

Оригинальная статья / Original article

<https://doi.org/10.21869/2223-1560-2021-25-1-53-65>

Исследование степени интенсификации коэффициента массообмена теплоносителя в вихревом теплообменном аппарате системы отопления газорегуляторного пункта

Н.П. Григорова ¹, П.В. Монастырев ², Е.Г. Пахомова ¹, Н.Е. Семичева ¹ ✉

¹ Юго-Западный государственный университет
ул. 50 лет Октября 94, г. Курск 305040, Российская Федерация

² Тамбовский государственный технический университет
ул. Советская 106, г. Тамбов 392000, Российская Федерация

✉ e-mail: kafedra-ipm@mail.ru

Резюме

Цель исследования. Исследовать степень интенсификации коэффициента массообмена теплоносителя, контактируемого с «пятном» жидкости на поверхности лопасти завихрителя при его бомбардировке дисперсными загрязнениями в вихревом теплообменном аппарате с целью выявления закономерности, позволяющей получать расчетные значения коэффициента теплоотдачи теплоносителя, имеющие наилучшее согласование с полученными экспериментальными значениями, представленными в ранее опубликованных статьях.

Методы. Комплексный анализ степени интенсификации коэффициента массообмена теплоносителя на поверхности лопасти завихрителя в вихревом теплообменнике на основе известных теоретических положений и уравнений тепломассообменных процессов.

Результаты. Получена зависимость интенсификации коэффициента массообмена теплоносителя, контактируемого с «пятном» жидкости на поверхности лопасти завихрителя при его бомбардировке дисперсными загрязнениями, что позволяет получить наилучшее согласование расчетных и экспериментальных значений коэффициента теплоотдачи в вихревом теплообменнике газорегуляторного пункта.

Заключение. Значения коэффициента теплоотдачи теплоносителя, вычисленные с помощью полученной зависимости интенсификации коэффициента массообмена теплоносителя, имеют удовлетворительную сходимость с опытными данными, что позволяет использовать данную зависимость в инженерных расчетах конструктивных параметров вихревого теплообменного аппарата, используемого в качестве теплообменника для системы отопления производственного помещения газорегуляторного пункта. Данное техническое решение позволяет не только экономить природный газ как источник выработки тепловой энергии, но и снизить негативное воздействие на окружающую среду, так как нет необходимости в сжигании природного газа. В данном случае выработка тепловой энергии осуществляется за счет регулируемого перепада давления природного газа, поступающего из магистрали к потребителям.

Ключевые слова: производственное здание; газорегуляторный пункт; коэффициент теплоотдачи; вихревой теплообменный аппарат; природный газ.

Конфликт интересов: Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

© Григорова Н.П., Монастырев П.В., Пахомова Е.Г., Семичева Н.Е., 2021

Для цитирования: Исследование степени интенсификации коэффициента массообмена теплоносителя в вихревом теплообменном аппарате системы отопления газорегуляторного пункта // Н. П. Григорова, П. В. Монастырев, Е. Г. Пахомова, Н. Е. Семичева // Известия Юго-Западного государственного университета. 2021; 25(1): 53-65. <https://doi.org/10.21869/2223-1560-2021-25-1-53-65>.

Поступила в редакцию 21.01.2021

Подписана в печать 17.02.2021

Опубликована 31.03.2021

Investigation of the Degree of Augmentation of the Mass Transfer Coefficient of the Heat Transfer Medium in a Vortex Heat Exchanger of a Gas Pressure Regulating and Metering Station Heating System

Natalia P. Grigiriva ¹, Pavel V. Monastyrer ², Ekaterina G. Pakhomova ¹,
Natalia E. Semicheva ¹ ✉

¹ Southwest State University
50 Let Oktyabrya str. 94, Kursk 305040, Russian Federation

² Tambov State Technical University,
106 Sovetskaya str., Tambov 392000, Russian Federation

✉ e-mail: kafedra-ipm@mail.ru

Abstract

Purpose of research. is to investigate the degree of augmentation of the mass transfer coefficient of a heat transfer medium in contact with a "spot" of liquid on the surface of the vortex blade when it is bombarded with dispersed contaminants in a vortex heat exchanger in order to identify a pattern that allows obtaining design values of the heat transfer coefficient of the heat transfer medium that have the best agreement with the experimental values provided in previously published articles [4, 6, 7].

Methods. A complex analysis of the degree of augmentation of the mass transfer coefficient of the heat transfer medium on the surface of the vortex blade in a vortex heat exchanger based on the known theoretical positions and equations of heat and mass transfer processes.

Results. The dependence of the augmentation of the mass transfer coefficient of the heat transfer medium in contact with the "spot" of liquid on the surface of the vortex blade when it is bombarded with dispersed contaminants was obtained, which allows obtaining the best agreement of the design and experimental values of the heat transfer coefficient in the vortex heat exchanger of a gas pressure regulating and metering station.

Conclusion. The values of the heat transfer coefficient of the heat transfer medium calculated using the obtained dependence of the augmentation of the mass transfer coefficient of the heat transfer medium have a satisfactory convergence with the experimental data, which allows us to use this dependence in engineering calculations of the design parameters of the vortex heat exchanger used as a heat exchanger for the heating system of the working area of the gas pressure regulating and metering station. This technical solution allows not only saving natural gas as a source of heat generation, but also reducing the negative impact on the environment, since there is no need to burn natural gas. In this case, the production of thermal energy is carried out due to a regulated pressure drop of natural gas coming from the main line to consumers.

Keywords: working area; gas pressure regulating and metering station; heat transfer coefficient; vortex heat exchanger; natural gas.

Conflict of interest. The authors declare the absence of obvious and potential conflicts of interest related to the publication of this article.

For citation: Grigiriva N. P., Monastirev P. V., Pakhomova E. G., Semicheva N. E. Investigation of the Degree of Augmentation of the Mass Transfer Coefficient of the Heat Transfer Medium in a Vortex Heat Exchanger of a Gas Pressure Regulating and Metering Station Heating System. *Izvestiya Yugo-Zapadnogo gosudarstvennogo universiteta = Proceedings of the Southwest State University*. 2021; 25(1): 53-65 (In Russ.). <https://doi.org/10.21869/2223-1560-2021-25-1-53-65>.

Received 21.01.2021

Accepted 17.02.2021

Published 31.03.2021

Введение

На сегодняшний момент времени особенно актуальна проблема разработки научно-обоснованной технологии использования энергии сжатого природного газа в качестве источника тепловой энергии, в частности в системе отопления небольших производственных зданий.

Это связано с тем, что производство тепловой энергии при сжигании топлива крайне энергозатратно и тормозит внедрение политики ресурсосбережения и энергоэффективности.

Использование энергии сжатого природного газа в качестве источника выработки тепловой энергии в системе отопления производственного помещения газорегуляторного пункта возможно при применении вихревого теплообменного аппарата [1, 2], возможность использования которого доказана в статье [3], на основании теплотехнического расчета параметров конструкции вихревого теплообменника.

Расчетные и опытные значения коэффициента теплоотдачи теплоносителя на поверхности лопасти завихрителя в вихревом теплообменнике, а также относительная сходимость полученных результатов представлены в статьях [4, 5, 6, 7].

В данной статье представлено исследование степени интенсификации коэффициента массообмена теплоносителя, контактируемого с «пятном» жидкости на поверхности лопасти завихрителя при его бомбардировке дисперсными загрязнениями, которое позволило получить зависимость интенсификации коэффициента массообмена теплоносителя, позволяющую получать расчетные значения коэффициента теплоотдачи, имеющие наилучшее согласование со значениями, полученными экспериментальным путем.

Материалы и методы

Вихревой теплообменник является контактным аппаратом, в котором под действием движущихся сил процесса тепломассообмена при термодинамическом расслоении природного газа осуществляется перемещение массы и энергии от одной среды (движущегося потока теплоносителя) к другой (жидкости, которая находится на поверхности лопасти завихрителя).

Процессы теплообмена подразделяются на следующие виды:

- явный, неосложнённый массообменом;
- тепломассообмен, теплообмен, осложнённый массообменом.

При этом считаем разность температур движущейся силой теплообмена, где Δt – температурный напор, который определяется среднеарифметическим или среднелогарифмическим методом и является частным случаем среднеинтегрального напора (при линейном распределении температур или при постоянном коэффициенте теплопередачи)¹.

Определяемая по смоченному (мокрому) термометру разность температур t_m жидкости и теплоносителя является движущей силой теплообмена.

Термодинамической движущей силой процесса теплообмена является градиент химического потенциала среды [8].

В данном случае используется разность абсолютных влагосодержаний теплоносителя до и после контакта с «пятном» жидкости.

Отбираемое жидкостью количество тепла определяется по формуле

$$Q = W \cdot Cp_{ж} (t_{п.ж} - t_{и}), \quad (1)$$

где W – количество испаряющейся жидкости;

$Cp_{ж}$ – удельная, средняя за весь процесс теплоёмкость жидкости;

$t_{п.ж}$ – температура «пятна» жидкости;

$t_{и}$ – температуры испарения в пограничном слое.

Температура теплоносителя по смоченному термометру в течение процесса теплообмена изменяется от $t_{1м}$ до $t_{2м}$, при этом количество теплоты, которое отдается теплоносителем, определяется как

$$Q = V_{в.г} \cdot \rho_{в.г} \cdot Cp_{в.г} (t_{1м} - t_{2м}), \quad (2)$$

где $Cp_{в.г}$ – удельная, средняя за весь процесс теплоёмкость теплоносителя, приведённая к единице сухого теплоносителя:

$$Cp_{в.г} = Cp_{с.г} + \tau \frac{d_{в.г}}{\Delta t_{в.г}}, \quad (3)$$

где $Cp_{в.г}$ – удельная теплоёмкость теплоносителя, постоянная для интервала температур практической эксплуатации газорегуляторного пункта;

$\Delta t_{в.г}$ – температурный напор теплоносителя, насыщенного мелкодисперсной влагой.

При контакте с «пятном» жидкости его влагосодержание изменяется от $d_{1м}$ до $d_{2м}$ (согласно соответствующим этому влагосодержанию температурам $t_{1м}$ и $t_{2м}$). В связи с разнонаправленностью процессов и полидисперсностью капель жидкости, изменение концентраций и температур в пограничном слое сред значительно неоднородно. Температура «пятна» жидкости $t_{п.ж}$, средняя за весь процесс, будет больше температуры испарения в пограничном слое $t_{п.ж} < t_{и}$, температура контактирующего теплоносителя снижается $t_{в.г.1} > t_{в.г.2}$. Следовательно, разность средних температур (температурный напор $\Delta t = t_{п.ж} - t_{в.г.2}$) будет меньше начальной $\Delta t < \Delta t_0$.

¹ Прокофьев П.С. Совершенствование систем кондиционирования воздуха с использованием роторного утилизатора низкпотенциальной теплоты: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Волгоград, 2013. 19 с.

Отношение $\Delta t/\Delta t_0$ определяет меру использования движущейся силы процесса тепломассообмена, что характеризует его интенсификацию. В пределах бесконечно малого изменения поверхности контакта dF можно считать средние температуры теплоносителя $t_{в.г.}$ и «пятна» жидкости $t_{п.ж.}$ постоянными, тогда:

$$\Delta t = t_{в.г.} - t_{п.ж.} \quad (4)$$

Бесконечно малое количество теплоты, которой обмениваются теплоноситель и «пятно» жидкости в пределах dF :

$$dQ = \alpha_{\kappa} \cdot \Delta t \cdot dF \quad (5)$$

«Пятно» жидкости примет от теплоносителя количество теплоты, тогда её температура увеличится на $dt_{п.ж.}$:

$$dQ = W \cdot C_{p_{ж.}} \cdot dt_{п.ж.} \quad (6)$$

Теплоноситель отдаёт теплоту, и его температура уменьшится на $dt_{в.г.}$:

$$dQ = V_{в.г.} \cdot \rho_{в.г.} \cdot C_{p_{в.г.}} \cdot dt_{в.г.} \quad (7)$$

Продифференцируем уравнение (4):

$$d(\Delta t) = dt_{в.г.} - dt_{п.ж.} \quad (8)$$

и найдём $dt_{в.г.}$ и $dt_{п.ж.}$ из уравнений (6) и (7):

$$dt_{в.г.} = -\frac{dQ}{V_{в.г.} \cdot \rho_{в.г.} \cdot C_{p_{в.г.}}}; \quad dt_{п.ж.} = \frac{dQ}{W \cdot C_{p_{ж.}}} \quad (9)$$

Подставляя $dt_{в.г.}$ и $dt_{п.ж.}$ в уравнение (8), имеем:

$$\begin{aligned} d(\Delta t) &= -\frac{dQ}{V_{в.г.} \cdot \rho_{в.г.} \cdot C_{p_{в.г.}}} + \frac{dQ}{W \cdot C_{p_{ж.}}} = \\ &= -dQ \left(\frac{1}{V_{в.г.} \cdot \rho_{в.г.} \cdot C_{p_{в.г.}}} - \frac{1}{W \cdot C_{p_{ж.}}} \right) = -m \cdot dQ, \\ dQ &= \frac{-d(\Delta t)}{m} \end{aligned} \quad (10)$$

Подставляя в уравнение (5) dQ из уравнения (10) и после разделения переменных, получим дифференциальное уравнение интенсификации теплообмена:

$$\frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -\alpha_{\kappa} \cdot m \cdot dF \quad (11)$$

Поверхность контакта на лопасти завихрителя обозначим через F_{κ} , а средний температурный напор – через Δt_{κ} [9].

В процессе интегрирования уравнения (11) по поверхности контакта F (в пределах от $F=0$ до $F=F_{\kappa}$ и, соответственно, в пределах от $\Delta t=\Delta t_0$ до $\Delta t=\Delta t_{\kappa}$) предполагаем, что средние за весь процесс α_{κ} и m – постоянные величины на лопасти завихрителя вихревого теплообменного аппарата.

$$\int_{\Delta t_0}^{\Delta t_{\kappa}} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -\alpha_{\kappa} \cdot m \int_0^{F_{\kappa}} dF \quad (12)$$

После интегрирования получим:

$$\frac{\Delta t_{\kappa}}{\Delta t} = e^{-\alpha_{\kappa} \cdot m \cdot F_{\kappa}} \quad (13)$$

Таким образом, уравнение (13) с уравнением теплового баланса и состоянием сред для расчёта явного теплообмена являются достаточными, так как составляют замкнутую систему.

Как уже отмечалось, под зеркалом «пятна» жидкости процесс теплообмена протекает совместно с процессом массообмена. В результате усложняется расчёт коэффициента тепломассообмена ($\chi_{см}$), удельной теплоёмкостью парогазовой смеси и движущейся силой процесса.

Приведём вывод уравнения интенсификации тепломассообмена по методике, используемой для теплообмена [10]:

$$\Delta t_{п.ж-и} = t_{п.ж} - t_{и}. \quad (14)$$

$$dQ = \alpha_M \Delta t_{п.ж} dF. \quad (15)$$

$$dQ = -W \cdot Cp_{ж} dt_{и}. \quad (16)$$

$$dQ = V_{в.г} \rho_{в.г} Cp_{в.г} dt_{в.г}. \quad (17)$$

Дифференцируем уравнение (14):

$$d(\Delta t_{п.ж-и}) = dt_{п.ж} - dt_{и}. \quad (18)$$

Из уравнений (16) и (17) находим:

$$dt_{в.г} = -\frac{dQ}{V_{в.г} \rho_{в.г} Cp_{в.г}} = -dQ \left(\frac{1}{W \cdot Cp_{ж}} - \frac{1}{V_{в.г} \rho_{в.г} Cp_{в.г}} \right) = -m_M dQ, \quad (19)$$

$$\text{где } m_M = \frac{1}{W \cdot Cp_{ж}} + \frac{1}{V_{в.г} \rho_{в.г} Cp_{в.г}},$$

тогда:

$$dQ = -\frac{d(\Delta t_{п.ж-и})}{m_M}. \quad (20)$$

После подстановки dQ в уравнение (15) и разделяя переменные получаем дифференциальное уравнение интенсификации тепломассообмена [11]:

$$\frac{d(\Delta t_{п.ж-и})}{\Delta t_{п.ж-и}} = -\alpha_M m_M dF, \quad (21)$$

интегрируем:

$$\int_{\Delta t_{п.ж-и}^M}^{\Delta t_{п.ж-и}^K} \frac{d(\Delta t_{п.ж-и})}{\Delta t_{п.ж-и}} = -\alpha_M m_M \int_0^F dF, \quad (22)$$

где $\Delta t_{п.ж-и}^M$ и $\Delta t_{п.ж-и}^K$ – температурный напор в начале процесса теплообмена и массообмена и по истечении некоторого времени.

$$\frac{\Delta t_{п.ж-и}^K}{\Delta t_{п.ж-и}^M} = e^{-\alpha_M m_M F_K}. \quad (23)$$

Для процессов тепломассообмена при непосредственном контакте различных сред (жидкости и природного газа в качестве теплоносителя) характерны небольшие скорости (до 10 м/с) теплоносителя, разности температур, концентрации давлений, что позволяет существенно упростить дифференциальные уравнения переноса массы и энергии в пограничном слое природного газа и «пятна» жидкости; в том числе пренебречь эффектами термо- и бародиффузии, работой внешних сил и диссипацией энергии¹.

Из уравнения (23) по начальным параметрам контактируемых сред можно определить конечную температуру теплоносителя на выходе из вихревого теплообменного аппарата.

Коэффициент интенсификации массообмена $\alpha_{ин}$ определяется из полуэмпирического выражения путём решения критериального уравнения, полученного на основе опытных данных и справедливой в подтверждённых опытами пределах измерения определённых чисел подобия.

В контактных теплообменных аппаратах $\alpha_{ин}$ является функцией двух переменных [12, 13]:

$$\alpha_{ин} = f(Re, Pr) \quad (24)$$

и определяет взаимосвязь между количеством использующейся жидкости и

¹ Терехов В.И. Аэродинамика и теплообмен в ограниченных закрученных потоках: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Новосибирск, 1987. 32 с.

расходом теплоносителя, находящуюся из уравнения:

$$\alpha_{\text{ин}} = \frac{W \cdot C_{p_{\text{ж}}} + V_{\text{в.г}} \rho_{\text{в.г}} C_{p_{\text{в.г}}}}{V_{\text{в.г}} \rho_{\text{в.г}} C_{p_{\text{в.г}}}}. \quad (25)$$

Уравнение (25) по своему физическому смыслу есть отношение теплового (водяного) эквивалента системы «вода-газ» к тепловому эквиваленту теплоносителю (газу) и характеризует идеализированный процесс, когда в контактируемом с водой природном газе отсутствуют загрязнения, изменяющие тепломассообмен между средами.

Как уже отмечалось, специфика транспортировки по трубопроводам природного газа, насыщенного водой, стимулирует перемещение в них массы твёрдых частиц в виде ржавчины и окалины. В этом случае коэффициент степени интенсификации массообмена выразится соотношением [14, 15]:

$$\alpha_{\text{ин}} = \frac{C_{p_{\text{ж}}}(W + d_r V_{\text{в.г}}) + V_{\text{в.г}} \rho_{\text{в.г}} C_{p_{\text{в.г}}}}{V_{\text{в.г}} \rho_{\text{в.г}} C_{p_{\text{в.г}}}}. \quad (26)$$

Результаты и их обсуждение

Полученное выражение (26) для определения степени интенсификации массообмена теплоносителя на лопасти завихрителя в результате бомбардировки дисперсными загрязнениями позволяет наиболее точно рассчитать коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{см}}$ в вихревом теплообменном аппарате, расположенном в помещении газорегуляторного пункта, который находится из уравнения

$$\alpha_{\text{см}} = \alpha_{\text{ин}}^{0,87} \cdot \alpha_{\kappa}, \quad (27)$$

или в развёрнутом виде:

$$\alpha_{\text{см}} = 0,0228 \left[\frac{C_{p_{\text{ж}}}(W + d_r V_{\text{в.г}}) + V_{\text{в.г}} \rho_{\text{в.г}} C_{p_{\text{в.г}}}}{V_{\text{в.г}} \rho_{\text{в.г}} C_{p_{\text{в.г}}}} \right] \times \left(\frac{\rho_{\text{в.г}} V_{\text{в.г}}}{T_{\text{в.г}}} \right)^{0,8} \left(\frac{\lambda_{\text{в.г}}}{d_{\text{в.г}}^{1,8} \rho_{\text{в.г}}^{0,47} \delta_{\text{в.г}}^{0,47}} \right). \quad (28)$$

Для проверки адекватности полученной формулы (28) проведен анализ серии опытов в лабораторных условиях на экспериментальной установке. Данное исследование позволило графоаналитическим методом обработки экспериментальных данных по тепломассообмену с использованием теоретических разработок проверить полученную расчетную зависимость коэффициента теплоотдачи теплоносителя на поверхности лопасти завихрителя при его бомбардировке дисперсными загрязнениями в вихревом теплообменном аппарате газорегуляторного пункта [16, 17, 18].

Полученные результаты экспериментальных исследований и их сравнительная характеристика с расчетными значениями, полученными по зависимости (28) для расчета коэффициента теплоотдачи теплоносителя на поверхности лопасти завихрителя в вихревом теплообменнике газорегуляторного пункта, представлены на рис. 1.

Из рис. 1 видно, что значения коэффициента теплоотдачи теплоносителя на поверхности лопасти завихрителя в вихревом теплообменнике, полученные с помощью расчетной зависимости (28), имеют относительную сходимость со значениями, которые были получены в процессе экспериментальных исследований.

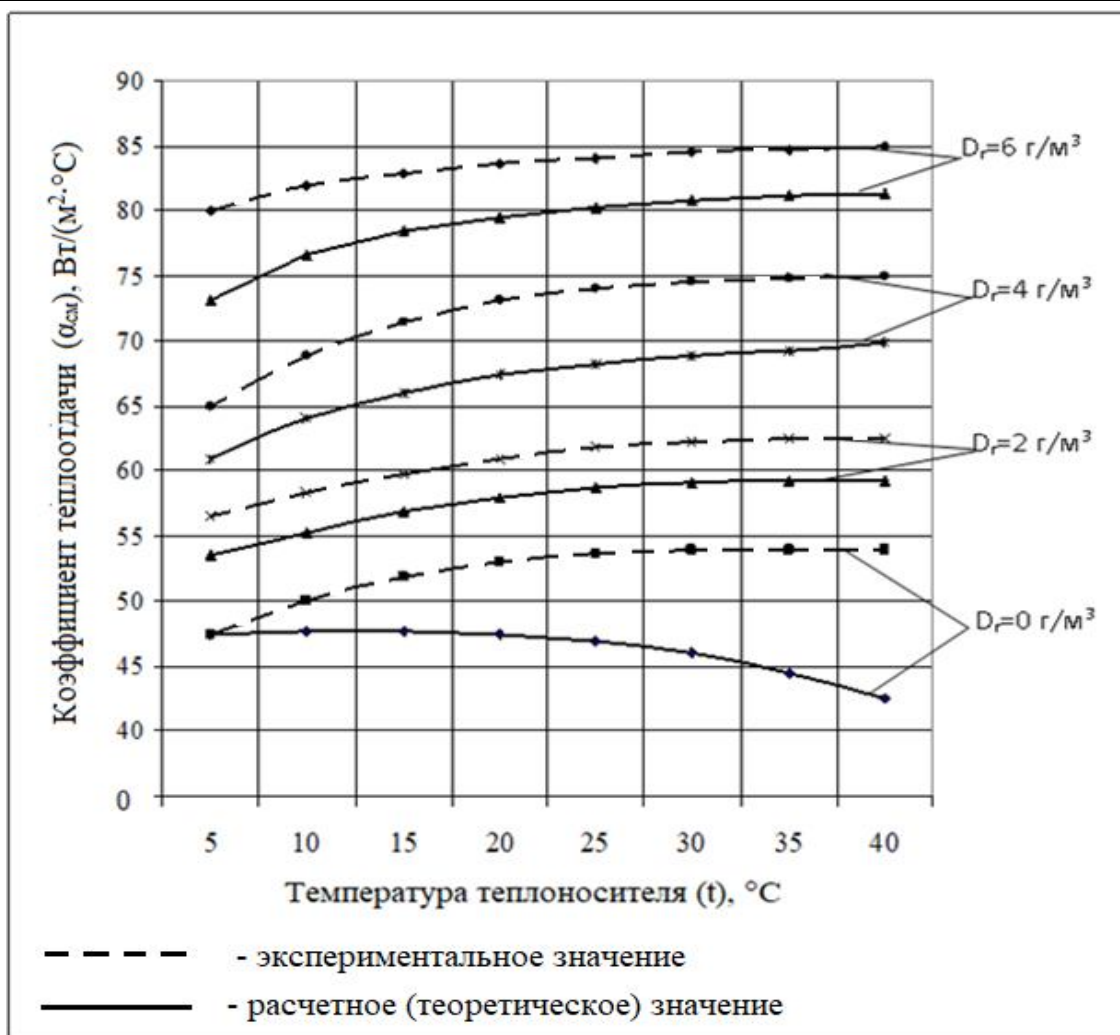


Рис. 1. Сравнительная характеристика опытных и расчётных значений коэффициента теплоотдачи теплоносителя в вихревом теплообменном аппарате

Fig. 1. Comparative characteristics of experimental and design values of the heat transfer coefficient of the coolant in a vortex heat exchanger

При этом средняя точность корреляции составляет 8%, а максимальная точность – не более 20% (доверительная вероятность составляет 0,98).

Это связано с тем, что в процессе проведения измерений присутствуют методологические, субъективные и инструментальные погрешности. В частности, для термометров с ценой деления 0,1 и 0,2°C абсолютная погрешность является основной инструментальной погрешностью.

С субъективным восприятием отсчетов на шкалах термометров непосредственно связана дополнительная погрешность измерений, которая принимается равной цене одного деления шкалы. Так, $\pm 0,2^\circ\text{C}$ по основной абсолютной погрешности составляет $\pm 0,4 \div \pm 0,2^\circ\text{C}$ и определяется классом точности 0,5 и пределами шкалы от 0°C до $+50^\circ\text{C}$.

Кроме того, необходимо учитывать и остальные погрешности измерений, в частности условия теплообмена изме-

ряемого прибора с окружающей средой, неточность установки прибора, в результате чего, абсолютная погрешность измерения прибора может составлять $\pm 0,6^{\circ}\text{C}$, а относительная погрешность может достигать $\pm 15\%$.

Остальные неучтенные погрешности, в частности методические, которые связаны с обработкой результатов, полученных по зависимости (28), составляют приблизительно 5%.

Выводы

Значения коэффициента теплоотдачи теплоносителя, вычисленные с помощью полученной зависимости интенсификации коэффициента массообмена теплоносителя, имеют удовлетворительную сходимость с опытными дан-

ными, что позволяет использовать данную зависимость в инженерных расчетах конструктивных параметров вихревого теплообменного аппарата, используемого в качестве теплообменника для системы отопления помещения производственного помещения газорегуляторного пункта. Данное техническое решение позволяет не только экономить природный газ как источник выработки тепловой энергии, но и снизить негативное воздействие на окружающую среду, так как нет необходимости в сжигании природного газа. В данном случае выработка тепловой энергии осуществляется за счет регулируемого перепада давления природного газа, поступающего из магистралей к потребителям.

Список литературы

1. Пат. 2615878 Российская Федерация, МПК F 28 D 7/10. Вихревой теплообменный элемент / Кобелев Н.С., Григорова Н.П. [и др.]; заявитель и патентообладатель Курск. гос. техн. ун-т. №2016110870; заявл. 04.07.2016; опубл. 11.04.2017, Бюл. № 11.
2. Пат. 2622340 Российская Федерация: МПК F 28 D 7/10. Вихревой теплообменный элемент / Кобелев Н.С., Григорова Н.П. [и др.]; заявитель и патентообладатель Курск. гос. техн. ун-т. №2016128870953; заявл. 15.07.2016; опубл. 14.06.2017, Бюл. № 17.
3. Теплотехнический расчет конструктивных параметров вихревого теплообменного аппарата системы отопления газорегуляторного пункта / Н.П. Григорова, П.В. Монастырев, Е.Г. Пахомова, Н.Е. Семичева // Журнал БСТ. Технология и организация строительства. Наука 2.1. 2020. №8. С. 45-49.
4. Experimental study of influence of fine drop moisture and contaminants in heat carrier on coefficient of heat removal of vortex heat exchanger of gas control station heating system / G. E. Pakhomova, N. P. Grigорова, P.V. Monastyrev, N. E. Semicheva // Journal of Applied Engineering Science. 2020. No. 18(3). P. 427 - 431.

5. Аэродинамика и теплообмен закрученного потока природного газа в вихревом теплообменном аппарате системы отопления газорегуляторного пункта / Н.П. Григорова, П.В. Монастырев, Е.Г. Пахомова, Н.Е. Семичева // Известия Юго-Западного государственного университета. 2020; 24(3): 99-110. <https://doi.org/10.21869/2223-1560-2020-24-3-99-110>
6. Характер движения элементарного объема газа в вихревом теплообменном аппарате системы отопления газорегуляторного пункта / Н.П. Григорова, П.В. Монастырев, Е. Г. Пахомова, Н. Е. Семичева // Бюллетень строительной техники (БСТ). 2020. № 11 (1035). С. 53-55.
7. Григорова Н.П., Монастырев П.В. Экспериментальное исследование влияния мелкодисперсной капельной влаги и загрязнений в теплоносителе на коэффициент теплоотдачи вихревого теплообменника системы отопления газорегуляторного пункта // Современные проблемы в строительстве: постановка задач и пути их решения: сборник научных статей Международной научно-практической конференции / Юго-Западный государственный университет. Курск, 2020. С. 139-141.
8. Седов А.И. Механика сплошных сред. М.: Наука, 1980. 348 с.
9. Сударев А.В., Кузнецов Л.А. Теплопередача закрученной струи воздуха при движении по внутренней поверхности цилиндра // Энергомашиностроение. 1968. №1. С. 18-21.
10. Уонг Ч. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: справочник. М.: Атомиздат, 1979. 216 с.
11. Третьяков В.В., Ягодкин В.И. Применение двухпараметрических моделей турбулентности для расчёта закрученных течений // Вихревой эффект и его применение в технике. Куйбышев, 1984. С. 233-238.
12. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрёстном токе. М.: Энергоиздат, 1981. 384 с.
13. Щукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. М.: Машиностроение, 1982. 200 с.
14. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.
15. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. Киев: Наук. думка, 1989. 192 с.
16. Таубман Е.М. [и др.]. Контактные теплообменники М.: Химия, 1987. 256 с.
17. Халатов А.А. Новый критерий гидродинамического подобия внутренних закрученных потоков и результаты обобщения опытных данных // Turbulenzmodelle und ihre Anwendung in der Technik. Berlin, 1982. С. 38-42.

18. Щукин В.К., Халатов А.А., Летягин В.Г. Экспериментальное исследование структуры пристенного течения в потоке с начальной закруткой // Изв. вузов. Авиационная техника. 1991. С. 267-271.

References

1. Kobelev N. S., Grigorova N. P. e. a.; *Vikhrevoi teploobmennyy element* [Vortical heat exchange element]. Patent RF, no. 2016110870, 2016.

2. Kobelev N. S., Grigorova N. P. e. a.; *Vikhrevoi teploobmennyy element* [Vortical heat exchange element]. Patent RF, no. 2016128870953, 2017.

3. Grigorova N. P., Monastyrev P. V., Pakhomova E. G., Semicheva N. E. Teplootekhnicheskii raschet konstruktivnykh parametrov vikhrevogo teploobmennogo apparata sistemy otopeniya gazoregulyatornogo punkta [Teplotekhnicheskyy raschet konstruktivnykh parametry vortirevogo heat exchanger of the heating system of the gas-regulating point]. *Zhurnal BST. Tekhnologiya i organizatsiya stroitel'stva. Nauka 2.1 = Technology and Organization of Construction. Nauka 2.1*, 2020, no. 8, pp. 45-49 (In Russ.).

4. Pakhomova, G. E., Grigorova N. P, Monastyrev P. V., Semicheva N. E. Experimental study of influence of fine drop moisture and contaminants in heat carrier on coefficient of heat removal of vortex heat exchanger of gas control station heating system. *Journal of Applied Engineering Science*, 2020, no. 18(3), pp. 427 - 431.

5. Grigorov N. P., Monastyrev P. V., Pakhomova E. G., Semicheva N. E. Aerodynamics and Heat Transfer of Swirling Natural Gas Flow in a Vortex Heat Exchanger of the Heating System of a Gas Control Point. *Izvestiya Yugo-Zapadnogo gosudarstvennogo universiteta = Proceedings of the Southwest State University*. 2020; 24(3): 99-110 (In Russ.). <https://doi.org/10.21869/2223-1560-2020-24-3-99-110>.

6. Grigorova, N. P., Monastyrev P. V., Pakhomova E. G., Semicheva N. E. Kharakter dvizheniya elementarnogo ob"ema gaza v vikhrevom teploobmennom apparate sistemy otopeniya gazoregulyatornogo punkta [The Nature of the motion of a particle in a vortex gas heat exchanger heating system gas control unit. *Byulleten' stroitel'noi tekhniki (BST) = Building Technical (BST)*, 2020, no. 11 (1035), pp. 53-55 (In Russ.).

7. Grigorova N. P., Monastyrev P. V. [Experimental study of the influence of fine-dispersed droplet moisture and pollution in the heat carrier on the heat transfer coefficient of the vortex heat exchanger of the gas-regulating point heating system]. *Sovremennye problemy v stroitel'stve: postanovka zadach i puti ikh resheniya. Sbornik nauchnykh statei Mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii* [Modern problems in construction: setting tasks and ways to solve them. Collection of scientific articles of the International Scientific and Practical Conference]. Kursk, 2020, pp. 139-141 (In Russ.).

8. Sedov A. I. *Mekhanika sploshnykh sred* [Mechanics of continuous media]. Moscow, Nauka Publ., 1980. 348 p. (In Russ.).
9. Sudarev A.V., Kuznetsov L. A. Teploperedacha zakruchennoi strui vozdukha pri dvizhenii po vnutrennei poverkhnosti tsilindra [Heat transfer of a swirled air jet when moving along the inner surface of the cylinder]. *Energomashinostroenie*, 1968, no. 1, pp. 18-21 (In Russ.).
10. Wong Ch. *Osnovnye formuly i dannye po teploobmenu dlya inzhenerov* [Basic formulas and data on heat exchange for engineers]. Moscow, Atomizdat Publ., 1979. 216 p. (In Russ.).
11. Tretyakov V. V. , Yagodkin V. I. [Application of two-parameter turbulence models for calculating swirling currents]. *Vikhrevoi effekt i ego primeneniye v tekhnike* [Vortex effect and its application in engineering]. Kuibyshev, 1984, pp. 233-238 (In Russ.).
12. Khauzen H. *Teploperedacha pri protivotoke, pryamotoke i perekrestnom toke* [Heat transfer in counter-current, direct current and cross-current]. Moscow, Energoizdat Publ., 1981. 384 p. (In Russ.).
13. Shchukin V. K., Khalatov A. A. *Teploobmen, massoobmen i gidrodinamika zakruchennykh potokov v osesimmetrichnykh kanalakh* [Heat transfer, mass transfer and hydrodynamics of swirling flows in axisymmetric channels]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 200 p. (In Russ.).
14. Zhukauskas A. A. *Konvektivnyi perenos v teploobmennikakh* [Convective transfer in heat exchangers]. Moscow, Nauka Publ., 1982. 472 p. (In Russ.).
15. Khalatov A. A. *Teoriya i praktika zakruchennykh potokov* [Theory and practice of swirling flows]. Kiev, Nauk. dumka, 1989. 192 p. (In Russ.).
16. Taubman E. M. [et al.]. *Kontaktnye teploobmenniki* [Contact heat exchangers]. Moscow, Khimiya Publ., 1987. 256 p. (In Russ.).
17. Khalatov A. A. *Novyi kriterii gidrodinamicheskogo podobiya vnutrennikh zakruchennykh potokov i rezul'taty obobshcheniya opytnykh dannykh* [A new criterion for the hydrodynamic similarity of internal swirling flows and the results of generalization of experimental data]. *Turbulenzmobelle und ihre Anwendung in der Technik*. Berlin, 1982, pp. 38-42 (In Russ.).
18. Shchukin V. K., Khalatov A. A., Letyagin V. G. *Eksperimental'noe issledovanie struktury pristennogo techeniya v potoke s nachal'noi zakrutkoi* [Experimental study of the structure of the wall flow in a flow with an initial twist. ov]. *Izv. vuzov. Aviatsionnaya tekhnika = Izv.vuz. Aviation Equipmen*, 1991, pp. 267-271 (In Russ.).

Информация об авторах / Information about the Authors

Григорова Наталья Павловна, аспирант кафедры теплогазоснабжения, Юго-Западный государственный университет, г. Курск, Российская Федерация, e-mail: kafedra-ipm@mail.ru

Монастырев Павел Владиславович, доктор технических наук, директор института Архитектуры, строительства и транспорта, Тамбовский государственный технический университет, г. Тамбов, Российская Федерация, e-mail: monastyrev68@mail.ru

Пахомова Екатерина Геннадьевна, кандидат технических наук, доцент, декан факультета строительства и архитектуры, Юго-Западный государственный университет, г. Курск, Российская Федерация, e-mail: fsa_dekanat@mail.ru

Семичева Наталья Евгеньевна, кандидат технических наук, доцент, заведующая кафедрой теплогазоснабжения, Юго-Западный государственный университет, г. Курск, Российская Федерация, e-mail: kafedra-ipm@mail.ru

Natalia P. Grigороva, Post-Graduate Student, Department of Heat and Gas Supply, Southwest State University, Kursk, Russian Federation, e-mail: kafedra-ipm@mail.ru

Pavel V. Monastyrev, Dr. of Sci. (Engineering), Director of the Institute of Architecture, Construction and Transport, Tambov State Technical University, Tambov, Russian Federation, e-mail: monastyrev68@mail.ru

Ekaterina G. Pakhomova, Cand. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Head of the Construction and Architecture Department, Southwest State University, Kursk, Russian Federation, e-mail: fsa_dekanat@mail.ru

Natalia Ye. Semicheva, Cand. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Head of the Heat and Gas Supply Department, Southwest State University, Kursk, Russian Federation, e-mail: kafedra-ipm@mail.ru