

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

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗА В СКРУББЕРЕ С БАРБОТАЖНЫМИ ТЕРЕЛКАМИ

Ключевые слова: теплообмен, охлаждение газа, барботажный слой, контакт фаз, тепловая эффективность.

Для решения задач проектирования или модернизации промышленных аппаратов в химической технологии и энергетике рассмотрен процесс контактного охлаждения газа в развитом барботажном слое на провальных и ситчатых тарелках в скрубберах. При составлении математической модели теплообмена использованы уравнения теплового баланса в интегральной и локальной формах для вычисления температур газа и жидкости, а также влагосодержания. Применяется метод теплового и массообменного числа единиц переноса для вычисления эффективности процессов в газовой фазе. Принята модель идеального вытеснения газовой фазы по высоте барботажного слоя, с применением которой вычисляется температура газа на выходе с тарелками. Температура жидкой фазы находится из решения дифференциального уравнения теплообмена с объемным межфазным источником или из уравнения теплообмена в интегральной форме (теплового баланса). Представлены системы уравнений идеализированных моделей явлений переноса, а также с учетом структуры потока жидкой фазы. Даны выражения для вычисления числа Нуссельта и Шервуда в газовой фазе, а также коэффициента турбулентной теплопроводности в жидкой. Применяется модель локальной изотропной турбулентности в ядре жидкой фазы. Рассмотрены различные режимы охлаждения воздуха водой на провальных и ситчатых тарелках. Показано согласование расчетной тепловой эффективности охлаждения газа с экспериментальными данными на провальной тарелке в скруббере в зависимости от скорости газа в колонне при различной высоте барботажного (пенного) слоя. Даны расчетные профили температуры жидкой фазы по длине тарелки по различным моделям. Сделаны выводы о применимости представленных математических моделей в зависимости режимных и конструктивных параметров тарелок. Разработанная математическая модель может применяться при проектировании, диагностике и совершенствовании барботажных скрубберов охлаждения газов в топливно-энергетическом комплексе, нефтехимии и в других отраслях промышленности.

A. G. Laptev, E. A. Lapteva, S. Alasgarli

MATHEMATICAL MODEL AND EFFICIENCY OF GAS COOLING IN A SCRUBBER WITH BUBBLE TROWELS

Keywords: heat and mass transfer, gas cooling, bubble layer, phase contact, thermal efficiency.

To solve problems of designing or upgrading industrial apparatuses in chemical engineering and power engineering, the process of contact cooling of gas in a developed bubbling layer on dip and sieve plates in scrubbers is considered. When compiling a mathematical model of heat and mass transfer, heat balance equations in integral and local forms are used to calculate gas and liquid temperatures, as well as moisture content. The method of heat and mass transfer number of transfer units is used to calculate the efficiency of gas phase processes. A model of ideal displacement of the gas phase along the height of the bubbling layer is adopted, using which the gas temperature at the outlet with plates is calculated. The temperature of the liquid phase is found from the solution of the differential equation of heat transfer with a volumetric interphase source or from the heat transfer equation in integral form (heat balance). Systems of equations of idealized models of transfer phenomena are presented, as well as taking into account the structure of the liquid phase flow. Expressions are given for calculating the Nusselt and Sherwood numbers in the gas phase, as well as the coefficient of turbulent thermal conductivity in the liquid phase. A model of local isotropic turbulence in the liquid phase core is used. Various modes of air cooling with water on dip and sieve trays are considered. The agreement between the calculated thermal efficiency of gas cooling and experimental data on a dip tray in a scrubber is shown depending on the gas velocity in the column at different heights of the bubbling (foam) layer. Calculated profiles of the liquid phase temperature along the tray length are given for various models. Conclusions are made about the applicability of the presented mathematical models depending on the regime and design parameters of the trays. The developed mathematical model can be used in the design, diagnostics and improvement of bubbling scrubbers for cooling gases in the fuel and energy complex, petrochemistry and other industries.

Введение

На различных промышленных предприятиях нефтегазохимического комплекса и на ТЭС применяются скрубберы-охладители для «мокрой» очистки газов от различного вида дисперсной фазы и снижения температуры. Скрубберы различаются по конструктивным и режимным характеристикам и основными типами являются: центробежные, насадочные, полые распылительные, Вентури и тарельчатые [1-4]. Выбор типа скруббера зависит от требований технологического регламента

предприятий, свойств и температуры охлаждаемого и очищаемого газа. Тарельчатые скрубберы характеризуются высокой тепловой эффективностью, но ограничением является повышенное содержание грубодисперсной фазы в газе, которая может забить отверстия контактных устройств барботажного типа. Для загрязненных газов могут применяться провальные (противоточные) тарелки с большим диаметром отверстий (15-20 мм) или щелевые и решетчатые. Однако провальные тарелки имеют относительно

небольшой интервал устойчивой работы в зависимости от нагрузок по газу и жидкости.

Ситчатые и струйные тарелки являются альтернативой провальным если концентрация и размеры дисперсной фазы в газах относительно небольшие. Расчет эффективности процессов в скрубберах с барботажными тарелками в основном выполняется по эмпирическим или полуэмпирическим зависимостям, что ограничивает область их применения [2,5,6].

Целью данной работы является представление математической модели и алгоритма расчета тепловой эффективности провальных и ситчатых тарелок с минимальным привлечением экспериментальных данных, а также с учетом гидродинамической структуры потока барботажного (пенного) слоя.

Теоретические основы моделирования

Теоретической основой математического моделирования явлений переноса в двухфазных средах являются математические следствия фундаментальных законов сохранения импульса, массы и энергии, а также условия термодинамического равновесия. Законы сохранения представляются в виде системы дифференциальных уравнений в частных производных и для двухфазной среды записываются отдельно для сплошной и дисперсной [7]. В барботажном слое сплошной фазой является жидкость в которой по возможности равномерно распределяются газовые струи и пузыри, через межфазную поверхность которых происходит обмен импульсом, массой и энергией. При наличии в газе дисперсной фазы за счет градиентно-инерционного и турбулентного механизмов происходит миграция частиц и осаждение на поверхности раздела, таким образом, газ очищается от пыли и других видов загрязнений [8]. Охлаждение газа происходит за счет молекулярного и конвективного механизмов при соприкосновении фаз, а также за счет конденсационного, т.е. за счет конденсации влаги на межфазной поверхности если $C_{г} > C_{г}^*$, где $C_{г}$ – концентрация влаги в газовой фазе; $C_{г}^*$ – концентрация на линии насыщения на границе раздела фаз при $\varphi = 100\%$ и температуре $T_{ж}$, где φ – относительное влагосодержание, %; $T_{ж}$ – температура жидкой фазы. Механизм конденсационного охлаждения газа дает возможность даже охладить газ ниже температуры точки росы [1].

Схемы взаимодействия фаз на тарелках даны на рис. 1.

Тепловой баланс охлаждения газа

$$\begin{aligned} Q &= Lc_{рж}(T_{жк} - T_{жн}) + Q_{п} = \\ &= G(I_{н} - I_{к}) + Gc_{рж}T_{жк}(C_{гн} - C_{гк}), \end{aligned} \quad (1)$$

где Q – тепловой поток, Вт; L, G – массовые расходы жидкости и газа, кг/с; $T_{жн}, T_{жк}$ – температуры жидкой фазы на входе в барботажный слой и на выходе, °С; $I_{н}, I_{к}$ – удельная энтальпия газа на

входе и выходе, Дж/кг; $C_{гн}, C_{гк}$ – начальное и конечное влагосодержание газа, кг/кг; $c_{рж}$ – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кгК); $Q_{п}$ – тепловые потери, которые незначительные и ими обычно пренебрегают. В правой части (1) правое слагаемое учитывает поток теплоты за счет приращения массы жидкости при конденсации влаги.

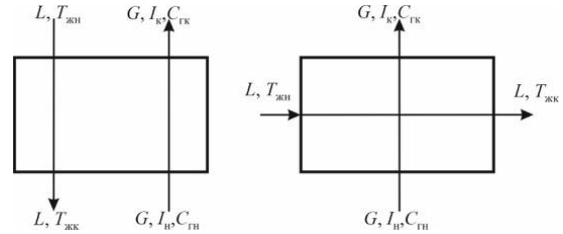


Рис. 1 – Схемы взаимодействия газа и жидкости на тарелках. Слева – провальная тарелка; справа – тарелка перекрестного тока

Fig. 1 – Schemes of gas-liquid interaction on the plates. On the left - failure plate; on the right - cross-current plate

При составлении теплового баланса (1) приняты следующие допущения: температуры жидкой фазы на входе и выходе тарелок равномерные, т.е. осредненные в данных сечениях; энтальпия газа и влагосодержание на входе на тарелки постоянные в данных сечениях; энтальпия и влагосодержание газа на выходе из барботажного слоя на некотором расстоянии выше слоя усредняются за счет перемешивания газа в межтарельчатом пространстве; массовые расходы фаз постоянные.

При конденсационном охлаждении газа основное сопротивление тепло-и массообмену сосредоточено в газовой фазе, поэтому коэффициенты теплопередачи и массопередачи практически равны коэффициентом теплоотдачи и массоотдачи в газовой фазе. Причем используя аналогию Льюиса плотность теплового потока записывается в виде $q = \beta_x(I - I^*)$, β_x – коэффициент массоотдачи, отнесенной к разности влагосодержаний, кг/(м²с); I^* – удельная энтальпия газа на линии насыщения при $T_{ж}$, Дж/кг. Представленная форма записи упрощает расчеты теплообмена и используется как для градирен, так и для скрубберов [9,10].

Как обосновано в следующем разделе в пенном слое на провальных тарелках практически идеальное вытеснение газа и полное перемешивание жидкой фазы, что значительно упрощает расчеты тепловой эффективности. Для ситчатых тарелок представлена математическая модель тепло-и массообмена с учетом структуры потока жидкой фазы.

Дифференциальное уравнение теплообмена в жидкой фазе турбулентного барботажного слоя при стационарном режиме записывается с применением объемного локального или осредненного по всему объему источника теплоты от газовой фазы. Это уравнение записывается для ядра жидкой фазы в двумерной форме учитывая, что по высоте

барботажного слоя в ядре жидкой фазы практически полное перемешивание

$$\rho_{ж}c_{рж}u_{ж}(r)\frac{\partial T_{ж}}{\partial x} = \lambda_{тж}\frac{\partial^2 T_{ж}}{\partial x^2} + \lambda_{тж}\frac{\partial^2 T_{ж}}{\partial r^2} + \beta_x a_v (I - I^*) \quad (2)$$

где $u_{ж}(r)$ – скорость жидкости, как функция поперечной координаты, м/с; $\lambda_{тж}$ – коэффициент турбулентной теплопроводности в ядре жидкой фазы, Вт/(мК); a_v – удельная площадь межфазной поверхности в барботажном слое, м²/м³; r, x – поперечная и продольная координаты на плоскости тарелки, м. Размерность всех членов в уравнении (2) Вт/м³.

При $x = 0$ – вход жидкой фазы на тарелку;

при $x = l_{ж}$ – выход жидкости через переливную планку; $l_{ж}$ – длина пути жидкой фазы на тарелке.

Профиль скорости $u_{ж}(r)$ может определяться экспериментально или из численного решения системы уравнений движения жидкой фазы [11,12].

Уравнение (2) решается совместно с выражением тепловой эффективности при идеальном вытеснении в газовой фазе, которое, как известно, имеет вид

$$\frac{I_{н} - I_{к}}{I_{н} - I^*} = 1 - \exp\left(-\frac{\beta_x F}{G}\right), \quad (3)$$

где $I^* = f$ ($T_{ж}$ при $\varphi = 100\%$); F – площадь поверхности контакта фаз, м².

Концентрация влаги $C_{ГК}$ на выходе из барботажного слоя находится из выражения массообменной эффективности при идеальном вытеснении газа

$$\frac{C_{Гн} - C_{ГК}}{C_{Гн} - C_{Г}^*} = 1 - \exp\left(-\frac{\beta_r F \rho_r}{G}\right), \quad (4)$$

где $C_{Г}^* = f$ ($T_{ж}$ при $\varphi = 100\%$); β_r – коэффициент массоотдачи в газовой фазе, м/с.

Таким образом, представлена система из трех взаимосвязанных уравнений с тремя неизвестными – $T_{ж}$, $I_{к}$ и $C_{ГК}$.

Решение системы уравнений (2)-(4) показано в следующих разделах.

Идеализованные модели структуры потоков

Известно, что газ в барботажном слое на тарелках провального и перекрестного тока движется практически в режиме идеального вытеснения. Кроме этого переходя от нижней тарелке к верхней в межтарельчатом пространстве (выше барботажного слоя) происходит полное перемешивание в газовой фазе, т.е. поступающий газ на следующую тарелку имеет постоянную по сечению температуру и концентрацию перед входом в барботажный слой. Это допущения, которые подтверждаются экспериментально, значительно упрощают составление математической модели теплообмена. С гидродинамической

структурой потока жидкой фазы в барботажном слое не все так однозначно. Если по высоте барботажного слоя при турбулентном режиме в ядре жидкой фазы принимается идеальное перемешивание, то в поперечном и продольном направлениях движения жидкости по плоскости тарелки от приемного порога к сливному (на тарелках не провального типа) структура потока более сложная и может иметь как циркуляционные контуры у стенки колонны, полное перемешивание сразу за приемной планкой и перед сливной (в режиме устойчивого барботажа), то в центре колонны профиль скорости жидкой фазы может иметь гидродинамические неоднородности, которые усиливаются при увеличении диаметра колонны, что снижает эффективность теплообмена. Структура потока в таких случаях описывается диффузионной или ячеечной моделям из которых могут составляться комбинированные модели с учетом рецикла и байпаса жидкой фазы [6,11,13]. Однако в колоннах диаметром более 1,2-1,6 метров применяются двух и более поточные тарелки, что значительно снижает гидродинамические неравномерности, т.к. длина пути жидкости, как правило не более одного метра на поток.

На провальных тарелках явления переноса имеют стохастическую природу из-за прохождения жидкости и газа в противотоке через отверстия в тарелках. Из-за этого режим устойчивой работы таких тарелок значительно меньше, чем у ситчатых и, тем более, клапанных и колпачковых. Одно, применение провальных тарелок в скрубберах охлаждения и очистки газа от дисперсной фазы целесообразно при больших концентрациях частиц, которые могут забивать отверстия на ситчатых и клапанных тарелках, в отличии от провальных противоточных с большим диаметром (10-20 мм) отверстий или щелей. Кроме этого провальные тарелки сравнительно просто очищаются от прилипающей дисперсной фазы и имеют меньшую стоимость.

Таким образом, первоначально рассмотрим идеализованные модели гидродинамической структуры потоков на провальных тарелках, которые в качестве первого приближения могут применяться и на тарелках перекрестного тока, а именно идеальное вытеснение газовой фазы и идеальное перемешивание жидкой.

Тепловую эффективность охлаждения газа при непосредственном контакте с жидкой фазой запишем в известной форме при условии идеального вытеснения

$$E_{Г} = \frac{T_{Гн} - T_{Гк}}{T_{Гн} - T_{жк}} = 1 - \exp(-N_{Г}), \quad (5)$$

где $T_{Гн}, T_{Гк}$ – начальная и конечная температуры газа, °С; $T_{жк}$ – конечная температура охлаждающей жидкости, которая при условии идеального смешения будет равна средней, т.е. $T_{жк} = T_{ж ср}$;

$N_{Г}$ – тепловое число единиц переноса, которое имеет вид

$$N_{\Gamma} = \frac{KF}{c_{\text{пр}}V_{\Gamma}\rho_{\Gamma}}, \quad (6)$$

где K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² К); F – площадь межфазной поверхности контакта фаз, м²; V_{Γ} – объемный расход газа, м³/с; $c_{\text{пр}}$ – удельная теплоемкость газа, Дж/(кг К); ρ_{Γ} – плотность газа, кг/м³.

При охлаждении газа жидкой фазой основное сопротивление теплопередачи сосредоточено в газовой фазе, тогда коэффициент теплопередачи практически равен коэффициенту теплоотдачи в газовой фазе, т.е. $K = \alpha_{\Gamma}$, где α_{Γ} – коэффициент теплоотдачи в газовой фазе, Вт/(м² К). Значение площади межфазной поверхности в турбулентном барботажном слое определить крайне затруднительно, поэтому чаще при экспериментальных исследованиях тепло- и массообменных процессов на барботажных тарелках находится произведение $(\beta_{\Gamma}F)$ (м³/с) и $(\alpha_{\Gamma}F)$ (Вт/К), где β_{Γ} , α_{Γ} – средние коэффициенты массоотдачи, м/с и теплоотдачи, Вт/(м² К). При обобщении экспериментальных данных многие авторы относят произведения $(\beta_{\Gamma}F)$ и $(\alpha_{\Gamma}F)$ к рабочей площади тарелок, т.е. $\beta_{\Gamma f} = (\beta_{\Gamma}F)/S_{\Gamma}$ м/с; $\alpha_{\Gamma f} = (\alpha_{\Gamma}F)/S_{\Gamma}$ Вт/(м² К), где S_{Γ} – рабочая площадь тарелки, м². Обобщенные зависимости представляются в виде критериальных выражений вида

$$Sh_{\Gamma} = A Re_{\Gamma}^m We^n Sc_{\Gamma}^k, \quad (7)$$

$$Nu_{\Gamma} = A Re_{\Gamma}^m We^n Pr_{\Gamma}^k, \quad (8)$$

где $Sh_{\Gamma} = \beta_{\Gamma f} \chi / D_{\Gamma}$ – число Шервуда; $Nu_{\Gamma} = \alpha_{\Gamma f} \chi / \lambda_{\Gamma}$ – число Нуссельта; $Re_{\Gamma} = w_{\Gamma} \chi / \nu_{\Gamma}$ – число Рейнольдса; w_{Γ} – скорость газа в колонне, м/с; $We = \sigma / (\rho_{\text{ж}} g h_{\text{ст}}^2)$ – число Вебера; $Sc_{\Gamma} = \nu_{\Gamma} / D_{\Gamma}$ – число Шмидта; $Pr_{\Gamma} = \nu_{\Gamma} / a_{\Gamma}$ – число Прандтля; χ – капиллярная постоянная, м; $(\chi = \sqrt{\sigma / \rho_{\text{ж}} g})$; D_{Γ} – коэффициент диффузии (в данном случае влаги) компонента в газовой фазе, м²/с; λ_{Γ} – коэффициент теплопроводности, Вт/(м К); ν_{Γ} – кинематический коэффициент вязкости газа, м²/с; a_{Γ} – коэффициент температуропроводности, м²/с; σ – поверхностное натяжение, Н/м; $\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости, кг/м³; $h_{\text{ст}}$ – высота статического столба жидкости на тарелке, м.

Коэффициент пропорциональности A и показатели степеней m , n и k при критериях подобия находятся экспериментально для каждой конструкции тарелки и представлены в научных статьях и монографиях [2,5]. Например, для провальной тарелки $A = 1,53$; $m = 0,72$; $n = -0,25$; $k = 0,5$; для ситчатой тарелки $A = 2,5$; $m = 0,72$; $n = -0,25$; $k = 0,5$.

Учитываем выше изложенное число единиц переноса N_{Γ} (6) запишется в виде

$$N_{\Gamma} = \frac{\beta_{\Gamma f} S_{\Gamma}}{w_{\Gamma} S_{\text{К}}}, \quad (9)$$

где $V_{\Gamma} = w_{\Gamma} S_{\text{К}}$, м³/с; $S_{\text{К}}$ – площадь поперечного сечения колонны, м².

Расчет тепловой эффективности (5) для провальных и ситчатых тарелок удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными [2] (рис.2).

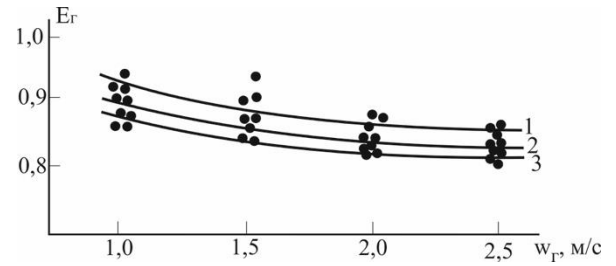


Рис. 2 – Зависимость эффективности E_{Γ} от скорости газа при $T_{\Gamma,н}=200^{\circ}\text{C}$ и удельном расходе $V_{\text{ж ст}} = 3,5 \text{ м}^3 / (\text{м} \cdot \text{ч})$; высота газожидкостного слоя: 1 - 0,105 м; 2 - 0,055 м; 3 - 0,03 м. Точки – экспериментальные данные [2], сплошные линии – расчет по выражению (5)

Fig. 2 – Dependence of efficiency on gas velocity at $T_{\Gamma,н}=200^{\circ}\text{C}$ and specific flow rate $V_{\text{лиq}}=3,5 \text{ м}^3 / (\text{м} \cdot \text{ч})$; height of gas-liquid layer: 1 - 0.105 m; 2 - 0.055 m; 3 - 0.03 m. Dots - experimental data [2], solid lines - calculation by expression (5)

Первоначально рассмотрим пример расчета охлаждения сухого газа ($\varphi_{\text{н}} \approx 0\%$).

Для жидкой фазы запишем поток теплоты

$$Q = Lc_{\text{рж}}(T_{\text{жк}} - T_{\text{жн}}) = \alpha_{\Gamma f} S_{\Gamma} \Delta T_{\text{Гср}}, \quad (10)$$

$\Delta T_{\text{Гср}} = (\Delta T_{\delta} - \Delta T_{\text{м}}) / \ln(\Delta T_{\delta} / \Delta T_{\text{м}})$ – средняя логарифмическая движущая сила теплопередачи, °С; $\Delta T_{\delta} = T_{\text{Гн}} - T_{\text{жк}}$; $\Delta T_{\text{м}} = T_{\text{Гк}} - T_{\text{жк}}$ – большая и меньшая движущая сила теплообмена в газовой фазе, °С; принято, что при идеальном смешении $T_{\text{жк}} = T_{\text{жср}}$.

Таким образом, из выражений (5) и (10) запишем температуры газа и жидкости

$$T_{\text{Гк}} = T_{\text{Гн}} - E_{\Gamma} (T_{\text{Гн}} - T_{\text{жк}}), \quad (11)$$

$$T_{\text{жк}} = T_{\text{жн}} + \frac{\alpha_{\Gamma f} S_{\Gamma} \Delta T_{\text{Гср}}}{Lc_{\text{рж}}}. \quad (12)$$

Для решения системы уравнений (11), (12) задаются условия на выходе: $T_{\text{Гн}}$, $T_{\text{жн}}$, L , G и конструктивные характеристики тарелки, а также требуемая температура газа на выходе $T_{\text{Гк}}$.

При условии равномерной работы, вычисляются гидравлические характеристики барботажа (w_{Γ} , $h_{\text{ст}}$), далее коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\Gamma f}$ и тепловая эффективность E_{Γ} . Затем из решения уравнений (11),

(12) в итерационном цикле находятся значения температур газа $T_{ГК}$ и жидкости $T_{ЖК}$ на выходе с тарелки.

Пример расчета для воздух-вода при заданном температурном режиме.

Задано: $T_{ГН} = 85^\circ\text{C}$, $T_{ЖН} = 15^\circ\text{C}$, $L = 5$ кг/с, $G = 1,0$ кг/с. Требуемая температура на выходе $T_{ГК} = 40^\circ\text{C}$. Тарелка провального типа, принимаем при устойчивом режиме барботажа $w_r \approx 1,0$ м/с, при нормальных условиях.

Диаметр колонны (тарелки)
 $D_k = \sqrt{4G/(\rho_r \pi w_r)} = 1,10$ м, $S_T = 0,95$ м² (плотность воздуха при средней температуре $T_{Гср} = 62^\circ\text{C}$, $\rho_r = 1,05$ кг/м³, $c_{пр} = 1,005$ кДж/(кг К)). Тепловая эффективность задается 0,7. При первом приближении задается $T_{жср} = 20^\circ\text{C}$. Число единиц переноса при идеальном вытеснении $N_T = \ln(1 - E_T)^{-1} = 1,20$, где $N_T = \alpha_{Тf} S_T / (\rho_r c_{пр} w_r S_k)$, на провальной тарелке $S_T = S_k$.

Требуемое значение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{Тf} = N_T c_{пр} w_r \rho_r = 1266,3$ Вт/(м²К). Большая и меньшая разности температур $\Delta T_\delta = 85 - 20 = 65^\circ\text{C}$; $\Delta T_M = 40 - 20 = 20^\circ\text{C}$. Среднее значение $T_{Гср} = 38,1^\circ\text{C}$.

Температура жидкости (12) $T_{ЖК} = 17,1^\circ\text{C}$, что меньше, чем заданная. Уточняем температуру газа (11) $T_{ГК} = 37,5^\circ\text{C}$. Уточняем: $\Delta T_\delta = 67,9^\circ\text{C}$; $\Delta T_M = 20,4^\circ\text{C}$; $\Delta T_{Гср} = 39,6^\circ\text{C}$. Уточняем $T_{ЖК}$ из (12), имеем $T_{ЖК} = 17,26^\circ\text{C}$; температура $T_{ГК} = 37,6^\circ\text{C}$. Итерационный цикл расчета сошелся. В результате получили при заданных начальных условиях: $T_{ГК} = 37,6^\circ\text{C}$. $T_{ЖК} = 17,26^\circ\text{C}$; Тепловой баланс $Q = G c_{пр} (T_{ГН} - T_{ГК}) = 47,63$ кВт;

$Q = L c_{рж} (T_{ЖК} - T_{ЖН}) = 47,26$ кВт. Расхождение около 1 %, т.е. вполне удовлетворительное в расчетах барботажных тарелок. Тепловая эффективность $E_T = (85 - 37,6) / (85 - 17,26) = 0,7$, т.е. равна заданной.

При снижении расхода охлаждающей воды в два раза, т.е. $L = 2,5$ кг/с, выполняя аналогичные расчеты получаем: $T_{ЖК} = 19,26^\circ\text{C}$; $T_{ГК} = 39^\circ\text{C}$.

При снижении требуемой температуры газа на выходе на 10°C , т.е. $T_{ГК} = 30^\circ\text{C}$, в первом приближении требуемая тепловая эффективность при $T_{жср} = 20^\circ\text{C}$ составляет $E_T = 0,85$. Число единиц переноса $N_T = 1,9$. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{Тf} = 2000$ Вт/(м²К). Теперь выполняя аналогичные расчеты и задавая L (кг/с) воды можно из выражения (12) уточнить $T_{ЖК} = T_{жср}$. Получаем

$T_{жср} = 17,90^\circ\text{C}$; $T_{ГК} = 29,97^\circ\text{C}$. Следует отметить, что одним вариантов расчета является определение расхода охлаждающей воды по заданному температурному режиму, тогда

$$L = \frac{G c_{пр} (T_{ГН} - T_{ГК})}{c_{рж} (T_{ЖК} - T_{ЖН})}, \quad (13)$$

Получаем $L = 2,64$ кг/с или $9,51$ м³/час при $T_{ЖН} = 15^\circ\text{C}$; $T_{ЖК} = 20^\circ\text{C}$; $T_{ГН} = 85^\circ\text{C}$; $T_{ГК} = 30^\circ\text{C}$ при $G = 1$ кг/с.

Заключительным этапом расчетов в приведенных примерах является выбор конструктивных характеристик тарелки на основе расчета Nu_T (8), для определения высоты статического столба жидкости $h_{ст}$ [2,5] по требуемым значениям $\alpha_{Тf}$, установленным выше.

В расчете охлаждения влажного газа (конденсационное охлаждение) необходимо использовать энтальпию газа, как сумму энтальпий составляющих – сухого воздуха, а также паров воды. Например, при $T_{ГН} = 85^\circ\text{C}$ и $\varphi = 50\%$ имеем $I_H = 745,4$ кДж/кг, $C_{ГН} = 0,249$ кг/кг; при $\varphi = 80\%$: $I_H = 1474,3$ кДж/кг, $C_{ГН} = 0,523$ кг/кг.

Для записи потока теплоты при конденсационном охлаждении газа, аналогично как и при испарительном охлаждении воды в градирнях, используется форма записи $Q = \beta_x F \Delta I_{ср}$, где коэффициент массоотдачи (кг/м²с) отнесен к разности влагосодержаний; $\Delta I_{ср}$ – средняя разность энтальпий в газовой фазе. Такая форма записи получена на основе аналогии Льюиса $\alpha_T \approx c_{рж} \beta_T \rho_r$ при $S_{ср} \approx Pr_T \approx 1$. Значение $\Delta I_{ср}$ вычисляется как среднее логарифмическое, где $\Delta I_\delta = I_H - I_{ср}^*$; $\Delta I_M = I_K - I_{ср}^*$; значение $I_{ср}^*$ находится по температуре $T_{жср}$ при $\varphi = 100\%$, т.е. на линии насыщения.

Система уравнений (11), (12) для влажного газа запишется в виде

$$I_K = I_H - E_T (I_H - I_{ср}^*), \quad (14)$$

$$T_{ЖК} = T_{ЖН} + \frac{\beta_{xf} S_T \Delta I_{ср}}{L c_{рж}}, \quad (15)$$

$$C_K = C_H - E_T (C_H - C^*), \quad (16)$$

где согласно принятой модели идеального смешения жидкой фазы $T_{ЖК} = T_{жср}$, $I_{ср}^* = I_K^*$ и $C_T^* = f(T_{жср})$ при $\varphi = 100\%$.

Или по заданной температуре жидкости на выходе находится расход охлаждающей воды

$$L = \frac{G (I_H - I_K)}{c_{рж} (T_{ЖК} - T_{ЖН})}. \quad (17)$$

Значение $\beta_{xf} = \beta_{Тf} \rho_r$, где $\beta_{Тf}$ находится по выражению (7).

Для условий из вышерассмотренного примера, (при $L = 5$ кг/с), только при $\varphi_H = 80\%$, $I_H = 1474,3$ кДж/кг выполнено решение системы уравнений (14) - (16). Получено $T_{жк} = 52^\circ\text{C}$;

$$I_K = 654 \text{ кДж/кг}; T_{ГК} = 61,9 \text{ }^\circ\text{C}; I_K^* = 303 \text{ кДж/кг};$$

$C_{ГК}^* = 0,097$ кг/кг. Отсюда следует значительный нагрев воды и охлаждение газа всего до $T_{ГК} = 61,9 \text{ }^\circ\text{C}$, а не до $T_{ГК} = 37,6 \text{ }^\circ\text{C}$ как для сухого воздуха ($\varphi = 0\%$). Эффективность охлаждения $E_T = (1474,3 - 654) / (1474,3 - 303) = 0,7$, как и было задано. Тепловой баланс соблюдается с погрешностью около 6%. Однако при температуре жидкой фазы, нагретой более $45-50 \text{ }^\circ\text{C}$ начинается процесс повышенного испарения, что не учитывается в рассмотренной математической модели конденсационного охлаждения газа.

При увеличении расхода воды $L = 10$ кг/с (т.е. в два раза) из решения (14)-(16) получаем $T_{жк} = 36,3 \text{ }^\circ\text{C}$; $I_K = 536$ кДж/кг; $T_{ГК} = 50,7 \text{ }^\circ\text{C}$;

$$C_{ГК}^* = 0,0388 \text{ кг/кг}; C_{ГК} = 0,184 \text{ кг/кг}.$$

Поток массы сконденсированной влаги $M = G(C_H - C_K) = 0,339$ кг/с; поток теплоты за счет конденсации $Q_{кон} = Mr = 0,399 \cdot 2225 = 887$ кВт; поток теплоты за счет конвекции $Q_{кв} = Gc_{рж}(T_{ГН} - T_{ГК}) = 34,5$ кВт. Суммарный поток $Q = Q_{кон} + Q_{кв} = 921$ кВт. Поток теплоты с уходящим газом по выражению $Q_T = G(C_{ГН} - C_{ГК})c_{рж}T_{жк} = 12,3$ кВт.

Из теплового баланса (1) имеем $Q = 909$ кВт, или $Q = G(I_H - I_K) = 913,4$ кВт. Тепловой поток $Q = Lc_{рж}(T_{жк} - T_{жн}) = 890,3$ кВт. Как следует из расчетов расхождение (3%) по потокам теплоты удовлетворительное для такого сложного процесса, как конденсационное охлаждения газа в турбулентном барботажном слое на провальной тарелке.

Одномерная модель тепломассообмена на ситчатой тарелке

Для определения температурного профиля в жидкой фазе на тарелке перекрестного тока необходимо численно решить дифференциальное уравнение (2) совместно с выражениями (3) и (4), где профиль скорости $u_{ж}(r)$ может находиться экспериментально или численно из решения системы уравнений движения жидкости по плоскости тарелки [11,12]. Для инженерных расчетов с приемлемой точностью достаточно решения одномерной модели, при допущении о незначительной неравномерности профиля скорости $u_{ж}(r)$.

Тогда запишем

$$\rho_{ж}c_{рж}u_{жср} \frac{dT_{жк}}{dx} = \lambda_{Тж} \frac{d^2T_{жк}}{dx^2} + \beta_x a_v (I - I^*) \quad (18)$$

с граничными условиями:

На входе при $x = 0$: $T_{жк} = T_{жн}$;

На выходе при $x = l_{ж}$: $dT_{жк} / dx = 0$.

В уравнении (18) а источнике массы энтальпия газа связана с температурой и влажностью известной зависимостью.

В развитом барботажном слое (пенный режим) турбулентность в ядре жидкой фазы близка к изотропной, тогда средний коэффициент турбулентной теплопроводности можно вычислить по выражению [14]

$$\lambda_{Тж} = 1,1\rho_{ж}c_{рж} \frac{u_{*ж}^4}{\varepsilon_{ж}}, \quad (19)$$

где $u_{*ж}$ – динамическая скорость в жидкой фазе на границе раздела, м/с; $\varepsilon_{ж}$ – средняя скорость диссипации энергии газового потока в жидкой фазе, $\text{м}^2/\text{с}^3$.

Уравнение теплообмена (18) запишем в конечных разностях

$$\begin{aligned} \rho_{ж}c_{рж}u_{жср} \frac{T_{жи} - T_{жi-1}}{\Delta x} = \\ = \lambda_{Тж} \frac{T_{жи+1} - 2T_{жи} + T_{жi-1}}{\Delta x^2} + \beta_x a_v I_{срi}, \end{aligned} \quad (20)$$

$i = 1, 2, \dots, n$; n – число ячеек; $\Delta x = l_{ж} / n$ – шаг решения.

Уравнение (20) решается совместно с выражениями (3) и (4), записанные i -ой ячейки

$$\frac{I_H - I_{ki}}{I_H - I_i^*} = 1 - \exp\left(-\frac{\beta_x F_i}{G_i}\right), \quad (21)$$

$$\frac{C_H - C_{ki}}{C_H - C_i^*} = 1 - \exp\left(-\frac{\rho_{г} \beta_{г} F_i}{G_i}\right), \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (22)$$

Результаты решения уравнений (20) – (22) для исходных данных первого примера (для сухого воздуха) даны на рис.3. Из расчетов следует, что на ситчатой тарелке диаметром 1,1 м конечная температура жидкости не сильно отличается от расчетов по модели идеального смешения в жидкой фазе.

Например, при $w_T = 1,0$ м/с и $L = 5$ кг/с при $E_T = 0,7$ из решения (11), (12) следует $T_{жк} = 17,26 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{ГК} = 37,6 \text{ }^\circ\text{C}$, а при $L = 2,5$ кг/с $T_{жк} = 17,9 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{ГК} = 29,97 \text{ }^\circ\text{C}$ при $E_T = 0,85$. Из решения системы уравнений (20) – (22) получено, соответственно, $T_{жк} = 17,44 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{ГК} = 37,13 \text{ }^\circ\text{C}$ при $E_T = 0,7$. Тепловая эффективность по жидкой фазе $E_{ж} = (T_{жк} - T_{жн}) / (T_{ГН} - T_{жн})$ выше на 8%, чем из расчетов по модели идеального смешения.

Следует вывод, что для сухого газа, т.е. с небольшим теплосодержанием, расчетный температурный режим отличается незначительно от результатов расчета по различным моделям.

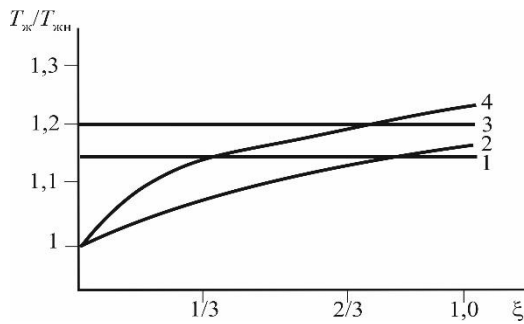


Рис. 3 – Профиль температуры жидкой фазы по длине тарелки. 1,3 – идеальное смешение; 2,4 – решение уравнений (20) – (22). Тарелка ситчатая. $w_r = 1,0$ м/с; $L = 5$ кг/с; 1,2 – $E_g = 0,7$ (70%); 3,4 – $E_g = 0,85$ (85%); $\xi = x/l_{ж}$ – безразмерная длина пути жидкости

Fig. 3 – The temperature of the liquid phase along the length of the plate. 1,3 - ideal mixing; 2,4 - solution of equations (20) - (22). Sieve plate. $w_r=1,0$ m/s; $L=5$ kg/s; 1,2 – $E_g=0,7$ (70%); 3,4 - $E_g=0,85$ (85%); $\xi = \frac{x}{l_{liq}}$ - dimensionless length of the liquid path

При охлаждении влажного газа, аналогично как и из решения уравнений моделей идеального вытеснения газа и полного смешения жидкой фазы, происходит более значительное нагревание (повышение температуры) охлаждающей жидкости, что требует повышение ее расхода для выполнения условия охлаждения газа. Для тарелки небольшого диаметра ($D_k = 1,1$ м) результаты расчета по выражениям (20) – (22) по конечным температурам $T_{жк}$ и $T_{гк}$ отличаются от результатов решения (14)-(16) на 10-12 %.

Следовательно, для тарелок небольшого диаметра при равномерном режиме работы для инженерных расчетов процесса охлаждения газа вполне допустимо применение идеализированных моделей структуры потоков (14)-(16). Для крупномасштабных тарелок возможно применение двумерных моделей, как показано в работах [11,12]. Однако учитывая, что тарелки в колоннах большого диаметра (более 1,2-1,6 метра) выполняют двух – или четырех поточными применение упрощенных моделей структуры потоков представляется целесообразным в режиме устойчивого барботажа при выполнении условия горизонтального монтажа тарелок в колоннах для исключения поперечных неравномерностей.

Выводы

На основе выполненных исследований контактного теплообмена при охлаждении газа жидкой фазой в турбулентном барботажном слое с применением методов математического моделирования можно сделать следующие выводы.

Применение идеализированных моделей гидродинамической структуры потоков дают удовлетворительные результаты для провальных и ситчатых тарелок небольшого диаметра при равномерном режиме барботажа. В результате получена система уравнений (14) – (16) для расчета на

выходе с тарелки – температуры жидкой фазы, энтальпии газа и влагосодержания.

Применение данной системы позволяет определять режимные и конструктивные характеристики по заданной тепловой эффективности при проектировании тарелок или вычислять тепловую эффективность при решении задач диагностики действующих барботажных скрубберов – охладителей.

«Работа выполнена за счет гранта Академии наук Республики Татарстан, предоставленного молодым кандидатам наук (постдокторантам) с целью защиты докторской диссертации, выполнения научно-исследовательских работ, а также выполнения трудовых функций в научных и образовательных организациях Республики Татарстан в рамках Государственной программы Республики Татарстан «Научно-технологическое развитие Республики Татарстан».

Литература

1. И.З. Аронов, *Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа*. Недра, Л., 1990. 279 с.
2. Э. Я. Тарат, И. П. Мухленов, А. Ф. Туболкин, Е. С. Тумаркина, *Пенный режим и пенные аппараты*. Химия, Ленинград, 1977. 303 с.
3. А.А. Салин, Н.С. Гришин, Вестник техн. ун-ва. **27, 3**. 62-65. (2024).
4. Лебедь Н.И., Русакова Г.Г., Парахневич Е.Д., Парахневич Д.В., Курочкин А.А., Нефедьева Е.Э., Вестник техн. ун-ва. **26, 1**. 65-69. (2023).
5. В.М. Рамм, *Абсорбция газов*. Химия, М.: 1976. 276с.
6. А.Б. Голованчиков, Н.А. Прохоренко, Н.А. Мерецков, *Моделирование структуры потока в насадочных и тарельчатых ректификационных колоннах*. ВолгГТУ. Волгоград. 2020. 168 с.
7. Л.П. Холпанов, В.Я. Шкадов, *Гидродинамика и теплообмен с поверхностью раздела*. Академия наук СССР, Институт новых химических проблем. Наука, Москва: 1990. 271 с.
8. Е. П. Медников, *Турбулентный перенос и осаждение аэрозолей*. Наука, М.: 1980. 176 с.
9. В.С. Пономаренко, Ю.И. Арефьев, *Градиенты промышленных и энергетических предприятий*. Энергоатомиздат, М.: 1998. 376 с.
10. А.Г. Лаптев, М.М. Башаров, Е.А. Лаптева, *Математические модели и методы расчетов теплообменных и сепарационных процессов в двухфазных средах*. КГЭУ; Старый Оскол: ТНТ. Казань: 2021. 288 с.
11. С.Г. Дьяконов, В. И. Елизаров, А.Г. Лаптев *Теоретические основы и моделирование процессов разделения веществ*. Изд. Казанского университета, Казань: 1993. 437 с.
12. А.Г. Laptev, Е.А. Lapteva Journal of Engin. Physics and Therm. **88, 4**, 806-814. (2015).
13. А.М. Розен, Е.И. Мартюшин, В.М. Олевский и др. *Масштабный переход в химической технологии: разработка промышленных аппаратов методом гидродинамического моделирования*. Химия, М.: 1980. 320 с.
14. А.Г. Лаптев, Е.А. Лаптева Вода: химия и экология. **11 (77)**. 42-47. (2014).

References

1. I.Z. Aronov, *Contact heating of water by combustion products of natural gas*. Nedra, L., 1990. 279 p.

2. E. Y. Tarat, I. P. Mukhlenov, A. F. Tubolkin, E. S. Tumarkina, *Foam mode and foam apparatuses*. Chemistry, Leningrad, 1977. 303 p.
3. A. A. Salin, N. S. Grishin, *Herald of Technological University*. 27, 3. 62-65. (2024).
4. N.I. Lebed, G.G. Rusakova, E.D. Parakhnevich, D.V. Parakhnevich, A.A. Kurochkin, E.E. Nefedieva, *Herald of Technological University*, 26, 1. 65-69. (2023).
5. V.M. Ramm, *Absorption of gases*. Chemistry, M.: 1976. 276 p.
6. A.B. Golovanchikov, N.A. Prokhorenko, N.A. Meretskov, *Modelling of flow structure in packed and plate rectification columns*. VolgGTU. Volgograd. 2020. 168 p.
7. L.P. Kholpanov, V.Y. Shkadov, *Hydrodynamics and heat and mass transfer with interface*. Academy of Sciences of the USSR, Institute of New Chemical Problems. Nauka, Moscow: 1990. 271 p.
8. E. P. Mednikov, *Turbulent transport and deposition of aerosols*. Nauka, Moscow: 1980.176 p.
9. V.S. Ponomarenko, Y.I. Arefiev, *Cooling towers of industrial and power enterprises*. Energoatomizdat, M.: 1998. 376 p.
10. A.G. Laptev, M.M. Basharov, E.A. Lapteva, *Mathematical models and methods of calculation of heat and mass transfer and separation processes in two-phase media*. KSEU; Stary Oskol: TNT. Kazan: 2021. 288 p.
11. S.G. Diakonov, V.I. Elizarov, A.G. Laptev *Theoretical bases and modelling of processes of separation of substances*. Izd. of Kazan University, Kazan: 1993. 437 p.
12. A.G. Laptev, E.A. Lapteva *Journal of Engin. Physics and Therm.* 88, 4, 806-814. (2015).
13. A.M. Rosen, E.I. Martyushin, V.M. Olevsky, et al. *Scale transition in chemical technology: development of industrial apparatuses by hydrodynamic modelling*. Chemistry, Moscow: 1980.320 p.
14. A.G. Laptev, E.A. Lapteva *Water: Chemistry and Ecology*. 11 (77). 42-47. (2014)

© **А. Г. Лаптев** – д.т.н. профессор каф. «Инженерная экология и безопасность труда» (ИЭБТ), Казанский государственный энергетический университет (КГЭУ), Казань, Россия, tv_t_kgeu@mail.ru; **Е. А. Лаптева** - к.т.н., доцент, доцент, каф. «Энергообеспечение предприятий, строительство зданий и сооружений», КГЭУ, grivka100@mail.ru; **С. У. О. Аласгарли** - аспирант кафедры ИЭБТ, КГЭУ, tv_t_kgeu@mail.ru.

© **A. G. Laptev** – Doctor of Sciences (Technical Sci.), Professor of the Department of Environmental Engineering and Occupational Safety (EEOS), Kazan State Energy University (KSEU), Kazan, Russia, tv_t_kgeu@mail.ru; **E. A. Lapteva** – PhD (Technical Sci.), Associate Professor, the Department of Energy Supply of Enterprises, Construction of Buildings and Structures, KSEU, grivka100@mail.ru; **S. Alasgarli** – PhD-student of the EEOS department, KSEU, tv_t_kgeu@mail.ru.