



ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОХЛАЖДЕНИЯ ЖИДКОСТЕЙ В ТУРБУЛЕНТНОМ БАРБОТАЖНОМ СЛОЕ НА СИТЧАТЫХ ТАРЕЛКАХ

Лаптев А.Г., Лаптева Е.А., Аласгарли С.У.

Казанский государственный энергетический университет, Россия, Казань

Grivka100@mail.ru

Резюме: ЦЕЛЬ. Рассмотреть и решить задачу определения тепломассообменной эффективности и конструктивных характеристик барботажных ситчатых тарелок при охлаждении жидкой фазы и нагрева газа. Моделируется процесс контактного испарительного охлаждения воды воздухом в турбулентном барботажном слое при пенном режиме. МЕТОДЫ. Использован подход с применением тепловых и массообменных чисел единиц переноса, где коэффициенты тепло-и массоотдачи вычисляются по критериальным выражениям или математической модели. Записано дифференциальное уравнение теплообмена в жидкой фазе с межфазным источником теплоты и уравнением баланса. РЕЗУЛЬТАТЫ. Приняты известные допущения о идеальном вытеснении газовой фазы по высоте газожидкостного слоя. Рассмотрены частные случаи записи уравнения теплообмена в виде ячейочной модели структуры потока жидкой фазы. Дан алгоритм определения термодинамических параметров при охлаждении воды воздухом с расчетом профилей температур воды и воздуха по длине ситчатой тарелки. Показаны примеры расчетов температуры охлаждаемой воды и нагреваемого воздуха при различной структуре потока и сравнение с аналогичным процессом на макете градирни с регулярной сетчатой насадкой. Сделаны выводы об эффективности барботажных и насадочных аппаратов. Представленная математическая модель и алгоритм расчета может использоваться при проектировании или модернизации барботажных аппаратов в различных отраслях промышленности и энергетике.

Ключевые слова: барботаж; контактные устройства; тепломассообмен; моделирование; структура потока.

Благодарности: Исследование выполнено в рамках научного проекта РНФ 18-79-101-36

Для цитирования: Лаптев А.Г., Лаптева Е.А., Аласгарли С.У. Эффективность охлаждения жидкостей в турбулентном барботажном слое на ситчатых тарелках // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2022. Т.24. № 6. С. 13-24. doi:10.30724/1998-9903-2022-24-6-13-24.

EFFICIENCY OF LIQUID COOLING IN A TURBULENT BUBBLING LAYER ON STRAINER PLATES

AG. Laptev, EA. Lapteva, SU. Alasgarli

Kazan State Power Engineering University, Russia, Kazan

Grivka100@mail.ru

Abstract: THE PURPOSE. Consider and solve the problem of determining the heat and mass exchange efficiency and design characteristics of bubble strainer plates during liquid phase cooling and gas heating. Simulate the process of contact evaporative cooling of water with air in turbulent bubble layer under foam mode. METHODS. The approach is used using heat and mass exchange numbers of transfer units, where coefficients of heat and mass transfer are calculated by criteria expressions or mathematical model. A differential equation for heat exchange in the liquid phase with an inter-phase heat source and a balance equation is written. RESULTS. There are known assumptions about the ideal displacement of the gas phase by the height of the gas-liquid layer. The article considers specific cases of recording of heat exchange equation in the form of cell model of liquid phase flow structure. The algorithm of determination of thermodynamic parameters at cooling water by air with calculation of profiles of water and air temperatures along the length of strained plate is given. Examples of calculation of temperature of cooled water and heated air with different flow structure and comparison with the similar process on the cooling tower model with regular mesh nozzle are shown. The conclusions about the effectiveness

of bubble and nozzle devices are made. The presented mathematical model and calculation algorithm can be used in the design or modernization of barbotage devices in various industries and energy.

Keywords: bubbling; contact devices; heat and mass transfer; modeling; flow structure.

For citation: Laptev AG., Lapteva EA., Alasgarli SU. Efficiency of liquid cooling in a turbulent bubbling layer on strainer plates. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2022;24(6):13-24. doi:10.30724/1998-9903-2022-24-6-13-24.

Введение

Тепломассообменные аппараты с непосредственным контактом газо (паро) жидкостных сред применяются в различных отраслях промышленности и энергетике для проведения процессов абсорбции газов, ректификации, десорбции, охлаждения (нагрева) газов и жидкостей, а также мокрой очистки технологических или дымовых газов от различного вида дисперсной фазы. Практически все эти процессы сопровождаются переходом теплоты из одной фазы в другую. Физическое и математическое моделирование таких процессов является актуальной проблемой в теоретических и прикладных исследованиях при разработке новых или модернизированных аппаратов конденсационного охлаждения газа [1], интенсификации процессов в аппаратах [2], при абсорбции газов в насадочных колоннах [3]. Например, на тепловых станциях в процессах водоподготовки применяются декарбонизаторы и термические деаэраторы различных конструкций, эффективность которых зависит от температурного режима при десорбции растворенного кислорода [4], термической деаэрации [5], влиянии температуры на эффективность деаэрации [6]. На предприятиях нефтехимии процессы абсорбции газов часто сопровождаются тепловыми эффектами, что необходимо учитывать в расчетах эффективности массопередачи в насадочных колоннах [7] и на барботажных тарелках [8]. Несмотря на многочисленные исследования и математическое моделирование процессов переноса на барботажных тарелках в литературе отсутствует алгоритм расчета тепловой эффективности в жидкой и газовой фазах с минимальной экспериментальной информацией.

Целью данной статьи является определение эффективности тепломассообмена на основе применения приближенной и численной математических моделей процессов испарительного охлаждения жидкой фазы газом в турбулентном барботажном слое на тарелках в колонных аппаратах.

Материалы и методы

Гидравлические характеристики барботажа

В промышленности многие десятилетия применяются ситчатые, провальные, колпачковые, клапанные, струйные и комбинированные тарелки, которые постоянно совершенствуются и модернизируются, например с дисперсно-кольцевыми потоками [7], струйно-направленные [8] и ситчато-клапанные тарелки [9].

Наиболее конструктивно простыми, на ряду с провальными, являются ситчатые тарелки. Однако, по сравнению с провальными они имеют более широкий интервал устойчивой работы. Например, при нормальных условиях для системы воздух-вода и других двухфазных сред с близкими к ним теплофизическими свойствами, средняя скорость газа в колонне примерно составляет от 0,6 до 1,2 м/с, а высота статического столба жидкости (т.е. без учета газа) от 0,01 до 0,05 м, газосодержание от 0,5 до 0,8 м³/м³, высота пены до 0,2 м.

При относительно не больших скоростях газа на ситчатой тарелке не все отверстия участвуют в процессе барботажа, а часть из них занята провалом (утечкой) жидкости. Преимущественно это происходит в зоне у приемной планки, где высота статического столба жидкости больше на несколько миллиметров из-за градиента к сливной планке. Схема процесса барботажа в колонне с ситчатыми тарелками показана на рис. 1.

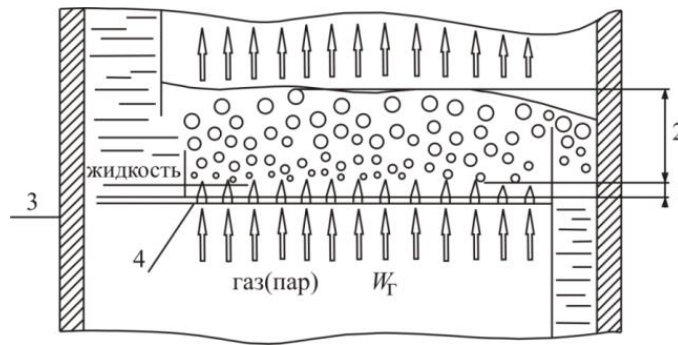


Рис. 1. Схема движения потоков на барботажной тарелке и структура барботажного слоя: 1 – область струй; 2 – пенный слой; 3 – стенка колонны; 4 – тарелка.

Fig.. 1. Flow diagram on the bubble plate and structure of the bubble layer: 1 - jet area; 2 - foam layer; 3 - column wall; 4 - plate.

Минимальная скорость газа в отверстиях тарелки, при которой прекращается утечка жидкости, находится по полуэмпирическому выражению [10]

$$W_{\text{omin}} = \left(1 - \frac{V_{\text{жв}}}{\alpha_o \sqrt{2gh_w}} \right) \left(\frac{2(\rho_{\text{ж}} gh_w - \Delta P_{\sigma})}{\rho_{\text{г}} (2\xi + 1)} \right)^{0,5}, \quad (1)$$

где $V_{\text{жв}}$ - приведенный объемный расход жидкости на длину сливной планки, $\text{м}^3/(\text{м} \cdot \text{с})$; $\alpha_o = 0,62$ - коэффициент расхода; ξ - коэффициент гидравлического сопротивления тарелки без жидкости ($\xi \approx 1,8$); $\rho_{\text{ж}}$, $\rho_{\text{г}}$ - плотности жидкости и газа, $\text{кг}/\text{м}^3$; ΔP_{σ} - перепад давления, вызванный силами поверхностного натяжения, Па; $h_w = h_{\text{сп}} + \Delta h$ - высота слоя жидкости при отсутствии провала, м; $h_{\text{сп}}$ - высота сливной планки, м, Δh - высота жидкости над сливной планкой (подпор жидкости), м.

Высота статического столба жидкости вычисляется по выражению [10]

$$h_{\text{ст}} = 0,787 V_{\text{ж,в}}^{0,21} h_{\text{сп}}^{0,56} W_{\text{к}}^m [1 - 0,31 \exp(-0,11 \mu_{\text{ж}})], \quad (2)$$

где $W_{\text{к}}$ - средняя скорость газа в колонне, $\text{м}/\text{с}$; $\mu_{\text{ж}}$ - динамическая вязкость жидкости, МПа с; $m = 0,05 - 4,6 h_{\text{сп}}$.

Например, при $V_{\text{ж,в}} = 2,8 \cdot 10^{-3}$, $\text{м}^3/(\text{м} \cdot \text{с})$, ($10 \text{ м}^3/\text{м} \cdot \text{ч}$); $h_{\text{сп}} = 0,04$; м $W_{\text{к}} = 1,0$ м/с; $\mu_{\text{ж}} = 1,0$ МПа с (вода при 20°C), получаем $h_{\text{ст}} = 0,024$ м. Минимальная скорость газа (воздуха) по формуле (1) $W_{\text{omin}} = 11,2$ м/с. Отсюда при скорости газа $W_{\text{к}} = 1,0$ м/с относительное свободное сечение тарелки (отверстий) должно быть $F_o = W_{\text{к}}/W_{\text{omin}} = 0,09$ (9%).

Эффективность теплообмена в барботажном слое

При составлении математических моделей процессов всегда принимается ряд допущений, которые не противоречат физическим представлениям о явлении переноса и не влияют существенно на точность моделирования. В колонном аппарате в межтарельчатом пространстве принимается идеальное смешение газа, т.е. температура и концентрация на выходе из барботажного слоя усредняются и на следующую вышерасположенную тарелку на входе имеют одинаковые значения по всему сечению. Кроме этого средняя скорость газа в слое на один – два порядка больше средней скорости жидкой фазы и учитывая, что высота газожидкостного слоя относительно размера аппарата небольшая (0,1-0,20 м) режим движения газа принимается с идеальным вытеснением. Эти два допущения широко применяются в моделировании барботажных тарелок и соответствуют экспериментальным данным различных авторов на ситчатых [7], клапанных [8] и провальных тарелках [10].

Структура потока жидкой фазы имеет более сложный характер из-за наличия байпасных, циркулирующих зон, областей с полным перемешиванием, а также с повышенным брызгоуносом при больших скоростях газовой фазы. Кроме этого сказывается

наличие градиента уровня жидкости и неравномерности скорости газа на входе. Гидродинамика потока жидкой фазы и, соответственно тепломассообмен, чаще описываются с применением моделей структуры потока – диффузионной или ячеечной. Также применяются более сложные модели – комбинированные. За последние 20-30 лет все более находит применение численное моделирование явлений переноса, связанное с решением систем дифференциальных уравнений с частными производными. Из-за сложного характера распределения в барботажном слое межфазной поверхности, которая образуется в процессе диспергирования газа в слой жидкости, системы дифференциальных уравнений записываются с применением объемных межфазных источников импульса, массы и теплоты, а также с средними коэффициентами турбулентного обмена в ядре потоков, которые также существенно зависят от режима барботажа на клапанных и ситчатых тарелках [11], а также на колпачковых тарелках с учетом химических реакций [12].

Тепловая и массообменная эффективность

Далее в качестве примера рассмотрен процесс охлаждения жидкости газовым потоком. Эффективность процессов записывают исходя из реально достигнутых показателей к максимально возможным.

Тепловые эффективности охлаждения жидкости (воды) и нагрева газа, записанные через разности температур [13]

$$E_{\text{ж}} = \frac{T_{\text{жн}} - T_{\text{жк}}}{T_{\text{жн}} - T_{\text{мт}}^*}; E_{\text{г}} = \frac{T_{\text{гк}} - T_{\text{гн}}}{T_{\text{ж ср}} - T_{\text{гн}}}, \quad (3)$$

где T – температура, °C; нижние индексы: «г» – газовая фаза; «ж» – жидкая фаза; «мт» – мокрый термометр; «н, к» – начальные и конечные значения; «ср» – среднее значение.

Тепловую эффективность в газовой фазе также записывают через разность удельных энтальпий I , Дж/кг

$$E_{\text{г}} = \frac{I_{\text{к}} - I_{\text{н}}}{I_{\text{ср}}^* - I_{\text{н}}}. \quad (4)$$

Массообменная эффективность переноса влаги при охлаждении жидкости

$$E_{\text{х}} = \frac{x_{\text{к}} - x_{\text{н}}}{x_{\text{ср}}^* - x_{\text{н}}}, \quad (5)$$

где x – влагосодержание, кг/кг; $x_{\text{ср}}^*$ – влагосодержание на линии насыщения ($\varphi = 100\%$) при $T_{\text{ж ср}}$; φ – относительная влажность.

Для определения значений I^* и x^* (при $\varphi = 100\%$) удобнее пользоваться таблицей для воды и воздуха.

Табл. 1

Термодинамические параметры влажного воздуха

$T, ^\circ\text{C}$	$x^*, \text{кг/кг}$	$I^*, \text{кДж/кг}$	$T, ^\circ\text{C}$	$x^*, \text{кг/кг}$	$I^*, \text{кДж/кг}$
20	0,0147	57,3	34	0,0345	121,5
21	0,01566	60,77	34	0,0345	122,46
22	0,01667	64,37	35	0,03659	128,89
23	0,01775	68,15	36	0,03874	135,48
24	0,01888	72,06	37	0,04111	142,65
25	0,0201	76,20	38	0,04357	150,05
26	0,02136	80,45	39	0,04616	157,80
27	0,0227	84,91	40	0,04890	165,94
28	0,02412	89,58	41	0,05178	174,46
29	0,02562	94,45	42	0,05484	186,86
30	0,02721	99,57	43	0,05806	192,86
31	0,02889	104,92	44	0,06146	202,76
32	0,03066	110,50	45	0,06506	213,18
33	0,03253	116,35	46	0,0689	222,1

Согласно принятой модели идеального вытеснения газа эффективность процессов можно выразить с применением теплового $N_{\text{ог}}$ и массообменного $N_{\text{ох}}$ чисел единиц переноса, тогда

$$E_T = 1 - \exp(-N_{ог}); E_x = 1 - \exp(-N_{ох}), \quad (6)$$

где $N_{ог} = K_T F / (V_T \rho_T c_{pT})$; $N_{ох} = K_x F / V_T$; K_T – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²К); K_x – коэффициент массопередачи, м/с; F – площадь поверхности контакта фаз, м²; V_T – объемный расход газа, м³/с; c_{pT} – удельная теплоемкость газа, Дж/(кг К).

Для процессов испарительного охлаждения жидкости и конденсационного охлаждения газа основное сопротивление тепломассообмену сосредоточено в газовой фазе, тогда коэффициенты K_T и K_x практически равны коэффициентом теплоотдачи α_T и массоотдачи β_T в газовой фазе.

При экспериментальных исследованиях тепло- и массообмена на барботажных тарелках находится сразу произведение средних значений $(\alpha_T F)$ и $(\beta_T F)$, а при математическом моделировании могут вычисляться отдельно α_T , β_T и площадь поверхности F , так и произведение $(\alpha_T F)$, $(\beta_T F)$. С точки зрения определения эффективности процессов все эти подходы равнозначные.

Для тарелок небольшого диаметра при равномерном режиме барботажа коэффициенты тепло- и массоотдачи можно вычислить по критериальным выражениям [10]. Причем, в большинстве выражений число Шервуда $Sh_T = \beta_{Tf} \chi / D_T$ содержит коэффициент массоотдачи, отнесенный к рабочей площади тарелки, т.е. $\beta_{Tf} = (\beta_T F) / S_T$, где S_T – рабочая площадь тарелки, м². Наибольшее применение для ситчатых тарелок получило критериальное уравнение Г.П. Соломахи в виде [13]

$$Sh_T = 2,5 Re_T^{0,72} We^{-0,25} Sc_T^{0,5}, \quad (7)$$

где $Re_T = W_K \chi / \nu_T$ – число Рейнольдса; $We = \sigma / (\rho_{ж} g h_{сг}^2)$ – число Вебера; $Sc_T = \nu_T / D_T$ – число Шмидта; ν_T – кинематический коэффициент вязкости, м²/с; D_T – коэффициент молекулярной диффузии влаги, м²/с; $\chi = \sqrt{\sigma / (\rho_{ж} g)}$ – капиллярная постоянная, м;

При известном из выражения (5) значение коэффициента массоотдачи, коэффициент теплоотдачи, отнесенный к площади тарелки запишем применяя аналогию Льюиса $\alpha_{Tf} = \rho_T c_{pT} \beta_{Tf} (Sc_T / Pr_T)^{0,5}$, где $Pr_T = \nu_T / a_T$ – число Прандтля; a_T – коэффициент температуропроводности, м²/с; c_{pT} – удельная теплоемкость газа, Дж/(кг К).

Для крупномасштабных тарелок можно применять теоретическое выражение, полученное на основе гидродинамической аналогии и модели турбулентного пограничного слоя, которое позволяет вычислить $(\beta F)_T$ как для всей тарелки при равномерном режиме барботажа, так и по характерным зонам с учетом профиля скорости газа и высоты столба жидкости, т.е. при наличии неравномерностей. Это выражение имеет вид как для колпачковых [12], так клапанных и ситчатых тарелок [14]

$$(\beta F)_T = \frac{u_{*T} \left[S_0 (\rho_T W_0^2 / 2 + \rho_{ж} g h'_{сг}) - \rho_T S_K W_K^2 / 2 \right]}{\arctg \sqrt{R_{1T} Sc_T} \sqrt{R_{1T}} (u_{*T}^2 \rho_T + 2\sigma / R_3)}, \quad (8)$$

где u_{*T} – динамическая скорость на межфазной поверхности в газовой фазе, м/с; R_{1T} – безразмерная толщина вязкого подслоя в газовой фазе, м/с; W_0 – скорость газа в отверстиях тарелки (зоны), м/с; S_0 – площадь отверстий, занятых газовым потоком на тарелке (зоне), м²; S_K – площадь поперечного сечения колонны, м²; R_3 – эквивалентный диаметр отверстия в тарелке, м.

Выражения для расчета параметров u_{*T} и R_{1T} приведены в работах для колпачковых [12], клапанных, ситчатых и других тарелок [14] и зависят как от режимных, так и конструктивных характеристик тарелки.

На рис. 2 даны результаты расчета тепловой эффективности E_T (6), где $(\alpha_T F)$ вычислялся по критериальному выражению (7). Установлено удовлетворительное согласование модели идеального вытеснения газа с экспериментальными данными [13].

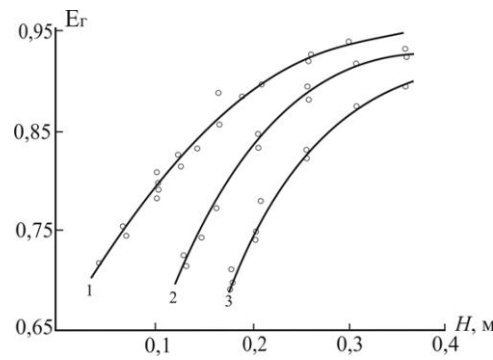


Рис. 2 Зависимость тепловой эффективности барботажной тарелки E_T от высоты газожидкостного слоя. o – экспериментальные данные [13]; сплошные линии расчет по (6); 1 – $W_K = 1,5$ м/с; 2 – $W_K = 2,5$ м/с; 3 – $W_K = 3,5$ м/с.

Fig. 2. The thermal efficiency of the bubble wrap depends on the height of the gas-liquid layer. o – experimental data [13]; continuous lines calculated for (6); 1 – m/s ; 2 – m/s ; 3 – m/s .

Поток теплоты на тарелке

$$Q = Lc_{рж}(T_{жн} - T_{жк}) - Q_u; \quad Q = G(I_k - I_n), \quad (9)$$

где $Q_u = c_{рж}T_{жк}G(x_k - x_n)$ – поток теплоты с испарившейся жидкостью, обычно составляет не более 3-5 %; L, G – массовые расходы жидкой и газовой фаз, кг/с.

При известных значениях входных термодинамических величин $T_{жн}, T_{мт}^*, I_n$, неизвестной величиной в зависимости (4) является $I_{ср}^*$, которая связана с средней температурой жидкой фазы на тарелке, т.е. $I_{ср}^* = (c_{рг} + c_{рп}x_{ср}^*)T_{жср} + rx_{ср}^*$, где $c_{рп}$ – удельная теплоемкость пара, Дж/(кг К), r – скрытая теплота испарения жидкости, Дж/кг (для воды $r = 250 \cdot 10^4$ Дж/кг).

Основной задачей в такой постановке является определение средней температуры жидкой фазы в барботажном слое, которая может находиться по принятой модели структуры потока или из численного решения дифференциального уравнения теплообмена в жидкой фазе с межфазным источником теплоты.

Результаты.

Численная модель.

Теоретической основой численного моделирования явлений переноса являются фундаментальные законы сохранения импульса, массы и энергии в локальной (дифференциальной) форме. Учитывая различные пространственно-временные масштабы физических явлений в промышленных аппаратах часто выполняется сокращение исходного математического описания до двух или одномерных моделей. Причем в двухфазных средах с хаотичной структурой (барботаж, нерегулярные насадки и т.д.) в математических моделях взаимодействия между фазами учитываются локальными или осредненными по всему объему среды межфазными источниками импульса, массы и теплоты. Такой подход является частным случаем модели многоскоростного континуума [15] и дает удовлетворительные результаты для процессов ректификации, абсорбции и в том числе с учетом химических превращений на барботажных тарелках различных конструкций, а именно на клапанных и ситчатых [11], колпачковых [12] и других типах контактных устройств [14]. С учетом того, что в турбулентном барботажном слое в ядре потока жидкости фазы по высоте наблюдается практически полное перемешивание дифференциальные уравнения движения, тепло-и массообмена записываются в двумерной форме в продольном и поперечном направлениях тарелки с уравнениями баланса.

Уравнение теплообмена в барботажном слое в ядре потока для жидкой фазы имеет вид

$$u_{ж}(r)\rho_{ж}c_{рж}\frac{\partial T_{ж}}{\partial \xi} = \lambda_{тж}\frac{\partial^2 T_{ж}}{\partial r^2} + \lambda_{тж}\frac{\partial^2 T_{ж}}{\partial \xi^2} + \frac{qdF}{dV}, \quad (10)$$

где $u_{\text{ж}}(r)$ – скорость жидкости, как функция поперечной координаты, м; r, ξ – поперечная и продольная координаты на плоскости тарелки, м; $\lambda_{\text{тж}}$ – коэффициент турбулентной теплопроводности в ядре жидкой фазы, Вт/(м²К), вычисляется по модели изотропной турбулентности [14]; q – плотность потока теплоты, Вт/м² через площадь межфазной поверхности dF (м²) в элементарном объеме dV двухфазного слоя, м³.

Уравнение теплообмена (10) решается совместно с уравнением баланса теплоты $dI = \rho_{\text{ж}} c_{\text{рж}} dT_{\text{ж}}$.

К уравнению (10) записываются граничные условия

– при $\xi = 0$; $u_{\text{ж}}(r) = u_{\text{жн}}(r)$; $T_{\text{ж}} = T_{\text{жн}}$; (на входе);

– при $\xi = l_{\text{ж}}$; $\partial T_{\text{ж}} / \partial \xi = 0$ (на выходе тарелки);

– при $r = R$; $u(r) = 0$; $\partial T_{\text{ж}} / \partial r = 0$ (на стенке колонны с теплоизоляцией), где R – радиус колонны (тарелки), м; l – длина пути жидкости от приемной планки к сливной, м; нижний индекс «н» – начальное значение.

Локальный поток теплоты

$$q = K_{\Gamma}(T_{\text{ж}} - T_{\Gamma}) + K_{\text{х}}(x^* - x)I. \quad (11)$$

Известно, что при охлаждении жидкости газом при непосредственном контакте фаз основное сопротивление тепло- и массопередачи сосредоточено в газовой фазе и тогда $K_{\Gamma} = \alpha_{\Gamma}$, $K_{\text{х}} = \beta_{\Gamma}$ – где α_{Γ} , β_{Γ} – коэффициенты тепло- и массоотдачи в газовой фазе. Кроме этого для упрощения расчетов применяется аналогия Льюиса и тогда локальный поток теплоты записывают используя разность энтальпий в газовой фазе $q = \beta_{\text{х}}(I^* - I)$, где $\beta_{\text{х}}$ – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влагосодержаний, кг/(м²с). Такой подход широко применяется в расчетах градирен и других аппаратов [14,16-18]. В данном выражении энтальпия I^* вычисляется при $T_{\text{ж}}$ и относительной влажности $\varphi = 100\%$ таблица 1.

В уравнении теплопереноса (10) профиль скорости $u_{\text{ж}}(r)$ зависит от условий входа жидкой фазы на тарелку, от конструкции тарелки и режима барботажа. Результаты численного решения системы уравнений движения жидкой фазы на тарелках представлены в работах клапанных и ситчатых [11], колпачковых [12] и многих других конструкций [14], и могут применяться при решении уравнения (10). Пример полученного профиля скорости дан на рис. 3.

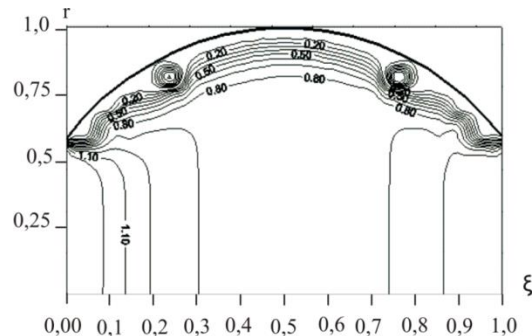


Рис. 3. Безразмерный профиль скорости жидкости u / u_n на клапанной тарелке (вид сверху)

Fig. 3. Dimensionless liquid speed profile on valve plate (top view)

Ячеечная модель

На барботажных тарелках небольшого диаметра (до 0,3-0,5 м) принято использовать модель полного смешения жидкой фазы при интенсивном режиме работы ($W_{\Gamma} > 0,4$ м/с). При увеличении диаметра тарелок структуру потоков чаще описывают диффузионной, ячейечной или комбинированными моделями структуры потока, где основным параметром является эмпирический коэффициент обратного (продольного) перемешивания [7]. Для наглядности расчетов примем ячейечную модель в продольном направлении, допуская в поперечном равномерное распределение фаз. Тогда барботажный слой условно делится на ряд последовательных ячеек полного перемешивания жидкой фазы в направлении от приемной планки к сливной, т.е. по пути движения жидкости.

Для i -ой ячейки запишем уравнение теплообмена между газовой и жидкой фазами

$$Lc_{рж}(T_{ж, i-1} - T_{ж, i}) - Q_{ui} = (\beta F)_{xi} \Delta I_{ср, i}, \quad (12)$$

где коэффициент $(\beta F)_{xi}$ отнесен к средней разности влагосодержаний газа в i -ой ячейке используя аналогию Льюиса; $\Delta I_{ср, i}$ – средняя разность энтальпий в i -ой ячейке, Дж/кг; $i = 1, 2, \dots, n$, n – число ячеек.

Из выражения (12) средняя температура $T_{ж, i}$ в i -ой ячейке

$$T_{ж, i} = T_{ж, i-1} - \frac{(\beta F)_{xi} \Delta I_{ср, i} - Q_i}{Lc_{рж}}. \quad (13)$$

Произведение $(\beta F)_{xi}$ имеет размерность кг/с, где $\beta \square$ кг/(м²с), $F \square$ м².

Первоначально в качестве наглядного примера для системы воздух-вода рассмотрим модель полного смешения жидкой фазы на всей тарелке ($n=1$). Тогда $T_{жк}=T_{жср}$.

В первом приближении находится температура жидкой фазы на выходе тарелки $T_{жк} = T_{жн} - E_{ж}(T_{жн} - T_{мг}^*)$, где тепловая эффективность по жидкой фазе принимается $E_{ж} \approx 0,5$, а затем уточняется в процессе решения задачи. Вычисляется поток теплоты (9) $Q = c_{рж}L(T_{жн} - T_{жк})$, энтальпия на линии насыщения из выражений (4), (9) $I_{ср}^* = I_H + Q/(E_{г}G)$, где тепловая эффективность задается исходя из технического задания на проектирование аппарата, например $E_{г} = 0,8 \div 0,9$. Первоначально можно записать поток теплоты $Q_u \approx 0,03Q$. По значению $I_{ср}^*$ из таблицы 1 уточняется температура $T_{жк}$ и если между принятым и полученным значениями расхождение более 5-7 %, то выбирается новое приближение. Вычисляется по заданной эффективности $E_{г}$ требуемое число единиц переноса $N_{г} = \ln(1/(1-E_{г}))$ и далее коэффициент массоотдачи $\beta_{гf} = N_{г}W_{г}S_{к} / S_{г}$, м/с. Затем для выбранного типа тарелки по выражению (7) или (8) коэффициент $\beta_{гf} = (\beta F)_{г} / S_{г}$. Выбирается режим работы и конструктивные параметры, обеспечивающие требуемые значения $\beta_{гf}$ и, соответственно, $N_{г}$ и эффективность $E_{г}$.

Находится средняя движущая сила переноса (при $\Delta I_{\delta} - \Delta I_{м}$)

$$\Delta I_{ср} = \frac{\Delta I_{\delta} - \Delta I_{м}}{\ln \frac{\Delta I_{\delta}}{\Delta I_{м}}}, \quad (14)$$

где $\Delta I_{\delta} = \Delta I_{ср}^* - I_H$; $\Delta I_{м} = \Delta I_{ср}^* - I_K$ – большая и меньшая значения движущих сил на входе газа в барботажный слой и на выходе из него.

Вычисляется конечная температура (13) при $n=1$

$$T_{жк} = T_{жн} - \frac{(\beta F)_x}{Lc_{рж}} \Delta I_{ср}, \quad (15)$$

где коэффициент $(\beta F)_x = \beta_{гf} S_{г} \rho_{г} / S_{к}$, кг/(м²с).

Температура газа и влагосодержание находятся из выражений (3) и (4)

$$T_{гк} = T_{гн} + E_{г}(T_{жср} - T_{гн}), \quad (16)$$

$$x_K = x_H + E_x(x_{ср}^* - x_H). \quad (17)$$

Таким образом, для заданного типа тарелки определены все выходные параметры процесса охлаждения жидкой фазы газом и далее находится тепловая эффективность охлаждения жидкости $E_{ж}$ (3). Для определения энергозатрат на подачу газа вычисляется перепад давления $\Delta P_{г}$ газожидкостного слоя и мощность на подачу газа $N_0 = W_{г}S_{к}\Delta P_{г}$, Вт.

Пример расчета

В качестве примера расчета и сравнения результатов использованы исходные экспериментальные данные [14] по режимным и термодинамическим параметрам, полученным при охлаждении воды воздухом на макете градирни с сетчатой полиэтиленовой насадкой высотой $H=0,4$ м. Скорость воздуха в градирне $W_K = 1,07$ м/с, плотность орошения $q = 7,61$ м³/(м²час), т.е. $L = 2,11$ кг/с, массовый расход воздуха $G = 1,44$ кг/с при $S_K = 1,15$ м².

Начальная температура воды $T_{\text{жн}} = 38,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$; температура смоченного термометра $T_{\text{мт}}^* = 16,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$; температура воздуха $T_{\text{гн}} = 25,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$; относительная влажность $\varphi_{\text{н}} = 35\%$; $x_{\text{н}} = 0,00727 \text{ кг/кг}$; $I_{\text{н}} = 44,4 \text{ кДж/кг}$; $\rho_{\text{г}} = 1,175 \text{ кг/м}^3$.

По исходным данным требуется определить температуру воды и воздуха на выходе барботажной тарелки и тепловые эффективности $E_{\text{г}}$, $E_{\text{ж}}$ и сравнить с исследованным процессом на макете градирни.

В первом приближении принимаем $T_{\text{жк}} \approx 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$; ($T_{\text{жк}} = T_{\text{жн}} - 0,5(T_{\text{жн}} - T_{\text{мт}}^*)$). Поток теплоты $Q = Lc_{\text{рж}}(T_{\text{жн}} - T_{\text{жк}}) = 91,72 \text{ кВт}$. Энтальпия воздуха

$$I_{\text{к}} = Q / G + I_{\text{н}} = 108 \text{ кДж/кг}; \text{ энтальпия } I_{\text{ср}}^* \text{ при } E_{\text{г}} = 0,9, I_{\text{ср}}^* = I_{\text{н}} + \frac{Q}{GE_{\text{г}}} = 115,2 \text{ кДж/кг}.$$

Согласно табл.1 необходимо увеличить $T_{\text{жк}}$.

Принимаем согласно таблице 1 $T_{\text{жк}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Поток теплоты $Q = 74,0 \text{ кВт}$; $I_{\text{к}} = 95,85 \text{ кДж/кг}$; $I_{\text{ср}}^* = 101,5 \text{ кДж/кг}$. По табл.1 температура близка к значению температуры $T_{\text{жк}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Число единиц переноса при $E_{\text{г}} = 0,9$ равно $N_{\text{г}} = 2,3$. Коэффициент массоотдачи $\beta_{\text{гф}} = 2,83 \text{ м/с}$ или $(\beta A)_x = 3,32 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$ (при $S_{\text{г}} = 1,0 \text{ м}^2$). Большая и меньшая движущие силы $\Delta I_{\text{с}} = 57,1 \text{ кДж/кг}$ и $\Delta I_{\text{м}} = 5,65 \text{ кДж/кг}$. Среднее значение (14) $\Delta I_{\text{ср}} = 22,27 \text{ кДж/кг}$. По выражению (15) $T_{\text{жк}} = 30,02 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Получили практически полное согласование с принятым значением.

Для ситчатой тарелки при заданной скорости газа $W_{\text{к}} = 1,07 \text{ м/с}$ по выражению (7) или математической модели выбирается высота статического столба жидкости (2) в расчете $\beta_{\text{гф}}$, обеспечивающая $\beta_{\text{гф}} = 2,83 \text{ м/с}$. Получаем $Re_{\text{г}} = 173,4$ (при $\chi = 2,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}$); $Sc_{\text{г}} = 0,7$ и число Шервуда $Sh_{\text{г}} = 309,0$ при числе $We = 5,89 \cdot 10^{-3}$, откуда $h_{\text{сг}} = 0,035 \text{ м}$. Далее по экспериментальному выражению (2) для расчета $h_{\text{сг}}$ находится высота сливной планки на ситчатой тарелке, обеспечивающие данное значение $h_{\text{сг}}$.

При $T_{\text{жк}} = 30^{\circ}\text{C}$, тепловая эффективность по охлаждению воды $E_{\text{ж}} = 0,387$. На макете насадочной градирни при аналогичных входных параметрах получено [14] $E_{\text{г}} = 0,392$, что практически соответствует $E_{\text{г}}$ для ситчатой тарелки. Однако учитывая, что рабочая высота градирни (насадки) $H = 0,4 \text{ м}$, а высота барботажного слоя (пены) $H_{\text{г-ж}} = h_{\text{сг}} / (1 - \varphi_{\text{г}})$, где $\varphi_{\text{г}}$ – газосодержание ($\varphi_{\text{г}} = \sqrt{Fr} / (1 + \sqrt{Fr})$), составляет значение $H_{\text{г-ж}} = 0,1 \text{ м}$ ($Fr = W_{\text{г}}^2 / gh_{\text{сг}}$ – критерий Фруда), барботажная ситчатая тарелка имеет некоторое преимущество. Но перепад давления газа на тарелке $\Delta P_{\text{г}} \approx 345 \text{ Па}$, что больше в несколько раз, чем в градирне.

Температура воздуха на выходе из газожидкостного слоя (16) $T_{\text{гк}} = 29,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Влагосодержание на выходе (17) $x_{\text{к}} = 0,02527 \text{ кг/кг}$. Поток теплоты с испарившейся жидкостью $Q_{\text{и}} = 3,25 \text{ кВт}$. Тепловой поток без учета испарения $Q = 74,0 \text{ кВт}$. Значение $Q_{\text{и}}$ составляет около 4% и может быть учтено в повторном расчете, однако это слабо влияет на результаты.

При делении барботажного слоя в поперечном направлении на ячейки полного перемешивания решение модели идеального смешения ($n=1$) может применяться в качестве начального приближения.

Для каждой ячейки вычисляется по заданному температурному профилю $Q_i = Lc_{\text{рж}}(T_{\text{ж}i-1} - T_{\text{ж}i})$; $I_{\text{ср}i}^* = I_{\text{н}} + Q_i / (E_{\text{г}}G_{\text{г}})$, по таблице уточняется температура, расчет значений Q_i , $\Delta I_{\text{ср}i}^*$ повторяется до уточнения температуры жидкости в i -ой ячейке. Затем находится $I_{\text{к}i}$; $\Delta I_{\text{с}i}$; $\Delta I_{\text{м}i}$; $\Delta I_{\text{ср}i}$ и $T_{\text{ж}i}$ по формуле (13), где значение $(\beta F)_{\text{х}i}$

имеет вид $(\beta F)_{xi} = (\beta F)_x S_{Ti} / S_T$, где S_{Ti} – площадь i -ой ячейки; $(\beta F)_x$ – вычисляется, как показано выше для всей тарелки.

Число и размеры ячеек полного перемешивания жидкости зависит от конструкции, размера тарелки и режима барботажа и находится экспериментально. Например, для ситчатых тарелок диаметром около одного метра при устойчивом режиме работы различными исследователями установлено три ячейки полного перемешивания. Одна у приемной планки ($l_1 / l_{ж} \approx 0,25$), одна в центре тарелки ($l_2 / l_{ж} \approx 0,5$) и у сливной планки ($l_3 / l_{ж} \approx 0,25$). Для выше приведенного примера выполнены расчеты охлаждения воды воздухом и получены следующие значения температур по ячейкам $T_{ж1} = 35,3$ °C; $T_{ж2} = 31$ °C; $T_{ж3} = T_{жк} = 29,8$ °C (при $T_{жн} = 38,4$ °C). Как следует из полученных результатов ячеечная модель ($n=3$) не приводит к существенному отличию по конечной температуре по сравнению с полным перемешиванием ($n=1$) при условии равномерного профиля скорости газа на входе тарелки. Однако ячеечная модель дает информацию о профиле температур жидкой и газовой фаз по длине барботажного слоя, что имеет важное значение в расчетах тепломассообменных процессов с тепловыми эффектами и нежелательном термополимерообразованием.

Выводы и заключение

Математическое моделирование процессов в аппаратах с газожидкостными средами имеет важное значение при выборе вариантов модернизации аппаратов или разработке новых конструкций в различных отраслях промышленности и теплоэнергетике. Решение этих задач в основном имеет полуэмпирический характер и связано с многочисленными экспериментальными и численными исследованиями аппаратов газожидкостного контакта.

В данной статье показано последовательное решение задачи от численных к упрощенным моделям, где основной информационной являются гидравлические характеристики барботажных тарелок.

Показаны примеры расчета эффективности тепломассообмена при испарительным охлаждением воды воздухом на ситчатой тарелке. Дано сравнение с экспериментальными данными и разработан алгоритм применения ячеечной модели в расчетах температурных профилей в барботажном слое. Сделано сравнение с аналогичным процессом охлаждения воды в насадочной градирне. Таким образом, основной эмпирической информацией о процессе барботажа является высота статического столба жидкости, которая выбирается исходя из заданной эффективности тепломассообмена и затем уточняется по эмпирическим выражениям для выбранной конструкции тарелки. Представленная математическая модель и алгоритм расчета охлаждения жидкости газовым потоком позволяет снизить число уровней экспериментальных исследований при проектировании или модернизации барботажных колонн.

Таким образом, на основе применения моделей структуры потоков газовой и жидкой фаз представлен алгоритм решения задачи определения эффективности охлаждения жидкости и нагрева газа на барботажной тарелке при пенном режиме работы.

Литература

1. Bepalov V.V., Belyaev L.A., Kuchman L.S. Simulation of surface-type condensing units for heat recovery from the flue gas with air heating // MATEC Web of Conferences. 2017. № 91. C. 01003.
2. Voinov N.A., Deryagina N.V., Zemtsov D.A., Bogatkova A.V., Zhukova O.P. Intensification of heat removal in diabatic columns // В сборнике: Journal of Physics: Conference Series. Krasnoyarsk, Russian Federation, 2020. C. 52080.
3. Boyadjiev C.H. R.B., Dzhonova D.B., Popova-Krumova P.G., Stefanova K.V., Pavlenko A.N., Zhukov V.E., Slesareva E.Yu. Liquid wall flow in counter-current column apparatuses for absorption processes with random packings // Bulgarian Chemical Communications. 2020. T. 52. C. 74-79.
4. Ledukhovskiy G.V., Zhukov V.P., Barochkin Y.E., Barochkin E.V. Modeling the dissolved oxygen desorption when superheated water enters the rarefaction zone // Thermal engineering. 2021. T. 68. № 7. C. 570-576.
5. Ledukhovskiy G.V., Zhukov V.P., Barochkin Y.E. Simulation of thermal water deaeration based on a matrix approach to the design of heat-and-mass exchangers // Thermal Engineering. 2019. T. 66. № 4. C. 287-292.

6. Sharapov V.I., Mingaraeva E.V. Energy, mass-exchange and hydrodynamic efficiency of degassers at low-temperature deaeration of water for thermal power plants // В сборнике: IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019. С. 012026.
7. Комиссаров, Ю.А., Гордеев Л. С., Вент Д. П., Процессы и аппарата химической технологии: М.: Химия, 2011. 1230 с.
8. Разинов А.И., Клинов А.В., Дьяконов Г.С. Казань: Процессы и аппараты химической технологии. Казанский национальный исследовательский технологический университет, 2017, 860 с.
9. Молоканова Л.С., Шибитова Н.В., Колоскова В.В. Современные конструкции массообменных тарелок // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2018. №9. Стр. 9-13.
10. Скобло А.И., Молоканов Ю.К., Владимиров А.И., Щелкунов В.А. Процессы и аппараты нефтегазопереработки и нефтехимии: 3е изд. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2000. – 677с.
11. Laptev A.G., Lapteva E.A. Determination of heat and mass transfer efficiency on a bubbling plate with account for scale transition // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2015. Т. 88. № 4. С. 806-814.
12. Laptev A.G., Karpeev S.V., Lapteva E.A. Modeling and modernization of tray towers for reactive distillation processes // Theoretical Foundations of Chemical Engineering. 2018. Т. 52. № 1.
13. Тарат Э. Я. Пенный режим и пенные аппараты: монография. Л.: Химия, 1977. 303 с.
14. Лаптев А. Г., Башаров М. М., Лаптева Е. А. Математические модели и методы расчетов теплообменных и сепарационных процессов в двухфазных средах: Казань: КГЭУ; Старый Оскол: ТНТ, 2021. 288 с.
15. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. М: Наука, 1987. 464 с.
16. Дмитриев А.В., Круглов Л.В., Хафизова А.И., Дмитриева О.С., Шешуков Е.Г. Методика расчета гидравлического сопротивления струйно-пленочных контактных устройств в теплоэнергетическом оборудовании // Вестник Казанского государственного энергетического университета. 2018. Т. 10. № 2 (38). С. 53-59.
17. Шарипов И.И., Круглов Л.В., Круглов В.И., Дмитриева О.С. Разработка конструкции струйно-пленочного контактного устройства с целью интенсификации теплообмена // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2018. Т. 20. № 9-10. С. 146-153.
18. Шарипов В.И., Кудрявцева Е.В., Пазушкина О.В. Массообмен и гидродинамика деаэраторов ТЭС при использовании в качестве десорбирующей среды природного газа. // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2017;19(1-2):86-94. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2017-19-1-2-86-94>.

Авторы публикации

Лаптев Анатолий Григорьевич – профессор, д.т.н., профессор кафедры «Инженерная экология и безопасность труда», Казанский государственный энергетический университет. E-mail: tv_t_kgeu@mail.ru

Лаптева Елена Анатольевна – доцент, к.т.н., доцент кафедры «Энергообеспечение предприятий, строительство зданий и сооружений», Казанский государственный энергетический университет. E-mail: grivka100@mail.ru.

Аласгарли Сеймур Ульви Оглы – аспирант кафедры «Инженерная экология и безопасность труда», Казанский государственный энергетический университет. E-mail: tv_t_kgeu@mail.ru.

References

1. Bepalov VV, Belyaev LA, Kuchman L.S. Simulation of surface-type condensing units for heat recovery from the flue gas with air heating. MATEC Web of Conferences. 2017;91:01003.
2. Voinov NA, Deryagina NV, Zemtsov DA, Bogatkova AV, Zhukova OP. Intensification of heat removal in diabatic columns. In the collection: *Journal of Physics: Conference Series*. Krasnoyarsk, Russian Federation, 2020. P. 52080.

3. Boyadjiev CH, Dzhonova DB, Popova-Krumova PG, et al. Liquid wall flow in counter-current column apparatuses for absorption processes with random packings. *Bulgarian Chemical Communications*. 2020;52:74-79.
4. Ledukhovskiy GV, Zhukov VP, Barochkin YE, et al. Modeling the dissolved oxygen desorption when superheated water enters the rarefaction zone. *Thermal engineering*. 2021;68(7):570-576.
5. Ledukhovskiy GV, Zhukov VP, Barochkin YE. Simulation of thermal water deaeration based on a matrix approach to the design of heat-and-mass exchangers. *Thermal Engineering*. 2019;66(4):287-292.
6. Sharapov VI, Mingaraeva EV. *Energy, mass-exchange and hydrodynamic efficiency of degassers at low-temperature deaeration of water for thermal power plants*. In the collection: IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019. P. 012026.
7. Komissarov YuA, Gordeev LS, Vent DP. *Processes and apparatus of chemical technology: textbook for universities*. Moscow: Chemistry, 2011. 1230 p.
8. Razinov AI, Klinov AV, Dyakonov G.S. Kazan: Kazan National Research Technological University, *Processes and Apparatuses of Chemical Technology*. 2017, 860 p.
9. Molokanova LS, Shubitova NV, Koloskova VV. Modern designs of mass transfer trays. *International Journal of Applied and Fundamental Research*. 2018;9:9-13.
10. Skoblo AI, Molokanov YuK, Vladimirov AI, et al. *Processes and apparatus of oil and gas processing and petrochemistry*. 3rd ed. M.: Nedra-Businesscenter LLC, 2000. 677p.
11. Laptev A.G., Lapteva E.A. Determination of heat and mass transfer efficiency on a bubbling plate with account for scale transition. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2015;88(4):806-814.
12. Laptev AG, Karpeev SV, Lapteva EA. Modeling and modernization of tray towers for reactive distillation processes. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*. 2018;52(1).
13. Tarat EYa. *Foam mode and foam apparatus: monograph*. L.: Chemistry, 1977. 303 p.
14. Laptev AG, Basharov MM, Lapteva EA. *Mathematical models and methods for calculating heat and mass transfer and separation processes in two-phase media*: Kazan: KSPU; Stary Oskol: TNT, 2021. 288 p.
15. Nigmatulin RI. *Dynamics of multiphase media*. M: Nauka, 1987. 464 p.
16. Dmitriev AV, Kruglov LV, Khafizova AI, et al. Method for calculating the hydraulic resistance of jet-film contact devices in thermal power equipment. *Bulletin of the Kazan State Power Engineering University*. 2018;10(2 (38)):53-59.
17. Sharipov II, Kruglov LV, Kruglov VI, et al. Development of the design of a jet-film contact device for the purpose of heat and mass transfer intensification. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Energy problems*. 2018;20(9-10):146-153.
18. Sharapov VI, Kudryavtseva EV, Pazushkina OV. Mass transfer and hydrodynamics of TPP deaerators when using natural gas as a desorbing medium. *News of higher educational institutions. Energy problems*. 2017;19(1-2):86-94. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2017-19-1-2-86-94>.

Authors of the publication

Anatoly G. Laptev – Professor, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of «Engineering Ecology and Labor Safety», Kazan State Power Engineering University. E-mail: tvt_kgeu@mail.ru

Elena A. Lapteva – Associate Professor, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor Department of «Energy-Saving technologies and energy supply of enterprises», Kazan State Power Engineering University, E-mail: grivka100@mail.ru.

Seymour Ulvi Ogly Alasgarli – Postgraduate student of the Department of Engineering Ecology and Labor Safety, Kazan State Power Engineering University. E-mail: tvt_kgeu@mail.ru.

Получено 16.11.2022г.

Отредактировано 23.11.2022г.

Принято 24.11.2022г.