

溶液除湿性能分析和优化的湿阻法

陈林, 陈群*, 李震, 过增元

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

2009-03-31 收稿, 2009-11-11 接受

国家重点基础研究发展计划(编号: 2007CB206901)和中国博士后科学基金(批准号: 200902080)资助项目

摘要 引入焓、焓耗散及湿阻的概念, 以揭示溶液除湿系统中水分传递过程的不可逆性和水分传递阻抗、通过分析传热过程耦合的水分传递过程, 导出了反映除湿过程中水分传递不可逆性的湿阻的表达式, 建立了湿阻与溶液除湿系统除湿性能之间的关系, 并针对不同的运行工况, 分析了集中冷却和均匀冷却方式对溶液除湿性能的影响. 结果表明: 对于绝热型溶液除湿系统, 提高湿空气与溶液间的传质系数可以降低湿阻, 增大除湿量; 当湿空气和溶液之间的流量比较小, 即溶液流量较大时, 应采用预冷的方式来降低溶液除湿系统的湿阻, 提高除湿性能; 而当湿空气和溶液之间的流量比较大时, 应采用均匀内冷型的溶液除湿系统以更加有效地降低湿阻和提高除湿性能.

关键词

溶液除湿
节能
传热传质
焓耗散
湿阻

伴随着社会发展和人们生活水平的不断改善, 空调的普及率日益提高. 然而, 它在为人们创造舒适的生产生活环境的同时, 也消耗了大量的能源. 由于在传统的冷冻除湿空调系统中, 为了达到除湿的效果, 制冷装置的蒸发温度不得不低于空气的露点温度, 导致制冷装置的性能难以提高. 甚至, 在某些温控要求较高的场合, 还需要对冷冻除湿后的低温空气再热, 这进一步增加了空调系统的能耗和复杂度. 为了提高制冷装置的蒸发温度, 改善制冷装置的性能, 提高能源的利用效率, 研究人员提出了热、湿独立控制的空气调节方式, 即利用吸湿性溶液或固体, 先调节空气的湿度, 再利用制冷装置调节空气的温度^[1]. 其中, 溶液除湿是利用溴化锂、氯化锂等吸湿性溶液表面蒸汽压较低的特点来吸收空气中的水分, 达到除湿的目的^[2-5]. 在除湿过程中, 吸湿性溶液与空气接触, 两者之间同时进行热量和水分的传递, 其中热量传递的驱动势是湿空气与溶液的温差, 水分传递的驱动势是湿空气中水蒸气分压和溶液表面水蒸气分压之差. 由于空气中水蒸气被溶液吸收时会释放出汽化潜热, 升高溶液温度, 进而改变热量传递的驱

动势, 同时溶液表面蒸汽压与溶液的温度和浓度有关, 当溶液温度发生变化之后, 水分传递的驱动势也会发生改变, 因此溶液除湿是热量传递和水分传递相互耦合的过程, 这给溶液除湿过程的理论分析和性能优化增加了难度.

Lazzarin 等^[6]从热量和质量传递的基本控制方程出发建立了填料塔内除湿过程的数学模型. Fumo 等^[7-11]针对不同类型热质换热器内的溶液除湿过程, 研究了热质交换器的几何结构、传热传质面积、空气和溶液的流量、空气温度和湿度、溶液温度和浓度、冷却水温度等对除湿性能的影响. 并且, Liu 等^[12]进一步实验研究了含溶液除湿装置的温湿度独立控制的制冷/制热系统在夏/冬季工况下的性能. Rahamah 等^[13]数值分析了溶液和湿空气的进口温湿度、质量流量和通道几何结构对竖直壁面上的热、质耦合传递过程除湿过程性能的影响, 得出降低空气流量, 增大通道高度, 提高溶液浓度都可以增强溶液除湿效果的结论. 陈晓阳等^[14,15]则以传热、传质驱动势分布均匀为原则对溶液除湿过程进行了优化分析, 提出应采用分级的方法提高除湿装置的性能. 上述研究在

深入研究湿空气和溶液间的质量和热量传递现象的基础上, 探寻溶液与湿空气之间的热质耦合传递规律, 以期能针对不同的空气调节要求, 为设计合理的除湿系统, 选择恰当的操作参数提供必要的指导, 但是, 这些研究并没有从传递不可逆性的角度明确揭示溶液除湿过程中水分传递的阻抗, 进而无法以减小水分传递阻抗为优化准则, 提高溶液除湿的性能, 充分发挥溶液除湿系统节能的优点.

为了减少溶液除湿过程的熵产, 李震^[16]指出当溶液与空气满足一定的流量比, 并且沿程有热量补充时, 溶液与空气间可以实现可逆的理想除湿过程, 此时除湿效率最高. 然而, 与可逆卡诺循环的热功转化效率最高, 但输出功率却趋于零的现象类似, 该可逆理想除湿过程的效率虽然最高, 但除湿速率却趋于零. 因此, 在实际工程应用领域, 我们并不是要消除除湿过程的熵产, 而是要在除湿量一定的前提下, 尽量减小水分传递的阻抗, 达到提高除湿性能的目的.

在传热学研究领域, Guo 等^[17]提出了焓的概念来描述物体向外界传递热量的能力, 引入了焓耗散的概念来衡量在传热过程中该物体传热能力的损失, 并且焓耗散被认为是与热功转换无关的传热过程不可逆性的量度. 基于质量和热量传递过程之间的类比性, Chen 等^[18,19]将焓的概念推广到质量传递过程的分析, 提出了质量积及质量积耗散的概念, 并在一定约束条件下对传质过程的性能进行了优化. Chen 等^[18,19]研究的是与传热过程不耦合的传质过程, 并未对与传热过程耦合的传质过程(如溶液除湿过程)进行深入分析, 因此本文将焓、焓耗散及热阻的概念推广到溶液除湿系统中与传热过程耦合的水分传递过程分析, 推导除湿过程中水分传递的质量积耗散和质量传递阻抗——湿阻, 建立湿阻与溶液除湿性能之间的关系. 在此基础上, 以减小湿阻为优化准则, 分析集中冷却和均匀冷却对溶液除湿性能的影响.

1 传热过程中的焓、焓耗散和热阻

在强化传热研究领域, 由于“付出”(提高材料热导率或提高流体流速)和“回报”(换热量增加或传热温差减小)是不同的物理量, 因此在目前的传热学教材和文献中, 只有传热速率和传热强化, 而没有传热效率和传热优化的概念. 为了解决这一问题, Guo 等^[17]基于热量传递现象与电量传递现象之间的类比性, 引入了焓的概念来评价物体向外界传递热量的能力:

$$G = \frac{1}{2}UT, \quad (1)$$

其中, U 为内能, T 为温度. 在传热过程中, 伴随着热量的输运, 也有焓的输运. 例如在无内热源导热过程中, 热量输运方程为

$$\rho c_v \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot q, \quad (2)$$

其中, q 为热流密度. 式(2)等号两边同时乘以温度 T , 可以得到焓输运方程:

$$\rho c_v T \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot (qT) - (q \cdot \nabla T), \quad (3)$$

方程(3)等号左边是单位体积中焓的时间变化率, 右边第一项是伴随着热量传递的焓传递, 第二项就是传热过程中的焓耗散率.

$$\phi_h = -q \cdot \nabla T = k |\nabla T|^2. \quad (4)$$

可见在传热过程中, 焓是非守恒量, 用它的耗散可以作为与热功转换无关的传热过程不可逆性的量度.

在电量输运过程中, 电阻的存在导致了电能的耗散, 并且电阻等于电能的耗散与电流平方之比, 因此在热量传递过程中, Guo 等^[17]认为由于热阻的存在而导致了物体传热能力(焓)的耗散, 并且他们将传热过程中的总焓耗散率与总热流平方的比值定义传热过程的热阻

$$R_h = \frac{\phi_h}{Q^2}, \quad (5)$$

式中, ϕ_h 是总焓耗散率, Q 是总热流. 对于一维稳态、无内热源的导热过程, (5)式可简化为传统的热阻定义式

$$R_h = \frac{\Delta T}{Q}. \quad (6)$$

这说明了传统的热阻定义式是焓耗散热阻的特例. 同时, 与传统热阻定义仅在一维稳态、无内热源情况下适用不同, 焓耗散热阻可以用于分析多维含内热源的传热问题. 并且, Guo 等^[17]在焓耗散热阻概念的基础上提出了用于传热优化的最小热阻原理: 在一定约束条件下, 当焓耗散热阻最小时, 传热性能最优.

2 溶液除湿过程中的质量积耗散和湿阻

由于溶液除湿是一个不可逆过程, 因此伴随着水分(守恒量)的传递, 一定也存在介质传递水分能力(非守恒量)的耗散, 并且该非守恒量同样也可以定义为“积”, 它的耗散就可以用来反映溶液除湿过程中水分传递的不可逆性, 在此基础上可以导出水分传递过程的阻抗——湿阻, 从而利用湿阻的概念对溶液除湿过程进行分析和优化.

2.1 物理模型

考察如图1所示的湿空气与溶液之间传热、传质过程. 溶液区域为 $cdhg$, 湿空气区域为 $acge$, 包括湿空气主体区域 $abfe$ 以及位于溶液表面的空气薄层 $bcgf$. 空气薄层 $bcgf$ 的湿空气状态由溶液状态确定, 即该处湿空气的温度等于溶液的温度, 水蒸气的分压力即为溶液的表面蒸汽压, 并且在空气薄层的 bc 和 fg 边界上湿空气的流速为零.

2.2 溶液除湿过程中的质量积耗散

(i) 湿空气主体区域. 在湿空气主体区域 $abfe$ 中, 湿空气中的水蒸气质量守恒方程为:

$$\vec{U}_{ma} \cdot \nabla(\rho_{ma} Y_{v,ma}) = D_{v,ma} \nabla \cdot \nabla(\rho_{ma} Y_{v,ma}), \quad (7)$$

其中 $\vec{U}_{ma}$ 为湿空气的速度矢量, ρ_{ma} 为湿空气的密度, $Y_{v,ma}$ 为湿空气中水蒸气的质量分数, $D_{v,ma}$ 为水蒸气在空气中的扩散系数. 式(7)等号两边同乘以水蒸气的质量分数 $Y_{v,ma}$, 得到水蒸气的质量积平衡方程:

$$\begin{aligned} \vec{U}_{ma} \cdot \nabla\left(\frac{1}{2} \rho_{ma} Y_{v,ma}^2\right) \\ = D_{v,ma} \nabla \cdot [Y_{v,ma} \nabla(\rho_{ma} Y_{v,ma})] - D_{v,ma} \rho_{ma} |\nabla Y_{v,ma}|^2. \end{aligned} \quad (8)$$

分别将式(7)和(8)在流动区域 $abfe$ 内积分, 运用高斯定律将变量在控制体内的体积分转化为控制体边界上的面积分, 并且在进、出口处忽略沿流体流动

方向的水分扩散, 可得

$$\begin{aligned} -(\rho_{ma} Y_{v,ma} \dot{V}_{ma})_{ab} + (\rho_{ma} Y_{v,ma} \dot{V}_{ma})_{ef} \\ = \iint_{bf} \vec{n}_{bf} \cdot D_{v,ma} \nabla(\rho_{ma} Y_{v,ma}) dA, \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} -\left(\frac{1}{2} \rho_{ma} Y_{v,ma}^2 \dot{V}_{ma}\right)_{ab} + \left(\frac{1}{2} \rho_{ma} Y_{v,ma}^2 \dot{V}_{ma}\right)_{ef} \\ = \iint_{bf} \vec{n}_{bf} \cdot D_{v,ma} \nabla\left(\frac{1}{2} \rho_{ma} Y_{v,ma}^2\right) dA - \\ \iiint_{\tau-abfe} D_{v,ma} \rho_{ma} |\nabla Y_{v,ma}|^2 d\tau, \end{aligned} \quad (10)$$

其中 $\vec{n}_{bf}$ 为积分区域 $abfe$ 边界 bf 的外法线方向, $\dot{V}_{ma}$ 为湿空气的体积流量.

(ii) 空气薄层. 在空气薄层 $bcgf$ 中, 水蒸汽质量守恒和质量积守恒方程分别与式(7)和(8)一致. 分别将式(7)和(8)在空气薄层 $bcgf$ 内积分, 并运用高斯定律可得

$$\begin{aligned} 0 = \iint_{bf} \vec{n}'_{bf} \cdot D_{v,ma} \nabla(\rho_{ma} Y_{v,ma}) dA + \\ \iint_{cg} \vec{n}'_{cg} \cdot D_{v,ma} \nabla(\rho_{ma} Y_{v,ma}) dA, \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} 0 = \iint_{bf} \vec{n}'_{bf} \cdot D_{v,ma} \nabla\left(\frac{1}{2} \rho_{ma} Y_{v,ma}^2\right) dA \\ + \iint_{cg} \vec{n}'_{cg} \cdot D_{v,ma} \nabla\left(\frac{1}{2} \rho_{ma} Y_{v,ma}^2\right) dA - \\ \iiint_{\tau-bcgf} D_{v,ma} \rho_{ma} |\nabla Y_{v,ma}|^2 d\tau, \end{aligned} \quad (12)$$

其中 $\vec{n}'_{bf}$ 和 $\vec{n}'_{cg}$ 分别为积分区域 $bcgf$ 边界 bf 和 cg 的外法线方向.

(iii) 溶液区域. 在溶液区域 $cdhg$ 内, 水分的质量守恒方程为

$$\vec{U}_l \cdot \nabla(\rho_l Y_w) = D_l \nabla \cdot \nabla(\rho_l Y_w), \quad (13)$$

式中, 下标 l 表示与溶液有关的物理量, w 表示溶剂水, D_l 为溶液中水分的扩散系数.

溶液除湿过程中, 溶液与湿空气之间水分传递的驱动力为水分的质量分数之差, 其中溶液表面的水分质量分数由溶液的温度和浓度决定. 换言之, 对于一定温度和浓度的溶液, 当它与空气接触时, 气-液交界面处的空气薄层内的水蒸气的质量分数(水分

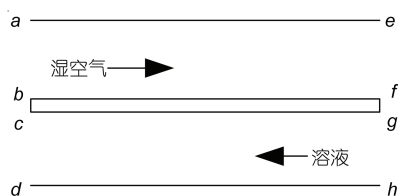


图1 溶液除湿传热、传质模型

传递的驱动势)为定值. 而对于 $cdhg$ 区域内的任一溶液微元, 虽然它们未与湿空气直接接触, 但是它们仍然具有吸收湿空气中水蒸气的能力, 因此可以利用该溶液微元在一定温度和浓度条件下所对应的等效水蒸气质量分数 $Y_{v,ea}$ 来代表这些溶液微元具有的向外界传递水分的驱动势. 这里, “等效”是强调该溶液微元实际上并未与空气接触, 但其具有吸收水分的潜在能力.

在式(13)等号两边同乘以溶液的等效水蒸气质量分数 $Y_{v,ea}$, 可以得到溶液中水分传递的质量积平衡方程:

$$Y_{v,ea} \vec{U}_l \cdot \nabla(\rho_l Y_w) = D_l \nabla \cdot [Y_{v,ea} \nabla(\rho_l Y_w)] - D_l \nabla Y_{v,ea} \cdot \nabla(\rho_l Y_w). \quad (14)$$

分别将式(13)和(14)在溶液区域 $cdhg$ 内积分, 并运用高斯定律可得

$$(\rho_l Y_w \dot{V}_l)_{cd} - (\rho_l Y_w \dot{V}_l)_{gh} = \iint_{cg} \vec{n}_{cg} \cdot D_l \nabla(\rho_l Y_w) dA, \quad (15)$$

$$\begin{aligned} & \iiint_{\tau-cdhg} Y_{v,ea} \vec{U}_l \cdot \nabla(\rho_l Y_w) d\tau \\ &= \iint_{cg} \vec{n}_{cg} \cdot D_l [Y_{v,ea} \nabla(\rho_l Y_w)] dA - \iiint_{\tau-cdhg} D_l \nabla Y_{v,ea} \cdot \nabla(\rho_l Y_w) d\tau, \end{aligned} \quad (16)$$

其中 $\vec{n}_{cg}$ 为积分区域 $cdhg$ 边界 cg 的外法线方向.

在湿空气主体区域 $abfe$ 和空气薄层 $bcbf$ 的交界面 bf 上满足水蒸气通量守恒, 即湿空气主体区域内水分的输出量等于空气薄层内水分的输入量

$$\begin{aligned} & \iint_{bf} \vec{n}_{bf} \cdot D_{v,ma} \nabla(\rho_{ma} Y_{v,ma}) dA = - \\ & \iint_{bf} \vec{n}'_{bf} \cdot D_{v,ma} \nabla(\rho_{ma} Y_{v,ma}) dA. \end{aligned} \quad (17)$$

在空气薄层 $bcbf$ 和溶液区域 $cdhg$ 的交界面 cg 上, 空气中水蒸气的凝结量等于进入溶液中的水分量

$$\iint_{cg} \vec{n}'_{cg} \cdot D_{v,ma} \nabla(\rho_{ma} Y_{v,ma}) dA = - \iint_{cg} \vec{n}_{cg} \cdot D_l \nabla(\rho_l Y_w) dA. \quad (18)$$

联立方程(9), (11), (15), (17)和(18), 可以得到溶液除湿过程中的水分质量守恒关系:

$$(\rho_{ma} Y_{v,ma} \dot{V}_{ma})_{ef} - (\rho_{ma} Y_{v,ma} \dot{V}_{ma})_{ab} =$$

$$(\rho_l Y_w \dot{V}_l)_{cd} - (\rho_l Y_w \dot{V}_l)_{gh}. \quad (19)$$

可见, 湿空气中水分质量的变化等于溶液中水分质量的变化.

同理, 湿空气主体区域 $abfe$ 和空气薄层 $bcbf$ 的交界面 bf 上, 湿空气主体区域内水分质量积的输出量等于空气薄层内水分质量积的输入量, 因此

$$\begin{aligned} & \iint_{bf} \vec{n}_{bf} \cdot D_{v,ma} \nabla(\frac{1}{2} \rho_{ma} Y_{v,ma}^2) dA \\ &= - \iint_{bf} \vec{n}'_{bf} \cdot D_{v,ma} \nabla(\frac{1}{2} \rho_{ma} Y_{v,ma}^2) dA. \end{aligned} \quad (20)$$

在 cg 界面上

$$\begin{aligned} & \iint_{cg} \vec{n}'_{cg} \cdot D_{v,ma} \nabla(\frac{1}{2} \rho_{ma} Y_{v,ma}^2) dA \\ &= - \iint_{cg} \vec{n}_{cg} \cdot D_l [Y_{v,ea} \nabla(\rho_l Y_w)] dA. \end{aligned} \quad (21)$$

联立式(10), (12), (16), (20)和(21), 可以得到溶液除湿过程中水分质量积守恒关系

$$\begin{aligned} & \left[\frac{1}{2} \rho_{ma} Y_{v,ma}^2 \dot{V}_{ma} \right]_{ef} - \left[\frac{1}{2} \rho_{ma} Y_{v,ma}^2 \dot{V}_{ma} \right]_{ab} \\ &+ \iiint_{\tau-cdhg} Y_{v,ea} \vec{U}_l \cdot \nabla(\rho_l Y_w) d\tau = - \iiint_{\tau-acge} D_{v,ma} \rho_{ma} |\nabla Y_{v,ma}|^2 d\tau - \\ & \iiint_{\tau-cdhg} D_l \nabla Y_{v,ea} \cdot \nabla(\rho_l Y_w) d\tau, \end{aligned} \quad (22)$$

等号左边前两项表示溶液除湿过程中, 湿空气的水分质量积的变化, 等号左边第三项表示溶液中“因水分传递而导致的”水分质量积的变化, 等号右边第一项表示水分在湿空气内(包括湿空气区域 $abfe$ 和空气薄层 $bcbf$)传递过程中的质量积耗散, 等号右边第二项表示水分在溶液内传递过程中的质量积耗散.

式(22)等号左边第三项可以进一步表示为

$$\begin{aligned} & \iiint_{\tau-cdhg} Y_{v,ea} \vec{U}_l \cdot \nabla(\rho_l Y_w) d\tau = [Y_{v,ea} (\rho_l Y_w) \dot{V}_l]_{cd} \\ & - [Y_{v,ea} (\rho_l Y_w) \dot{V}_l]_{gh} - \iiint_{\tau-cdhg} (\rho_l Y_w) \nabla \cdot (Y_{v,ea} \vec{U}_l) d\tau, \end{aligned} \quad (23)$$

即

$$[Y_{v,ea} (\rho_l Y_w) \dot{V}_l]_{cd} - [Y_{v,ea} (\rho_l Y_w) \dot{V}_l]_{gh}$$

$$= \iiint_{\tau-cd} Y_{v,ea} \vec{U}_l \cdot \nabla (\rho_l Y_w) d\tau + \iiint_{\tau-cd} (\rho_l Y_w) \nabla \cdot (Y_{v,ea} \vec{U}_l) d\tau. \quad (24)$$

由上式可以看出溶液除湿过程中, 溶液中水分质量积的变化由两部分组成: (1) 因水分传递而导致的质量积的变化; (2) 因溶液表面蒸汽压变化而导致的质量积的变化. 这与重力势能由质量变化和高度变化两方面因素决定类似.

将式(23)代入式(22)可得

$$\begin{aligned} & \left[\frac{1}{2} \rho_{ma} Y_{v,ma}^2 \dot{V}_{ma} \right]_{ef} - \left[\frac{1}{2} \rho_{ma} Y_{v,ma}^2 \dot{V}_{ma} \right]_{ab} \\ & + [Y_{v,ea} (\rho_l Y_w) \dot{V}_l]_{cd} - [Y_{v,ea} (\rho_l Y_w) \dot{V}_l]_{gh} \\ & - \iiint_{\tau-cd} (\rho_l Y_w) \nabla \cdot (Y_{v,ea} \vec{U}_l) d\tau \\ & = - \iiint_{\tau-acge} D_{v,ma} \rho_{ma} |\nabla Y_{v,ma}|^2 d\tau - \\ & \iiint_{\tau-cd} D_l \nabla Y_{v,ea} \cdot \nabla (\rho_l Y_w) d\tau, \end{aligned} \quad (25)$$

式中, 等号左侧第三、四项表示溶液中水分质量积的变化, 等号左侧第五项表示“因溶液表面蒸汽压变化而导致的”质量积的变化. 由式(25)可以看出, 在计算溶液除湿过程的水分质量积耗散时, 需要消除因溶液表面蒸汽压变化而导致的质量积变化的影响.

对于一维溶液除湿过程, 式(25)可以简化为

$$\begin{aligned} & \left[\frac{1}{2} \rho_{ma} Y_{v,ma}^2 \dot{V}_{ma} \right]_{ef} - \left[\frac{1}{2} \rho_{ma} Y_{v,ma}^2 \dot{V}_{ma} \right]_{ab} \\ & + [Y_{v,ea} (\rho_l Y_w) \dot{V}_l]_{cd} - [Y_{v,ea} (\rho_l Y_w) \dot{V}_l]_{gh} \\ & - \int \rho_l Y_w \frac{\partial Y_{v,ea} \dot{V}_l}{\partial x} dx = -\Phi_{water}, \end{aligned} \quad (26)$$

式中 Φ_{water} 为溶液除湿过程中水分质量积耗散, $\rho_{ma} \dot{V}_{ma}$ 为湿空气的质量流量, 由于水蒸气占湿空气总质量的比例很小, 因此可以认为在溶液除湿过程中湿空气的质量流量为定值, 同理溶液的质量流体也为定值, 因此式(26)可以简化为

$$\Phi_{water} = \frac{1}{2} \rho_{ma} \dot{V}_{ma} [(Y_{v,ma})_{ab}^2 - (Y_{v,ma})_{ef}^2]$$

$$+ \rho_l \dot{V}_l [(Y_{v,ea} Y_w)_{gh} - (Y_{v,ea} Y_w)_{cd}] + \int \rho_l Y_w \frac{\partial Y_{v,ea} \dot{V}_l}{\partial x} dx. \quad (27)$$

2.3 溶液除湿过程中的湿阻

类比与电阻和焓耗散热阻的定义方式, 可以将质量积耗散与质量传递量平方的比值定义为溶液除湿过程中的湿阻:

$$R = \frac{\Phi_{water}}{\dot{\Omega}^2}, \quad (28)$$

其中 $\dot{\Omega}$ 是湿空气与溶液之间水分的传递量, 以空气侧和溶液侧参数计算时, 分别有

$$\dot{\Omega} = (\rho_{ma} \dot{V}_{ma} Y_{v,ma})_{ab} - (\rho_{ma} \dot{V}_{ma} Y_{v,ma})_{ef}, \quad (29)$$

$$\dot{\Omega} = (\rho_l \dot{V}_l Y_w)_{cd} - (\rho_l \dot{V}_l Y_w)_{gh}. \quad (30)$$

将式(27), (29)和(30)代入式(28), 可得

$$\begin{aligned} R = & \frac{[(Y_{v,ma})_{ab} + (Y_{v,ma})_{ef}]}{2\dot{\Omega}} + \frac{(Y_{v,ea})_{cd}}{\dot{\Omega}} \\ & + \frac{\rho_l \dot{V}_l (Y_w)_{gh} [(Y_{v,ea})_{gh} - (Y_{v,ea})_{cd}]}{\dot{\Omega}^2} + \frac{\int \rho_l Y_w \frac{\partial Y_{v,ea} \dot{V}_l}{\partial x} dx}{\dot{\Omega}^2}. \end{aligned} \quad (31)$$

3 绝热型溶液除湿系统性能的湿阻分析

3.1 溶液除湿过程中热量、质量传递的计算模型

对于图1所示的逆流式溶液除湿过程, 其中任一微元体(图2所示的控制单元)的热量和质量传递和守恒方程分别为^[14,20,21]:

干空气质量守恒

$$\dot{m}_a = \text{const}, \quad (32)$$

溶质质量守恒

$$\dot{m}_l \delta \xi + \xi \delta \dot{m}_l = 0. \quad (33)$$

水分(空气中水分与溶液中水分之和)质量守恒

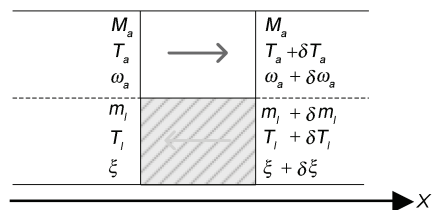


图2 空气与溶液间传热、传质的单元体

$$\dot{m}_a \delta \omega_a - \delta \dot{m}_l = 0, \quad (34)$$

水分传递方程

$$-\dot{m}_a \delta \omega_a = \alpha_a \delta A (\omega_a - \omega_{a, equ}), \quad (35)$$

能量守恒方程

$$\dot{m}_a \delta i_a - (i_l \delta \dot{m}_l + \dot{m}_l \delta i_l) = 0, \quad (36)$$

能量传递方程

$$-\dot{m}_a di_a = \frac{\alpha_c \delta A}{c_p} \left[(i_a - i_{a, equ}) + r \left(\frac{1}{Le} - 1 \right) (\omega_a - \omega_{a, equ}) \right], \quad (37)$$

其中 $Le = \alpha_c / (\alpha_d c_p)$ 为刘易斯数, 对于溶液与空气间的热质耦合传递过程, 可假定 $Le = 1$, 此时式(37)可以简化为:

$$-\dot{m}_a di_a = \frac{\alpha_c \delta A}{Cp} (i_a - i_{a, equ}). \quad (38)$$

采用文献[14]研究的工质(溴化锂溶液)和边界条件(如表 1 所示), 当除湿设备中填料的比表面积是 $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$, 填料的尺寸是 $1 \text{ m} \times 1 \text{ m} \times 1 \text{ m}$, 传质系数 h_d 为 $0.01 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 溶液流量为 2.16 kg/s 时, 数值联立求解式(32)~(38)可以获得溶液除湿过程中湿空气和溶液的出口参数(如表 2 所示), 它们与文献[14]的计算结果基本一致, 这验证了本文所使用的数值计算方法的准确性。同时, 将上述结果带入式(31)可以获得上述溶液除湿过程的湿阻。

3.2 湿阻与除湿性能的关系

对于表 1 中工况 I 所列的空气和溶液的进口条件,

在填料的比表面积和尺寸不变的条件下, 图 3 给出除湿量和湿阻随传质系数的变化曲线。由图可见, 随着传质系数的提高, 除湿量逐渐增加而湿阻逐渐减小, 这就意味着湿阻越小, 溶液除湿系统的性能越好。对于表 1 中的所列的其他除湿工况, 经计算可以得出除湿量与湿阻随传质系数的变化关系与图 3 所示的趋势一致。因此, 溶液除湿过程中的湿阻反映了溶液除湿的性能, 湿阻越小, 则除湿性能越好, 除湿量越大, 反之亦然。

4 内冷型溶液除湿系统性能的湿阻分析

从式(31)可以看出, 溶液除湿过程中的湿阻受“等效空气”水蒸气浓度 $Y_{v,ea}$ 的影响, 因此适当地调整 $Y_{v,ea}$ 可以达到减小湿阻的效果。考虑到 $Y_{v,ea}$ 是溶液温度和浓度的函数, 因此在除湿过程中可以在溶液区

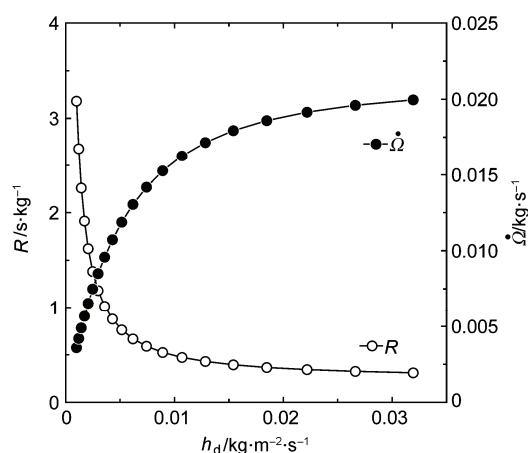


图 3 湿阻与除湿量随传质系数的变化关系

表 1 数值计算验证工况

工况	空气进口		溶液进口		流量比
	含湿量 $/10^3 \text{ kg} \cdot (\text{kg 干空气})^{-1}$	焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	温度/ $^{\circ}\text{C}$	浓度(%)	
I	16	73.1	26	50	1
II	19.2	84.1	29.3	48.6	0.8
III	14.7	65.9	27.1	46.9	0.8

表 2 数值计算结果比较

工况	空气出口			溶液出口温度/ $^{\circ}\text{C}$		
	含湿量/ $10^3 \text{ kg} \cdot (\text{kg 干空气})^{-1}$	焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	偏差(%)	文献[14]	本文	偏差(%)
I	8.55	51.9	1.05	35.8	35.72	-0.21
II	10.47	59.3	1.15	38.3	38.19	-0.34
III	9.32	52.4	1.82	31.9	31.79	0.08

域内添加冷却表面的办法(即内冷法)来吸收水蒸汽相变产生的热量,维持溶液较小的“等效”水蒸气质量分数 $Y_{v,ea}$, 从而降低湿阻、提高除湿性能.

在实际工程应用领域,冷却表面的换热系数和总面积往往是受限的,因此对于内冷型溶液除湿系统,可以定义以下的优化问题:针对不同的除湿工况和不同的冷源温度,在冷却表面的总热导给定的条件下, $\int k_A dl = \text{const}$, 优化热导在溶液流动区域内的分布,达到降低湿阻,提高除湿性能的目的.

图 4 给出了 3 种不同的热导布置方式. 其中图 4(a)代表热导在整个溶液区域内均匀分配($L_{KA}/L_{\text{total}} = 1$), 图 4(b)代表热导在靠近溶液进口的 1/2 区域内均匀分配($L_{KA}/L_{\text{total}} = 0.5$), 而图 4(c)则代表热导在靠近溶液进口的 1/4 区域内均匀分配($L_{KA}/L_{\text{total}} = 0.25$). 由于总热导为定值, 因此图 4(c)所示的内冷型溶液除湿系统中单位长度的热导是图 4(a)所示的单位长度的热导 4 倍, 同理图 4(b)所示的单位长度的热导是图 4(a)所示的 2 倍.

针对表 1 中工况 I 所列的进口处空气的含湿量、焓和溶液的温度、浓度, 图 5 给出了湿空气质量流量为 2.16 kg/s, 湿空气和溶液的流量比为 1:2(湿空气质量

小于溶液流量), 冷源温度分别为 20℃, 15℃ 和 10℃ 时, 溶液除湿过程的湿阻、除湿量与热导分布方式的关系, 其中横坐标表示有冷却表面的除湿区域与总除湿区域之比. 由图可见, 冷源温度越低, 溶液除湿的湿阻越小, 除湿量相应越大. 同时, 热导分布越集中, 则湿阻越小, 对应的传质量(除湿量)越大. 特殊情况下, 当热导集中到溶液进口处时($L_{KA}/L_{\text{total}} \rightarrow 0$), 内冷型溶液除湿系统实际上已经转变为含预冷的绝热除湿系统. 因此, 可以推测对于湿空气流量小于溶液流量的工况, 应采用预冷的方式来降低绝热溶液除湿系统的湿阻, 提高除湿性能. 这与前人的研究结果^[2,7,9,22]是一致的.

由于较大的溶液流量会导致溶液除湿过程中产生溶液夹带现象, 影响被处理的湿空气的成分, 对室内空气质量产生不利影响, 因此在工程应用领域, 人们通常采用减小溶液流量(提高湿空气与溶液的流量比)的方法来避免溶液除湿过程中溶液夹带现象. 对于表 1 中工况 I 所列的空气和溶液的进口条件, 在湿空气质量流量维持在 2.16 kg/s 的前提下, 图 5 给出了湿空气和溶液的流量比为 10:1, 冷源温度分别为 20℃, 15℃ 和 10℃ 时, 溶液除湿过程的湿阻、除湿量与热导分布方式的关系. 由图可见, 当湿空气与溶液流量之间的比例较大时, 热导分布越均匀, 即溶液冷却的越均匀, 除湿过程中的湿阻越小, 除湿性能越好. 换言之, 当为了降低溶液夹带的可能性而减小溶液流量时, 应采用内冷型的溶液除湿系统以降低除湿过程的湿阻, 提高除湿性能.

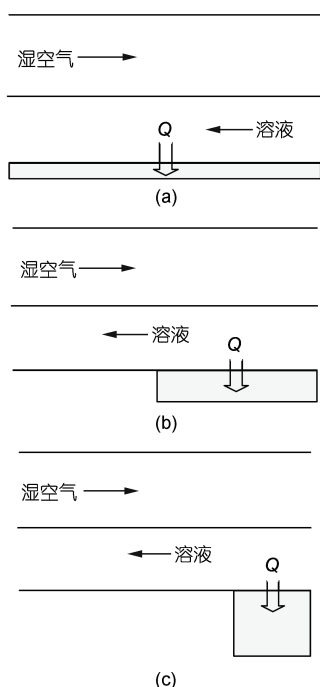


图 4 不同冷却区域范围的内冷除湿方式

(a) 全溶液区域冷却; (b) 1/2 溶液区域冷却; (c) 1/4 溶液区域冷却

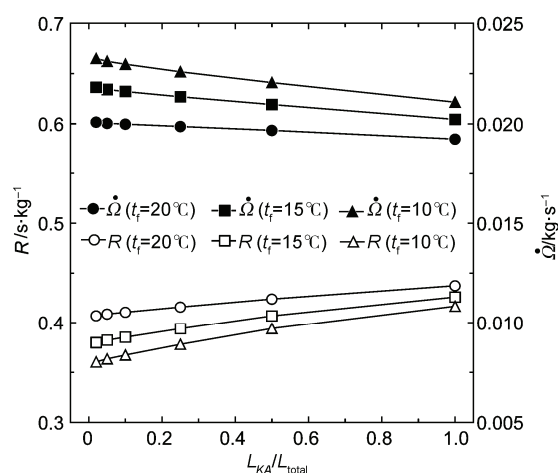


图 5 内冷型溶液除湿系统湿阻与除湿性能之间的关系(气液流量比 1:2)

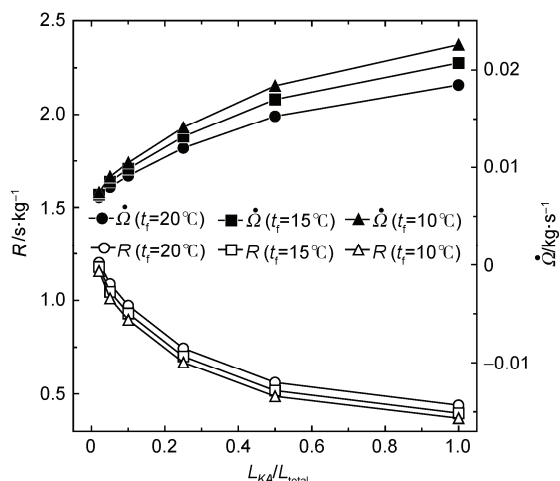


图6 内冷型溶液除湿系统湿阻与除湿性能之间的关系(气液流量比 10:1)

5 结论

(1) 将传热、传质过程研究中的焓、焓耗散及热

阻的概念引入与热量传递耦合的溶液除湿系统中的质量传递过程分析, 定义了溶液中水分的质量积, 导出了衡量溶液除湿过程中水分传递不可逆性的湿阻的表达式, 并利用湿阻的概念对溶液除湿系统的除湿性能进行分析和优化。

(2) 对于绝热型溶液除湿系统, 随着传质系数的提高, 湿阻逐渐减小, 除湿量逐渐增加。这进一步说明了溶液除湿过程中的湿阻反映了溶液除湿系统的不可逆性, 湿阻越小, 除湿性能越好; 反之湿阻越大, 除湿性能越差。

(3) 当湿空气和溶液之间的流量比较小, 即溶液流量较大时, 可以采用预冷的方式来降低绝热溶液除湿系统的湿阻, 提高除湿性能。这与前人的研究结果^[2,7,9,22]一致。当为了降低溶液夹带的可能性而减小溶液流量时, 应采用均匀内冷型的溶液除湿系统来达到降低除湿过程的湿阻, 提高除湿性能的目的。

参考文献

- 江亿, 李震, 陈晓阳, 等. 溶液除湿空调系列文章——溶液式空调及其应用. 暖通空调, 2004, 34: 88—97
- Factor H M, Grossman G. Packed bed dehumidifier/regenerator for solar air conditioning with liquid desiccants. Sol Energy, 1980, 24: 541—550
- Kinsara A A, Elsayed M M, Al-Rabghi O M. Proposed energy-efficient air-conditioning system using liquid desiccant. Appl Therm Eng, 1996, 16: 791—806
- Waugaman D G, Kini A, Kettleborough C F. A review of desiccant cooling systems. J Energy Resour-ASME, 1993, 115: 1—8
- Daou K, Wang R Z, Xia Z Z. Desiccant cooling air conditioning: A review. Renew Sust Energ Rev, 2006, 10: 55—77
- Lazzarin R M, Gasparella A, Longo G A. Chemical dehumidification by liquid desiccants: Theory and experiment. Int J Refrig, 1999, 22: 334—347
- Fumo N, Goswami D Y. Study of an aqueous lithium chloride desiccant system: Air dehumidification and desiccant regeneration. Sol Energy, 2002, 72: 351—361
- Saman W Y, Alizadeh S. Modelling and performance analysis of a cross-flow type plate heat exchanger for dehumidification/cooling. Sol Energy, 2001, 70: 361—372
- Saman W Y, Alizadeh S. An experimental study of a cross-flow type plate heat exchanger for dehumidification/cooling. Sol Energy, 2002, 73: 59—71
- Khan A Y. Cooling and dehumidification performance analysis of internally-cooled liquid desiccant absorbers. Appl Therm Eng, 1998, 18: 265—281
- Liu X H, Zhang Y, Qu K Y, et al. Experimental study on mass transfer performances of cross flow dehumidifier using liquid desiccant. Energy Convers Manage, 2006, 47: 2682—2692
- Liu X H, Li Z, Jiang Y, et al. Annual performance of liquid desiccant based independent humidity control HVAC system. Appl Therm Eng, 2006, 26: 1198—1207
- Rahamah A, Elsayed M M, Al-Najem N M. Numerical solution for cooling and dehumidification of air by a falling desiccant film in parallel flow. Renew Energ, 1998, 13: 305—322
- 陈晓阳, 刘晓华, 李震, 等. 溶液除湿/再生设备热质交换过程解析解法及其应用. 太阳能学报, 2004, 25: 509—514
- 刘晓华, 刘拴强, 李震, 等. 溶液全热回收装置及其优化分析. 太阳能学报, 2007, 28: 762—768
- 李震. 湿空气处理过程热力学分析方法及其在溶液除湿空调中应用. 博士学位论文. 北京: 清华大学, 2004
- Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy—A physical quantity describing heat transfer ability. Int J Heat Mass Trans, 2007, 50: 2545—2556
- Chen Q, Ren J X, Guo Z Y. Field synergy analysis and optimization of decontamination ventilation designs. Int J Heat Mass Tran, 2008, 51: 873—881
- Chen Q, Ren J X, Guo Z Y. The mass entransy dissipation extremum principle and its application to decontamination ventilation optimization in space station cabins. Chinese Sci Bull, 2009, 54: 2862—2870
- Stevens D I, Braun J E, Klein S A. An effectiveness model of liquid desiccant system heat/mass exchangers. Sol Energy, 1989, 42: 449—455
- Khan A Y. Parametric analysis of heat and mass transfer performance of a packed-type liquid desiccant absorber at part-load operating conditions. ASHRAE Trans, 1996, 102: 349—357
- 张小松, 殷勇高, 曹毅然. 蓄能型液体除湿蒸发冷却系统中除湿性能的实验研究. 热科学与技术, 2004, 3: 60—64