

文章编号:0253-4339(2020)01-0081-08

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2020.01.081

翅片管换热器空气侧换热模型在低气压环境下的适用性研究

张嘉文 柳建华 张良 刘旗

(上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093)

摘要 本文总结了现具有较高认可度且具有相当预测精度的空气侧换热特性的理论预测模型,选用常规平直铝翅片铜管换热器在典型的空调工况(空气干球温度为 27 °C,湿球温度为 19.5 °C,换热器迎面风速为 1~4 m/s,入口水温为 7~13 °C,流速为 1.8 m/s)下,对现有模型在低气压环境(40~100 kPa)下的适用性进行分析研究。实验研究表明:在试验工况下,随着换热器所处环境压力的降低,常压模型预测值与实验值的偏差急剧增加至 127.4%~-36.6%,且常压模型预测值普遍偏大。同时低气压环境下管排数的影响依然存在,且更加显著。基于本文实验数据对 3 个常压模型进行环境气压修正后,预测精度大幅提高:在试验工况下,最大偏差分别降至 32.63%、24.91%和 21.74%,平均偏差为 1.79%、-2.90%和-8.59%,在±20%的误差带内修正模型预测精度比分别达到 90.97%、93.75%和 88.96%。

关键词 传热因子;环境压力修正;空气换热;翅片管换热器

中图分类号:TB61⁺1;TK172

文献标识码:A

Applicability Study of Air Side Heat Transfer Model of Fin-tube Heat Exchanger in Low Ambient Pressure

Zhang Jiawen Liu Jianhua Zhang Liang Liu Qi

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract The applicability of popular air-side heat transfer models of a flat fin-tube heat exchanger with high prediction accuracy are summarized in this paper. Their performance in a low ambient pressure (40–100 kPa) is analyzed under typical air conditioning conditions (air dry bulb temperature 27 °C, wet bulb temperature 19.5 °C, approach velocity 1–4 m/s, inlet cooling water temperature 7–13 °C, and water flow rate 1.8 m/s). To check the applicability of these models, three heat exchangers with different tube rows (2/3/4) were tested. Experimental results showed that the data with large deviation appeared in the cases with a low ambient air pressure and the deviation could be +127.4%–-36.6%. The predictions with models under atmospheric pressure were generally greater than the test results as the influence of atmospheric pressure on the *Re* number of the air side heat transfer was not considered. The effect of the number of tubes under a low-pressure environment on the heat transfer remains there and is more apparent. A correction term of ambient pressure was proposed based on the experimental data in this study. There was a substantial improvement of these three models' prediction accuracy after this correction as follows: under the experimental conditions, the maximum deviation dropped to 32.63%, 24.91%, and 21.74% respectively; the average deviation was 1.79%, -2.90%, and -8.59% respectively; and the error range of ±20% covered 90.97%, 93.75%, and 88.96% respectively of the experimental values. Furthermore, pressure correction makes the models applicable to a more extensive range of ambient pressures.

Keywords heat transfer factor; ambient pressure correction; airside heat transfer; fin-tube heat exchanger

近年来,随着世界范围内高海拔区域人类活动的增多以及国家政策的推动,使得包括翅片管换热器在内的空气处理设备的实际应用环境变得更为复杂多样,其中一个明显的变化是设备工作环境气压的变化。例如,青藏高原总面积超过 250 万平方千米,其平均海拔在 4 km 以上,环境气压只有 50~60 kPa。

这些空气处理设备在高海拔地区的逐渐普及,进一步扩大了其应用范围。

平翅片管换热器是其中最为常见的翅片管换热器,一直以来作为基础的换热模型进行研究。众多科研学者在着力研究换热器空气侧换热特性的影响的同时,也致力于推导建立以主要影响因素为基础

的翅片管空气侧换热特性理论预测模型,以指导翅片管换热器的设计制造和实际应用。

F. C. McQuiston 等^[1-4]于 1971 年提出的 4 排管平翅片换热器空气侧换热模型是第一个被业内广泛接受的换热模型,其传热因子的预测偏差达 34.4%。后续研究者中,C. C. Wang 等^[5-8]提出的经验关联式因其研究样本的实验数据丰富详实、试验工况参数连续而得到业界认同。N. H. Kim 等^[9]以大量前人对平翅片管换热器的实验结果作为原始数据提出的换热关联式具有较高的预测精度,但其仅选择 $Re > 500$ 的实验数据进行研究。W. Pirompugd 等^[10]提出有限环肋法更全面地分析了各种工况下的翅片换热,并建立了适用于全湿和部分湿条件的传热传质关联式。国内关于低气压环境的研究主要集中在其对空气处理设备的影响;梁斌^[11]针对我国西部地区用空调器推导出换热器显热和潜热换热的修正公式;胡松涛等^[12]测试了电加热器在常压和低气压环境的表面传热系数和散热功率,认为电加热器表面传热系数与环境气压的 0.2 次幂成正比。

对于平翅片换热器空气侧换热,现有预测模型所基于的实验数据均是在常压环境下得到,随着翅片管换热器应用范围的进一步扩大,其适用范围已无法涵盖高海拔地区的压力范围(表 1)。本文在现有的平翅片管空气侧换热模型的基础上,通过实验方法讨论现在应用较为广泛的换热模型在低环境气压下的适用性,并根据实验数据对现有模型进行低环境气压工

况下的修正。

表 1 环境气压随海拔高度变化

Tab.1 Ambient air pressure changes with different altitude

海拔高度/km	环境气压/kPa
0	101.325
1	89.948
2	79.485
3	70.957
4	61.625
5	54.004

1 常压换热模型研究

首先针对本文研究的平翅片管换热器,对当前具有较高认可度且具有相当预测精度的空气侧换热特性的理论预测模型及经验关联式进行了研究分析,如表 2 所示。分析对比表 2 列举模型的具体表达形式,均为采用传热因子(式(1))表征空气侧的换热,采用相关无量纲准则数的幂指数的乘积的形式(式(2))描述传热因子,其中 C 为翅片结构参数构成的无量纲数的幂指数的乘积。

$$j_h = \frac{h}{c_p \rho v_{\max}} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{2/3} \quad (1)$$

$$j_h = C Re_a^n \quad (2)$$

表 2 现有平翅片管换热器空气侧换热模型汇总

Tab.2 Summary of popular airside heat transfer models of flat fin-tube heat exchanger

研究者	适用范围	经验关联式
C. C. Wang 等 ^[7]	$N_l = 1 \sim 6$ $D_o = 7.53 \sim 10.34 \text{ mm}$ $F_p = 1.19 \sim 3.20 \text{ mm}$ $Re_{D_c} = 300 \sim 5000$	$j = 19.63 Re_{D_c}^{n_1} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{1.352} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{0.6795} N_l^{-1.291}$ <p>其中: $n_1 = 0.3745 - 1.554 \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{0.24} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{0.12} N_l^{-0.19}$</p>
N. H. Kim 等 ^[9]	$N_l = 1 \sim 8$ $D_o = 7.30 \sim 19.51 \text{ mm}$ $F_p = 0.99 \sim 8.55 \text{ mm}$ $Re_{D_c} = 200 \sim 24707$	$j_{N_l=3} = 0.163 Re_{D_c}^{-0.369} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{0.106} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{0.106} \left(\frac{P_t}{D_c} \right)^{0.13}$ $j_{N_l=1,2} / j_{N_l=3} = 1.043 \left[Re_{D_c}^{-0.14} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{-0.564} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{-0.123} \left(\frac{P_t}{D_c} \right)^{1.17} \right]^{(3-N_l)}$
W. Pirompugd 等 ^[10]	$N_l = 2 \sim 6$ $D_c = 6.93 \sim 10.34 \text{ mm}$ $F_p = 1.19 \sim 3.20 \text{ mm}$ $P_t = 17.7 \sim 25.4 \text{ mm}$ $P_l = 12.7 \sim 22.0 \text{ mm}$ $Re_{D_c} = 300 \sim 5500$	$j = 0.5284 \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{-0.04426N_l + 0.45839} \left(\frac{A_o}{A_t} \right)^{-0.1407N_l + 0.67185} N_l^{0.2310} Re_{D_c}^{n_1}$ <p>其中: $n_1 = 0.02940N_l - 0.0307 \frac{F_p}{D_c} - 0.03072 \frac{P_l}{D_c} - 0.01959 \frac{P_l}{D_c} - 0.5294$</p>

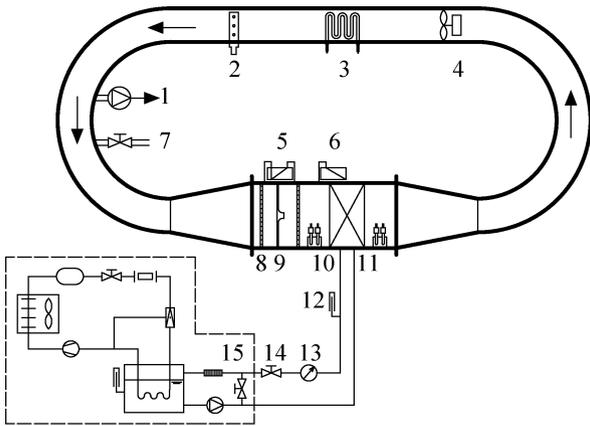
不同学者的模型构成结构参数各有不同,各无量纲数的比重亦不尽相同。不同学者对换热器各参数对空气侧特性影响的研究仍不统一。

2 实验系统设计

在现有换热模型的基础上,将平翅片管换热器置于低气压环境仓内进行换热性能实验研究。将实验数据与现有模型进行对比分析,讨论其在低压环境下的适用性,并对其环境气压修正,提出适用于高海拔地区等低气压环境的平翅片管换热空气侧换热的理论预测模型。

2.1 实验装置设计

为讨论现有模型在低压环境下的适用性,将翅片管换热器置于压力可调的环境仓内进行换热实验研究。为保证耐压强度及密封性,环境仓采用不锈钢材料构成封闭环形。环境仓分为循环段与测试段:循环段为 DN350 的圆形通道,为空气循环提供动力,可根据实验要求调节换热器入口空气的温度、湿度及仓内压力;测试段为 500 mm×500 mm 的矩形通道,为保证测试段气流均匀性,在进入测试段前后设计孔板及格栅进行空气整流,被测换热器及各传感器置于测试段内。实验原理如图 1 所示。



1 真空泵;2 加湿器;3 电加热器;4 循环风机;5 微压差传感器;6 压力传感器;7 进气阀;8 整流孔板;9 标准喷嘴;10 温湿度传感器;11 被测换热器;12 温度传感器;13 流量计;14 球阀;15 冷水机组。

图 1 实验原理

Fig.1 The principle of experimental system

电加热器和加湿器分别用于控制换热器入口空气的干球温度和相对湿度。翅片管换热器的工作环境气压由真空泵及调节阀控制,通过控制调节开度进行调节,实现不同气压的试验工况。测试段循环风量采用变频离心风机调节风量,风量测量采用标准 ASHRAE 41.2^[13]规定的标准喷嘴配合微压差传感器

进行循环空气的流量测量,压力传感器精度为±1 Pa。换热器入口空气的温、湿度采用经过标定的 Pt100 铂电阻及湿度传感器测量。

换热器管内侧介质为由冷水机组提供的恒温冷冻水。水侧温差由两个 Pt100 温度传感器测得,校准精度为 0.1 °C。水侧体积流量由涡轮转子流量传感器测得,精度为 0.5 级。在实验操作中,实验数据的稳定性判断参考 ASHRAE 33-78 标准^[14],即空气侧与水侧的热平衡偏差应小于 5%。

本文主要研究常压模型在低气压环境下的适用性,因此选用平直铝翅片铜管换热器在典型的空调工况进行测试,在此基础上增加环境气压变量。实验用换热器的几何参数如表 3 所示,实验测试工况如表 4 所示。

表 3 实验平翅片管换热器几何参数

Tab.3 Geometric parameters of experimental flat fin-tube heat exchanger

几何参数	数值
换热管外径 D_o /mm	9.52
换热管壁厚度 δ /mm	0.35
横向管间距 P_t /mm	24.55
纵向管间距 P_l /mm	21.26
横向管排数 N_t	16
纵向管排数 N_l	2/3/4
翅片厚度 δ_f /mm	0.15
翅片间距 F_p /mm	3

表 4 实验测试工况范围

Tab.4 Experiment condition range

测试参数	工况范围
入口空气干球温度/°C	27
入口空气湿球温度/°C	19.5
迎面风速/(m/s)	1~4
入口水温/°C	7~13
入口水流速/(m/s)	1.8
环境压力/kPa	40~100

2.2 数据处理及不确定度

实验采用 AGILENT-34 970 A 数据采集仪,RS~232 端口与计算机通信,使用 LabVIEW 软件实现实验数据的采集显示、存储。工况稳定后自动采集数据,为保证保存其有效性,每个测点数据需连续 5 次

测量结果相差不超过 1%，并且稳定 10 min，保存数据为连续 5 次测量值的平均值。

实验采用基于焓差的 Threkeld^[15] 数据处理方法。重要参数的推导过程如下：

1) 实验换热器的总换热量采用两侧流体换热量的平均值，同样地，可用基于焓差的总传热系数 $U_{o,w}$ 表示，如式(6)所示：

$$Q_a = G_a(i_{a, in} - i_{a, out}) \quad (3)$$

$$Q_w = G_w c_{p,w}(T_{w, out} - T_{w, in}) \quad (4)$$

$$Q_{avg} = \frac{Q_a + Q_w}{2} \quad (5)$$

$$Q_{avg} = U_{o,w} A_o \Delta i_{lm} \quad (6)$$

2) 对于翅片管换热器，由于铜管的导热热阻远小于两侧流体的对流热阻，因此式(6)中的基于焓差的总传热系数可简化为：

$$\frac{1}{U_{o,w}} = \frac{A_o b}{A_i h_w} + \frac{c_{p,a}}{h_a \left(\frac{A_t b_{w,m}}{A_o b_{w,t}} + \frac{A_f \eta}{A_o} \right)} \quad (7)$$

式中 3 个系数 b 、 $b_{w,m}$ 、 $b_{w,t}$ 为对应空气状态下空气焓值的斜率：

$$b = \frac{i_{a, sur} - i_{s, m}}{T_{a, sur} - T_{s, m}} \quad (8)$$

$$b_{w, m} = \frac{i_{a, m} - i_{m, sur}}{T_{a, m} - T_{m, sur}} \quad (9)$$

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

3) 水侧传热系数^[16]

$$Nu_w = \frac{h_w D_i}{\lambda_w} = \frac{(f_w/2)(Re_w - 1000) Pr_w}{1.07 + 12.7 \sqrt{f_w/2} (Pr_w^{2/3} - 1)} \quad (11)$$

$$f_w = (1.58 \ln Re_w - 3.28)^{-2} \quad (12)$$

4) 假设空气侧传热系数 h_a ，迭代计算直至空气侧显热换热量的两种表达方式，如式(13)和式(14)所示，计算结果一致，其中翅片效率计算公式如式(15)所示：

$$Q_s = G_a c_{p,a}(T_{a, out} - T_{a, in}) \quad (13)$$

$$Q_s = h_a A_o \eta_o (T_{o, m} - T_{a, sur}) \quad (14)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (15)$$

5) 假设翅片表面平均温度 $T_{m, sur}$ ，迭代计算 $U_{o,w}$ ，直至式(3)和式(4)的计算结果一致，其中式(6)中的对数平均焓差 Δi_{lm} 可按式(16)计算：

$$\Delta i_{lm} = \frac{(i_{a, in} - i_{s, out}) - (i_{a, out} - i_{s, in})}{\ln \left(\frac{i_{a, in} - i_{s, out}}{i_{a, out} - i_{s, in}} \right)} \quad (16)$$

6) 根据计算得到的传热系数即可最终计算得到 Coburn 传热因子 j_h 表征空气侧换热特性。

采用 Moffat 法^[17] 对实验系统进行误差分析：若实验数据 R 与实验直接测量的一系列参数函数关系如式(17)所示，则计算得到的实验数据 R 的相对不确定度可采用式(18)计算。实验主要数据的不确定度如表 5 所示。

$$R = X_1^a X_2^b \dots X_N^n \quad (17)$$

$$U_R = \frac{1}{R} \left[\sum_{i=1}^N \left(j \frac{\partial X_i}{X_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (18)$$

表 5 实验参数不确定度

Tab.5 Uncertainty of main experimental parameters

实验参数	不确定度/%	
	最小值	最大值
G_w	±0.9	±1.0
G_a	±0.5	±1.1
Q_w	±1.9	±3.9
Q_a	±2.6	±4.2
h_a	±5.3	±7.1
j_h	±6.0	±9.2

3 实验结果分析

3.1 实验装置精度验证

为保证本文实验数据的可靠性，首先对本文实验装置进行精度验证。将实验结果与装置在常压下的实验数据带入现有模型行对比，结果如图 2 所示。

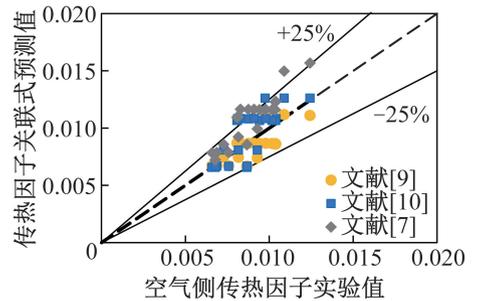


图 2 常压下实验数据与现有模型对比

Fig.2 Experimental data of j_h factor at atmospheric pressure versus data under popular models' prediction

由图 2 可知，前述常压模型预测值与 86.1% 的实验值之间的误差小于 ±25%。最大相对偏差为 33.4%，平均相对偏差为 7.5%。研究表明常压环境下，本文实验数据与前述理论模型计算数据吻合较

好,认为实验数据可靠。

3.2 环境气压对空气侧换热的影响

根据本文试验工况(表 4),换热介质可近似为理想气体,满足理想气体状态方程:

$$\rho_a = \frac{p_a}{R_{g,a} T_a} \quad (19)$$

其中, $R_{g,a}$ 为气体常数,仅与气体种类有关,而与气体所处状态无关。因此在空气温度一定时,空气密度随其压力的降低而线性下降。而随着环境气压的降低,空气密度的线性减小直接导致空气侧 Re 的降低。

根据实验结果,分析不同管排数换热器在不同环境气压下空气侧传热因子随 Re 的变化趋势,如图 3 所示。在不同环境气压下,空气侧传热因子均随空气侧 Re 的增加而减小,该趋势与 C. C. Wang 等^[18-19]在常压环境下的实验结果一致。环境气压越低,随着空

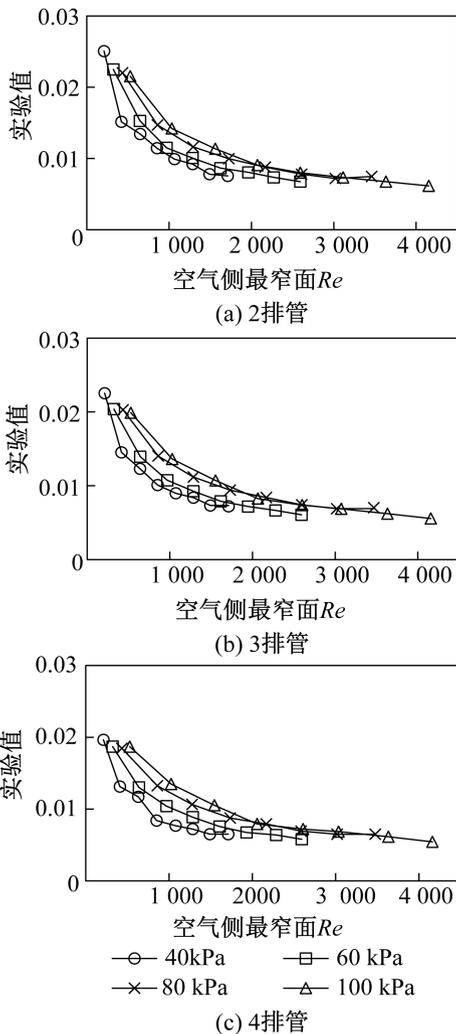


图 3 不同气压下空气侧传热因子随 Re 的变化趋势

Fig.3 Air side j_h factor with different Re under different ambient pressure

气侧 Re 的增大 j_h 减小的幅度更大,即在更低的气压环境下,空气侧 Re 对空气侧换热的影响更显著。同时低气压环境下管排数的影响依然存在,且更加明显。空气侧 Re 是换热模型中最为重要的一项,但现有模型在低 Re 范围内的预测偏差均较大^[9],因此有必要对现有传热模型在低压环境下进行重新确认和环境压力修正,以保证预测模型在高海拔地区等低压环境下的精度。

3.3 低气压环境模型适用性

根据设定工况调节环境仓内气压,将 3 种管排数换热器的实验数据带入表 2 的 3 个常压模型中讨论其在低气压环境的预测精度。实验数据与常压模型预测值的对比结果如图 4 所示。偏差较大的数据出现在传热因子值较小的区域,即低环境气压工况,最大偏差达 127.4%。且常压模型的预测值普遍偏大。实验结果与理论分析相符:由于未考虑环境压力对空气侧 Re 的影响,导致常压模型在低气压环境下失效。

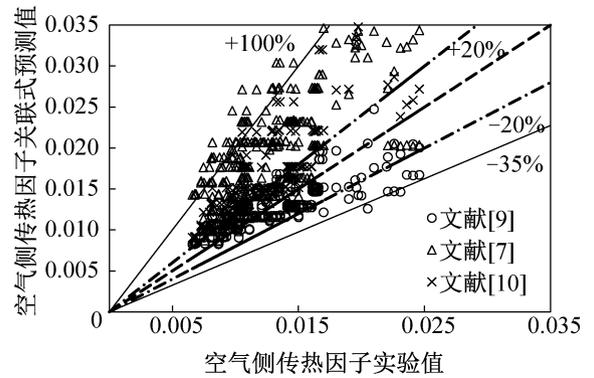


图 4 低压下实验数据与现有模型对比

Fig.4 Experimental j_h factor versus popular models' prediction ones under different atmospheric pressure

3.4 低气压环境模型修正

根据前述分析,换热器所处的低气压环境引起空气物性的变化使得空气侧 Re 降低,从而严重影响常压模型在低压环境的预测精度。为得到较为准确的低压环境下平翅片管空气侧换热模型,根据实验数据分别对表 2 选取的 3 个模型^[7-9]进行环境气压的修正,拟合得到的适用于低压环境的空气侧传热因子预测模型如式(20)~式(22)所示。由于环境气压主要对空气侧 Re 有影响,因此主要通过增加模型中的 Re 项增加环境气压修正因子的方式进行优化修正。

$$j_h = 12.584 Re_{D_c}^n \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{1.352} \left(\frac{P_t}{P_t}\right)^{0.680} N^{-1.291};$$

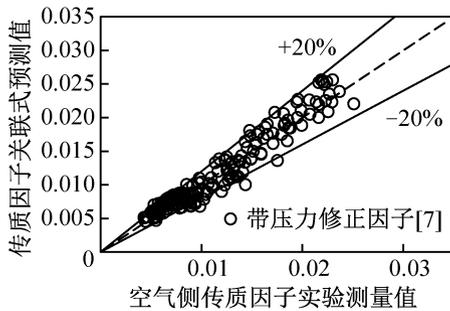
$$n = 1.003 \left(\frac{P_c}{P_s}\right)^{0.083} - 0.626 - 1.554 \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{0.24} \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{0.12} N^{-0.19} \quad (20)$$

$$j_h = 0.163 Re_{D_c}^n \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{-1.586+0.564N} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{-0.3552+0.123N} \left(\frac{P_l}{D_c}\right)^{3.64-1.17N};$$

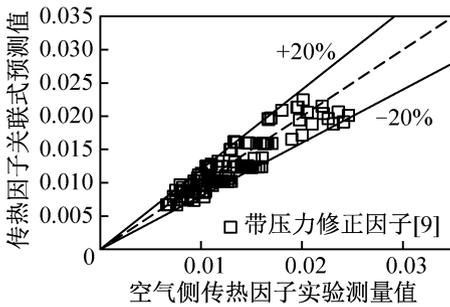
$$n = -0.17173 - 0.255 \left(\frac{P_c}{P_s}\right)^{0.0856} \quad (21)$$

$$j_h = 0.5284 Re_{D_c}^n \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{0.458-0.044N} \left(\frac{P_l}{P_t}\right)^{0.678-0.141N} N^{-0.231};$$

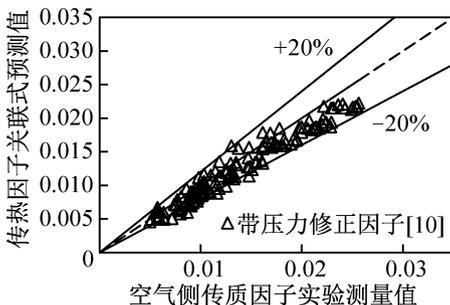
$$n = 0.598 \left(\frac{P_c}{P_s}\right)^{0.021} - 0.214 \quad (22)$$



(a) 文献[7]模型修正后预测值与实验值的对比



(b) 文献[9]模型修正后预测值与实验值的对比



(c) 文献[10]模型修正后预测值与实验值的对比

图 5 修正后实验值与预测值精度对比

Fig.5 Predicted values of j_h factor versus experimental ones after the correction

修正后的模型其预测值与实验数据的对比结果如图 5 所示。增加环境气压修正项后,模型对低气压环境下空气侧换热的预测精度大幅提高,3 个修正模型的最大偏差分别为 32.63%、24.91%和 21.74%,平均偏差为 1.79%、-2.90%和 -8.59%,与预测值偏差在 $\pm 20\%$ 以内的实验值分别占 90.97%、93.75%和 88.96%。

4 结论

本文总结了现有具有较高认可度且具有相当预测精度的空气侧换热特性的理论预测模型,并对其在低气压环境下的适用性进行了实验分析,试验工况:空气干球温度为 27 $^{\circ}\text{C}$,湿球温度为 19.5 $^{\circ}\text{C}$,换热器迎面风速为 1~4 m/s,入口水温为 7~13 $^{\circ}\text{C}$,流速为 1.8 m/s,环境气压为 40~100 kPa,得到如下结论:

1) 在实验气压环境下,随着气压降低,空气侧 Re 的降低对空气侧换热的影响愈发显著。

2) 随着环境气压的降低,管排数对翅片管换热器空气侧换热的影响依然存在,且更加显著。

3) 随着换热器环境压力的降低,常压模型的预测偏差增大,在本文试验工况下,与实验值的偏差最大达 127.4%,且常压模型的预测值普遍偏大。

4) 对常压模型 Re 项增加环境气压修正后,3 个模型在低压环境下的预测精度大幅提高,在本文试验工况下,与实验值的最大偏差分别降至 32.63%、24.91%和 21.74%;平均偏差分别为 1.79%、-2.90%和 -8.59%;在 $\pm 20\%$ 的误差带内修正模型预测精度比分别达 90.97%、93.75%和 88.96%。进行压力修正后大幅提高了换热模型在低气压环境下的适用性。

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 Capacity Building Plan for some Non-military Universities and Colleges of Shanghai Scientific Committee (No.16060502600).)

符号说明

- A_o ——空气侧总面积, m^2
- A_t ——外表面积, m^2
- b ——饱和湿空气焓值曲线斜率
- c_p ——比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
- C ——系数
- D_c ——基管管径, m
- D_o ——管外径, m
- f ——系数
- F_p ——翅片间距, m
- G ——质量流量, kg/s

h ——传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$
 H ——翅片高度, m
 i ——焓, $kJ/(kg \cdot K)$
 j_h ——Colburn 传热因子
 N_f ——纵向管排数
 N_t ——横向管排数
 Nu ——努塞尔数
 p ——压力, Pa
 P_l ——纵向间距, m
 P_t ——横向间距, m
 Q ——换热量, W
 n ——雷诺数系数
 Re ——雷诺数
 R_g ——气体常数
 T ——温度, K
 $U_{o,w}$ ——基于焓差的总传热系数, $kg/(m^2 \cdot s)$
 v ——速度 m/s
 δ_f ——厚度, m
 η ——翅片效率
 η_o ——整体翅片效率
 λ ——热导率, $W/(m \cdot K)$
 μ ——黏度, $kg/(m \cdot s)$
 ρ ——密度, kg/m^3

下标

a ——空气
 c ——环境仓
 f ——翅片
 in ——进口
 lm ——对数平均值
 m ——算术平均值
 max ——最窄面
 out ——出口
 s ——当地环境
 sur ——翅片表面
 w ——冷却水

参考文献

[1] MCQUISTON F C, TREE D R. Heat transfer and flow-friction data for two fin-tube surfaces [J]. Journal of Heat Transfer, 1971, 93(2): 249-250.
 [2] MCQUISTON F C. Heat, mass and momentum transfer in a parallel plate dehumidifying exchanger [J]. ASHRAE Transactions, 1976, 82(2): 87-106.
 [3] MCQUISTON F C. Heat, mass and momentum transfer data for five plate fin-and-tube heat transfer surfaces [J]. ASHRAE Transactions, 1978, 84(1): 266-293.
 [4] MCQUISTON F C. Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate fin-and-tube heat transfer

surfaces with staggered tubes [J]. ASHRAE Transactions, 1978, 84(1): 294-309.
 [5] 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.
 [6] WANG C C, HSIEH Y C, LIN Y T. Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions [J]. Journal of Heat Transfer-transactions of The Asme, 1997, 119:109-117.
 [7] WANG C C, LIN Y T, LEE C J. An airside correlation for plain fin-and-tube heat exchangers in wet conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(10):1869-1872.
 [8] WANG C C, CHI K Y, CHANG C J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(15):2693-2700.
 [9] KIM N H, YOUN B, WEBB R L. Air-side heat transfer and friction correlations for plain fin-and-tube heat exchangers with staggered tube arrangements [J]. Journal of Heat Transfer, 1999, 121(3): 662-667.
 [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.
 [11] 梁斌. 低气压环境对空调器用管翅式换热器的性能影响研究 [D]. 青岛: 青岛理工大学, 2007. (LIANG Bin. Study of finned tube heat exchanger performance in air conditioning units under lower atmospheric pressure [D]. Qingdao: Qingdao University of Technology, 2007.)
 [12] 胡松涛, 朱春, 王东, 等. 低气压条件下电加热器自然对流换热性能测试 [J]. 暖通空调, 2006, 36(3): 22-24, 21. (HU Songtao, ZHU Chun, WANG Dong, et al. Testing of natural convection heat transfer performance of electric heaters under lower air pressure [J]. Journal of HV & AC, 2006, 36(3):22-24, 21.)
 [13] Standard methods for laboratory air-flow measurement; ASHRAE Standard 41. 2-1987 [S]. 1791 Tullie Circle NE, Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc., 1987.
 [14] Standard method for temperature measurement; ASHRAE Standard 41. 1-1986 [S]. 1791 Tullie Circle NE, Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc., 1986.
 [15] THRELKELD J L. Thermal environmental engineering [M]. 3rd ed. New Jersey: Prentice-Hall, 1998.
 [16] 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.
- [17] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(1): 3-17.
- [18] WANG C C, CHI K Y. 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.
- [19] KIM N H. 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.

通信作者简介

张嘉文,女,博士在读,上海理工大学能源与动力工程学院,13524602915,E-mail:j.zhangvin@foxmail.com。研究方向:制冷及低温工程,低气压环境传热。

About the corresponding author

Zhang Jiawen, female, doctoral candidate, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, +86 13524602915, E-mail: j.zhangvin@foxmail.com. Research fields: refrigeration and cryogenic engineering, heat transfer in low pressure environment.