

矩形翅片椭圆换热管束性能

赵兰萍¹, 宋亚军¹, 杨志刚²

(1. 同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 同济大学 上海地面交通工具风洞中心, 上海 201804)

摘要: 采用标准 $k-\epsilon$ 模型, 就管排数和翅片间距等因素对矩形翅片椭圆换热管束流动换热性能的影响进行分析. 得到管束各排翅片表面平均换热系数分布规律, 并给出 j 因子和 f 因子与管排数的关系. 结果表明: 翅片间距主要通过阻力对管束性能产生影响, 当翅片间距小于 2.5 mm 时, 管束空气侧阻力对风速的敏感性显著增加; 可以通过采用高导热系数翅片材料的方法来提升管束性能.

关键词: 风洞换热器; 矩形翅片椭圆管束; 流动换热性能; 管排数; 翅片间距

中图分类号: TK172

文献标志码: A

Performance of Rectangular Finned Elliptical Tube Heat Exchanger

ZHAO Lanping¹, SONG Yajun¹, YANG Zhigang²

(1. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A standard $k-\epsilon$ model was used to analyze the effect of row number and fin pitch on the flow and heat transfer performance of heat exchanger. The average heat transfer coefficients of each row of fin was given, and also the relationship between row number and j , f factors. It is found that the fin pitch is mainly related to air side pressure loss, and when the fin pitch is smaller than 2.5 mm, the air side pressure drop will be more sensitive to air velocity. The comprehensive performance of heat exchanger could be improved through the use of high thermal conductivity material in fins.

Key words: wind tunnel heat exchanger; rectangular finned elliptical tube bundles; flow and heat transfer characteristics; row number; fin pitch

年来被用在汽车风洞等对阻力损失要求苛刻的高风速场合^[1-3]. 对于整车气动风洞, 热负荷相对较小, 流道换热器一般为 2~4 排, 其空气侧阻力损失占流道总阻力损失的 10% 左右. 对于整车热环境风洞, 较大的热负荷使得管排数需要达到 8~9 排甚至更多, 此时其阻力损失约占流道总阻力的 40%. 换热器的阻力损失对应的风机功耗最后以热量的形式耗散在风洞内并需要通过换热器由风洞冷却系统带走, 因此换热器性能与风洞能耗密切相关. 除管间距外^[4-6], 管排数和翅片间距也是管束性能的重要影响因素. 20 世纪 80 年代有一些该类管束性能的试验研究^[7], 但由于试验工作量大, 试验研究往往缺乏系统性. 近十年有少数文献做这种管型的计算流体力学(CFD)分析^[8-9], 但大多针对电站间接空冷系统的使用要求而展开, 一般排数较少(3~4 排), 而且迎面风速在 $3.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 以下, 管排数和翅片间距与阻力的相关性也仅影响风机本身的能耗, 相关文献主要关注管束换热性能. 该种换热器应用于汽车风洞时, 其迎面风速大多在 $3 \sim 12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 之间. 研究汽车风洞应用条件下管排数和翅片间距对矩形翅片椭圆管束阻力和换热特性的影响, 对风洞换热器设计、流道设计和风机选择具有指导作用. 同时, 由矩形翅片排列方式而引起的管束流场特征不同于采用整张翅片的圆管管束或椭圆管束, 各排翅片的换热和阻力损失规律具有其特殊性, 因此有必要对该类管束的换热和阻力损失的分布特性进行揭示. 此外, 该类换热器在电力行业一般采用钢管钢翅片^[10], 换热效果有局限性, 分析材料与管束性能之间的关系也可以为进一步开发高效风洞换热器提供依据.

1 计算模型

1.1 物理模型

管束主要结构参数为: $36 \text{ mm} \times 14 \text{ mm}$ 的椭圆

由于矩形翅片椭圆管具有良好的低阻特性, 近

管, 55 mm×26 mm 的矩形翅片, 计算用结构管束横向管间距和纵向管间距分别为 27 mm 和 56 mm, 管壁厚度为 1.5 mm, 翅片厚度为 0.3 mm, 翅片间距为 2.3~3.9 mm, 管排数为 2~9 排. 管子和翅片的材料均为碳钢.

计算单元在流动方向上的取法见图 1, 空气进口和出口段分别为 150 mm 和 300 mm, 翅片中心截面及相邻翅片间气流通道的中心截面之间区域为计算区域.

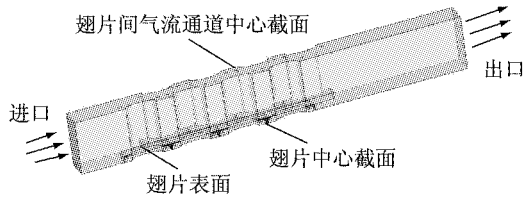


图1 计算单元取法示意图

Fig.1 Schematic diagram of the computational domain

网格画法如图 2 所示. 为节省计算资源, 对计算结果影响较小的进出口区域采用较疏的网格. 对 8 排结构进行网格无关性分析, 用 70 万、100 万、130 万 3 套不同数目的网格计算, 70 万网格跟其他 2 套网格计算得到的表面平均传热系数的偏差不超过 3.5%, 说明网格进一步加密对计算结果的稳定性贡献已不大. 因此, 对 8 排结构采用 70 万左右的网格数, 其他排数结构在翅片区域和前后进出口区域的网格画法参考 8 排结构.

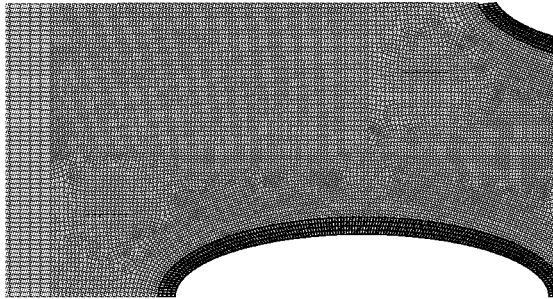


图2 网格画法

Fig.2 Grid distribution

1.2 数学模型及数值方法

采用标准 $k\epsilon$ 数学模型^[5]. 边界条件的取法为: 图 1 中所示相邻管列的中心面为周期性边界条件, 翅片中心面和通道中心面为对称边界条件, 管子内壁面为定壁温, 外壁面和翅片表面均为流固耦合边界, 计算单元进口为速度入口, 出口设为自由出流. 考虑空气物性参数与温度之间的关系.

用有限体积法对控制方程进行离散, 分离求解

器隐式求解. 压力和速度的耦合采用标准 SIMPLE 方法. 为提高计算精度, 对能量方程采用二阶迎风差分格式进行离散. 计算过程中, 能量离散方程残差控制在 10^{-6} 以下, 其他方程残差控制在 10^{-4} 以下.

1.3 数据整理方法

采用空气进出口平均温度为定性温度, 数据整理过程中的主要计算方法阐述如下:

(1) 雷诺数

$$Re = \frac{u_{\max} d_h}{\nu} \quad (1)$$

式中: ν 为空气运动黏度; d_h 为椭圆管当量直径; u_{\max} 为管间平均最大风速^[11].

(2) 管束平均传热系数

$$k = \frac{Q}{A \Delta T} \quad (2)$$

式中: k 指以管外总面积为基准的总传热系数, $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$; Q 为换热量, W ; A 为翅片管外表面积, m^2 ; ΔT 为对数平均温差, $^{\circ}C$.

(3) 空气侧表面平均传热系数

$$\frac{1}{h} = \beta \left(R_i + \frac{1}{h_1} \right) - \frac{1}{k} \quad (3)$$

式中: h 、 h_1 分别表示空气侧和水侧表面传热系数, $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$; R_i 为管壁导热热阻, $(m^2 \cdot K) \cdot W^{-1}$; β 为肋化系数.

(4) 各排翅片表面平均传热系数

$$\bar{h}_i = \frac{Q_i}{A_i \Delta T_i} \quad (4)$$

式中: Q_i 为第 i 排翅片表面换热量, W ; A_i 为第 i 排翅片外表面积, m^2 ; ΔT_i 为第 i 排翅片表面平均温度与对应空气区域平均温度差, $^{\circ}C$.

(5) 传热因子 j 和摩擦因子 f

$$j = \frac{h}{\rho c_p u_{\max}} Pr^{2/3} \quad (5)$$

$$f = \frac{2 \Delta P}{\rho u_{\max}^2} \frac{A_0}{A} \quad (6)$$

式中: ρ 为空气密度, $kg \cdot m^{-3}$; A_0 为管间平均最小流通面积^[11], m^2 ; ΔP 为计算单元空气侧进出口压降, Pa ; c_p 为比定压热容, $J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$; Pr 为普朗特数.

空气流经换热管束时的总阻力由摩擦阻力和压差阻力组成. 摩擦阻力是由于空气的黏性而导致的, 而压差阻力则是由于空气流经阻力件时因分离而引起的阻力. 矩形翅片椭圆管束中的压差阻力件为: 椭圆管(绕流)、方形翅片各断面及扰流片相关结构等.

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_{\zeta} \quad (7)$$

式中: ΔP_f 为摩擦阻力, Pa ; ΔP_{ζ} 为压差阻力, Pa .

2 结果及讨论

2.1 模型验证

试验方法及装置见文献[6]. 考虑到本文研究的排数范围较大,同时有不同的翅片间距,因此取4排和8排结构进行试验. 其中,8排结构管间距为 $56\text{ mm} \times 27\text{ mm}$,翅片间距 2.5 mm ;4排结构管间距为 $64\text{ mm} \times 31\text{ mm}$,翅片间距 3.2 mm . 计算结果和试验结果的对比见图3和4.

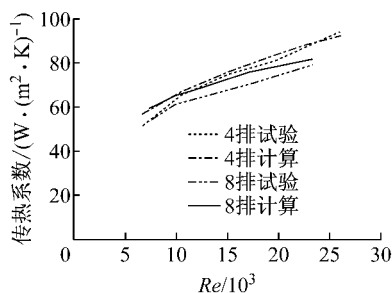


图3 空气侧表面传热系数验证

Fig.3 Validation of air side heat transfer coefficient

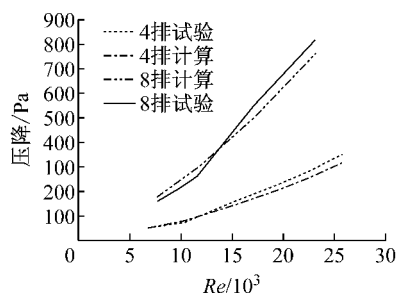


图4 空气侧压降验证

Fig.4 Validation of pressure drop of air side

图3和4可以看出,在计算的雷诺数范围内,传热系数和压降计算结果与试验结果之间的偏差均在10%以下.

2.2 管排数对管束性能的影响

2.2.1 各排翅片表面平均传热系数

图5为不同排数矩形翅片椭圆管束在迎面风速 $7.53\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时各排翅片表面的平均传热系数. 可以看出,第2排翅片表面平均传热系数最大,最后一排最小,多排数管束(>3 排)第3排开始该值基本稳定. 第1排和最后一排翅片表面平均传热系数分别比稳定值低约10%和20%. 2排管束的第2排也是最后一排,第2排翅片表面的传热系数增大及最后一排减小两者共同作用的结果是,第2排翅片表面传热系数比第1排略大.

如图6所示,各排翅片表面平均传热系数的大小是流场特征的表现结果. 第2排翅片表面的流场因受第1排的干扰增加了紊流度,表面平均传热系数较大. 多排管束第3排开始翅片表面流场结构基本相同,因此表面传热系数趋于稳定;同时由于翅片前半部分受上一排管子尾流的影响,第3排以后翅片表面传热系数较第2排低;而第1排翅片的前半部分及最后一排翅片的后半部分由于缺少结构约束,速度明显较小,从而翅片表面平均传热系数都比稳定值小;最后一排管子尾部较大的低速区域使得该排翅片的表面平均传热系数进一步减小. 而2排结构最后一排翅片表面的速度分布明显区别于3排和6排结构的最后一排,这是其第2排翅片表面传热系数较大的起因.

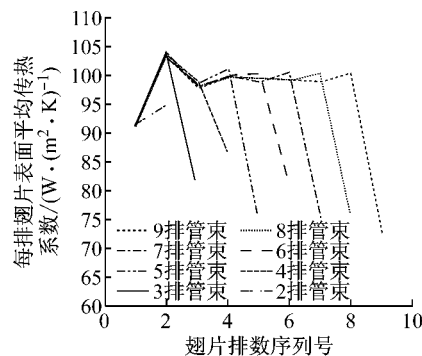


图5 每排翅片表面平均传热系数

Fig.5 Average air side heat transfer coefficient of fin of each row

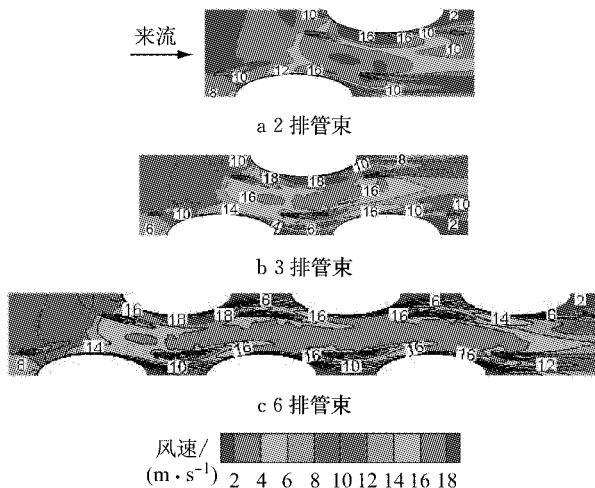


图6 管束翅片间通道中心截面速度分布

Fig.6 Velocity distribution of central section of air passage between fins

2.2.2 空气流动方向全压分析

图7中,从左到右各数据点分别为计算域入口、各管排中心线及计算域出口对应的流通截面平均全

压,截面位置零处为8种结构第1排翅片前沿截面.图中对应迎面风速为 $7.53 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

不同排数管束进出口区域压降很接近,但零截面位置到第1排管中心截面间压差随着排数的增加而增加,2排管束和9排管束的对应值分别为27.7 Pa和74.3 Pa.而第1排管中心截面和第2排管中心截面间压差跟管排数几乎没关系,约为77.6 Pa.之后相邻管中心截面间压差基本维持59.5 Pa附近.最后2排中心截面间压差比稳定值低3%~5%.可以看出,不同排数管束在第1排压降有较大差别,第1排到第2排之间压降达到沿程的最大值.2排、3排管束沿程未进入稳定状态,展示出与多排不同的阻力特性.

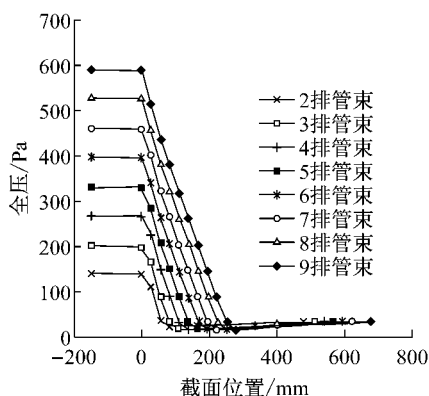


图7 气流通道沿程平均全压

Fig.7 Average total pressure along air passage

2.2.3 j 因子、 f 因子、综合因子 $j/f^{1/3}$

从图8可以看出,低排数(2、3、4)管束具有较大的 j 因子,其中2排管束的 j 因子为所有排数中最大,3排管束的 j 因子比4排管束略小.低排数管束 j 因子较大与其拥有较多的冲击扰流管排数比例有关;3排管束 j 因子相对较差,从每排翅片表面平均

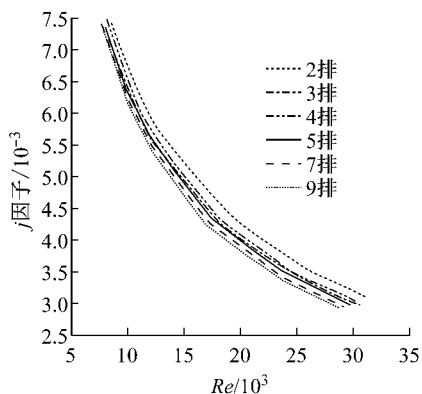


图8 不同排数管束 $j \sim Re$ 关系

Fig.8 Effect of row number and Reynolds number on j factor

传热系数上可以看出,这个特点是由3排管束特殊的流场结构决定的.当管排数达到5后,管排数对 j 因子的影响已经很小.

图9为翅片间距2.5 mm时,不同管排数下的 f 因子随 Re 的变化.可以看出,2排、3排管束的 f 因子明显较小,之后随着排数的增加, f 因子逐渐增大,5排以后管排数对 f 因子的影响已经变得很小.

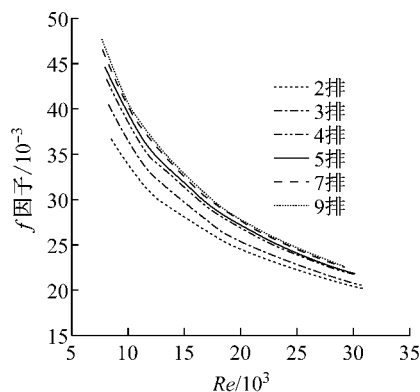


图9 不同排数管束 $f \sim Re$ 曲线

Fig.9 Effect of row number and Reynolds number on f factor

图10的结果表明,2排结构具有较好的流动换热综合性能,而3排管束和4排管束综合性能几乎一样,气动风洞换热器管排数多在此列.通常的多排数(>5排)热环境风洞换热器,管束换热和流动性能均已进入稳定状态.

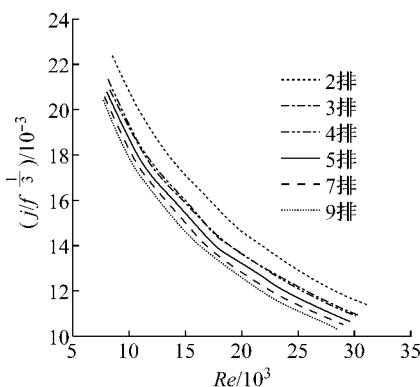


图10 不同排数管束综合因子 $j/f^{1/3} \sim Re$ 关系

Fig.10 Effect of row number and Reynolds number on $j/f^{1/3}$

2.3 翅片间距对管束性能的影响

2.3.1 翅片间距对 j 因子、 f 因子的影响

翅片间距 F_p 是管束性能的另一重要影响因素.为考察翅片间距的影响作用,采用与前述结构相同管间距的8排管束,对7种翅片间距下的管束性能进行分析.结果发现,翅片间距对管束性能的影响主

要作用仅体现在 f 因子上,如图 11 所示.翅片间距对 j 因子的影响很小,在此不再列出.拟合得到 $f \propto F_p^{-1.31}$, $j \propto F_p^{-0.0576}$.

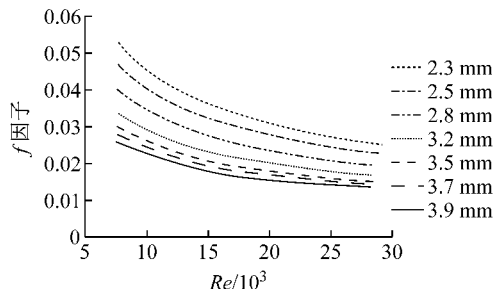


图 11 不同翅片间距下 $f \sim Re$ 关系
Fig. 11 Effect of fin pitch and Reynolds number on f factor

2.3.2 摩擦阻力跟压差阻力分析

图 12 将流经计算单元的阻力损失进一步细分成摩擦阻力和压差阻力.从图中可以看出,翅片间距对 f 因子的影响主要通过摩擦阻力而产生,当翅片间距大于等于 2.5 mm 后,压差阻力与翅片间距的关系很小.压差阻力对风速的敏感性大于摩擦阻力,减小压差阻力是降低管束阻力的有效途径,事实上这也正是椭圆管束具有比圆管管束较好阻力特性的缘由.从图 12 中还可以看出,翅片间距为 2.3 mm 时,对应的压差阻力和摩擦阻力随风速增加幅度有较大提高,因此在风洞换热器设计时要避免选用 2.5 mm 以下的翅片间距结构.

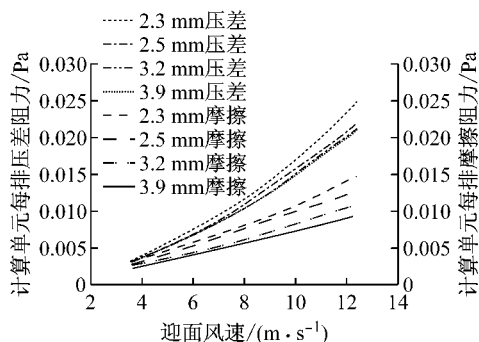


图 12 管束摩擦阻力和压差阻力
Fig. 12 Viscous friction resistance and pressure resistance of computational domain

2.4 材料对管束性能的影响

椭圆管尾部区域是翅片上换热最弱的区域,这是由气流绕流椭圆管的尾部流场特征决定的.研究发现,在尾流区附近,被加热后的来流空气温度甚至有可能高于翅片表面温度,使翅片出现负热流密度区,单凭增加来流风速或在翅片上增加绕流片并不

能消除这一区域^[12],但可以通过提高材料的导热系数来改善该区域的换热性能并进而提高管束整体性能.为考察材料对管束性能的影响,对与前述结构相同的 8 排矩形翅片椭圆管束,分别采用不同材料(钢、铝、铜)的管子和翅片进行计算,计算结果见图 13,其中 S-Al 代表钢管铝翅片, Cu-Al 代表铜管铝翅片,以此类推.

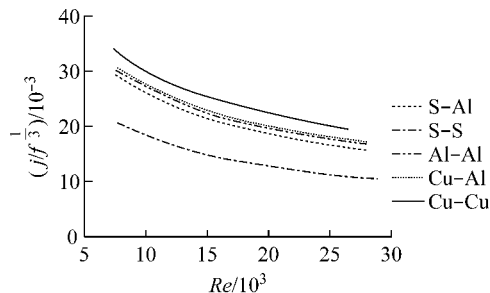


图 13 材料对管束综合因子 $j/f^{1/3}$ 的影响
Fig. 13 Effect of fin material and Reynolds number on $j/f^{1/3}$

从图 13 可以看出,采用高导热系数翅片可以较大幅度提高管束换热性能,而采用高导热系数管材对整体性能的提升贡献较小.钢管钢翅片结构可以从改变翅片材料的角度去提升性能,采用铝翅片后管束综合性能在所研究的雷诺数范围内将有 40%~50% 的提高.

3 结论

(1)多排(>5 排)错排矩形翅片椭圆管束第 1 排和最后一排翅片表面平均换热系数比稳定值分别低约 10% 和 20%.多排数热环境风洞换热器设计时需要注意第 1 排和最后一排翅片换热系数比较低的特点.

(2)当管排数大于 5 时,矩形翅片椭圆管束流动换热性能趋于稳定.相比于多排数矩形翅片椭圆管束,低排数管束(2、3、4 排)具有较好的流动换热性能.

(3)风洞换热器设计和选用时要避免采用 2.5 mm 片距以下结构.采用高导热系数翅片可以较大幅度提高管束换热性能,风洞换热器可以从改变翅片材料的角度去提升性能.

参考文献:

- [1] HAN Hui, HE Yaling, LI Yinshi, *et al.* A numerical study on compact enhanced fin-and-tube heat exchangers with oval and circular tube configurations[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 65: 686. (下转第 1129 页)