

И. Н. Мадышев, О. С. Дмитриева, А. О. Маясова

ОЦЕНКА ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ СУХОГО БЛОКА ГРАДИРНИ ПРИ ШАХМАТНОМ И КОРИДОРНОМ РАСПОЛОЖЕНИИ ТРУБ В ПУЧКЕ

Ключевые слова: гибридная градирня, теплообмен, трубный пучок, коэффициент теплоотдачи, тепловой поток.

Испарительные градирни являются наиболее широко используемыми системами для охлаждения оборотной воды в промышленных процессах. Градирня с мокрым охлаждением является крупнейшим потребителем воды, поэтому настоятельно рекомендуются технологии и стратегии эксплуатации для оптимизации этих устройств. Замена градирни с мокрым охлаждением на гибридную или сухую позволит снизить потребление воды. Авторами разработана и запатентована конструкция гибридной градирни. Описана конструкция гибридной градирни, состоящей из нескольких секций, представленных теплообменными трубками радиатора (сухой блок) и контактными элементами в виде гофрированных пластин (мокрый блок). На тепловые характеристики и производительность градирни влияет тип и расположение наполнителей оросителя. Целью исследования является оценка и анализ термодинамических величин, характеризующих теплообмен. Представлены расчетные зависимости для определения среднего коэффициента теплоотдачи. Проведены расчеты по определению коэффициентов теплоотдачи при различном расположении труб в блоке оросителя градирни. С использованием известных критериальных уравнений произведена оценка тепловой мощности градирни, работающей в сухом режиме. Представлены поправочные коэффициенты для расчёта критерия Нуссельта. Использовано численное моделирование для проверки адекватности применения критериальных уравнений, влияния расположения труб в радиаторе на характеристики охлаждения. Установлено, что наиболее точно описывает исследуемый процесс охлаждения жидкости в блоке оросителя сухой градирни уравнения, полученные Михеевым М.А., с использованием поправочного коэффициента, учитывающего взаимное расположение трубок. При этом среднее отклонение значений суммарного теплового потока не превышает 5,1%, а максимальное – не более 10,2%.

I. N. Madyshev, O. S. Dmitrieva, A. O. Mayasova

ASSESSMENT OF THERMAL POWER OF A DRY BLOCK COOLING TOWER WITH CHECKER AND CORRIDOR ARRANGEMENT OF PIPES IN A BUNDLE

Keywords: hybrid cooling tower, heat exchange, tube bundle, heat transfer coefficient, heat flow.

Evaporative cooling towers are the most widely used systems for cooling recycled water in industrial processes. A wet-cooled cooling tower is the largest consumer of water, so technologies and operating strategies are strongly recommended to optimize these devices. Replacing a wet-cooled cooling tower with a hybrid or dry one will reduce water consumption. The authors have developed and patented the design of a hybrid cooling tower. The design of a hybrid cooling tower consisting of several sections represented by heat exchanger tubes of the radiator (dry block) and contact elements in the form of corrugated plates (wet block) is described. The thermal characteristics and performance of the cooling tower are influenced by the type and location of the sprinkler fillers. The purpose of the study is to evaluate and analyze the thermodynamic quantities characterizing heat transfer. The calculated dependences for determining the average heat transfer coefficient are presented. Calculations have been carried out to determine the heat transfer coefficients for different pipe arrangements in the cooling tower sprinkler unit. The thermal power of a cooling tower operating in dry mode is estimated using well-known criterion equations. Correction coefficients for calculating the Nusselt criterion are presented. Numerical modeling was used to verify the adequacy of the application of criteria equations, the influence of the location of pipes in the radiator on the cooling characteristics. It was found that the equations obtained by Mikheev M.A. most accurately describe the studied process of cooling the liquid in the sprinkler unit of a dry cooling tower using a correction factor that takes into account the relative position of the tubes. At the same time, the average deviation of the values of the total heat flow does not exceed 5.1%, and the maximum is no more than 10.2%.

Градирни предназначены для устойчивого охлаждения систем оборотного водоснабжения тепловых электростанций, систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, а также другого технологического оборудования промышленных объектов. Разработка новых конструкций градирен и усовершенствование насадочных элементов являются одним из основных способов повышения эффективности охлаждения оборотной воды. Гибридная градирня сочетает в себе функции систем сухого и испарительного охлаждения, обеспечивая хороший инженерный компромисс между тепловыми характеристиками и потреблением воды, по некоторым данным [1] до 69%. Такая интеграция, в том числе, позволяет снизить выбросы парниковых газов, связанных с процессом охлаждения. В обычной закрытой градирне технологическая

вода поступает внутрь змеевика, в то время как охлаждающий воздух и распыляемая вода стекают по внешней поверхности труб змеевика. Гибридная закрытая градирня может переключаться между влажным и сухим режимами работы, что соответствует целям устойчивого развития и способствует более чистым подходам к управлению водными ресурсами [2, 3]. Трубки в радиаторе градирни в основном располагаются двумя различными способами, то есть горизонтально и вертикально. Для обоих случаев в работах [4–6] подробно исследован механизм побочных эффектов бокового ветра на производительность градирни.

Авторами статьи разработана конструкция гибридной градирни [7]. Сухая секция (блок) разработанной градирни состоит из теплообменных трубок, образующий радиатор охлаждения, расположенных по всей

высоте и объему рабочей зоны градирни в соответствии с предложенной схемой на рис. 1. Мокрая секция (блок) подразумевает орошение контактных элементов – гофрированных пластин [8]. Рассмотрим работу сухой секции системы охлаждения оборотной воды, в которой нагретая вода поступает в первую трубку (рис. 1), установленную в нижней части блока оросителя, последовательно заполняя все последующие трубки снизу-вверх, согласно нумерации, на рис. 1. При этом в нижнюю секцию подается через жалюзи поток атмосферного воздуха в направлении перпендикулярно трубам. Происходит охлаждение наружной поверхности трубок воздухом, так при теплопередаче через стенку трубок радиатора происходит увеличение температуры воздуха. Эффективность охлаждения радиатора меняется в зависимости от скорости воздуха.

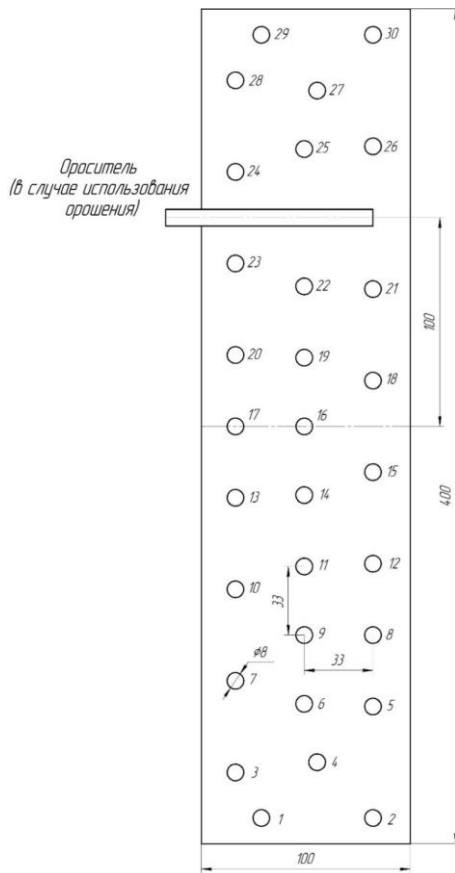


Рис. 1 – Схема расположения труб в градирне на виде спереди

Fig. 1 – The layout of the pipes in the cooling tower in the front view

В результате, тепловой поток при поперечном обтекании охлаждающего воздуха пучка труб радиатора сухой секции градирни определим с помощью критериальных уравнений. Так, в зависимости от режима течения охлаждающего агента и схемы расположения труб в пучке имеем, что:

– при ламинарном режиме течения ($200 < Re < 10^3$) и коридорном расположении труб:

$$Nu = 0,52 Re^{0,5} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \epsilon_z, \quad (1)$$

где Nu – критерий Нуссельта; Re – критерий Рейнольдса; Pr – критерий Прандтля; Pr_w – критерий Прандтля, рассчитанный при температуре разделяющей стенки; ϵ_z – коэффициент, учитывающий число рядов в направлении потока воздуха [9].

– при ламинарном режиме течения ($200 < Re < 10^3$) и шахматном расположении труб:

$$Nu = 0,6 Re^{0,5} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \epsilon_z, \quad (2)$$

– при переходном режиме течения ($10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$) и коридорном расположении труб:

$$Nu = 0,26 Re^{0,65} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \epsilon_z, \quad (3)$$

– при переходном режиме течения ($10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$) и шахматном расположении труб при соотношении поперечного и продольного шага труб в пучке $S_1/S_2 > 2$:

$$Nu = 0,41 Re^{0,6} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \epsilon_z, \quad (4)$$

где S_1 – поперечный шаг (расстояние между осями соседних рядов труб перпендикулярно потоку воздуха), м; S_2 – продольный шаг (расстояние между осями соседних рядов труб вдоль потока воздуха), м [9],

– при переходном режиме течения ($10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$) и шахматном расположении труб при соотношении поперечного и продольного шага труб в пучке $S_1/S_2 < 2$:

$$Nu = 0,35 \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0,2} Re^{0,6} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \epsilon_z. \quad (5)$$

Критерий Рейнольдса, отнесенный к наружному диаметру труб, можно найти по формуле:

$$Re = \frac{W_{уз} \cdot d_2}{\nu_G}, \quad (6)$$

где $W_{уз}$ – средняя скорость воздушного потока в узком сечении трубного пучка, м/с; d_2 – наружный диаметр трубы радиатора, м; ν_G – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с.

В критериальных уравнениях (1) – (5) за определяющую температуру принята средняя температура воздуха в блоке оросителя сухой градирни. Скорость воздушного потока в узком сечении трубного пучка определялась с учетом расположения трех труб радиатора в каждом поперечном сечении.

При использовании коридорной схемы расположения труб в критериальных уравнениях (1) и (3) необходимо учесть поправку, исходя из взаимного расположения труб в пучке, в виде коэффициента:

$$\epsilon_s = \left(\frac{d_2}{S_2} \right)^{0,15}. \quad (7)$$

В исследованиях, проведенных М.А. Михеевым [10] предложены несколько иные зависимости:

– при ламинарном режиме течения ($Re < 10^3$) вне зависимости от схемы расположения труб:

$$Nu = 0,56 Re^{0,5} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (8)$$

– при переходном и турбулентном режимах течения ($Re > 10^3$) и коридорном расположении труб:

$$Nu = 0,22 Re^{0,65} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (9)$$

– при переходном и турбулентном режимах течения ($Re > 10^3$) и шахматном расположении труб:

$$Nu = 0,4 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (10)$$

При использовании критериальных уравнений (8) – (10) можно определить среднее значение коэффициента теплоотдачи α при угле атаки 90° по формуле:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_2}, \quad (11)$$

где λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К).

Тепловой поток при поперечном обтекании воздуха пучка труб радиатора, можно определить по уравнению:

$$Q = \alpha n l d_2 (t_{wr} - t_{Gcp}), \quad (12)$$

где n – число труб, шт.; l – длина трубы, м; t_{wr} – средняя температура стенки с наружной стороны трубы радиатора, $^\circ\text{C}$; t_{Gcp} – средняя температура воздуха в блоке оросителя сухой градирни, $^\circ\text{C}$.

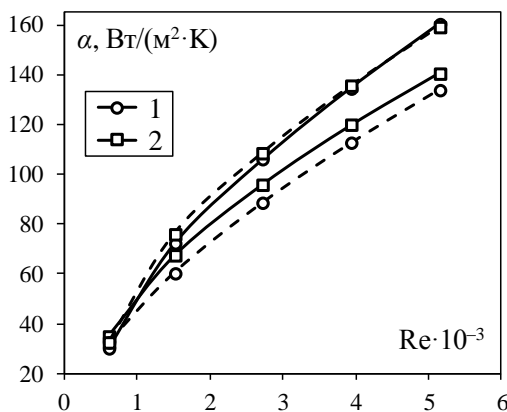


Рис. 2 – Изменение коэффициента теплоотдачи в зависимости от числа Рейнольдса при различной схеме расположения труб в блоке оросителя градирни: 1 – коридорная; 2 – шахматная; сплошные линии – расчет по критериальным уравнениям (1) – (5), штриховые линии – расчет по критериальным уравнениям (8) – (10)

Fig. 2 – The change in the heat transfer coefficient depending on the Reynolds number with different pipe arrangement in the cooling tower sprinkler block: 1 – corridor; 2 – checkerboard; solid lines – calculation according to the criterion equations (1) – (5), dashed lines – calculation according to the criterion equations (8) – (10)

Результаты проведенных исследований показывают (рис. 2, 3), что при расчете по критериальным уравнениям (1) – (5) коридорная схема расположения труб в блоке оросителя градирни имеет более высокие значения коэффициентов теплоотдачи по сравнению с шахматной. Однако, при расчете по критериальным

уравнениям (8) – (10) наиболее высокие значения коэффициентов теплоотдачи наблюдаются при шахматной схеме расположения труб.

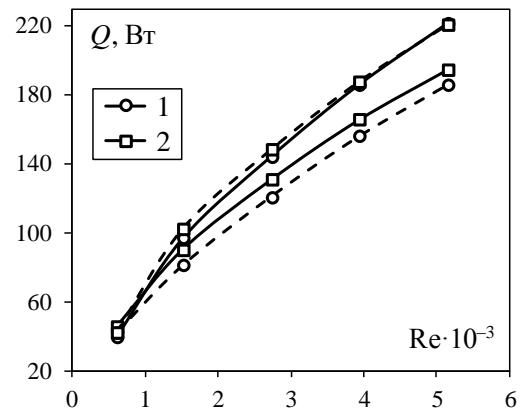


Рис. 3 – Изменение теплового потока в зависимости от числа Рейнольдса при различной схеме расположения труб в блоке оросителя градирни: 1 – коридорная; 2 – шахматная; сплошные линии – расчет по критериальным уравнениям (1) – (5), штриховые линии – расчет по критериальным уравнениям (8) – (10)

Fig. 3 – The change in heat flow depending on the Reynolds number with different pipe arrangement in the cooling tower sprinkler block: 1 – corridor; 2 – checkerboard; solid lines – calculation according to the criterion equations (1) – (5), dashed lines – calculation according to the criterion equations (8) – (10)

Далее были проведены дополнительные исследования с применением численного моделирования для проверки адекватности использования известных уравнений, полученных разными авторами. Сравнение производилось по средним значениям коэффициентов теплоотдачи и суммарного теплового потока для шахматной схемы расположения труб в пучке при различных средних скоростях воздуха (рис. 4, 5). Так, установлено, что наиболее высокая сходимость результатов численного моделирования с математическим описанием наблюдается при расчете по критериальным уравнениям, предложенным Михеевым М.А. [15], с использованием поправочного коэффициента ϵ_s по уравнению (7). При этом среднее отклонение значений суммарного теплового потока не превышает 5,1%, а максимальное – не более 10,2% (рис. 5).

Средняя величина коэффициента теплоотдачи, определенная исходя из уравнений (2) – (5), превышает значения, полученные при численном моделировании. Это особенно характерно при высоких числах Рейнольдса (рис. 4). В целом, среднее отклонение значений коэффициента теплоотдачи, при расчете по критериальным уравнениям (8) – (10) с использованием поправочного коэффициента ϵ_s и, полученных численным путем, не превышает 4,23%, максимальное – не более 8,7%.

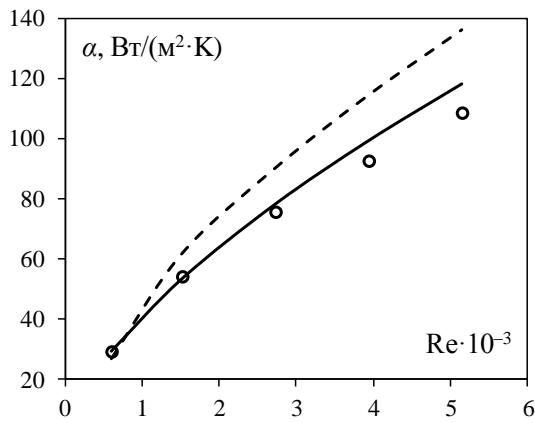


Рис. 4 – Зависимость коэффициента теплоотдачи от числа Рейнольдса в сухом блоке оросителя градирни: линии – расчеты по различным критериальным уравнениям с поправочным коэффициентом ε_s : штриховая – уравнения (2) – (5); сплошная – уравнения (8) – (10); точки – численное моделирование

Fig. 4 – The dependence of the heat transfer coefficient on the Reynolds number in the dry block of the cooling tower sprinkler: lines – calculations according to various criterion equations with the correction coefficient ε_s : dashed – equations (2) – (5); continuous – equations (8) – (10); points – numerical modeling

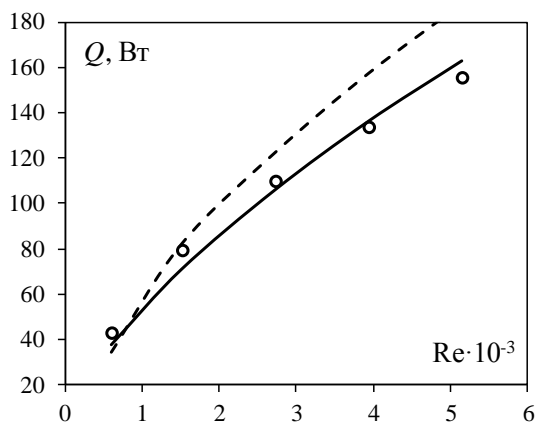


Рис. 5 – Зависимость суммарного теплового потока от числа Рейнольдса в сухом блоке оросителя градирни: линии – расчеты по различным критериальным уравнениям с поправочным коэффициентом ε_s : штриховая – уравнения (2) – (5); сплошная – уравнения (8) – (10); точки – численное моделирование

Fig. 5 – Dependence of the total heat flow on the Reynolds number in the dry block of the cooling tower sprinkler: lines – calculations according to various criterion equations with the correction coefficient ε_s : dashed – equations (2) – (5); continuous – equations (8) – (10); points – numerical modeling

Таким образом, выполнена оценка тепловой мощности предложенной конструкции сухой секции гибридной градирни при шахматном и коридорном расположении труб в пучке. Проведены численные исследова-

ния по определению средних значений коэффициентов теплоотдачи на каждой трубе по всей высоте сухого блока оросителя. Произведена валидация полученных результатов путем сравнения различных критериальных уравнений, которые описывают поперечное обтекание теплоносителем трубного пучка. В ходе исследований получено, что при использовании поправочного коэффициента, учитывающего взаимное расположение труб в пучке, снижается относительная погрешность расчета по известным уравнениям.

Установлено, что наиболее точно описывает исследуемый процесс охлаждения жидкости в блоке оросителя сухой градирни уравнения, полученные Михеевым М.А. с использованием поправочного коэффициента ε_s .

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-79-01034, <https://rscf.ru/project/23-79-01034/>.

The research was carried out at the expense of the grant of the Russian Science Foundation No. 23-79-01034, <https://rscf.ru/project/23-79-01034/>.

Литература

1. S. El Marazgioui, A. El Fadar, *Energy Conversion and Management*, **258**, 115448 (2022).
2. A. Zaza, E.G. Bennouna, A. Iranzo, Y.El Hammami, F.J. Pino, *Journal of Cleaner Production*, **462** 142706 (2024).
3. U. Vengateson, *Chemical Engineering*, **124**, 4, 64-67 (2017).
4. Y. Zhao, Q. Zhao, F. Li, Q. Liang, X. Li, Y. Chen, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **148**, 107070 (2023).
5. A.R. Seifi, O.A. Akbari, A.A.A.A. Alrashed, F. Afshary, G.A.S. Shabani, R. Seifi, M. Goodarzi, F. Pourfattah, *Applied Thermal Engineering*, **129**, 1124-1134 (2018).
6. W. Wang, H. Zhang, P. Liu, Z. Li, J. Lv, W. Ni, *Applied Energy*, **186**, Part 3, 336-346 (2017).
7. Патент РФ 2823006 (2024).
8. И.Н. Мадьшев, В.В. Харьков, В.Э. Зинуров, *Инженерно-физический журнал*, **96**, 3, 630-638 (2023).
9. А.С. Приданцев, Д.Д. Ахметлатыйпова, А.А. Сагдеев, *Тепломассообменные аппараты низкотемпературных установок*, НХТИ, Нижнекамск, 2013. 88 с.
10. М.А. Михеев, И.М. Михеева, *Основы теплопередачи*, Энергия, Москва, 1977. 344 с.
11. И.Н. Мадьшев, О.С. Дмитриева, А.О. Маясова, *Вестник технологического университета*, **26**, 12, 129-134 (2023).
12. И.Н. Мадьшев, О.С. Дмитриева, А.О. Маясова, А.Н. Николаев, *Вестник технологического университета*, **27**, 7, 109-114 (2024).
13. И.Н. Мадьшев, В.В. Харьков, *Инженерно-физический журнал*, **97**, 4, 1061-1068 (2024).
14. И.Н. Мадьшев, В.В. Харьков, А.Н. Николаев, *Интенсификация тепломассообменных процессов в испарительных градирнях*, Изд-во КНИТУ, Казань, 2022. 92 с.
15. М.А. Михеев, *Основы теплопередачи*, Энергоиздат, Москва, 1956. 390 с.

References

1. S. El Marazgioui, A. El Fadar, *Energy Conversion and Management*, **258**, 115448 (2022).
2. A. Zaza, E.G. Bennouna, A. Iranzo, Y.El Hammami, F.J. Pino, *Journal of Cleaner Production*, **462** 142706 (2024).
3. U. Vengateson, *Chemical Engineering*, **124**, 4, 64-67 (2017).
4. Y. Zhao, Q. Zhao, F. Li, Q. Liang, X. Li, Y. Chen, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **148**, 107070 (2023).

5. A.R. Seifi, O.A. Akbari, A.A.A.A. Alrashed, F. Afshary, G.A.S. Shabani, R. Seifi, M. Goodarzi, F. Pourfattah, *Applied Thermal Engineering*, **129**, 1124-1134 (2018).
6. W. Wang, H. Zhang, P. Liu, Z. Li, J. Lv, W. Ni, *Applied Energy*, **186**, Part 3, 336-346 (2017).
7. Pat. RU 2823006 (2024).
8. I.N. Madyshev, V.V. Khar'kov, V.E. Zinurov, *Inzhenerno-fizicheskii zhurnal*, **96**, 3, 630-638 (2023).
9. A.S. Pridantsev, D.D. Akhmetlatypova, A.A. Sagdeev, *Teplomassoobmennye apparaty nizkotemperaturnykh ustanovok*, NKhTI, Nizhnekamsk, 2013. 88 p.
10. M.A. Mikheev, I.M. Mikheeva, *Osnovy teploperedachi*, Energiya, Moscow, 1977. 344 p.
11. I.N. Madyshev, O.S. Dmitrieva, A.O. Mayasova, *Herald of Technological University*, **26**, 12, 129-134 (2023).
12. I.N. Madyshev, O.S. Dmitrieva, A.O. Mayasova, A.N. Nikolaev, *Herald of Technological University*, **27**, 7, 109-114 (2024).
13. I.N. Madyshev, V.V. Khar'kov, *Inzhenerno-fizicheskii zhurnal*, **97**, 4, 1061-1068 (2024).
14. I.N. Madyshev, V.V. Khar'kov, A.N. Nikolaev, *Intensifikatsiya teplomassoobmennykh protsessov v isparitel'nykh gradirnyakh*, Izd-vo KNITU, Kazan, 2022. 92 p.
15. M.A. Mikheev, *Osnovy teploperedachi*, Energoizdat, Moscow, 1956. 390 p.

© **И. Н. Мадышев** – к.т.н., доцент, зав. кафедрой Машины и аппараты химических производств (МАХП), Нижнекамский химико-технологический институт (НХТИ), филиал Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ), Нижнекамск, Россия, ilnyr_91@mail.ru; **О. С. Дмитриева** – к.т.н., доцент кафедры Оборудования пищевых производств, КНИТУ, Казань, Россия, ja_deva@mail.ru; **А. О. Маясова** – ассистент кафедры МАХП, НХТИ (филиал КНИТУ), Нижнекамск, Россия, mayasova-fwoq@yandex.ru.

© **I. N. Madyshev** – PhD (Technical Sci.), Associate Professor, Head of the Department of Machines and Apparatuses of Chemical Productions (MACP), Nizhnekamsk Chemical Technology Institute (NCTI), a branch of Kazan National Research Technological University (KNRTU), Nizhnekamsk, Russia, ilnyr_91@mail.ru; **O. S. Dmitrieva** – PhD (Technical Sci.), Associate Professor, Department of Food Production Equipment, KNRTU, ja_deva@mail.ru; **A. O. Mayasova** – Assistant of the MACP department, NCTI (branch of KNRTU), Nizhnekamsk, Russia, mayasova-fwoq@yandex.ru.