
ТЕПЛОВЫЕ РЕЖИМЫ И НАДЕЖНОСТЬ ПРИБОРОВ И СИСТЕМ

УДК 536, 621.1

А. Л. ЕМЕЛЬЯНОВ

ТЕПЛООТДАЧА В ВОЗДУШНО-КАПЕЛЬНОМ ПОТОКЕ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИБОРОВ

Проанализирована эффективность охлаждения теплообменных поверхностей воздушно-капельным потоком. Рассмотрены пути реализации этого способа охлаждения в автономных холодильных системах теплообмена.

Ключевые слова: испарительное охлаждение, коэффициент теплоотдачи, воздушно-капельный поток.

Охлаждение приборов с высокими значениями тепловыделения возможно путем их охлаждения смесью влажного воздуха и мелких капель воды. Использование такой смеси значительно эффективнее, чем сухого воздуха.

Во-первых, наружный воздух после увлажнения охлаждается до уровня психрометрической температуры (температуры „мокрого“ термометра), поэтому приобретает способность снижать температуру объекта. Во-вторых, находящиеся в воздухе капли воды, сталкиваясь с поверхностью нагретого объекта, образуют на поверхности тонкую пленку, нагреваются и, интенсивно испаряясь, дополнительно, через прямой контакт, охлаждают его. Указанные свойства перенасыщенного воздушного потока могут оказаться очень полезными, особенно в современных теплообменных системах при их охлаждении наружным воздухом [1].

Из сказанного выше становится очевидно, что процесс теплоотдачи в перенасыщенной воздушной среде должен существенно отличаться от теплоотдачи в сухом и даже влажном насыщенном воздухе. Действительно, если процессы теплообмена в потоках сухого и влажного ненасыщенного воздуха практически не различаются, то в перенасыщенном потоке воздуха помимо конвективного теплообмена происходит испарение прилипающих к объекту капель. Для учета процесса испарения необходим сравнительный анализ закономерностей охлаждения объекта сухим, увлажненным насыщенным и перенасыщенным воздухом.

Пусть нагретый объект имеет температуру t_n , наружный сухой воздух — температуру t_c , а насыщенный и перенасыщенный влажный воздух температуру t_m , причем $t_n > t_m > t_c$.

При охлаждении объекта потоком сухого воздуха с участка F поверхности объекта в среду переносится тепловой поток

$$Q_c = \alpha_T F (t_n - t_c), \quad (1)$$

где α_T — коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м²·К).

При охлаждении объекта потоком увлажненного насыщенного воздуха в среду с участка F его поверхности соответственно будет уноситься тепловой поток

$$Q_m = \alpha_T F (t_n - t_m). \quad (2)$$

При охлаждении увлажненной перенасыщенной воздушно-капельной смесью помимо конвективного потока Q_M в среду начинает поступать тепловой поток Q_H , уносимый потоком пара от испаряющихся капель,

$$Q_H = q_H \alpha_m n F (d_H - d_M). \quad (3)$$

где q_H — удельная теплота испарения воды, Дж/кг; α_m — коэффициент массоотдачи между мокрой поверхностью и средой, кг/(м²·с); n — коэффициент заполнения участка F объекта испаряющимися каплями; d_H и d_M — коэффициент влагосодержания насыщенного воздуха при температуре t_H и t_M соответственно.

Тепловые потоки Q_M и Q_H направлены от объекта к среде. Следовательно, при теплообмене с воздушно-капельной смесью участок F поверхности охлаждается двумя тепловыми потоками ($Q_M + Q_H$).

При сравнении всех трех способов охлаждения учтем, что в пограничном слое „объект—воздушная среда“ процессы теплопроводности и диффузии пара имеют общую молекулярную природу. В частности, согласно i - d -диаграмме влажного воздуха и теории психрометра, коэффициенты α_T и α_m связаны между собой соотношением

$$\frac{q_H \alpha_m}{\alpha_T} \cong 2,5 \cdot 10^3 \text{ К}. \quad (4)$$

С учетом соотношения (4) суммарный тепловой поток, уносимый с участка F поверхности объекта воздушно-капельным потоком, можно определить с помощью общего выражения

$$Q_{BK} = \alpha_T F \left[(t_H - t_M) + 2,5 \cdot 10^3 n (d_H - d_M) \right]. \quad (5)$$

Расчетные соотношения (1), (2), (5) нуждаются в дополнительном комментарии. Во-первых, для всех трех вариантов обдува суммарный расход воздушного потока через теплообменник принимался одним и тем же. Во-вторых, учитывалось, что присутствие в воздухе водяного пара практически не влияет на состояние пограничного слоя у пластин и ребер теплообменника, поэтому в формулах присутствует общий коэффициент теплоотдачи α_T . Следовательно, увлажнение воздушного потока практически не влияет на интенсивность теплообмена. Эффективность обдува влажным насыщенным воздухом повышается только за счет снижения температуры воздуха до психрометрических значений. Во многих случаях этого уже вполне достаточно, чтобы, в частности, резко повысить холодильный коэффициент пароконденсационной холодильной машины в автономных системах теплообмена и значительно снизить ее энергопотребление.

Ситуация, однако, резко меняется, когда теплообменник охлаждается воздушно-капельной смесью. Капли вступают в контактный теплообмен с горячими ребрами трубок и резко интенсифицируют диффузный поток водяного пара от ребер и трубок в воздушную струю. Именно этот поток и приводит к резкому увеличению эффективного коэффициента теплоотдачи воздушно-капельной смеси. Следовательно, при обдуве воздушно-капельной смесью эффективность теплообмена растет как за счет снижения температуры воздуха, так и за счет увеличения эффективного коэффициента теплоотдачи.

Воспользуемся тем, что расчетные формулы (1), (2) и (5) позволяют сравнивать относительную эффективность всех трех способов охлаждения нагретых тел без привлечения конкретных значений коэффициента теплоотдачи α_T .

Так, коэффициент эффективности охлаждения предварительно увлажненным до насыщения потоком наружного воздуха относительно охлаждения сухим наружным воздухом можно оценить с помощью выражения

$$k_{M-c} = \frac{Q_M}{Q_c} = \frac{t_H - t_M}{t_H - t_c}. \quad (6)$$

Коэффициент эффективности охлаждения воздушно-капельной смесью, по аналогии с (6), можно оценивать с помощью выражения

$$k_{\text{BK-с}} = \frac{Q_{\text{BK}}}{Q_{\text{с}}} = \frac{[(t_{\text{H}} - t_{\text{M}}) + 2,5 \cdot 10^3 n (d_{\text{H}} - d_{\text{M}})]}{t_{\text{H}} - t_{\text{с}}}. \quad (7)$$

Выражения (6), (7) позволяют сравнить относительную эффективность всех трех рассмотренных способов охлаждения, в частности, их можно использовать при выборе способов совершенствования конденсатора холодильных машин, в том числе для малогабаритных транспортных кондиционеров. В таких кондиционерах конденсатор обычно имеет температуру поверхности $t_{\text{H}} = 50\text{—}75\text{ }^{\circ}\text{C}$, а охлаждается наружным воздухом с температурой $t_{\text{с}} = 30\text{—}40\text{ }^{\circ}\text{C}$ при относительной влажности 30—60 %. Коэффициент влагосодержания воздуха в условиях насыщения при указанных температурах t_{H} достигает значений $d_{\text{H}} \sim 0,1\text{—}0,2$, $d_{\text{M}} \sim 0,01\text{—}0,03$.

В качестве примера примем, что температура поверхности конденсатора $t_{\text{H}} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура среды $t_{\text{с}} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, психрометрическая температура среды $t_{\text{M}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, а коэффициент заполнения пластин „пленкой“ воды $n = 0,2$. Коэффициент влагосодержания при насыщении воздуха влагой для выбранных t_{H} и t_{M} оказывается соответственно равен $d_{\text{H}} = d(t_{\text{H}}) \cong 0,10$ и $d_{\text{с}} = d(t_{\text{с}}) \cong 0,04$.

Из выражения (6) получаем

$$k_{\text{M-с}} = \frac{Q_{\text{M}}}{Q_{\text{с}}} = \frac{t_{\text{H}} - t_{\text{M}}}{t_{\text{H}} - t_{\text{с}}} = \frac{50 - 20}{50 - 35} = 2.$$

Из выражения (7) имеем

$$\begin{aligned} k_{\text{BK-с}} &= \frac{Q_{\text{BK}}}{Q_{\text{с}}} = \frac{[(t_{\text{H}} - t_{\text{M}}) + 2,5 \cdot 10^3 n (d_{\text{H}} - d_{\text{M}})]}{t_{\text{H}} - t_{\text{с}}} = \\ &= \frac{(50 - 20) + 2,5 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot (0,10 - 0,04)}{15} = \frac{30 + 30}{15} = 4. \end{aligned}$$

Таким образом, из примера видно, что при охлаждении конденсатора холодильной машины применение воздушно-капельного потока позволяет повысить его эффективность в несколько раз.

В заключение обратим внимание на ряд важных особенностей, с которыми следует считаться при замене наружного воздушного потока увлажненным до насыщения потоком или воздушно-капельной смесью.

Так, при изохлальной увлажнении воздушного потока без остаточных капель важно подавать в него определенное количество влаги, причем в виде очень мелких капель. Поступающая в поток влага должна, во-первых, успевать испаряться до попадания в теплообменник, а во-вторых, ее количества должно хватать, чтобы до психрометрической температуры успевал охладиться весь поток, а не только испаряющиеся капли.

Чтобы выполнить второе условие, следует придерживаться теплового баланса между смешивающимися потоками воздуха и воды

$$(c_p \rho G)(t_{\text{с}} - t_{\text{M}}) \cong q_{\text{и}} \left(\frac{dM}{d\tau} \right), \quad (8)$$

где c_p , ρ , G — удельная изобарная теплоемкость, плотность и расход воздуха соответственно; $dM/d\tau$ — расход воды, поступающей в поток.

Для выполнения первого условия при использовании форсунок следует добиваться, чтобы в поток попадали только очень мелкие капли, диаметр которых не превышает 0,01 мм. Заметим, что с технической точки зрения изохлальное насыщение воздуха водяным

паром реализуется наиболее просто путем пропускания воздуха через вспомогательный щелевой теплообменник, пластины которого выполнены из капиллярно-пористого материала. Испарение в среду с мокрой поверхности снижается по мере выравнивания влагосодержания в зоне пограничного слоя. Можно, конечно, использовать и барботирование воздуха через слой воды. Этот способ увлажнения также обладает свойством саморегулирования [2].

Для образования воздушно-капельного потока, однако, самыми привлекательными остаются форсунки. Они просты в эксплуатации, не создают запахов застойной, „гнилой“ воды, имеют малые габариты, экономичны и обеспечивают управляемое извне регулирование расхода воды. В частности, с их помощью можно управлять в широких пределах коэффициентом смачивания поверхности конденсатора.

Наконец, нельзя забывать, что в тех случаях, когда наружный воздух имеет очень высокую относительную влажность и теряет способность охлаждаться, воздушно-капельная смесь остается единственным средством сохранения эффективной, энергетически выгодной работы охлаждающей холодильной машины в автономном конденсаторе и всей системы охлаждения прибора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Архаров А. М., Архаров И. А., Афанасьев В. Н. и др. Теплотехника. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 712 с.
2. Мерчанский В. Д., Роголев В. А., Шувалов Ю. В., Денисов В. Н. Ресурсосберегающие аппараты и системы. СПб: Межд. академия наук экологии, безопасности человека и природы, 1999. 371 с.

Сведения об авторе

Анатолий Леонович Емельянов — канд. техн. наук, доцент; Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий, кафедра кондиционирования воздуха; E-mail: info@petroclima.ru

Рекомендована кафедрой
кондиционирования воздуха

Поступила в редакцию
16.12.09 г.