

**Н. П. ПЕТРОВА
А. А. ЦЫНАЕВА**

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ КАЛОРИФЕРОВ С ГРАДИЕНТНЫМИ ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ ТЕПЛООБМЕНА

**DESIGN AND STUDY OF EXCHANGERS
WITH PRESSURE GRADIENT HEAT INTENSIFIERS**

Выполнено численное исследование локального теплообмена в турбулентном пограничном слое при наличии продольного градиента давления. Исследование проводилось на базе свободного программного обеспечения (Salome и Code_Saturne) с помощью RANS подхода. Проведена валидация математических моделей и используемых программных средств методом сравнения с результатами экспериментального исследования. Верификация показала высокое качественное совпадение результатов численного исследования с экспериментом. На основе полученных результатов разработаны конструкции калориферов, схема расчета данных устройств. Выявлено, что применение градиентных интенсификаторов теплообмена ведет к увеличению эффективности теплообмена, что позволяет снизить габаритные характеристики калориферов.

This paper is presented the numerical study of local heat transfer in the turbulent boundary layer with longitudinal pressure gradient. The study is based to free software with open source code (Salome and Code_Saturne) has been based by RANS approach and empirical models of turbulence. Validation of mathematical models and software is based by collation numerical results with the results of experimental study of flow characteristics in a turbulent boundary layer of longitudinal pressure gradient and high turbulence intensity (Epik E. Ya., NASc of Ukraine). The validation had a high qualitative coincidence of the flow characteristics determined as a result of the simulation with experimental data. We designed two constructive schemes of heat exchangers for air. This study presents a calculation plan for these heat exchangers. Results of the study are showed that the use of gradient heat exchange intensifiers leads to an increase in the heat transfer coefficient from air to 17 %.

Ключевые слова: калорифер, численное исследование, верификация, теплообмен, градиент давления, турбулентность

Key words: heat exchanger, numerical research, validation, heat transfer, pressure gradient, turbulence

Введение

В настоящее время известно, что градиент давления оказывает значительное влияние на интенсивность теплообмена в турбулентном пограничном слое [1–4]. При этом положительный и отрицательный продольный градиенты давления оказывают различное влияние на теплообмен. В этой связи использование продольного градиента давления возможно как для решения задач тепловой защиты теплонапряженных элементов энергетических установок, так и для интенсификации теплопередачи в теплообменниках-калориферах. Калориферы, служащие для подогрева приточного воздуха в системах вентиляции или для охлаждения воздуха в системах кондиционирования, имеют недостаточно высокую интенсивность теплоотдачи со стороны воздушного потока. Это во многом обусловлено характеристиками рабочего тела (воздуха), скоростью движения воздушного потока и т. д. Поэтому для интенсификации теплообмена требуется разработка таких интенсификаторов теплоотдачи, которые не потребуют значительного изменения технологии изготовления калориферов. К данным техническим решениям сле-

дует отнести применение теплообменных аппаратов с управлением процессом передачи теплоты за счет наличия продольного градиента давления [5–7]. Кроме того, продольный градиент давления может быть использован для охлаждения лопатки турбины [6], для отвода конденсата [8] и для охлаждения электронного оборудования [9]. Несмотря на имеющиеся данные [1,3,4] по интенсификации теплообмена при наличии продольного положительного градиента давления, остается недостаточно изученной зависимость роста эффективности теплообмена от величины продольного градиента давления, от поверхностных вихрегенераторов (дунок различной глубины и формы), физической природы рабочего тела, интенсивности турбулентности потока. Так как интенсивность турбулентности и продольный градиент давления представляются авторам наиболее значимыми факторами при росте теплоотдачи, то следует оценить влияние турбулентности и продольного градиента давления. Для оценки влияния этих факторов на теплообмен с целью разработки калорифера с градиентными интенсификаторами теплообмена эффективно использовать численное

моделирование, в том числе на базе свободного программного обеспечения [10,11].

В этой связи данная работа посвящена численному исследованию влияния высокой интенсивности турбулентности и продольного градиента давления на теплообмен, а также разработке конструкции калориферов с градиентными интенсификаторами теплообмена.

Численное исследование и валидация результатов

В качестве объекта исследования выбран канал теплообменного аппарата с продольным градиентом давления. Экспериментальные исследования проводились в аэродинамической трубе по изучению влияния на теплообмен в турбулентном пограничном слое высокой интенсивности турбулентности и положительного продольного градиента давления (Эпик Э.Я., 2006) [3,12]. Экспериментальное исследование теплообмена в турбулентном пограничном слое в работе [12] проводилось на плоской частично необогреваемой пластине со скругленной входной кромкой, длина пластины составляла 800 мм, длина не обогреваемого начального участка – 30 мм от входной кромки. Критерий Re изменялся от 6000 до 430000.

Для сокращения затрат машино-часов при расчете теплообмена в канале со сложными аэродинамическими условиями при создании геометрии расчетной области были приняты следующие допущения: в центре канала по вертикали выделялась зона шириной в одну расчетную ячейку, по пластине по горизонтали выполнялось сечение, на котором задавалось условие симметрии. Геометрия расчетной области и граничные условия представлены на рис. 1. Более подробно геометрия расчетной области и ее построение описаны в работе [13]. Для разработки геометрической модели использовался облачный сервис Onshape [14].

Расчетная сетка выполнена в программном комплексе Salome [10], алгоритм ее формирования Extrusion 3d, вблизи стенок образованы 12 параллельных слоев сетки с уменьшенными размерами

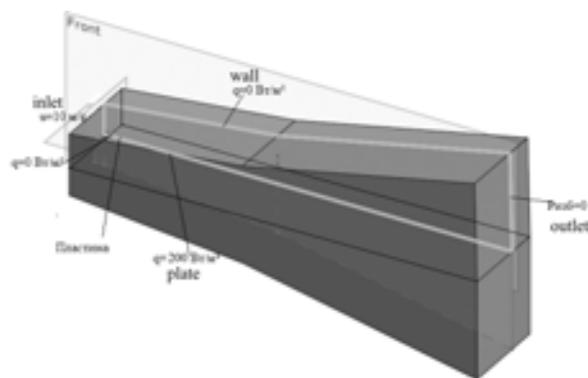


Рис. 1. Геометрия экспериментального участка [12] и граничные условия

ячеек. Описание создания сетки по этому исследованию приведено в работе [13].

Условия моделирования следующие: в качестве рабочего тела принят воздух таких же параметров, что и в экспериментальной работе [12] по исследованию влияния на теплообмен в турбулентном пограничном слое положительного градиента давления и высокой турбулентности. На входе скорость потока задана по нормали, $u = 10$ м/с, температура потока $t = 20$ °С. На стенках аэродинамической трубы определено условие отсутствия теплообмена с окружающей средой $q = 0$ Вт/м². На выходе назначено условие свободного истечения воздуха в атмосферу. На не обогреваемой части обдуваемой потоком воздуха пластины $q = 0$ Вт/м², для обогреваемого участка $q = 200$ Вт/м². Степень турбулентности в исследовании задавалась различной:

- а) $Tu = var = 6...12,2$ % (при валидации метода исследования $Tu = (A \cdot (x + x_0))^m$, $A = 240$, $m = 1,4$, $x = 0,4$) [14,15];
- б) $Tu = const = 8,4$ % (среднее значение для эксперимента [12];
- в) $Tu = const = 0,01$ % (как правило, такие условия являются искусственно созданными).

Численное решение получено на основе RANS подхода (с использованием уравнений Навье-Стокса, уравнения энергии и состояния) с эмпирическими $k-\epsilon$ Linear Production и $k-\omega$ sst моделями турбулентности [15]. Результаты валидации численного решения представлены на рис. 2.

Как показал анализ результатов численного решения, отклонение численных результатов от данных эксперимента [12] составляет менее 10 % при использовании $k-\epsilon$ Linear Production и $k-\omega$ sst моделей турбулентности [15,16]. Однако дополнительно проведенный анализ результатов по теплообмену показал, что использование $k-\epsilon$ Linear Production модели турбулентности без модификации будет несколько не оправданно, так как по коэффициенту теплоотдачи отличие будет значительным. Это было показано авторами в работе [13].

Применение модели турбулентности $k-\omega$ sst показывает более качественное совпадение результатов численного и физического эксперимента при исследовании теплообмена в турбулентном пограничном слое с положительным градиентом давления [13].

Для инженерных расчетов локальных значений коэффициентов теплоотдачи в потоках с градиентом давления и высокой интенсивностью турбулентности в работе [14] предлагается использовать критериальное уравнение, полученное на основе обобщения экспериментальных данных:

$$St_x = 0,03 Re_x^{-0,2} Pr^{0,4} \cdot (1 + 3Tu + 6Tu^2) \cdot (1 + P)^{-n}, \quad (1)$$

где Re_x – число Рейнольдса; Tu – степень турбулентности; $n = 1,73Tu - 0,212$ – показатель степени; P – показатель давления, $P = \frac{x}{U_c} \frac{dU_c}{dx}$.

$St_x = \alpha_x / (c_p \rho U_0)$ – число Стантона, где α_x – локальный коэффициент теплоотдачи;

На рис. 3 показано сравнение коэффициента теплоотдачи по результатам численного решения с расчетом по критериальному уравнению (1). При численном решении использовалась $k-\omega$ sst модель турбулентности с применением пристеночных функций и без них, $Tu = (A \cdot (x + x)^m)^{0.5}$. На рис. 4, а представлены результаты моделирования теплообмена в канале с продольным градиентом давления при $Tu = \text{const} = 8,4 \%$, модель турбулентности $k-\omega$ sst. На рис. 4, б показаны результаты численного исследования при $Tu = \text{const} = 0,01 \%$, модель турбулентности $k-\omega$ sst.

Как видно из результатов, представленных на рис. 3, использование пристеночных функций и версия модели турбулентности $k-\omega$ sst, реализованные в различных воплощениях программного кода, отражаются на результатах моделирования теплообмена.

Таким образом, как видно из результатов, представленных на рис. 3, 4, корректное применение пристеночных функций позволяет повысить точность прогнозирования теплообмена в каналах теплообменных аппаратов с продольным градиентом давления. Согласно полученным данным (рис. 3, 4), переменная по длине канала высокая интенсивность

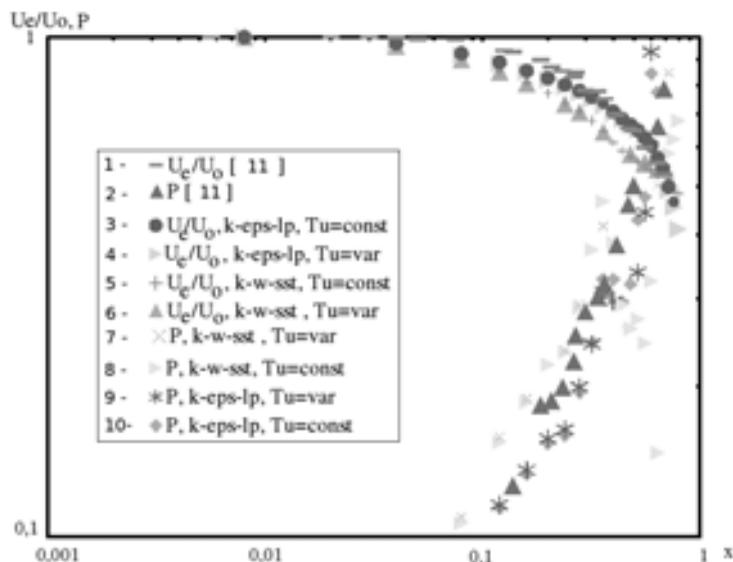


Рис. 2. Результаты валидации численного решения: U_0 , U_e – начальная скорость и скорость потока вне пограничного слоя соответственно; $|P|$ – параметр давления

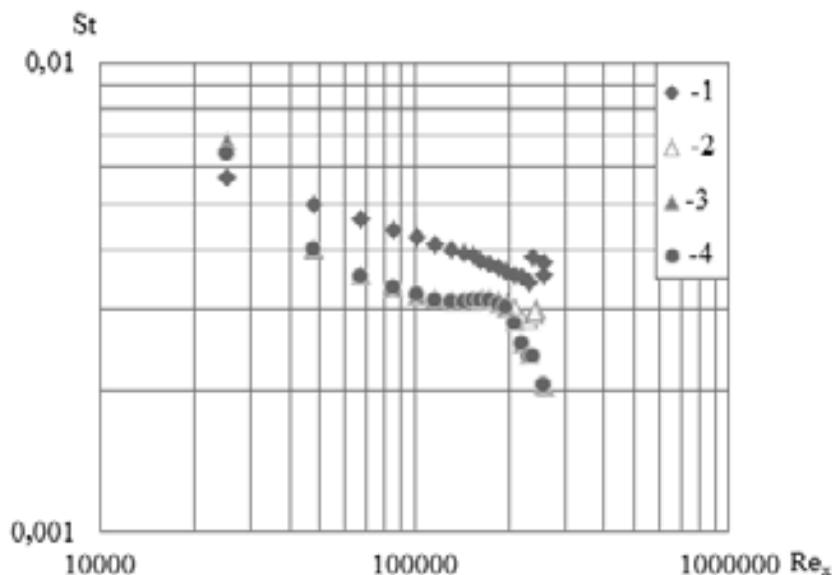


Рис. 3. Локальный коэффициент теплоотдачи при $Tu = \text{var}$: 1 – по уравнению (1) [14]; 2,3,4 – численный расчет: 2 – с моделью турбулентности $k-\omega$ sst, Code_Saturne 4.0; 3 – с моделью турбулентности $k-\omega$ sst без пристеночных функций, Code_Saturne 5.0; 4 – с моделью турбулентности $k-\omega$ sst с пристеночной функцией, Code_Saturne 5.0

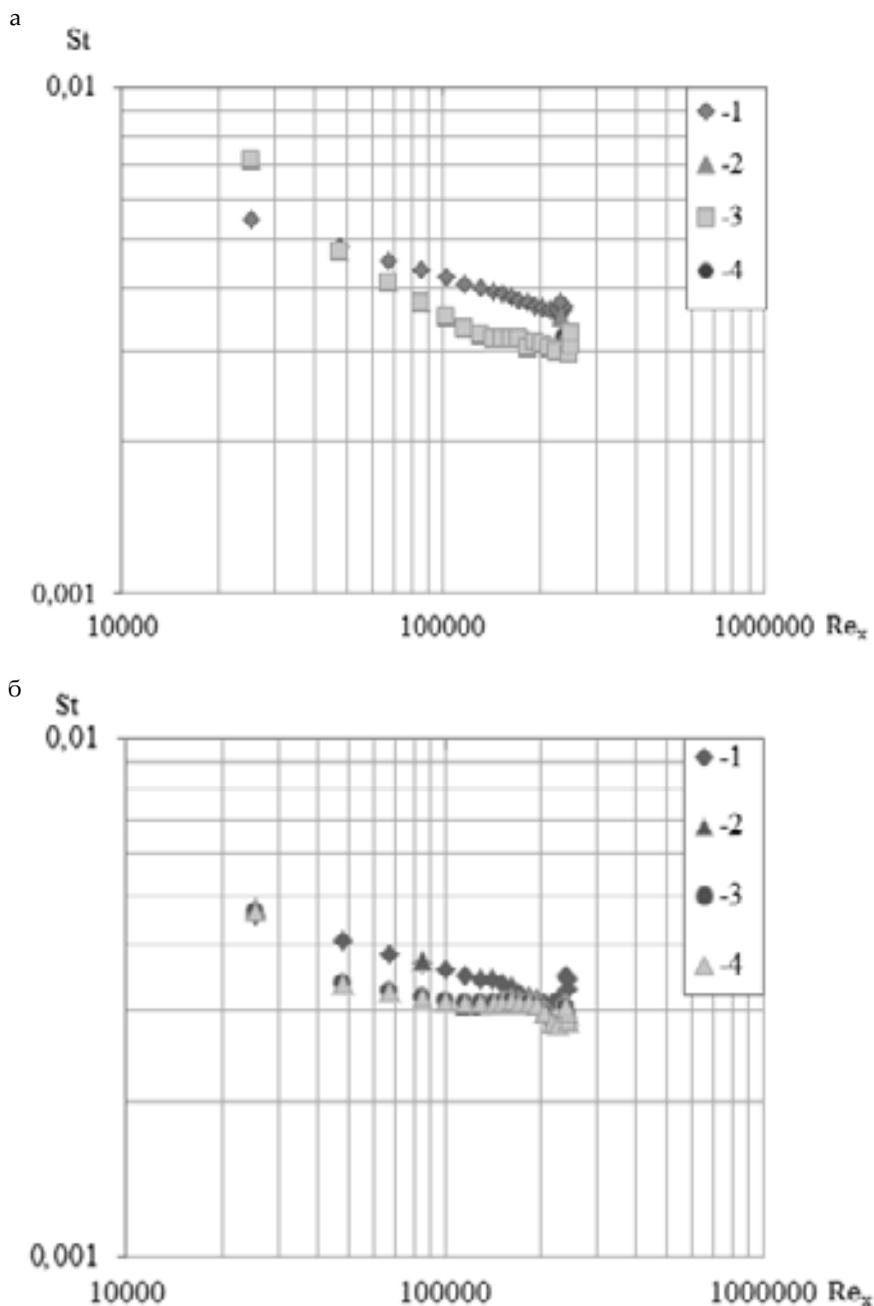


Рис. 4. Локальный коэффициент теплоотдачи: а – $Tu = \text{const} = 8,4 \%$; б – $Tu = \text{const} = 0,01 \%$
 1 – по уравнению (1) [14]; 2,3,4 – численный расчет: 2 – с пристеночной функцией, версия Code_Saturne 5.0;
 3 – с двумя пристеночными функциями, версия Code_Saturne 5.0; 4 – без пристеночных функций, версия Code_Saturne 5.0

турбулентности осложняет процесс численного исследования теплообмена в турбулентном пограничном слое с продольным градиентом давления. Количественные отличия между результатами, полученными по критериальному уравнению и в процессе численного моделирования, уменьшаются при наличии постоянной по величине интенсивности турбулентности.

На рис. 5 показаны результаты моделирования теплообмена в пограничном слое с положительным продольным градиентом давления для различных видов рабочих тел: воздух, гелий, углекислый газ.

В соответствии с результатами численного исследования, представленными на рис. 6, интенсивность теплообмена во многом определяется природой рабочего тела, что подтверждается экспери-

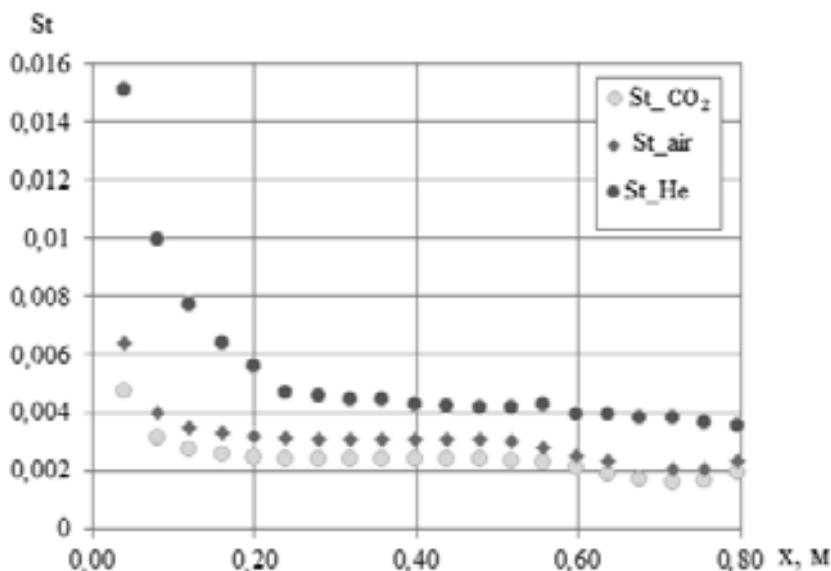


Рис. 5. Значение локальных коэффициентов теплоотдачи по длине пластины: St_{air} , St_{He} , St_{CO_2} – рабочим телом является воздух, гелий, углекислый газ

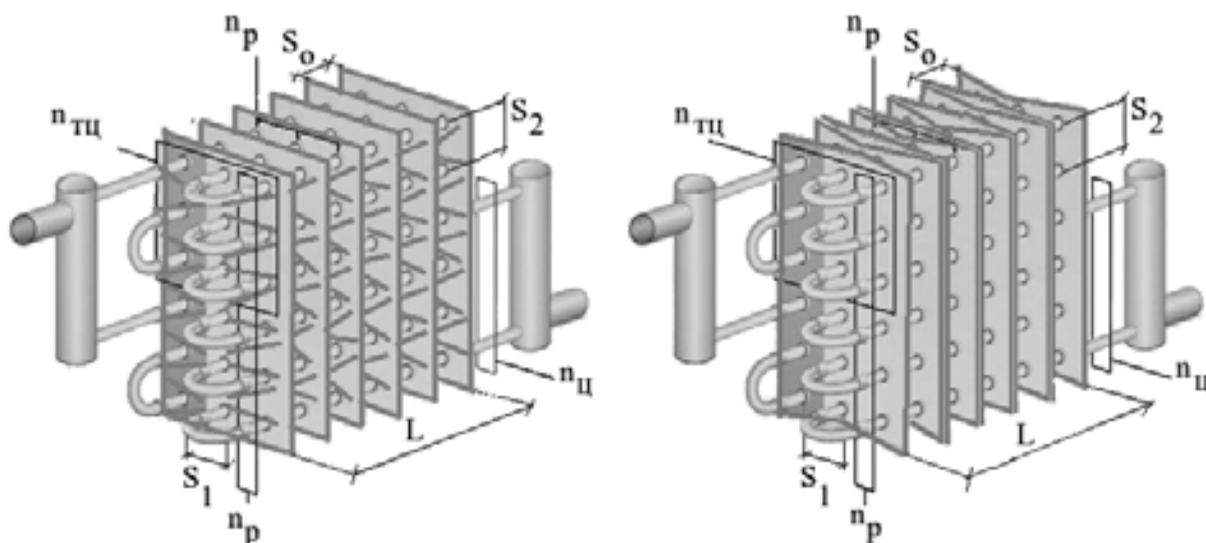


Рис. 6. Конструктивная схема калорифера при использовании градиента давления для интенсификации теплообмена: L – длина оребрения; S_0 – шаг оребрения; S_1 – продольный шаг трубок; S_2 – поперечный шаг трубок; n_p – число трубок в ряду; $n_{ц}$ – количество циркуляционных контуров; $n_{тц}$ – число трубок в циркуляционном контуре

ментальными исследованиями [1–4,12]. При этом наибольшая эффективность теплообмена наблюдается для потока гелия, число Прандтля у которого варьируется от 0,68 до 0,63 при температуре потока от нуля до 1000 К. При использовании в качестве рабочего тела гелия интенсивность теплообмена от 1,5 до 2,67 раза выше, чем для воздуха. При подогреве воздуха по сравнению с углекислым газом коэффициент теплоотдачи возрастает от 1,02 до 1,47.

Разработка и проектирование калорифера

На базе полученных результатов численного исследования разработаны конструкции калориферов

(рис. 6) с градиентными интенсификаторами и схема их расчета.

Схема расчета калорифера с градиентными интенсификаторами теплообмена приведена ниже. Исходные данные: греющий агент – вода; расход греющего агента – $G_{га} = 0,815 \text{ м}^3/\text{ч}$; расход нагреваемой среды (воздуха) – $G_g = 1065 \text{ м}^3/\text{ч}$; температуры греющего агента на входе и выходе аппарата $t_{га1} = 65,3 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{га2} = 46,1 \text{ }^\circ\text{C}$ соответственно; температуры воздуха на входе $t_{а1} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ и выходе из калорифера $t_{а2} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; тепловая нагрузка – 18,207 кВт; греющая среда движется по трубкам, в межтрубном пространстве про-

текает воздух; скорость греющего агента – 0,25 м/с; скорость воздуха – 3,8 м/с.

1. Рассчитываем площадь живого сечения по греющему агенту и воздуху соответственно:

$$f_{ca} = \frac{G_{ca}}{3600 \cdot v_{ca}} = \frac{0,62}{3600 \cdot 0,25} = 0,00069 \text{ м}^2;$$

$$f_g = \frac{G_g}{3600 \cdot v_g} = \frac{1065}{3600 \cdot 3,8} = 0,0778 \text{ м}^2.$$

2. Определяем среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(65,3+30) (46,1-20)}{2,3 \log \frac{(65,3+30)}{(46,1-20)}} = 53,48 \text{ }^\circ\text{C}.$$

3. Рассчитываем площадь теплообмена калорифера:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{18207}{20 \cdot 53,48} = 17,02 \text{ м}^2.$$

4. Определяем марку стандартно выпускаемого воздухонагревателя: по каталогу [17] подходит калорифер марки LKP-315-Н.

5. Поверочный расчет.

Рассчитываем действительную скорость движения:

$$v_{ca} = \frac{G_{ca}}{3600 \cdot f_{ca}} = \frac{0,62}{3600 \cdot 0,00069} = 0,25 \text{ м/с};$$

$$v_g = \frac{G_g}{3600 \cdot f_g} = \frac{1065}{3600 \cdot 0,0778} = 3,8 \text{ м/с}.$$

Определяем среднюю температуру греющей воды и воздуха:

$$t_{ca}^{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{65,3 + 46,1}{2} = 55,7 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_g^{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{30 + 20}{2} = 5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Рассчитываем критерий Re по греющей воде и воздуху:

$$Re_{ca} = \frac{v_{ca} \cdot d}{\nu} = \frac{0,25 \cdot 0,029}{0,5 \cdot 10^{-6}} = 14500;$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{ампулы}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00069}{3,14}} = 0,029 \text{ м}.$$

При выполнении численного расчета число Рейнольдса составило:

$$Re_g = \frac{v_g \cdot d}{\nu} = \frac{10 \cdot 0,12}{14,16 \cdot 10^{-6}} = 84746.$$

Для этого же значения числа Re в калорифере скорость воздуха будет равна $v_g = 3,8$ м/с. Гидравлический диаметр d по нагреваемой среде составляет:

$$d = \frac{84746 \cdot 14,16 \cdot 10^{-6}}{3,8} = 0,315 \text{ м}.$$

Определяем коэффициент теплопередачи для калорифера при стандартных каналах K_1 и для каналов с градиентом давления K_2

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ca}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{e1}}} = 21,45 \text{ Вт/м}^2\text{ }^\circ\text{C};$$

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ca}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{e1}}} = 25,83 \text{ Вт/м}^2\text{ }^\circ\text{C}.$$

Определяем число Нуссельта [18] для греющего агента:

$$Nu_{жсд} = 0,021 \cdot Re_{жсд}^{0,8} \cdot Pr_{жсд}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{жсд}}{Pr_n}\right)^{0,25} \cdot \epsilon_j;$$

$$Nu_{жсд} = 0,021 \cdot 14500^{0,8} \cdot 3^{0,43} \cdot 1 \cdot 1 = 72.$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи со стороны воды:

$$\alpha_{ca} = \frac{Nu \cdot \lambda_{жс}}{d_{ca}} = \frac{72 \cdot 0,65}{0,029} = 1614 \text{ Вт/м}^2\text{ }^\circ\text{C}.$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи для воздуха для стандартного калорифера без градиентных интенсификаторов:

$$St_{00} = 0,0344 Re_x^{-0,2}, \alpha_{e1} = 21,8 \text{ Вт/м}^2\text{ }^\circ\text{C}.$$

Определяем для конфузорно-диффузорного канала α_{e2} через число Стантона, выраженного формулой (1):

$$St_x = 0,03 Re_x^{-0,2} Pr^{-0,4} \cdot (1 + 3Tu + 6Tu^2) \cdot (1 + P)^{-n},$$

$$\alpha_{e1} = 26,3 \text{ Вт/м}^2\text{ }^\circ\text{C}.$$

Вычисляем удельный тепловой поток:

$$q_1 = k \cdot \Delta t_{cp} = 21,45 \cdot 53,48 = 1147 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_2 = k \cdot \Delta t_{cp} = 25,83 \cdot 53,48 = 1381 \text{ Вт/м}^2.$$

Определяем температуры стенок греющей воды и воздуха конфузорно-диффузорных каналов:

$$t_{cm}^{ca1} = t_{ca}^{cp} - q \frac{1}{\alpha_{ca}} = 55,7 - 1147 \cdot \frac{1}{1614} = 54,99 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{cm}^{e1} = t_{e1}^{cp} + q \frac{1}{\alpha_{ca}} = -5 + 1147 \cdot \frac{1}{21,8} = 47,61 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{cm}^{ca2} = t_{ca}^{cp} - q \frac{1}{\alpha_{ca}} = 55,7 - 1381 \cdot \frac{1}{1614} = 54,84 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{cm}^{e2} = t_{e1}^{cp} + q \frac{1}{\alpha_{ca}} = -5 + 1381 \cdot \frac{1}{26,3} = 47,51 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Вычисляем критерий Прандтля для стандартного канала: при $t_{cm}^{ca1} = 54,99$ °C имеем $Pr_w^{ca1} = 3,24$; при $t_{ca}^{cp} = 55,7$ °C – $Pr_f^{ca} = 3,19$; при $t_{cm}^{e1} = 47,61$ °C – $Pr_w^{e1} = 0,698$; при $t_{e1}^{cp} = -5$ °C – $Pr_f^e = 0,709$.

Определяем критерий Прандтля для расширяющего и сужающего канала: при $t_{ca}^{ca1} = 54,84$ °C имеем $Pr_w^{ca2} = 3,25$; при $t_{ca}^{cp} = 55,7$ °C – $Pr_f^{ca} = 3,19$; при $t_{cm}^{e2} = 47,51$ °C – $Pr_w^{e2} = 0,698$; при $t_{e1}^{cp} = -5$ °C – $Pr_f^e = 0,709$.

Определяем соотношение для стандартного канала и для каналов с градиентом давления:

$$\zeta_{ca1} = \left(\frac{Pr_f^{2a}}{Pr_w^{2a}}\right)^{0,25} = 0,99; \zeta_{e1} = \left(\frac{Pr_f^6}{Pr_w^6}\right)^{0,25} = 1;$$

$$\zeta_{ca1} = \left(\frac{Pr_f^{2a}}{Pr_w^{2a1}}\right)^{0,25} = 0,995; \zeta_{e2} = \left(\frac{Pr_f^6}{Pr_w^{62}}\right)^{0,25} = 1.$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи для греющей воды и воздуха для стандартного канала:

$$\alpha_{ca} = \alpha_{ca} \cdot \zeta_{ca1} = 1673 \cdot 0,99 = 1656 \text{ Вт/м}^2\text{°С};$$

$$\alpha_{e1} = \alpha_{ca} \cdot \zeta_{ca1} = 21,8 \cdot 1,003 = 21,86 \text{ Вт/м}^2\text{°С}.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи для греющей воды и воздуха для расширяющего и сужающего канала:

$$\alpha_{ca} = \alpha_{ca} \cdot \zeta_{ca1} = 1673 \cdot 0,99 = 1656 \text{ Вт/м}^2\text{°С};$$

$$\alpha_{e1} = \alpha_{ca} \cdot \zeta_{ca1} = 26,3 \cdot 1,003 = 26,38 \text{ Вт/м}^2\text{°С}.$$

Определяем уточненное значение коэффициента теплопередачи:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ca}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{e1}}} = 21,5 \text{ Вт/м}^2\text{°С};$$

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ca}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{e1}}} = 25,91 \text{ Вт/м}^2\text{°С}.$$

Вычисляем площадь теплообменника при наличии стандартного канала F_1 и для каналов с градиентом давления F_2 :

$$F_1 = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{18207}{21,5 \cdot 53,48} = 15,83 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{18207}{25,91 \cdot 53,48} = 13,14 \text{ м}^2.$$

Произведенный тепловой расчет разработанных калориферов показал, что применение градиентных интенсификаторов теплообмена (особым образом профилированных ребер) ведет к снижению требуемой площади поверхности теплообмена на 17 % по сравнению со стандартными калориферами.

Выводы. 1. Выполненное численное исследование теплообмена в каналах с продольным положительным градиентом давления и высокой турбулентностью показало значительное влияние на теплообмен этих факторов. На основании численного исследования выявлено, что природа рабочего тела (нагреваемой среды) в значительной степени влияет на интенсивность теплообмена при прочих равных условиях (продольный положительный градиент давления, высокая турбулентность потока). Так, для гелия интенсивность теплообмена от 1,5 до 2,67 раза выше, чем для воздуха, а для воздуха коэффициент теплоотдачи от 1,02 до 1,47 раза выше по сравнению с углекислым газом при тех же расходах и температурах исходного потока. По результатам численного исследования выявлено, что применение модели

турбулентности $k-\omega$ sst при решении задач теплообмена в сложных аэродинамических условиях показывает более корректные результаты, чем $k-\epsilon$ Linear Production. Кроме того, на результаты численного исследования значительно влияет использование пристеночных функций.

2. В результате исследования разработаны конструктивные схемы калориферов с оребрением, использующим градиент давления для интенсификации теплообмена. Разработана схема теплового расчета таких калориферов и выявлено, что использование градиентных интенсификаторов до 17 % позволяет уменьшить поверхность теплообмена при той же теплопроизводительности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Zakkay V., Wang C. R., Miyazawa M. Effect of adverse pressure gradient on film cooling effectiveness //AIAA Journal. 1974. Т. 12. №. 5. С. 708-709.
2. Baehr H. D., Stephan K. Heat and mass transfer. 2006. 705 p.
3. Дыбан Е. П., Эпик Э. Я. Теплообмен и гидродинамика турбулизированных потоков. Киев: Наук. думка, 1985. С. 296.
4. Давлетшин И. А. и др. Теплоотдача в конфузоре при пульсациях потока //Теплофизика высоких температур. 2017. Т. 55. №. 4. С. 642-645.
5. Пат. 2047081 Российская Федерация, МПК F28F 13/12 (1995.01), F28D 7/16 (1995.01), F28F 1/40 (1995.01) Теплообменный аппарат / Барон В. Г., Барон А.В.; заявитель и патентообладатель Барон В. Г., Барон А.В. – 93042496/06, заявл: 24.08.1993, опубл. 27.10.1995.
6. Пат. 2319842 Российская Федерация, МПК F01D 5/18 Система охлаждения лопатки газовой турбины/ Рыкачев Ю.Ф.; заявитель и патентообладатель ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова – 2006110841/06, заявл: 05.04.2006, опубл. 20.03.2008 Бюл. №8.
7. А.с. 1758390А1 СССР, МПК F28F 13/12 Струйный теплообменник/ Б.Н. Юдаев, К.А. Кушнарев, И.Б. Молодцов, В.А. Туманов, К.Н. Агафонов. Московский институт химического машиностроения. Заявка № 4710411/06 от 26.06.1989, опубл. 30.08.92. Бюл. №32.
8. Пат. 2177105 Российская Федерация, МПК F16T 1/00 Конденсатоотводчик/ Осипенко Ю.И., Быков Б.Е.; заявитель и патентообладатель ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова – 98115942/06, заявл: 11.08.1998, опубл. 20.12.2001 Бюл. №13.
9. Пат. 2374141 Российская Федерация, МПК B64D 13/08 Устройство для охлаждения радиоэлектронной аппаратуры (варианты) / Киселев В.М., Майоров А.В., Наумов Г. А., Никитин В. И., Пушилилин В. Е., Сапронов А. С., Тарасов В. В.; заявитель и патентообладатель Курское открытое акционерное общество прибор –2008118028/11, заявл: 05.05.2008, опубл. 27.11.2009 Бюл. № 33.
10. SALOME Platform. URL: <http://www.salome-platform.org/> (дата обращения: 01.02.2018).
11. Code_Saturne. URL: <https://www.code-saturne.org/cms/> (дата обращения: 01.02.2018).

12. Эпик Э.Я. Влияние турбулентности и продольного градиента давления на теплообмен в турбулентном пограничном слое // РНКТ-6. М.: МЭИ. Т. 2. С. 270-273.

13. Петрова Н.П. Численное исследование теплообмена в турбулентном пограничном слое с воздействиями // Наука в современном обществе: сборник статей Международной научно-практической конференции 29 июля 2017 г. Самара: ЦНИК, 2017. С. 56-62.

14. OnShape. URL: <https://www.onshape.com/> (дата обращения: 01.02.2018).

15. Langley Research Center. Turbulence Modeling Resource. URL: <https://turbmodels.larc.nasa.gov> (дата обращения: 01.02.2018).

16. Menter F. Zonal two equation kw turbulence models for aerodynamic flows //23rd fluid dynamics, plasmadynamics, and lasers conference. AIAA93-2906. 1993. С. 1-21. doi: <https://doi.org/10.2514/6.1993-2906>

Об авторах:

ПЕТРОВА Надежда Павловна

магистрант гр. кафедры теплогазоснабжения и вентиляции
Самарский государственный технический университет
Академия строительства и архитектуры
443001, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 194
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
443001, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 194
E-mail: a.tsinaeva@rambler.ru

17. Каталог оборудования. URL: www.evtomash.ru/catalog (дата обращения: 01.02.2018).

18. Мухачев Г. А., Щукин В. К. Термодинамика и теплопередача. М.: Высш. шк., 1991. 480 с.

PETROVA Nadezhda P.

Master 's Degree Student of the Faculty of Life Support Systems and Environmental Engineering
Samara State Technical University
Academy of Architecture and civil Engineering
443001, Russia, Samara, Molodogvardeyskaya str., 194
E-mail: nadej.orlowa2013@mail.ru

TSYNAEVA Anna A.

PhD in Engineering Science, Associate Professor of the Heat and Gas Supply and Ventilation Chair
Samara State Technical University
Academy of Architecture and civil Engineering
443001, Russia, Samara, Molodogvardeyskaya str., 194
E-mail: a.tsinaeva@rambler.ru

Для цитирования: 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.
For citation: Petrova N.P., Tsinaeva A.A. Design and Study of Exchangers with Pressure Gradient Heat Intensifiers // Urban Construction and Architecture. 2018. V. 8, 3. Pp. 137-144. DOI: 10.17673/Vestnik.2018.03.25.