

电动汽车空调室外换热器空气侧流动换热模拟研究

刘妮^{1†}, 贺剑锋¹, 崔强¹, 张华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 201807

收稿日期: 2022-02-22; 接收日期: 2022-04-02

【摘要】 采用数值模拟方法对室外微通道换热器翅片侧空气流动换热性能进行仿真计算, 探讨了在制冷工况下, 不同百叶窗结构对微通道换热器空气侧传热及流动特性的影响. 结果表明 j 因子的模拟结果与实验关联式之间的平均偏差在 7.8% 以内, f 因子的平均误差在 7.35% 以内, 符合工程应用要求. 雷诺数较低时, 传热因子 j 和阻力因子 f 都随 F_p 的增大而减小, 雷诺数较高时, F_p 对两者的影响不明显; 随着开窗角度增加换热器换热系数会呈现先增加后减小的趋势, 同时压降会随开窗角度的增大而有所升高.

关键词: 数值模拟, 微通道换热器, 百叶窗翅片, 传热流动

PACS: 44.10.+i, 47.10.-g

DOI: 10.13380/j.ltpl.2022.02.005

Simulation Research on Air-Side Flow and Heat Transfer of Outdoor Heat Exchanger of Electric Vehicle Air Conditioner

LIU Ni^{1†}, HE Jianfeng¹, CUI Qiang¹, ZHANG Hua¹, SHAN Xiaofeng², JIN Xiaotang²

1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China;

2. Shanghai Beite Technology Co., Ltd., Shanghai, 201807, China

Received date: 2022-02-22; accepted date: 2022-04-02

【Abstract】 Numerical simulation was used to simulate the air flow and heat transfer performance of the fin side of the outdoor micro-channel heat exchanger, and the influence of different louver structures on the air-side heat transfer and flow characteristics of the micro-channel heat exchanger under cooling conditions was discussed. The results show that the average deviation between the simulation result of j factor and the experimental correlation formula is within 7.8%, and the average error of the f factor is within 7.35%, which meets the requirements of engineering applications. When the Reynolds number is low, the Colburn j factor and the resistance factor f decrease with the increase of F_p . When the Reynolds number is high, F_p has no obvious influence on the two; With the increase of the louver angle, the coefficient will first increase and then decrease, and the pressure drop will increase with the increase of the window opening angle.

Keywords: Numerical simulation, Microchannel heat exchanger, Louver fin, Heat transferring and flowing

PACS: 44.10.+i, 47.10.-g

DOI: 10.13380/j.ltpl.2022.02.005

Reference method: LIU Ni, HE Jianfeng, CUI Qiang, ZHANG Hua, SHAN Xiaofeng, JIN Xiaotang, Low. Temp. Phys. Lett. **44**, 0124 (2022)

[†] liu_ni@163.com

1 引言

近年来,电动汽车由于不需要排放二氧化碳,不依赖化石燃料,逐渐成为汽车行业未来的发展方向.电动汽车在冬季制热时多采用 PTC 电加热器,严重影响汽车的续航里程.在低温 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,采用 PTC 电加热器采暖能使电动汽车的续航里程下降 50% 以上,而利用热泵空调系统采暖可以使续航里程提升 35% 以上^[1],因此车用热泵空调系统便应运而生.而车外换热器作为热泵空调系统的重要部分,不同于传统汽车空调室外换热器只做冷凝器,在热泵系统中,室外换热器兼顾冷凝器与蒸发器两种功能,因此提高室外微通道换热器性能的研究具有实际意义.

目前对于室外换热器研究主要集中在换热器的结霜特性^[2-5]与百叶窗结构对室外换热器传热与流动特性的影响上.谷波等^[6]研究了百叶窗结构变化对微通道换热器传热和流动性能的影响,发现采用较大的百叶窗间距和翅片间距会使传热性能下降.赵松田^[7]分析了换热器进口空气湿度、风速和布置倾角对整体性能的影响,实验表明,迎面风速对换热器空气侧压降影响很大.张克鹏^[8]研究发现翅片开窗角度为 45° 且开窗数为 14 个时,微通道换热器空气侧换热量最大,压降相对较小.刘欣欣等^[9]提出一种新型变截面百叶窗翅片,与传统的矩形翅片相比,综合性能因子 JF 提高了 7.65%.杨风叶等^[10]提出一种换热性能更佳的双梯形百叶窗结构,得出当双梯形百叶窗间距 $L_p = 1.3\text{ mm}$ 、翅片间距 $F_p = 1.4\text{ mm}$ 时,综合性能最佳.徐博等^[11]采用 ϵ -NTU 法建立了微通道换热器数值模型,计算翅片参数对传热性能的影响,结果表明换热系数与翅片间距呈负相关,与开窗角度呈正相关.Arslan Saleem 等^[12]研究了不同翅片结构微通道换热器的空气侧热工性能研究,结果表明百叶窗间距为 1.0 mm 的翅片在换热和压降特性方面具有最佳效果.张剑飞等^[13]研究发现微通道换热器空气阻力与换热量和迎风面积相同的平翅片圆管换热器空气阻力相当,认为独特的扁管结构和较小的换热器厚度是其减小空气阻力的有效手段.薛庆峰等^[14]研究了流道布局对微通道平行流车外换热器换热和压降性能的影响,结果表明,制

冷工况下车外换热器采用 1:3 的流道布局时,换热量优于其他两种布局,但其压降更大.丁璠俊等^[15]研究了流程数、各流程扁管布置方式、扁管宽度和内孔高对室外换热器换热及压降的影响,在传热和压降的限制下应采用低流程数,适当增加扁管宽度和孔高.Jun Yu 等^[16]采用实验和数值模拟相结合的方法对换热器外平行流动微通道进行了研究,实验结果表明,随着进气压力和进气流量的增加,传热速率增加.Amirnordin 等^[17]模拟分析,得出增加翅片间距时,传热系数增加的同时压降减小;而增加百叶窗间距时,传热系数和压降均减小.Kim 和 Bullard^[18]对比了开窗角度、翅间距对空气侧换热的影响,发现当开窗角大于 23° 时增大翅间距换热系数会增大,且翅片间距对换热的影响会伴随雷诺数的差异而减弱.目前对于百叶窗结构对微通道换热器传热和流动性能的影响已有一定的研究,但依然不够完善.

为了提升室外换热器的流动换热性能,本文建立了百叶窗翅片换热器三维模型,采用数值模拟研究了翅片间距和开窗角度对空气侧传热和流动特性的影响,得到了两者对传热流动的影响规律,并选取最佳间距和开窗角度.

2 数值模拟方法

2.1 物理模型

微通道换热器翅片由铝制成,根据翅片几何结构,将所研究翅片外侧空气域进行建模.将翅片边缘处温度视为与扁管外壁面相同温度.如图 1,设置计算域上下两表面为周期面,水平方向两表面为对称面,高度为一个管间距;左侧为空气速度进口,为保证来流均匀,将计算区域向上游延伸 2 倍翅片间距;右侧为空气压力出口,相对压力为 0 Pa ,将计算区域向下游延伸以防出口区域回流产生^[19];翅片表面温度分布由翅片内部热传导与空气对流换热耦合求解.将室外换热器翅片结构尺寸,列于表 1 中.

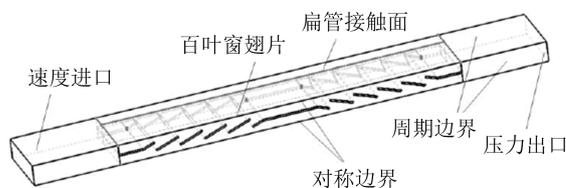


图 1 计算区域示意图

表 1 百叶窗结构参数

翅片高度 F_h/mm	百叶窗高度 L_h/mm	翅片深度 F_d/mm	翅片间距 F_p/mm	百叶窗开窗角度 $\theta/^\circ$	百叶窗间距 L_p/mm	翅片厚度 δ/mm
5	4.2	16	1.0~1.8	23~30	1.5	0.08

2.2 网格划分及独立性验证

计算域网格由 ICEM 生成, 由于百叶窗翅片结构较为复杂, 整体划分精度较低, 所以对计算区域进行分块处理. 计算区域网格划分如图 2~3, 固体域翅片及倒流边界部分采用结构网格, 对流体域中与翅片接触部分采用四面体非结构网格, 其它区域应用六面体非结构网格, 最后对接触区域流固耦合处理. 由于翅片表面附近流体温度速度变化比较剧烈, 因此对翅片接触面进行边界层处理. 边界层网格分三层, 设置增长率为 1.2, 最大厚度 0.05 mm, 进口区域网格尺寸设置为 1 mm, 出口区域网格尺寸为 2 mm, 翅片与空气接触区域最大网格尺寸为 0.1 mm.

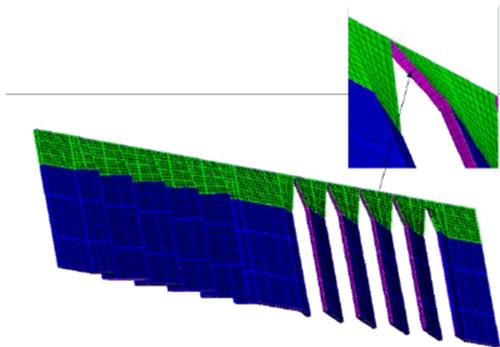


图 2 固体域翅片网格划分示意图

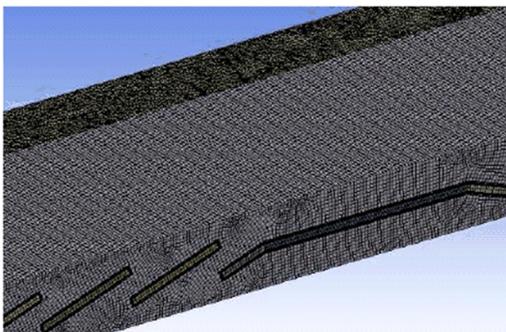


图 3 流体域空气网格划分示意图

在进行数值模拟之前, 需对网格进行独立性分析, 确定模拟结果与网格数量无关. 网格独立性分析方法为比较相同模型在不同网格数量下所求得的 Colburn j 因子与阻力因子 f 的相对差值. 本文对

三套不同数量网格(110 万、230 万、560 万)进行独立性分析, 计算结果如图 4 所示.

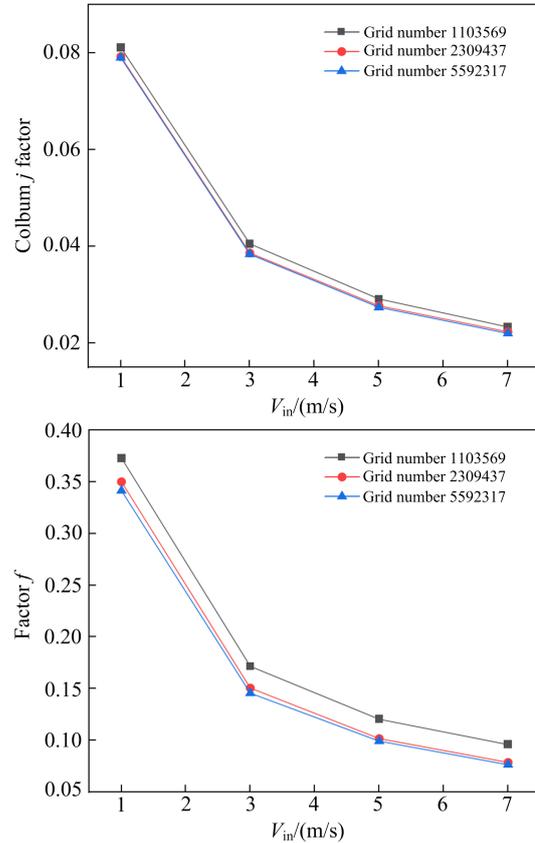


图 4 网格独立性验证

网格数量 110 万与 230 万之间 Colburn j 因子的最大偏差为 4.86%, 平均偏差为 3.95%; 阻力因子 f 最大偏差为 12.23%, 平均偏差为 10.99%. 网格数量 230 万与 560 万模型之间 Colburn j 因子的最大偏差 1.56%, 平均偏差为 0.91%; 阻力因子 f 最大偏差为 1.23%, 平均偏差为 0.8%. 230 万网格数值结果可认为独立, 本文对空气侧流动传热模拟采用网格数为 230 万.

2.3 模型可靠性验证

对比本文模拟结果与采用 Chang & Wang^[20] 实验关联式计算结果, 得出图 5, 由图可知, $50 \leq Re \leq 950$ 范围内, 数值模拟结果得出的 Colburn j 因子与 Chang & Wang 实验关联式最大偏差为 9.1%, 平均偏差为 7.8%; 阻力因子 f 数值与实验关联式最大偏差为 11.52%, 平均偏差为 7.35%. 数值计算结果与实验关联式计算结果之间的偏差符合一般工程应用要求, 且变化规律相同, 因而本文使用模型的正确性得到验证.

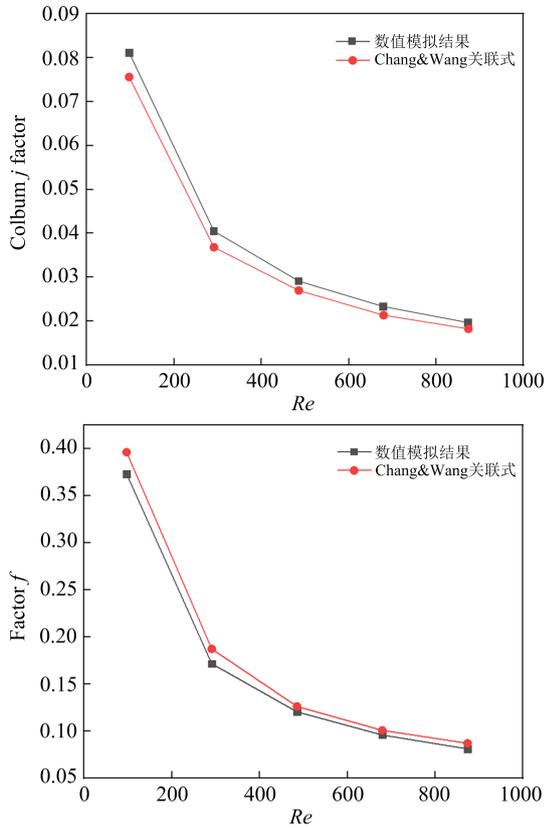


图5 模拟结果与实验关联式的 Colburn j 因子与阻力 f 因子对比图

3 结果及分析

通过以下几个参数对空气侧流动传热进行研究:空气侧换热系数 h 、压降 ΔP 、Colburn j 因子、阻力因子 f 以及综合能效因子 JF ^[21], 其中 JF 是一个无量纲数, 用以衡量相同输入功率下所能达到的换热性能, 可用来评价空气侧流动换热的综合性能, 其参数定义如下:

$$JF = \frac{j}{f^{\frac{1}{3}}}$$

3.1 翅片间距对流动传热的影响

对翅片深度 16 mm, 翅片高度 5 mm, 开窗角度 27° , 翅片间距 1.0 mm, 1.4 mm, 1.8 mm 进行数值计算, 分析翅片间距对微通道室外换热器空气侧传热和流动的影响. 空气侧换热系数随进风风速 V_{in} 变化规律如图 6 所示, 进风风速 V_{in} 一定时, 空气侧换热系数随翅片间距的减小而相应增大; 翅片间距一定时, 空气侧换热系数随进风风速的增大而增加.

随着进风风速的增大, 翅片间距 1.4 mm 与翅

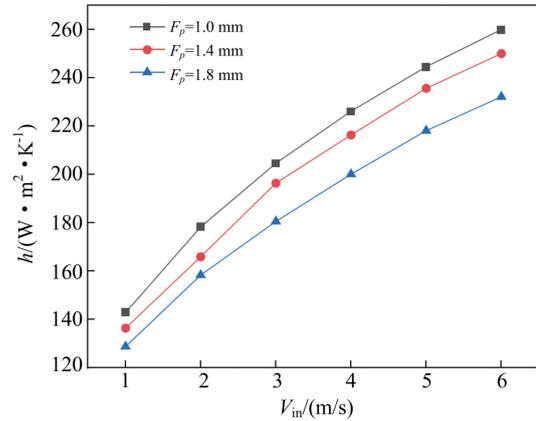


图6 翅片间距对空气侧翅片换热系数的影响规律

片间距 1.0 mm 对应的换热系数之间的差值逐渐减小, 结合图 7 不同翅片间距下温度云图可以看出, 百叶窗翅片在进风风速 4 m/s 时, 翅片间距的增大导致整个空气域的温度有所下降, 并且在中心过渡区和出口段温度变化较为明显, 其原因是百叶窗翅片间距较小时, 空气主要从百叶窗通道流过, 流动过程中流道长度增加, 空气与翅片换热更加充分, 换热效率高, 因而中心平面与出口处温度较高. 当翅片间距较大时, 空气与百叶窗的扰动减弱, 百叶窗通道流作用性减弱, 管导向流的作用性增强, 更多的空气流经管导向通道, 因此换热效果减弱. 由于百叶窗翅片与空气扰动减弱, 所以 F_p 增大后流动阻力也应呈现下降趋势, 从图 8 也可佐证这一观点. 另外从图 8 还可以看出, 随着翅片间距的增加, 空气侧压降逐渐减小.

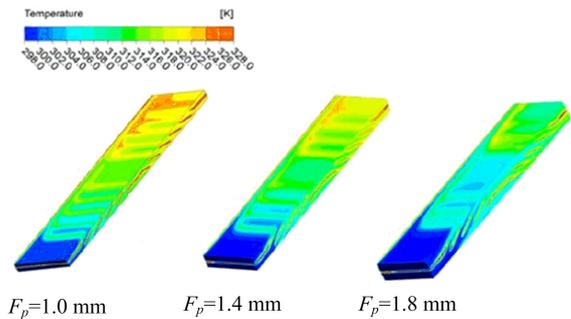


图7 不同翅片间距下的空气侧温度场示意图

如图 9 所示, 雷诺数较低时 Colburn j 因子随 F_p 的增大而减小, 然而这种趋势随着雷诺数的增加而减弱, 并且高雷诺数下 $F_p = 1.0$ mm 时的 Colburn j 因子基本与另两组重合. 这表明在低雷诺数下, 较小的翅片间距更有助于强化空气与百叶

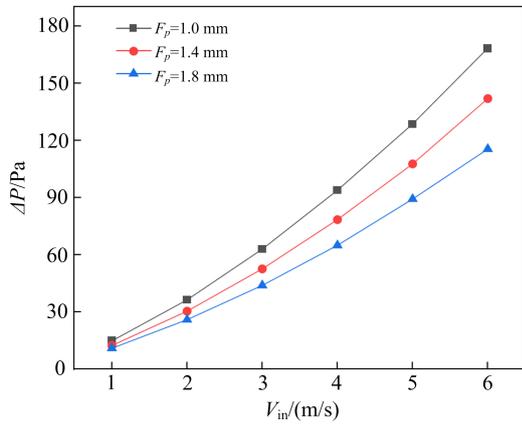


图 8 翅片间距对空气侧压降的影响规律

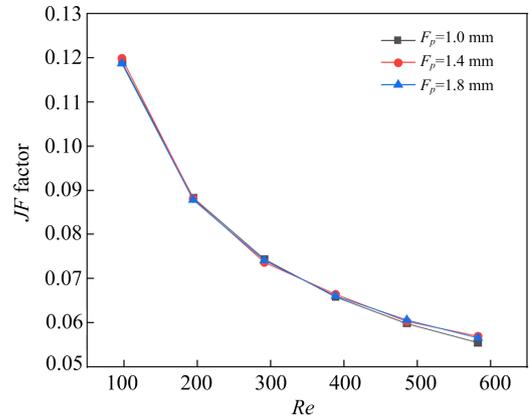


图 10 不同翅片间距下的 JF 因子变化情况

窗间的换热,而当雷诺数增大后这种促进效果有所降低,此时应从其他指标因素去衡量.在空气侧阻力方面,从图 9 中的阻力因子 f 曲线可以看出,增大翅片间距有助于降低空气侧的流动阻力,但当雷诺数升高后,想要降低流动阻力,单单提升 F_p 效果并不明显.

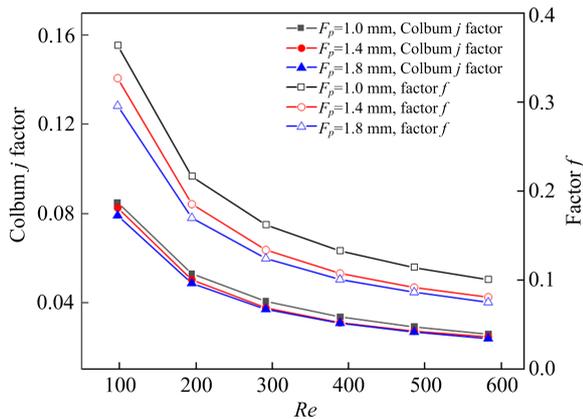


图 9 不同翅片间距下的 Colburn j 因子与阻力因子 f 变化情况

不同翅片间距下 JF 因子变化如图 10 所示,在 $Re < 300$ 时增大 F_p 会导致 JF 因子小幅下降;当 $Re > 300$ 时 JF 因子随 F_p 的增大而升高.邓敏锋^[22]通过数值模拟,在不同迎面风速下研究得出空气侧的换热系数和压降均与翅片间距呈负相关.董军启^[23]给出了不同翅片间距 F_p 时, j 因子和 f 因子随 Re 的变化曲线,发现随着翅片间距 F_p 的增加,传热 j 因子和摩擦 f 因子而降低,两者与本文研究发现相契合.综合 JF 因子与上述各参量变化趋势后,本文室外换热器翅片参数中的翅片间距取 1.4 mm 更为适合.

3.2 翅片开窗角度对流动传热的影响

百叶窗翅片通过对空气的扰动形成边界层,来引导空气流向,开窗角度 θ 作为百叶窗翅片关键结构参数,对空气侧流动换热有着重要影响.对翅片宽度 16 mm,翅片间距 1.4 mm 的百叶窗翅片,空气进风风速 $V_{in} = 1.0 \sim 6.0$ m/s,开窗角度 23° 、 27° 、 30° 进行数值计算,分析了翅片开窗角度对微通道室外换热器传热和流动的影响.不同开窗角度 θ 下空气侧的换热系数和压降的变化趋势如图 11 所示,当开窗角度一定时,换热系数与压降均随进风风速的增大而升高.对比相同进风风速下不同开窗角度曲线,发现增加开窗角度后换热系数 h 会呈现先增加后减小的趋势,可以判断出存在一个最佳开窗角度值,在该值下百叶窗翅片空气侧换热最优.

该现象符合 Kajino^[24]提出的边界层冲击理论,该理论表示百叶窗类翅片强化换热机理在于每一个百叶窗翅片前端形成的薄边界层,而这类边界层通常在气流的影响下是不平衡的,具体表现在百叶窗上下表面的换热能力上,百叶窗总换热能力是上下表面换热能力之和,在某个环境条件下存在阈值.结合图 12 温度场进行分析,发现开窗角度 θ 的升高整个空气域温度略微下降.设定来流方向为正方向,在进口迎面位置(图示 A 区域),随着开窗角度 θ 的升高,百叶窗正面温度有所下降,百叶窗背面温度呈现上升趋势,这是由于翅片角度增大后,空气中百叶窗导向流所占比例随之增大,随后达到临界值,到达临界值之后,空气侧流动方式管导向流所占比例增加,增强了百叶窗翅片背面换热,因而导致了百叶窗翅片正背面温度差异.

由图 11 与图 13 可以看出,空气侧压降 Δp 会

随开窗角度 θ 的增大而有所升高. 开窗角度 θ 由 23° 增大到 27° 时, 空气侧压降变化相较于 27° 到 30° 比较明显, 这主要是由于 27° 开窗角更接近百叶窗导向流与管导向流的临界平衡值, 压降变化比较明显. 在开窗角度达到 30° 后, 空气的流动方式主要为管导向流, θ 对 Δp 的影响有所下降. 如图 13 所示, 在较低雷诺数时, 随着开窗角度的增加, Colburn j 因子变化不是很明显, 在较高雷诺数时, 随着开窗角度的增加, Colburn j 因子有明显的上升, 并且 23° 到 27° 的增幅明显高于 27° 到 30° 范围, 这与开窗角度对换热系数影响趋势相同. 由图 12 与图 13 分析开窗角对空气侧流动的影响, 可以看出开窗角度的增加, 阻力因子 f 呈现上升趋势, 即增加开窗角度不利于空气侧的流动换热, 随后根据 Colburn j 因子和阻力因子 f 数值计算出 JF 因子, 结果如图 14 所示.

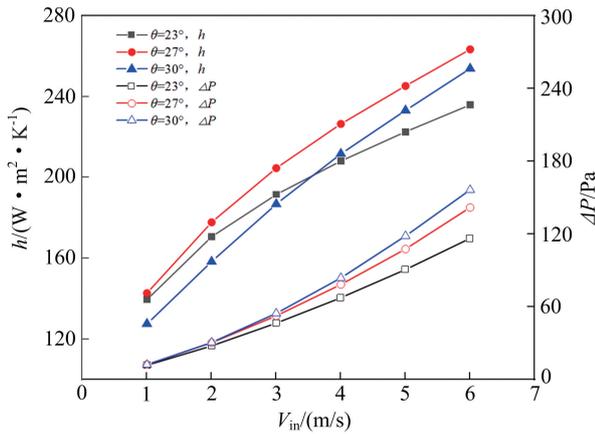


图 11 不同开窗角度下空气侧压降及换热系数变化情况

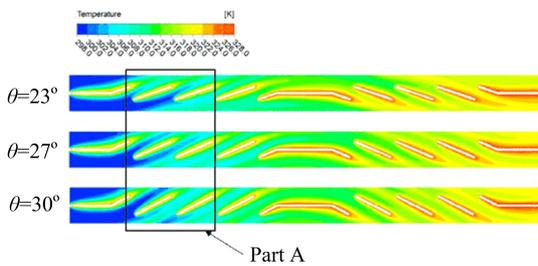


图 12 不同开窗角度下空气温度场分布图

从图 14 可以看出, 随着雷诺数的增加, 综合评价 JF 因子呈现下降趋势; 对于相同雷诺数情况, 开窗角度 θ 为 23° 与 27° 时的综合评价因子高于 30° . 然而对于较小开窗角下的 JF 因子评价, 则要根据具体雷诺数进行讨论, 当 $Re < 300$ 时, JF 因子随着开窗角度的升高有所下降, 说明增大开窗角度对不

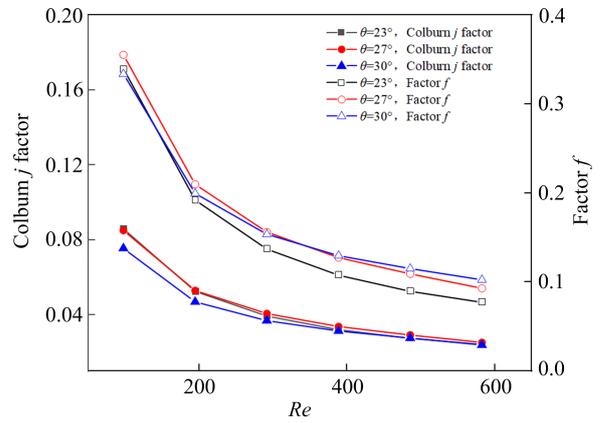


图 13 不同开窗角度下 Colburn j 因子与阻力因子 f 变化情况

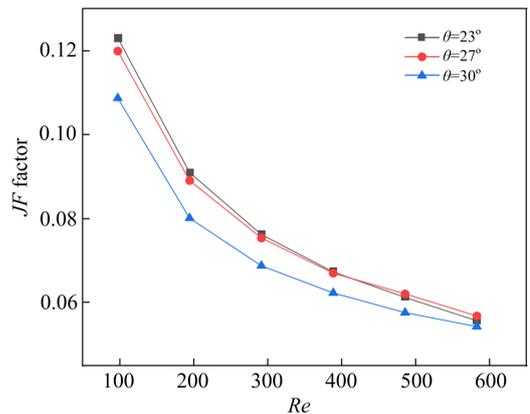


图 14 不同开窗角度下 JF 因子变化情况

利于百叶窗翅片空气侧综合性能的提高, 即车辆日常车速较低, 室外换热器迎面风速较低时, 百叶窗翅片开窗建议选取较低开窗角度. 当 $Re > 300$ 时, $\theta = 27^\circ$ 较优, 并且 30° 下 JF 因子降幅减缓, 说明较高雷诺数时, 增大开窗角度有利于提升空气侧流动换热的综合性能, 较大的翅片开窗角更适合迎面风速更大的情形.

4 结 论

(1) 当进风风速一定时, 空气侧换热系数与随翅片间距的减小而相应增加; 翅片间距一定时, 空气侧换热系数随进风风速的增大而增加. 随着进风风速的增大, 翅片间距 1.4 mm 与翅片间距 1.0 mm 对应的换热系数之间的差值逐渐减小.

(2) 在 $Re < 300$ 时增大 F_p 会导致 JF 因子小幅下降; 当 $Re > 300$ 时 JF 因子随 F_p 的增大而升高, 进风风速越高时, 增大翅片间距对综合性能更有利, 因此百叶窗翅片间距取 1.4 mm .

(3)当 $Re < 300$ 时, JF 因子随着开窗角度的升高有所下降,说明增大开窗角度对不利于百叶窗翅片空气侧综合性能的提高;当 $Re > 300$ 时, $\theta = 27^\circ$

较优,并且 30° 下 JF 因子降幅减缓,说明较高雷诺数时,增大开窗角度有利于提升空气侧流动换热的综合性能,因此翅片开窗角度取 27° 更优.

参 考 文 献

- [1] J. J. Meyer, J. Lustbader, N. Agathocleous, A. Vespa, J. Rugh, and G. Titov, *SAE WCX World Congress Experience* Detroit, Mich, April 10-12, (2018)
- [2] 李会喜, 2015 硕士学位论文(广州:华南理工大学)
- [3] K. Li, S. X. Luo, J. Yu, Q. T. Tang, L. Su, and Y. D. Fang, *Int. J. Energy Res.*, **44**(2020),7807
- [4] S. H. Hong, D. S. Jang, S. Yun, J. H. Baek, and Y. Kim, *Energy Convers. Manag.*, **223** (2020), 113306
- [5] 程卫红,姚杨,科技资讯(2006), 117
- [6] 谷波,方继华,赵鹏程,制冷学报, **35**(2014),9
- [7] 赵松田,陈华,李玉婷,流体机械, **47**(2019),60
- [8] 张克鹏,制冷与空调, **21**(2021),32
- [9] 刘欣欣,叶建明,彭旭,杨雨桑,王晓亮,裴元帅,向飒,王定标,高校化学工程学报, **34**(2020),664
- [10] 杨凤叶,刘盼盼,李海军,周光辉,张超,王春艳,范雅,制冷技术, **47**(2019),51
- [11] 徐博,祁照岗,陈江平,制冷技术, **31**(2011), 16
- [12] A. Saleem, M. H. Kim, *Appl. Therm. Eng.*, **125** (2017), 780
- [13] 张剑飞,秦妍,孔祥国,制冷学报, **35**(2014),88
- [14] 薛庆峰,张晓强,邹慧明,田长青,汽车技术, (2018),25
- [15] 丁鑫俊,赵兰萍,杨志刚,制冷学报, **34**(2015),25
- [16] J. Yu, L. Su, K. Li, M. K. Liu, and H. Zhang. *Heat Mass Transfer.*, **170**(2021)
- [17] H. A. Shahrin, H. D. Djamal, N. M. Mohd, K. Amir, M. S. Suzairin, and R. R. Vijay, *Appl. Mech. Mater.*, **465** (2013), 500
- [18] M. H. Kim and C. W. Bullard, *Int. J. Refrig.*, **25** (2002), 390
- [19] 于新娜,袁益超,马有福等,动力工程学报, **30**(2010), 433
- [20] C. C. Wang, C. J. Lee, C. T. Chang, and S. P. Lin, *Int. J. Heat Mass Tran.*, **42**(1999), 1945
- [21] N. R. Rosaguti, D. F. Fletcher, and B. S. Haynes, *Chem. Eng. Sci.*, **62**(2007), 694
- [22] 邓敏锋,建筑热能通风空调, **31**(2012), 69
- [23] 董军启,陈江平,陈芝久,制冷学报, **28**(2007), 10
- [24] M. Kajino and M. Hiramatsu, Washington D. C: Hemisphere Publishing Corporation, (1987), 420