

百叶窗翅片管换热器空气侧传热和流动特性 数值模拟

刘妮¹, 李欢¹, 单小丰², 靳晓堂²

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 上海北特科技股份有限公司, 上海 201816)

摘要:采用数值模拟方法对百叶窗翅片管换热器空气侧传热和流动特性进行研究, 分析管排数、开窗角度和翅片间距对百叶窗翅片管换热器空气侧性能的影响。结果表明: 空气侧传热系数随管排数增多而降低, 最大降幅约12.5%, 压降随管排数增多而增大; 低雷诺数下百叶窗角度为20°时换热器具有较好的综合性能, 较大雷诺数下25°为最佳百叶窗角度; 随着翅片间距的减小, 换热器传热因子 j 和阻力因子 f 均逐渐增大, 但低雷诺数时翅片间距较小的换热器综合性能较差。

关键词:翅片管换热器; 百叶窗翅片; 强化传热

中图分类号: TK172 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.06.011

[引用本文格式] 刘妮, 李欢, 单小丰, 等. 百叶窗翅片管换热器空气侧传热和流动特性数值模拟[J]. 热能动力工程, 2021, 36(6): 70-77. LIU Ni, LI Huan, SHAN Xiao-feng, et al. Numerical simulation of air-side heat transfer and fluid flow characteristics for louvered fin-and-tube heat exchanger [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(6): 70-77.

Numerical Simulation of Air-Side Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics for Louvered Fin-and-Tube Heat Exchanger

LIU Ni¹, LI Huan¹, SHAN Xiao-feng², JIN Xiao-tang²

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093; 2. Shanghai Beite Technology Co. Ltd., Shanghai, China, Post Code: 201816)

Abstract: The air side heat transfer and flow characteristics of the louvered fin-and-tube heat exchanger were investigated by CFD simulation. The effects of the tube rows number, louver angle and fin pitch on the heat transfer and flow characteristics of the louvered fin-and-tube heat exchanger were analyzed by a series of numerical simulations. The results show found that the air side heat transfer coefficient of the louvered fin-and-tube heat exchanger decreased with the increase of tube rows number, with a maximum decrease of about 12.5%. Besides, the pressure drop increased with the number of tube rows. With the louver angle of 20°, the heat exchanger showed better comprehensive performance at low Reynolds number. While at high Reynolds number, it showed better comprehensive performance with the louver angle of 25°. As the fin pitch decreased, the Colburn j factor and the resistance factor f of the heat exchanger increased gradually. However, the comprehensive performance of heat exchanger with smaller fin pitch was poor at low Reynolds number.

Key words: fin-and-tube heat exchanger; louvered fin; enhanced heat transfer

引 言

百叶窗翅片管换热器因结构紧凑、换热高效、易于加工,被广泛应用于能源、化工、空调等领域^[1]。但由于翅片管换热器空气侧的换热热阻较大,占换热器热阻的70%~90%^[2-3],限制了翅片管换热器的应用与发展。因此需要合理地设计翅片结构及布置换热管管束,降低空气侧热阻,从而达到强化换热的目的。

对翅片管换热器表面强化换热的方法有以下几种^[4]:一是减小换热管管径,同时减小管排横向及纵向间距;二是增强空气侧扰流;三是采用间断式强化翅片,利用翅片增大空气侧换热面积和改善温度分布。而百叶窗翅片^[5]是一种典型的间断式翅片,翅片侧大部分流体沿百叶窗的开窗方向流动,百叶窗的间断表面能够阻碍空气侧边界层的发展^[6],利用百叶窗的前缘效应达到强化换热的目的,同时增强空气侧流体的扰动,强化空气与翅片间的对流换热。衣志超等人^[7]通过数值模拟和实验研究了管间距对翅片管换热器传热与阻力特性的影响,得出翅片管纵向间距对翅片管换热器的综合换热能力影响较大。王磊^[8]认为在合理布置管列、排间距的前提下,7 mm管径的换热器可达到9.52 mm管径换热器的换热量,并节约约10%的成本。Okbaz等人^[9]对影响翅片管换热器性能的主要参数进行了实验研究,得出实验工况下百叶窗翅片管换热器的传热因子 j 与摩擦因子 f 均高于波纹翅片管换热器。在二、三、四管排时,百叶窗翅片管换热器的综合性能分别比波纹翅片管换热器高4.1%~9.6%、16%~22.1%和7.4%~16.8%。文献[10-11]对91种百叶窗翅片进行了实验研究,根据实验数据拟合得到阻力和传热性能关联式。Aoki等人^[12]通过实验研究了百叶窗翅片结构不同对空气侧传热性能的影响,在低空气流速下,传热效率随着翅片间距的增大而降低。文献[13-15]用有效流量与总流量的比值来定义流动效率,同时系统分析了相关翅片结构对流动效率的影响,总结出流动效率经验式。文献[16]指出流动效率主要取决于几何参数,尤其是在低雷诺数下,流动效率随着雷诺数和百叶窗角度

的增加而增大。

为了强化翅片管换热器空气侧换热,本文建立了百叶窗翅片管换热器的三维模型并对其空气侧的流动和传热特性进行了数值模拟,得到了换热器翅片的流场、温度场和热流密度场,并分析管排数、开窗角度和翅片间距对换热器传热和流动特性的影响,为百叶窗翅片管换热器的设计和优化提供参考。

1 数值模拟

1.1 物理模型

百叶窗翅片管换热器由铝制整体翅片和换热铜管组成,换热管叉排布置,表1为百叶窗翅片管换热器的结构尺寸。

百叶窗翅片管换热器的三维计算区域如图1所示。计算域上、下表面为周期面,前、后表面为对称面,计算域高度和宽度分别为一个翅片间距和一个纵向管间距。在空气进口位置,将计算区域向上游延长5倍翅片间距以保证来流的均匀性。在空气出口位置,将计算区域向下游延长7倍铜管外径来确保出口区域无回流。

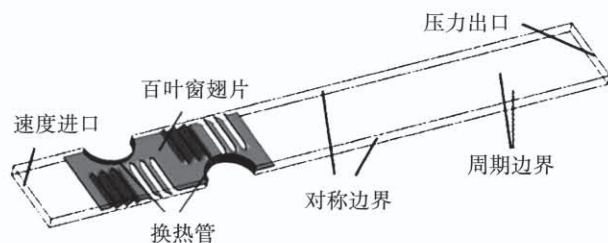


图1 计算区域示意图

Fig. 1 Schematic diagram of Calculation area

1.2 计算方法

数值模拟软件采用CFX15.0,将空气视为常物性参数,采用三维不可压缩、稳态、层流模型,忽略辐射换热和翅片端部换热,忽略粘性耗散,对流项采用高阶迎风格式进行离散,控制方程参见文献[17]。

数值模型上、下面设置为周期性边界条件,前、后面设置为对称边界条件。空气进口为速度进口,温度恒定为 $T_{in}=293\text{ K}$,出口为压力出口,出口相对压力为0 Pa。翅片表面温度分布由翅片内部导热与空气对流换热耦合求解得到,换热管壁面设置为恒温条件 $T_w=323\text{ K}$ 。

表1 百叶窗翅片管换热器结构尺寸

Tab. 1 Structure parameters of louvered fin-and-tube heat exchanger

参 数	数 值
换热管外径 D_o/mm	7
翅片凸缘直径 D_c/mm	7.2
翅片厚度 t_f/mm	0.1
百叶窗间距 L_p/mm	1.5
百叶窗开窗角度 $\theta/(\text{°})$	20~40
翅片间距 F_p/mm	1.2~2.0
横向管间距 P_t/mm	21
纵向管间距 P_l/mm	12.7
管排数 N	1~4

1.3 网格划分及独立性验证

计算域网格如图2所示,百叶窗与平翅片之间的区域划分四面体非结构网格,其余部分划分六面体结构网格。翅片表面附近流体的温度和速度变化较为剧烈,为了更好地反映流场状况,在此处划分边界层网格。

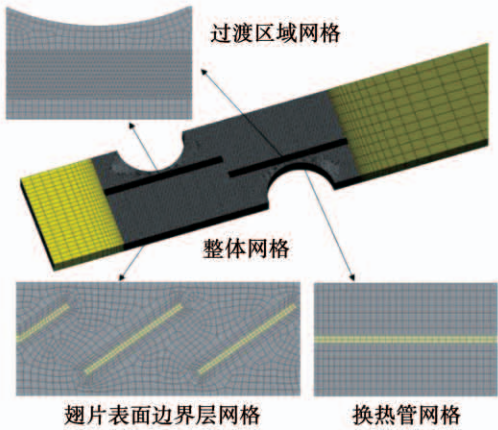


图2 计算域网格
Fig.2 Computational domain grid

数值计算前对换热器的3组不同数量网格(126万、241万和441万)进行独立性分析,计算不同进口流速时换热器的传热因子 j 和阻力因子 f 。其中,网格数量为126万和241万的传热因子 j 平均偏差为3.5%,最大偏差为5.1%;阻力因子 f 平均偏差为3.8%,最大偏差为5.2%。网格数量为241万和441万的传热因子 j 平均偏差为1.7%,最大偏差为

2.5%;阻力因子 f 平均偏差为2.0%,最大偏差为2.9%。因此,可认为网格独立,结合相关因素采用241万网格数。

1.4 模型可靠性验证

由于该模型与文献[18]等实验类型V样件的结构尺寸基本一致,并且数值计算的雷诺数及管排数均在实验条件范围内。因此,将百叶窗翅片管换热器(管排数 $N=2$,开窗角度 $\theta=30^\circ$,翅片间距 $F_p=1.5\text{ mm}$)的数值计算结果同实验关联式^[18]计算结果进行对比,如图3所示。在 $437 \leq Re_{De} \leq 4\,075$ 的范围内,传热因子 j 的数值结果与关联式结果偏差为5.8%~9.5%,平均偏差为7.8%,而阻力因子 f 的数值结果与关联式结果偏差为4.3%~13.9%,平均偏差为9.4%。数值计算结果与实验关联式计算结果偏差符合一般的工程应用要求。

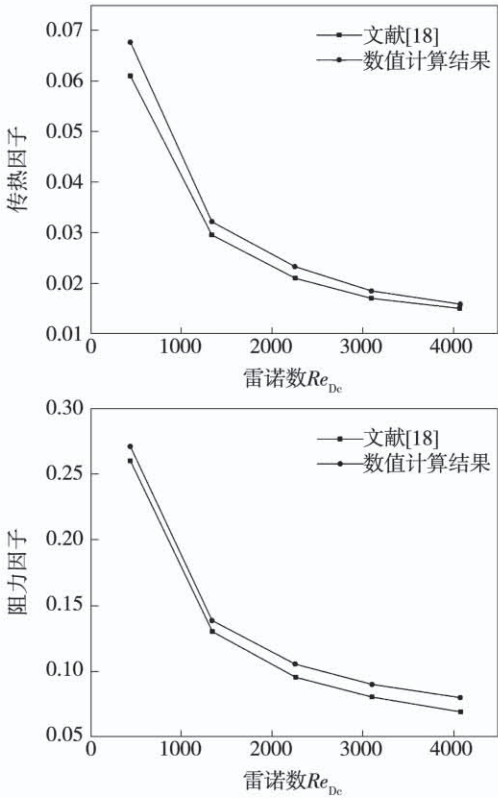


图3 数值计算结果与实验关联式^[18]结果对比
Fig.3 Comparison of numerical results with experimental correlation results

1.5 数据处理

在计算中,以百叶窗间距 L_p 为特征长度的雷诺数为:

$$Re_{Lp} = \rho L_p v_c / \mu \quad (1)$$

式中: v_c —通道最小截面处的平均流速, m/s ; ρ —流体密度, kg/m^3 ; μ —流体动力粘度, $kg/(m \cdot s)$ 。

换热量和换热系数为:

$$Q = mc_p (T_{out} - T_{in}) \quad (2)$$

$$h = Q / A_o \Delta T \quad (3)$$

式中: m —质量流量, kg/s ; c_p —一定压比热容, $J/(kg \cdot K)$; T —流体温度, K ; A_o —包括翅片和换热管在内的总换热面积, m^2 ; ΔT —对数平均温差, K 。

换热传热因子 j 和阻力因子 f 为:

$$j = h \cdot Pr^{2/3} / \rho c_p v_c \quad (4)$$

$$f = 2 \Delta p \cdot A_c / \rho v_c^2 \cdot A_o \quad (5)$$

式中: Pr —普朗特数; A_c —通道最小截面面积, m^2 ; Δp —通道进出口压差, Pa 。

2 结果与分析

2.1 管排数

对管排数 $N=1 \sim 4$, 开窗角度 $\theta=30^\circ$, 翅片间距 $F_p=1.5 \text{ mm}$ 的百叶窗翅片管换热器, 在空气进口流速 $V_{in}=0.6 \sim 5.4 \text{ m/s}$ 下进行了数值计算。不同管排数换热器的空气侧换热系数 h 和压降 Δp 随空气进口流速 V_{in} 的变化如图4所示。图5为空气和翅片截面温度的沿程变化规律。

由图4可知, 当空气进口流速较低时, 不同管排数换热器的空气侧换热系数与压降相差无几。而当空气进口流速提高时, 换热系数随管排数的增大而减小, 空气侧压降则随管排数的增大而增大, 管排数为4时, 空气侧换热系数减小了12.5%, 压降增大了268%。出现这种现象的主要原因是随着空气与前排翅片管换热, 空气温度逐渐升高, 空气与后排翅片管的换热能力降低。因此, 进口流速一定时, 空气侧换热系数随管排数增多而降低。

由图5(a)可知, 在进口流速较低时, 空气与前排翅片管之间的温差大, 换热充分。随着空气的流动, 空气与后排翅片管之间的温差迅速减小, 仅存在少量热交换。随着进口流速的增大, 从图5(b)和图5(c)可以看出, 空气与前排翅片管发生热交换后, 与后排翅片管仍存在较大的温差, 可继续发生热交

换。因此, 在空气进口流速较高时, 应适当增加换热器管排数。

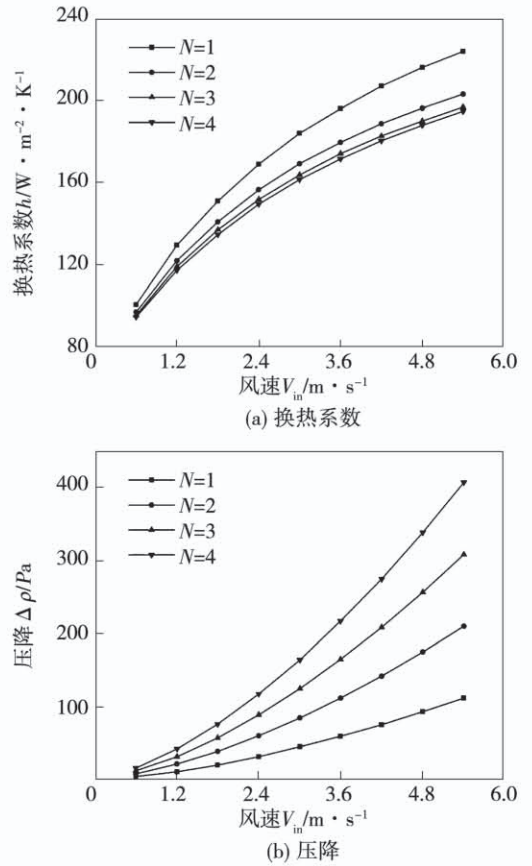


图4 管排数对空气侧换热和流动特性的影响

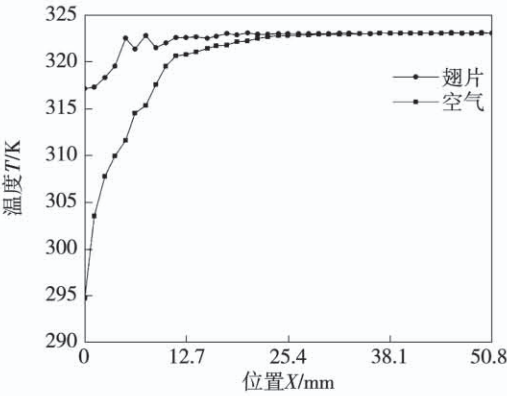
Fig.4 Effect of tube row number on the heat transfer and flow properties on the air side

2.2 开窗角度

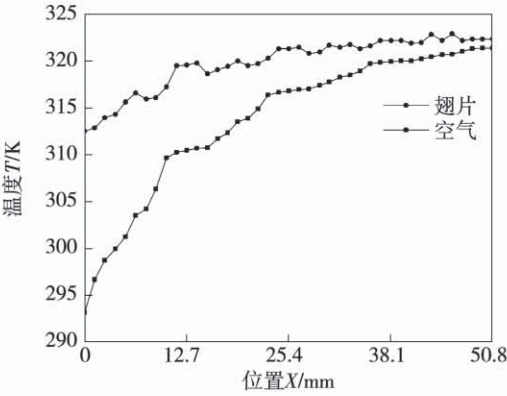
对开窗角度 $\theta=20^\circ \sim 40^\circ$, 管排数 $N=2$, 翅片间距 $F_p=1.5 \text{ mm}$ 的百叶窗翅片管换热器, 在空气进口流速 $V_{in}=0.6 \sim 5.4 \text{ m/s}$ 下进行数值计算。开窗角度 θ 不同时, 传热因子 j 和阻力因子 f 随雷诺数 Re_{Lp} 的变化如图6所示。

由图6可知: 雷诺数 Re_{Lp} 一定时, 传热因子 j 随开窗角度 θ 的增大而增大, 但增幅较小; 阻力因子 f 随开窗角度 θ 的增大而增大, 且增幅随开窗角度 θ 的增大而增大。改变开窗角度 θ 对百叶窗翅片管换热器空气侧的换热性能影响较小, 但对阻力特性有比较大的影响。换热器面积优化因子 j/f 是换热器性能的通用评价准则^[19], 开窗角度对换热器面积优化因子 j/f 的影响如图7所示。由图7可知, 百叶窗

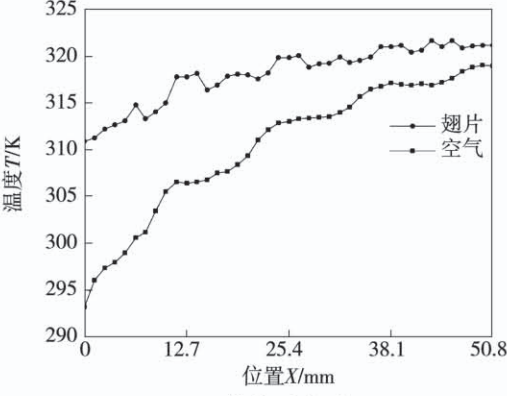
角度 20° 和 25° 的 j/f 曲线在雷诺数 $Re_{Lp} = 473$ 时发生了交叉。当雷诺数 $Re_{Lp} < 473$ 时,开窗角度为 20° 的翅片管换热器具有最佳的综合性能;而当雷诺数 $Re_{Lp} > 473$ 时, 25° 则是最佳开窗角度。随着开窗角度的继续增大,换热器综合性能随之降低,换热器阻力特性的增大幅度大于换热性能的增大幅度,单纯增大开窗角度不利于百叶窗翅片管换热器综合能力的提升。



(a) $V_{in}=0.6\text{ m/s}$

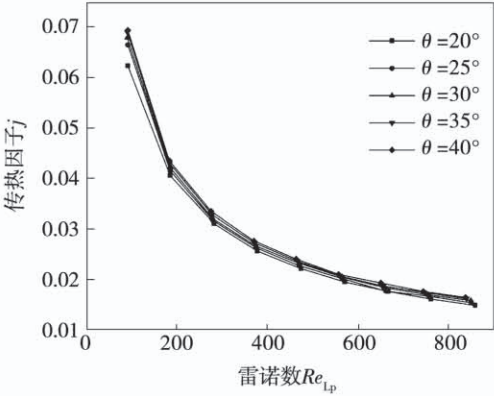


(b) $V_{in}=3.0\text{ m/s}$

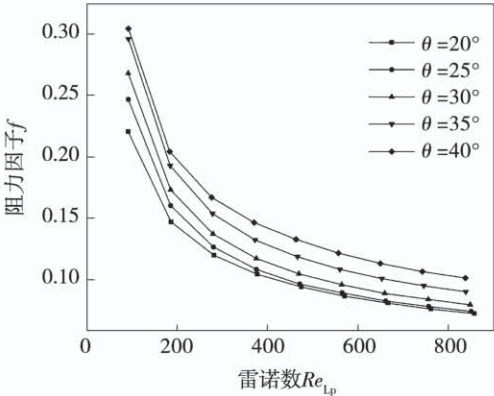


(c) $V_{in}=5.4\text{ m/s}$

图 5 翅片和空气侧截面温度沿程变化
Fig. 5 Temperature variations of the fin and air contact surface along the path



(a) 传热因子 j



(b) 阻力因子 f

图 6 开窗角度对传热因子 j 和阻力因子 f 的影响
Fig. 6 Effect of louver angle on Colburn j -factor and Friction factor f

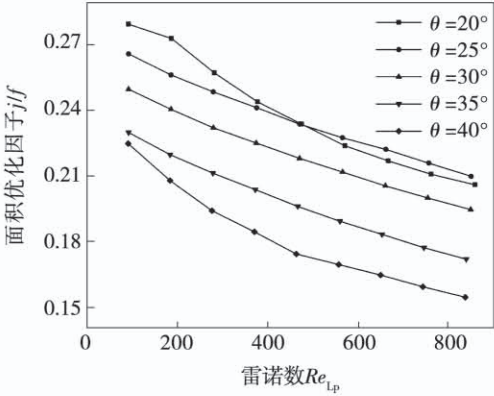


图 7 开窗角度对面积优化因子的影响
Fig. 7 Effect of louver angle on area optimization factor j/f

图 8、图 9 为开窗角度 $\theta = 30^{\circ}$ 、 $V_{in} = 3.0\text{ m/s}$ 时双排百叶窗翅片管换热器翅片表面热流密度及流线分布。由图 8 可知,百叶窗前缘的热流密度较大,说明空气在此处形成了新的边界层,提高了换热器的

换热特性。而换热管尾迹区内(区域 A、区域 B)翅片热流密度较小,尾迹区内空气几乎不与主流区域发生热交换,因此恶化了换热器空气侧的流动与换热性能。由图 9 可知,翅片侧空气一部分流经百叶窗导流道,另一部分空气流经管导向通道,而尾迹区则流经较少空气,因此恶化了换热性能。

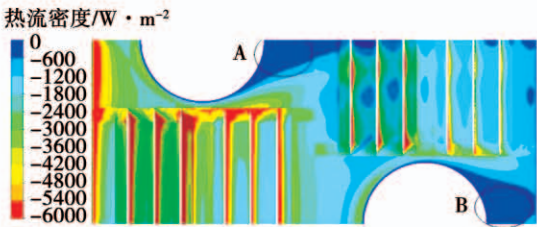


图 8 翅片表面热流密度分布
Fig. 8 Heat flux distribution on fin surface

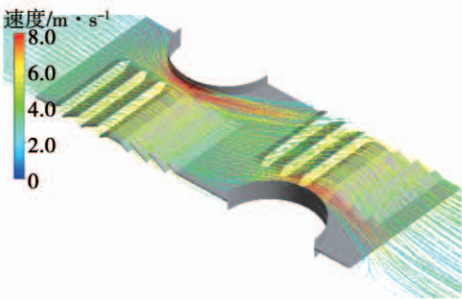


图 9 空气侧流线分布
Fig. 9 Distribution of air side streamlines

2.3 翅片间距

对翅片间距 $F_p = 1.2 \sim 2.0$ mm,管排数 $N = 4$,开窗角度 $\theta = 30^\circ$ 的百叶窗翅片管换热器,在空气进口流速 $V_{in} = 0.6 \sim 5.4$ m/s 下进行了数值计算。翅片间距 F_p 不同时,传热因子 j 随雷诺数 Re_{lp} 的变化如图 10 所示。

由图 10 可知,传热因子 j 随翅片间距 F_p 的减小而增大,而在雷诺数 $Re_{lp} = 92$ 时,翅片间距 1.5 mm 的换热性能优于间距 1.2 mm。这是由于低雷诺数时,空气流速较低,较小的翅片间距可能引起较厚的边界层,阻塞百叶窗的流动通道,导致换热性能降低。随着雷诺数 Re_{lp} 的增大,不同翅片间距对应的传热因子 j 差值越来越小,说明翅片间距对换热性能的影响随雷诺数的增大而逐渐减弱。在空气进口流速 $V_{in} = 5.4$ m/s 时,翅片表面温度分布如图 11 所

示。由图 11 可知,随着翅片间距的增大,翅片表面局部温度随之降低。这是由于翅片间距较小时,空气流向百叶窗导向流通道的比例大于流向管导向流通道,流动效率高,与百叶窗翅片换热更加充分。翅片间距较大时,则与之相反,仅有较少比例的空气流向百叶窗导向流通道,流动效率下降。

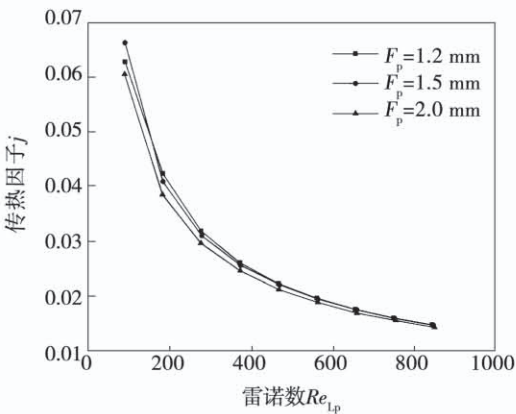


图 10 翅片间距对传热因子 j 的影响
Fig. 10 Effect of fin pitch on Colburn j factor

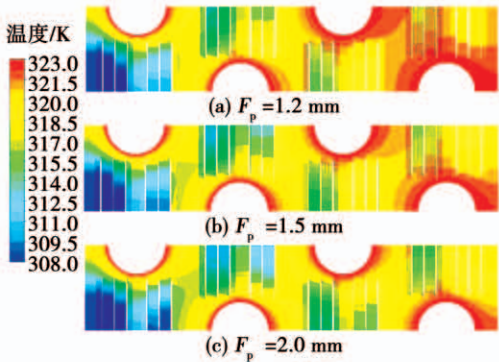


图 11 不同翅片间距下翅片表面温度分布
Fig. 11 Surface temperature distribution of fins with different fin pitch

图 12 为翅片间距对阻力因子 f 的影响。由图 12 可知,阻力因子 f 随翅片间距 F_p 的减小而增大。这是由于翅片间距较小时,空气主要流向百叶窗通道,延长了流动通道,同时沿程阻力损失增大。翅片间距 F_p 对换热器面积优化因子 j/f 的影响如图 13 所示。翅片间距 $F_p = 1.2$ mm 时,换热器面积优化因子最小,说明当翅片间距较小时,空气侧阻力特性增大的程度大于换热性能的提升幅度。当 $Re_{lp} < 468$ 时,翅片间距 $F_p = 2.0$ mm 时换热器面积优化因

子 j/f 高于间距 $F_p = 1.5 \text{ mm}$ 时换热器的面积优化因子;而当 $Re_{lp} > 468$ 时则相反。故当雷诺数较小时,翅片管换热器应选取较大的翅片间距。反之,则应适当减小翅片间距。

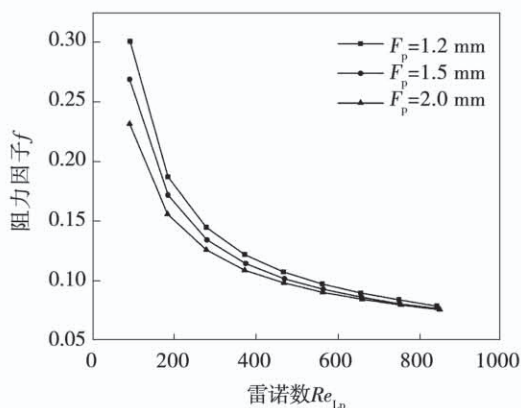


图 12 翅片间距对阻力因子 f 的影响

Fig. 12 Effect of fin pitch on friction factor f

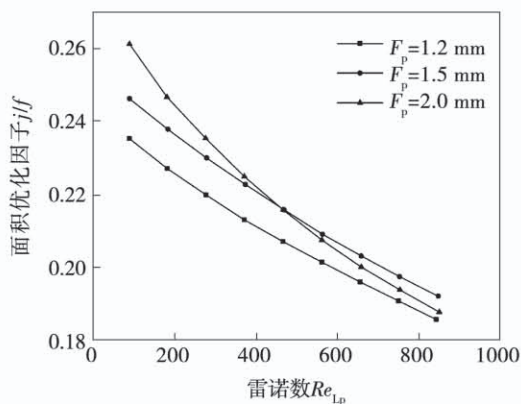


图 13 翅片间距对面积优化因子 j/f 的影响

Fig. 13 Effect of fin pitch on area optimization factor j/f

3 结 论

(1) 空气进口流速较低时,空气侧换热量几乎不随管排数的增加而改变。空气进口流速较高时,空气侧换热量随管排数的增加而增大,且增大速率逐渐升高。

(2) 单一增大开窗角度,换热器阻力特性增大的幅度大于换热性能升高的幅度,不利于换热器综合性能的提升。当雷诺数 $Re_{lp} < 473$ 时,开窗角度为 20° 的翅片管换热器具有最佳的综合性能;而当

雷诺数 $Re_{lp} > 473$ 时, 25° 则是最佳开窗角度。

(3) 百叶窗翅片管换热器空气侧换热性能和流动阻力随翅片间距的减小而增大,但随着雷诺数的增大,不同翅片间距对换热器流动换热性能的影响逐渐减弱。当雷诺数较小时,翅片管换热器选取较大的翅片间距具有最佳综合性能。反之,则应适当减小翅片间距。

参考文献:

- [1] 刘 旗,柳建华,徐小进,等. 湿工况下低气压对翅片管换热器换热特性的影响[J]. 热能动力工程, 2016, 31(11): 7-13, 116-117.
LIU Qi, LIU Jian-hua, XU Xiao-jin, et al. Influence of the low atmospheric pressure on the heat exchange characteristics of a finned tube heat exchanger[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2016, 31(11): 7-13, 116-117.
- [2] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
TAO Wen-quan. Numerical heat transfer[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001.
- [3] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.
QIAN Song-wen. Heat exchanger design handbook[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2002.
- [4] 刘 建,魏文建,丁国良,等. 翅片管式换热器换热与压降特性的实验研究进展-实验研究[J]. 制冷学报, 2003(3): 25-30.
LIU Jian, WEI Wen-jian, DING Guo-liang, et al. Development of study on heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchanger-experimental study[J]. Journal of Refrigeration, 2003(3): 25-30.
- [5] ACHAICHIA A, COWELL T A. Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1(2): 147-157.
- [6] KIM M H, BULLARD C W. Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers[J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(3): 390-400.
- [7] 衣志超,袁益超,王学刚. 管间距对开缝翅片管换热器传热与阻力特性的影响[J]. 能源工程, 2015(5): 9-14, 27.
YI Zhi-chao, YUAN Yi-chao, WANG Xue-gang. Influences of tube pitch on heat transfer and resistance characteristics of the slotted fin and tube heat exchanger[J]. Energy Engineering, 2015(5): 9-14, 27.
- [8] 王 磊. 铜管管径对翅片管式冷凝器性能和经济性的影响[J]. 制冷与空调, 2019, 19(12): 34-38.
WANG Lei. Impact of copper tube diameter on performance and economics of finned-tube condenser[J]. Refrigeration and Air-Con-

- ditioning,2019,19(12):34-38.
- [9] OKBAZ A,PINARBASI A,OLCAY A B. Experimental investigation of effect of different tube row-numbers,fin pitches and operating conditions on thermal and hydraulic performances of louvered and wavy finned heat exchangers[J]. International Journal of Thermal Sciences,2020,151:106256.
- [10] CHANG Y J,WANG C C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,1997,40(3):533-544.
- [11] CHANG Y J,WANG C C. Air side performance of brazed aluminum heat exchangers[J]. Journal of Enhanced Heat Transfer,1996,3(1):15-28.
- [12] AOKI H,SHINAGAWA T,SUGA K. An experimental study of the local heat transfer characteristics in automotive louvered fins[J]. Experimental Thermal and Fluid Science,1989,2(3):293-300.
- [13] WEBB R L. The flow structure in the louvered fin heat exchanger geometry[J]. SAE Transactions,1990,99:1592-1603.
- [14] WEBB R L,TRAUGER P. How structure in the louvered fin heat exchanger geometry[J]. Experimental thermal and fluid science,1991,4(2):205-217.
- [15] SAHNOUN A,WEBB R L. Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry[J]. Journal of Heat Transfer,Transactions ASME,1992,114(4):893-900.
- [16] ZHANG X,TAFTI D K. Flow efficiency in multi-louvered fins[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2003,46(10):1737-1750.
- [17] 王福军. 计算流体动力学分析-CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社,2004.
- WANG Fu-jun. Computational fluid dynamics analysis-CFD software principle and application[M]. Beijing: Tsinghua University Press,2004.
- [18] WANG C C,LEE C J,CHANG C T,et al. Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers[J]. International journal of heat and mass transfer,1999,42(11):1945-1956.
- [19] WANG C C,HU R,TSIAI Y M. A comparison study between convex-louver,wavy,and plain fin-and-tube heat exchangers[J]. Begel House Inc,1998(6):161-166.

(王治红 编辑)