

文章编号:0253-4339(2021)05-0104-07
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2021.05.104

低气压下翅片管换热器空气侧传质特性实验研究

苑云潇¹ 张 良¹ 柳建华¹ 张嘉文¹ 刘 旗²

(1 上海理工大学制冷技术研究所 上海 200093; 2 空调国际上海有限公司 上海 200001)

摘 要 本文实验研究了两个具有不同翅片间距的平翅片管式换热器在低环境气压以及析湿工况下空气侧的传质特性,在环境气压为 40~100 kPa,换热器入口空气风速为 0.5~4 m/s,入口空气相对湿度为 50%~90%,入口空气干球温度为 27 ℃,水流速为 1.65 m/s 的实验工况下,分析了环境气压、换热器迎面风速、翅片间距及入口空气相对湿度对换热器空气侧传质特性的影响。结果表明:低气压环境下,迎面风速、翅片间距以及相对湿度对换热器空气侧传质因子的影响趋势与常压下的研究一致;研究工况下,环境压力从 40 kPa 升至 100 kPa 时,空气侧传质因子下降幅度为 18.2%~23.6%;在较低迎面风速和环境气压下,翅片间距和换热器入口空气相对湿度对换热器空气侧传质特性的影响更加显著。

关键词 低气压;析湿工况;传质;翅片管换热器

中图分类号:TB657.5;TK124

文献标识码:A

Experimental Study on Airside Mass Transfer Characteristics of Fin-and-tube Heat Exchangers at Low Ambient Pressure

Yuan Yunxiao¹ Zhang Liang¹ Liu Jianhua¹ Zhang Jiawen¹ Liu Qi²

(1. Refrigeration Technology Institute, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China; 2. Air International Thermal System China, Shanghai, 200001, China)

Abstract The airside mass transfer characteristics of two-plate fin-and-tube heat exchangers with different fin spacings were experimentally studied under low ambient pressure and dehumidifying conditions. The experimental conditions comprised an ambient pressure range 40–100 kPa, inlet air velocity 0.5–4 m/s, inlet air relative humidity 50%–90%, inlet air dry bulb temperature 27 ℃, and water flow velocity 1.65 m/s. The effects of ambient pressure, air velocity, fin spacing, and relative humidity of the inlet air on the airside mass transfer characteristics of the heat exchanger were investigated. The results showed that under low ambient pressure, the effects of face air velocity, fin spacing, and inlet air relative humidity on the air side mass transfer coefficient of the heat exchanger is consistent with that under normal ambient pressure. When the ambient pressure increased from 40 kPa to 100 kPa, the air-side mass transfer coefficient decreased by 18.2%–23.6%. Under low air velocity and ambient pressure, the effects of fin spacing and inlet air relative humidity on the air-side mass transfer characteristics are more significant.

Keywords low ambient pressure, dehumidifying conditions, mass transfer, fin-and-tube heat exchanger

翅片管换热器作为空气热湿处理系统的重要设备,得到了广泛应用。进入二十一世纪,人类在高海拔地区活动范围的拓展以及对城市高空区域的利用使涉及翅片管换热器的空气热湿处理设备开始在各种高海拔地区普及应用,极大地拓宽了翅片管换热器工作环境的气压范围。

伴随着环境气压的改变,湿空气物性和空气流场结构均会发生显著变化;随着环境气压降低,湿空气密度线性下降,湿空气承受水蒸气的能力增加,湿空气的汽化潜热变大。而空气物性的变化及空气流场结构的变化会进一步影响翅片管换热器空气侧的传

质性能,因此研究低环境气压下翅片管换热器空气侧的传质特性对于翅片管换热器在高海拔地区应用范围的拓展具有重要意义。

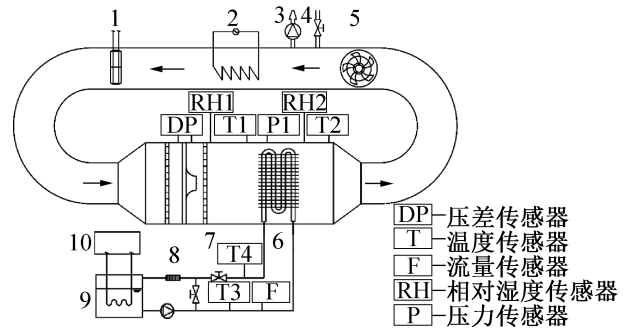
目前人们对于换热器空气侧传质特性的研究主要集中在常压和湿工况下影响参数的分析以及传质特性预测模型的建立^[1-3]方面,其中对影响参数的研究主要包括翅片间距^[4-6]、换热器管排数^[7-9]、空气侧流速^[4-5,10-11]及入口空气相对湿度^[12-14]等。而关于低气压环境下换热器空气侧传质特性的研究较少;Liu Qi 等^[15]对翅片管换热器在低环境气压下的传热传质特性进行了实验研究,研究环境压力为 40~

101.3 kPa, 讨论了环境压力的变化对换热器空气侧传热因子、传质因子及刘易斯因子的影响, 结果表明环境压力降低时, 传热传质性能均下降。Jia Runze 等^[16]对板式换热器在低环境气压和湿工况环境下空气侧传热和传质特性进行了性能实验和模拟, 研究气压范围为 61~101 kPa, 实验结果显示, 与常压相比低气压环境下板翅式换热器的潜热和质量传递过程均明显减弱, 模拟结果显示低压环境下换热器性能的下降, 主要与传质过程中浓度边界层的剧烈变化有关。两者所研究换热器参数单一, 实验工况少, 对低气压下影响参数的研究不足。因此, 有必要研究相关参数对低气压下翅片管换热器空气侧传质特性的影响, 为低气压环境下换热器的设计以及传质特性预测模型的建立提供一定的数据基础。

本文实验研究了两个具有不同翅片间距的翅片管换热器在不同入口空气工况下空气侧传质特性, 分析环境气压、迎面风速、翅片间距及入口空气相对湿度对换热器空气侧传质特性的影响。

1 实验系统

图 1 所示为低气压实验系统, 主要包括空气循环系统和水循环系统。空气循环系统主体为一个不锈钢板构造的封闭式循环风道, 包括横截面为外径 377 mm 的圆形循环段以及横截面为 500 mm×500 mm 的矩形实验段, 主要功能为: 内部设置风机为空气循环提供动力并调节空气侧流速, 采用真空泵和气压调节阀调节空气循环系统内的环境气压, 设置电加热器和加湿器调节实验用换热器空气侧入口空气干湿球温度和相对湿度, 设置传感器对空气相关参数进行测量采集。水循环系统主要包括冷水机组、恒温水箱及水泵, 为实验用换热器提供一定流量的恒温冷媒水。



1 加湿器; 2 电加热器; 3 真空泵; 4 进气阀; 5 循环风机;
6 实验换热器; 7 整流孔板; 8 标准喷嘴;
9 恒温水箱; 10 冷水机组。

图 1 实验系统

Fig.1 Experimental system

空气循环系统内环境气压的调节由真空泵和气压调节阀协同控制, 利用真空泵将环境气压快速抽至设定工况气压值附近, 然后调节气压调节阀, 实现系统内气压在设定工况值的精确控制。空气经过实验换热器后被冷却除湿, 设置电加热器和加湿器补偿该部分的温、湿度变化, 同时通过电加热器和加湿器控制调节实验换热器入口截面处空气的温、湿度在工况设计值, 相对湿度的测量精度为±0.8%。为保证换热器入口处气流均匀性, 在换热器前设计孔板对空气进行整流。空气侧流速采用喷嘴进行测量, 测量段包括整流孔板、取压孔和标准喷嘴, 安装和测试过程符合 ASHRAE 41.2 标准^[17]。

实验研究的换热器几何参数如表 1 所示, 实验工况如表 2 所示。

表 1 翅片管换热器几何参数
Tab.1 Geometry parameters of tested heat exchanger

参数	数值
换热管外径 D_0 /mm	9.52
换热管壁厚 δ /mm	0.35
翅片间距 F_p /mm	2.5、3
翅片厚度 δ_f /mm	0.15
纵向管间距 P_l /mm	21.26
横向管间距 P_t /mm	24.55
纵向管排数 N_l	2
横向管排数 N_t	16

表 2 实验工况
Tab.2 Experimental working conditions

参数	数值
入口空气干球温度 $T_{a,in}/^{\circ}\text{C}$	27
入口空气相对湿度 RH_{in}	50%~90%
入口空气风速 $u_a/(m/s)$	0.5~4.0
入口水温 $T_{w,in}/^{\circ}\text{C}$	7
入口水流速 $u_w/(m/s)$	1.65
环境气压 p_a/kPa	40~100

2 实验数据处理

实验工况涉及翅片管换热器的析湿工况, 因此采用基于焓差的 Threlkeld^[18]方法进行数据处理, 并采用 Colburn 传质因子 j_m 对翅片管换热器空气侧传质特性进行描述。重要参数计算过程如下。

1) 实验中换热器两侧流体总传热量采用两侧流体换热量的平均值表示:

$$Q_a = G_a(i_{a,in} - i_{a,out}) \quad (1)$$

$$Q_w = G_w c_{p,w}(T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (2)$$

$$Q_{avg} = \frac{Q_a + Q_w}{2} \quad (3)$$

2) 基于焓差的两侧流体总传热量:

$$Q_{avg} = U_{o,w} A_0 \Delta i_{lm} \quad (4)$$

$$\Delta i_{lm} = \frac{(i_{a,in} - i_{s,out}) - (i_{a,out} - i_{s,in})}{\ln\left(\frac{i_{a,in} - i_{s,out}}{i_{a,out} - i_{s,in}}\right)} \quad (5)$$

在翅片管换热器的换热过程中,热阻主要来源于空气侧和水侧的对流换热热阻,因此 $U_{o,w}$ 可简化为式(6)进行计算:

$$\frac{1}{U_{o,w}} = \frac{A_0 b}{A_i h_w} + \frac{c_{p,a}}{h_a \left(\frac{A_t b_{w,m}}{A_0 b_{w,t}} + \frac{A_f \eta}{A_0} \right)} \quad (6)$$

对于式(6)中的管内水侧对流换热系数 h_w , 采用 Gnielinski^[19] 公式计算:

$$\frac{h_w D_i}{\lambda_w} = \frac{(f_w/2)(Re_w - 1000) Pr_w}{1.07 + 12.7 \sqrt{f_w/2} (Pr_w^{2/3} - 1)} \quad (7)$$

$$f_w = (1.58 \ln Re_w - 3.28)^{-2} \quad (8)$$

$$Re_w = \frac{\rho_w u_w D_i}{\mu_w} \quad (9)$$

对于式(6)中的 3 个系数 b 、 $b_{w,m}$ 、 $b_{w,t}$ 为饱和湿空气焓值曲线在对应温度时的斜率。可由下式进行计算:

$$b = \frac{i_{a,sur} - i_{s,m}}{T_{a,sur} - T_{w,m}} \quad (10)$$

$$b_{w,m} = \frac{i_{a,m} - i_{m,sur}}{T_{a,m} - T_{m,sur}} \quad (11)$$

$$b_{w,t} = \frac{i_{a,m} - i_{a,sur}}{T_{a,m} - T_{a,sur}} \quad (12)$$

$$T_{a,sur} = \frac{Q_w}{h_w A_i} + T_{w,m} \quad (13)$$

3) 空气侧显热换热量:

$$Q_s = h_a A_0 \eta_0 (T_{a,m} - T_{a,sur}) = G_a c_{p,a} (T_{a,in} - T_{a,out}) \quad (14)$$

翅片总效率 η_0 :

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_0} (1 - \eta) \quad (15)$$

对于全湿工况下的翅片效率 η , 采用 S. Y. Liang 等^[20] 提出的翅片效率计算模型进行计算, 对于部分

湿工况下的翅片效率, 采用 Ma Xiaokui 等^[21] 提出的翅片效率计算模型计算, 可得到全湿工况和部分湿工况下的翅片效率。

在式(14)中只有传热系数和翅片效率两个未知数, 结合求出的翅片效率, 即可得到传热系数。实际求解过程中, 对式(14)以及翅片效率计算公式进行迭代计算, 从而获得空气侧传热系数 h_a , 以便进行空气侧传质系数的计算。

4) 全湿工况下, Threlkeld 提出的空气侧传质系数求解方程为:

$$\frac{di_a}{dw_a} = Le_f \frac{(i_{a,m} - i_{a,sur})}{(w_{a,m} - w_{a,sur})} + (i_{fg} - 2501 Le_f) \quad (16)$$

采用 W. Pirompugd 等^[22] 提出的全湿工况下的传质系数改进计算式:

$$\frac{i_{a,in} - i_{a,out}}{w_{a,in} - w_{a,out}} = Le_f \frac{(i_{a,m} - i_{a,sur}) + (\varepsilon - 1)(i_{a,m} - i_{m,sur})}{(w_{a,m} - w_{a,sur}) + (\varepsilon - 1)(w_{a,m} - w_{m,sur})} \quad (17)$$

$$Le_f = \frac{h_a}{h_m c_{p,a}} \quad (18)$$

$$\varepsilon = \frac{A_0}{A_t} \quad (19)$$

翅片表面平均温度对应的饱和湿空气焓值 $i_{m,sur}$:

$$i_{m,sur} = i_{a,m} - \eta \left(1 - \frac{U_{o,w} b A_0}{h_w A_i} \right) (i_{a,m} - i_{s,m}) \quad (20)$$

5) 部分湿工况下, 空气侧传质系数计算式为:

$$\frac{i_{a,in} - i_{a,out}}{w_{a,in} - w_{a,out}} = Le_f \frac{b_{w,m} (A_t + \eta A_f) (i_{a,m} - i_{a,sur})}{b_{w,t} A_t (w_{a,m} - w_{a,sur}) + A_{f,wet} (w_{a,m} - w_{m,sur})} \quad (21)$$

对式(17)、式(21)进行计算可得空气侧传质系数 h_m 。

无量纲数 Colburn 传质因子 j_m :

$$j_m = \frac{h_m}{\rho_a u_{max}} Sc_a^{2/3} \quad (22)$$

计算得到传质因子 j_m 表征空气侧传质特性。

根据 Moffat^[23] 法对实验参数进行误差分析, 结果如表 3 所示。

表 3 实验参数精度表

Tab.3 Accuracy of experimental parameters

实验参数	精度	
	最小值/%	最大值/%
G_a	± 0.5	± 1.1
Q_w	± 1.9	± 3.9
Q_a	± 2.6	± 4.2
h_m	± 7.1	± 9.8
j_m	± 8.3	± 10.8

3 实验结果分析

3.1 实验系统精度验证

利用实验台在常压下的实验结果对实验台精度进行验证,以保证实验数据的可靠性。目前对翅片管换热器空气侧对流传质的预测模型研究较少,其中可用于平翅片管换热器的模型主要有 W. Pirompugd 等^[1]换热器空气侧传质因子关联式:

$$j_m=0.2143\left(\frac{A_0}{A_1}\right)^{(-0.1664N+0.5177)}\left(\frac{F_p}{D}\right)^{(-0.06725N-0.046)}N^{-0.01884}Re_a^{n_2}\tag{23}$$

$$n_2=0.04525N+0.0933\frac{F_p}{D}-0.0206\frac{P_l}{D}+0.01881\frac{P_t}{D}-0.5976\tag{24}$$

将常压下的实验数据代入关联式中进行对比,结果如图 2 所示。传质因子关联式预测值与实验值的最大相对偏差为 21.7%,平均相对偏差为 7.4%,有 97.9%的预测值与实验值的偏差在±20%以内。结果表明,本实验装置在常压下载质因子的实验结果与预测模型较为吻合,实验装置精度较高,实验数据可靠。

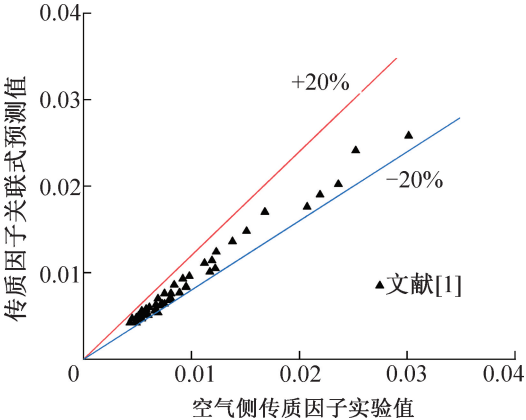


图 2 实验台精度验证
Fig.2 Accuracy verification of test bed

3.2 环境气压的影响

实验中,在改变环境压力时,通过加湿器向湿空气中喷入水蒸气保持湿空气的相对湿度不变。湿空气的含湿量随着环境压力的变化如图 3 所示。由图 3 可知,湿空气的含湿量随着环境压力的下降而增大。

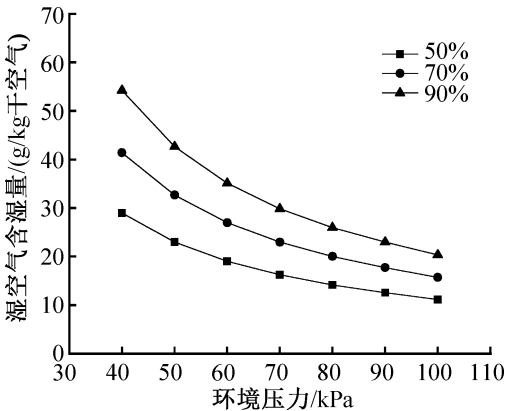


图 3 湿空气的含湿量随着环境压力的变化
Fig.3 The variation of moisture content of wet air with ambient pressure

图 4 所示为换热器管排数为两排,换热器入口空气相对湿度为 50%时,传质因子随换热器迎面风速、环境气压及翅片间距的变化。由图 4 可知,相同风速条件下,传质因子随着环境压力的降低而增大。研究工况下,环境压力从 40 kPa 升至 100 kPa 时,空气侧传质因子下降 18.2%~23.6%,且在风速较小时,传质因子受气压变化的影响更大。分析其原因,在保持入口空气干球温度和入口空气相对湿度不变的情况下,环境气压降低,湿空气的含湿量不断升高,从而导致传质速率增加,传质因子增大。

3.3 迎面风速的影响

由图 4 可知,在实验工况下,随着换热器迎面风速的增大,传质因子逐渐减小,变化趋势与 Wang Chichuan 等^[24]和 N. H. Kim 等^[9]在常压下的实验结果趋势相符。研究工况下,迎面风速从 0.5 m/s 增至 4 m/s,传质因子减小 81.3%~83.2%。且在较低环境气压中,传质因子随迎面风速的变化更显著。原因在于,迎面风速的增大虽然可以增大空气侧对流传质系数,但空气侧速度场、温度场及浓度场的协同性下降,导致空气侧对流传质系数增长趋势不显著,而由于传质因子表征的是空气单位质量流量时的传质能力,因此空气侧传质因子反而下降。

3.4 翅片间距的影响

由图 4 可知,环境压力为 40、60、80、100 kPa 时,对于相同的迎面风速,随着翅片间距的增大,换热器空气侧传质因子均减小,且该减小趋势随着迎面风速

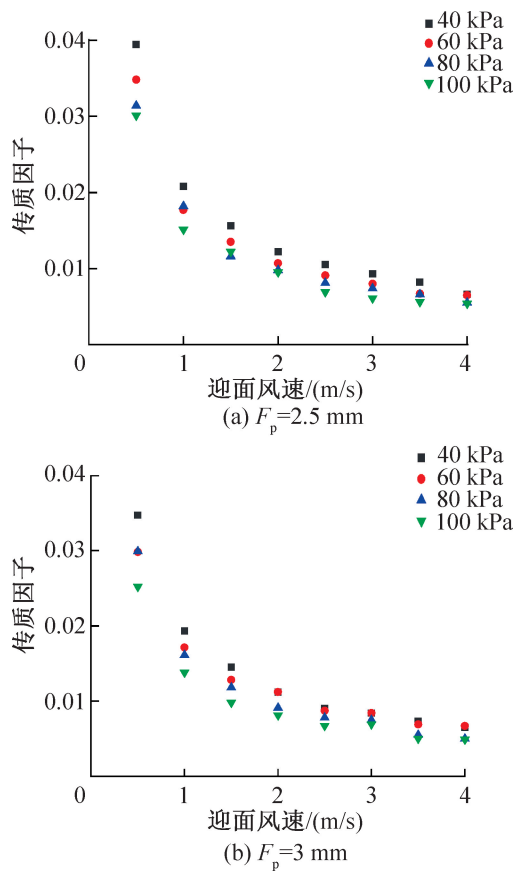


图 4 不同环境气压下传质因子随换热器迎面风速的变化
Fig.4 Variation of j_m with air velocity under different ambient pressure

的增加逐渐减小,与 W. Pirompugd 等^[22]在常压下的实验结果趋势相符。在迎面风速为 0.5 m/s 时,翅片间距从 2.5 mm 增至 3 mm,换热器空气侧传质因子降低 4.7%~15.9%。该变化趋势出现的主要原因在于,迎面风速减小时,更小的翅片间距有利于换热器空气侧整个流动区域保持稳定层流状态,可以抑制换热管后部涡流区域的影响范围。此外,当翅片间距增大时,冷凝水在翅片间管外壁形成的冷凝水膜会越来越厚,从而减弱了空气侧的传质特性。

3.5 入口相对湿度的影响

图 5 所示为换热器管排数为两排,换热器翅片间距为 2.5 mm 时,传质因子随换热器迎面风速、环境气压及换热器入口空气相对湿度的变化。

由图 5 可知,在环境压力为 40、60、80、100 kPa 时,对于相同的迎面风速,随着入口空气相对湿度的增大,换热器空气侧传质因子均减小,该趋势与马小魁等^[12]在常压下的研究结果相符,且该减小趋势随迎面风速的减小更加显著。分析其原因,随着入口空气相对湿度的增大,换热器外表面的冷凝水也越来越多,导致换热器表面冷凝水膜的厚度增大,减弱了换

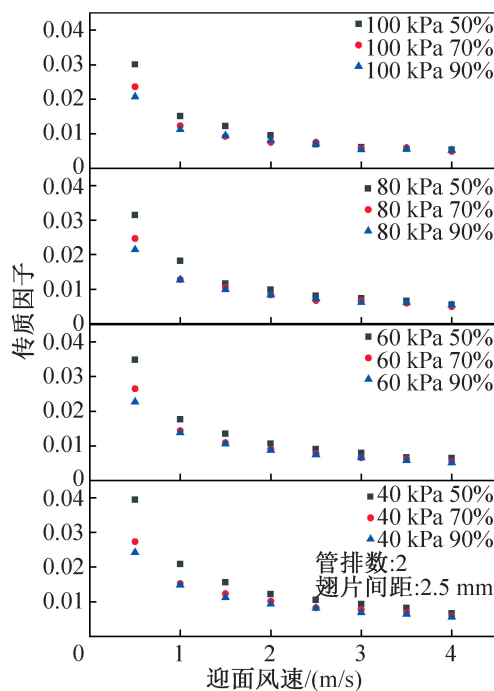


图 5 不同环境气压下入口空气相对湿度对空气侧传质因子的影响
Fig.5 Effect of inlet air relative humidity on j_m under different ambient pressure

热器空气侧的传质特性。

图 5 中,迎面风速为 0.5 m/s 时,当环境气压为 100 kPa,相对湿度由 90% 减至 50%,传质因子增加 45.4%;当环境气压为 80 kPa,相对湿度由 90% 减至 50%,传质因子增加 46.7%;当环境气压为 60 kPa,相对湿度由 90% 减至 50%,传质因子增加 53.3%;当环境气压为 40 kPa,相对湿度由 90% 减至 50%,传质因子增加 62.8%。主要原因是在研究的低环境气压工况时,环境气压降低使传质因子增大,而相对湿度减小也使传质因子增大,两者对传质因子的影响叠加,使得随着环境气压的降低,相对湿度的变化对空气侧传质因子的影响更加显著。

4 结论

本文实验研究了低气压下翅片管换热器空气侧传质特性,分析了环境气压、换热器迎面风速、翅片间距以及入口空气相对湿度对换热器空气侧传质特性的影响,在所研究工况下,得到如下结论:

- 1) 换热器空气侧传质因子随着环境压力的升高而下降。环境压力从 40 kPa 升至 100 kPa 时,空气侧传质因子下降 18.2%~23.6%。
- 2) 换热器空气侧传质因子随着换热器迎面风速的增大而减小。换热器迎面风速从 0.5 m/s 增至 4

m/s, 传质因子减小 81.3%~83.2%。

3) 换热器空气侧传质因子随着翅片间距的增大而减小。在迎面风速为 0.5 m/s 时, 翅片间距从 2.5 mm 增至 3 mm, 换热器空气侧传质因子降低 4.7%~15.9%。

4) 换热器空气侧传质因子随着相对湿度的减小而增大。在迎面风速为 0.5 m/s 时, 当相对湿度由 90% 减至 50%, 传质因子增加 45.4%~62.8%。

5) 在较低迎面风速和较低环境气压下, 翅片间距和换热器入口空气相对湿度对换热器空气侧传质特性的影响更加显著。

本文受上海市部分地方院校能力建设专项计划 (16060502600) 资助。(The project was supported by the Capacity Building Plan for some Non-military Universities and Colleges of Shanghai Scientific Committee (No. 16060502600).)

符号说明

- D ——换热管管径, mm
- F_p ——翅片间距, mm
- P ——管间距, mm
- N ——管排数
- T ——温度, K
- u ——速度, m/s
- $u_{\max}$ ——最窄面风速, m/s
- p ——压力, Pa
- j_m ——传质因子
- Q ——换热量, W
- Q_{avg} ——换热器两侧流体换热量平均值, W
- Q_s ——空气侧显热换热量, W
- G ——质量流量, kg/(m²·s)
- i ——焓值, kJ/kg
- $i_{s,\text{in}}$ ——入口水温对应的饱和空气焓值, kJ/kg
- $i_{s,\text{out}}$ ——出口水温对应的饱和空气焓值, kJ/kg
- $i_{a,\text{sur}}$ ——翅片表面温度对应饱和空气焓值, kJ/kg
- $i_{a,m}$ ——空气平均焓值, kJ/kg
- $i_{s,m}$ ——水侧平均温度对应的饱和空气焓值, kJ/kg
- i_{fg} ——饱和水蒸气焓值, kJ/kg
- c_p ——定压比热容, J/(kg·K)
- $U_{o,w}$ ——基于焓差的总传热系数, kg/(m²·s)
- A_0 ——换热器空气侧总换热面积, m²
- A_t ——换热管外表面积, m²
- A_f ——翅片表面面积, m²
- b ——换热管壁温与管内平均水温间饱和空气焓值曲线斜率, J/(kg·K)
- $b_{w,m}$ ——翅片表面液膜平均温度对应的饱和空气焓值曲线斜率, J/(kg·K)
- $b_{w,t}$ ——换热管表面液膜平均温度对应饱和空气焓值曲线斜率, J/(kg·K)

- h_w ——水侧传热系数, W/(m²·K)
- h_a ——空气侧显热对流传热系数, W/(m²·K)
- h_m ——空气侧传质系数, kg/(m²·s)
- Le_t ——刘易斯因子
- f ——摩擦系数
- Re ——雷诺数
- Pr ——普朗特数
- Sc_a ——施密特数
- w ——绝对含湿量, g/kg
- $w_{m,\text{sur}}$ ——翅片表面饱和空气绝对含湿量, g/kg
- n_2 ——雷诺数指数
- Δi_{lm} ——对数平均焓差, kJ/kg
- λ ——导热系数, W/(m·K)
- ρ ——密度, kg/m³
- μ ——动力黏度, N·s/m²
- η ——翅片效率
- η_0 ——整体翅片效率
- ε ——系数
- δ ——翅片厚度, mm

下标

- a——空气
- w——冷却水
- out——出口
- in——入口
- m——平均
- o——外侧
- i——内侧
- t——横向
- l——纵向
- sur——翅片表面
- s——饱和

参考文献

[1] 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.

[2] PIROMPUGD W, WANG C C, WONGWISES S. Finite circular fin method for wavy fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(15/16): 4002–4017.

[3] 马小魁, 丁国良, 张圆明. 析湿工况下带亲水层开缝翅片管换热器空气侧传热传质特性 [J]. 化工学报, 2007, 58(8): 1911–1916. (MA Xiaokui, DING Guoliang, ZHANG Yuanming. Airside heat and mass transfer characteristics of split fin-and-tube heat exchangers under dehu-

- midifying conditions[J]. *CIESC Journal*, 2007, 58(8): 1911–1916.)
- [4] WANG C C, LEE C J, CHANG C T. Some aspects of plate fin-and-tube heat exchangers: with and without louvers[J]. *Fuel and Energy Abstracts*, 2000, 41(2): 117.
- [5] DU Yuanjan, WANG Chichuan. An experimental study of the airside performance of the superslit fin-and-tube heat exchangers[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43(24): 4475–4482.
- [6] WANG C C, LIN Y T, LEE C J. Heat and momentum transfer for compact louvered fin-and-tube heat exchangers in wet conditions[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43(18): 3443–3452.
- [7] WANG C C, FU W L, CHANG C T. Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1997, 14(2): 174–186.
- [8] WANG C C, LEE W S, SHEU W J, et al. Parametric study of the air-side performance of slit fin-and-tube heat exchangers in wet conditions[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2001, 215(9): 1111–1121.
- [9] KIM N H, KIM T. An experimental investigation on the airside performance of fin-and-tube heat exchangers having slit fins under wet condition[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2015, 29(11): 5011–5019.
- [10] WANG C C, CHANG Y J, HSIEH Y C, et al. Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins[J]. *International Journal of Refrigeration*, 1996, 19(4): 223–230.
- [11] WANG C C, LEE W S, SHEU W J, et al. A comparison of the airside performance of the fin-and-tube heat exchangers in wet conditions; with and without hydrophilic coating[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2002, 22(3): 267–278.
- [12] 马小魁, 丁国良, 张圆明. 析湿工况下亲水层对波纹翅片管换热器空气侧特性的影响分析[J]. *化工学报*, 2007, 58(5): 1121–1126. (MA Xiaokui, DING Guoliang, ZHANG Yuanming. Effect of hydrophilic coating on airside performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions[J]. *CIESC Journal*, 2007, 58(5): 1121–1126.)
- [13] PHAN T L, CHANG K S, KWON Y C, et al. Experimental study on heat and mass transfer characteristics of louvered fin-tube heat exchangers under wet condition[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2011, 38(7): 893–899.
- [14] BENELMIR R, MOKRAOUI S. Numerical analysis of heat and mass transfer in a compact finned tubes air heat exchanger under dehumidification conditions[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2012, 48(4): 663–682.
- [15] LIU Qi, LIU Jianhua, ZHANG Liang, et al. Effect of environmental pressure on heat and mass transfer characteristics for fin-and-tube heat exchangers under non-unit Lewis factor[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 116: 784–791.
- [16] JIA Runze, WANG Yichun, ZHANG Xilong, et al. Research on the heat and mass transfer characteristics of fin-tube exchanger under low pressure environment[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 115: 692–701.
- [17] ASHRAE Standard 41.2–1987: Standard methods for laboratory air-flow measurement[S]. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta GA, 1987.
- [18] THRELKELD J L. *Thermal Environmental Engineering* [M]. 3rd ed. New Jersey: Prentice-Hall, 1998.
- [19] GNIELINSKI V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow[J]. *International Journal of Chemical Engineering*, 1976, 16(2): 359–368.
- [20] LIANG S Y, WONG T N, NATHAN G K. Comparison of one-dimensional and two-dimensional models for wet-surface fin efficiency of a plate-fin-tube heat exchanger[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2000, 20(10): 941–962.
- [21] MA Xiaokui, DING Guoliang, ZHANG Yuanming, et al. Airside heat transfer and friction characteristics for enhanced fin-and-tube heat exchanger with hydrophilic coating under wet conditions[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30(7): 1153–1167.
- [22] PIROMPUGD W, WONGWISES S, WANG C C. Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, 49(1/2): 132–143.
- [23] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(1): 3–17.
- [24] WANG Chichuan, CHI Kuanyu. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43(15): 2681–2691.

通信作者简介

张良,男,副教授,上海理工大学能源与动力工程学院,13816670326,E-mail: l_zhanghk@163.com。研究方向:制冷及低温,低气压环境传热传质。

About the corresponding author

Zhang Liang, male, associate professor, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, +86 13816670326, E-mail: l_zhanghk@163.com. Research fields: refrigeration and cryogenic, heat and mass transfer in low pressure ambient.