

УДК 621.175.3

Эффективность оросительных градирен*

Д-р техн. наук В. Л. ФЕДЯЕВ

Институт механики и машиностроения КазНЦ РАН
420111, Республика Татарстан, г. Казань, ул. Лобачевского, 2/31

Е. М. ВЛАСОВ

Казанский национальный исследовательский технический
университет им. А. Н. Туполева (КАИ)

420111, г. Казань, ул. К. Маркса, 10

Р. Ф. ГАЙНУЛЛИН

Закрытое акционерное общество «ФАНС-Восток»

121059, г. Москва, наб. Бережковская, д. 20, стр. 9

Here are presented the ratios for an estimation of efficiency of the work of industrial cooling towers taken in accordance with constructive, technological parameters and environmental data. Here is indicated comparison of results, which were received with the help of these ratios with the results, achieved by traditional methods as well as by full-scale testing of cooling towers SK-1200. Here is demonstrated, that represented ratios have sufficient precision for engineering analysis.

Also definite regularities of the effect of these characteristics on the efficiency of the work of cooling towers are determined, and practical recommendations of it's improvement are presented.

Keywords: cooling towers, heat and mass transfer, temperature gradient of water, efficiency.

Ключевые слова: градирни, тепломассообмен, температурный перепад воды, эффективность.

Степень совершенства градирен зачастую определяется температурным перепадом $\Delta t = t_1 - t_2$, °С, где t_1 и t_2 — температура охлаждаемой воды на входе и выходе из градирни соответственно. Величина Δt характеризует технологическое состояние градирни, ее эффективность. При несоответствии величины Δt требованиям производства проводятся профилактические работы, реконструкция, модернизация градирни.

В настоящее время существует много методик определения Δt . Расчеты градирен, производимые с использованием индивидуальных графиков охлаждения [1], как правило, применимы лишь к типовым градирням.

Построение графиков для новых типов и реконструированных градирен возможно только по результатам их натурных испытаний. Методы расчетов, базирующиеся на решении систем дифференциальных уравнений тепломассообмена [2, 3], дают более детальное представление о процессах, происходящих в объеме оросителя. Расчеты на основе рекомендаций [4] более приемлемы при разработке новых конструкций градирен. При этом решаются взаимосвязанные аэродинамическая и тепловая задачи.

Анализ основных положений названных методов показал, что они достаточно трудоемки, требуют, как правило, применения итерационных процедур. Аналитическое решение дифференциальных уравнений связано с введением некоторых

упрощений, которые снижают точность расчетов.

В свете вышеизложенного представляет интерес определение температурного перепада воды Δt с помощью простой формулы, позволяющей с достаточной точностью и без существенных затрат времени оперативно оценить величину Δt в градирне. Вместе с тем, важна ее пригодность для анализа влияния метеорологических, технологических и конструктивных параметров градирни на эффективность испарительного охлаждения воды. В данном направлении следует отметить диагностическую модель [5], но, к сожалению, в ней не учитываются такие важные параметры как технологические характеристики оросителя, отношения массовых расходов теплоносителей.

Обратимся к балансовым соотношениям, описывающим процессы тепломассообмена между водой и воздухом в оросителе градирни. Следуя [1], учитывая соотношение Льюиса, количество тепла Q , кДж/ч, которым обмениваются охлаждаемая вода и воздух в элементарном объеме оросителя dV , определяется зависимостью вида

$$Q = \beta_{xy} \int_0^V (i'' - i) dV = \beta_{xy} \Delta i_{cp} V, \quad (1)$$

здесь $\beta_{xy} = q_{*} A \lambda^m$ — объемный коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влагосодержаний, кг/(м³·ч·кг/кг);

$q_{*} = G_{*} / F_{op}$ — плотность орошения, кг/(м²·ч);

G_{*} — гидравлическая нагрузка на градирню, кг/ч;

F_{op} — площадь орошения градирни, м²;

A — эмпирический коэффициент, отражающий влияние конструктивных особенностей оро-

* Работа выполнена при финансовой поддержке в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы (гос. контракт № 14. B37.21.0644)

сителя на его охлаждающую способность, м^{-1} ;
 $\lambda = G_{\text{в}} / G_{\text{ж}}$ — относительный массовый расход воздуха, $\text{кг}/\text{кг}$;
 $G_{\text{в}}$ — массовый расход воздуха, $\text{кг}/\text{ч}$;
 m — показатель степени, характеризующий зависимость температурного перепада воды от отношения массового расхода воздуха к расходу воды;
 i'' — удельная энтальпия насыщенного воздуха, $\text{кДж}/\text{кг}$;
 i — удельная энтальпия атмосферного воздуха, $\text{кДж}/\text{кг}$.

Средняя разность удельных энтальпий воздуха $\Delta i_{\text{ср}}$, $\text{кДж}/\text{кг}$, определяется по формуле [1]

$$\Delta i_{\text{ср}} = \frac{\Delta t}{\int_{t_1}^{t_2} dt / (i'' - i)}, \quad (2)$$

где dt — температурный перепад в слое оросителя высотой dh .

Вместе с тем, для рассматриваемого объема оросителя

$$Q = c_{\text{ж}} G_{\text{ж}} \Delta t / K, \quad (3)$$

здесь $c_{\text{ж}}$ — удельная теплоемкость воды, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;
 $K = 1,0 - c_{\text{ж}} t_2 / r$ — поправочный коэффициент при тепловых расчетах градилен, предложенный Л. Д. Берманом;
 r — удельная теплота парообразования, $\text{кДж}/\text{кг}$.

Далее, приравнявая уравнения (1), (3) и осуществляя интегрирование в (1) при условии $dV = F_{\text{оп}} dh$; зависимость температуры охлаждаемой воды по высоте оросителя — линейная

$$t = t(h) = t_2 + [(t_1 - t_2) / h_{\text{оп}}] h;$$

$h = h(t) = [(t - t_2) / \Delta t] h_{\text{оп}}$, где $h_{\text{оп}}$ — высота оросителя, м.
 Найдем

$$\Delta t = \bar{A} \lambda^m \chi_1 \Delta i_{\text{ср}} = \bar{A} \lambda^m \chi_1 \frac{1}{\Delta t} \int_{t_2}^{t_1} (i'' - i) dt, \quad (4)$$

здесь $\bar{A} = A h_{\text{оп}}$, $\chi_1 = K / c_{\text{ж}}$.

Поскольку, найденная таким образом $\Delta i_{\text{ср}}$ отличается от (2), вводится новое обозначение

$$\overline{\Delta i_{\text{ср}}} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_2}^{t_1} (i'' - i) dt. \quad (5)$$

Количество тепла, воспринимаемое воздухом можно также представить $Q = G_{\text{в}} (i_2 - i_1)$, где i_1 , i_2 — удельные энтальпии входящего и уходящего из градирни воздуха. Отсюда, учитывая (3), удельная энтальпия воздуха i зависит от текущей температуры воды t следующим образом

$$i = i_1 + c_{\text{ж}} (t - t_2) / (K \lambda), \quad (6)$$

где $i_1 = c_{\text{в}} \vartheta_1 + x(r + c_{\text{н}} \vartheta_1)$;
 $c_{\text{в}}$, $c_{\text{н}}$ — удельные теплоемкости сухого воздуха и водяного пара, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;
 x — влагосодержание воздуха, $\text{кг}/\text{кг}$;
 ϑ_1 — температура атмосферного воздуха по сухому термометру, $^\circ\text{C}$.
 Удельная энтальпия насыщенного воздуха i''

как функция температуры воды t определяется соотношением

$$i'' = c_{\text{в}} t + x''(r + c_{\text{н}} t), \quad (7)$$

где $x'' = \phi'' \gamma'' R_{\text{в}} (t + 273,2) / (p_{\text{в}} - \phi'' p'')$ — влагосодержание насыщенного воздуха, $\text{кг}/\text{кг}$;

ϕ'' — относительная влажность насыщенного воздуха;

γ'' — плотность насыщенного водяного пара, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$R_{\text{в}}$ — газовая постоянная для воздуха, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;

$p_{\text{в}}$ — барометрическое давление, кПа ;

p'' — давление насыщенного водяного пара, кПа .

С целью получения аналитической оценки $\Delta i_{\text{ср}}$ влагосодержание насыщенного воздуха x'' запишем следующим образом

$$x''(t) \approx \sigma \phi'' \gamma''(t). \quad (8)$$

Здесь $\sigma = 273,2 R_{\text{в}} \delta / p_{\text{в}}$, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$\delta = 1,0 + t_{\text{ср}} / 273,2 + \phi'' p''(t_{\text{ср}}) / p_{\text{в}}$;

$t_{\text{ср}} = 0,5(t_1 + t_2)$ — средняя температура воды.

Известно, что неблагоприятными для работы градилен атмосферными условиями являются летние месяцы года (июнь, июль, август), когда температура $\vartheta_1 \approx (20,0 \div 25,0) ^\circ\text{C}$, относительная влажность $\phi_1 \approx (0,50 \div 0,70)$, давление $p_{\text{в}} \approx 99,32 \text{ кПа}$. Как следует из практики эксплуатации промышленных градилен для указанных параметров воздуха при $t_1 \approx (30,0 \div 40,0) ^\circ\text{C}$; $\Delta t \approx 10,0 ^\circ\text{C}$; $t_{\text{ср}} \approx (t_1 - 5,0) ^\circ\text{C}$. Кроме того, обычно, в башенных градирнях $\lambda \approx 0,5$, вентиляторных — $(1,0 \div 1,5)$.

Учитывая данное обстоятельство, найдем аппроксимационные зависимости для плотности $\gamma''(t)$ и давления $p''(t)$ насыщенного водяного пара. Для удобства интегрирования $\Delta i_{\text{ср}}$ представим их в виде линейных соотношений:

$$\gamma''(t) \approx \gamma_0 + \gamma_1 t, \quad \gamma_0 = -0,025 \text{ кг}/\text{м}^3, \quad \gamma_1 = 0,0019 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}); \quad (9)$$

$$p''(t) \approx p_0 + p_1 t, \quad p_0 = -3,04 \text{ кПа}, \quad p_1 = 0,24 \text{ кПа}/^\circ\text{C}. \quad (10)$$

Статистический анализ данных формул показал удовлетворительные аппроксимативные свойства [6]. Значения коэффициентов детерминации равны 0,99. Величина средней квадратической невязки не превышает 5,5%. Адекватность их подтверждена также критерием Фишера (не более $3,5 \cdot 10^{-3}$ при уровне значимости 0,05).

Воспользовавшись зависимостями (6)–(10) для энтальпии парообразования найдем:

$$i'' - i \approx \delta_0 + \delta_1 t + \delta_2 t^2, \quad (11)$$

здесь $\delta_0 = \sigma \phi'' \gamma_0 r + c_{\text{н}} t_2 - i_1$;

$c_{\text{н}} = c_{\text{ж}} / \lambda K$;

$\delta_1 = \sigma \phi'' (\gamma_0 c_{\text{н}} + \gamma_1 r) + c_{\text{в}} - c_{\text{н}}$;

$\delta_2 = \sigma \phi'' \gamma_1 c_{\text{н}}$.

Исходя из приведенных данных, при $K = 0,95$, $\phi'' = 1,0$ значения $\delta = 1,152$; $\sigma = 0,910 \text{ м}^3/\text{кг}$; $\delta_0 = 8,443 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$; $\delta_1 = 0,859 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; $\delta_2 = 3,403 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}^2)$. Учитывая сравнительный вклад составляющих этих слага-

емых, после подстановки (11) в (5), интегрирования, для оценки величины Δi_{cp} можно воспользоваться соотношением

$$\overline{\Delta i_{cp}} = \sigma \varphi'' \gamma''(t_1)r - 0,5 \sigma \varphi'' \gamma_1 r \Delta t - \frac{0,5 c_{ж} \Delta t}{\lambda K} - c_{в} \vartheta_1. \tag{12}$$

Относительная ошибка отыскания средней разности удельных энтальпий воздуха определяется при различных вариантах j технологических и метеорологических условий. При сопоставлении величин Δi_{cp} и $\overline{\Delta i_{cp}}$ относительная невязка

$$\overline{\theta}_{\Delta i_{cpj}} = (\overline{\Delta i_{cpj}} - \overline{\Delta i_{cpj}}) / \overline{\Delta i_{cpj}},$$
$$\overline{\Delta i_{cp}} \text{ и } \overline{\Delta i_{cp}} - \overline{\theta}_{\Delta i_{cpj}} = (\overline{\Delta i_{cpj}} - \overline{\Delta i_{cpj}}) / \overline{\Delta i_{cpj}},$$
$$\Delta i_{cp} \text{ и } \overline{\Delta i_{cp}} - \overline{\theta}_{\Delta i_{cpj}} = (\Delta i_{cpj} - \overline{\Delta i_{cpj}}) / \Delta i_{cpj}.$$

Диапазон изменений $t_1 = (30,0; 31,0..., 40,0)^\circ\text{C}$, $t_2 = (25,0; 26,0..., 30,0)^\circ\text{C}$, $\Delta t \leq 10,0^\circ\text{C}$ при $\lambda = (0,7 \div 1,5)$, $\vartheta_1 = (22,0 \div 25,0)^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 0,60$, $p_6 = 99,32$ кПа выбирается таким, чтобы охватить наибольшую область характерных режимов работы градирен. В итоге имеем 1800 вариантов.

В общем случае, средняя квадратическая ошибка [7]:

$$\varepsilon_{\Delta i_{cp}} = \left(\sum_{j=1,0}^n \theta_{\Delta i_{cpj}}^2 / n \right)^{0.5} \cdot 100\%, \tag{13}$$

где n — количество вариантов.

Из результатов расчетов следует, что существенного различия между величинами Δi_{cp} и $\overline{\Delta i_{cp}}$ не наблюдается, максимальное значение средней квадратической невязки $\overline{\varepsilon}_{\Delta i_{cp}} = 2,3\%$. Отметим также, что найденные по формуле (5) значения Δi_{cp} получаются в сторону завышения. Сопоставление $\overline{\Delta i_{cp}}$ относительно $\overline{\Delta i_{cp}}$ и $\overline{\Delta i_{cp}}$ показало, что средние квадратические невязки $\varepsilon_{\Delta i_{cp}}$ и $\overline{\varepsilon}_{\Delta i_{cp}}$ не превышают 12,5% и 12,3% соответственно.

Рассматривая далее (4) как уравнение относительно Δt , где $\overline{\Delta i_{cp}} \equiv \overline{\Delta i_{cp}}(\Delta t)$ определяется согласно (12), решая его, для оценки Δt получим соотношение

$$\Delta t = \frac{\overline{A} \lambda^m \chi_1 [\chi_2 \gamma''(t_1) - c_{в} \vartheta_1]}{[1,0 + 0,5 \overline{A} \lambda^m (\chi_1 \chi_2 \gamma_1 + \lambda^{-1})]}, \tag{14}$$

где $\chi_2 = \sigma \varphi'' r$.

В градирнях ороситель может эксплуатироваться при высотах h_{op} , отличных от тех, для которых в [1, 2, 4] приводится значение коэффициента A . В этом случае рекомендуется воспользоваться формулой: $\overline{A} = \overline{A}_0 \overline{h}^{(1-\tilde{k})}$, где $\overline{A}_0 = A_0 h_0$, h_0 — некоторая базовая высота оросителя; A_0 — соответствующий ей коэффициент, $\overline{h} = h_{op} / h_0$.

В расчетах башенных градирен предпочтительнее

использовать показатель степени $\tilde{k} = 0,25$ [4, 7], вентиляторных — $\tilde{k} = 0,52$ [1, 2].

Для оценки эффективности градирен, их сравнительного анализа используются специальные критерии, в частности, температурный, технологический, энтальпийный, величина которых зависит от числа Меркеля

$$Me = \Delta t c_{ж} / K \Delta i_{cp} = A h_{op} \lambda^m. \tag{15}$$

Следуя данному условию сходимости критерия Меркеля, при сравнении перепада температур Δt_p и Δt , полученных с помощью системы уравнений (1)–(3), (6), (7), определяемые по которой Δt_p , как правило, соответствуют проектной работе градирни, и соотношения (14) рассматривается 396 характерных режимов: $t_1 = (30,0; 31,0..., 40,0)^\circ\text{C}$ при $\lambda = (0,7 \div 1,5)$, $\vartheta_1 = (22,0 \div 25,0)^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 0,60$, $p_6 = 99,32$ кПа.

Как видно из результатов расчетов, представленных в табл. 1 и 2, отклонение $\theta_{\Delta t} = \Delta t_p - \Delta t$ находится в пределах $(-0,3 \div 0,6)^\circ\text{C}$, его среднее квадратическое значение не превышает $\varepsilon_{\Delta t} = 0,7^\circ\text{C}$. Для оценки эффективности действующих градирен такая точность определения Δt является вполне приемлемой. В нижней строке табл. 1 и 2 указаны усредненные значения $\theta_{\Delta t}$ и $\varepsilon_{\Delta t}$.

Произведем сопоставление результатов расчетов, полученных с использованием соотношения (14), с данными натурных испытаний вентиляторных градирен СК-1200, оборудованных оросителями, собранными из планок и щитов (I тип), $h_{op} = 4,5$ м, $A = 0,324 \text{ м}^{-1}$, $m = 0,73$; гофротруб $\varnothing 44$ (II тип), $h_{op} = 1,4$ м, $A = 0,614 \text{ м}^{-1}$, $m = 0,62$. Натурные испытания при всей их сложности дают более достоверную информацию о работе градирен, методика испытаний в производственных условиях подробно излагается в справочном пособии [1].

Из полученных результатов, представленных в табл. 3, где $\Delta t_{ж}$ — замеренный перепад температур воды, $\Delta t = k_{\Delta t} \cdot \Delta t$ — температурный перепад воды

Таблица 1

$\vartheta_1, ^\circ\text{C}$	λ								
	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
	$\theta_{\Delta t}, ^\circ\text{C}$								
22,0	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4
23,0	0,4	0,5	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2
24,0	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0	−0,1
25,0	0,1	0,1	0	0	−0,1	−0,1	−0,1	−0,2	−0,3
	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1

Таблица 2

$\vartheta_1, ^\circ\text{C}$	λ								
	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
	$\varepsilon_{\Delta t}, ^\circ\text{C}$								
22,0	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5	0,5
23,0	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,4	0,3
24,0	0,5	0,5	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
25,0	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	0,4	0,4
	0,6	0,6	0,5	0,5	0,5	0,5	0,4	0,4	0,4

Таблица 3

t_1 , °C	$\Delta t_{\text{эк}}$, °C	$\overline{\Delta t}$, °C	$\theta_{\overline{\Delta t}}$, °C	Δt_p , °C	$\theta_{\overline{\Delta t_p}}$, °C	$q_{\text{ж}}$, м³/(м²·ч)	λ	ϑ_1 , °C	φ_1	p_6 , кПа
СК-1200 с оросителем I типа										
31,0	7,0	6,5	0,5	9,1	-2,1	8,17	1,46	21,0	0,71	97,99
33,0	6,3	6,5	-0,2	8,5	-2,2	8,33	1,18	22,5	0,76	99,72
33,6	7,0	6,8	0,2	9,8	-2,8	8,33	1,27	25,0	0,54	99,79
34,2	7,0	7,6	-0,6	10,6	-3,6	8,33	1,63	28,5	0,45	99,59
СК-1200 с оросителем II типа										
36,3	12,3	13,1	-0,8	13,6	-1,3	4,83	2,78	20,0	0,74	97,99
37,3	13,3	13,3	0	14,0	-0,7	4,83	2,55	20,0	0,74	97,99
37,9	13,4	13,9	-0,5	14,0	-0,6	4,58	3,15	26,0	0,55	99,70
38,2	13,1	12,3	0,8	13,3	-0,2	4,58	2,15	23,5	0,59	99,86

с учетом вводимой, при необходимости, поправки $k_{\Delta t}$, отражающей особенности устройства и работы градирен, $\theta_{\overline{\Delta t}} = \Delta t_{\text{эк}} - \Delta t$, $\theta_{\overline{\Delta t_p}} = \Delta t_{\text{эк}} - \Delta t_p$, следует, что средние значения $\theta_{\overline{\Delta t}}$ для данных градирен СК-1200 с оросителями I и II типов примерно равны 0,0 и -0,1 °C соответственно. При этом в случае градири СК-1200 с оросителем I типа найден поправочный коэффициент $k_{\Delta t} = 0,69$, с оросителем II типа — $k_{\Delta t} = 0,93$, при которых значения среднего квадратического отклонения (между $\Delta t_{\text{эк}}$ и Δt) $\varepsilon_{\overline{\Delta t}} = 6,0\%$ (0,4 °C) и 4,8% (0,6 °C) минимальные. В табл. 3 значения Δt указаны с учетом этих поправок.

Усредненное отклонение наблюдаемых значений перепада температур $\Delta t_{\text{эк}}$ и рассчитанных с использованием (15) значений Δt_p при исходных данных натурных испытаний для градири СК-1200 с оросителем I типа составляет $\theta_{\overline{\Delta t_p}} = -2,7$ °C, что свидетельствует о неудовлетворительном состоянии градири, которое требует ее ремонта. Для градири СК-1200 с оросителем I типа $\theta_{\overline{\Delta t_p}} = -0,7$ °C, градирия работает в проектном режиме.

Температурный коэффициент эффективности (тепловой к. п. д.) градирен определяется зависимостью вида [3]:

$$\eta_{\text{б}} = \Delta t / (t_1 - \tau_1), \tag{16}$$

где τ_1 — температура атмосферного воздуха по смоченному термометру.

Тепловой к. п. д. $\eta_{\text{б}}$ является наиболее распространенным показателем эффективности работы градирен, представляющим собой отношение реальной глубины охлаждения к теоретически достижимой, поскольку температура τ_1 является пределом охлаждения воды при испарительном охлаждении. Учитывая, что при изменении барометрического давления в пределах (99,32±2,0) кПа влияние его на $\eta_{\text{б}}$ градирен незначительно [1–3], найдем

$$\tau_1 = \vartheta_1 - 0,31(1,0 - \varphi_1)^{1,14} (\vartheta_1 + 23,95) \tag{17}$$

После подстановки в (16) соотношений (14), (17) для оценки $\eta_{\text{б}}$ получается зависимость, с достаточной полнотой учитывающая влияние метеорологических, технологических, конструктивных и других факторов

$$\eta_{\text{б}} = \frac{\overline{A} \lambda^m \chi_1 [\chi_2 \gamma''(t_1) - c_{\text{в}} \vartheta_1]}{(1,0 + 0,5 \overline{A} \lambda^m (\chi_1 \chi_2 \gamma_1 + \lambda^{-1})) (\overline{\vartheta} + 0,31 \overline{\varphi}^{1,14} \overline{\vartheta})}, \tag{18}$$

где $\overline{\vartheta} = t_1 - \vartheta_1$; $\overline{\varphi} = 1,0 - \varphi_1$; $\tilde{\vartheta} = \vartheta_1 + 23,95$.

Из анализа соотношения (18) следует, что тепловой к. п. д. $\eta_{\text{б}}$ пропорционален $\overline{A}$. С увеличением высоты оросителя $\eta_{\text{б}}$ возрастает пропорционально $\overline{h}^{(1-k)}$ при условии, что $\lambda = \text{const}$. Однако надо иметь в виду, что при достижении некоторого предельного значения $\overline{h}$ величина $\eta_{\text{б}}$ будет уменьшаться из-за роста аэродинамического сопротивления оросителя, соответственно, уменьшится параметр λ .

Далее рассмотрим случай, когда продвижение воздуха в градири обусловлено вентилятором с перепадом давления на крыльчатке $\Delta P = 0,5 \zeta_{\text{общ}} \gamma_{\text{в.ср}} \omega^2$, Па, $\zeta_{\text{общ}}$ — общий коэффициент аэродинамического сопротивления градири; $\gamma_{\text{в.ср}} = 0,5(\gamma_{\text{в1}} + \gamma_{\text{в2}})$ — средняя плотность воздуха, кг/м³; $\gamma_{\text{в1}}$ и $\gamma_{\text{в2}}$ — плотности атмосферного и нагретого воздуха; ω — средняя скорость воздуха в поперечном сечении градири, м/с. Учитывая, что $\lambda = \gamma_{\text{в.ср}} \omega / q_{\text{ж}}$, получим

$$\lambda^m = (2,0 \gamma_{\text{в.ср}} \Delta P / \beta_0 q_{\text{ж}}^2)^{0,5m} (1,0 + \zeta_{\text{ор}} / \beta_0)^{-0,5m}, \tag{19}$$

где β_0 — коэффициент аэродинамического сопротивления, обусловленный сопротивлением «дождя» в пространстве под оросителем, в водораспределительном устройстве; сопротивлением системы водораспределения, каплеуловителя, входных и выходных участков градири, других местных сопротивлений; $\zeta_{\text{ор}}$ — коэффициент аэродинамического сопротивления смоченного оросителя [1].

К повышению $\eta_{\text{б}}$, при прочих равных условиях, ведет увеличение показателя степени m при $\lambda > 1,0$ и уменьшение m при $\lambda < 1,0$. Следуя (19), увеличение $\zeta_{\text{ор}}$ при неизменных остальных параметрах приводит к уменьшению $\eta_{\text{б}}$, однако незначительному. Отметим также, что с увеличением $q_{\text{ж}}$ $\eta_{\text{б}}$ снижается. Анализ результатов работы [7], согласно которой к пленочно-капельным относятся оросители с $m > 0,5$, к капельно-пленочным — $m \leq 0,5$, позволяет сделать вывод, что при эксплуатации градирен с высокими гидравлическими нагрузками эффективнее оказываются градири, оборудованные капельно-пленочными оросителями.

В работе [8] с помощью метода анализа размерностей конструируется технологический критерий $M_{\text{т}}$, зависящий от относительного перепада температур воды $M_1 = \Delta t / t_1$, отношения массо-

вых расходов теплоносителей $M_2 = \lambda^{-1}$, относительной разницы концентраций водяного пара $M_3 = \gamma''(t_1) / [\gamma''(t_1) - \phi_1 \gamma''(\vartheta_1)]$:

$$M_T = F_\theta(M_1)F_W(M_2)F_G(M_3),$$

где F_θ , F_W , F_G — безразмерные возрастающие функции, обращающиеся в ноль при нулевом значении аргумента.

Технологический критерий M_T лишен недостатков температурного коэффициента эффективности. Он может дополняться для комплексного анализа эффективности градирен экономическим критерием, представляющим собой отношение части стоимости продукции, приходящейся на градирню как одно из звеньев технологической цепочки, к приведенным затратам.

Энтальпийный коэффициент эффективности определяется соотношением

$$E = (i_1'' - i_2'') / (i_1'' - i_1),$$

здесь i_1'' , i_2'' — удельные энтальпии насыщенного воздуха у поверхности воды, соответственно, на входе и выходе из градирни.

Очевидно, что этот коэффициент учитывает только параметры воздуха и, как следствие, лишь косвенно характеризует работу градирен.

Из полученных результатов следует, что эффективность градирен зависит от многих факторов. При проектировании, реконструкции, модернизации градирен следует отдавать предпочтение оросителям со сравнительно большими значениями A , m и малыми $\zeta_{\text{ор}}$. В градирнях с малым расходом воздуха, высокой плотностью орошения выше охлаждающая способность капельно-пленочных оросителей. Вместе с тем, в условиях ограничения денежных средств и сроков на проведение ремонтных работ возможно применение пленочно-капельных оросителей, при этом необходимо использовать более совершенные системы водораспределения.

Поскольку во многих случаях в качестве основного параметра, определяющего эффектив-

ность работы градирен, выбирается отношение массовых расходов теплоносителей, представляется целесообразной разработка градирен, в которых сочетались бы как оросительный способ охлаждения воды, так и эжекционный (брызгальный) [9].

Список литературы

1. Пономаренко В. С., Арефьев Ю. И. Градирни промышленных и энергетических предприятий: Справочное пособие / Под общ. ред. В. С. Пономаренко. — М.: Энергоатомиздат, 1998.
2. Гладков В. А., Арефьев Ю. И., Пономаренко В. С. Вентиляторные градирни. — М.: Стройиздат, 1976.
3. Берман Л. Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. — М.: Госэнергоиздат, 1957.
4. Пособие по проектированию градирен (к СНиП 2.04.02–84). ВНИИ ВОДГЕО Госстроя СССР. — М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1989.
5. Мандрыкин Г. П. Технологическое диагностирование охлаждающей способности градирен // Известия ВНИИГ им. Б. Е. Веденеева. 2000. Т. 236.
6. Чуян Р. К. Методы математического моделирования двигателей летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1988.
7. Гельфанд Р. Е., Свердлин Б. Л., Шишов В. И. Коэффициенты тепло- и массоотдачи современных оросителей для технологических расчетов градирен // Электрические станции. Энергопрогресс. 2006. № 2.
8. Федяев В. Л., Мазо А. Б., Моренко И. В., Гайнуллин Р. Ф., Гайнуллина Р. Ф. Об эффективности работы промышленных градирен // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2009. № 1–2.
9. Федяев В. Л., Богаткин В. И., Власов Е. М. Совершенствование испарительных градирен систем оборотного водоснабжения промышленных предприятий // Энергетика Татарстана. 2011. № 2 (22).