

文章编号: 0253-4339(2012)06-0046-06

doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2012.06.046

湿工况下翅片管式换热器中刘易斯因子的数值研究

韩维哲 丁国良 胡海涛 庄大伟

(上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200240)

摘 要 刘易斯因子是反映湿工况下空气侧热质传递特性的重要参数。在此提出了可计算湿工况下翅片侧刘易斯因子的数值模型和适用于工程应用的关联式,通过建立相间传质数值模型、潜热传递数值模型,利用CFD分别计算出空气侧的热质传递系数,从而求得刘易斯因子的数值解。利用数值仿真方法分析了翅片管换热器结构和运行工况对刘易斯因子的影响和已有热质传递类比关系的适用性;同时采用刘易斯因子的数值计算结果拟合得到关联式。传热和传质数值计算结果和实验的相对误差分别为6.93%和12.1%;关联式与数值模型之间的相对误差为5.52%。该数值模型有足够的精度与适用面,所得关联式可代替数值模型。

关键词 热工学;刘易斯因子;数值仿真;热质传递;类比关系;翅片管式换热器

中图分类号 TQ051.5; TB61⁺1

文献标识码 A

A Numerical Study of Lewis Factor for Fin-and-tube Heat Exchangers under Dehumidifying Conditions

Han Weizhe Ding Guoliang Hu Haitao Zhuang Dawei

(Institute of Refrigeration and Cryogenics Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China)

Abstract Lewis factor is an important parameter for heat and mass transfer process at dehumidifying conditions. A numerical model for calculating the Lewis factor and a correlation for engineering calculation are established. The Lewis factor is obtained through the numerical model of heat and mass transfer of air-side including the mass transfer between phases and the latent heat transfer using CFD. The effects of fin-and-tube heat exchanger geometries and working conditions as well as the feasibility of existing heat and mass transfer analogies are analyzed. Also the Lewis factor correlation is established through the numerical results. The heat and mass transfer deviations between numerical model and experimental data are 6.93% and 12.1% respectively. The correlation has relative deviation of 5.52% compared with numerical model. The results show that the obtained correlation has sufficient accuracy and applicability instead of numerical model.

Keywords Pyrology; Lewis factor; Numerical simulation; Heat and mass transfer; Analogy relationship; Fin-and-tube heat exchangers

翅片管换热器应用范围广泛,其中翅片侧空气在蒸发工况下普遍存在析湿现象。研究湿工况下空气侧的热质传递特性对于翅片结构的优化设计和提高换热器空气侧传热性能有重要意义。空气侧的传热系数一般通过实验测得,但湿工况下空气侧传质系数较难通过实验获得,通常采用已知的传热系数和热质传递类比关系计算出传质系数^[1]。目前常见的类比关系主要有雷诺类比、普朗特类比、卡门类比和科尔伯恩类比^[2]。这四种类比均基于大量的简化和假设,存在一定的局限性。如,雷诺类比假设整个流场均为湍流,适用于普朗特数和施密特数为1的情况,其中雷诺类比和科尔伯恩类比最为常用^[3]。

热质传递之间的类比关系一般通过刘易斯因子来表达,刘易斯因子定义为传热斯坦顿数和传

质斯坦顿数之间的比值。目前刘易斯因子的研究主要以实验为主,Wang^[4]、Hong^[5]等人测得翅片管换热器空气侧的刘易斯因子在0.6~1.1之间;但采用实验手段不仅过程复杂耗时,而且不同推导方法会得出不同的刘易斯因子,因此有必要通过数值仿真方法(如CFD)来研究翅片管换热器空气侧的刘易斯因子。Steeman等人^[6]采用CFD对室内空气流动的热质传递特性进行了研究,分析了建筑室内空气的热质传递类比关系(即刘易斯因子)以及雷诺类比和科尔伯恩类比的适用性。但其研究主要针对建筑室内,空气的流动以自然对流为主,这和翅片管式换热器翅片间空气的流动形式有很大不同。而目前针对翅片管式换热器内空气侧刘易斯因子的数值仿真研究是缺乏的。

采用数值仿真方法对翅片管式换热器内空气

侧的刘易斯因子进行研究, 研究内容包括: 1) 建立湿工况下翅片管换热器中刘易斯因子的数值计算模型; 2) 采用数值仿真方法分析换热器结构和运行工况对刘易斯因子的影响; 3) 基于数值仿真结果建立适用于工程计算的刘易斯因子关联式。

1 翅片管式换热器刘易斯因子的数值模型开发

1.1 翅片管式换热器刘易斯因子数值模型的开发思路

如图1(a)显示了翅片管式换热器的示意图, 翅片形式为平片且翅片间距相等, 换热管为交错排列; 根据空气流动的周期性和对称性边界条件, 实际的计算区域如图1(b)所示。当翅片表面温度低于来流空气露点温度时, 湿空气发生析湿现象, 因此控制方程组中需要考虑组分守恒方程; 而能量守恒方程不仅涉及热传导和对流换热共轭问题的求解, 而且需要加入水蒸气相变所带来的潜热传递。

刘易斯因子是热质传递过程中的重要参数, 它反映了湿工况下空气侧的对流传热系数和传质系数之间的比值关系。其定义式如公式(1)所示。

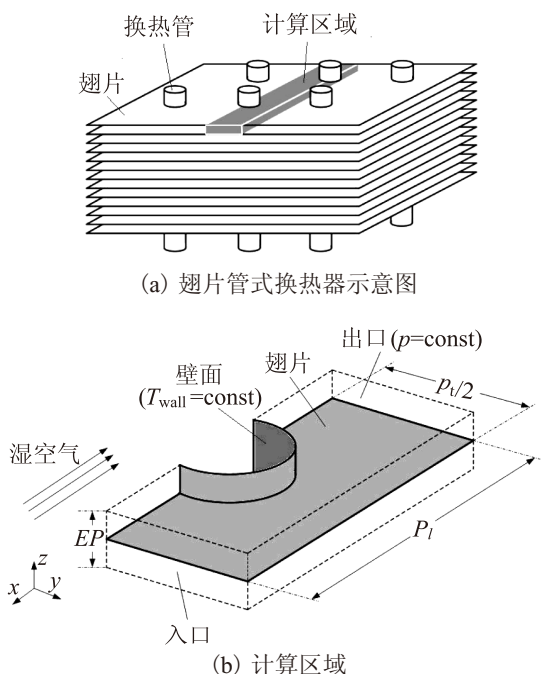


图1 翅片管式换热器及计算区域
Fig.1 Fin-and-tube heat exchanger and the calculation domain

$$LF = \frac{St}{St_m} = \frac{Nu}{Sh} \cdot \frac{Sc}{Pr} = \frac{h_c}{h_m \cdot c_p} \quad (1)$$

式中: St 和 St_m 分别为传热斯坦顿数和传质斯

坦顿数; Nu 、 Sh 、 Sc 和 Pr 分别为努谢尔特数、舍伍德数、施密特数和普朗特数; h_c 和 h_m 分别为传热系数和传质系数; c_p 为湿空气的比热。以图1(b)中翅片管式换热器的空气侧作为数值仿真对象, 建立湿工况下空气侧热质传递的数值模型可分别得到对流传热系数 h_c 和传质系数 h_m , 则刘易斯因子可直接由式(1)计算得出。故刘易斯因子数值模型的开发步骤如下: 1) 建立湿工况下空气侧热质传递数值模型: 包括传质模型(相间传质)、潜热传递模型; 2) 基于热质传递模型, 分别得出热质传递系数的数值解, 并通过公式(1)求出刘易斯因子。下面分别介绍相间传质模型、潜热模型的建立, 以及刘易斯因子的数值模拟。

1.2 相间传质模型

数值模型忽略翅片表面已经冷凝的水滴或水膜的影响, 假设一旦水蒸气凝结后所生成的液态水将立刻从翅片表面去除^[7]。对于冷凝水和水蒸气之间的质量传递, 假设驱动力是相间浓度差引起的, 水分子的不规则运动造成了质量从高浓度往低浓度的转移。图2显示了翅片表面传质微元的示意图, 假设翅片表面有很薄的一层冷凝水存在, 冷凝水上面被湿空气所包围。定义空气为主相, 冷凝水为邻相。假设T-T表面为在邻相中靠近相分界面一个有限距离的表面, 则T-T面的浓度或温度的梯度场为0; 另外假设0-0表面是主相中离相分界面无限接近的一个表面(即在边界层中), 则0-0面的水蒸气为饱和状态, 其含湿量为饱和含湿量 w_s 。 ∞ - ∞ 表面为主流湿空气。

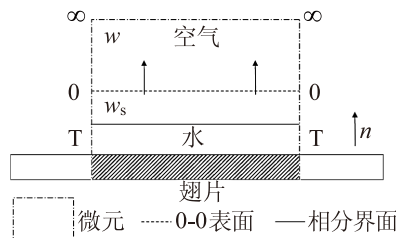


图2 相间传质过程示意图

Fig.2 Schematic diagram of mass transfer process between phases

基于以上假设, 如果考虑这样一个控制容积, 它包含了相分界面, 上下表面分别为0-0面和T-T面, 那么对于某单独组分可以列出如下守恒方程:

$$\dot{m}''_{j,0} - \left(\gamma_j \frac{\partial m_j}{\partial n} \right)_0 - \dot{m}''_{j,T} = 0 \quad (2)$$

移项可以得到相间传质速率 $\dot{m}''$:

$$\dot{m}'' = \frac{\left(\gamma_j \frac{\partial m_j}{\partial n} \right)_0}{m_{j,0} - m_{j,T}} \quad (3)$$

其中, m_j 为 j 组分的摩尔浓度或质量浓度; γ_j 为 j 组分的质量扩散系数; 下标 0 和 T 分别代表 0-0 和 T-T 表面的值; n 为相分界面的法向矢量。

对于冷凝水和水蒸气之间的传质, 公式 (3) 可以写为:

$$\dot{m}'' = \frac{\left(\lambda \frac{\partial m_{H_2O,\infty}}{\partial n} \right)_W}{m_{H_2O,0} - m_{H_2O,T}} \quad (4)$$

边界条件为:

$$\begin{aligned} m_{H_2O,\infty} &= w & m_{H_2O,0} &= w_s \\ m_{H_2O,T} &= 1 & \lambda &= \rho \cdot D \end{aligned} \quad (5)$$

将公式 (5) 带入式 (4) 中可以得到最终的相间传质速率为:

$$\dot{m}'' = \frac{\left(\rho \cdot D \cdot \frac{\partial w}{\partial n} \right)_0}{w_s - 1} \quad (6)$$

式中: D 为二元混合物的扩散率; w 为含湿量; 下表 s 代表饱和状态。

1.3 潜热传递模型

潜热的传递反映在能量方程中时通常采用一个源项来表示, 即对于某特定组分能量守恒方程需要改写为:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{u} h) = \nabla \cdot \left(k \nabla T - \sum_i h_i \bar{J}_i \right) + S_h \quad (7)$$

式中: S_h 为源项, 即由于传质而带来的潜热传递, 其计算公式如下:

$$S_h = h_{fg} \cdot \Delta M \quad (8)$$

式中: ΔM 为传质模型计算得出的析湿总量; h_{fg} 为水的比潜热。

1.4 控制方程及求解

如图 1(b) 中虚线所示为计算区域, 控制方程除了能量守恒方程 (7) 外, 还包括质量、动量和组分守恒方程。

质量、动量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{u}) = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{u} \bar{u}) = -\nabla p + \mu \cdot \nabla^2 \bar{u} \quad (10)$$

组分守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{u} Y_i) = -\nabla \bar{J}_i \quad (11)$$

$$\bar{J}_i = -\rho \gamma \nabla Y_i \quad (12)$$

式 (11) 中, Y_i 为第 i 种组分的质量分数; $\bar{J}_i$ 为第 i 种组分的扩散通量, 其计算公式如 (12) 所示, 其中 γ 为质量扩散系数。

通过 UDF 将以上开发的热质传递模型加入控制方程中, 并采用 CFD 软件 (FLUENT) 对以上控制方程同时进行求解, 可以获得空气侧的传热系数 h_c 和传质系数 h_m ; 与之对应的无量纲参数 j 因子分别为:

$$j_h = \frac{h_c}{G_{\max} \cdot c_{p,a}} \cdot Pr^{2/3} \quad (13)$$

$$j_m = \frac{h_m}{G_{\max}} \cdot Sc^{2/3} \quad (14)$$

式中: $G_{\max}$ 为流过翅片间最窄处的空气质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; $c_{p,a}$ 为空气侧的比容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; Sc 为施密特数。

1.5 数值模型的验证

图 3 显示了不同翅片管换热器结构和工况下模型结果和实验数据之间的精度对比, 对比参数为无量纲参数 j_h 和 j_m (分别对应于传热和传质)。可以看到, 模型结果和实验数据吻合的较好, 对于 j_h 来说, 模型结果和实验数据之间的平均相对误差为 6.93%, 数值模型对于 96% 的实验数据点的预测误差在 $\pm 15\%$ 以内; 对于 j_m 来说, 模型结果和实验数据之间的平均相对误差为 12.1%, 数值模型对于 91% 的实验数据点的预测误差在 $\pm 20\%$ 以内。

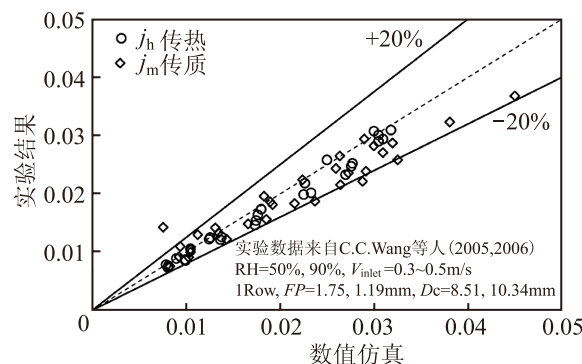


图 3 j_h 和 j_m 的数值仿真结果和实验数据之间的精度对比
Fig.3 Comparison between experimental data and numerical simulation results for j_h and j_m

2 基于数值模型的刘易斯影响因素分析

2.1 翅片管换热器结构对刘易斯因子的影响

如图4所示,在空气入口边界条件一定的情况下,刘易斯因子 LF 的数值解随着翅片间距 FP 的增大而逐渐降低,当 FP 从1.0mm增加到2.25mm时, LF 约下降了10%左右,但 LF 的下降趋势随着 FP 的增加而逐步减小,当 $FP > 1.5$ mm时, LF 的改变值仅为2%。此外,当 $FP > 1.75$ mm时, LF 的数值解和雷诺类比($LF_R=1$)已非常接近,这是因为当 FP 较小时,空气的流场受到相邻翅片的影响,特别是温度场以及浓度场并未完全发展,互相制约没有完全独立;而当 FP 增大后,翅片开始逐渐接近于独立无型阻的平板,这和雷诺类比的假设接近,故 LF 趋于稳定且和 LF_R 值一致。

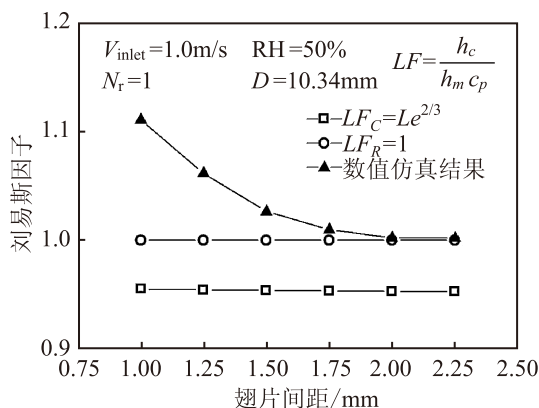


图4 刘易斯因子数值解随翅片间距的变化趋势

Fig.4 Numerical solution of Lewis Factor changing with fin pitch

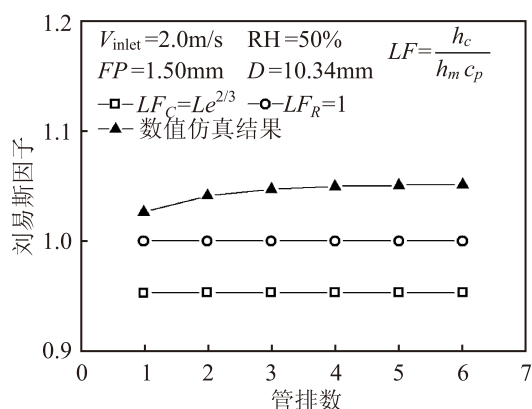


图5 刘易斯因子数值解随管排数的变化趋势

Fig.5 Numerical solution of Lewis Factor changing with tube number

图5显示了在空气入口边界条件一定的情况下,刘易斯因子 LF 的数值解随着翅片管换热器管排数 N_r 的变化情况。可以看到,当 $N_r \geq 2$ 时, LF 基本已经不受 N_r 的影响,这表明此时空气侧的传热

系数 h_c 和传质系数 h_m 之间的类比关系已完全独立于 N_r ;当 $N_r < 2$ 时, LF 随着 N_r 的增加略有升高,但改变不超过2%。此外在相同条件下, LF 的数值解($LF \approx 1.04$)要高于雷诺类比($LF_R=1$)和科尔伯恩类比($LF_C=0.95$)得到的刘易斯因子。

2.2 边界条件对刘易斯因子的影响

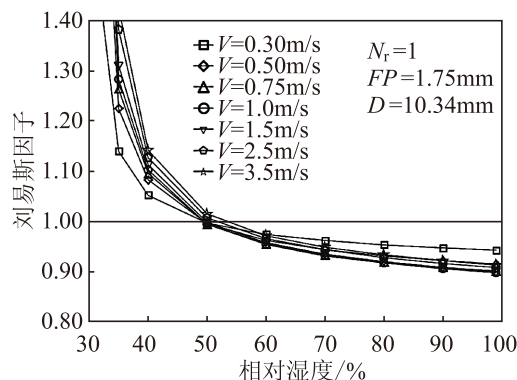


图6 刘易斯因子随入口处空气相对湿度RH的变化趋势

Fig.6 The variation of Lewis Factor changing with inlet air relative humidity

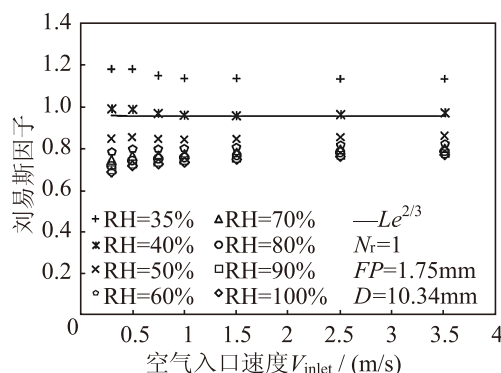


图7 刘易斯因子随入口处空气流速 V_{inlet} 的变化趋势

Fig.7 The variation of Lewis Factor changing with inlet air velocity

当翅片管换热器的结构确定后,图6反映了刘易斯因子 LF 的数值解随着入口空气的相对湿度 RH 的变化情况, LF 随着 RH 的增大而不断降低,当 RH 较小时($RH < 30\%$), LF 趋于无穷大,这是因为当 $RH < 30\%$ 时,翅片表面没有发生析湿现象,因此 h_m 的值为0,而此时 h_c 为一个有限值,故根据 LF 的定义式(4)可以知道, LF 趋向于无穷大。当 RH 增大后, LF 迅速下降,当 $RH > 50\%$ 时, LF 趋于稳定。热质传递建立起类比关系的一个重要条件就是温度场和浓度场互相独立且两者类似,当 $RH < 50\%$ 时,由于翅片表面部分地方水蒸气在该温度下还未达到饱和,因而不会出现凝露,翅片表面处于部分析湿状态,此时的温度场和浓度场并不存在对应关系,故 LF 变化速度很快;当 $RH > 50\%$ 后,翅片表面已经

处于完全析湿状态, 此时温度场和浓度场存在对应关系, LF 下降速度变慢, 最后趋于稳定。

图7显示了刘易斯因子 LF 的数值解随着入口空气的流速 V_{inlet} 的变化趋势。从图中可以看出, LF 随着 V_{inlet} 的变化并不明显, 当 $RH < 50\%$ 时, LF 随着 V_{inlet} 的增加而逐渐降低, 此时翅片表面处于部分析湿状态; 而当 $RH > 50\%$ 时, LF 则随着 V_{inlet} 的增加而逐步升高, 此时翅片表面处于完全析湿状态。图中的直线为科尔伯恩类比得出的刘易斯因子, 由于科尔伯恩类比仅仅是 Le 数的指数函数, 且翅片管换热器中 Le 数在蒸发工况下几乎为常数, 故 LF 在科尔伯恩类比方法下几乎为一条水平直线, 并不受到 V_{inlet} 的影响, 且和 $RH=40\%$ 时的数值解一致。

3 刘易斯因子关联式拟合

数值模型具有较好的适用性, 但其计算量较大, 不利于工程应用, 形式简单的关联式则更易应用。目前已有的关联式形式较为简单(如文献[4]), 仅是 Re 数的函数, 无法反应其他参数(如相对湿度)对刘易斯因子的影响。为了开发准确的关联式则需更多的数据, 如果完全通过实验来获取数据则需大量重复性测试代价巨大, 而采用数值模型所提供的计算结果来进行关联式开发则简单经济。

开发湿工况下空气侧刘易斯因子关联式的思路为, 首先分析影响刘易斯因子的主要参数, 然后根据实际运行工况分析影响因素的重要性, 得出简化的关联式形式, 最后采用数值仿真结果对刘易斯因子进行关联式拟合。

从前面的计算分析中可以知道, 换热器结构(如管排数)等对刘易斯因子的影响较小, 而运行工况的影响较大。如式(1)所示, 刘易斯因子可由一系列反映传热和传质的无量纲参数组成。其中, Nu 数通常是 Re 数和 Pr 数的函数; 和传热对应, Sh 数反映了对流传质系数和扩散传质系数之比值, 通常情况下是 Re 数和 Sc 数的函数, 根据公式(1)有:

$$LF = \frac{Nu}{Sh} \cdot \frac{Sc}{Pr} = \frac{f_1(Re, Pr)}{f_2(Re, Sc)} \cdot Le = f_3(Re, Pr, Sc) \cdot Le \quad (15)$$

对于一般蒸发工况而言, 当空气温度在 $0 \sim 27^\circ\text{C}$ 之间变化时, Pr 数、 Sc 数和 Le 数几乎不随工况而变化(Le 数的增加幅度在 0.5% 以内, 其平均值为 0.873), 即以上参数不会对翅片管换热器空气侧的刘易斯因子造成大的影响, 而当空气入口的 RH 较小时($RH < 50\%$), 翅片会出现部分析湿的现象, 此

时 RH 会对刘易斯因子产生影响, 如图6所示。因此公式(15)可改写为:

$$LF = \frac{h_c}{h_m \cdot c_p} = f_4(Re, RH) \quad (16)$$

根据公式(16)和一定结构平翅片($FP=1.75\text{ mm}$, $N_r=1$)的数值仿真结果, 将刘易斯因子 LF 拟合为湿空气相对湿度 RH 和 Re 数的关联式, 如公式(17)所示。关联式和数值仿真结果的对比如图8所示, 两者的最大误差在 $\pm 15\%$ 以内, 平均绝对值误差为 5.52% 。

$$LF = -1.331 + \frac{3.853}{RH} - \frac{2.231}{RH^2} + \frac{0.421}{RH^3} - \frac{26.21}{Re} \quad (17)$$

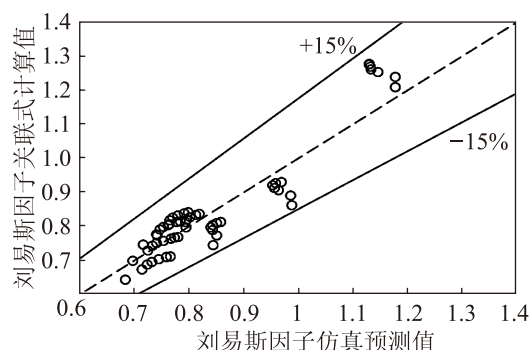


图8 刘易斯因子关联式和数值仿真结果对比

Fig.8 The comparison between correlation and numerical simulation results of Lewis Factor

4 结论

建立翅片管式换热器空气侧刘易斯因子的数值计算模型, 并通过数值仿真对翅片管换热器结构和运行工况对刘易斯因子的影响进行了分析, 在数值计算结果的基础上建立了刘易斯因子的计算关联式, 得到的结论如下:

1) 空气入口相对湿度对刘易斯因子有较大影响, 刘易斯因子随着入口相对湿度的增大而降低, 且在翅片处于部分析湿状态时, 刘易斯因子迅速降低; 当翅片处于完全析湿后, 刘易斯因子的变化则趋于平稳。

2) 对于一般蒸发工况来说, 已有的热质传递类比关系(如雷诺类比和科尔伯恩类比)计算得出的刘易斯因子为常数, 无法准确反映出空气侧边界条件的影响, 因此不能适用于湿工况下翅片管换热器的计算。

3) 刘易斯因子关联式以空气侧相对湿度和雷诺数为变量, 关联式和数值解之间的相对误差为 5.52% , 可代替数值模型用于工程计算。

参考文献

- [1] A Kaya, O Aydin, I Dincer. Numerical modeling of heat and mass transfer during forced convection drying of rectangular moist objects [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2006, 49 (17-18): 3094-3103.
- [2] J Welty, C Wicks, R Wilson, et al. Fundamentals of momentum, heat and mass transfer [M]. New York: John Wiley & Sons, 4th ed., 2001.
- [3] J C Kloppers, D G Kröger. The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers [J]. *Int. J. Thermal Sciences*, 2005, 44 (9): 879-884.
- [4] C C Wang, C T Chang. Heat and mass transfer for plate fin-and-tube heat exchangers with and without hydrophilic coating [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1998, 41 (20): 3109-3120.
- [5] K Hong. Fundamental characteristics of dehumidifying heat exchangers with and without wetting coating [D]. USA: Department of mechanical engineering, the Pennsylvania State University, 1996.
- [6] H J Steeman, A Janssens, M Paepe. On the applicability of the heat and mass transfer analogy in indoor air flows [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2009, 52 (5-6): 1431-1442.
- [7] G Comini, C Nonino, S Savino. Numerical evaluation of fin performance under dehumidifying conditions [J]. *J. Heat Transfer*, 2007, 129 (10): 1395-1402.
- [8] W Pirmpugd, S Wongwises, C C Wang. A tube-by-tube reduction method for simultaneous heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers in dehumidifying conditions [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2005, 41 (8): 756-765.
- [9] W Pirmpugd, S Wongwises, C C Wang. Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2006, 49 (1-2): 132.
- [10] J Liu, H Aizawa, H Yoshino. CFD prediction of surface condensation on walls and its experimental validation [J]. *Building and Environment*, 2004, 39 (8): 905-911.
- [11] G Comini, C Nonino, S Savino. Convective heat and mass transfer in wavy finned-tube exchangers [J]. *Int. J. Numerical Methods for Heat Fluid Flow*, 2002, 12 (6): 735-755.
- [12] S Y Liang, T N Wong. Experimental validation of model predictions on evaporator coils with an emphasis on fin efficiency [J]. *Int. J. Thermal Science*, 2010, 49 (1): 187-195.
- [13] X K Ma, G L Ding, Y M Zhang, et al. Airside heat transfer and friction characteristics for enhanced fin-and-tube heat exchanger with hydrophilic coating under wet conditions [J]. *Int. J. Refrigeration*, 2007, 30 (7): 1153-1167.

通讯作者简介

丁国良, 男 (1966-), 教授, 博导, 博士, 上海交通大学制冷与低温工程研究所, (021) 34206378, E-mail: glding@sjtu.edu.cn. 研究方向: 制冷空调装置的仿真与优化及新工质应用的研究。

About the corresponding author

Ding Guoliang (1966-), male, Professor, PhD, School of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, (021) 34206378, E-mail: glding@sjtu.edu.cn. Research fields: Simulation and optimization of refrigeration and air-conditioner systems as well as application of new refrigerants.