УДК 697
doi: 10.33622/0869-7019.2024.03.29-33

Численное моделирование теплопередачи теплообменника в серверном оборудовании

Николай Степанович ПОНОМАРЕВ[1], кандидат физико-математических наук, доцент, зав. кафедрой теплогазоснабжения и вентиляции, pnmrv17@mail.ru

Юрий Александрович ДМИТРИЕВ[1], аспирант, 6377227@mail.ru

Владимир Константинович АВЕРЬЯНОВ[2], доктор технических наук, профессор, советник генерального директора

Александр Васильевич ЦЫГАНКОВ[3], доктор технических наук, профессор, профессор кафедры

[1] Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет (СПбГАСУ), 190005 Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., 4

[2] Газпром промгаз, 191124 Санкт-Петербург, Синопская наб., 54

[3] Национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики (Университет ИТМО), 191002 Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Аннотация. *В статье представлена методика численного моделирования теплопередачи теплообменника, предназначенного для отведения теплоты от процессора в серверном оборудовании. Для построения численной модели был выбран специальный программный комплекс. В качестве граничных условий использованы данные, представленные в технической документации на оборудование. Полученная в результате численного моделирования средняя температура воздуха, входящего и выходящего из теплообменника, использована для расчета коэффициента теплоотдачи теплообменника. Расчет выполнен для различных значений теплового потока, исходящего от процессора. Для проверки адекватности построенной модели полученные значения коэффициента теплоотдачи сопоставлены со значениями, которые вычислены при максимально допустимой температуре воздуха в серверном оборудовании (расхождение составило не более 3 %). Данная методика может быть использована при численном моделировании для других значений теплового потока, геометрических характеристик теплообменника и граничных условий.*

Ключевые слова: *теплопередача, теплообменник, серверное оборудование, численное моделирование, граничные условия, коэффициент теплоотдачи*

Для цитирования: *Пономарев Н. С., Дмитриев Ю. А., Аверьянов В. К., Цыганков А. В.* Численное моделирование теплопередачи теплообменника в серверном оборудовании // Промышленное и гражданское строительство. 2024. № 3. С. 29–33. doi: 10.33622/0869-7019.2024.03.29-33

NUMERICAL SIMULATION OF HEAT TRANSFER OF A HEAT EXCHANGER IN SERVER EQUIPMENT

Nikolay S. PONOMAREV[1], pnmrv17@mail.ru, **Yuri A. DMITRIEV**[1], 6377227@mail.ru

Vladimir K. AVERYANOV[2], **Alexander V. TSYGANKOV**[3]

[1] Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, 2-ya Krasnoarmeyskaya ul., 4, St. Petersburg 190005, Russian Federation

[2] Gazprom Promgaz, Sinopskaya naberezhnaya, 54, St. Petersburg 191124, Russian Federation

[3] National Research University of Information Technology, Mechanics and Optics (ITMO University), ul. Lomonosova, 9, St. Petersburg 191002, Russian Federation

Abstract. *The article presents a technique for numerical simulation of heat transfer of a heat exchanger designed to remove heat from the processor in server equipment. A special software package was selected to build a numerical model. The data specified in the technical documentation for the equipment are used as boundary conditions. The average temperature of the air entering and exiting the heat exchanger obtained as a result of numerical modeling is used to calculate the heat transfer coefficient of the heat exchanger. The calculation is performed for different values of the heat flux coming from the processor. To verify the adequacy of the constructed model, the obtained values of the heat transfer coefficient are compared with the values calculated at the maximum permissible air temperature in the server equipment (the discrepancy was no more than 3 %). It is concluded that this technique can be used in numerical studies for other values of heat flow, geometric characteristics of the heat exchanger and boundary conditions.*

Keywords: *heat transfer, heat exchanger, server equipment, numerical modeling, boundary conditions, heat transfer coefficient*

For citation: Ponomarev N. S., Dmitriev Yu. A., Averyanov V. K., Tsygankov A. V. Numerical Simulation of Heat Transfer of a Heat Exchanger in Server Equipment. *Promyshlennoe i grazhdanskoe stroitel'stvo* [Industrial and Civil Engineering], 2024, no. 3, pp. 29–33. (In Russ.). doi: 10.33622/0869-7019.2024.03.29-33

© ПОНОМАРЕВ Н. С., ДМИТРИЕВ Ю. А., АВЕРЬЯНОВ В. К., ЦЫГАНКОВ А. В., 2024

Введение

Серверное оборудование в процессе работы выделяет значительное количество теплоты. Теплопоступление от серверного оборудования определяют на основании данных о его вычислительной загрузке, количестве и эффективности встроенных блоков питания [1]. Для его охлаждения используют в основном моноблочные кондиционеры, которые размещают либо по периметру серверного помещения, либо внутри ряда стоек с серверным оборудованием [2].

Наибольшее количество теплового потока в серверном оборудовании выделяет процессор. Распространенным способом отведения теплоты от процессора является теплообменник, поверхность которого состоит из ребер, выполненных в виде параллельно расположенных пластин или стержней различной формы на плоском основании [3–6]. Ребра чаще всего изготовляют из сплавов алюминия, однако используют и другие материалы [7].

Цель работы — численное моделирование процесса теплообмена в теплообменнике для отведения теплоты от процессора в серверном оборудовании.

Поверхность теплообменника состоит из параллельно расположенных пластин, значения теплового потока — 70, 95 и 130 Вт в условиях принудительной конвекции. Его геометрическая модель выполнена по аналогии с теплообменником, который установлен в серверном оборудовании стоечного типа [8].

Материалы и методы исследования

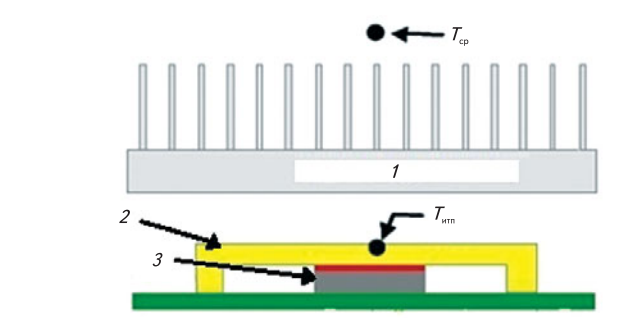
В серверном оборудовании теплообменник расположен на так называемой интегрированной теплораспределяющей пластине (далее — ИТП), которая поглощает и отводит теплоту от процессора *(рис. 1)*. Площадь поверхности ИТП составляет $F_{ИТП} = 0{,}001444$ м^2.

Данные о температуре поверхности ИТП и геометрические характеристики теплообменника получены из технической документации [9, 10]. В соответствии с [9] значение температуры поверхности ИТП зависит от теплового потока, исходящего от процессора во время его работы. Данная зависимость имеет следующий вид:

$$T_{ИТП} = 0{,}218\,Q_{проц} + 56{,}7, \quad (1)$$

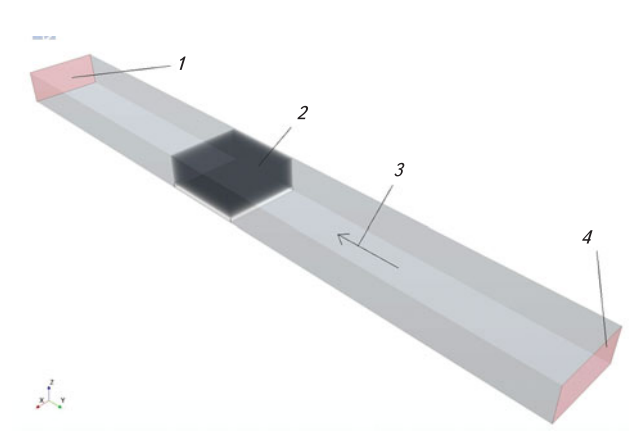
где $T_{ИТП}$ — максимальная температура поверхности ИТП, °С; $Q_{проц}$ — тепловой поток, исходящий от процессора, Вт.

Характеристики теплообменника, установленного на поверхности ИТП, следующие [10]: длина — 91,5 мм, ширина — 91,5 мм, высота пластин — 21 мм, высота основания — 4,5 мм, количество пластин — 72 шт., расстояние между пластинами — 1,072 мм, площадь поверхности теплообменника — 0,294 м^2, теплопроводность (алюминий) [11] — 237 Вт/(м·К).



1 — теплообменник; 2 — интегрированная теплораспределяющая пластина; 3 — процессор; $T_{ср}$ — средняя температура воздуха, входящего и выходящего из теплообменника, °С; $T_{итп}$ — температура на поверхности теплораспределяющей пластины, °С

Рис. 1. ***Схема компонентов серверного оборудования, предназначенных для отведения теплоты от процессора [8]***



1 — удаление воздуха; 2 — теплообменник; 3 — направление потока воздуха; 4 — приток воздуха

Рис. 2. ***Геометрическая модель, состоящая из теплообменника, расположенного внутри воздуховода***

Объем воздуха, проходящий через пластины теплообменника, вне зависимости от значения теплового потока, составляет 27,2 м^3/ч.

На основании приведенных данных в программном комплексе STAR-CCM+ построена геометрическая модель *(рис. 2)*, представляющая собой воздуховод, внутри которого расположен теплообменник. Высота и ширина воздуховода соответствуют размерам теплообменника. Граням, которые расположены с торцов воздуховода, присвоены наименования «приток воздуха» и «удаление воздуха». Грань, которая является основанием теплообменника, будем называть грань «ИТП» *(рис. 3)*.

Созданная геометрическая модель разделена на

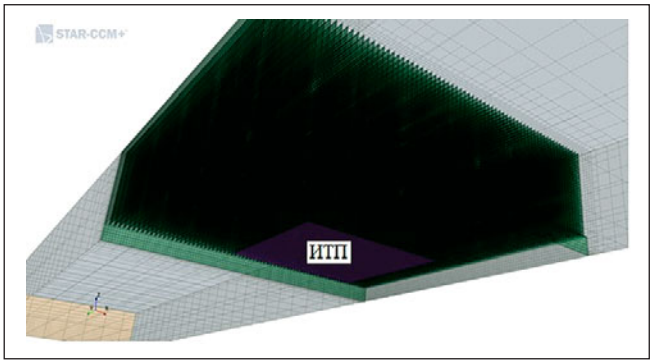


Рис. 3. ***Основание теплообменника (грань «ИТП»)***

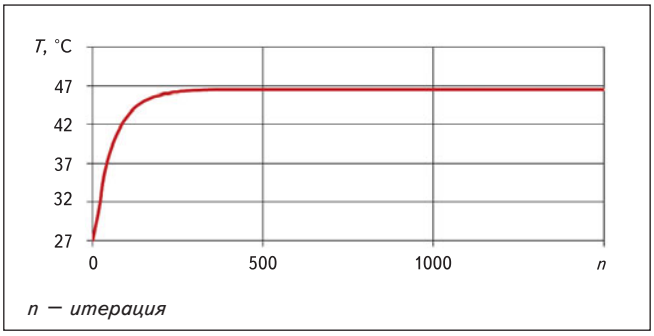


Рис. 4. ***Изменение температуры T удаляемого воздуха в процессе итерационного расчета***

отдельные части поверхности воздуховода и теплообменника для дальнейшего их преобразования в расчетные области. Для каждой области (теплообменник и воздуховод) сгенерирована расчетная сетка и заданы физические модели. В зоне теплообменника создан блок с дополнительным измельчением сетки. Относительный размер ячеек в данной зоне принят 2 % базового размера.

Для расчетной области *пространства воздуховода* заданы следующие физические модели: трехмерная, идеальный газ, стационарный поток, k-omega модель турбулентности с SST-модификацией.

Принятая модель турбулентности k-omega с SST-модификацией, в отличие от распространенной k-ε модели турбулентности, более точно описывает течение потока вдоль поверхностей и теплоотдачу в пограничном слое [12].

Для расчетной области *теплообменника* заданы следующие физические модели: трехмерная, сплошная (материал алюминий), стационарная, энергия разделенного твердого тела, постоянная плотность.

Для обеспечения контакта между областями создан интерфейс, который также позволяет задать физические значения и условия для теплопередачи между средами. В качестве физического условия принят сопряженный теплоперенос, а в качестве физического значения — контактное сопротивление теплопередаче, составляющее 0 м^2·К/Вт.

После того как для каждой области построена расчетная сетка и заданы физические модели, была выполнена постановка граничных условий. Для этого каждая область разделялась на границы, в пределах которых задавались параметры среды. В построенной модели границами являются грани «приток воздуха», «удаление воздуха» и «ИТП».

Рассмотрим граничные условия, характерные для значений теплового потока 70, 95 и 130 Вт, удаляемого от процессора (объем воздуха — 27,2 м^3/ч).

Для границы «приток воздуха»: площадь — 0,23·10^{-2} м^2; скорость воздуха — 3,2 м/с; температура приточного воздуха — 27 °С.

Для границы «ИТП» температура основания теплообменника для теплового потока 70, 95 и 130 Вт составляет соответственно 72, 77,4 и 85 °С.

Температура приточного воздуха (27 °С) принята максимальной для серверного оборудования в соответствии с [13, 14]. Температура основания теплообменника принята равной температуре поверхности ИТП и вычислена по зависимости (1). Для границы «удаление воздуха» задан тип «давление на входе», позволяющий фиксировать температуру воздуха на выходе из теплообменника.

Перед проведением основного этапа программного расчета выполнена проверка зависимости результатов моделирования от размеров расчетной сетки. Для оценки сходимости процесса решения выбрано значение температуры воздуха на выходе из теплообменника *(рис. 4)*.

Условие сходимости процесса решения — отсутствие изменений значения температуры во время итерационного расчета [15, 16].

Таким образом, было установлено, что температура воздуха на выходе из теплообменника не меняется после 500 итераций и одинакова для сеток объемом более 890 177 ячеек.

Результаты и обсуждение

В результате численного моделирования получены поля распределения температуры воздуха для различных значений теплового потока *(рис. 5)*.

Среднее значение температуры входящего и выходящего из теплообменника воздуха вычислено по формуле

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{вх}} + T_{\text{вых}}}{2}, \qquad (2)$$

где $T_{\text{вх}}$ — температура воздуха на входе в теплообменник (27 °С); $T_{\text{вых}}$ — температура воздуха на выходе из теплообменника, полученная в результате численного моделирования, °С.

Результаты расчета коэффициентов теплоотдачи теплообменника по данным численного моделирования / технической документации

Тепловой поток, Вт	Средняя температура воздуха $T_{ср}$, °С	Коэффициент теплоотдачи α, Вт/(м²·К)
130	36,8	9,2/9,2
95	35,5	7,7/7,9
70	34,6	6,4/6,6

Примечание. Расчет коэффициента теплоотдачи по данным технической документации производился при максимально допустимой температуре воздуха 35 °С, принятой для рассмотренного серверного оборудования.

Температура воздуха на выходе из теплообменника получена после формирования отчета о решении задачи.

Установленные в результате численного моделирования значения средней температуры воздуха использованы для расчета коэффициентов теплоотдачи теплообменника. Для проверки адекватности разработанной модели значения коэффициентов теплоотдачи сопоставлены со значениями, которые вычислены при максимально допустимой температуре воздуха в серверном оборудовании (35 °С) [8, 10].

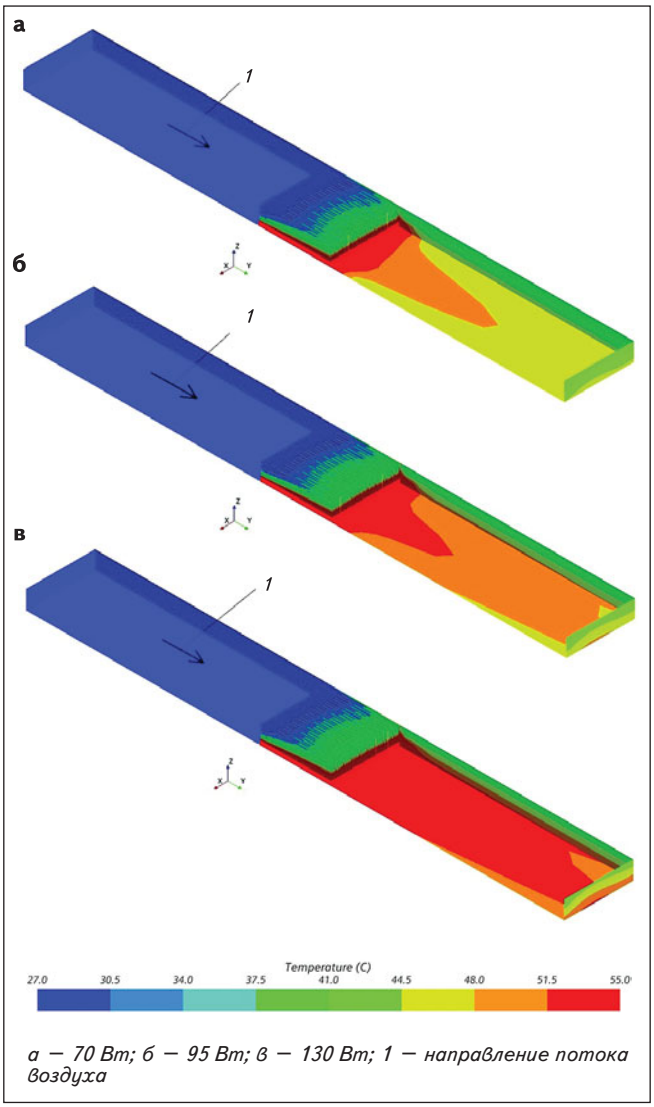
Коэффициенты теплоотдачи теплообменника определяли по формуле, Вт/(м²·К):

$$\alpha = \frac{Q_{проц}}{F_т(T_{итп} - T_{ср})}, \quad (3)$$

где $T_{итп}$ – температура поверхности ИТП; $Q_{проц}$ – тепловой поток, исходящий от процессора, Вт; $F_т$ – площадь поверхности теплообменника, м²; $T_{ср}$ – средняя температура воздуха.

Результат расчета коэффициентов теплоотдачи теплообменника представлен в *таблице*.

Как видно из *таблицы*, значения коэффициентов теплоотдачи теплообменника, вычисленные на основании данных численного моделирования и технической документации при одинаковом значении теплового потока, исходящего от процессора, незначительно отличаются друг от друга (расхождение составляет не более 3 %). Значения средней температуры воздуха, полученные в результате численного моделирования при температуре приточного воздуха 27 °С, отличаются от допустимой температуры воздуха в серверном оборудовании не более чем на 5 %.



а – 70 Вт; б – 95 Вт; в – 130 Вт; 1 – направление потока воздуха

Рис. 5. ***Поля распределения температуры воздуха при различном тепловом потоке***

Выводы

1. В результате использования представленной методики численного моделирования теплопередачи теплообменника, предназначенного для отведения теплоты от процессора в серверном оборудовании, выявлено, что при значениях теплового потока от 70 до 130 Вт коэффициент теплоотдачи теплообменника составляет от 6,4 до 9,2 Вт/(м²·К).

2. Расхождение между значениями коэффициента теплоотдачи, полученными в результате численного моделирования, и значениями, вычисленными при максимально допустимой температуре воздуха 35 °С, принятой для данного серверного оборудования, составляет не более 3 %. Таким образом, адекватность разработанной методики программного расчета доказана.

3. Данная методика может быть использована при численном моделировании для других значений теплового потока, геометрических характеристик теплообменника и граничных условиях.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

1. *Пономарев Н. С., Мартьянова А. Ю., Дмитриев Ю. А.* Определение теплопоступлений от серверного оборудования // Вестник гражданских инженеров. 2021. № 2(85). С. 166–172.
1. Ponomarev N. S., Mart'yanova A. Yu., Dmitriev Yu. A. Determination of heat gain from server equipment. *Vestnik grazhdanskih inzhenerov*, 2021, no. 2(85), pp. 166–172. (In Russ.).
2. Dmitriev Y. Analysis of cooling system efficiency [Анализ эффективности системы охлаждения]. *Architecture and Engineering*, 2022, vol. 7, no. 4, pp. 49–59.
3. Kim D.-K., Kim S. J., Bae J.-K. Comparison of thermal performances of plate-fin and pin-fin heat sinks subject to an impinging flow [Сравнение тепловых характеристик пластинчатых и штифтовых теплообменников, подверженных воздействию набегающего потока]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, no. 52, pp. 3510–3517.
4. Lin Lin, Jun Zhao, Gui Lu et al. Heat transfer enhancement in microchannel heat sink by wavy channel with changing wavelength/ amplitude [Усиление теплопередачи в микроканальном теплообменнике за счет волнообразного канала с изменяющейся длиной волны/амплитудой]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2017, no. 118, pp. 423–434. (In Russ.).
5. Sertkaya A. A., Ozdemir M., Canli E. Effects of pin fin height, spacing and orientation to natural convection heat transfer for inline pin fin and plate heat sinks by experimental investigation [Экспериментальное исследование влияния высоты, расстояния и ориентации штифтового ребра на естественную конвекционную теплопередачу для рядного расположения штифтовых ребер и пластинчатых теплообменников]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, no. 177, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121527
6. Gupta D., Saha P., Roy S. Computational analysis of perforation effect on the thermo-hydraulic performance of micro pin-fin heat sink [Вычислительный анализ влияния перфорации на термогидравлические характеристики микроштифтового теплообменника]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2021, no.163. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2021.106857
7. Tullius J. F., Tullius T. K., Bayazitoglu Y. Optimization of short micro pin fins in minichannels [Оптимизация коротких микроштифтовых ребер в мини-каналах]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, no. 55, pp. 3921–3932.
8. Стоечный сервер высотой 2U марки Huawei. URL: https://support.huawei.ru/enterprise/en/intelligent-servers/rh2288h-v3-pid-9901881 (дата обращения: 09.10.2023).
8. Huawei's 2U high rack server. Available at: https://support.huawei.ru/enterprise/en/intelligent-servers/rh2288h-v3-pid-9901881 (accessed 09.10.2023). (In Russ.).
9. Руководство по проектированию Intel Xeon Processor E5-1600/2600/4600 v1 and v2 Product Families. URL: https://manualzz.com/doc/14052354/intel®-xeon®-processor-e5-1600-2600-4600-v1-and-v2 (дата обращения: 09.10.2023).
9. Intel Xeon Processor E5-1600/2600/4600 v1 and v2 Product Families Design Guide. Available at: https://manualzz.com/doc/14052354/intel®-xeon®-processor-e5-1600-2600-4600-v1-and-v2 (accessed 09.10.2023). (In Russ.).
10. Техническое описание Intel Xeon Processor E5-1600/E5-2600/E5-4600 Product Families. URL: https://manualzz.com/doc/20031983/intel%C2%AE-xeon%C2%AE-processor-e5-1600-e5-2600-e5-4600 (дата обращения: 09.10.2023).
10. Technical Description Intel Xeon Processor E5-1600/E5-2600/E5-4600 Product Families. Available at: https://manualzz.com/doc/20031983/intel%C2%AE-xeon%C2%AE-processor-e5-1600-e5-2600-e5-4600 (accessed 09.10.2023). (In Russ.).
11. *Богданов С. Н., Бурцев С. И., Иванов О. П., Куприянова А. В.* Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ. СПб : СПбГАХПТ, 1999. 320 с.
11. Bogdanov S. N., Burcev S. I., Ivanov O. P., Kupriyanova A.V. *Holodil'naya tekhnika. Kondicionirovanie vozduha. Svojstva veshchestv* [Refrigeration equipment. Air conditioning. Properties of substances]. St. Petersburg, SPbGAHPT Publ., 1999. 320 p. (In Russ.).
12. Dvořák V. Investigation of effect of oblique ridges on heat transfer in plate heat exchangers [Исследование влияния наклонных гребней на теплопередачу в пластинчатых теплообменниках]. Available at: https://www.researchgate.net/publication/263004880_Investigation_of_effect_of_oblique_ridges_on_heat_transfer_in_plate_heat_exchangers (accessed 09.10.23).
13. Стандарт TIA-942. URL: https://www.ups-info.ru/etc/tia_russkii.pdf (дата обращения 09.10.2023).
13. Standard TIA-942. Available at: https://www.ups-info.ru/etc/tia_russkii.pdf (accessed 09.10.2023). (In Russ.).
14. URL: https://www.ashrae.org/File%20Library/Technical%20Resources/Bookstore/ASHRAE_TC0909_Power_White_Paper_22_June_2016_REVISED.pdf (accessed 09.10.2023).
15. *Денисихина Д. М.* Использование программы STAR-CCM+ при проектировании систем вентиляции. СПб : СПбГАСУ, 2013. 65 с.
15. Denisihina D. M. *Ispol'zovanie programmy STAR-CCM+ pri proektirovanii sistem ventilyacii* [Using the STAR-CCM+ program in the design of ventilation systems]. St. Petersburg, SPbGASU Publ., 2013. 65 p. (In Russ.).
16. *Гримитлин А. М.* Математическое моделирование в проектировании систем вентиляции и кондиционирования. СПб : АВОК Северо-Запад, 2013. 192 с.
16. Grimitlin A. M. *Matematicheskoe modelirovanie v proektirovanii sistem ventilyacii i kondicionirovaniya* [Mathematical modeling in the design of ventilation and air conditioning systems]. St. Petersburg, AVOK Severo-Zapad Publ., 2013. 192 p. (In Russ.).