

Механизмы передачи теплоты в градирнях (теория и методы расчёта)

Юлиан И. Шишацкий	¹		
Сергей А. Никель	¹	sergei.nickel@ya.ru	 0000-0001-9043-9452
Сергей А. Толстов	²	serezha.tolstoff@ya.ru	 0000-0002-2528-0905
Игорь А. Авцинов	¹	igor.awtzinov@ya.ru	 0000-0002-2528-0905
Анна А. Дерканосова	¹	aa-derk@ya.ru	 0000-0002-9726-9262
Александр Е. Емельянов	¹	emalexeg@yandex.ru	 0000-0002-5639-602X

¹ Воронежский государственный университет инженерных технологий, пр-т Революции, 19, г. Воронеж, 394036, Россия

² Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, 394087, Россия

Аннотация. Градири – высокоинтенсивные смесительные теплообменные аппараты. В них теплообмен происходит при непосредственном контакте (соприкосновении) теплоносителей, то есть в теплообменниках отсутствует термическое сопротивление стенки. При охлаждении оборотной воды воздухом часть теплоты передается за счет поверхностного испарения воды – превращения воды в пар с последующим переносом пара путем диффузии в поток воздуха. Другая часть – за счет разницы в температурах между водой и воздухом, то есть теплопередачей соприкосновением (теплопроводность и конвекция). Теплопередача при непосредственном контакте воздуха и вводы всегда сопровождается процессом переноса массы из одной фазы в другую. Это типичный процесс сопряженного тепло-массопереноса. В нашем случае под испарением подразумевается процесс перехода воды из жидкого состояния в парообразное при температуре меньшей, чем температура кипения воды при заданном давлении. Поскольку в процессе испарения вода охлаждается, то источником энергии является сама вода. Имеет место процесс адиабатного испарения, при этом вода охлаждается до температуры мокрого термометра. В градирне всегда имеет место испарение. Установлено, что отвод теплоты испарением преобладает над теплоотдачей соприкосновением. Записано уравнение теплового баланса, позволяющее определить расход воздуха на охлаждение воды. Приведено уравнение для расчета температуры мокрого термометра. Приведен метод расчета средней разности энтальпий воздуха в градирне. Аэродинамический расчет вентиляторных градирен заключается в установлении соответствия полного аэродинамического сопротивления градирни напору, развиваемому вентилятором. Полное аэродинамическое сопротивление представляет собой сумму сопротивлений ее элементов. Записаны формулы для расчета коэффициентов сопротивлений. Рассмотрены потери воды вследствие испарения, уноса в виде капель, на фильтрацию, продувку.

Ключевые слова: градирня, теплота, расчеты, потери воды, аэродинамический расчет.

Heat transfer mechanisms in cooling towers (theory and calculation methods)

Yulian I. Shishatskii	¹		
Sergei A. Nickel	¹	sergei.nickel@ya.ru	 0000-0001-9043-9452
Sergey A. Tolstov	²	serezha.tolstoff@ya.ru	 0000-0002-2528-0905
Igor' A. Avcinov	¹	igor.awtzinov@ya.ru	 0000-0002-2528-0905
Anna A. Derkanosova	¹	aa-derk@ya.ru	 0000-0002-9726-9262
Aleksandr E. Emelyanov	¹	emalexeg@yandex.ru	 0000-0002-5639-602X

¹ Voronezh State University of Engineering Technologies, Revolution Av., 19 Voronezh, 394036, Russia

² Voronezh State Forestry University, Starykh Bolshevikov, st. Timiryazeva, 8, Voronezh, 394087, Russia

Abstract. Cooling towers are high-intensity mixing heat exchangers. In them, heat exchange occurs at direct contact (contact) of heat carriers, i.e. in heat exchangers there is no thermal resistance of the wall. When circulating water is cooled by air, part of the heat is transferred due to surface evaporation of water - transformation of water into vapor with subsequent transfer of vapor by diffusion into the air stream. The other part is due to the temperature difference between water and air, i.e. heat transfer by contact (conduction and convection). Heat transfer by direct contact between air and inlet is always accompanied by a process of mass transfer from one phase to the other. This is a typical process of conjugate heat and mass transfer. In our case, evaporation refers to the process of water transition from liquid to vapor state at a temperature lower than the boiling point of water at a given pressure. Since water is cooled in the process of evaporation, the source of energy is water itself. Adiabatic evaporation takes place and the water is cooled to the wet-bulb temperature. Evaporation always takes place in a cooling tower. It is found that heat transfer by evaporation dominates over heat transfer by contact. A heat balance equation is written to determine the air flow rate for cooling water. An equation for calculating the temperature of a wet thermometer is given. A method for calculating the average enthalpy difference of air in a cooling tower is given. The aerodynamic calculation of fan cooling towers is to determine whether the total aerodynamic drag of the cooling tower corresponds to the head developed by the fan. The total aerodynamic resistance is the sum of the resistances of its elements. Formulas for calculating the drag coefficients are written. Water losses due to evaporation, droplet entrainment, filtration, and blowdown are considered.

Keywords: cooling tower, heat, calculations, water loss, aerodynamic calculation.

Для цитирования

Шишацкий Ю.И., Никель С.А., Толстов С.А., Авцинов И.А., Дерканосова А.А., Емельянов А.Е. Механизмы передачи теплоты в градирнях (теория и методы расчёта) // Вестник ВГУИТ. 2024. Т. 86. № 1. С. 31–37. doi:10.20914/2310-1202-2024-1-31-37

For citation

Shishatskii Yu.I., Nickel S.A., Tolstov S.A., Avcinov I.A., Derkanosova A.A., Emelyanov A.E. Heat transfer mechanisms in cooling towers (theory and calculation methods). Vestnik VGUIT [Proceedings of VSUET]. 2024. vol. 86. no. 1. pp. 31–37. (in Russian). doi:10.20914/2310-1202-2024-1-31-37

This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution 4.0 International License

Введение

Градири – смесительные теплообменники – являются высокоинтенсивными аппаратами, так как в них теплообмен происходит при непосредственном контакте (соприкосновении) теплоносителей, то есть в смесительных теплообменниках отсутствует термическое сопротивление стенки.

При охлаждении оборотной воды воздухом часть теплоты передается за счет поверхностного испарения воды – превращения воды в пар с последующим переносом пара путем диффузии в поток воздуха. Другая часть – за счет разницы в температурах между водой и воздухом, то есть теплопередачей соприкосновением (теплопроводность и конвекция) [1, 2].

Теплопередача при непосредственном контакте воздуха и вводы всегда сопровождается процессом переноса массы из одной фазы в другую. Это процесс сопряженного тепло-массопереноса [5, 8, 9].

В нашем случае под испарением подразумевается процесс перехода воды из жидкого состояния в парообразное при температуре меньшей, чем температура кипения воды при заданном давлении.

В соответствии с кинетической теорией газов, механизм процесса испарения воды с поверхности соприкосновения ее с воздухом можно трактовать следующим образом [4, 11]. Молекулы воды находятся в хаотическом (вращательном, колебательном и поступательном) тепловом движении, а их скорости отклоняются в широких пределах от среднего значения. Молекулы, обладающие большой кинетической энергией, вылетают в пространство, расположенное над поверхностью воды, преодолевая силы молекулярного сцепления. Эти молекулы при столкновении с молекулами воздуха изменяют величину и направление своего движения. Часть молекул воды возвращается обратно в воду. Другая часть молекул удаляется от поверхности воды, проникает в воздух в результате диффузии и конвекции и уже безвозвратно теряется водой, образуя водяной пар в воздухе.

В непосредственной близости к поверхности воды воздушная фаза насыщена паром и при этом парциальное давление p_n равно давлению насыщенного пара P_n при температуре жидкости. Поскольку в рассматриваемом случае $p_n < P_n$, то возникает поток вещества из жидкости в воздушную фазу. Переносимая потоком энергия запишется как $q_n r$, где r – энтальпия испарения.

Поскольку в процессе испарения вода охлаждается, то источником энергии $q_n r$ является сама вода. В нашем случае испарение происходит за счет переноса теплоты от воздуха к воде и ее охлаждения (процесс адиабатного испарения).

При адиабатном испарении вода охлаждения до температуры мокрого термометра $t_{m.t.}$ – наинизшей температуры воды, испаряющейся в движущуюся над ней парогазовую смесь.

Значение $t_{m.t.}$ определяется равенством потоков теплоты, передаваемой воздухом воде за счет конвекции $[\alpha(t_b - t_{m.t})]$ и переносимой из жидкой фазы в воздушную вследствие испарения ($q_n r$):

$$\alpha(t_b - t_{m.t.}) = q_n r, \quad (1)$$

где t_b – температура воздуха, α – коэффициент теплоотдачи.

Основываясь на кинетических закономерностях массопереноса, определяется величина $q_n r$. Из уравнения (1) следует:

$$\alpha = q_n r / (t_b - t_{m.t.}), \quad (2)$$

$$t_{m.t.} = t_b - q_n r / \alpha \quad (3)$$

Уравнение (1) решается, следовательно, путем анализа тепло-массопереноса.

Принято считать, что основное сопротивление процессу теплопередачи в системах газ – жидкость сосредоточено в газовой фазе. При этом для расчета кинетики процесса целесообразно воспользоваться выражением (1).

Таким образом, в градирне всегда имеет место испарение. Но поскольку испарение связано с затратой теплоты на изменение агрегатного состояния, то оно вызывает поток теплоты Q_u только от воды к воздуху (отвод теплоты), то есть охлаждение воды. Поток теплоты за счёт соприкосновения Q_c также направлен от воды к воздуху. Результирующее количество теплоты Q составит:

$$Q = Q_u + Q_c \quad (4)$$

Установлено, что отвод теплоты испарением преобладает над теплоотдачей соприкосновением.

Тепловой баланс системы производственного оборудования – градирня имеет вид:

$$Q_{об} = Q_{zp} \quad (5)$$

где $Q_{об}$ – количество теплоты, выделяемое оборудованием; Q_{zp} – количество теплоты, отводимое холодным воздухом в градирне.

На основании этого запишем уравнение теплового баланса, позволяющее определить расход воздуха G_b на охлаждение воды:

$$G \cdot c(t_n - t_k) = G_b \cdot c_b(t_2 - t_1) \quad (6)$$

откуда

$$G_b = \frac{G \cdot c(t_n - t_k)}{c_b(t_2 - t_1)} \quad (7)$$

где G – расход охлаждаемой воды; c – средняя удельная теплоёмкость этой воды; c_b – удельная теплоёмкость воздуха; t_n , t_k – начальная и конечная температура охлаждаемой воды; t_1 , t_2 – начальная и конечная температура охлаждающего воздуха.

Уравнение теплового баланса можно записать иначе:

$$Gh_h + G_s h_{h,s} = Gh_k + G_s h_{k,s} + Q_n \quad (8)$$

Откуда

$$G_s = \frac{[G(h_h - h_k) - Q_n]}{h_{k,s} - h_{h,s}} \quad (9)$$

где G – расход охлаждаемой воды; h_h и h_k – начальная и конечная энтальпия охлаждаемой воды ($h = ct$, где c – теплоемкость, t – температура теплоносителя); $h_{h,v}$ и $h_{k,v}$ – начальная и конечная энтальпия охлаждающего воздуха; Q_n – потери теплоты в окружающую среду.

При теплотехнических расчетах задаются: средней максимальной температурой воздуха наиболее теплого месяца; средней месячной относительной влажностью воздуха в 15 ч наиболее теплого месяца; атмосферным давлением; температурой воздуха по психрометру.

Теория мокрого термометра [10] основана на использовании процесса сопряженного теплообмена в движущейся среде вблизи поверхности раздела фаз с целью расчета стабилизированного значения температуры мокрого термометра $t_{m,t}$.

В стационарном состоянии поток теплоты, направленный внутрь воды, равен изменению энтальпии на её поверхности:

$$\alpha(t - t_{m,t}) \frac{C_o}{1 - e^{-C_o}} = r\beta \leftarrow P \ln \left(\frac{1 - g}{1 - g_k} \right) \quad (10)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, независимый от движущей силы процесса; $t_{m,t}$ – температура мокрого термометра; C_o – коэффициент Эккермана, зависящий от мольного потока компонентов и коэффициента теплоотдачи; r – теплота испарения на межфазной поверхности; β – коэффициент массоотдачи, не зависящий от движущей силы процесса; p – полное давление в двухфазной системе; g – мольная доля; g_k – концентрация на межфазной поверхности.

Используя аналогию между коэффициентами теплопередачи и массопередачи, получим уравнение:

$$(t - t_{m,t}) \frac{C_o}{1 - e^{-C_o}} = r \frac{\beta^*}{C_p} Le^{\frac{2}{3}} \ln \left(\frac{1 - g}{1 - g_k} \right) \quad (11)$$

где β – поправочный коэффициент (обычно принимается $\beta = 1$); C_p – мольная теплоемкость компонента; $Le = Pr/Sc$ – число Льюиса для жидкости; Pr , Sc – числа Прандтля и Шмидта для жидкости или $DC_p\rho/\lambda$, где D – коэффициент диффузии в жидкости; ρ , λ – соответственно плотность и коэффициент теплопроводности жидкой фазы.

Уравнение (11) позволяет найти $t_{m,t}$ для фиксированных значений g и t . После введения ряда приближений для фактора Эккермана и с учетом незначительной разности температур и парциальных давлений при использовании показаний $t_{m,t}$, уравнение (11) принимает вид:

$$t - t_{m,t} = \frac{r}{C_p} Le^{\frac{2}{3}} (g_k - g) \quad (12)$$

При измерении влажности для системы воздух-вода погрешность в результате допущенных приближений не превышает 2–3%. Если использовать значения влажности воздуха $W = M_a g / M_b (1 - g)$ и массовой теплоемкости паровоздушной смеси $c_s = c_b + W c_a$ то уравнение (12) можно записать в виде:

$$t - t_{m,t} = \frac{\left(\frac{r}{M_a}\right)}{c_s} Le^{\frac{2}{3}} (W_{m,t} - W) \quad (13)$$

где M_a , M_b – молекулярные массы жидкой фазы и воздуха; c_s – теплоемкость паровоздушной смеси.

При практическом применении уравнения (12) в случае системы вода-воздух, для которой $Le^{\frac{2}{3}} = 1$, число Льюиса в уравнении опускают, тогда уравнение (13) приобретает вид:

$$c_s t + \left(\frac{r}{M_a}\right) W = c_s t_{m,t} + \left(\frac{r}{M_a}\right) W_{m,t} \quad (14)$$

Вследствие небольших изменений теплоемкости с изменением температуры, этими изменениями пренебрегают. Тогда на поверхности шарика мокрого термометра энтальпия насыщенного воздуха на единицу массы будет равна энтальпии смеси воздух-вода в объеме.

Иными словами разность между температурой сухого термометра t_c и температурой мокрого термометра $t_{m,t}$ пропорциональна влажности воздуха: чем суше воздух, тем больше разность $t_c - t_{m,t}$; если же воздух насыщен паром, то $t_c = t_{m,t}$, так как парциальное давление водяного пара в воздухе равно давлению насыщения водяного пара при той же температуре t_c . Поскольку психометрическое отношение приблизительно равно единице, то температура мокрого термометра практически та же, что и температура адиабатического насыщения в системе воздух-вода. На практике значение $t_{m,t} \approx const$, однако значения t и W изменяются.

Зачастую возникает задача определения средней разности энтальпии воздуха в градирне, локальные значения которой могут существенно изменяться [3]. Обычно для расчета используется уравнение Меркеля, выражающее общее количество теплоты передаваемое в результате совокупности конвективного теплообмена и изменения агрегатного состояния вещества-испарения воды. Движущей силой является разность энтальпий (теплосодержаний) влажного воздуха.

Уравнение Меркеля имеет вид:

$$dQ = \beta_x (h'' - h) dF \quad (15)$$

где Q – количество передаваемой теплоты; β_x – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влагосодержаний воздуха; h'' – энтальпия насыщенного влажного воздуха при температуре поверхности воды; h – энтальпия влажного воздуха в основном потоке; F – поверхность.

Поскольку уравнение (15) относится к элементам поверхности контакта воды и влажного воздуха, возникают трудности при правильном осреднении разности энтальпий воздуха.

Количество передаваемой теплоты находим из уравнения:

$$dQ = G_s dh = \frac{1}{\kappa} G_{ж} c_{ж} dt \quad (16)$$

где G_v и $G_{ж}$ – расходы воздуха и воды; k – поправочный множитель; $c_{ж}$ – теплоёмкость воды; t – температура воды.

Из (15) и (16) запишем:

$$G_s dh = \frac{1}{\kappa} G_{ж} c_{ж} dt = \beta_x (h'' - h) dF \quad (17)$$

Уравнение (16) в интегральной форме:

$$Q = G_s (h_2 - h_1) = \frac{1}{\kappa} G_{ж} c_{ж} (t_1 - t_2) = \beta_x \Delta h_{cp} F \quad (18)$$

где индексы 1 и 2 обозначают начальные и конечные значения параметров. Величина Δh_{cp} – средняя по поверхности разность энтальпий воздуха $h'' - h$, дельта $h_{cp} = h'' - h$.

Используя объёмный коэффициент массоотдачи $\beta_v = \beta_x F/V$, отнесенный к единице активного объёма аппарата $V = HF_a$ (где H – его высота, а F_a – площадь сечения активного объёма), из уравнений (17) и (18) находим формулы для расчёта поверхности F , активного объёма V_a и высоты H_a на градирни, тогда имеем:

$$\Delta h_{cp} = \frac{h_2 - h_1}{H_2} = \frac{t_1 - t_2}{H_2} \quad (19)$$

Л.Д. Берманом получена другая формула для средней логарифмической разности энтальпий:

$$\Delta h_{cp} = \frac{h_2 - h_1}{H_1} = \frac{\Delta h_1 - \Delta h_2}{\ln \frac{\Delta h_1 - \delta h''}{\Delta h_2 - \delta h''}} \quad (20)$$

Формула (20) обеспечивает большую для практических расчётов точность получаемых результатов по сравнению с (19).

Аэродинамический расчёт вентиляторных градирен заключается в установлении соответствия полного аэродинамического сопротивления градирни напору, развиваемому вентилятором [4, 6].

Полное аэродинамическое сопротивление P представляет собой сумму сопротивлений её элементов: входа воздуха в градирню P_1 ; воздухораспределителя P_2 ; поворота потока воздуха в ороситель P_3 ; внезапного сужения при входе воздуха в ороситель P_4 ; оросителя P_5 ; внезапного расширения при выходе воздуха из оросителя P_6 ; водоуловителя P_7 ; водораспределителя P_8 ; входа воздуха в вентилятор P_9 и выходного патрубка из вентилятора P_{10} :

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8 + P_9 + P_{10} \quad (21)$$

Величины сопротивлений входящую в правую часть выражения (21), рассчитываются по формуле:

$$P_{1,2,\dots,10} = S_{1,2,\dots,10} \frac{\rho \alpha_{1,2,\dots,10}^2}{2g} \quad (22)$$

где: $\xi_{1,2,\dots,10}$ – коэффициент сопротивления элементов градирни; $\omega_{1,2,\dots,10}$ – скорость движения воздуха в элементах градирни; ρ – плотность воздуха.

Коэффициент ξ_1 для определения сопротивления P_1 , отнесённый к скорости воздуха во входных окнах градирни, рекомендуется принимать:

$$\xi_1 = 0,55 \quad (23)$$

Коэффициент сопротивления воздухо-распределителя ξ_2 рассчитывается по формуле:

$$S_2 = (0,1 + 0,025q_{ж}) d_3 \quad (24)$$

где $q_{ж}$ – плотность орошения градирни; d_3 – эквивалентный диаметр воздухо-распределителя.

Коэффициент сопротивления поворота потока в ороситель, отнесенный к скорости воздуха в оросителе, рекомендуется принимать равным:

$$\xi_3 = 0,5 \quad (25)$$

Величина коэффициента сопротивления ξ_4 определяется по формуле

$$S_4 = 0,5 \left(1 - \frac{f_o}{f} \right) \quad (26)$$

где f_o – площадь живого сечения оросителя; f – площадь всего сечения оросителя.

Коэффициент сопротивления всего оросителя:

$$\xi_5 = \xi_5'' h \quad (27)$$

где h – высота оросителя, s – коэффициент сопротивления сухого и мокрого оросителя [2].

Коэффициент сопротивления выхода потока из оросителя:

$$S_6 = \left(1 - \frac{f_o}{f} \right)^2 \quad (28)$$

Здесь величина коэффициента отнесена к скорости в живом сечении оросителя.

По Идельчику [6] величина коэффициента сопротивления водоуловителя ζ_7 определяется по формуле:

$$S_7 = \left[0,5 + 2 \left(1 - \frac{f_{o.p.}}{f_p} \right)^2 \right] \left(\frac{f_p}{f_{o.p.}} \right)^2 \quad (29)$$

где $f_{o.p.}$ и f_p – соответственно площади живого сечения и общая водоуловителя.

Коэффициент сопротивления водораспределителя можно рассчитать по формуле [6]:

$$S_8 = \left[0,5 + 1,3 \left(1 - \frac{f_o}{f} \right)^2 \right] \left(\frac{f}{f_o} \right)^2 \quad (30)$$

где f_o – площадь живого сечения водораспределителя; f – общая площадь устройства.

Предложена зависимость для определения коэффициента сопротивления входа воздуха через конфузор в вентилятор [4]:

$$S_{g(конф)} = S_{g(кол)} \left(1 - \frac{f_{o.k.}}{f_k} \right) S_{m.p.} \quad (31)$$

Здесь f_k и $f_{o.k.}$ – площадь сечения до и после сужения; $S_{g(кол)}$ – коэффициент сопротивления конического коллектора; $\xi_{g(кол)}$ – коэффициент сопротивления трения.

Если выходной патрубок имеет форму диффузора, то его коэффициент сопротивления

$$S_{10} = (1 + \delta) S_{расч.} \quad (32)$$

где σ – поправочный коэффициент; ζ – коэффициент сопротивления расчётный.

Значения обоих коэффициентов приведены в специальной литературе.

Потери воды при работе градирен неизвестны.

Допуская, что вся теплота передаётся от воды только за счёт испарения, запишем:

$$G_u r \approx G_{ж} \Delta t c_{ж} \quad (33)$$

где G_u – количество испарившейся воды; r – теплота парообразования; $G_{ж}$ – гидравлическая нагрузка градирни; Δt – перепад температур воды; $c_{ж}$ – удельная теплоёмкость воды.

Из (23) получаем выражение для определения количества испарившейся воды в процентах от общего расхода циркуляционной воды:

$$n = \frac{G_u}{G_{ж}} 100 = \frac{\Delta t c_{ж}}{r} 100 = \alpha \Delta t \quad (34)$$

где a – поверхность охлаждения,

$$a = \frac{c_{ж}}{r} 100 \quad (35)$$

Потери воды в виде капель из-за уноса существенно зависят от конструкций водораспределителя и каплеуловителя градирни, а также от их исправности. Принимаются потери за счёт уноса 0,3–0,5% от циркуляционного расхода воды [11].

Потери воды на фильтрацию малы и их при расчёте не учитывают.

Величина потери на продувку (сброса части воды из циркуляционной системы с целью ограничения солесодержания воды) определяется в зависимости от качества добавочной (свежей) воды. Потери могут составлять 0,5–5%.

Изложенные в работе теоретические и практические материалы послужат полезной информацией для совершенствования действующих и разработки новых конструкций градирен.

Литература

- 1 Чашин В.П., Гудков А.Б., Попова О.Н., Одланд И.О. и др. Характеристика основных факторов риска нарушений здоровья населения, проживающего на территориях активного природопользования в Арктике // Экология человека. 2014. № 1. С. 3–12.
- 2 Конторович А.Э., Коржубаев А.Г., Эдер Л.В. Прогноз глобального энергообеспечения: методология, количественные оценки, практические выводы // Минеральные ресурсы России. Экономика и управление. 2006. № 5. URL: <http://www.vipstd.ru/gim/content/view/90/278/>
- 3 Раскина Т.А., Пирогова О.А., Зобнина О.В., Пинтова Г.А. Показатели системы остеокластогенеза у мужчин с различными клиническими вариантами анкилозирующего спондилита // Современная ревматология. 2015. Т. 9. № 2. С. 23–27. doi: 10.14412/1996-7012-2015-2-23-27
- 4 Терещенко Ю.В. Трактовка основных показателей variability ритма сердца // Новые медицинские технологии на службе первичного звена здравоохранения: материалы межрегиональной конференции. 2010. С. 3–11.
- 5 Абдурахманов Г.М., Лопатин И.К. Основы зоологии и зоогеографии. Москва: Академия, 2001. 496 с.
- 6 Иванова А.Е. Проблемы смертности в регионах Центрального федерального округа // Социальные аспекты здоровья населения. 2008. № 2. URL: <http://vestnik.mednet.ru/content/view54/30/>
- 7 ГОСТ 8.586.5-2005. Государственная система обеспечения единства измерений. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. М.: Стандартинформ, 2007. 143 с.
- 8 Дмитриев А.В., Мадышев И.Н., Круглов Л.В., Чичирова Н.Д. Оценка эффективности процессов тепло-и массообмена в трехпоточной испарительной градирне с наклонно-гофрированными контактными элементами // Вестник Казанского государственного энергетического университета. 2020. Т. 12. № 4 (48). С. 125–134.
- 9 Тарасов Е.В., Жинов А.А. Оптимизация бездеаэрационной тепловой схемы паротурбинной установки с теплообменными аппаратами смешивающего типа // Электронный журнал: наука, техника и образование. 2017. № 2. С. 56–63.

- 10 Rao R.V., More K.C. Optimal design and analysis of mechanical draft cooling tower using improved Jaya algorithm // *International Journal of Refrigeration*. 2017. V. 82. P. 312-324.
- 11 Yin Hai Z.H.U., Wei P.E.N.G., Ruina X.U., Jiang P. et al. Review on active thermal protection and its heat transfer for airbreathing hypersonic vehicles // *Chinese Journal of Aeronautics*. 2018. V. 31. №. 10. P. 1929-1953.
- 12 Goldstein E.A., Raman A.P., Fan S. Sub-ambient non-evaporative fluid cooling with the sky // *Nature Energy*. 2017. V. 2. №. 9. P. 1-7. doi: 10.1038/nenergy.2017.143
- 13 Cheng L., Xia G. Fundamental issues, mechanisms and models of flow boiling heat transfer in microscale channels // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017. V. 108. P. 97-127.
- 14 Khanjari Y., Pourfayaz F., Kasaeian A.B. Numerical investigation on using of nanofluid in a water-cooled photovoltaic thermal system // *Energy Conversion and Management*. 2016. V. 122. P. 263-278.
- 15 Ganvir R.B., Walke P.V., Kriplani V.M. Heat transfer characteristics in nanofluid—A review // *Renewable and sustainable energy reviews*. 2017. V. 75. P. 451-460.
- 16 Okonkwo E.C., Wole-Osho I., Almanassra I.W., Abdullatif Y.M. et al. An updated review of nanofluids in various heat transfer devices // *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2021. V. 145. P. 2817-2872.
- 17 Cho H.J., Preston D.J., Zhu Y., Wang E.N. et al. Nanoengineered materials for liquid–vapour phase-change heat transfer // *Nature Reviews Materials*. 2016. V. 2. №. 2. P. 1-17. doi: 10.1038/natrevmats.2016.92
- 18 Jaluria Y. *Computational heat transfer*. Routledge, 2017.
- 19 Alavi S.R., Rahmati M. Experimental investigation on thermal performance of natural draft wet cooling towers employing an innovative wind-creator setup // *Energy conversion and management*. 2016. V. 122. P. 504-514.
- 20 Mantelli M.H.B. Development of porous media thermosyphon technology for vapor recovering in cross-current cooling towers // *Applied Thermal Engineering*. 2016. V. 108. P. 398-413.

References

- 1 Chashchin V.P., Gudkov A.B., Popova O.N., Odland I.O. and others. Characteristics of the main risk factors for health problems among the population living in areas of active environmental management in the Arctic. *Human Ecology*. 2014. no. 1. pp. 3–12. (in Russian).
- 2 Kontorovich A.E., Korzhubayev A.G., Eder L.V. Forecast of global energy supply: methodology, quantitative estimates, practical conclusions. *Mineral Resources of Russia. Economics and Management*. 2006. no. 5. Available at: <http://www.vipstd.ru/gim/content/view/90/278/> (in Russian).
- 3 Raskina T.A., Pirogova O.A., Zobnina O.V., Pintova G.A. Indicators of the osteoclastogenesis system in men with various clinical variants of ankylosing spondylitis. *Modern rheumatology*. 2015. vol. 9. no. 2. pp. 23–27. doi: 10.14412/1996-7012-2015-2-23-27 (in Russian).
- 4 Tereshchenko Yu.V. Interpretation of the main indicators of heart rate variability. New medical technologies in the service of primary healthcare: materials of the interregional conference. 2010. pp. 3–11. (in Russian).
- 5 Abdurakhmanov G.M., Lopatin I.K. *Fundamentals of zoology and zoogeography*. Moscow, Academy, 2001. 496 p. (in Russian).
- 6 Ivanova A.E. Problems of mortality in the regions of the Central Federal District. Social aspects of population health. 2008. no. 2. Available at: <http://vestnik.mednet.ru/content/view54/30/> (in Russian).
- 7 GOST 8.586.5-2005. State system for ensuring the uniformity of measurements. Measurement of flow and quantity of liquids and gases using standard restriction devices. M., Standartinform, 2007. 143 p. (in Russian).
- 8 Dmitriev A.V., Madyshev I.N., Kruglov L.V., Chichirova N.D. Assessing the efficiency of heat and mass transfer processes in a three-flow evaporative cooling tower with inclined corrugated contact elements. *Bulletin of the Kazan State Energy University*. 2020. vol. 12. no. 4 (48). pp. 125-134. (in Russian).
- 9 Tarasov E.V., Zhinov A.A. Optimization of a deaerator-free thermal circuit of a steam turbine plant with mixing-type heat exchangers. *Electronic journal: science, technology and education*. 2017. no. 2. pp. 56-63. (in Russian).
- 10 Rao R.V., More K.C. Optimal design and analysis of mechanical draft cooling tower using improved Jaya algorithm. *International Journal of Refrigeration*. 2017. vol. 82. pp. 312-324.
- 11 Yin Hai Z.H.U., Wei P.E.N.G., Ruina X.U., Jiang P. et al. Review on active thermal protection and its heat transfer for airbreathing hypersonic vehicles. *Chinese Journal of Aeronautics*. 2018. vol. 31. no. 10. pp. 1929-1953.
- 12 Goldstein E.A., Raman A.P., Fan S. Sub-ambient non-evaporative fluid cooling with the sky. *Nature Energy*. 2017. vol. 2. no. 9. pp. 1-7. doi: 10.1038/nenergy.2017.143
- 13 Cheng L., Xia G. Fundamental issues, mechanisms and models of flow boiling heat transfer in microscale channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017. vol. 108. pp. 97-127.
- 14 Khanjari Y., Pourfayaz F., Kasaeian A.B. Numerical investigation on using of nanofluid in a water-cooled photovoltaic thermal system. *Energy Conversion and Management*. 2016. vol. 122. pp. 263-278.
- 15 Ganvir R.B., Walke P.V., Kriplani V.M. Heat transfer characteristics in nanofluid—A review. *Renewable and sustainable energy reviews*. 2017. vol. 75. pp. 451-460.
- 16 Okonkwo E.C., Wole-Osho I., Almanassra I.W., Abdullatif Y.M. et al. An updated review of nanofluids in various heat transfer devices. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2021. vol. 145. pp. 2817-2872.
- 17 Cho H.J., Preston D.J., Zhu Y., Wang E.N. et al. Nanoengineered materials for liquid–vapour phase-change heat transfer. *Nature Reviews Materials*. 2016. vol. 2. no. 2. pp. 1-17. doi: 10.1038/natrevmats.2016.92
- 18 Jaluria Y. *Computational heat transfer*. Routledge, 2017.
- 19 Alavi S.R., Rahmati M. Experimental investigation on thermal performance of natural draft wet cooling towers employing an innovative wind-creator setup. *Energy conversion and management*. 2016. vol. 122. pp. 504-514.
- 20 Mantelli M.H.B. Development of porous media thermosyphon technology for vapor recovering in cross-current cooling towers. *Applied Thermal Engineering*. 2016. vol. 108. pp. 398-413.

Сведения об авторах

Юлиан И. Шишацкий д.т.н., профессор, кафедра физики, теплотехники и теплоэнергетики, Воронежский государственный университет инженерных технологий, пр-т Революции, 19, г. Воронеж, 394036, Россия

Сергей А. Никель к.т.н., доцент, кафедра физики, теплотехники и теплоэнергетики, Воронежский государственный университет инженерных технологий, пр-т Революции, 19, г. Воронеж, 394036, Россия, sergei.nickel@ya.ru

<https://orcid.org/0000-0001-9043-9452>

Сергей А. Толстов к.т.н., доцент, электротехники, теплотехники и гидравлики, Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, 394087, Россия, serezhha.tolstoff@ya.ru

<https://orcid.org/0000-0002-2528-0905>

Игорь А. Авцинов д.т.н., профессор, кафедра автоматизированных систем управления процессами и производствами, Воронежский государственный университет инженерных технологий, пр-т Революции, 19, г. Воронеж, 394036, Россия, igor.awtzinov@ya.ru

<https://orcid.org/0000-0002-2528-0905>

Анна А. Дерканосова д.т.н., профессор, кафедра сервиса и ресторанного бизнеса, Воронежский государственный университет инженерных технологий, пр-т Революции, 19, г. Воронеж, 394036, Россия, aa-derk@ya.ru

<https://orcid.org/0000-0002-9726-9262>

Александр Е. Емельянов к.т.н., доцент, кафедра автоматизированных систем управления процессами и производствами, Воронежский государственный университет инженерных технологий, пр-т Революции, 19, г. Воронеж, 394036, Россия, emalexeg@yandex.ru

<https://orcid.org/0000-0002-5639-602X>

Вклад авторов

Все авторы в равной степени принимали участие в написании рукописи и несут ответственность за плагиат

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Information about authors

Yulian I. Shishatskii Dr. Sci. (Engin.), professor, physics, heatengineering and heat power engineering department, Voronezh State University of Engineering Technologies, Revolution Av., 19 Voronezh, 394036, Russia

Sergei A. Nickel Cand. Sci. (Engin.), associate professor, physics, heatengineering and heat power engineering department, Voronezh State University of Engineering Technologies, Revolution Av., 19 Voronezh, 394036, Russia, sergei.nickel@ya.ru

<https://orcid.org/0000-0001-9043-9452>

Sergey A. Tolstov Cand. Sci. (Engin.), associate professor, electrical engineering, heating engineering and hydraulics department, Voronezh State Forestry University, st. Timiryazeva, 8, Voronezh, 394087, Russia, serezhha.tolstoff@ya.ru

<https://orcid.org/0000-0002-2528-0905>

Igor' A. Avcinov Dr. Sci. (Engin.), professor, automated process and production control systems department, Voronezh State University of Engineering Technologies, Revolution Av., 19 Voronezh, 394036, Russia, igor.awtzinov@ya.ru

<https://orcid.org/0000-0002-2528-0905>

Anna A. Derkanosova Dr. Sci. (Engin.), professor, service and restaurant business department, Voronezh State University of Engineering Technologies, Revolution Av., 19 Voronezh, 394036, Russia, aa-derk@ya.ru

<https://orcid.org/0000-0002-9726-9262>

Aleksandr E. Emelyanov Cand. Sci. (Engin.), associate professor, automated process and production control systems department, Voronezh State University of Engineering Technologies, Revolution Av., 19 Voronezh, 394036, Russia, emalexeg@yandex.ru

<https://orcid.org/0000-0002-5639-602X>

Contribution

All authors are equally involved in the writing of the manuscript and are responsible for plagiarism

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

Поступила 15/01/2024	После редакции 01/02/2024	Принята в печать 20/02/2024
Received 15/01/2024	Accepted in revised 01/02/2024	Accepted 20/02/2024