

УДК 661.42:661.833.66

Райко В.Ф., Эстефане П.Х., Цейтлин М.А.

ЛИМИТИРУЮЩИЕ СТАДИИ ПЕРЕНОСА ТЕПЛА И МАССЫ В ПРОЦЕССЕ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ РАСТВОРА

Испарительное охлаждение воды в градирнях – способ, нашедший широкое распространение в промышленных водооборотных системах охлаждения технологических аппаратов и машин. Его использование связано с повышением солесодержания оборотной воды и, как следствие, необходимостью ее периодической замены. Этот недостаток может быть превращен в достоинство, если вместо воды для охлаждения аппаратов использовать технологические растворы, которые необходимо концентрировать. При испарении воды в градирне раствор будет упариваться за счет низкопотенциальной теплоты, тем самым экономя теплоэнергию.

Однако градирни традиционных конструкций с непрерывным контактом фаз не пригодны для реализации такого процесса из-за коррозионного разрушения и забивания осадками. Для испарительного охлаждения и концентрирования растворов представляет интерес градирня [0] со ступенчатым контактом фаз, снабженная провальными тарелками, имеющими большое свободное сечение и крупные (50–100 мм) отверстия. Статья посвящена выявлению лимитирующих стадий процесса испарительного концентрирования раствора на таких тарелках.

В теории испарительного охлаждения [0] различают «сухой» и «мокрый» теплообмен. Первый обусловлен разностью температур контактирующих фаз, второй – тепловым эффектом испарения (конденсации) воды. Оба эти вида теплообмена находятся в тесной взаимосвязи, что в значительной степени осложняет расчет градирни с использованием традиционных уравнений тепло- и массообмена. Для упрощения расчетов было предложено (см., например, [0]) рассматривать перенос теплоты за счет обоих механизмов, как единый процесс, движущей силой которого является разность фактической энтальпии воздуха, контактирующего с охлаждаемой жидкостью, и воздуха, равновесного с этой жидкостью. В этом случае кинетика переноса теплоты между контактирующими фазами описывается следующим уравнением:

$$G \frac{dH_r}{dS} = k_H (H_r - H^*), \quad (1)$$

где G – массовый расход воздуха, кг/с; H_r и H^* – энтальпия воздуха, контактирующего с охлаждаемой жидкостью и воздуха, равновесного с этой жидкостью, соответственно, кДж/кг сухого воздуха; S – поверхность контакта фаз, м²; k_H – коэффициент передачи энтальпии, кг/м²с.

Коэффициент передачи энтальпии k_H определяется из следующей формулы:

$$\frac{1}{k_H} = \frac{1}{k_z} + \frac{H^* - H_i}{\alpha_{жс}(t_i - t_{жс})}, \quad (2)$$

где k_z – коэффициент массотдачи в газе, кг/м²с; $\alpha_{жс}$ – коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости, Вт/м²·град; t_i , $t_{жс}$ – температуры поверхности раздела газ-жидкость и

основной массы жидкости, соответственно, °С, H_i – энтальпия воздуха, равновесного с раствором при температуре t_i .

Как видно из уравнения (2), общее сопротивление переносу энтальпии является суммой двух слагаемых, первое из которых определяет сопротивление в газовой, а второе – в жидкой фазе. Кажется, что поскольку на долю «мокрого» теплообмена приходится основная часть передаваемого от жидкости к воздуху тепла, то сопротивление в газовой фазе должно быть лимитирующим. Однако исследования насадок для традиционных градилен [0] показывают, что сопротивление со стороны жидкости составляет от 27 до 46 % общего сопротивления переносу энтальпии. Данные об аналогичных исследованиях, выполненных для провальных тарелок, отсутствуют.

Для выявления лимитирующей стадии процесса испарительного охлаждения раствора с использованием провальных тарелок, нами было выполнено экспериментальное исследование на традиционной для такого рода работ установке, включавшей, собственно, экспериментальный аппарат, комплект вспомогательного оборудования, обеспечивающего его работу, и комплект измерительных приборов. Экспериментальный аппарат состоял из царги-основания с вмонтированными трубопроводами для подачи воздуха и отвода рассола, установленных на нее трех изготовленных из органического стекла царг диаметром и высотой 0,5 м, и крышки, снабженной трубопроводом для отвода воздуха и устройством распределения поступающего в аппарат рассола. Между царгами монтировались исследуемые тарелки, которые представляли собой диски, перфорированные 25-ю равномерно распределенными по площади отверстиями диаметром 65 мм. Свободное сечение тарелок составляло 42 %. Концентрированию в установке подвергался раствор поваренной соли (рассол) с массовой долей NaCl – 24–25 %.

В начале, для того, чтобы убедиться в наличии значимого сопротивления переносу энтальпии со стороны жидкости, была выполнена серия опытов, в которой температура исходного рассола менялась в пределах 35–70 °С. Результаты представлены на рис.1 в виде зависимости коэффициента переноса энтальпии от средней температуры жидкости в аппарате (скорость газа в полном сечении аппарата – 0,8 м/с, плотность орошения – 5 кг/м²·с). Как видно из графика, температура оказывает существенное влияние на коэффициент переноса энтальпии. При росте температуры с 29 до 53 °С величина k_H падает более чем на треть: с 2,4 до 1,7 кг/м²·с. Причем с ростом температуры тенденция к падению k_H увеличивается. Столь сильное влияние температуры на коэффициент переноса энтальпии можно объяснить, анализируя уравнение (2).

Как известно, температура незначительно влияет на коэффициенты массоотдачи в газе k_g и теплоотдачи в жидкости α [0]. В то же время, множитель $\frac{H^* - H_i}{(t_i - t_{ж})}$ слагаемого, определяющего сопротивление переносу энтальпии со стороны жидкости, очень сильно зависит от температуры.

Из этого можно заключить, что значимое влияние температуры на коэффициент передачи энтальпии обусловлено тем, что сопротивление переносу энтальпии со стороны жидкости составляет значительную долю общего сопротивления.

Следующим этапом работы была разработка методики отдельного определения коэффициентов массоотдачи в газе и теплоотдачи в жидкости с целью определить влияние температуры на долю сопротивления переносу энтальпии, сосредоточенную в жидкости.

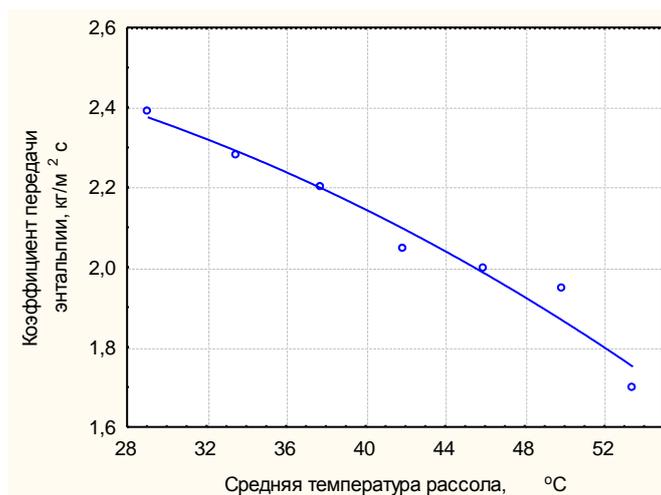


Рисунок 1 – Зависимость коэффициентов переноса энтальпии от температуры

Идея методики основана на том, что, проведя несколько опытов при одинаковых расходах воздуха и рассола (то есть при постоянных k_T и α), но различных температурах и найдя для каждого опыта величину отношения $(H^* - H_i)/(t_{ж} - t_i)$, можно вычислить коэффициенты массоотдачи в газе и теплоотдачи в жидкости в отдельности.

Определенную трудность при разработке методики вызвало нахождение величины отношения $(H^* - H_i)/(t_{ж} - t_i)$. Дело в том, что величину t_i , а следовательно и H_i невозможно определить опытным путем. В то же время хорошее приближение интересующего нас отношения можно получить, учтя то обстоятельство, что разность $t_{ж} - t_i$ имеет величину в несколько градусов или даже долей градуса и потому с хорошей точностью можно считать, что $\frac{H^* - H_i}{t_{ж} - t_i} \approx \left(\frac{dH}{dt} \right)_{t=t_{ж}}$, где H – энтальпия воздуха, равновесного с рассолом при температуре t .

Нами были выполнены расчеты энтальпии воздуха, равновесного с насыщенным раствором поваренной соли при различных температурах рассола, а затем и производной от энтальпии по температуре. Результаты этих расчетов обобщены в виде следующего уравнения:

$$dH/dt = 0,7 + 0,0144 t + 0,00036 t^2, \quad (3).$$

Корреляции между расчетом по уравнению (3) и точечными оценками величины dH/dt равен 0,9997, остаточная среднеквадратическая ошибка расчета СКО = 0,32 кДж/кг·К.

Методика эксперимента по определению коэффициента теплоотдачи в жидкости и массоотдачи в воздухе была следующей. Выполняли 5–7 опытов при одинаковых расходах рассола и воздуха в установку и разных температурах питающего рассола. Последнюю меняли в интервале от 30 до 70 °C. Результаты опытов сводили в таблицу, в которую заносили значения линейной скорости воздуха в полном сечении лабораторного аппарата w , плотности орошения l , коэффициента переноса энтальпии k_H , средней температуры рассола в опыте t (среднеарифметическое значение температур рассола на верхней тарелке и выходе из лабораторного аппарата) и значение dH/dt , соответствующее этой температуре.

Затем методом регрессионного анализа находили значения коэффициентов a_0 и a_1 линейного уравнения

$$1/k_H = a_0 + a_1 (dH/dt), \quad (4)$$

Сравнивая уравнения (4) и (2) и, учитывая принятое допущение, можно видеть, что $a_0 = 1/k_2$, а $a_1 = 1/\alpha$. Откуда и могут быть найдены искомые значения коэффициентов теплоотдачи в жидкости – α и массоотдачи в газе – k_r .

На рис. 2 для иллюстрации метода раздельного определения коэффициентов массоотдачи в газе и теплоотдачи в жидкости приведена корреляция между сопротивлением переносу энтальпии ($1/k_H$) и производной dH/dt при скорости газа в полном сечении аппарата – 0,8 м/с и плотности орошения – 5 кг/м²·с.

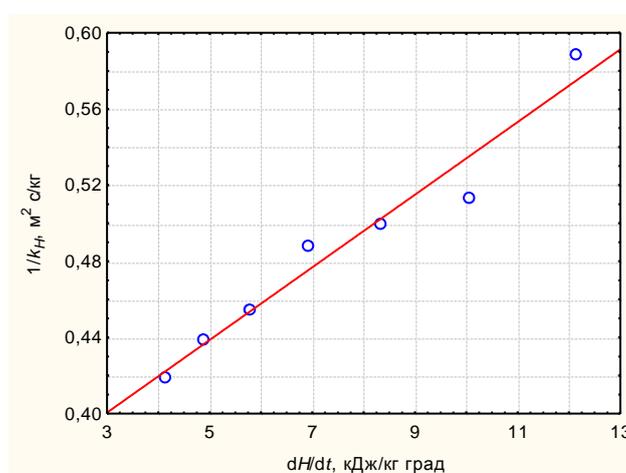


Рисунок 2 – Корреляция между сопротивлением переносу энтальпии и производной от энтальпии по температуре

Обработка данных, приведенных на рис. 2 по описанной выше методике дает следующие значения коэффициентов уравнения (4): $a_0 = 0,34 \pm 0,01$, $a_1 = 0,019 \pm 0,002$, что соответствует коэффициентам массоотдачи в газе $k_r = 1/a_0 = 2,94$ кг/м²·с и теплоотдачи в жидкости $\alpha = 1/a_1 = 52,6$ кДж/м²·с·К

Пользуясь этими данными, можно подсчитать, что доля сопротивления со стороны жидкости в общем сопротивлении переносу энтальпии в исследованном температурном интервале меняется от 18 % при 29 °С до 40 % при 53 °С.

Из приведенных данных видно, что сопротивление переносу теплоты со стороны жидкости в процессе испарительного охлаждения раствора при использовании в градирне провальных тарелок столь же велико, как и при применении обычных оросителей. Это указывает на то, что попытка интенсификации охлаждения только за счет увеличения коэффициента массоотдачи в газе, например, путем увеличения скорости воздуха, не будет иметь большого эффекта, в особенности, при высоких температурах охлаждаемого рассола. Результат может быть достигнут только при одновременной турбулизации, как газовой, так и жидкостной фазы.

Методика раздельного определения коэффициентов k_r и α позволяет изучить влияние основных факторов процесса переноса энтальпии на каждый из этих коэффициентов в отдельности, что может быть интересно как с точки зрения изучения меха-

низма процесса переноса энтальпии, так и для разработки методики расчета аппарата для водоиспарительного концентрирования рассола.

Литература

1. А.с. 1281860 (СССР). Градирня / Кичанов В.П., Суханов А.М., Штерле Э.Г., Смоляк В.Д., Лукьяненко Т.Н., Скрынник Ю.Н. – Оpubл. в Б.И., № 1, 1987.
2. Андреев Е.Н. Расчет тепло и массообменных контактных аппаратов. – Л: Энергоатомиздат, 1985.– 192 с
3. Шервуд Т., Пигфорд Р., Уилки Ч. Массопередача. – М.: Химия, 1982. – 696 с.
4. Mc'Adams W.H., Pohlens J.B., John R.C. Transfer of heat and mass between air and water // Chem. Eng. Progr.– 1949.–v.45.– p. 241–259.

УДК 661.42:661.833.66

Райко В.Ф., Естефане П.Х., Цейтлин М.А.

**ЛІМІТУЮЧІ СТАДІЇ ПЕРЕНОСУ ТЕПЛА Й МАСИ
У ПРОЦЕСІ ВИПАРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ РОЗЧИНУ**

Розглянуто процес водовипарювального концентрування розчинів у градирні із провальними тарілками, що мають крупну перфорацію та великий вільний переріз. Розроблено методику розрахунку за результатами експериментів коефіцієнтів масовіддачі у газі та тепловіддачі у рідині. Встановлено, що опір переносу ентальпії у рідині становить від 20 до 40 % від його загальної величини.