

# 干湿工况平直翅片传热传质特性数值模拟

李晓宇 陶文铨

(西安交通大学能源与动力工程学院, 西安 710049)

**摘要** 本文建立了湿工况条件下湿空气析湿换热的数值模型, 对平直翅片在干湿工况的传热传质特性进行了数值模拟研究。研究表明, 湿工况时传热系数增大, 但翅片效率降低, 对流换热热量减小; 干工况时, 增大纵向管间距会导致传热系数降低, 但湿工况时, 纵向管间距对传热传质因子的影响可以忽略; 传热因子随横向管间距增大而增大, 随翅片间距和管排数的增大而减小; 拟合得到了传热传质因子的多参数拟合公式。

**关键词** 湿工况; 平直翅片; 传热传质; 数值模拟

**中图分类号:** TK121 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2022)04-1034-07

## Numerical Investigation of Heat and Mass Transfer Characteristics of Plain Fin Under Both Dry and Wet Condition

LI XIAO-YU TAO Wen-Quan

(Xi'an Jiaotong University, School of Energy and Power Engineering, Xi'an 710049, China)

**Abstract** Numerical model for heat transfer of wet air under dehumidifying condition is proposed in this paper. Numerical study for the characteristics of heat and mass transfer of plain fin under both dry and wet condition is carried out based on the model. Under wet condition, the plain fin has larger heat transfer coefficient and smaller fin efficiency when compared with dry condition. The convective heat flux is reduced when dehumidifying process occurs on fin surface. Larger longitudinal tube pitch leads to smaller heat transfer coefficient under dry condition. Under wet condition, the effect of longitudinal tube pitch on heat transfer coefficient is not significant. The heat transfer coefficient also increases with the increase of spanwise tube pitch and decreases with the increase of fin pitch. Based on the numerical simulation, correlations for both heat and mass transfer factors are proposed.

**Key words** wet condition; plain fin; heat and mass transfer; numerical simulation

## 0 引言

在空调、中冷器等设备中, 当空气在换热器中发生冷却, 使空气温度低于露点温度, 空气中的水蒸气就会凝结成液态水, 此时换热设备处于析湿换热工况, 在翅片侧除空气的对流换热外, 水蒸气凝结换热的影响也不能忽略, 因此湿工况时换热器的换热特性与干工况时不同, 需要针对湿工况进行传热和传质特性的研究。

目前对湿工况翅片管换热器传热传质特性的研究以实验研究为主, 但数值模拟在研究中的作用也越来越得到重视。Comini 等<sup>[1,2]</sup> 率先使用数值模拟的方法对湿空气析湿换热过程进行研究, 模拟得到二维平直翅片、波纹翅片和开缝翅片的传热系数、传质系数和阻力系数。在国内, 丁国良等<sup>[3,4]</sup> 也针

对析湿过程数值模拟模型进行了大量工作, 提出了考虑水蒸气直接冷凝和冷凝液影响的模型。Zhuang 等<sup>[5]</sup> 使用动态接触角模型描述液滴的接触角分布, 提高了液滴模拟的准确性, 与实验结果对比, 传质系数的平均误差为 17.3%, 传热系数的平均误差为 11.8%。Li 等<sup>[6]</sup> 模拟了湿空气在平直翅片上的冷却过程, 发现在第二排换热管位置凝结速率最高, 湿空气的入口速度对显热传热和潜热传热都有显著影响, 而入口相对湿度仅影响潜热传热。

目前对析湿工况的数值模拟研究成果较少, 大部分论文的研究以完善模拟模型为主, 目前普遍采用的模拟模型也存在收敛性、稳定性等问题, 本文尝试建立一种新的析湿换热模型, 并对平直翅片

收稿日期: 2021-04-22; 修订日期: 2022-03-21

基金项目: 国家自然科学基金创新群体项目 (No.51721004)

作者简介: 李晓宇 (1989-), 男, 博士, 主要从事强化换热研究。 通信作者: 陶文铨, 教授, wqtao@mail.xjtu.edu.cn。

的传热传质特性进行数值模拟研究。

## 1 湿空气模拟模型

### 1.1 控制方程

数值模拟为非稳态数值模拟, 求解的控制方程有连续性方程、动量方程、能量方程、体积分数方程和组分输运方程。

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u_k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_k) = \\ -\frac{\partial p}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) + \rho g_k + f_k \end{aligned} \quad (2)$$

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho h u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + S_E \quad (3)$$

体积分数方程:

$$\frac{\partial(\rho_{wa} \alpha_{wa})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho_{wa} u_i \alpha_{wa}) = \dot{m}_v \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho_l \alpha_l)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho_l \alpha_l u_i) = \dot{m}_l \quad (5)$$

组分输运方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho_{wa} \alpha_{wa} Y_v)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho_{wa} \alpha_{wa} u_i Y_v) = \\ -\frac{\partial}{\partial x_i}(\alpha_{wa} J_{v,i}) + \dot{m}_v \end{aligned} \quad (6)$$

式中:  $f_k$  表示除重力外的其他力, 主要考虑液滴的表面张力;  $\alpha$  表示体积分数;  $Y$  表示组分的质量分数;  $J$  表示组分的通量; 下标 wa 表示湿空气, v 表示水蒸气, a 表示干空气, l 表示冷凝液。 $\dot{m}_v$ 、 $\dot{m}_l$  和  $S_E$  分别表示凝结带来的质量和能量源项, 对质量源项和能量源项的计算是对析湿过程进行数值模拟的关键, 三者满足如下关系:

$$\dot{m}_l = -\dot{m}_v = \frac{S_E}{h_{fg}} \quad (7)$$

式中:  $h_{fg}$  表示水蒸气的凝结潜热。

### 1.2 凝结速率计算

水蒸气的凝结发生在翅片表面和气液两相的相界面处, 当凝结达到稳定状态时, 网格温度等于水

蒸气分压力对应的饱和温度, 水蒸气质量分数等于网格温度对应的饱和质量分数, 基于这一原则对质量源项和能量源项进行修正, 就可以得到析湿过程中的凝结速率。

在三维数值模拟中, 能量方程和水蒸气的组分输运方程可以分别离散为如下形式:

$$\begin{aligned} a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_S T_S + \\ a_N T_N + a_T T_T + a_B T_B + b \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} a_{Y,P} Y_{v,P} = a_{Y,E} Y_{v,E} + a_{Y,W} Y_{v,W} + a_{Y,S} Y_{v,S} + \\ a_{Y,N} Y_{v,N} + a_{Y,T} Y_{v,T} + a_{Y,B} Y_{v,B} + b_Y \end{aligned} \quad (9)$$

对于能量方程, 方程系数计算方法如下<sup>[7]</sup>:

$$a_P = a_E + a_W + a_S + a_N + a_T + a_B + a_P^0 \quad (10)$$

$$a_E = D_e + \max[-F_e, 0] \quad D_e = \frac{\lambda |\vec{A}_e|}{\delta x_e} \quad (11)$$

$$F_e = c_p \rho \vec{U}_e \cdot \vec{A}_e$$

$$b = S_E^n V_{cell} + a_P^0 T_P^0 \quad a_P^0 = \frac{c_p \rho V_{cell}}{\Delta t} \quad (12)$$

式(11)、(12)中:  $T_P^0$  表示上一个时间步长中网格的温度; 参数  $a_W$  到  $a_B$  的计算方法与  $a_E$  相同; 运算  $\max[\cdot]$  表示取所比较值中的最大值;  $\delta x_e$  表示当前网格到东侧相邻网格的距离;  $S_E^n$  表示第  $n$  个时间步长中的能量源项。对于组分输运方程, 系数的计算方法与能量方程相同

为达到在下一个时间步长中, 网格温度等于饱和温度的目的, 需要调整能量源项, 使下一个时间步长的离散方程可以表示为如下形式:

$$\begin{aligned} a_P T_{sat} = a_E T_E + a_W T_W + a_S T_S + a_N T_N + \\ a_T T_T + a_B T_B + S_E^{n+1} + a_P^0 T_P \end{aligned} \quad (13)$$

式(15)与式(9)相减, 可以得到能量源项的递推公式:

$$S_E^{n+1} - S_E^n = \frac{a_P(T_{sat} - T_P) - a_P^0(T_P - T_P^0)}{V_{cell}} \quad (14)$$

同理, 组分输运方程的质量源项递推关系可以表示为:

$$\begin{aligned} \dot{m}_v^{n+1} - \dot{m}_v^n = \\ \frac{a_{Y,P}(Y_{v,sat} - Y_{v,P}) - a_{Y,P}^0(Y_{v,P} - Y_{v,P}^0)}{V_{cell}} \end{aligned} \quad (15)$$

两源项递推关系可以利用式(8)转化为相同的单位, 为保证模拟的稳定性, 取两修正值中绝对值

较小者的作为最终使用的修正值。在第一个时间步长中,定义源项的初始值等于零,从第二个时间步长开始对源项进行修正。

## 2 平直翅片模型

平直翅片示意图以及边界条件设置如图 1 所示,计算区域如图中虚线框所示,入口和出口分别延长 30 mm 和 500 mm 作为进出口延长段,入口边界为速度入口,出口边界为压力出口, $y$  方向两边为对称边界, $z$  方向边界为周期边界,换热管表面温度恒定,翅片表面温度通过空气和翅片的温度场耦合计算。模拟使用的主要参数如表 1 所示。

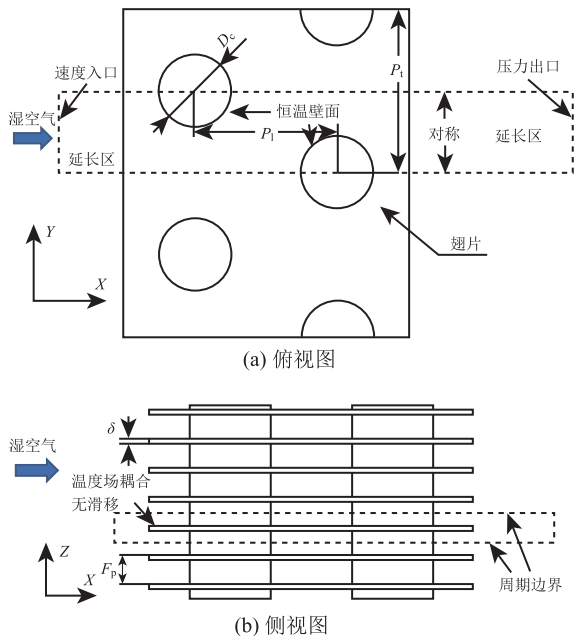


图 1 平直翅片几何模型示意图  
Fig. 1 Geometry diagrams of plain fin

表 1 平直翅片模拟主要参数

Table 1 Main paramaters used in the simulation

换热管直径 $D_c/\text{mm}$	16.68	翅片材料	铝合金
纵向管间距 $P_l/\text{mm}$	26.4、33、39.6	壁面接触角 $\theta/(\text{°})$	70
横向管间距 $P_t/\text{mm}$	30.5、38.1、45.7	入口流速 $U_{in}/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	1~5
翅片间距 $F_p/\text{mm}$	2.12、2.62、3.12	相对湿度 $RH/\%$	20、80
管排数 $N$	2、4	管壁温度 $T_w/\text{K}$	280.15
翅片厚度 $\delta/\text{mm}$	0.12	入口温度 $T_{in}/\text{K}$	300.15

## 3 数据处理

析湿工况对流传热系数的计算方法参照 Threlkeld<sup>[8]</sup> 对润湿表面冷却问题的分析,本文中仅进行简要介绍。基于焓值的总传热系数计算公式如下:

$$U_o = \frac{\Phi_t}{A_o \Delta h_m} \quad (16)$$

式中: $\Phi_t$  为总换热量; $A_o$  为管外总换热面积; $\Delta h_m$  为对数平均焓差。

基于焓值的总传热系数通过如下关系转化为基于温度的对流传热系数:

$$U_o = h_c \frac{b'_{w,fin}}{c_p} \left( \frac{A_{tube}}{b'_{w,tube} A_o} + \frac{A_{fin} \eta_f}{b'_{w,fin} A_o} \right) \quad (17)$$

式中: $h_o$  为基于温度的润湿表面总传热系数; $b'_{w,tube}$  为饱和湿空气焓值曲线在温度等于换热管表面液膜平均温度时的斜率; $b'_{w,fin}$  为饱和湿空气焓值曲线当温度等于翅片表面液膜平均温度时的斜率; $\eta_f$  为翅片效率。

湿空气在翅片表面的传质系数计算公式如下:

$$h_m = \frac{\Delta m_v}{\Delta Y_m A_{total,m}} \quad (18)$$

式中: $\Delta m_v$  为翅片和换热管表面水蒸气的冷凝质量; $\Delta Y_m$  为对数平均浓度差,定义类似对数平均温差和对数平均焓差; $A_{total,m}$  为考虑翅片传质效率的总传质面积。

传热因子和传质因子的定义如下:

$$j_h = \frac{h_c}{G_{max} c_p} Pr^{2/3} \quad (19)$$

$$j_m = \frac{h_m}{g_{max}} Sc^{2/3} \quad (20)$$

式中: $G_{max}$  为翅片最小流通面积处的空气质量流量; $Pr$  为普朗特数; $Sc$  为施密特数,定义为运动粘性系数和扩散系数的比值。

## 4 模拟结果验证

为验证对平直翅片传热和传质特性数值模拟的准确性,分别选取文献 [9] 中传热因子实验结果和文献 [10] 中得到的传质因子实验关联式,对传热因子和传质因子模拟结果的准确性进行验证。传热因子的验证结果如图 2 所示,在模拟研究的雷诺数范围内,对流传热因子的模拟结果始终略低于实验结果,偏差在 10% 左右,且随雷诺数的变化偏差基本一致。

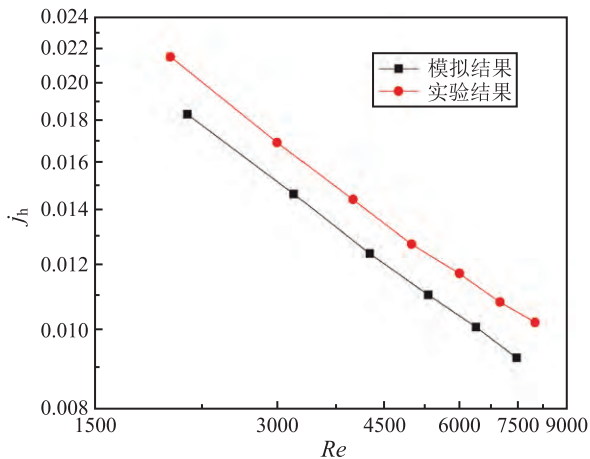


图 2 传热因子模拟结果验证

Fig. 2 Validation of the heat transfer simulation

传质因子模拟结果与关联式计算结果的对比如图 3 所示, 传质因子模拟结果比传热因子更接近实验结果, 最大偏差在 8% 左右, 平均偏差约为 6%, 在研究的雷诺数范围内, 模拟与关联式计算得到的传质因子变化趋势基本一致, 比较结果证明了模型对传热传质特性模拟结果的准确性和可靠性。

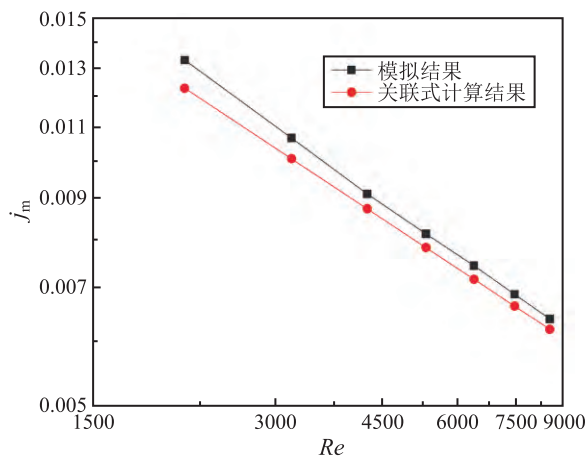


图 3 传质因子模拟结果验证

Fig. 3 Validation of the mass transfer simulation

## 5 结果与讨论

### 5.1 纵向管间距的影响

首先对三种不同纵向管间距的平直翅片进行了数值模拟, 入口流速从  $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  到  $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , 入口相对湿度分别为 20% 和 80%, 当相对湿度等于 20% 时, 露点温度低于换热管壁面温度, 翅片表面没有发生凝结, 处于干工况; 当相对湿度等于 80% 时, 翅片表面发生凝结, 为湿工况。模拟结果如图 4 所示。由图中可以看出, 湿工况的对流传热因子大于

干工况, 随着雷诺数的增大, 对流传热因子逐渐减小。在干湿工况条件下, 对流传热因子随纵向管间距的变化规律有所不同, 干工况时, 对流传热因子随纵向管间距的增大而减小, 而湿工况时, 三种纵向管间距的翅片在相同雷诺数时的对流传热因子几乎相同, 说明湿工况时对流传热因子受纵向管间距的影响较小。对湿工况下传质因子的模拟结果如图 5 所示, 传质因子的总体变化规律与湿工况时的传热因子基本相同。

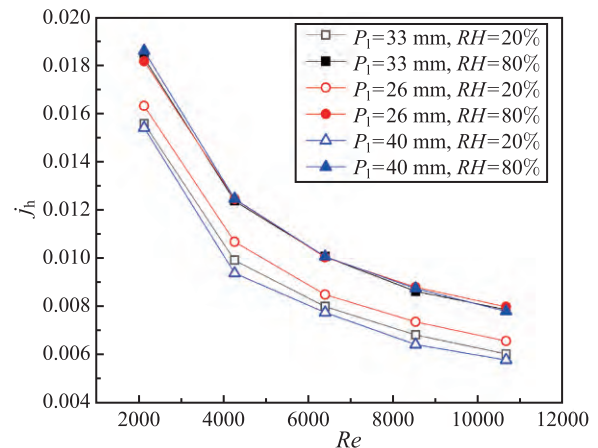


图 4 干湿工况下纵向管间距对对流传热因子的影响

Fig. 4 Effect of longitudinal tube pitch on heat transfer factor under dry and wet condition

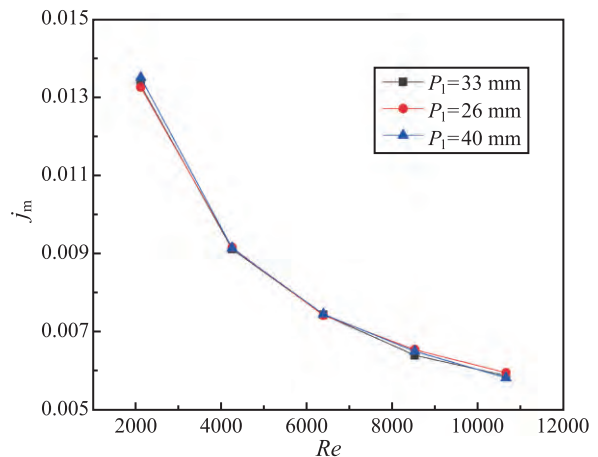


图 5 纵向管间距对传质因子的影响

Fig. 5 Effect of longitudinal tube pitch on mass transfer factor

### 5.2 横向管间距的影响

三种不同横向管间距平直翅片的传热因子和传质因子变化规律分别如图 6、7 所示。在湿工况条件下, 入口流速等于  $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  时, 横向管间距对传热因子的影响最为明显, 在较大雷诺数时, 横向管间距的影响有所减小, 但对流传热因子始终随横向管

间距的增大而增大。在干工况时,低雷诺数时对传热因子的影响与湿工况接近,在较大雷诺数时,不同横向管间距的对流传热因子基本相同。平直翅片的传质因子也随横向管间距的增大而增大,横向管间距对传质因子的影响幅度在研究的雷诺数范围内基本不变。

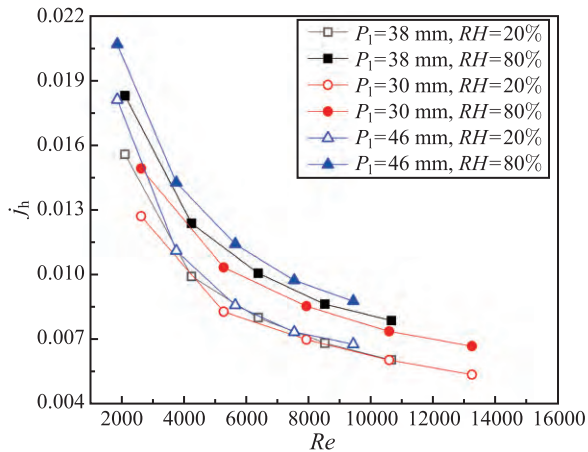


图 6 横向管间距对对流传热因子的影响

Fig. 6 Effect of spanwise tube pitch on heat transfer factor

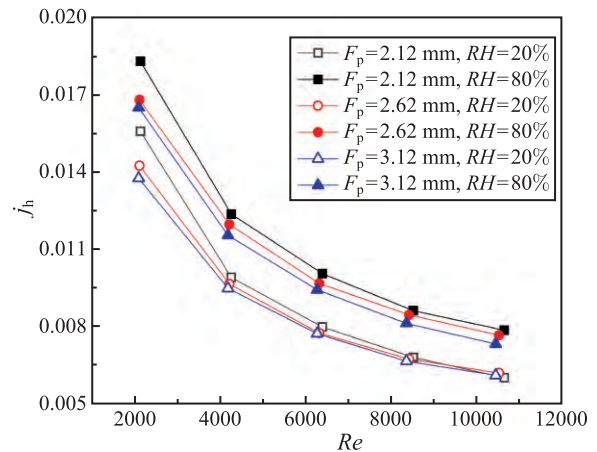


图 8 翅片间距对对流传热因子的影响

Fig. 8 Effect of fin pitch on heat transfer factor

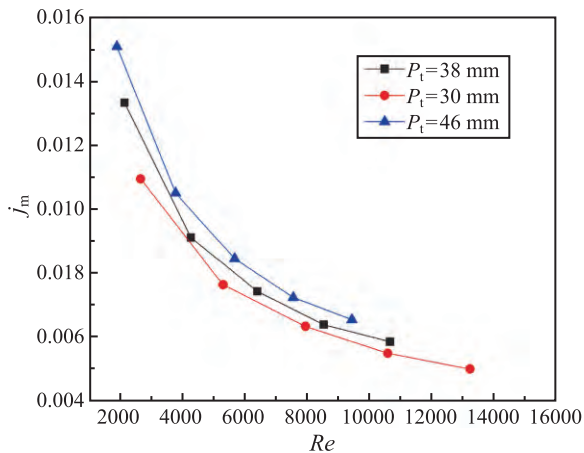


图 7 横向管间距对传质因子的影响

Fig. 7 Effect of spanwise tube pitch on mass transfer factor

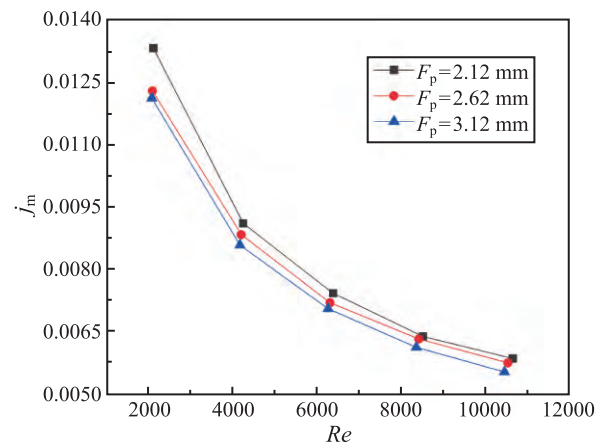


图 9 翅片间距对传质因子的影响

Fig. 9 Effect of fin pitch on mass transfer factor

### 5.3 翅片间距的影响

翅片间距对对流传热因子和传质因子的影响如图 8 和图 9 所示。由两图中可以看出,湿工况时,翅片间距从 2.12 mm 增大到 2.62 mm 时,对流传热因子和传质因子都有明显减小,雷诺数较小时减小幅度更大;翅片间距从 2.62 mm 增大到 3.12 mm,传热和传质因子都略有减小,雷诺数较小时,减小幅度明显小于翅片间距从 2.12 mm 增大到 2.62 mm 时的减小幅度,而雷诺数较大时,两者的减小幅度基本相同。干工况时,翅片间距对对流传热因子的

影响随雷诺数的增大逐渐减小,当入口流速等于  $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  时,三种翅片间距的平直翅片在干工况时的对流传热因子基本相等,翅片间距对传质因子的影响可以忽略。翅片间距对传热和传质特性的影响主要体现在翅片间距较小的平直翅片,且在雷诺数较小时影响更大。

### 5.4 管排数的影响

最后对管排数对传热因子和传质因子的影响进行研究,由图 10 和图 11 可以看到,在干湿工况下,四排管翅片的对流传热因子都比两排管翅片有所降低,且两种工况对流传热因子的降低幅度相同,不同的雷诺数,对流传热因子的减小幅度也基本不变,因此两排管时,干工况和湿工况平直翅片传热都没有进入充分发展阶段,降低幅度相同说明,湿工况和干工况条件下,平直翅片进入充分发展阶段时对应的管排数相近。传质因子的变化趋势总体与湿



工况条件下对流传热因子的变化趋势相似, 两排管时, 传质也没有进入充分发展阶段, 如果继续增加管排数, 平直翅片的传热和传质会同时进入充分发展阶段。

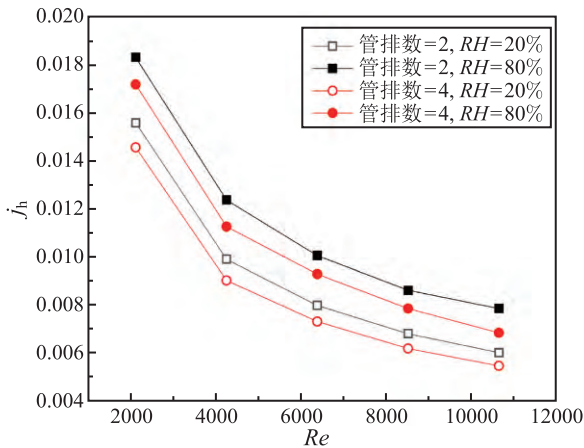


图 10 管排数对对流传热因子的影响

Fig. 10 Effect of number of tube rows on heat transfer factor

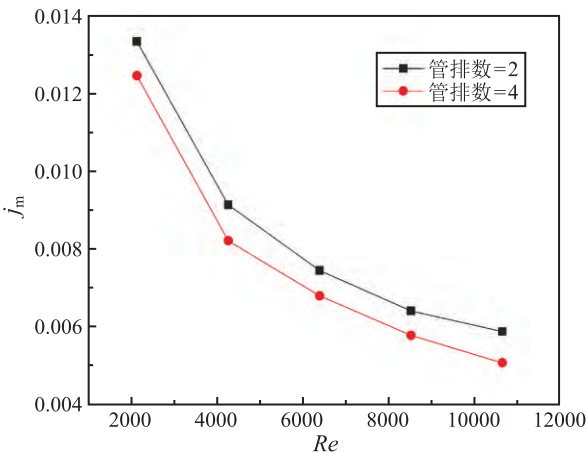


图 11 管排数对传质因子的影响

Fig. 11 Effect of number of tube rows on mass transfer factor

### 5.5 数值模拟拟合公式

根据干工况和湿工况平直翅片的数值模拟结果, 拟合得到平直翅片传热和传质因子拟合公式。对相对湿度等于 20% 时的干工况, 平直翅片对流传热因子拟合公式如下所示:

$$j_h = 0.86 Re^{-0.59} N^{-0.13} \left(\frac{P_t}{D_c}\right)^{-0.20} \left(\frac{P_t}{D_c}\right)^{0.24} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{-0.26} \quad (21)$$

拟合公式计算结果与模拟结果的对比如图 12 所示, 所有干工况的模拟结果与拟合公式计算结果的偏差都在 10% 以内, 最大偏差 8%, 平均偏差约

为 3%, 干工况传热因子拟合公式与模拟结果的吻合情况良好。

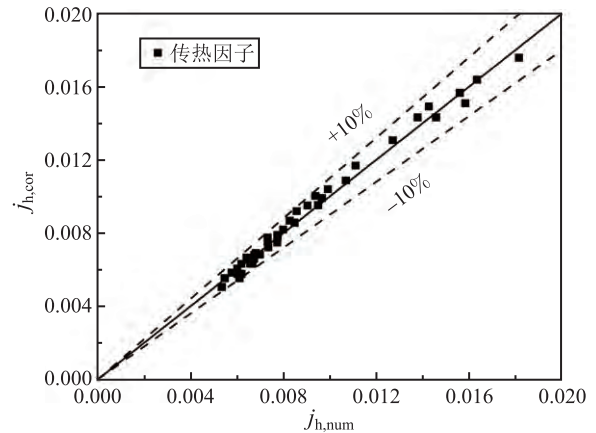


图 12 干工况传热因子拟合公式校核

Fig. 12 Check of the heat transfer correlation for dry condition

相对湿度等于 80% 时湿工况条件下传热因子拟合公式如下所示:

$$j_h = 0.50 Re^{-0.53} N^{-0.12} \left(\frac{P_t}{D_c}\right)^{-0.02} \left(\frac{P_t}{D_c}\right)^{0.33} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{-0.26} \quad (22)$$

拟合公式计算结果与数值模拟结果的对比如图 13 所示, 两者最大偏差约为 4%, 平均偏差约等于 1.5%。比较干湿工况的传热系数拟合公式可以看到, 纵向管间距对干工况的影响更加明显, 而横向管间距对湿工况的影响更加明显。

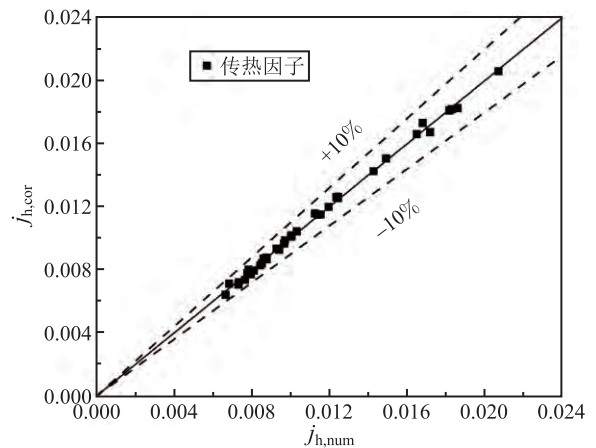


图 13 湿工况传热因子拟合公式校核

Fig. 13 Check of the heat transfer correlation for wet condition

多参数拟合得到的传质因子拟合公式如下:

$$j_m = 0.35Re^{-0.51}N^{-0.14} \cdot \left(\frac{P_1}{D_c}\right)^{-0.01} \left(\frac{P_t}{D_c}\right)^{0.33} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{-0.23} \quad (23)$$

拟合公式 (23) 计算结果与数值模拟结果的最大偏差约为 5%，平均偏差约 2%，拟合可以较好地反映传质因子的变化规律。

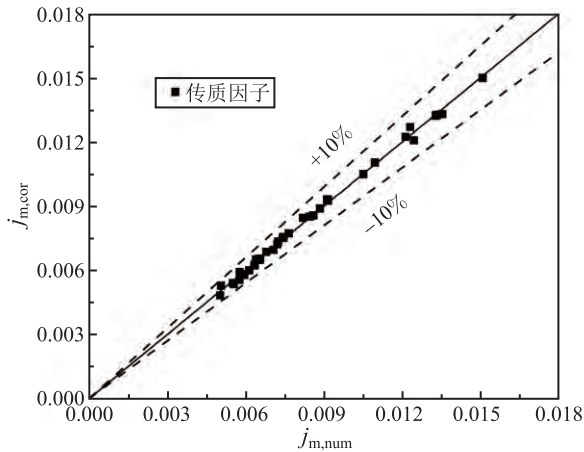


图 14 传质因子拟合公式校核

Fig. 14 Check of the mass transfer correlation

## 6 结论

本文建立了湿空气析湿换热模型，对湿工况下平直翅片表面传热传质特性进行了数值模拟，主要结论如下：

1) 对于两排管平直翅片，数值模拟得到的传热因子与实验结果偏差在 10% 左右，传质因子与拟合公式偏差在 6% 左右，数值模拟得到的传热因子和传质因子随雷诺数的变化趋势与实验结果一致。

2) 传热因子和传质因子都随雷诺数的增大而减小，湿工况时，翅片传热因子高于干工况条件下的传热因子。

3) 纵向管间距对传热因子的影响主要体现在干工况条件下，湿工况时对传热因子和传质因子的影响较小。两因子随横向管间距的增大而增大，随翅片间距的增大而减小，当两排管变为四排管时，传热因子和传质因子均明显减小，传热传质没有达到充分发展阶段。

4) 分别提出了针对干工况传热因子和湿工况传热传质因子的三个多参数拟合关联式，传热因子拟合公式对所有模拟结果的预测偏差都在 10% 以内，拟合公式与模拟结果的总体吻合状况良好。

## 参考文献

- [1] Comini G, Groce G. Convective Heat and Mass Transfer in Tube-Fin Exchangers under Dehumidifying Conditions [J]. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 2001, 40(6): 579-599
- [2] Comini G, Nonino C, Savino S. Numerical Evaluation of Fin Performance under Dehumidifying Condition [J]. Journal of Heat Transfer, 2007, 129(10): 1395-1402
- [3] 韩维哲, 丁国良, 胡海涛, 等. 湿工况下翅片管换热器空气侧热质传递的数值模型 [J]. 上海交通大学学报, 2013, 47(3): 385-391  
Han Weizhe, Ding Guoliang, Hu Haitao, et al. Numerical Model of Heat and Mass Transfer for Tube-Finned Heat Exchangers under Dehumidifying Conditions [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2013, 47(3): 385-391
- [4] 熊伟, 庄大伟, 胡海涛, 等. 湿工况下翅片管换热器空气侧热质传递动态模拟 [J]. 制冷技术, 2013, 33(1): 1-5  
Xiong Wei, Zhuang Dawei, Hu Haitao, et al. Dynamic Simulation of Heat and Mass Transfer Characteristics for Tube-Finned Heat Exchangers under Dehumidifying Conditions [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2013, 33(1): 1-5
- [5] Zhuang Dawei, Ding Guoliang, Hu Haitao, et al. Condensing Droplet Behaviors on Fin Surface Under Dehumidifying Condition, Part I: Numerical model [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 105(25): 336-344
- [6] Li Mingjie, Zhou Wenjing, Wei Jinjia, et al. 3D Numerical Simulation of Heat and Mass Transfer of Fin-and-Tube Heat Exchanger Under Dehumidifying Conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 127: 597-610
- [7] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001  
Tao Wenquan. Numerical Heat Transfer [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001
- [8] Threlkeld J L. Thermal Environmental Engineering [M]. New York: Prentice Hall, Inc, 1970
- [9] Liu Y C, Wongwises S, Chang W J, et al. Airside Performance of Fin-and-Tube Heat Exchangers in Dehumidifying Conditions-Data with Larger Diameter [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(7/8): 1603-1608
- [10] Pirompugd W, Wang C C, Wongwises S. Finite Circular Fin Method for Heat and Mass Transfer Characteristics for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers under Fully and Partially wet Surface Conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(3/4): 552-565