

УДК 66.021.3/4

Метод определения эффективности тепломассообмена в пленочной градирне с интенсифицированными блоками оросителей*

А.Г. Лаптев, Е.А. Лаптева

Казанский государственный энергетический университет

E-mail: grivka100@mail.ru

Для противоточной пленочной градирни с регулярной трубчатой насадкой с поверхностными интенсификаторами разработан модифицированный метод единиц переноса с целью определения тепловой эффективности по газовой и жидкой фазам и температуры охлаждаемой воды на выходе. Применен подход представления числа единиц переноса с учетом дополнительных слагаемых с коэффициентами обратного перемешивания, что позволяет косвенно учесть гидродинамическую структуру потоков и снижение эффективности процесса тепломассообмена по сравнению с моделью идеального вытеснения. Дано описание экспериментальной установки с макетом (колонной) градирни из оргстекла диаметром 200 мм и высотой 2 м. Представлены экспериментальные данные для процесса охлаждения воды в блоке регулярной насадки в виде вертикального пучка плотноупакованных полиэтиленовых труб диаметром 0,05 м с кольцевой дискретно-регулярной шероховатостью поверхности. Получены обобщенные расчетные эмпирические выражения для гидравлического сопротивления сухих и орошаемых труб, а также зависимости для объемного коэффициента массоотдачи от скорости воздуха при различных плотностях орошения. Выполнена идентификация параметров выражения модифицированного числа единиц переноса по экспериментальным данным тепловой эффективности в газовой фазе. В результате получена зависимость тепловой эффективности в газовой фазе от режимных и конструктивных характеристик регулярной насадки с учетом обратного перемешивания потоков. Показано, что обратное перемешивание снижает тепловую эффективность на 8–15 %, что необходимо учитывать в расчетах пленочных градирен. Приведены результаты расчета промышленной градирни СК-400 с применением представленных выражений и показано согласование тепловой эффективности работы градирни с расчетом по предложенному методу.

Ключевые слова: тепломассообмен, охлаждение воды, градирня, метод расчета, интенсификация.

Введение

Градирни, предназначенные для охлаждения оборотной воды воздухом, на разных предприятиях и тепловых станциях оборудуются различными типами контактных устройств, называемых блоками оросителей. Чаще всего блоки оросителей представляют собой регулярные насадки конструкций с противоточным или перекрестным током фаз (воды и воздуха). При противотоке обеспечивается максимальная движущая сила тепломассообмена, поэтому такой способ взаимодействия фаз получил широкое применение

* Работа выполнена при поддержке РНФ (грант № 21-79-10406).

как в крупномасштабных градирнях (диаметр которых составляет несколько десятков метров), так и в мини-градирнях с размерами 2 – 6 м. В настоящее время известно несколько сотен различных конструкций регулярных насадок [1 – 3], которые постоянно совершенствуются и модернизируются [4 – 6].

При испарительном охлаждении воды воздухом основное сопротивление переносу теплоты и массы влаги сосредоточено в газовой (воздушной) фазе. Поэтому один из способов повышения эффективности тепломассообмена заключается в интенсивной турбулизации воздушного потока, что приводит к возрастанию коэффициентов тепло- и массоотдачи, увеличению доли смоченной поверхности насадки, обеспечению ламинарно-волнового или турбулентного режима течения пленки. Конструкций интенсифицированных блоков с регулярными насадками довольно много, и одно из решений заключается в создании искусственной шероховатости на поверхности в виде выступов, накаток, лепестков, просечек и пр. [1 – 3, 6], а также гофрированных насадок с движением фаз под некоторым углом относительно вертикальной оси [4, 7, 8].

Математическое моделирование тепломассообменных процессов в системе газ – жидкость в насадках с интенсификаторами является довольно сложной задачей и, за исключением ряда частных случаев [9], имеет полуэмпирический характер [10, 11]. Численные методы позволяют получить приближенное решение, связанное с учетом двухфазности [12, 13].

Для расчета массообменных насадочных колонн (процессы ректификации, абсорбции и экстракции) широко применяются математические модели гидродинамической структуры потоков [14 – 17], которые учитывают обратное (продольное) и поперечное перемешивание и неоднородности распределения потоков газа и жидкости. Гидродинамическая структура двухфазных потоков изучается на основе статистических методов с использованием функций распределения времени пребывания частиц в потоке. Поток рассматривается как статистическая система частиц, обладающих различным спектром времени пребывания. Для этого используются различные индикаторы (красители, растворы солей и др.), которые вводятся на входе в аппарат, а на выходе измеряются их концентрации, характеризующие структуру потока. После обработки полученных криевых получают коэффициенты обратного перемешивания, которые далее применяются в математических моделях, характеризующих дисперсию потока [18]. Известно, что перемешивание сред и неравномерные профили скоростей уменьшают движущую силу тепломассообмена и эффективность процессов может значительно снизиться (на 20 – 40 % и более, если не принять специальные конструктивные меры). Очевидно, что обратное перемешивание и неоднородности распределения фаз необходимо учитывать в расчетах при проектировании или модернизации промышленных аппаратов как с насадками, так и с барботажными тарелками, а также другими контактными устройствами со сложной гидродинамической обстановкой [3, 6, 14 – 19].

Градирни с пленочными блоками оросителей фактически относятся к классу насадочных тепломассообменных аппаратов. Возможно использование апробированных методов их расчета на основе подходов для ректификационных, абсорбционных и экстракционных колонн с насадками.

Целью настоящей работы является применение в практических расчетах метода единиц переноса для определения тепловой эффективности в газовой и жидкой фазах с учетом гидродинамической структуры потоков в блоке оросителей с регулярной трубчатой насадкой с кольцевой дискретно-регулярной шероховатостью поверхности.

Математическая модель

Метод единиц переноса основан на применении уравнений теплового и материального балансов и уравнений тепло- и массопередачи. Причем в процессах и аппаратах химической технологии применяется массообменное число единиц переноса. Для расчета тепловых процессов этот метод предложили использовать В.В. Кафаров и др. [20]. Модели гидродинамической структуры потоков стали применяться для расчета теплообменников с поверхностными [21, 22] и объемными интенсификаторами [23, 24], пленочных градирен [25, 26], а также насадочных газосепараторов аэрозолей [17].

На основе подхода Меркеля и аналогии Льюиса тепловой поток в градирне принято представлять в следующей форме [27]:

$$Q = G(I_k - I_h) = \beta_x F \Delta I_{cp}. \quad (1)$$

Выражение (1) запишем в виде

$$\frac{\beta_x F}{G} = \frac{I_k - I_h}{\Delta I_{cp}}, \quad (2)$$

где $\beta_x F / G = N_r$ — число единиц переноса.

При $\Delta I_6 / \Delta I_m \leq 2$ значение ΔI_{cp} записывается как среднее арифметическое: $\Delta I_{cp} = 0,5(\Delta I_6 + \Delta I_m)$, а при $\Delta I_6 / \Delta I_m > 2$ — как среднее логарифмическое: $\Delta I_{cp} = (\Delta I_6 - \Delta I_m) / (\ln(\Delta I_6 / \Delta I_m))$, где $\Delta I_6 = I_h^* - I_h$, $\Delta I_m = I_k^* - I_k$ — большее и меньшее значения движущих сил тепломассообмена, Дж/кг ; $I_h^* = f(T_{жк}, \varphi = 100\%)$, $I_k^* = f(T_{жн}, \varphi = 100\%)$ — значения энталпий на линии насыщения при соответствующих температурах воды и относительной влажности воздуха $\varphi = 100\%$.

Для насадки выражение N_r запишем в виде

$$N_r = \frac{\beta_x a_v \psi_w S_k H}{G}, \quad (3)$$

где $\beta_x a_v \psi_w = \beta_{xv}$ — объемный коэффициент массоотдачи, $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$.

Из выражений (2), (3) высота слоя насадки при заданном температурном и гидродинамическом режимах равна

$$H = \frac{G}{\beta_x a_v \psi_w S_k} \left(\frac{I_k - I_h}{\Delta I_{cp}} \right), \quad (4)$$

что соответствует модели идеального вытеснения потока. За счет перемешивания теплоносителей требуемая высота насадки будет больше, чем в расчете по выражению (4).

Обратное перемешивание потоков было предложено к учету в [16–18] с применением эмпирических слагаемых в виде отношения коэффициентов обратного перемешивания к средней скорости фаз. Тогда выражение (4) принимает вид

$$H = \left(\frac{G}{\beta_x a_v \psi_w S_k} + b_r \frac{D_{pr}}{w_r} + b_{\infty} \frac{D_{pk}}{u_{\infty}} \right) \frac{I_k - I_h}{\Delta I_{cp}}. \quad (5)$$

Выражение (5) запишем, используя модифицированные числа Пекле, учитывающие структуру потоков в насадке:

$$H = \left[\frac{G}{\beta_x a_v \psi_w S_k} + d_3 (b_r Pe_{gr}^{-1} + b_{jk} Pe_{jk}^{-1}) \right] \frac{I_k - I_h}{\Delta I_{cp}}. \quad (6)$$

В (6) отношение высоты насадки H к выражению в квадратной скобке есть модифицированное (как называют в литературе — «фиктивное») значение числа единиц переноса с учетом обратного перемешивания теплоносителей в газовой и жидкой фазах, то есть

$$N'_r = H \left[\frac{G}{\beta_x a_v \psi_w S_k} + d_3 (b_r Pe_{gr}^{-1} + b_{jk} Pe_{jk}^{-1}) \right]^{-1}. \quad (7)$$

Как показано в работах [17, 23–26], значения эмпирических коэффициентов b_r и b_{jk} незначительно отличаются от единицы для насадочных аппаратов.

Зная N'_r , можно использовать известное выражение тепловой эффективности для идеального вытеснения [16], где влияние обратного перемешивания потоков учитывается числами Пекле в выражении (7):

$$E_r = 1 - \exp(-N'_r). \quad (8)$$

При $Pe_{gr} \gg 1$ и $Pe_{jk} \gg 1$ обратное перемешивание потоков можно не учитывать (в инженерных расчетах — более 20), что наблюдается не для всех типов контактных устройств. На обратное перемешивание в первую очередь влияют форма насадки, интенсификаторы на поверхности и двухфазность потоков.

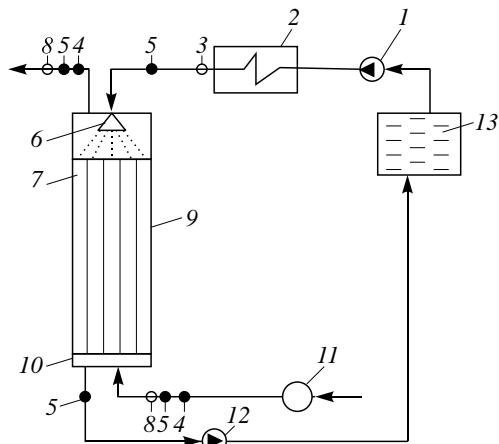
Экспериментальные данные

Для идентификации b_r и b_{jk} в выражении (7) для блока оросителей в виде регулярной насадки с шероховатой поверхностью использованы экспериментальные данные, полученные на макете градирни при противотоке фаз.

Макет градирни выполнен из оргстекла с наружным диаметром 200 мм и внутренним 190 мм, высота колонны 2 м. В колонке размещен вертикальный пучок полиэтиленовых труб (10 шт. при плотной упаковке без деформации). Диаметр труб 50 мм, высота регулярной насадки $H = 1,0$ м, удельная поверхность $a_v = 110 \text{ м}^2/\text{м}^3$, $\varepsilon_{cb} = 0,95$. Диаметр труб (50 мм) выбран исходя из широко применяемых в промышленных градирнях. Для экспериментов использовались полиэтиленовые трубы, которые распространены как в промышленности, так и в бытовых условиях. Полиэтиленовые трубы имеют кольцевую дискретно-регулярную шероховатость в виде прямоугольных наружных выступов и внутренних впадин с размерами $4,5 \times 3,9$ мм и шагом 2,5 мм. Шероховатость обеспечивает развитое волновое течение пленки воды, что повышает эффективность тепломассообмена [6, 9, 28]. Так как при охлаждении воды воздухом основное сопротивление тепломассообмену сосредоточено в газовой фазе, то было выполнено исследование эффективности тепломассообмена в жидкой и газовой фазах и гидравлического сопротивления насадки, а не волнового течения пленки жидкости.

Начальная температура воды на охлаждение составляла $35 - 40$ °C, начальная температура окружающего воздуха — $24 - 28$ °C. Эксперименты проводились в летнее время. Плотность орошения q_{jk} от 8,8 до $19,4 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, скорость воздуха на поперечное сечение градирни без насадки $w_r = 0,8 - 2,7 \text{ м/с}$. Погрешность экспериментальных исследований $\pm (8 - 10) \%$. Схема установки приведена на рис. 1.

Рис. 1. Схема установки с насадочной колонной.



Макет насадочной колонны представляет собой аппарат (колонну) диаметром 0,2 м из оргстекла с установленной вертикально регулярной насадкой. Исходная жидкость (вода) из бака-накопителя 13 по трубопроводу насосом 1 подается в теплообменник 2, где подогревается до 40 °С. Расход воды измеряется ротаметром 3, перепад давления в колонне измеряется датчиками давления 4, температура воды и воздуха — термопарами 5. Далее вода через распылительное устройство в виде душа 6 поступает на слой регулярной насадки 7 в колонну 9. Насадка устанавливается на опорную решетку 10. Воздух подается газодувкой 11. Вода из колонны подается насосом 12 в емкость 13. Влажность на входе и выходе измеряется датчиками влагосодержания 8. При проходе через слой регулярной насадки за счет пленочного течения воды по ее поверхности происходит увеличение межфазного контакта «жидкость – газ», в результате имеет место интенсификация процессов тепломассообмена при охлаждении воды.

В результате обработки экспериментальных данных по перепаду давления газа получены значения коэффициентов гидравлического сопротивления сухой $\xi_{\text{сух}}$ и орошающей $\xi_{\text{ор}}$ насадки с шероховатой поверхностью:

$$\zeta_{\text{cyx}} = \frac{2,2}{\text{Re}_{\text{cr}}^{0,38}}, \quad \zeta_{\text{op}} = \zeta_{\text{cyx}} + 0,23 \frac{\text{Re}_{\text{cr}}^{0,5}}{\text{Re}_{\text{cr}}^{0,45}}. \quad (9)$$

Здесь $2000 < \text{Re}_{\text{ср}} < 5600$, $\text{Re}_{\text{ср}} = w_r d_r / v_r$ — число Рейнольдса в газовой фазе, $8,8 < q_{\text{ж}} < 19,4 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, $\text{Re}_{\text{ж}} = 4q_{\text{ж}} / (3600a_v v_{\text{ж}})$ — число Рейнольдса для жидкой фазы в насадке ($80 < \text{Re}_{\text{ж}} < 250$).

После обработки экспериментальных тепломассообменных характеристик охлаждения воды получены значения объемного коэффициента массоотдачи при различных нагрузках по фазам в насадке. Зависимость объемного коэффициента массоотдачи от скорости воздуха при различных плотностях орошения приведена на рис. 2. Установлено, что при повышении как скорости воздуха, так и плотности орошения водой объемный коэффициент массоотдачи увеличивается, что соответствует известным зависимостям для пленочных градирен [6, 27].

Экспериментальный коэффициент массоотдачи, определяемый из (1):

$$\beta_{xv} = \frac{Q}{\Delta I_{\text{ep}} H S_{\text{k}}}, \quad (10)$$

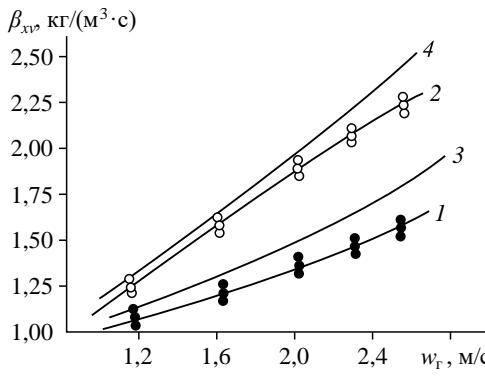


Рис. 2. Зависимость объемного коэффициента массоотдачи от скорости воздуха.
 Точки — экспериментальные данные;
 линии 1, 2 — осредненные данные эксперимента;
 линии 3, 4 — расчет по выражению (12);
 $q_{\text{ж}} = 8,8$ (1, 3) и $19,4$ (2, 4) $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

удовлетворительно согласуется с расчетом по уравнению, полученному на основе модификации гидродинамической аналогии для каналов с шероховатой поверхностью ($\text{Re}_{\text{ср}} > 500$) [29]:

$$\text{Sh}_{\text{р}} = 0,158 \text{Re}_{\text{ср}}^{0,85} (\xi_{\text{оп}} / 8)^{0,429} \text{Sc}_{\text{р}}^{0,33}. \quad (11)$$

С учетом выражения (11) объемный коэффициент массоотдачи вычисляется по формуле

$$\beta_{xv} = \beta_{\text{р}} \rho_{\text{р}} a_{\text{р}} \psi_w, \quad (12)$$

где ψ_w — коэффициент смачиваемости поверхности насадки водой ($\psi_w \leq 1$) [16]. Однако следует учитывать, что не вся смоченная поверхность участвует в процессе тепломассопередачи, поэтому смоченную поверхность иногда заменяют на активную ψ_a ($\psi_a < \psi_w$) [3, 16].

Например, в рассмотренном примере при $q_{\text{ж}} = 8,8 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ имеем $\psi_w \approx 0,7$ и $\psi_a \approx 0,6$. Выражения (11), (12) обеспечивают согласование с экспериментальными данными, представленными на рис. 2, с расхождением 8–16 %. Причем при увеличении скорости газа расхождение возрастает до 16 отн. %, однако для двухфазных сред такая погрешность является удовлетворительной.

Экспериментальные данные по гидродинамической структуре потоков для этой насадки не получены, поэтому в расчетах использованы эмпирические выражения для трубчатой насадки из работ [3, 16, 17]. В жидкой фазе (в пленке) выражение для числа Пекле имеет вид [16]

$$\text{Pe}_{\text{ж}} = \frac{u_{\text{ж}} H}{D_{\text{пж}}} = A \text{Re}_{\text{ж}}^m \text{Ga}_d^{0,1} (H / \theta)^{0,68}. \quad (13)$$

Коэффициенты A и m зависят от числа Рейнольдса $\text{Re}_{\text{ж}}$ (табл. 1).

В газовой фазе для регулярной трубчатой насадки [17] имеем

$$\text{Pe}_{\text{р}} = \frac{0,43 H}{d_{\text{р}} \sqrt{\xi_{\text{оп}}}}. \quad (14)$$

Таблица 1
 Коэффициенты в выражении (13)

$\text{Re}_{\text{ж}}$	A	m
50–340	0,0171	-0,36
340–1200	$3,88 \cdot 10^{-3}$	0,66
1200–2500	0,0367	-0,24

Очевидно, что при пленочном противоточном режиме (слабое взаимодействие фаз) число Пекле в жидкой фазе $Re_{жк}$ не зависит от скорости газа, а только от плотности орошения. В газовой фазе $Re_{г}$ зависит от скорости газа и плотности орошения через коэффициент гидравлического сопротивления $\xi_{оп}$ орошающей насадки.

В выражениях (6) и (7) числа Пекле Re , отнесены к эквивалентному диаметру насадки. Тогда, имея значения $Re_{жк}$ (13) и $Re_{г}$ (14), запишем $Re_{жг} = Re_{г}d_{ж} / H$ и $Re_{жк} = Re_{жк}d_{ж} / H$.

Из эксперимента получены значения тепловых и массообменной эффективностей по газовой и жидкой фазам, которые, как известно, имеют вид

$$E_{г} = \frac{I_{ж} - I_{в}}{I_{ж}^* - I_{в}}, \quad E_{жк} = \frac{T_{жк} - T_{жж}}{T_{жк} - T_{мт}}, \quad E_x = \frac{x_{ж} - x_{в}}{x_{ж}^* - x_{в}}, \quad (15)$$

где $I_{ж}^*$ — значение энталпии воздуха при $T_{жк}$ и относительной влажности воздуха $\varphi=100\%$, т. е. на линии насыщения $I_{ж}^* = (c_{рж} + c_{рн}x_{ж}^*)T_{жк} + r_o x_{ж}^*$; $x_{ж}^*$ — влагосодержание воздуха (кг/кг) при $T_{жк}$ и $\varphi=100\%$.

Уравнение теплового баланса для градирни

$$Q = Lc_{рж}(T_{жк} - T_{жж}) + Q_u = G(I_{ж} - I_{в}), \quad (16)$$

где Q_u — поток теплоты с испарившейся водой, Вт; $Q_u = c_{рж}T_{жк}G(x_{ж} - x_{в})$ или $Q_u = c_{рж}T_{жк}E_xG(x_{ж}^* - x_{ж})$, что следует из выражения (15) для эффективности переноса влаги E_x .

Очевидно, что $E_x = E_{г}$, так как при идентичной гидродинамической обстановке механизмы переноса теплоты и массы в газовой фазе будут аналогичными при допущении $Le_{г} \approx 1$ ($Le_{г}$ — число Льюиса).

Из выражений (15), (16) найдем отношение

$$\frac{E_{г}}{E_{жк}} = \frac{Lc_{рж}(T_{жк} - T_{мт}) + Q_u}{G(I_{ж}^* - I_{в})}. \quad (17)$$

Таким образом, при определении тепловой эффективности $E_{г}$ по выражению (8) из выражения (17) можно найти тепловую эффективность охлаждения воды $E_{жк}$ и температуру на выходе градирни $T_{жж} = T_{жк} - E_{жк}(T_{жк} - T_{мт})$.

Результаты расчетов

В результате идентификации коэффициентов $b_{г}$ и $b_{жк}$ в выражении (7) по полученным экспериментальным данным тепловой эффективности в газовой фазе $E_{г}$ установлены слабая зависимость от скорости газа и некоторая зависимость от плотности орошения. Получим $b_{г} \approx b_{жк} = 35,8 / Re_{жк}^{0,66}$ при $2000 < Re_{жг} < 5600$ и $80 < Re_{жк} < 250$. Тогда выражение тепловой эффективности (8) с $N'_{г}$ (7) запишется в виде

$$E_r = 1 - \exp \left[-H \left[\frac{G}{\beta_x a_v S_k \psi_w} + \frac{35,8 d_3}{Re_{jk}^{0,66}} \left(\frac{1}{Pe_{sr}} + \frac{1}{Pe_{jk}} \right) \right]^{-1} \right], \quad (19)$$

где $G/(\rho_r S_k) = w_r$ — скорость воздуха в градирне, м/с.

На рис. 3 представлены экспериментальные данные тепловой эффективности E_r (15) и результаты расчета по выражению (19). На рис. 4 приведены экспериментальные значения тепловой эффективности E_{jk} в зависимости от скорости воздуха при различной плотности орошения и экспериментальная тепловая эффективность E_{jk} для гладких труб. Шероховатость поверхности повышает тепловую эффективность на 7–8 % в зависимости от режима.

Из расчетных и экспериментальных данных следует, что без учета обратного перемешивания теплоносителей (см. рис. 3, кривые 1a, 2a) получаем завышенные на 8–15 % значения тепловой эффективности E_r , что влияет на расчет эффективности в жидкой фазе E_{jk} и температуры охлаждения воды.

Выполнены расчеты требуемой высоты H блоков оросителей с различными насадками при заданных температурном режиме и расходах воды и воздуха для промышленной градирни СК-400. Плотность орошения $q_{jk} = 8 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, средняя скорость воздуха $w_r = 2,0 \text{ м/с}$, начальная и конечная температуры воды $T_{jн} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и $T_{jk} = 24,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температура мокрого термометра $T_{mt} = 19 \text{ }^{\circ}\text{C}$, тепловая эффективность $E_{jk} = 0,531$.

Результаты расчетов высоты различных блоков оросителей в градирне СК-400 диаметром 20 м представлены на гистограмме (рис. 5).

Из полученных данных следует, что наиболее эффективными блоками являются ПР50 (решетчатые элементы в виде призм из полиэтилена), которые обеспечивают значительную турбулизацию воздуха за счет формы элементов.

В табл. 2 приведены данные промышленной эксплуатации градирни СК-400 на АО «Казаньоргсинтез» с полиэтиленовой сетчатой насадкой из цилиндров диаметром 50 мм и с высотой блоков $H = 1,8 \text{ м}$ (столбцы 1–6). Плотность орошения $8 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, скорость

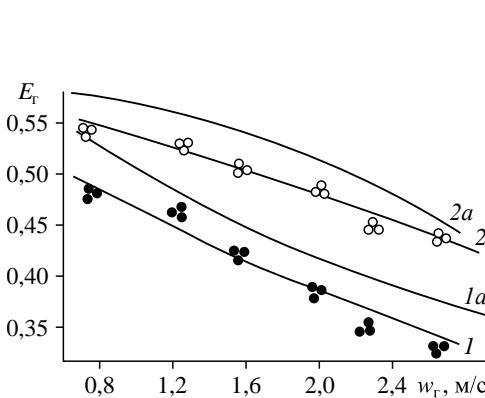


Рис. 3. Зависимость тепловой эффективности в воздушной фазе от скорости воздуха.

Точки — экспериментальные данные;
линии 1, 2 — расчет по формуле (17) с E_r (19);
линии 1a, 2a — расчет по модели идеального вытеснения; $q_{jk} = 8,8$ (1) и $19,4$ (2) $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

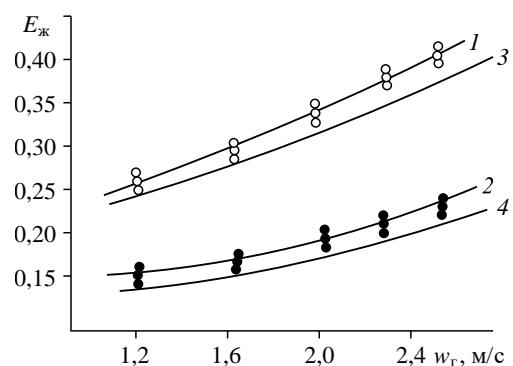


Рис. 4. Зависимость эффективности охлаждения воды от скорости воздуха.

Точки — экспериментальные данные;
линии 1, 2 — расчет по формуле (17) с E_r (19);
линии 3, 4 — осредненные экспериментальные данные для гладких труб;
 $q_{jk} = 8,8$ (1, 3) и $19,4$ (2, 4) $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Рис. 5. Высота блоков оросителей при заданных режимных характеристиках охлаждения воды.
 1 — насадка ПР50, 2 — Бальке-Дюрр, 3 — ТПВВ,
 4 — гофрированные витые трубы (TP44),
 5 — асбестовые блоки, 6 — полизтиленовые трубы
 с дискретно-регулярной шероховатостью.

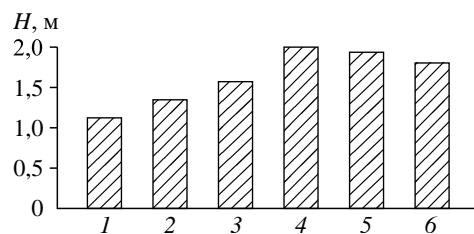


Таблица 2

Промышленные и расчетные данные тепловой эффективности градирни СК-400

Месяц	$T_{жн}$, °C	$T_{жк}$, °C	$T_{тн}$, °C	$T_{мт}$, °C	φ , %	$E_{ж}$, пром.	$E_{ж}$, расчет идеал. вытеснение	$E_{ж}$, расчет по (17), (19)
	1	2	3	4	5	6	7	8
Январь	22	17	-20	-	70-75	0,23	0,36	0,27
Апрель	26	19	5	2	78-79	0,29	0,43	0,32
Июль	33	29	28	18	60-70	0,21	0,32	0,25
Сентябрь	28	22	15	7	80-85	0,29	0,42	0,31

воздуха $w_r = 2,0$ м/с. В столбце 6 — тепловая эффективность промышленной градирни; в столбце 7 — расчет на основе модели идеального вытеснения; в столбце 8 — расчеты с учетом структуры потоков. Из расчетов следует, что неучет обратного перемешивания теплоносителей приводит к завышенному на 25–35 отн. % значению $E_{ж}$ по сравнению с данными работы промышленной градирни. Таким образом, подтверждена адекватность представленного модифицированного метода единиц переноса и необходимость в учете гидродинамической структуры потоков воды и воздуха в промышленной градирне.

Расхождение расчетных значений E_r и $E_{ж}$ с учетом структуры потоков со значениями эффективности промышленной градирни лежит в пределах погрешности измерений, т.е. $\pm (5-8)\%$.

Выводы

В результате проведенных исследований показана возможность применения модифицированного метода единиц переноса в расчетах тепловой эффективности пленочной градирни с интенсифицированными блоками оросителей. Рассмотренный модифицированный метод единиц переноса можно представить как упрощенное решение диффузионной модели гидродинамической структуры потоков с учетом обратного перемешивания теплоносителей в газовой и жидкой фазах. В явном виде получено выражение для числа единиц переноса, которое косвенно учитывает гидродинамическую структуру потоков в фазах, где параметры определены на основе экспериментальных исследований, выполненных на макете градирни с трубчатой насадкой с шероховатой поверхностью. В результате проведенной идентификации параметров модели получены результаты расчета тепловой эффективности в газовой фазе, а на основе теплового баланса — в жидкой фазе, что дает возможность определить конечную температуру охлаждаемой воды и решать задачи проектирования или модернизации градирни. Показана адекватность рассмотренного метода расчета тепловой эффективности градирни по данным промышленной эксплуатации.

Обозначения

a_v — удельная площадь поверхности насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$,
 $\nu_r, \nu_{\text{ж}}$ — коэффициенты кинематической вязкости
 газа и жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$,
 β_r — коэффициент массоотдачи, $\text{м}/\text{с}$,
 β_x — коэффициент массоотдачи, отнесенный
 к разности влагосодержаний, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$,
 $\beta_{\text{хв}}$ — объемный коэффициент массоотдачи, $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$,
 $\varepsilon_{\text{св}}$ — удельный свободный объем насадки, $\text{м}^3/\text{м}^3$,
 c_{pr} — удельная теплоемкость сухого воздуха, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$,
 $c_{\text{пп}}$ — удельная теплоемкость водяного пара, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$,
 $c_{\text{рж}}$ — удельная теплоемкость воды, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$,
 $b_r, b_{\text{ж}}$ — эмпирические коэффициенты,
 D_r — коэффициент диффузии влаги в воздухе, $\text{м}^2/\text{с}$,
 $D_{\text{пп}}, D_{\text{рж}}$ — коэффициенты обратного (продольного)
 перемешивания в газовой и жидкой фазах, $\text{м}^2/\text{с}$,
 $E_{\text{ж}}, E_r$ — тепловая эффективность,
 F — площадь межфазной поверхности газ–жидкость, м^2 ,
 G — массовый расход воздуха, $\text{кг}/\text{с}$,
 $I_{\text{н}}, I_{\text{к}}$ — начальное и конечное значения удельной
 энталпии воздуха, $\text{Дж}/\text{кг}$,
 ΔI_{cp} — средняя движущая сила тепломассообмена
 в виде разности энталпий, $\text{Дж}/\text{кг}$,
 ξ — коэффициент гидравлического сопротивления,
 x — влагосодержание воздуха, $\text{кг}/\text{кг}$,
 ρ_r — плотность газа, $\text{кг}/\text{м}^3$,
 H — высота слоя насадки, м ,
 L — массовый расход воды, $\text{кг}/\text{с}$,

N_r — число единиц переноса,
 Q — поток теплоты, Вт ,
 $q_{\text{ж}}$ — плотность орошения, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ или $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$,
 r_o — скрытая теплота парообразования воды, $\text{Дж}/\text{кг}$,
 S_{k} — площадь поперечного сечения градирни,
 где размещена насадка, м^2 ,
 $T_{\text{жн}}, T_{\text{жк}}$ — начальная и конечная температуры воды, $^{\circ}\text{C}$,
 $T_{\text{мт}}$ — температура окружающего воздуха
 по смоченному термометру, $^{\circ}\text{C}$,
 $w_r, u_{\text{ж}}$ — средние скорости газа и жидкости в насадке,
 $\text{м}/\text{с}$,
 σ — поверхностное натяжение, $\text{Н}/\text{м}$,
 ψ_w — коэффициент смачиваемости поверхности
 насадки ($\psi_w \leq 1$),
 $\text{Pe}_{\text{зг}} = w_r d_{\text{з}} / D_{\text{пп}}$; $\text{Pe}_{\text{зж}} = w_r d_{\text{з}} / D_{\text{рж}}$ — числа Пекле
 обратного перемешивания потоков
 (критерий Боденштейна);
 $d_{\text{з}}$ — эквивалентный диаметр насадки, м ,
 $\text{Sh}_r = \beta_r d_{\text{з}} / D_r$ — число Шервуда,
 $\text{Sc}_r = v_r / D_r$ — число Шмидта,
 $\text{Re}_{\text{жк}} = 4q_{\text{ж}} / (a_v \nu_{\text{ж}})$ — число Рейнольдса для насадки,
 $\text{Re}_r = w_r d_{\text{з}} / v_r$ — число Рейнольдса,
 $\text{Ga}_d = g \chi^3 / \nu_{\text{ж}}^2$ — число Галилея,
 $\chi = \sqrt{\sigma / g \rho_{\text{ж}}}$ — капиллярная постоянная, м ,
 $\theta = (\nu_{\text{ж}}^2 / g)^{1/3}$ — приведенная толщина пленки, м .

Индексы

б — больше,
 г — газ,
 ж — жидкость,
 к — конечное значение; колонна,
 м — меньше,

н — начальное,
 оп — орошаемая насадка,
 сух — сухая насадка,
 э — эквивалентный,
 * — равновесное значение.

Список литературы

- Сокол Б.А., Чернышев А.К., Баранов Д.А. Насадки массообменных колонн. М.: Галилея-принт, 2009. 358 с.
- Витковская Р.Ф., Пушнов А.С., Шинкунас С. Аэрогидродинамика и тепломассообмен насадочных аппаратов. СПб.: Лань-Пресс, 2019. 288 с.
- Каган А.М., Лаптев А.Г., Пушнов А.С., Фарахов М.И. Контактные насадки промышленных тепломассообменных аппаратов. Казань: Отечество, 2013. 454 с.
- Dmitriev A.V., Madyshev I.N., Kharkov V.V., Dmitrieva O.S., Zinurov V.E. Experimental investigation of fill pack impact on thermal-hydraulic performance of evaporative cooling tower // Thermal Sci. and Eng. Progress. 2021. Vol. 22. P. 430–434.
- Ramkrishnan R., Arumugam R. Experimental study of cooling tower performance using ceramic tile packing// Proc. Appl. Ceramics. 2013. Vol. 7, No. 1. P. 21–27.
- Пушнов А.С., Цурикова Н.П., Шинкунас С. и др. Совершенствование конструкций контактных устройств для градирен / Под об. ред. А.С. Пушнова, А. Сакалаускаса. СПб.: Политех-пресс, 2020. 380 с.
- Ramkumar R., Ragupathy A. Optimization of cooling tower performance with different types of packings using Taguchi approach // J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng. 2015. Vol. 37. P. 929–936.

8. **Rahmati M., Alavi S.R., Tavakoli M.R.** Experimental investigation on 486 performance enhancement of forced draft wet cooling towers with special emphasis on the role of stage numbers // Energy Conv. Manag. 2016. Vol. 126. P. 971–981.
9. **Холпанов Л.П., Шкадов В.Я.** Гидродинамика и тепломассообмен с поверхностью раздела. М.: Наука, 1990. 270 с.
10. **Ju P., Liu Y., Brooks C.S., Ishii M.** Prediction of interfacial shear stress of vertical upward adiabatic annular flow in pipes // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2019. No. 133. P. 500–509.
11. **Klimanek A., Bialecki R.A.** Solution of heat and mass transfer in counter flow wetcooling tower fills // Int. Commun. Heat and Mass Transfer. 2009. Vol. 36. P. 547–553.
12. **Meneceur N.** Numerical and experimental studies of heat and mass transfer process through packing zone in a counter-flow wet cooling tower // IJMME-IJENS. 2017. Vol. 17, No. 06. P. 111–120.
13. **Hyhlik T.** Cooling tower fill modeling using one dimensional model of heat and mass transfer // Eng. Mechanics. 2014. Vol. 21, No. 2. P. 129–134.
14. **Комиссаров Ю.А., Гордеев Л.С., Вент Д.П.** Процессы и аппараты химической технологии / Под ред. Ю.А. Комиссарова. М.: Химия, 2011. 216 с.
15. **Разинов А.И., Клинов А.В., Дьяконов Г.С.** Процессы и аппараты химической технологии. Минобрнауки России, Казан. нац. исслед. технол. ун-т. Казань: Изд-во КНИТУ, 2017. 687 с.
16. **Рамм В.М.** Абсорбция газов: М.: Химия, 1976. 656 с.
17. **Лаптев А.Г., Башаров М.М., Лаптева Е.А.** Математические модели и методы расчетов тепломассообменных и сепарационных процессов в двухфазных средах. Казань: КГЭУ; Старый Оскол: ТНТ, 2021. 285 с.
18. **Гельперин Н.И., Пебалк В.Л., Кастанян А.Е.** Структура потоков и эффективность колонных аппаратов химической промышленности. М.: Химия, 1977. 261 с.
19. **Жуков В.Е., Павленко А.Н., Сухорукова Е.Ю., Чернявский А.Н.** Распределение параметров потока газа на выходе из структурированной насадки // Теплофизика и аэромеханика. 2023. Т. 30, № 1. С. 21–31.
20. **Кафаров В.В., Винаров А.Ю., Гордеев Л.С.** Моделирование и системный анализ биохимических производств. М.: Лесн. пром-сть, 1985. 280 с.
21. **Голованчиков А.Б., Воротнева С.Б.** Моделирование работы двухтрубного теплообменника с учетом теплодиффузии газового теплоносителя // Изв. вузов. Химия и хим. технология. 2015. Т. 58, вып. 9. С. 58–62.
22. **Голованчиков А.Б., Воротнева С.Б., Дулькин Б.А.** Влияние структуры потоков и термического сопротивления на технологические параметры двухтрубного теплообменника // Изв. ВолгГТ. 2014. № 25 (152). С. 121–126.
23. **Laptev A.G., Farakhov T.M., Lapteva E.A.** Thermal hydraulic effectiveness of heat exchangers with volumetric enhancers for high-viscosity liquid media // J. Eng. Thermophys. 2021. Vol. 30, No. 2. P. 293–299.
24. **Laptev A.G., Farakhov T.M., Afanas'ev E.P.** Efficiency of the process of heating of fuels and oils in intensified heat exchangers // Chem. Petrol. Eng. 2019. Vol. 54, No. 9, 10. P. 636–643.
25. **Laptev A.G., Lapteva E.A.** Determination of the thermal efficiency and height of the blocks of countercurrent cooling tower sprinklers // J. Eng. Phys. Thermophys. 2020. Vol. 93, No. 3. P. 693–699.
26. **Lapteva E.A., Stolyarova E.Y., Laptev A.G.** Thermohydraulic efficiency of the process of cooling of water in miniature cooling towers with regular packing // Chem. Petrol. Eng. 2018. Vol. 54, No. 3–4. P. 161–164.
27. **Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И.** Градирни промышленных и энергетических предприятий. М.: Энергоатомиздат, 1998. 376 с.
28. **Актершев С.П., Алексеенко С.В., Цвелодуб О.Ю.** Теоретическое моделирование гидродинамики и теплопереноса в волновых пленках жидкости при сложных условиях течения (обзор) // Теплофизика и аэромеханика. 2022. Т. 29, № 1. С. 1–36.
29. **Лаптев А.Г., Лаптева Е.А.** Модель тепло- и массоотдачи в шероховатых и орошаемых каналах // Теплофизика и аэромеханика. 2015. Т. 22, № 4. С. 453–458.

Статья поступила в редакцию 12 июля 2023 г.,
после доработки — 16 ноября 2023 г.,
принята к публикации 21 ноября 2023 г.