ИЗВЕСТИЯ
ТОМСКОГО ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА имени С. М. КИРОВА
Том 63 1944

К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ БРЫЗГАЛЬНЫХ БАССЕЙНОВ

МУХАЧЕВ П. А.

Доцент, кандидат технических наук

Основными параметрами при тепловом расчете брызгальных бассейнов являются:

1) температура охлажденной воды—t_2°C;

2) зона охлаждения—$\Delta t = t_1 - t_2$, где t_1 — температура воды, поступающей в установку;

3) плотность дождя—q — м³/м²час;

4) напор перед брызгалами— H м вод. ст.

Охлаждение капель воды, падающих в воздухе, происходит, главным образом, вследствие испарения капли при стремлении последней принять температуру воздуха по мокрому термометру.

Физическая картина протекания процесса охлаждения падающей капли представляется в следующем виде. Капля, имеющая при известном приближении форму шара, падает в атмосфере воздуха, состояние которого характеризуется температурой по сухому термометру τ_c и относительной влажностью φ (величина барометрического давления не играет существенной роли). Температура на поверхности капли стремится снизиться до температуры, измеренной смоченным термометром. Это обстоятельство влечёт за собой установление разности температур: а) в центре и на поверхности $t-\tau$, б) воздуха и на поверхности $(\tau_c-\tau)$.

В последней разности знак плюс относится к случаю, когда $\tau_c>0$ и $\varphi<100\%$, а знак минус—к случаю, когда $\varphi=100\%$, или $\tau_c<0$. Тепло, теряемое каплей, расходуется на испарение воды с поверхности капли и частично участвует в конвективном теплообмене между воздухом и поверхностью капли. Капля, благодаря испарению с ее поверхности, окружается пленкой, через которую диффундирует водяной пар в движущийся мимо капли воздух. Ввиду наличия пленки температура на ее поверхности устанавливается несколько выше температуры мокрого термометра.

Для определения количества тепла, теряемого охлаждающейся каплей, можно воспользоваться теорией теплопередачи при охлаждении тел. Для потери тепла шаром Гребер дает выражение:

$$Q = Q_0 \cdot \psi\left(\frac{aZ}{R^2};\ hR\right),$$

где Q_0 — избыток тепла в шаре в начальный момент в кал.

$$Q_0 = \frac{4}{3}\pi R^3 c\,\gamma\Theta_c,$$

R — радиус шара в м,

c — теплоемкость в кал/кг,

γ — удельный вес в кг/м^3,

Θ_c — начальная температура тела, избыточная над температурой окружающей среды, в °С,

$\frac{aZ}{h^2}$ — критерий гомохронности Фурье,

a — постоянная теплопроводности, $a = \frac{\lambda}{\gamma c}$,

λ — коэфициент теплопроводности в кал/м °С. час,

Z — время охлаждения в час.,

hR — критерий Нуссельта, $h = \frac{\alpha}{\lambda}$,

α — коэфициент теплоперехода в кал/м^2°С час. Для воды, при температуре атмосферного охлаждения: теплоемкость $c = 1$ кал/кг °С.

Температура окружающей среды — температура воздуха по смоченному термометру, следовательно, начальная температура капель, избыточная над температурой окружающей среды, $\Theta_c = t_1 - \tau_м$,

избыток тепла в капле $Q_0 = \frac{4}{3}\pi R^3 \gamma (t_1 - \tau_м)$.

Количество тепла, теряемое каплей,

$$Q_1 = \frac{4}{3}\pi R^3 \gamma (t_1 - \tau_м) Y,$$

где

$$Y = \psi\left(\frac{aZ}{R^2};\ hR\right).$$

Количество тепла, теряемое 1 кг охлаждаемой воды, будет

$$\frac{Q_1}{\frac{4}{3}\pi R^3 \gamma} = t_1 - t_2 = \Delta t,$$

следовательно, зона охлаждения—

$$\Delta t = (t_1 - \tau_м) Y. \qquad (1)$$

Вода, падающая на 1 м^2 поверхности бассейна, будет отдавать тепла

$$Q = q\Delta t\gamma = \varphi\gamma (t_1 - \tau_м) Y \text{—кал/м}^2\text{час}. \qquad (2)$$

Уравнение (2) обусловливает возможность максимального охлаждения воды, исходя из законов теплопередачи. С другой стороны, возможность восприятия этого тепла воздухом, протекающим через факел брызг, лимитируется количеством воздуха и скоростью диффузии пара в воздух.

Если обозначить количество воздуха, притекающего к бассейну, отнесенное к 1 м^2 последнего, через L кг/м^{2}час, то количество тепла, которое этот воздух может воспринять при увеличении влажности с начальной φ_1 до $\varphi_2 = 100\%$, будет

$$Q_2 = (I_2 - I_1) L = (I_2 - I_1)\, w \cdot \gamma_в \cdot 3600,$$

где I_1 и I_2 — теплосодержание воздуха при входе в факел брызг и при $\varphi_2 = 100\%$,

w — скорость воздуха в м/сек,

$\gamma_в$ — удельный вес воздуха в кг/м^3.

Процесс насыщения воздуха водяными парами полагаем происходящим при $\tau_c = \text{const}$.

Для максимального охлаждения воды необходимо выполнение условия

$$Q = Q_2,$$

т. е.

$$q.\Delta t.\gamma = 3600.w.\gamma_в (I_2 - I_1),$$

отсюда плотность дождя

$$q = \frac{3600.w.\gamma_в.(I_2 - I_1)}{\Delta t.\gamma}. \tag{3}$$

Специальными исследованиями теплоотдачи и испарения капель, произведенными в лаборатории паровых турбин ВТИ, получена формула для определения коэфициента испарения β_p в виде:

$$\beta_p = 8{,}5\sqrt{\frac{w}{d}}\ кг/м^2час; \tag{4}$$

w — скорость воздуха м/сек;
d — диаметр капли в м.

Вывод формулы для коэфициента испарения был произведен через коэфициент диффузии водяного пара в воздух, следовательно, β_p выражает собой количество пара, которое может воспринять проходящий мимо капли воздух, исходя только из явления диффузии. Количество пара, получающегося в результате испарения с поверхности капли, и, следовательно, и коэфициент испарения можно определить, исходя из тепловых явлений. Для количества тепла, уносимого паром с 1 м² поверхности бассейна, можно написать:

$$Q = q.\Delta t.\gamma = n.\beta.f.z.r,$$

где n — количество капель, падающих на 1 м² поверхности бассейна в час;
r — скрытая теплота парообразования;
β — коэфициент испарения;
f — поверхность одной капли в м².

Из последнего выражения

$$\beta = \frac{q.\Delta t.\gamma}{n.f.z.r}.$$

Так как

$$n = \frac{q.\gamma.}{\frac{1}{6}\pi d^3\gamma}, \quad af = \pi d^2,$$

то

$$\beta = \frac{d.\Delta t.\gamma.}{6.z.r}. \tag{5}$$

Второе условие для максимального охлаждения воды заключается в том, чтобы $\beta \leq \beta_p$.

Количество испаряющейся воды в процентах от охлаждаемой будет

$$G_{ис} = \frac{Q}{r.q.\gamma}.100 = \frac{q.\Delta t.\gamma}{r.q.\gamma}.100 = \frac{100.\Delta t}{r}. \tag{6}$$

Уравнения 1, 3, 4, 5 и 6 дают полную возможность определять основные параметры брызгальных бассейнов.

При практических расчетах можно допустить некоторые упрощения.

1. Принять: коэфициент теплопроводности $\lambda = 0{,}52$ кал/м°С час,
   удельный вес воды $\gamma = 1000$ кг/м³,
   удельный вес воздуха $\gamma_в = 1{,}2$ кг/м³,
   скорость воздуха $w = 0{,}5$ м/сек, считая скорость ветра равной нулю (полный штиль),
   скрытую теплоту парообразования $r = 580$ кал/кг,
   размерность диаметра капли в миллиметрах,
   размерность времени охлаждения в секундах.
2. Поскольку при охлаждении капли в атмосфере воздуха с относительной влажностью $\varphi < 100\%$ тепло, протекающее от центра капли к ее поверхности, практически мгновенно используется на парообразование, то для этого случая коэфициент теплоперехода α_0 окажется равным бес-

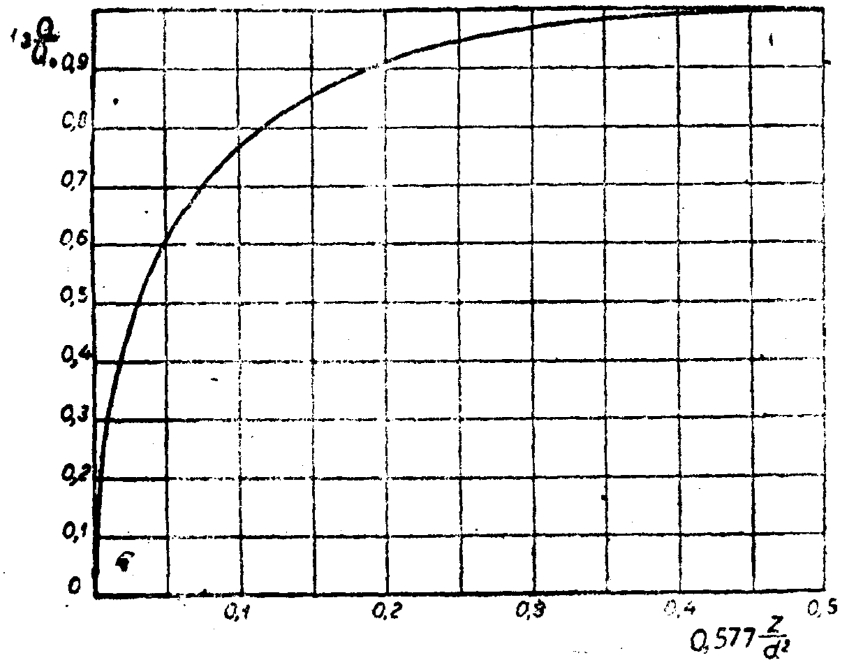


Рис. 1

конечности — $\alpha_0 = \infty$. Следовательно, и критерий Нуссельта получит значение $hR = \infty$.

При указанных допущениях получим для критерия гомохронности Фурье выражение

$$\frac{az}{R^2} = 0{,}577\,\frac{z}{d^2}.$$

Значения Y в зависимости от величин $0{,}577\,\frac{z}{d^2}$ представлены кривой рис. 1.

Расчетные формулы 1, 3, 4, 5, 6 примут вид:

$$\Delta t = (t_1 - \tau_м)\,Y, \tag{1}$$

$$q = \frac{2{,}16\,(I_2 - I_1)}{\Delta t}, \tag{3a}$$

$$\beta_p = 268{,}8\sqrt{\frac{w}{d}}, \tag{4a}$$

$$\beta = \frac{d \cdot \Delta t}{z}, \tag{5a}$$

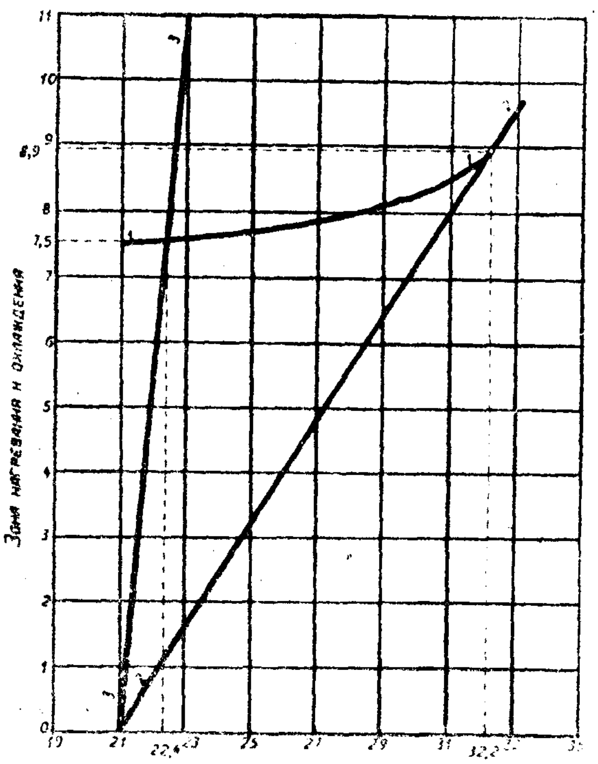
$$G_{ис} = 0{,}172\, \Delta t. \tag{6a}$$

Данными при расчете брызгальных установок являются температура и влажность воздуха, количество охлаждаемой воды и зона нагревания воды в конденсаторе.

Зона нагревания воды в конденсаторе турбин определяется из теплового баланса конденсатора:

$$\Delta t_н = \frac{D\,(i_2 - t_к)}{G}. \tag{7}$$

С изменением температуры охлаждающей воды изменяется вакуум турбины, а вместе с последним изменяются расход пара D, теплосодержание пара за турбиной i_2 и температура конденсата $t_к$.



Температура охлажденной воды.
Рис. 2

Таким образом, зона нагревания, при постоянном расходе охлаждающей воды G, будет зависеть от температуры охлажденной воды.

С другой стороны, зона охлаждения определяется по уравнению 1, из которого при $t_1 = t_2 + \Delta t$

$$\Delta t = \frac{(t_2 - \tau_м)\,Y}{1 - Y}, \tag{7}$$

т. е. также зависит для данной конструкции брызгала, напора и температуры воздуха по мокрому термометру, только от температуры охлажденной воды, причем эта зависимость выражается прямолинейно. Поскольку зона охлаждения должна быть равна зоне нагревания, то общая для них температура охлажденной воды может быть найдена графически, путем построения в одном масштабе наложенных друг на друга зависимостей:

$$\Delta t_н = f(t_2) \quad и \quad \Delta t = \varphi(t_2).$$

Точка пересечения прямой $\Delta t = \varphi(t_2)$ с кривой $\Delta t_н = f(t_2)$ дает искомые Δt и t_2. Рис. 2 иллюстрирует построение указанных зависимостей; прямая 2—2 построена для брызгал, дающих крупные брызги, а прямая 3—3 для брызгал, дающих более мелкие брызги.

Для простоты решения можно положить разность $i_2 - t_к$ величиной постоянной и равной той, которая получается при работе с нормальным вакуумом. Перерасход пара в зависимости от повышения температуры охлаждающей воды может быть взят из соответственных характеристик турбин.

Зная Δt, можно по уравнению 3-а определить расчетную плотность дождя и произвести проверку условия $\beta \gtreqless \beta_р$. Если полученное расчетное q окажется больше, чем плотность дождя, даваемая гидравлическим режимом брызгала, то можно объединить в группу несколько брызгал с таким расчетом, чтобы их суммарная плотность дождя не превосходила расчетной. Если же расчетная плотность дождя меньше даваемой гидравлическим режимом брызгала, или не соблюдается требование $\beta \leqq \beta_p$, то надо признать конструкцию брызгала неудовлетворительной для данных условий и выбрать другой его тип.

Расчетная площадь бассейна будет:

$$F = \frac{1000\ G}{q}\ \text{м}^2.$$

Действительная площадь бассейна определится конструктивным путем после расположения на бассейне брызгал и воздушных коридоров.

Приведенная выше методика расчета предусматривает данными: тип брызгала, напор перед брызгалом и гидравлический режим его. Задача может быть расширена постановкой вопроса о выборе оптимального напора перед брызгалом. Этот выбор можно произвести путем экономического расчета для данной конкретной установки.

С увеличением напора происходит увеличение времени нахождения брызг в воздухе и уменьшение их диаметра, что влечет за собой уменьшение температуры охлажденной воды и уменьшение расхода пара турбиной. Зная стоимость выработки тонны пара, можем построить зависимость:

$$Ц_{\text{пара}} = f(H).$$

Далее, с уменьшением расхода пара, уменьшится и зона нагревания, а вместе с ней и зона охлаждения (при условии $G = Const$), что повлечет за собой уменьшение площади бассейна и уменьшение отчислений на амортизацию и ремонт, т. е. $Ц_{ар} = \varphi(H)$.

С другой стороны, с увеличением напора будет увеличиваться расход на электроэнергию по перекачке воды, что даст $Ц_{эн} = \psi(H)$.

Суммарная кривая $Ц_{пара} + Ц_{ар} + Ц_{эн} = F(H)$ даст в некоторой точке минимум расходов и определит оптимальный напор.

Наиболее правильным методом расчета будет такой, когда расчет конденсационной установки будет увязан с расчетом бассейна.

ЛИТЕРАТУРА.

1. Д. Н. Вырубов. Теплоотдача и испарение капель. Журнал технической физики 1939 г., т. 9, вып. 21.

2. Gröber. Die Erwärmung und Abkühlung einfacher geometrischer körper. VDI № 21 1925 г.