

Н. П. ПЕТРОВА  
А. А. ЦЫНАЕВА  
В. В. БЕЛАЯ

## ИНТЕНСИФИКАЦИЯ И ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И ТРЕНИЯ В ПЛАСТИНЧАТЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ КМС-2 С ГРАДИЕНТОМ ДАВЛЕНИЯ

INTENSIFICATION AND STUDY OF HEAT TRANSFER AND FRICTION  
IN THE PLATE HEATING SURFACES OF THE KMS-2 AIR HEATER  
WITH A PRESSURE GRADIENT

Выполнено численное исследование теплообмена и трения в каналах теплообменника при наличии переменного градиента давления. Исследования проводились в программных комплексах (Code\_Saturne, Salome). Приведены результаты валидации метода исследования, показавшие, что отклонение результатов численного моделирования от данных расчета по известным критериальным уравнениям находится в пределах погрешности обобщения экспериментальных данных критериальными уравнениями. По результатам исследований при  $Re_d=3000$ ,  $Re_d=4177$ ,  $Re_d=6000$  выявлено, что осредненное значение коэффициента теплоотдачи канала переменного сечения до 20 % выше, чем для канала при  $dp/dx < 0$ , и на 16 % выше, чем при  $dp/dx > 0$ . При этом теплогидравлическая эффективность знакопеременного канала ( $L=117$  мм,  $l=58.5$  мм,  $n=2$ ) на начальном участке при  $\bar{x}=0-0,08$  ниже, чем в канале с  $dp/dx > 0$  на 26.7 %, а при  $\bar{x}=0,08-1$  выше на 5–15 %, при  $dp/dx < 0$  теплогидравлическая эффективность знакопеременного канала выше до 77 %.

**Ключевые слова:** поверхность нагрева, продольный градиент давления, воздушнонагреватель

### Введение

В связи с ростом объемов строительства жилых комплексов высокоэтажных зданий и крупных торговых центров возрастают затраты на проектирование систем обеспечения микроклимата и расходы теплоты на подготовку воздуха в системах вентиляции, кондиционирования и воздушного отопления. Это приводит к необходимости применения более эффективных теплообменных аппаратов в системах подготовки воздуха.

Интенсификация теплообмена со стороны нагреваемого воздуха позволит уменьшить габариты и металлоемкость теплообменников. Вопрос интенсификации теплообмена является практически значимым и актуальным, так как для обеспечения комфортных условий

A numerical study of heat transfer and friction in the heat exchanger channels in the presence of a variable pressure gradient is performed. The research was carried out in software complexes (Code\_Saturne, Salome). The results of the validation of the research method are presented and they showed that the deviation of the numerical simulation results from the calculation data according to the known criterion equations is within the error of generalization of the experimental data by the criterion equations. According to the results of studies at  $Re_d=3000$ ,  $Re_d=4177$ ,  $Re_d=6000$ , it was found that the average value of the heat transfer coefficient of the channel of variable cross-section is up to 20 % higher than for the channel at  $dp/dx < 0$  and 16 % higher than for  $dp/dx > 0$ . At the same time, the thermal-hydraulic efficiency of the alternating channel ( $L=117$  mm,  $l=58.5$  mm,  $n=2$ ) in the initial section at  $x=0...0.08$  is lower than in the channel with  $dp/dx > 0$  by 26.7 %, and at  $x=0.08...1$  it is higher by 5 ... 15 %, at  $dp/dx < 0$  the thermal-hydraulic efficiency of the alternating channel is higher by up to 77 %.

**Keywords:** heating surface, longitudinal pressure gradient, air heater

в жилых комплексах и крупных торговых центрах требуется развитая система подготовки воздуха с эффективными теплообменными аппаратами.

В настоящее время для повышения эффективности теплообменных аппаратов применяют следующие способы: использование поверхностных интенсификаторов (шероховатость стенки, нанесение лунок, шипов, ребер), применение динамического изменения характеристик рабочего потока (при пульсациях потока, при переменном знаке продольного градиента давления по потоку).

В работах Е.П. Дыбан, Э.Я. Эпик [1, 2] проведены экспериментальные исследования по теплообмену и трению в турбулентных потоках и влиянию различных факторов (степень

турбулентности, коэффициент ускоренности, физические свойства рабочего тела и т. д.) на структуру пограничных слоев и теплообмен.

Для повышения интенсивности теплообмена в теплообменном аппарате [3, 4] использован метод, основанный на применении осесимметричных каналов переменного сечения, образованных продольно-волнистыми ребрами при реализации двойного отсоса (вдува) пограничного слоя. Таким образом, реализуется продольный знакопеременный градиент давления, совмещенный с вдувом (отсосом) пограничного слоя. При переменном знаке градиента давления (положительном или отрицательном) открывается возможность управления интенсивностью теплообмена в теплообменных аппаратах. В работе [4] проведенное обобщение результатов экспериментальных исследований для диффузорно-конфузорных каналов в виде критериальных уравнений имело погрешность  $\pm 25\%$ . В современных условиях при проектировании и разработке нового теплообменного оборудования допустимая погрешность должна быть существенно ниже.

Исследование градиентных каналов достаточно широко представлено в работах [4–10]. В работах [5, 6] исследование выполнено для воздуха при значениях чисел Рейнольдса в диапазоне от 7300 до 10500 и коэффициенте ускоренности от  $3.8 \cdot 10^{-6}$  до  $12.4 \cdot 10^{-6}$ . Условия эксплуатации, характеризующиеся этими числами, не соответствуют условиям работы теплообменника КМС-2 и его модернизируемого аналога, применяемого в системах подготовки воздуха для вентиляции, кондиционирования и воздушного отопления. В этой связи требуется провести дополнительные численные исследования для модернизации такого теплообменника.

В работе В. И. Терехова, Т. В. Богатко [7] выявлено, что рост градиента давления приводит к уменьшению интенсивности теплообмена в отрывной области при условии, что исследования проводились при  $Re_d = 27500$ . Этот критерий Рейнольдса также не соответствует условиям эксплуатации воздухонагревателя КМС-2.

В работе А.В. Илинкова, А. В. Щукина и др. [8] проведено исследование совместного влияния применения различных типов интенсификаторов теплообмена (сферических лунок, выступов, полуцилиндрических выступов) – и градиента давления, и пространственно-временной перестройки профиля скорости, и пульсаций потока на интенсивность теплообмена. Выявлено следующее [8]: для диффузорного канала при наличии сферической выемки интенсивность теплоотдачи в ней снижается на 20 %, для конфузорного канала теплоперенос в выем-

ке, напротив, возрастает в два раза. Это особенно характерно для зон с образованием вихревых течений в сферических выемках. При отсутствии лунок по данным [8] коэффициент теплоотдачи для конфузора оказывается ниже, чем в безградиентном канале  $\alpha_{int}/\alpha_0 = 0,2$ , а для диффузора  $\alpha_{int}/\alpha_0 = 1,2$ . Однако в проведенных исследованиях [8]  $Re = 1.5\text{--}3.4 \cdot 10^5$ , что не соответствует условиям работы теплообменника КМС-2.

В работе С.Г. Руденко [9] проводилось исследование по влиянию продольного градиента давления на сложный теплообмен при высоких температурах каналов и сопел при сильном вдуве, что характерно для ядерных энергоустановок. При таких условиях интенсивность теплообменных процессов снижается по длине пластины. Исследование [9] проводилось для пластины длиной  $L=25$  мм (для ламинарного пограничного слоя) при  $dp/dx < 0$  и  $L=500$  мм (для турбулентного пограничного слоя) при следующих параметрах: диапазон изменения скорости потока 10–200 м/с с температурой потока 8000–10000 К, рабочее тело – двухфазный поток (несущая среда – водород, вторая фаза – частицы лития до 1 % по объему). Показано, что для ламинарного пограничного слоя при наличии вдува конвективная составляющая теплопереноса возрастает в 8.45 раза, а лучистая составляющая снижается незначительно. При наличии градиента давления и вдува влияние лучистой составляющей уменьшается на 6 %. Изучение теплообмена в работе [9] производится при существенно более высоких температурах потока и стенки, чем температуры, характерные для эксплуатации теплообменника КМС-2.

Ю.А. Виноградовым и его коллегами [10] проводились исследования теплообмена на проницаемой пластине для градиентного и безградиентного течения в сверхзвуковом потоке газа. По предельной теории турбулентного пограничного слоя проведен расчетный анализ измеренных значений температуры. Авторами этой работы выявлено, что градиент давления находится в зависимости от температуры на поверхности пластины и при исследовании необходимо учитывать его влияние на теплообмен. Однако в теплообменнике КМС-2 реализуются существенно более низкие скорости потока воздуха, что требует проведения дополнительных исследований.

Конструктивно стандартный теплообменник КМС-2 состоит из распределительной коробки, патрубков для подвода горячей воды, трубок для прохода теплоносителя, съемных боковых щитков [11]. Теплообменная поверхность формируется пластинами размером 136x117 мм, расстояние между которыми составляет 5 мм [11].

При модернизации калорифера КМС-2 предлагается использовать конструктивные решения, представленные на рис. 1. Общая длина канала, составляющая 117 мм, разделяется на участки с расширяющимся по ходу потока сечением и сужающимся сечением соответственно (с положительным и отрицательным градиентом давления). Длина таких участков  $l = L/n$ , где  $L$  – длина всего канала,  $n$  – количество участков, угол раскрытия участка канала может принимать значения от 0 до 5 град. [7]. В данной работе угол расширения (сужения) составляет 3 град.

В настоящей работе исследованы следующие конструктивные решения: канал с переменным сечением (рис. 1, в), длина отдельных участков  $l = 58,5$  мм,  $n = 2$ . Первый участок канала – расширяющийся  $dp/dx > 0$ , второй – сужающийся  $dp/dx < 0$ , угол раскрытия (сужения)  $\beta = 3$  град. В дальнейшем планируется рассмотреть каналы теплообменников, в которых общая длина будет разделена более чем на два участка.

Разделение теплообменной поверхности на участки с положительным и отрицательным градиентом давления выполнено для того, чтобы интенсифицировать теплообмен и компенсировать потери давления. В расширяющемся канале давление возрастает, но скорость падает. Для сужающегося канала характерно возрастание скорости, но и существенный рост потерь давления, что снижает теплогидравлическую эффективность таких каналов. Для того чтобы скомбинировать отрицательные и положительные стороны конфузурных и диффузор-

ных участков, необходимо общую длину канала разделить на отдельные сегменты.

Для проведения численного исследования в качестве инструмента выбран программный комплекс Code\_Saturne [12], в котором реализуется численное решение уравнений сохранения количества движения, дифференциальное уравнение энергии, уравнение неразрывности и уравнение состояния.

Для построения расчетной сетки использовались алгоритмы, представленные в работе [13] и реализованные с помощью программного комплекса Salome [14]. Количество слоев вязкости и характеристики сетки выбирались в соответствии с параметрами [13].

Для численного исследования применялся RANS подход. Модель турбулентности выбиралась на основе ранее проведенных исследований [13].

### Численное исследование и валидация

Для подтверждения адекватности получаемых решений проведена валидация инструмента исследования. Для решения этой задачи проведено сравнение результатов численного эксперимента авторов с результатами физического эксперимента Э. Я. Эпик [15] и с расчетом по критериальному уравнению Жукаускаса из работы [16] и по формуле Василева, представленной в [17], для конфузора.

Условия моделирования:  $Re = 3000, 4177, 6000$ , рабочее тело – воздух, температура воздуха на входе минус 30 °С, что соответствует зимним

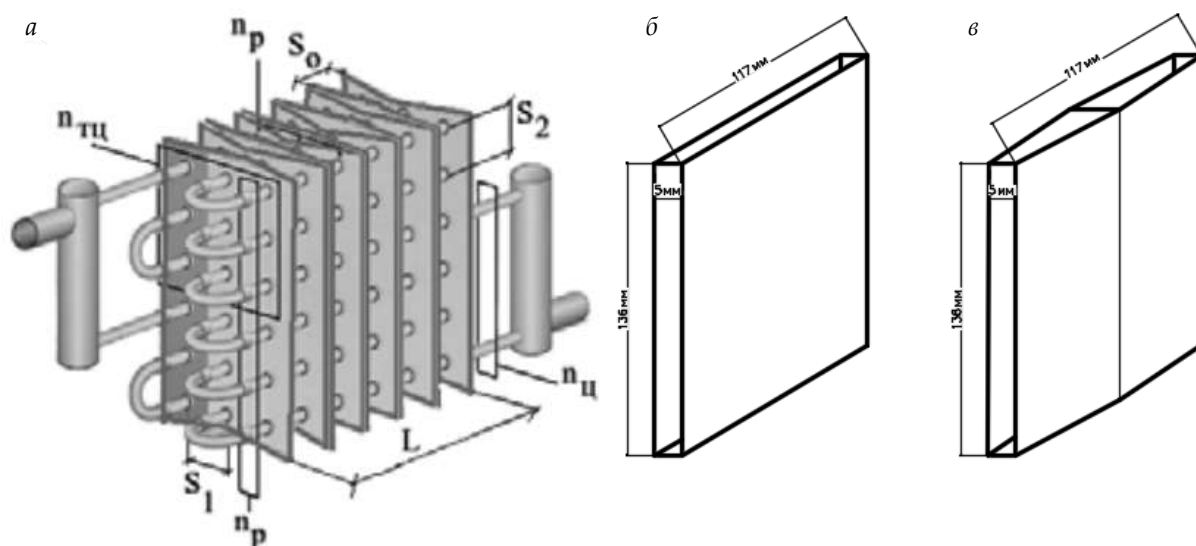


Рис. 1. Предлагаемая конструкция теплообменника:

а – с изогнутыми пластинами, где  $L$  – длина;  $S_0$  – шаг оребрения;  $S_1$  – продольный шаг трубок;  $S_2$  – поперечный шаг трубок;  $n_p$  – число трубок в ряду;  $n_ц$  – количество циркуляционных контуров;  $n_тц$  – число трубок в циркуляционном контуре; б – тип канала для стандартного теплообменника КМС2; в – тип канала для модернизированного теплообменника

условиям для г. Самары, боковые стенки являются обогреваемыми  $q_1 = 1832 \text{ Вт/м}^2$ ,  $q_2 = 2053 \text{ Вт/м}^2$ ,  $q_3 = 2370 \text{ Вт/м}^2$  (тепловые потоки для соответствующих чисел Рейнольдса); верхняя и нижняя стенка не обогреваются (рис. 1, б, в), на выходе канала реализуются условия свободного истечения.

Результаты сравнения численного эксперимента с физическим экспериментом Э. Я. Эпик показаны авторами в работах [13, 18]. Сопоставление результатов численного моделирования и результатов расчета по критериальным уравнениям Жукаускаса [16] и Василева [17] представлено на рис. 2.

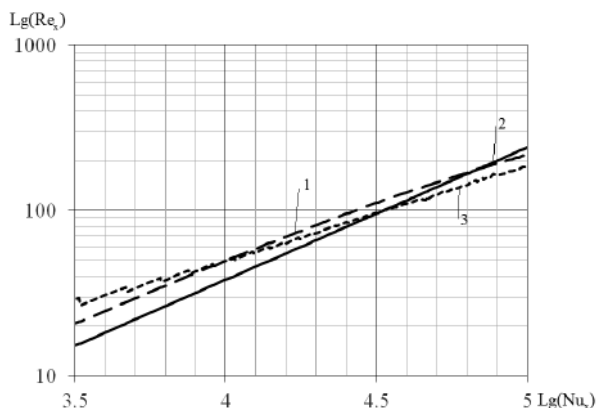


Рис. 2. Локальные значения коэффициента теплоотдачи по длине конфузора при  $v = 6.7 \text{ м/с}$ ,  $dp/dx < 0$ : 1 – расчет по формуле Жукаускаса [16]; 2 – расчет по формуле Василева [17]; 3 – численное моделирование авторов

Анализ рис. 2 показывает, что отклонение результатов численного моделирования от данных расчета по критериальным уравнениям находится в пределах погрешности обобщения экспериментальных данных критериальными уравнениями. При этом следует отметить, что количественное совпадение результатов численного исследования авторов более выражено при сравнении с расчетом по формуле Жукаускаса [16], а формула Василева будет давать более качественные результаты при более высоких значениях Рейнольдса и при углах раскрытия от 2 до 17 град. [17].

### Результаты моделирования

В результате численного моделирования определяется скорость, температура потока и поверхности канала, энергия пульсации потока. Далее производится обработка результатов численного исследования и рассчитываются локальные коэффициенты теплоотдачи, значения чисел Стантона, потери давления и другие характеристики.

На рис. 3 показаны результаты численного моделирования распределения избыточно-

го давления по длине канала при числах Рейнольдса 3000, 4177, 6000.

Из результатов исследования видно, что при наличии положительного градиента давления избыточное давление возрастает, при наличии отрицательного градиента давления избыточное давление уменьшается. В канале переменного сечения избыточное давление в расширяющейся части канала ( $dp/dx > 0$ ) возрастает на 40–66 %, а в сужающейся части канала ( $dp/dx < 0$ ) падает на 85–98 %.

Результаты исследования локального значения коэффициента теплоотдачи показаны на рис. 4.

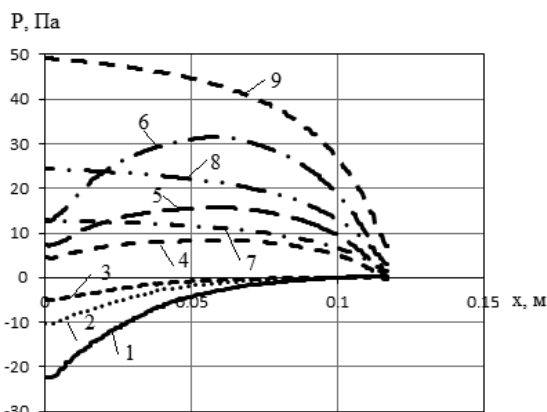


Рис. 3. Избыточное давление по длине канала: 1, 2, 3 – сужающийся канал  $dp/dx < 0$  при  $Re_d = 3000$ ,  $Re_d = 4177$ ,  $Re_d = 6000$  соответственно; 4, 5, 6 – канал с переменным продольным градиентом ( $L = 117 \text{ мм}$ ,  $l = 58.5 \text{ мм}$ ,  $n = 2$ ) при  $Re_d = 3000$ ,  $Re_d = 4177$ ,  $Re_d = 6000$  соответственно; 7, 8, 9 – расширяющийся канал  $dp/dx > 0$  при  $Re_d = 3000$ ,  $Re_d = 4177$ ,  $Re_d = 6000$

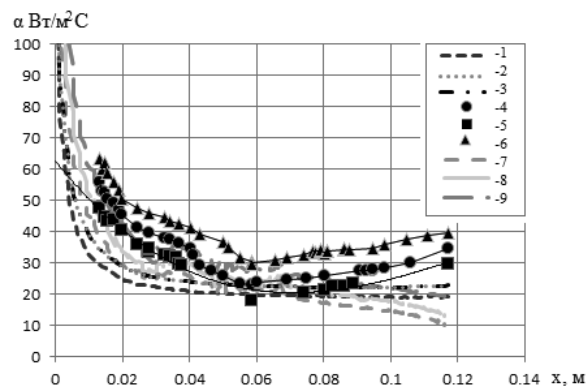


Рис. 4. Локальные коэффициенты теплоотдачи по длине канала:

1, 2, 3 – сужающийся канал  $dp/dx < 0$  при  $Re_d = 3000$ ,  $Re_d = 4177$ ,  $Re_d = 6000$  соответственно; 4, 5, 6 – канал с переменным продольным градиентом ( $L = 117 \text{ мм}$ ,  $l = 58.5 \text{ мм}$ ,  $n = 2$ ) при  $Re_d = 3000$ ,  $Re_d = 4177$ ,  $Re_d = 6000$  соответственно; 7, 8, 9 – расширяющийся канал  $dp/dx > 0$  при  $Re_d = 3000$ ,  $Re_d = 4177$ ,  $Re_d = 6000$

Из рис. 4 видно, что применение канала переменного сечения ведет к росту осредненных по длине канала коэффициентов теплоотдачи до 16 % при сравнении с каналом с  $dp/dx > 0$  и на 20 % при сравнении с каналом с  $dp/dx < 0$ .

Далее было проведено обобщение результатов исследования по числу Стантона и коэффициенту трения, и эти результаты представлены на рис 5.

Расчет коэффициента трения производился по формуле [19]:

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{l}{d} \frac{\rho U_e^2}{2}}$$

где  $l$  – длина участка, м;  $d$  – диаметр канала, м;  $U_e$  – скорость, м/с;  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta P$  – потери давления, Па;  $f$  – коэффициент трения.

Из рис. 5 видно, что теплогидравлическая эффективность знакопеременного канала ( $L = 117$  мм,  $l = 58.5$  мм,  $n = 2$ ) на начальном участке (при  $\bar{x} = 0-0,08$  ниже, чем в канале с  $dp/dx > 0$  до 26.7 %, а при  $\bar{x} = 0,08-1$  выше на 5–15 %, но для канала с  $dp/dx < 0$  прирост может достигать 77 %.

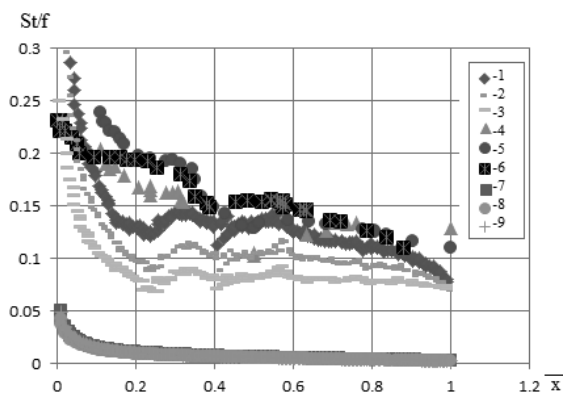


Рис. 5. Отношение числа Стантона на коэффициент трения:

1, 2, 3 –  $dp/dx > 0$  при  $Re_d = 3000$ ,  $Re_d = 4177$ ,  $Re_d = 6000$  соответственно; 4, 5, 6 – канал с переменным продольным градиентом ( $L = 117$  мм,  $l = 58.5$  мм,  $n = 2$ ) при  $Re_d = 3000$ ,  $Re_d = 4177$ ,  $Re_d = 6000$  соответственно; 7, 8, 9 –  $dp/dx < 0$  при  $Re_d = 3000$ ,  $Re_d = 4177$ ,  $Re_d = 6000$

**Вывод.** В результате численного исследования выявлено, что применение переменного продольного градиента давления ( $L = 117$  мм,  $l = 58.5$  мм,  $n = 2$ ) оказывает существенное влияние на интенсификацию теплообмена.

Осредненное значение коэффициента теплоотдачи канала переменного сечения до 20 % выше, чем для канала при  $dp/dx < 0$ , и на 16 % выше, чем при  $dp/dx > 0$ .

Теплогидравлическая эффективность знакопеременного канала ( $L = 117$  мм,  $l = 58.5$  мм,

$n = 2$ ) на начальном участке (при ниже, чем в канале с  $dp/dx > 0$  до 26.7 %, а при выше на 5–15 %, но для канала с  $dp/dx < 0$  прирост может достигать 77 %.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дыбан Е.П., Эник Э.Я. Тепломассообмен и гидродинамика турбулизированных потоков. Киев: Наук.думка, 1985. 296 с.
2. Дыбан Е. П., Эник Э. Я. Структура пристенных пограничных слоев при наличии байпасного ламинарно-турбулентного перехода // Промышленная теплотехника. 1997. Т.19. №. 4–5. С. 25–33.
3. А.с. 285938 СССР. Способ интенсификации конвективного теплообмена / Кирпиков В.А., Гутарев В.В., Лейфман И.И.: заявитель и патентообладатель Московский институт химического машиностроения – 1280302/24-6, заявл: 04.10.1968, опубл. 10.11.1970. Бюл. № 34.
4. Бережная О.К. Моделирование теплогидравлических процессов и разработка методики обобщения данных по эффективным теплообменникам: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.04. М., 2005. 20 с.
5. Луцник В.Г., Решмин А.И. Интенсификация теплообмена в плоском безотрывном диффузоре // ТВТ. 2018. Т. 56. № 4. С. 586–593. <https://doi.org/10.31857/S004036440002725-1>.
6. Луцник В.Г., Макарова М.С., Решмин А.И. Ламинаризация потока при течении с теплообменом в плоском канале с конфузореом // Изв. РАН. МЖТ. 2019. № 1. С. 68–77.
7. Terekhov V.I., Yarygina N.I., Zhdanov R.F. Heat transfer in turbulent separated flows in the presence of high free-stream turbulence// Intern.J. Heat Mass Transfer.2003. V. 46. P. 4535-4551. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00291-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00291-6).
8. Ilinkov A.V., Shchukin A.V., Takmoytsev V.V., Khabibullin I.I., Zaripov I.S., Enizerkin D.I. Heat transfer enhancement in the fields of mass forces, pressure gradients, velocity fluctuations, and impinging jets// Thermal Engineering. 2020. Т. 67. № 1. С. 36–42 <https://doi.org/10.1134/S0040601520010024>.
9. Рудненко С.Г. Влияние продольного градиента давления на сложный теплообмен на начальных участках высокотемпературных выходных каналов и сопел при сильном ддуве // НПО Энергомаш им. Академика В.П. Глушко. Химки, 2008. С.68–85 .
10. Виноградов Ю. А., Ермолаев И. К., Леонтьев А. И., Стронгин М. М. Экспериментальное исследование теплообмена на проницаемой поверхности при наличии продольного положительного градиента давления // Труды третьей Российской национальной конференции по теплообмену (Москва, 21-25 октября 2002). М.: Издательство ФГБОУ ВПО «НИУ» МЭИ, 2002. С. 95–98.
11. <http://zao-tst.ru/kalorifery-kms-kmb.html>.
12. Code\_Saturne. URL: <https://www.code-saturne.org/cms/>. Дата обращения 01.02.2018.
13. Петрова Н.П., Цынаева А.А. Численное исследование теплообмена в канале теплообменника

с градиентом давления // Тепловые процессы в технике. 2019. Т. 11. № 12. С. 532–540. DOI: 10.34759/tpt-2019-11-12-532-540.

14. Salome. URL: <http://salome-platform.org/>.

15. Эпик Э.Я. Влияние турбулентности и продольного градиента давления на теплообмен в турбулентном пограничном слое // РНКТ-2006. М.: МЭИ. Т.2. С. 270–273.

16. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.

17. Василев Ф.В. Расчетно-экспериментальное исследование локальных и осредненных характеристик теплоотдачи при турбулентном течении теплоносителя в прямых, диффузорных и конфузорных каналах: дис...канд.техн.наук. Брянск: Брянский ордена «Знак Почета» институт транспортного машиностроения, 1983. 223 с.

18. Петрова Н.П., Цынаева А. А. Разработка и исследование калориферов с градиентными интенсификаторами теплообмена // Градостроительство и архитектура. 2018. Т.8. № 3. С.137–144. DOI: 10.17673/Vestnik.2018.03.25.

19. Lienhard J.H., Lienhard J.H. A heat transfer textbook. 4 edition. Cambridge, Massachusetts: Phlogiston press. 2011. 755 p.

## REFERENCES

1. Dyban E. P., Epic E. Ya. *Teplomassoobmen i gidrodinamika turbulizirovannykh potokov* [Heat and mass transfer and hydrodynamics of turbulized flows]. Kiev: Nauk.dumka, 1985. 296 p.

2. Dyban E. P., Epik E. Ya. Structure of wall boundary layers in the presence of a bypass laminar-turbulent transition. *Promyshlennaya teplotekhnika* [Industrial heat engineering], 1997, Vol. 19, no. 4-5, pp. 25-33. (in Russian)

3. Kirpikov V. A., Gutarev V. V., Leifman I. I. *Sposob intensifikatsii konvektivnogo teploobmena* [Method of intensification of convective heat transfer]. Patent SSSR, no. 2280590, 1970.

4. Berezhnaya O. K. *Modelirovaniye teplogidravlicheskih protsessov i razrabotka metodiki obobshcheniya dannykh po effektivnym teploobmennikam. Cand, Abstract*. [Modeling of thermohydraulic processes and development of a methodology for generalizing data on efficient heat exchangers. Cand, Abstract]. Moscow, 2005. 20 p.

5. Luschik V. G., Reshmin A. Heat transfer enhancement in a plane separation-free diffuser. *High Temperature*, 2018, Vol. 56, no. 4, pp. 569–575. DOI:10.31857/S004036440002725-1. (in Russian)

6. Luschik V.G., Makarova M.S., Reshmin A.I. Laminarization of flow with heat transfer in a plane channel with a confuser. *Fluid Dynamics*, 2019, Vol. 54, no. 1, pp. 67–76. doi.org/10.1134/S0015462819010099. (in Russian)

7. Terekhov V.I., Yarygina N.I., Zhdanov R.F. Heat transfer in turbulent separated flows in the presence of high free-stream turbulence. *Intern.J. Heat Mass Transfer*, 2003, Vol. 46, pp. 4535-4551. DOI:10.1016/S0017-9310(03)00291-6

8. Ilinkov A.V., Shchukin A.V., Takmoltsev V.V., Khabibullin I.I., Zaripov I.S., Enizerkin D.I. Heat transfer

enhancement in the fields of mass forces, pressure gradients, velocity fluctuations, and impinging jets. *Thermal Engineering*, 2020, Vol. 67, no. 1, pp. 36-42. DOI: 10.1134/S0040601520010024

9. Rudnenko S. G. *Vliyanie prodol'nogo gradienta davleniya na slozhnyj teploobmen na nachal'nykh uchastkakh vysokotemperaturnykh vyhodnykh kanalov i sopol pri sil'nom vduve* [Influence of the longitudinal pressure gradient on complex heat transfer in the initial sections of high-temperature output channels and nozzles under strong injection]. *Khimki, NPO Energomash im. Akademika V. P. Glushko*, 2008, pp. 68-85. (in Russian)

10. Vinogradov Yu. A., Ermolaev I. K., Leontiev A. I., Strongin M. M. Experimental study of heat transfer on a permeable surface in the presence of a longitudinal positive pressure gradient. *Trudy tret'ej Rossijskoj nacional'noj konferencii po teploobmenu* (Moskva, 21-25 oktyabrya 2002) [Proceedings of the Third Russian National Conference on Heat Exchange (Moscow, October 21-25, 2002)]. Moscow: Publishing House of FGBOU VPO "NIU" MEI, 2002, pp. 95-98. (in Russian)

11. <http://zao-tst.ru/kalorifery-kms-kmb.html>

12. Code\_Saturne. URL: <https://www.code-saturne.org/cms/>. Accessed 01.02.2018;

13. Petrova N. P., Tsynaeva A. A. Numerical study of heat transfer in the channel of a heat exchanger with a pressure gradient. *Teplovyye protsessy v tekhnike* [Thermal processes in engineering], 2019, Vol. 11, no. 12, pp. 532-540. DOI: 10.34759/tpt-2019-11-12-532-540. (in Russian)

14. Salome. URL: <http://salome-platform.org/>

15. Epik E.Ya. Effect of turbulence and longitudinal pressure gradient on heat transfer in a turbulent boundary layer. *Trudy 4 Rossijskoj natsional'noj konferentsii po teploobmenu* [Proc. 4th Russian National Conference on Heat Transfer]. Moscow: Publishing house MPEI, 2006, Vol. 2, pp. 270–273. (in Russian)

16. Zhukauskas A.A. *Konvektivnyj perenos v teploobmennikakh* [Convective transfer in heat exchangers]. Moscow: Nauka, 1982. 472 p.

17. Vasilev F.V. *Raschyotno-eksperimental'noe issledovanie lokal'nykh i osrednyonnykh kharakteristik teplootdachi pri turbulentnom techenii teplonositelya v pryamykh, diffuzornykh i konfuzornykh kanalakh. Diss. cand. techn. Nauk* [Calculation and experimental study of local and averaged heat transfer characteristics during turbulent flow of coolant in direct, diffuser and confuser channels. Ph. D. Diss.]. Bryansk, 1983. 223 p.

18. Petrova N.P., Tsynaeva A.A. Design and study of exchangers with pressure gradient heat intensifiers. *Gradostroitel'stvo i arkhitektura* [Urban planning and architecture], 2018, Vol. 8, no. 3, pp. 137–144. (in Russian)

19. Lienhard J.H., Lienhard J.H. A heat transfer textbook. Cambridge, Massachusetts: Phlogiston press. 2011. 755 p.

Об авторах:

**ПЕТРОВА Надежда Павловна**

аспирант кафедры теплогазоснабжения и вентиляции  
Самарский государственный технический университет  
Академия строительства и архитектуры  
443100, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244  
E-mail: nadej.orlowa2013@mail.ru

**PETROVA Nadezhda P.**

Post Graduate Student of the Faculty of Life Support  
Systems and Environmental Engineering  
Samara State Technical University  
443100, Russia, Samara, Molodogvardeyskaya str., 244  
E-mail: nadej.orlowa2013@mail.ru

**ЦЫНАЕВА Анна Александровна**

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры  
теплогазоснабжения и вентиляции  
Самарский государственный технический университет  
Академия строительства и архитектуры  
443100, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244  
E-mail: a.tsinaeva@rambler.ru

**TSYNAEVA Anna A.**

PhD in Engineering Science, Associate Professor of the  
Heat  
and Gas Supply and Ventilation Chair  
Samara State Technical University  
443100, Russia, Samara, Molodogvardeyskaya str., 244  
E-mail: a.tsinaeva@rambler.ru

**БЕЛАЯ Валерия Викторовна**

аспирант кафедры теплогазоснабжения и вентиляции  
Самарский государственный технический университет  
Академия строительства и архитектуры  
443100, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244  
E-mail: bonyparkery@gmail.com

**BELAYA Valeriya V.**

Postgraduate Student of the Faculty of Life Support  
Systems and Environmental Engineering  
Samara State Technical University  
443100, Russia, Samara, Molodogvardeyskaya str., 244  
E-mail: bonyparkery@gmail.com

Для цитирования: Петрова Н.П., Цынаева А.А., Белая В.В. Интенсификация и исследование теплообмена и трения в пластинчатых поверхностях нагрева воздухонагревателя КМС-2 с градиентом давления // Градостроительство и архитектура. 2021. Т.11, № 2. С. 23–29. DOI: 10.17673/Vestnik.2021.02.04.

For citation: Petrova N.P., Tsynaeva A.A., Belaya V.V. Intensification and study of heat transfer and friction in the plate heating surfaces of the KMS-2 air heater with a pressure gradient. *Gradostroitel'stvo i arhitektura* [Urban Construction and Architecture], 2021, vol. 11, no. 2, Pp. 23–29. (in Russian) DOI: 10.17673/Vestnik.2021.02.04.

**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ  
«ГРАДОСТРОИТЕЛЬСТВО И АРХИТЕКТУРА»**

