科学通报 2012 年 第 57 卷 第 1 期: 88 ~ 94
论 文 www.scichina.com csb.scichina.com
《中国科学》杂志社
SCIENCE CHINA PRESS

间接蒸发冷却系统传热传质性能的优化准则

袁芳, 陈群*

清华大学工程力学系, 热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084
* 联系人, E-mail: chenqun@tsinghua.edu.cn

2011-06-04 收稿, 2011-10-27 接受
国家自然科学基金(51006060)资助

摘要 蒸发冷却技术的广泛应用对节能减排有重大意义, 其传热传质过程的性能优化准则是改善蒸发冷却性能的理论基础. 采用㶲分析法以及㶲耗散热阻分析法对间接蒸发冷却系统性能优化的流量分配和面积分配问题进行了研究, 建立了典型间接蒸发冷却循环制冷量与㶲效率及㶲耗散热阻之间的关系, 并用数值方法在给定入口参数、传热传质参数以及循环流量的前提下, 分别改变流量分配系数和面积分配系数, 验证了当循环制冷量取最大值时, 㶲耗散热阻均取极小值但㶲效率并不为极大值. 这说明㶲耗散热阻, 而非㶲效率, 才是表征间接蒸发冷却系统冷却性能的物理量, 并且㶲耗散热阻分析法更适合评价和分析间接蒸发冷却系统.

关键词
间接蒸发冷却
优化准则
㶲耗散热阻
㶲效率

蒸发冷却是利用不饱和湿空气与水直接接触, 在水蒸气分压力差的作用下使得液态水蒸发吸热以获得低温冷水(或冷风)的技术. 由于环境中的湿空气具有清洁和低成本等特性, 使得蒸发冷却得到越来越广泛的关注和应用. 到目前为止, 科研人员对蒸发冷却研究主要集中以下 3 个方面: (1) 蒸发冷却装置的性能影响因素分析, 例如: 空气的温、湿度及流量[1,2], 水的温度及流量[3], 以及不同结构(如板式[4,5]、管式[6,7]以及热管式[8]等)的直接/间接蒸发冷却器; (2) 蒸发冷却流程的设计和优化, 如二级或三级直接/间接蒸发冷却相结合的多级蒸发冷却器[9,10], 以及集除湿、蒸发冷却和蒸汽压缩制冷为一体的混合除湿冷却系统[11]; (3) 蒸发冷却系统的性能分析和优化理论, 以㶲分析方法为主[12,13], 即以㶲效率作为传热传质性能的评价指标, 通过分析各个部件内的㶲效率来衡量蒸发冷却系统性能的优劣, 认为㶲效率越高, 系统的蒸发冷却性能越好, 并以此寻找提高蒸发冷却性能的有效途径. 然而, 㶲效率是在研究某种形式能量在转换为机械功的过程中, 表征该能量可用能损失程度的物理量, 它并不一定能够直接拓展到衡量任意两种形式能量转换过程的不可逆性, 进而用于评价湿空气蒸发冷却过程中化学能与热能之间的转换性能. 事实上, 在换热器组性能优化[14]中已经验证, 只要不涉及热功转换的传热过程, 不需要也不能采用㶲分析方法.

为了分析和优化不涉及热功转换的传热过程, Guo 等人[15]引入了一个描述物体(系统)向其他物体(系统)传递热量能力的物理量——㶲, 利用㶲耗散来衡量与热功转换无关的传热过程的不可逆性, 并提出了用于传热过程优化的最小㶲耗散热阻原理, 目前该原理已经成功用于导热、对流及辐射等传热过程优化[16~18]以及换热器的优化设计[19]中. Chen 等人[20]先后将㶲理论扩展, 并应用于传质过程、溶液除湿[21]和蒸发冷却[22]等传热传质耦合过程的分析和优化. 江亿等人[23]和谢晓云等人[24]也基于㶲理论提出了分析热湿转化过程的理论分析方法和体系, 并在实践中得到一定的应用.

在简单传热、传质过程中已经证明㶲耗散热阻最小对应于系统换热能力最优, 但是, 与简单的传热、传质过程相比, 在相对复杂的传热传质耦合的蒸发冷却过程中湿空气㶲耗散热阻最小是否与蒸发冷却性能最优相对应, 仍需要从理论上进行进一步研究. 因

英文版见: Yuan F, Chen Q. Optimization criteria for the performance of heat and mass transfer in indirect evaporative cooling systems. Chin Sci Bull, 2012, 57, doi: 10.1007/s11434-011-4903-3

此，本文针对两种典型的间接蒸发冷却循环性能优化的流量分配和面积分配问题，分别建立㶲效率、㶲耗散热阻与循环的制冷量之间的内在关系，通过比较这两种关系来研究㶲效率最大和㶲耗散热阻最小这两种不同优化原理的物理本质和区别，最后指出适用于优化间接蒸发冷却传热传质性能的分析方法及优化准则.

1 蒸发冷却系统传热传质性能的评价标准

1.1 间接蒸发冷却循环计算

图 1 给出了一种间接蒸发冷却循环的示意图，湿空气通过空气预冷器 1 进入直接蒸发冷却器 2 中与循环水直接接触，利用湿空气与水表面饱和湿空气之间的水蒸气分压力差使液态水蒸发吸收潜热，达到制冷的效果，再由风机 5 排出. 通过循环水泵 6 抽出的冷却水分为两股，一股为空气预冷器 1 提供冷源降低直接蒸发冷却器 2 入口处湿空气的干球温度，另一股作为冷源分别为用户Ⅰ和用户Ⅱ输出冷量. 最后，经过空气预冷器 1 及用户换热器 3 和 4 的回水混合后再次进入直接蒸发冷却器 2 中循环使用. 整个循环就是利用湿空气中水蒸气分压力与液态水表面的饱和水蒸气的分压力之差，以循环水作为载体，输出冷量的过程. 图中 A~I, K, O, P, M, W~Z 表示循环中各状态点，且本论文取环境温度下的饱和湿空气为系统参考点(O 点). 整个间接蒸发冷却系统包含 3 类过程: (1) 直接蒸发冷却器中耦合传热传质过程; (2) 预冷器和用户换热器 3, 4 中的传热过程; (3) 循环水回水的混合过程.

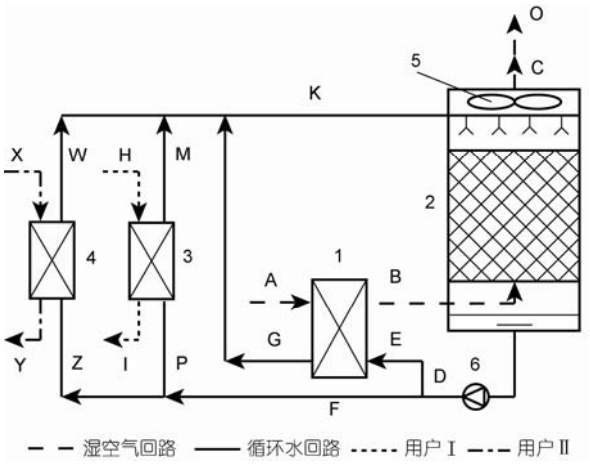


图 1 并联型间接蒸发冷却循环示意图

在图 1 中，若用 m, T, w, Q 分别表示流量、温度、湿度以及制冷量，c_p 表示比热，γ_0 为水蒸气气化潜热，k_sA 表示换热器热导，它是换热器(显热)换热系数 k_s 与换热面积 A 的乘积，k_d 表示蒸发冷却传质系数，下标 1~4 分别表示预冷器、直接蒸发冷却器，用户换热器 3 和 4. 下标 a, w, wa 代表湿空气、循环水以及水表面的饱和水蒸气. 那么对空气预冷器 1 列能量守恒方程和传热方程有:

$$Q_1 = m_{w,E}c_{p,w}\left(T_{w,G}-T_{w,E}\right)=m_{a,A}c_{p,a}\left(T_{a,A}-T_{a,B}\right), \quad (1)$$

和

$$Q_1=\left(k_sA\right)_1\frac{\left(T_{a,A}-T_{w,G}\right)-\left(T_{a,B}-T_{w,E}\right)}{\ln\left(T_{a,A}-T_{w,G}\right)-\ln\left(T_{a,B}-T_{w,E}\right)}. \quad (2)$$

而对于用户换热器 3 和 4，与预冷器类似，可以分别列出能量守恒方程以及传热方程:

$$Q_3 = m_{w,H}c_{p,w}\left(T_{w,H}-T_{w,I}\right)=m_{w,M}c_{p,w}\left(T_{w,M}-T_{w,P}\right), \quad (3)$$

$$Q_3=\left(k_sA\right)_3\frac{\left(T_{w,H}-T_{w,M}\right)-\left(T_{w,I}-T_{w,P}\right)}{\ln\left(T_{w,H}-T_{w,M}\right)-\ln\left(T_{w,I}-T_{w,P}\right)}, \quad (4)$$

$$Q_4 = m_{w,X}c_{p,w}\left(T_{w,X}-T_{w,Y}\right)=m_{w,W}c_{p,w}\left(T_{w,W}-T_{w,Z}\right), \quad (5)$$

和

$$Q_4=\left(k_sA\right)_4\frac{\left(T_{w,X}-T_{w,W}\right)-\left(T_{w,Y}-T_{w,Z}\right)}{\ln\left(T_{w,X}-T_{w,W}\right)-\ln\left(T_{w,Y}-T_{w,Z}\right)}. \quad (6)$$

对于直接蒸发冷却器 2，由于传热传质耦合发生，故需要将能量守恒方程、传热方程以及传质方程联立并进行数值求解，其焓、显热和潜热传递方程分别为

$$m_{w,K}c_{p,w}dT_w = k_s\left(T_a-T_w\right)dA+k_d\left(w_a-w_{wa}\right)dA, \quad (7)$$

$$m_{a,B}c_{p,a}dT_a = k_s\left(T_w-T_a\right)dA, \quad (8)$$

和

$$\gamma_0 m_{a,B}dw_a=\gamma_0 k_d\left(w_{wa}-w_a\right)dA. \quad (9)$$

最后，对于循环水回水混合过程，满足质量守恒和能量守恒方程:

$$m_{w,W}+m_{w,M}=m_{w,K}, \quad (10)$$

和

$$m_{w,W}T_{w,W}+m_{w,M}T_{w,M}=m_{w,K}T_{w,K}. \quad (11)$$

在给定湿空气和用户冷冻水进、出口状态、循环流量参数以及换热器参数的前提下，联立方程(1)~(11)，可以求解出间接蒸发冷却循环各状态点参数.

1.2 间接蒸发冷却的㶲分析法

根据传热传质过程中的能量守恒原理，即蒸发

冷却产生的冷量等于用户换热器向外输出的冷量, 可以得到系统的总制冷量为

$$Q_c = Q_3 + Q_4 = m_a c_{p,a}\left(T_{a,C} - T_{a,A}\right) + \gamma_0\left(w_{a,C} - w_{a,A}\right). \quad (12)$$

由热力学第二定律可知, 传热传质过程会产生㶲损失, 对于某一状态的水而言, 只存在热(冷)量㶲, 但对于具有两个独立参数决定状态的湿空气而言, 某一状态点的㶲值是其热(冷)量㶲和湿度㶲之和, 故对于图 1 所示的间接蒸发冷却循环, 将系统看成一个整体, 㶲损失就为所有入口㶲值与出口㶲值之差. 同时考虑出口湿空气的排风损失, 可以得到系统总㶲损失:

$$\Delta E_x = E_{x,q,H} - E_{x,q,I} + E_{x,q,X} - E_{x,q,Y} + E_{x,q,A} + E_{x,d,A}, \quad (13)$$

其中, 热量㶲的表达式:

$$E_{x,q,i} = m_{w,i} c_{p,w}\left[T_0 \ln\left(\frac{T_0}{T_{w,i}}\right) - \left(T_0 - T_{w,i}\right)\right] \quad i = A,H,I,X,Y, \quad (14)$$

而湿度㶲的表达式为

$$\begin{aligned} E_{x,d,i} &= m_a R_a T_0 \left[\left(1+1.608 w_{a,i}\right)\ln\frac{1+1.608 w_0}{1+1.608 w_{a,i}} \right. \\ &\quad \left. +1.608 w \ln\frac{w_{a,i}}{w_0}\right] i \\ &= A, \end{aligned} \quad (15)$$

式中, $E_{x,q,i}$ 和 $E_{x,d,i}$ 分别表示 i 状态点的热量㶲和湿度㶲. R_a 为干空气的气体常数, T_0, w_0 为参考点状态 O 的干球温度和湿度, 显然, 该状态点处的㶲值为零. 那么表征系统可用能利用大小的㶲效率的表达式为

$$\eta_{ex} = \left(1 - \frac{\Delta E_x}{E_{x,\mathrm{in}}}\right) \times 100\%, \quad (16)$$

其中, $E_{x,\mathrm{in}}$ 表示系统输入的总㶲值, 包括了空气入口㶲值以及用户Ⅰ和Ⅱ输入的㶲值, 其表达式为

$$E_{x,\mathrm{in}} = E_{x,q,H} + E_{x,q,X} + E_{x,q,A} + E_{x,d,A}. \quad (17)$$

当给定入口空气和用户进口参数的前提下, $E_{x,\mathrm{in}}$ 为定值. 联立(3), (5), (13)~(15)式, 可以得到系统总㶲损失的表达式为

$$\Delta E_x = \begin{Bmatrix} m_{w,H} c_{p,w} T_0 \ln\left(1 - \dfrac{Q_3}{m_{w,H} c_{p,w} T_{w,H}}\right) + Q_3 \\ + m_{w,H} c_{p,w} T_0 \ln\left(1 - \dfrac{Q_4}{m_{w,X} c_{p,w} T_{w,X}}\right) + Q_4 \\ + E_{x,q,A} + E_{x,d,A} \end{Bmatrix}. \quad (18)$$

当系统总制冷量取极值, 即 $dQ_c = 0$ 时,

$$d\eta_{ex} = -\frac{1}{E_{x,\mathrm{in}}} d\Delta E_x = -\frac{1}{E_{x,\mathrm{in}}}\left(\frac{T_0}{T_{w,Y}} - \frac{T_0}{T_{w,I}}\right) dQ_3. \quad (19)$$

可见, $d\eta_{ex}$ 与 $T_{w,I}$, $T_{w,Y}$ 以及 T_0 都相关, 其值并不为零, 这说明当系统总制冷量取极值 $dQ_c = 0$ 时, 㶲效率并不取极值.

1.3 间接蒸发冷却的㶲分析法

另一方面, Chen 等人[22]通过对蒸发冷却现象物理机制的研究, 提出了表征湿空气吸热能力的湿空气㶲. 当取环境温度下的饱和空气为状态参考点时, 水只具有热量㶲, G_h:

$$G_w = G_h = \frac{1}{2} m_w c_{p,w}\left(T - T_0\right)^2. \quad (20)$$

而对于湿空气㶲则是由其的热量㶲和湿度㶲共同组成:

$$G_a = G_h + G_d. \quad (21)$$

假设湿空气饱和线线性[22], 则湿度㶲表达式如下:

$$G_d = \frac{1}{2}\gamma_0 m_a\left(T_{a,dp} - T_0\right)\left(w_a - w_0\right), \quad (22)$$

式中, $T_{a,dp}$ 表示湿空气露点温度. 与热量㶲类似, 它是由潜热㶲平衡方程

$$\begin{aligned} &\rho_a U_a \cdot \nabla\left[\frac{1}{2}\gamma_0\left(T_{a,dp} - T_0\right)\left(w_a - w_0\right)\right] \\ &= \begin{Bmatrix} \nabla\cdot\left[\rho_a k_d\left(T_a - T_0\right)\nabla\gamma_0\left(w_a - w_0\right)\right] \\ -\rho_a k_d \nabla\left(T_a - T_0\right)\cdot\nabla\gamma_0\left(w_a - w_0\right) \\ -\left(T_a - T_{a,dp}\right)\nabla\cdot\left[\rho_a U_a \nabla\gamma_0\left(w_a - w_0\right)\right] \end{Bmatrix}, \end{aligned} \quad (23)$$

中定义而来[22]. 式中 ρ_a, U_a 分别表示湿空气密度与流速.

根据湿空气㶲及㶲耗散的定义, 如图 1 所示的蒸发冷却系统的总㶲耗散为

$$\Phi_G = G_{h,H} - G_{h,I} + G_{h,X} - G_{h,Y} + G_{h,A} + G_{d,A}. \quad (24)$$

在湿空气参考点 O 处, 㶲值为零. 基于总㶲耗散, 可以定义蒸发冷却循环的热阻:

$$R_G = \Phi_G / Q_c^2. \quad (25)$$

将(3), (5), (20), (22), (24)代入(25)式中即可以导出系统的㶲耗散热阻的表达式

$$\begin{aligned} R_G = &\left[\frac{1}{2} Q_4\left(2T_{w,X} - 2T_0 - \frac{Q_4}{m_{w,X} c_{p,w}}\right)\right. \\ &\left. + \frac{1}{2} Q_3\left(2T_{w,H} - 2T_0 - \frac{Q_3}{m_{w,H} c_{p,w}}\right) + G_{h,A} + G_{d,A}\right] \times Q_c^{-2}. \end{aligned} \quad (26)$$

那么，当系统总制冷量取极值，即 $dQ_c=0$ 时，

$$dR_G=\frac{\left(T_{w,I}-T_{w,Y}\right)}{\left(Q_3+Q_4\right)^2}dQ_3\,. \tag{27}$$

在实际工程中，$(T_{w,I}-T_{w,Y})<<(Q_3+Q_4)^2$，那么$(T_{w,I}-T_{w,Y})/(Q_3+Q_4)^2\approx 0$，则 $dR_G\approx 0$. 因此，当制冷量 Q_c 取极值时，㶲耗散热阻 R_G 也取极值.

为了进一步说明，下文利用并联型和串联型间接蒸发冷却循环中的面积分配和流量分配问题，直观说明总循环制冷量与㶲耗散热阻及㶲效率的对应关系，并以此确定间接蒸发冷却系统的优化准则.

2 典型间接蒸发冷却系统流量分配的性能分析

2.1 并联型间接蒸发冷却循环

考查如图 1 所示并联型间接蒸发冷却循环. 在该工况下，空气预冷器 1 与用户换热器 3, 4 通过并联的方式布置在蒸发冷却系统中.

针对该循环存在两种流量分配问题:

(A) 在给定湿空气入口状态、用户端进水状态、循环流量以及各换热器热导 k_sA 的前提下，间接蒸发冷却循环的输出冷量、㶲耗散热阻及㶲效率都仅与流入空气预冷器及用户端的冷水流量分配系数ε有关. 定义:

$$\varepsilon=\frac{m_{w,E}}{m_{w,D}}\,. \tag{28}$$

(B) 在给定湿空气入口状态、用户端进水状态、循环流量以及各换热器热导 k_sA 的前提下，间接蒸发冷却循环的输出冷量、㶲耗散热阻及㶲效率都仅取决于用户换热器 3, 4 冷水流量分配系数ξ. 定义:

$$\xi=\frac{m_{w,P}}{m_{w,F}}\,. \tag{29}$$

首先，考虑当分配系数ξ不变，仅改变分配系数ε的情况. 若入口空气干球温度、湿度和流量分别为 305 K, 0.008 kg/kg 和 1.9 kg/s，用户换热器 3 的进水温度和流量分别为 305 K 和 1 kg/s，用户换热器 4 的进水温度和流量分别为 301 K 和 3 kg/s，循环水总流量为 2 kg/s (ξ为 0.5)，预冷器、直接蒸发冷却器、用户换热器 3 和 4 的热导分别为 4000, 8000, 8000 以及 6000 W/K，刘易斯数 *Le* 为 1 时，图 2 给出了总制冷量、㶲耗散热阻和㶲效率随流量分配系数ε的变化规律(其中，纵坐标为分别用它们各自的最大值作为特征值进行无量纲化后的无量纲值，下同). 结果表明，总制冷量与㶲效率均随着ε增大而先增大后减小，而㶲耗散热阻则与之正好相反. 对于该工况，当ε=0.14 时，㶲耗散热阻最小及㶲效率最大都与总制冷量最大相对应.

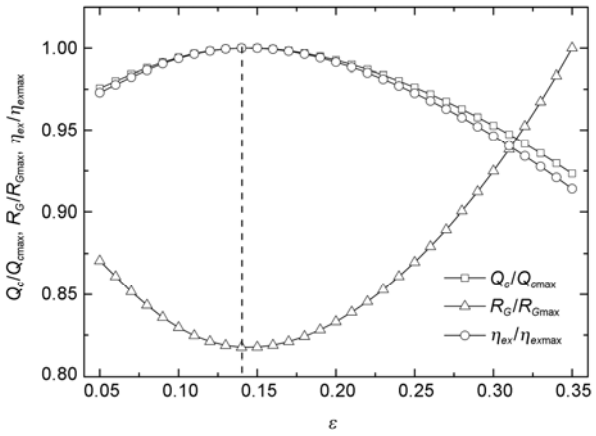


图 2 并联间接蒸发冷却循环中总输出冷量、㶲耗散热阻及㶲效率随流量分配比率ε的变化规律

当分配系数ε不变，仅改变分配系数ξ时，若保持空气入口参数和用户进水参数以及 4 个换热器的热导不变，并假设ε取 0.2，图 3 给出了总制冷量、㶲耗散热阻以及㶲效率随流量分配系数ξ的变化规律. 结果表明，总制冷量和㶲效率随着ξ增大呈现先增大后减小的趋势，而㶲耗散热阻和的变化规律则相反. 当ξ=0.525 时，总制冷量最大和㶲耗散热阻最小对应，然而㶲效率则是在ξ=0.6 取得最大. 这就说明，此时只有㶲耗散热阻才能表征该间接蒸发冷却的制冷性能，即㶲耗散热阻越小，蒸发冷却系统的性能愈优.

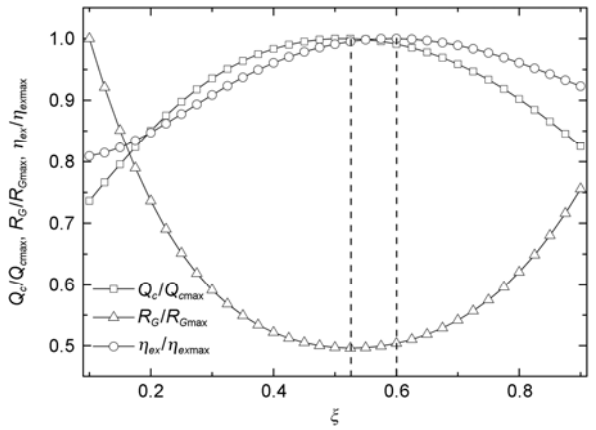


图 3 并联间接蒸发冷却循环中总输出冷量、㶲耗散热阻及㶲效率随流量分配比率ξ的变化规律

2.2 串联型间接蒸发冷却循环

考查如图 4 所示串联型间接蒸发冷却制备冷水的循环, 此时预冷器 1 与用户换热器 3, 4 以串联布置在蒸发冷却系统中, 并且预冷器在用户换热器的下游. 同样给定湿空气入口状态、用户端热水状态、循环流量以及各换热器热导的前提下, 用户换热器冷水流量分配系数ξ不同, 间接蒸发冷却循环的输出冷量也将不同.

在该循环下, 由于流程的改变, 总制冷量 Q_c、㶲效率η_{ex} 和㶲耗散热阻 R_G 与ξ的函数关系也会改变, 但都仅与用户换热器冷水流量分配系数ξ有关.

仍然采用与 2.1 节中相同的循环已知量, 则总制冷量、㶲耗散热阻和㶲效率随流量分配系数ξ的变化规律分别如图 5 所示. 可以看出, 总制冷量和㶲效率同样随着ξ增大先增大后减小, 而㶲耗散热阻则先减小后增大. 当ξ=0.5 时, 总制冷量最大和㶲耗散热阻最小对应, 然而㶲效率则是在ξ=0.575 取得最大. 仍然表明, 㶲耗散热阻更适合表征间接蒸发冷却的制冷性能.

3 典型间接蒸发冷却系统面积分配的性能分析

3.1 并联型间接蒸发冷却循环

仍考查如图 1 所示并联型间接蒸发冷却循环. 考

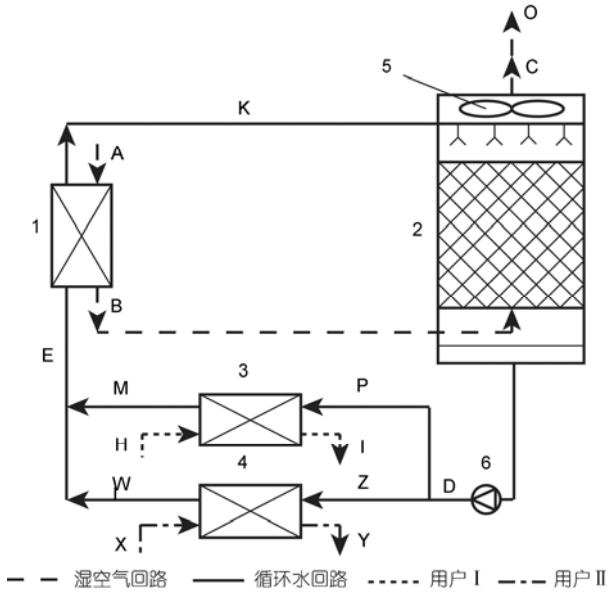


图 4 串联型间接蒸发冷却循环示意图

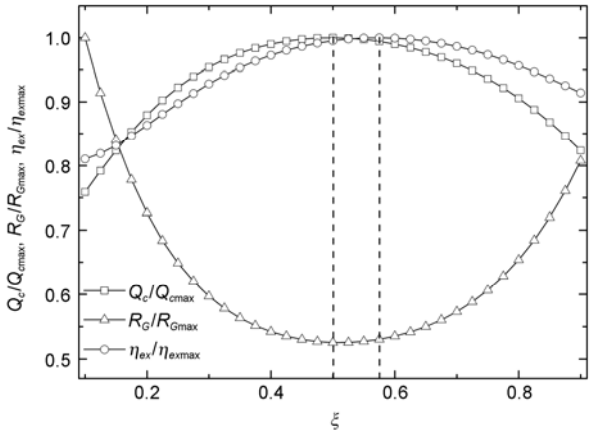


图 5 串联间接蒸发冷却循环中总输出冷量、㶲耗散热阻及㶲效率随流量分配比率ξ的变化规律

虑到用户换热器面积受到成本的限制, 直接影响用户换热器热导的大小, 故在给定湿空气入口状态、用户端进水状态、循环流量以及流量分配系数ε, ξ不变, 且两用户换热器 3, 4 的热导之和给定, 即 $k_sA=(k_sA)_3+(k_sA)_4$ =const 的前提下, 改变用户换热器 3, 4 热导分配系数α, 可以获得间接蒸发冷却循环的最大输出冷量. 定义:

$$\alpha=\frac{(k_sA)_3}{k_sA}. \tag{30}$$

若入口空气干球温度、湿度和流量分别为 305 K, 0.008 kg/kg 和 1.9 kg/s, 用户换热器 3 的入口温度和流量分别为 305 K 和 1 kg/s, 用户换热器 4 的入口温度和流量分别为 301 K 和 3 kg/s, 循环水总流量为 2 kg/s (ε为 0.2, ξ为 0.5), 预冷器和直接蒸发冷却器的热导分别为 4000 和 8000 W/K, 用户换热器总热导 k_sA 为 15000 W/K, 刘易斯数 Le 为 1 时, 图 6 给出了总制冷量、㶲耗散热阻和㶲效率随面积分配系数α的变化规律. 结果表明, 总制冷量和㶲效率随着α增大而先增大后减小, 而㶲耗散热阻则先减小后增大. 当α=0.55 时, 总制冷量最大与㶲耗散热阻最小相对应, 㶲效率则是在α=0.6 取得最大.

3.2 串联型间接蒸发冷却循环

为了得到串联间接蒸发冷却循环的总制冷量、㶲效率和㶲耗散热阻与面积分配α的对应关系, 采用和 3.1 节中相同的循环已知量, 仅将用户换热器 4 的用户进水温度降为 297 K, 则总制冷量、㶲耗散热阻和㶲

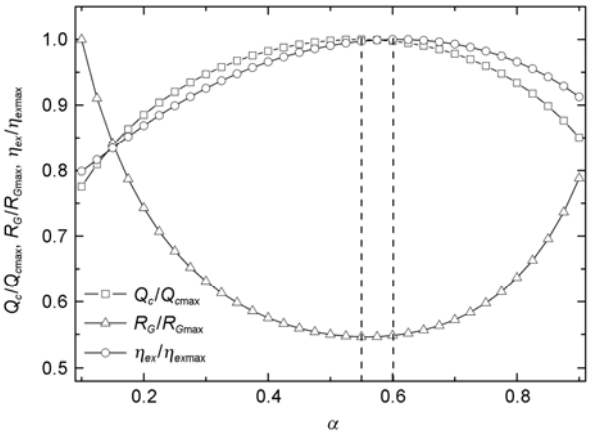


图 6　并联间接蒸发冷却循环中总输出冷量、㶲耗散热阻及㶲效率随面积分配比率α的变化规律

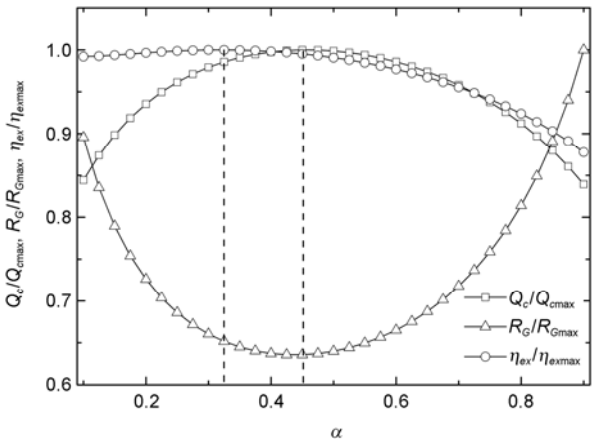


图 7　串联间接蒸发冷却循环中总输出冷量、㶲耗散热阻及㶲效率随面积分配比率α的变化规律

效率随面积分配系数α的变化规律分别如图 7 所示. 可以看出, 总制冷量和㶲效率同样随着α增大先增大后减小, 而㶲耗散热阻则先减小后增大. 当α=0.45 时, 总制冷量最大和㶲耗散热阻最小对应, 同样㶲效率则是在α=0.325 取得最大.

4　结论

针对㶲效率最大及㶲耗散热阻最小这两种优化准则在蒸发冷却循环系统中的流量分配优化和面积分配优化中的适用性进行了研究, 分别建立了循环总制冷量和㶲效率以及㶲耗散热阻之间的理论关系, 并用数值计算进行了验证, 结果表明在并联型和串联型间接蒸发冷却系统的流量优化与面积优化中, 㶲耗散热阻极小时蒸发冷却系统输出的制冷量极大, 即系统的制冷性能最优, 而㶲效率最大与蒸发冷却制冷量最大并不存在一一对应关系. 这表明对于不涉及机械功转换的蒸发冷却过程, 应该采用㶲分析法及㶲耗散热阻最小来评价和优化系统的冷却性能.

参考文献

1　Tulsidasani T R, Sawhney R L, Singh S P, et al. Recent research on an indirect evaporative cooler (IEC), Part I: Optimization of the cop. Int J Energy Res, 1997, 21: 1099–1108

2　Muangnoi T, Asvapoositkul W, Wongwises S. Effects of inlet relative humidity and inlet temperature on the performance of counterflow wet cooling tower based on exergy analysis. Energy Convers Manage, 2008, 49: 2795–2800

3　Lemouari M, Boumaza M, Kaabi A. Experimental analysis of heat and mass transfer phenomena in a direct contact evaporative cooling tower. Energy Convers Manage, 2009, 50: 1610–1617

4　Scofield C M, Deschamps N H. Indirect evaporative cooling using plate type heat exchangers. ASHRAE Trans, 1984, 90: 148–153

5　Wu H, Yellott J I. Indirect evaporative cooling system for residences in hot and arid climates. ASHRAE Trans, 1987, 93: 1252–1260

6　Singh S P, Tulsidasani T R, Sawhney R L, et al. Recent research on an indirect evaporative cooler, Part VI: Evolution of design pattern for indirect evaporative cooler. Int J Energy Res, 1999, 23: 557–561

7　Watt J R. Nationwide evaporative cooling is here. ASHRAE Trans, 1987, 93: 1237–1251

8　Scofield C M. The heat pipe used for dry evaporative cooling. ASHRAE Trans, 1986, 92: 371–381

9　Anderson W M. Three-stage evaporative air conditioning versus conventional mechanical refrigeration. ASHRAE Trans, 1986, 92: 358–370

10　Al-Juwayhel F, El-Dessouky H, Ettouney H, et al. Experimental evaluation of one, two, and three stage evaporative cooling systems. Heat Transf Eng, 2004, 25: 72–86

11　Dai Y J, Wang R Z, Zhang H F, et al. Use of liquid desiccant cooling to improve the performance of vapor compression air conditioning. Appl Therm Eng, 2001, 21: 1185–1202

12 Muangnoi T, Asvapoositkul W, Wongwises S. An exergy analysis on the performance of a counterflow wet cooling tower. Appl Therm Eng, 2007, 27: 910–917
13 Ren C Q, Li N P, Tang G F. Principles of exergy analysis in HVAC and evaluation of evaporative cooling schemes. Build Environ, 2002, 37: 1045–1055
14 Chen Q, Wu J, Wang M R, et al. A comparison of optimization theories for energy conservation in heat exchanger groups. Chin Sci Bull, 2011, 56: 449–454
15 Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy——A physical quantity describing heat transfer ability. Int J Heat Mass Transf, 2007, 50: 2545–2556
16 Xia S J, Chen L G, Sun F R. Entransy dissipation minimization for liquid-solid phase change processes. Sci China Technol Sci, 2010, 53: 960–968
17 Chen Q, Ren J, Meng J A. Field synergy equation for turbulent heat transfer and its application. Int J Heat Mass Transf, 2007, 50: 5334–5339
18 Cheng X T, Liang X G. Entransy flux of thermal radiation and its application to enclosures with opaque surfaces. Int J Heat Mass Transf, 2011, 54: 269–278
19 李雪芳, 郭江峰, 许明田, 等. 换热器设计优化的最小㶲耗散方法. 科学通报, 2011, 56: 869–873
20 Chen Q, Ren J X, Guo Z Y. The extremum principle of mass entransy dissipation and its application to decontamination ventilation designs in space station cabins. Chin Sci Bull, 2009, 54: 2862–2870
21 Chen L, Chen Q, Li Z, et al. Moisture transfer resistance method for liquid desiccant dehumidification analysis and optimization. Chin Sci Bull, 2010, 55: 1445–1453
22 Chen Q, Yang K D, Wang M R, et al. A new approach to analysis and optimization of evaporative cooling system I: Theory. Energy, 2010, 35: 2448–2454
23 江亿, 谢晓云, 刘晓华. 湿空气热湿转换过程的热学原理. 暖通空调, 2011, 41: 51–64
24 谢晓云, 江亿. 蒸发冷却制备冷水流程的热学分析. 暖通空调, 2011, 41: 65–76