

双向开缝翅片椭圆管空冷器传热与阻力性能数值模拟研究

唐峰, 李岩

上海理工大学上海市动力工程多相流动与传热重点实验室, 上海
Email: tangfeng95@163.com

收稿日期: 2021年7月16日; 录用日期: 2021年8月4日; 发布日期: 2021年8月11日

摘要

基于双向开缝翅片双排椭圆管空冷器模化试验研究,建立了双向开缝翅片四排椭圆管空冷器的物理模型,对其传热与阻力性能进行了数值模拟研究。结果表明:相同雷诺数下,连桥S型开缝方式的空冷器具有最大的空气侧努塞尔数 Nu_a ;空冷器空气侧努塞尔数 Nu_a 和空气侧欧拉数 Eu_a 均随相对横向管间距 S_1/b 的减小而增大;空冷器空气侧努塞尔数 Nu_a 随相对纵向管间距 S_2/a 的减小而增大,空气侧欧拉数 Eu_a 的变化较小。研究结果可为双向开缝翅片椭圆管空冷器传热与阻力性能的进一步优化提供参考。

关键词

开缝翅片管空冷器, 数值模拟, 强化换热, 椭圆管

Numerical Simulation Research on Heat Transfer and Resistance Performance of Bidirectional Slotted Fin Elliptical Tube Air Cooler

Feng Tang, Yan Li

Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai
Email: tangfeng95@163.com

Received: Jul. 16th, 2021; accepted: Aug. 4th, 2021; published: Aug. 11th, 2021

文章引用: 唐峰, 李岩. 双向开缝翅片椭圆管空冷器传热与阻力性能数值模拟研究[J]. 建模与仿真, 2021, 10(3): 835-842. DOI: 10.12677/mos.2021.103082

Abstract

Based on the simulation test study of the two-row elliptical tube air cooler with two-way slotted fins, a physical model of the four-row elliptical tube air cooler with two-way slotted fins was established, and its heat transfer and resistance performance were numerically simulated. The results show that: under the same Reynolds number, the air cooler with the bridge S-slit mode has the largest air side Nusselt number Nu_a ; the air side Nusselt number Nu_a and air side Euler number Eu_a of the air cooler both increase when the relative transverse tube spacing S_1/b decreases. The air side Nusselt number of the air cooler increases with the decrease of the relative longitudinal tube spacing, and the air side Euler number changes less. The research results can provide a reference for the further optimization of the heat transfer and resistance performance of the two-way slotted elliptical tube air cooler.

Keywords

Slotted Finned Tube Air Cooler, Numerical Simulation, Enhanced Heat Transfer, Elliptical Tube

Copyright © 2021 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

翅片管空冷器是空冷系统的核心元件, 其传热性能直接影响机组的冷却水温降, 冷却水温度每降一度能够将机组的效率提高 0.35~0.47% [1] [2] [3]; 其空气流动阻力会影响冷却塔高度, 翅片管空冷器的空气流动阻力越小, 所需要的由冷却塔内外空气密度差引起的压差就越小, 即冷却塔高度越小。因此, 有必要对翅片管空冷器的流动与传热性能进行优化, 以提高其综合性能, 这对空冷系统经济、高效运行有极为重要的意义[4]。

施兴兴等[5]对单向开缝翅片三排圆管器进行了研究, 发现当翅片间距处于 2.1~2.5 mm 范围内, 存在临界雷诺数 Re_{cr} : 若 $Re > Re_{cr}$, 空冷器的传热性能随翅片间距的减小而增强; 若 $Re < Re_{cr}$, 则相反。王建勋等[6]认为翅片间距对空冷器性能的影响较为明显。Li 等[7]认为相比 X 型开缝翅片, 圆弧型开缝翅片双排圆管空冷器具有更小的空气流动阻力, 但整体的传热性能较弱。相比 X 型开缝, S 型开缝更贴合空冷器中空气的流动路径, 可以改善管后涡流区的换热。屈治国等[8]认为翅片表面的开缝改善了速度场和温度场的协同性, 从增强了换热; 翅片下游开缝, 相比上游开缝, 能更好地增强其传热性能。

结合前人对空冷器的研究, 可知: 由于以圆管为基管的空冷器应用较早且较为广泛, 国内外学者对各种圆管空冷器研究较为全面、深入, 对于异形管空冷器研究相对较少, 尤其对排数较多的椭圆管空冷器, 如双向开缝翅片四排椭圆管空冷器, 缺乏较为深入全面的研究。因此本文在双向开缝翅片双排椭圆管空冷器的模化试验研究基础上, 对双向开缝翅片四排椭圆管空冷器进行数值模拟研究。

2. 数值模拟

2.1. 物理模型

在双向开缝翅片四排椭圆管空冷器中, 翅片间相邻流域中的流体具有相似的流动特性, 并具有周期

性; 管束间相邻流域中的流体具有一定的对称性。综合考虑网格数量以及计算资源, 故选取如图 1 所示的一个单元作为计算区域。其中, 计算区域沿管长方向(Z 方向)以相邻翅片各一半厚度为界, 沿横向管间距方向(Y 方向)以相邻两排椭圆管长轴延长线为界, 沿空气流动方向(X 方向)除整个翅片长度外, 进口与出口均延长一定距离, 以保证来流的均匀性和消除出口回流对空气流动区域流动与换热的影响[9]。

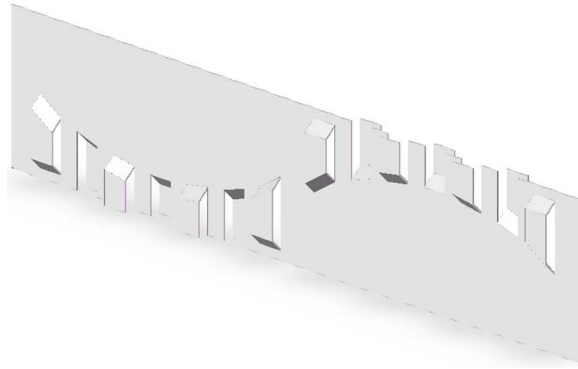


Figure 1. Schematic diagram of fin model
图 1. 翅片模型示意图

2.2. 数学模型、网格划分与边界条件

本文采用 Fluent 软件对双向开缝翅片空冷器进行数值模拟。数学模型选用标准 $k-\varepsilon$ 模型, 假设流体为三维稳态不可压缩湍流, 对流换热过程满足连续性方程、动量守恒方程和能量守恒方程[10]。对上述控制方程的离散均采用二阶迎风差分格式, 采用 SIMPLE 算法处理压力与速度的耦合[11], 收敛条件设置为能量方程残差小于 10^{-6} , 其余残差小于 10^{-4} 。

本文在整个计算区域使用非结构化网格进行网格划分, 对翅片及管束部分网格进行适当加密, 边界层网格设为 5 层。为排除网格数量和网格质量对计算结果的影响, 同时对网格数量为 398 万、435 万、501 万的相同模型进行数值模拟。对于不同网格数量模型, 其空气侧努塞尔数 Nu_a 和空气侧欧拉数 Eu_a 差距均在 $\pm 3\%$ 以内, 因此可以忽略网格数量和网格质量的影响。为缩短计算周期, 以网格数量为 398 万相应的网格尺寸对计算区域进行网格划分。

计算区域入口设置为速度进口; 上、下翅片间流体为空气, 进口处流速范围为 1.6~3.2 m/s、温度为 35℃; 基管内壁壁温恒定, 为 60℃; 出口设置为自由出流; 计算区域 z 方向的两侧表面设置为周期面; 计算区域 y 方向的两侧表面设置为对称面; 翅片表面设置为对流换热的流固耦合面[12]。

2.3. 计算方法

1) 空气侧努塞尔数 Nu_a

a) 传热系数 K

传热系数 K :

$$K = \frac{Q_a}{A_o \Delta t_m} \quad (1)$$

式中: A_o 为空气侧总换热面积, m^2 ; Δt_m 为对数平均温差, $^{\circ}C$, 即

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (2)$$

式中: Δt_{\max} 、 Δt_{\min} 分别为 $\Delta t'$ 和 $\Delta t''$ 中的较大值和较小值, $\Delta t' = t_w - t_{ao}$, $\Delta t'' = t_w - t_{ai}$, $^{\circ}\text{C}$ 。

b) 空气侧对流换热系数 h_o

数值模拟过程中, 设置管壁温度为定值, 则空气侧对流换热系数 h_o :

$$h_o = \left(\frac{l}{K} - \frac{A_o}{2\pi l \lambda_b} \ln \frac{d_o}{d_i} \right)^{-1} \quad (3)$$

式中: A_o 为空气侧总换热面积, m^2 ; d_i 、 d_o 为椭圆管当量内、外径, m ; l 为椭圆管长度, m ; λ_b 为椭圆管管壁导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; 定性温度为计算区域进出口平均空气温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

c) 空气侧雷诺数 Re_a 和努塞尔数 Nu_a

空气侧雷诺数 Re_a :

$$Re_a = \frac{u_{\max} d_o}{\nu_a} \quad (4)$$

2) 空气侧努塞尔数 Nu_a

$$Nu_a = \frac{h_o d_o}{\lambda_a} \quad (5)$$

式中: u_{\max} 为计算区域最小流通截面处空气流速, m/s ; ν_a 为空气运动粘度, m^2/s ; λ_a 为空气导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; 定性温度为计算区域进出口空气的平均温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

3) 空气侧欧拉数 Eu_a

$$Eu_a = \frac{\Delta P_a}{N \rho_a u_{\max}^2} \quad (6)$$

式中: N 为沿空气流动方向的管排数; ρ_a 为空气密度, kg/m^3 ; 定性温度为计算区域进出口空气的平均温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

3. 试验验证

3.1. 试验系统

在进一步数值模拟研究之前, 对如图 1 所示的空冷器进行模化试验, 以验证上述数值模拟方法的合理性和准确性。该试件沿空气流动方向共 2 排管子, 每排 6 根管子, 热水管路为 2 流程, 翅片与椭圆管均为纯铝材料, 具体结构参数表 1 所示。

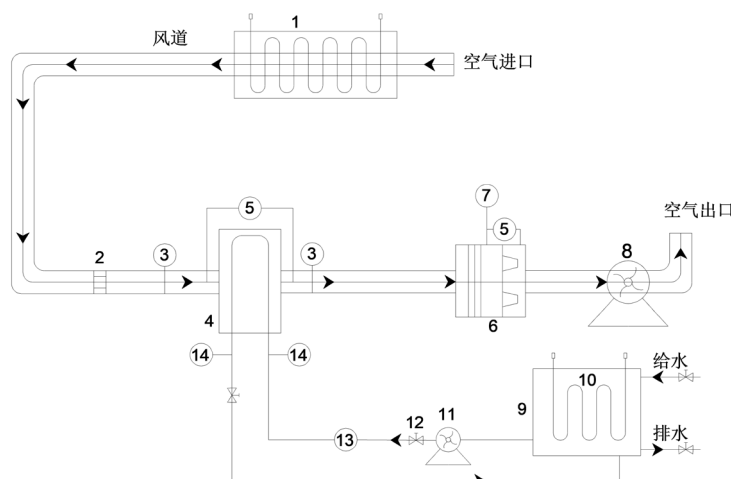
Table 1. Main structural parameters of finned tube bundle

表 1. 翅片管束主要结构参数

椭圆管长短轴之比 a/b	管束结构参数		翅片结构参数(mm)			
	管间距(mm)		开缝		翅片	
	横向 S_1	纵向 S_2	高度 S_h	宽度 S_w	厚度 δ_f	间距 P_f
2	47	56	1.92	4.2	0.23	4.2

模化试验于如图 2 所示的传热风洞中进行。空气由引风机从外界引入, 经空气加热器加热至试验所需温度, 再通过整流格栅进入试验段。经过加热、整流的空气在试验段与试件管束中的热水换热后进入喷嘴流量箱, 最后通过引风机排至室外。为减少热损失, 风道与试件外部均包裹有保温层。稳压水箱中

的水由水加热器加热至工况要求温度, 由水泵引出经过电磁流量计到达试验段, 与管外空气进行换热后返回稳压水箱。



1-空气加热器; 2-整流格栅; 3-热电偶网; 4-试件; 5-差压变送器; 6-喷嘴流量箱; 7-压力变送器; 8-引风机; 9-稳压水箱; 10-水加热器; 11-水泵; 12-调节阀; 13-电磁流量计; 14-铂电阻

Figure 2. Schematic diagram of the modular test system
图 2. 模化试验系统示意图

在试验过程中, 当风速、风温、水温满足试验要求并保持稳定, 且热平衡误差在 $\pm 3\%$ 范围内, 即可认为此工况已稳定, 可以进行各参数的采集及存储, 并对数据进行处理。空气流量由喷嘴流量箱测得, 喷嘴进口绝对压力由 EJA310A 型绝对压力变送器(精度为 0.15%)测得, 喷嘴进、出口压差由 EJA120A 型差压变送器(精度为 0.2%)测得, 试件进、出口风温由经标定的铜-康铜热电偶网测得, 进、出口水温由精度 A 级的 Pt100 铂电阻测得, 水流量由精度 0.2 级的 AFX040G 型电磁流量计测得。利用 ADAM-4118 型模块采集所有测量仪表的输出信号, 通过 ADAM-4520 型模块转换后接入计算机进行数据自动采集、计算、动态显示及储存。

3.2. 模化试验与数值模拟结果对比

模化试验结果与数值模拟结果的对比如图 3 所示。由图 3 可知, 最小流通截面雷诺数在 6500~13,000

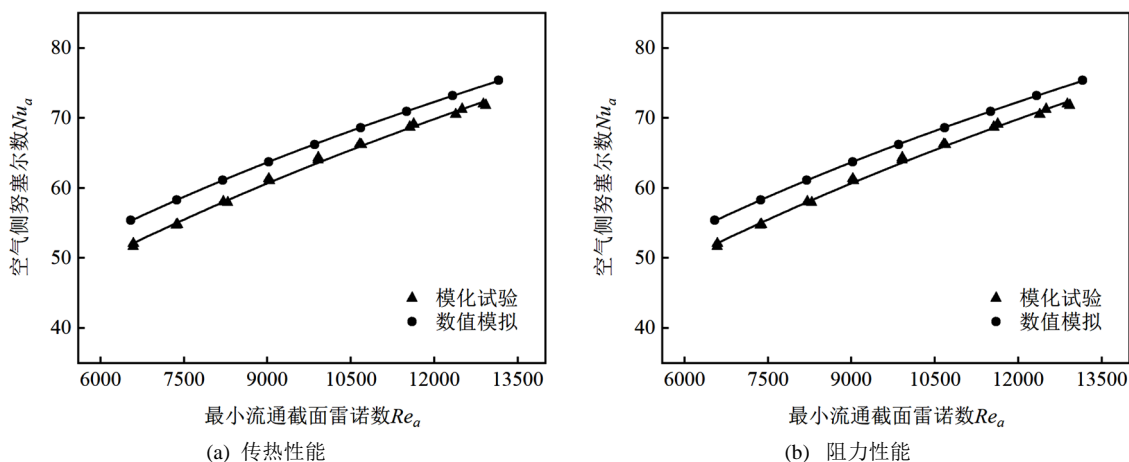


Figure 3. Comparison of results of simulation test and numerical simulation
图 3. 模化试验与数值模拟结果对比

范围内, 模化试验和数值模拟结果吻合度较高: 空气侧努塞尔数误差为 2.98%~6.82%、空气侧欧拉数误差为 1.58%~2.51%。这表明: 使用本文所采用的数值模拟方法研究双向开缝翅片椭圆管空冷器流动与传热性能具有一定的准确性。

模化试验和数值模拟结果的误差主要来源于: 1) 为简化模型, 数值模拟中设置有对称边界和周期边界, 但模化试验中上述两者均存在流体流动; 2) 模化试验中试件管壁温度因管内水的流动而存在变化, 但数值模拟中设置管壁温度为一定值; 3) 数值模拟中, 管壁与翅片接触紧密, 不考虑两者间的接触热阻, 而模化试验的试件则会存在接触热阻; 4) 数值模拟与模化试验系统自身均存在一定的误差。

4. 计算结果及分析

4.1. 开缝方式对空冷器性能的影响

其它结构参数一定, 针对开缝方式(如图 4 所示)为 S 型、连桥 S 型和 X 圆弧型的空冷器进行研究, 三者流动与传热性能随最小流通截面雷诺数 Re_a 的变化规律如图 5 所示。

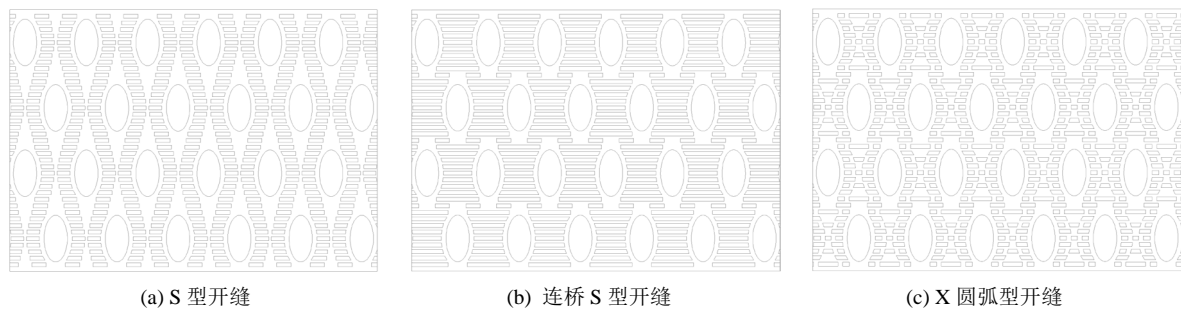


Figure 4. Schematic diagram of slitting method
图 4. 开缝方式示意图

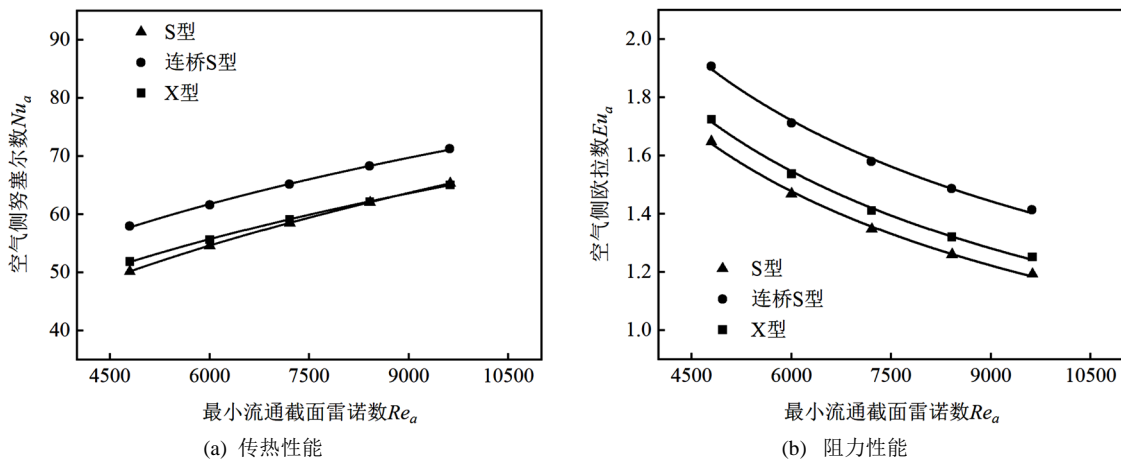


Figure 5. The effect of slitting method on the performance of air cooler
图 5. 开缝方式对空冷器性能的影响

由图 5(a)可知: 相同最小流通截面雷诺数 Re_a 下, 采用连桥 S 型开缝方式的空冷器具有最大的空气侧努塞尔数 Nu_a ; 当 $Re_a < 8400$, 相同 Re_a 下, 比较采用 X 圆弧型开缝方式和采用 S 型开缝方式的空冷器, 前者的 Nu_a 更大。其原因是: 采用连桥 S 型开缝方式的空冷器, 其每张翅片中开缝面积的占比最高, 且均为长开缝(相比 X 圆弧型开缝方式), 空冷器翅片上的开缝对空气的扰动最为剧烈, 因此采用连桥 S

型开缝方式的空冷器具有最大的空气侧努塞尔数 Nu_a ；比较采用 X 圆弧型开缝方式和采用 S 型开缝方式的空冷器，前者每张翅片中开缝面积的占比较高，且分布更加贴合空气的流动，因此采用 X 圆弧型开缝方式的空冷器具有较大的 Nu_a 。

由图 5(b)可知，相同最小流通截面雷诺数 Re_a 下，采用连桥 S 型、X 圆弧型、S 型开缝方式的空冷器空气侧欧拉数 Eu_a 依次减小。其原因是：采用连桥 S 型开缝方式的空冷器每张翅片中开缝面积的占比最高，其余两者的占比依次降低，开缝对空气的扰动也依次减弱，因此 Eu_a 依次减小。

4.2. 相对横向管间距 S_1/b 对空冷器性能的影响

其它结构参数一定，相对横向管间距 $S_1/b = 2.422 \sim 2.822$ 时，双向开缝翅片四排椭圆管空冷器流动与传热性能随最小流通截面雷诺数 Re_a 的变化规律如图 6 所示。由图 6 可知：相同最小流通截面雷诺数 Re_a 下，空冷器空气侧努塞尔数 Nu_a 和空气侧欧拉数 Eu_a 均随相对横向管间距 S_1/b 的减小而增大。其原因是：相同迎面风速下，相对横向管间距 S_1/b 越小，则空冷器的最小流通截面越小，空气在管束间受到的扰动越剧烈，翅片表面边界层受到的破坏越彻底，空冷器传热性能得到增强，空气流动阻力也随之增大。

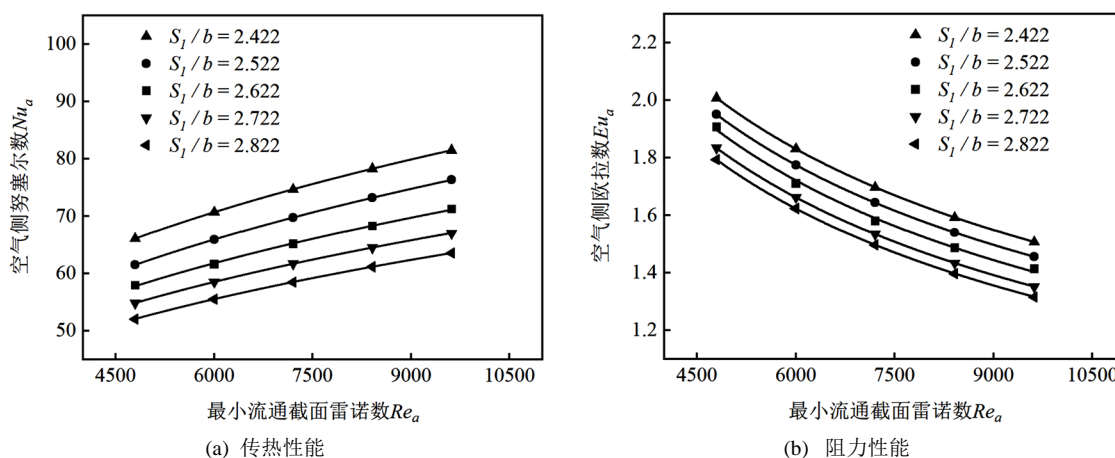


Figure 6. The influence of relative transverse tube spacing on the performance of air cooler

图 6. 相对横向管间距 S_2/a 对空冷器性能的影响

4.3. 相对纵向管间距 S_2/a 对空冷器性能的影响

其它结构参数一定，相对纵向管间距 $S_2/a = 1.2 \sim 1.6$ 时，双向开缝翅片四排椭圆管空冷器流动与传热性能随最小流通截面雷诺数 Re_a 的变化规律如图 7 所示。由图 7 可知：相同最小流通截面雷诺数 Re_a 下，空冷器空气侧努塞尔数 Nu_a 随相对纵向管间距 S_2/a 的减小而增大。其原因是：相对纵向管间距 S_2/a 的减小将加强空冷器前、后排管间的相互影响，增强空气受到的扰动，改善了管束背风侧涡流区的换热；同时相对纵向管间距 S_2/a 的减小也使得开缝间距减小，更好地破坏翅片表面边界层，空冷器传热性能得到增强。由于管束为高流线型椭圆管，自身阻力较低，所以相对纵向管间距 S_2/a 的减小对空气侧欧拉数 Eu_a 的影响不大。

5. 结论

1) 随着最小流通截面雷诺数 Re_a 的增大，空冷器空气侧努塞尔数 Nu_a 逐渐增大，空气侧欧拉数 Eu_a 逐渐减小。

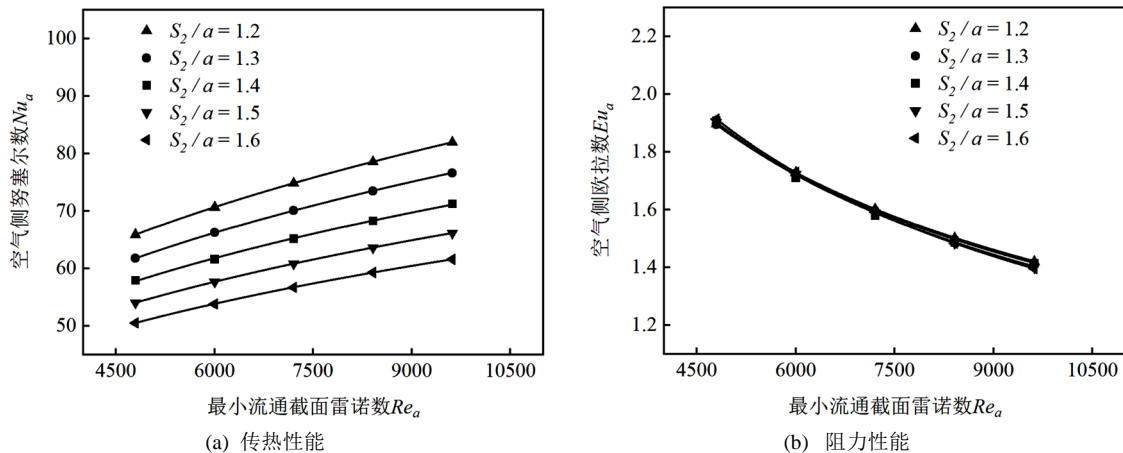


Figure 7. The influence of the relative longitudinal pipe spacing on the performance of the air cooler

图 7. 相对纵向管间距 S_2/a 对空冷器性能的影响

2) 相同最小流通截面雷诺数 Re_a 下, 采用连桥 S 型开缝方式的空冷器具有最大的空气侧努塞尔数 Nu_a ; 当 $Re_a < 8400$, 相同 Re_a 下, 比较采用 X 圆弧型开缝方式和采用 S 型开缝方式的空冷器, 前者的 Nu_a 更大; 相同最小流通截面雷诺数 Re_a 下, 采用连桥 S 型、X 圆弧型、S 型开缝方式的空冷器空气侧欧拉数 Eu_a 依次减小。

3) 相对横向管间距 $S_1/b = 2.422 \sim 2.822$ 时, 相同最小流通截面雷诺数 Re_a 下, 空冷器空气侧努塞尔数 Nu_a 和空气侧欧拉数 Eu_a 均随相对横向管间距 S_1/b 的减小而增大。

4) 相对纵向管间距 $S_2/a = 1.2 \sim 1.6$ 时, 相同最小流通截面雷诺数 Re_a 下, 空冷器空气侧努塞尔数 Nu_a 随相对纵向管间距 S_2/a 的减小而增大, 空气侧欧拉数 Eu_a 的变化较小。

参考文献

- [1] E. Hampe. 冷却塔[M]. 胡贤章, 译. 北京: 电力工业出版社, 1980: 2-3, 15, 89.
- [2] 白玫. 新中国电力工业 70 年发展成就[J]. 电器工业, 2019(12): 11-19.
- [3] 葛文婧. 间接空冷设计优化及湿冷改空冷可行性研究[D]: [硕士学位论文]. 济南: 山东大学, 2020.
- [4] 中国电力企业联合会. 中国电力行业年度发展报告 2021 [EB/OL]. <https://www.cec.org.cn/detail/index.html?3-298413>, 2021-07-08.
- [5] 施兴兴, 袁益超. 单向开缝翅片管换热器传热与阻力特性试验研究[J]. 低温与超导, 2019, 47(7): 87-91.
- [6] 王建勋. 影响叉排圆管 X 型圆弧开缝翅片流动与传热特性参数分析[D]: [硕士学位论文]. 兰州: 兰州交通大学, 2016.
- [7] Li, H., Wang, H., Yao, M., et al. (2015) PIV and Thermal-Vision Experimental and Numerical Investigation on the Airside Performance of Slotted Fin Surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **82**, 568-580. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.11.039>
- [8] 屈治国, 何雅玲, 陶文铨. 平直开缝翅片传热特性的三维数值模拟及场协同原理分析[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(5): 825-827.
- [9] 于新娜, 袁益超, 马有福, 等. H 形翅片管束传热和阻力特性的试验与数值模拟[J]. 动力工程学报, 2010, 30(6): 433-438.
- [10] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 第 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [11] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [12] Lemouedda, A., Schmid, A., Franz, E., et al. (2011) Numerical Investigations for the Optimization of Serrated Finned-Tube Heat Exchangers. *Applied Thermal Engineering*, **31**, 1393-1401. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.12.035>