

УДК 621.928.3

А. А. НОСИКОВ

## ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ВОДОБОРОТНЫХ ЦИКЛОВ

Могилевский государственный университет продовольствия

(Поступила в редакцию 25.10.2007)

В перерабатывающей промышленности АПК теплообменное оборудование составляет около 40% аппаратного парка всего производства. Примерно треть этого оборудования является тепловыделяющим, т. е. требующим отвода тепла. Наиболее эффективно это осуществляется посредством воды, поэтому в сахарной отрасли АПК от всей используемой воды 77% выполняют роль холодильного агента, а в консервной – примерно 40% [1]. Постоянно растущие требования к экономии сырьевых и энергетических ресурсов побуждают предприятия переходить на охлаждение теплообменного оборудования водой, циркулирующей по замкнутому контуру, называемому водооборотным циклом, что позволит отказаться от воды, забираемой из природных источников на нужды охлаждения тепловыделяющего оборудования.

В состав любого водооборотного цикла помимо тепловыделяющих аппаратов входят и водоохладители – устройства или сооружения, в которых нагретая вода охлаждается, чтобы в качестве холодильного агента вновь поступить в охлаждаемые аппараты. Перемещение воды по такому замкнутому контуру осуществляется циркуляционными насосами.

Наиболее целесообразно как с технической точки зрения, так и с экономической циркулирующую воду охлаждать атмосферным воздухом при их непосредственном контакте, т. е. использовать принцип испарительного охлаждения. С теоретической точки зрения данный способ охлаждения позволяет охладить воду до температуры воздуха по смоченному термометру  $\tau$ , в то время как при охлаждении воды через теплопередающую стенку теоретическим пределом охлаждения является температура воздуха, измеренная по сухому термометру.

Основными типами водоохладителей, работающих по принципу испарительного охлаждения оборотной воды, являются следующие: *брызгальные бассейны*, в которых охлаждение воды достигается за счет ее диспергирования в набегающий атмосферный воздушный поток; *брызгальные* и *башенные градирни*, где движение воздушного потока генерируется естественной тягой внутри корпуса; *эжекторные градирни*, отличительной особенностью которых является подсос атмосферного воздуха в зону охлаждения воды при ее диспергировании специальными форсунками, и *вентиляторные градирни*, в которых вынужденное движение воздуха побуждается вентиляторами, а охлаждение воды происходит чаще всего в условиях противоточного движения воды и воздуха по поверхности регулярной или подвижной насадки, называемой оросителем.

Наличие такой широкой гаммы водоохладителей обуславливает необходимость выработки критериев для оценки их эффективности с целью обоснованного выбора их типа.

Одним из таких критериев является энтальпийный коэффициент эффективности:

$$E_h^\omega = \frac{h_{\omega 1} - h_{\omega 2}}{h_{\omega 1} - h_1}, \quad (1)$$

где  $h_{\omega 1}$ ,  $h_{\omega 2}$  – соответственно удельные энтальпии насыщенного воздуха при температурах, равных температуре воды на входе  $t_{\omega 1}$  и на выходе  $t_{\omega 2}$  из охладителя, кДж/кг;  $h_1$  – удельная энтальпия наружного воздуха, кДж/кг.

Как следует из уравнения (1), энтальпийный коэффициент учитывает только параметры воздуха, поэтому характеризует глубину исчерпания его потенциала как охлаждающего агента. Следовательно, он лишь косвенно характеризует работу водоохладителя, так как параметры главной технологической среды – воды – здесь не учитываются.

Более обоснованным является подход ряда авторов [1–3], использующих для этих целей температурный коэффициент эффективности  $\eta_t$ , определяемый по параметрам охлаждаемой воды:

$$\eta_t = \frac{t_{\omega 1} - t_{\omega 2}}{t_{\omega 1} - \tau}. \quad (2)$$

В уравнении (2) числитель представляет собой реальную (достижимую) глубину охлаждения воды, а знаменатель – предельную (теоретическую), так как  $\tau$  – температура воздуха по смоченному термометру, °С. В целом же  $\eta_t$  может быть охарактеризован как температурный КПД водоохладителя. Действительно, в идеальном случае, когда температура охлажденной воды равна температуре воздуха по смоченному термометру,  $t_{\omega 2} = \tau$ ,  $\eta_t = 1$ , а для реального процесса охлаждения  $t_{\omega 2} > \tau$ , следовательно,  $\eta_t < 1$ .

Однако данный показатель не является всеобъемлющим, так как он пренебрегает не только технической особенностью организации процесса, благодаря которой достигнут положительный результат, но и не вскрывает, за счет каких затрат достигается эффект. Показателем, отражающим упомянутые особенности, может стать коэффициент теплоэнергетической эффективности водоохладителя  $E$ , учитывающий как достигаемый эффект (тепловую нагрузку водоохладителя  $Q_{\omega}$ , кВт) с  $1 \text{ м}^2$  площади аппарата  $F$ , так и факторы, благодаря которым этот эффект достигнут. В число таких факторов предлагается внести энергозатраты в водоохладителях, вызванные необходимостью, во-первых, диспергирования воды в факел распыла, во-вторых, необходимостью организации движения воздуха через водоохладитель. Эти энергозатраты могут быть выражены через гидравлическую мощность потока воды  $N_r$  и аэродинамическую  $N_b$  – для воздушного потока. Для расчета  $N_r$  используем известную формулу для центробежных машин  $N_r = \frac{\rho_{\omega} g h G_{\omega}}{3600}$ , где  $h$  – напор перед форсунками, м вод. ст.,  $G_{\omega}$  – гидравлическая нагрузка водоохладителя,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , а для  $N_b$  – в первом приближении установленную мощность вентилятора. Таким образом, коэффициент теплоэнергетической эффективности  $E$  будет выражен следующим образом:

$$E = \frac{Q_{\omega}}{F \left( \frac{\rho_{\omega} g h G_{\omega}}{3600} + N_b \right)}. \quad (3)$$

Для брызгальных бассейнов выражение (3) упростится за счет исключения аэродинамической мощности потока. Для атмосферных и башенных градирен, где движение воздуха вызвано генерируемой естественной тягой, что обеспечивается их конструкцией (наличием корпуса либо вытяжной башни высотой  $H$ ), аэродинамическую мощность предлагается заменить эквивалентной  $N_b = \Delta P V_c$ , где  $\Delta P = \Delta \rho_b g H$  – разность давлений, обеспечивающая возникновение естественной тяги,  $V_c$  – объемный секундный расход воздуха, проходящего через градирню,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Исходя из условия, что естественный перепад давления  $\Delta P$  в безвентиляторных градирнях тратится на преодоление их гидравлического сопротивления и придание скорости воздушному потоку, запишем уравнение

$$\Delta \rho_b g H = \sum \zeta \frac{\rho_{\text{в1}} \omega^2}{2} + \frac{\rho_{\text{в1}} \omega^2}{2} = (1 + \sum \zeta) \frac{\rho_{\text{в1}} \omega^2}{2}. \quad (4)$$

Из данного уравнения выразим скорость движения воздуха в поперечном сечении градирни:

$$\omega = \sqrt{\frac{2 \Delta \rho_b g H}{(1 + \sum \zeta) \rho_{\text{в1}}}}. \quad (5)$$

Выразив объемный расход воздуха как  $V_c = F \omega$ , найдем эквивалентную мощность воздушного потока в условиях естественной тяги:

$$N_3 = \Delta\rho_B g H F \omega = F \sqrt{\frac{2(\Delta\rho_B g H)^3}{(1 + \sum \zeta) \rho_{B1}}} \quad (6)$$

С учетом уравнения (6) коэффициент теплоэнергетической эффективности  $E$  для градирен с естественной тягой примет следующий вид:

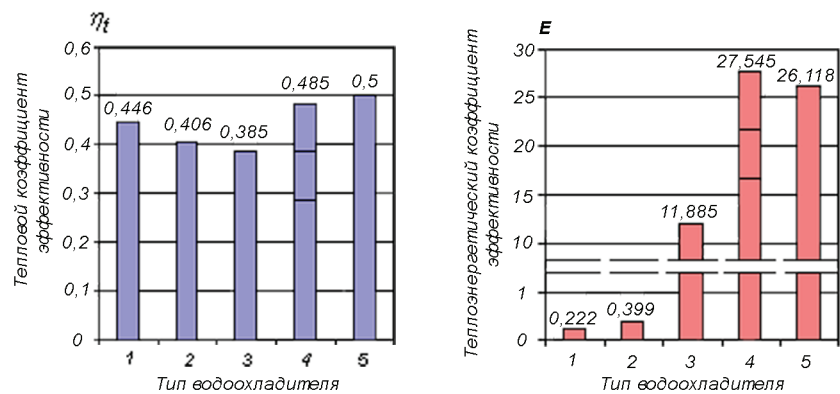
$$E = \frac{Q_\omega}{F \left( \frac{\rho_\omega g h G_\omega}{3600} + F \sqrt{\frac{2(\Delta\rho_B g H)^3}{(1 + \sum \zeta) \rho_{B1}}} \right)} \quad (7)$$

Ниже проведен сравнительный анализ различных типов водоохладителей по температурно-коэффициенту эффективности  $\eta_t$  и предложенному коэффициенту теплоэнергетической эффективности  $E$ . Выявленные литературные данные о работе различных типов водоохладителей приведены в табл. 1 [2–8], где также представлены результаты расчетов указанных коэффициентов. При проведении расчетов принимались следующие допущения: температура воздуха, покидающего водоохладитель, равна температуре воды, поступающей на охлаждение; относительная влажность воздуха, покидающего водоохладитель, равна 100%. Для расчета эквивалентной мощности воздушного потока  $N_3$  приняты следующие данные:  $\rho_{B1} = 1,277 \text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_{B2} = 1,169 \text{ кг/м}^3$ ,  $\sum \zeta = 1,68$ ,  $F_{op} = 320 \text{ м}^2$ ,  $H = 24 \text{ м}$ .

По данным табл. 1 построены гистограммы тепловой эффективности  $\eta_t$  и теплоэнергетической эффективности  $E$  различных типов водоохладителей (рисунок).

#### Исходные данные и результаты расчета коэффициентов эффективности

| Показатель                                  | Тип водоохладителя  |                      |                     |                                |       |       |                               |
|---|---------------------|----------------------|---------------------|--------------------------------|-------|-------|-------------------------------|
|   | брызгальный бассейн | брызгальная градирня | эжекторная градирня | градирни с регулярной насадкой |       |       | градирня с подвижной насадкой |
| $t_{\omega 1}, ^\circ\text{C}$              | 32                  | 27                   | 32                  | 32                             | 32    | 32    | 32                            |
| $\Delta t_\omega, ^\circ\text{C}$           | 7,8                 | 7,3                  | 5                   | 6,3                            | 5     | 5     | 7                             |
| $\varphi, \%$                               | 60                  | 69                   | 60                  | 60                             | 57    | 60    | 59                            |
| $\tau, ^\circ\text{C}$                      | 14,5                | 9                    | 19                  | 19                             | 14,5  | 19    | 18                            |
| $\eta_t$                                    | 0,446               | 0,406                | 0,385               | 0,485                          | 0,286 | 0,385 | 0,5                           |
| $F, \text{м}^2$                             | 1000                | 320                  | 5,12                | 6,9                            | 3,3   | 6,76  | 2,04                          |
| $Q_\omega, \text{кВт}$                      | 950521              | 6798                 | 115,5               | 582,3                          | 346,6 | 577,7 | 202                           |
| $h, \text{м вод. ст.}$                      | 15                  | 10                   | 35                  | 5                              | 5     | 3,5   | 5                             |
| $G_\omega, \text{м}^3/\text{ч}$             | 105480              | 806                  | 20                  | 80                             | 60    | 100   | 25                            |
| $N_p, \text{кВт}$                           | 4290                | 21,85                | 1,898               | 1,085                          | 0,813 | 0,949 | 0,339                         |
| $N_3, \text{кВт}$                           | –                   | 31,37                | –                   | 4,0                            | 3,0   | 3,0   | 3,456                         |
| $E, \text{кВт}/(\text{кВт}\cdot\text{м}^2)$ | 0,222               | 0,399                | 11,885              | 16,6                           | 27,55 | 21,64 | 26,12                         |



Коэффициенты эффективности для испарительных водоохладителей различных типов

1 – брызгальный бассейн; 2 – брызгальная градирня; 3 – эжекторная градирня; 4 – градирни с регулярной насадкой; 5 – градирня с подвижной насадкой

Исследованиями установлено, что максимальными значениями коэффициентов  $\eta_t$  и  $E$  обладают вентиляторные градирни как с регулярной, так и с подвижной насадкой, а минимальные значения характерны для атмосферных градирен. Эта разница обуславливается условиями взаимодействия потоков воды и атмосферного воздуха.

В градирнях с регулярной и подвижной насадками вода и воздух взаимодействуют при противоточном движении фаз, причем вода перемещается в виде тонкой высокотурбулизированной пленки по поверхности насадки, что и обеспечивает высокоразвитую поверхность контакта фаз. Кроме того, в градирнях с подвижной насадкой идет постоянная реорганизация межфазной поверхности, что и предопределяет максимальное значение  $\eta_t = 0,5$ , но относительно высокое гидравлическое сопротивление несколько снижает ее теплоэнергетическую эффективность до  $E = 26,12$  кВт/(кВт·м).

Таким образом, в результате проведенных теоретических и аналитических исследований установлена необходимость оценки испарительных водоохладителей не только по охлаждающему эффекту, но и по взаимосвязанными с ним энергетическими затратами. Для комплексного анализа предложено введение коэффициента теплоэнергетической эффективности  $E$ , использование которого в совокупности с тепловым коэффициентом эффективности  $\eta_t$ , позволяет более объективно определять перспективные типы водоохладителей. Так, в настоящее время перспективным типом водоохладителей являются проточные вентиляторные градирни.

## Литература

1. Пономаренко В. С., Арефьев Ю. И. Градирни промышленных и энергетических предприятий / Под общ. ред. В. С. Пономаренко. М.: Энергоатомиздат, 1998.
2. Дорошенко А. В. Градирни с подвижной насадкой для холодильной техники // Холодильная техника. 1982. № 12. С. 39–43.
3. Меркулов А. А. Эффективность работы брызгального бассейна Запорожской АЭС // Известия ВНИИГ им. Б. Е. Веденеева. 1991. Т. 224. С. 36–45.
4. Гончаров В. В. Брызгальные водоохладители ТЭС и АЭС. Ленинград: Энергоатомиздат, ЛО, 1989.
5. Малышев Г. П., Белозеров Г. А., Пальмин Ю. В. Эффективность эжекторных безвентиляторных охладителей воды // Хранение и переработка сельхозсырья. 1998. № 9. С. 32–34.
6. Пономаренко В. С., Арефьев Ю. И. Градирни «Росинка» в системах оборотного водоснабжения // Холодильная техника. 1995. № 1. С. 31–33.
7. Арефьев Ю. И. Малогабаритная вентиляторная градирня «Паюс-Водгео» // Водоснабжение и санитарная техника. 1994. № 8. С. 8–9.
8. Градирня вентиляторная компактная (ГРД): Паспорт // Тепломаш [Электронный ресурс]. 2007. Режим доступа: <http://www.teplomash.ru>. Дата доступа: 25.07.2007.

*A. A. NOSIKOV*

## ТHERMAL POWER EFFICIENCY OF COOLERS OF WATER REVOLUTION CYCLE

### Summary

Methods of comprehensive estimation of the efficiency of evaporative water coolers of different type are proposed. The criteria allowing for the intimacy of the process of evaporative cooling, i. e., an attainable positive effect as well as the factors providing this effect, energy expenditures for the motion of liquid and air flows are developed. The operation efficiency of water coolers and their classification by this index together with the use of the developed criteria is estimated.