

# 横向节距对锯齿螺旋翅片换热管特性影响的实验研究

马有福, 袁益超, 刘聿拯, 胡晓红

(上海理工大学能源与动力工程学院, 上海市 杨浦区 200093)

## Experimental Studies on the Effects of Transverse Pitch on Heat Transfer and Flow Resistance Characteristics of Serrated Spiral Finned Tube Banks

MA Youfu, YUAN Yichao, LIU Yuzheng, HU Xiaohong

(College of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Yangpu District, Shanghai 200093, China)

**ABSTRACT:** In the interest of the effects of tube layout structures on heat transfer and flow resistance characteristics of serrated spiral finned tube banks (SSFTB), nine SSFTB with staggered layouts in terms of various transverse pitch and longitudinal pitch of tube banks were tested after an analysis of its influencing mechanism. Accordingly, the effects of transverse pitch on heat transfer and flow resistance characteristics of SSFTB were performed, and the calculating correlations of heat transfer and flow resistance of SSFTB were put forward. The results from experimental studies are: in the range of relative transverse pitch of tested tube banks 2.31~3.15, with the increasing of transverse pitch the  $Nu$  number change slightly (<3%) and the  $Eu$  number evidently decrease about 20%, meanwhile the comprehensive heat transfer performance index  $j/f$  (ratio of Colburn heat transfer factor and Fanning friction factor) increase about 25% in the same  $Re$  number and longitudinal pitch. The comparisons of bare tube banks and staggered layouts indicate that SSFTB have outstanding performances of heat transfer enhancement, so it must have widely applied prospects in large-scale heat-exchange facility.

**KEY WORDS:** heat transfer enhancement; heat recovery steam generator (HRSG); heat exchanger; serrated spiral finned tube; heat transfer characteristic; flow resistance characteristic

**摘要:** 为获得管束布置结构对锯齿螺旋翅片换热管特性的影响, 在分析其影响机制的基础上对 9 个锯齿螺旋翅片管错列管束进行了实验研究, 获得了横向节距对锯齿螺旋翅片管束换热与阻力特性的影响规律, 并提出相应的关联式。结果表明: 在横向相对节距范围 2.31~3.15, 相同雷诺数  $Re$  和纵向节距下随横向节距增大, 翅侧努谢尔数  $Nu$  变化在  $\pm 3\%$  内;

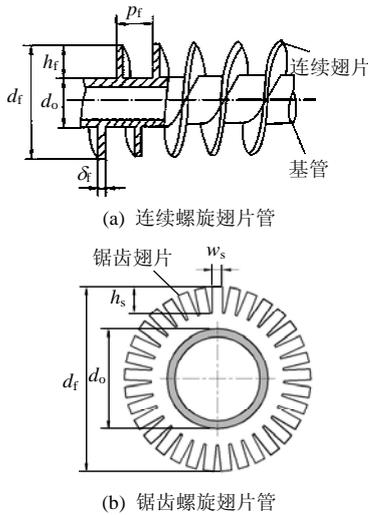
欧拉数  $Eu$  减小约 20%; 综合传热性能  $j/f$  (科尔伯恩传热因子与范宁摩擦因子比值) 增大约 25%。通过与错列光管管束的比较, 表明锯齿螺旋翅片管束强化换热性能较优, 在大型气体换热设备中具有广泛的应用前景。

**关键词:** 强化换热; 余热锅炉; 换热器; 锯齿螺旋翅片管; 换热特性; 阻力特性

## 0 引言

在余热锅炉、加热炉对流段及电站锅炉省煤器等各类烟气换热场合, 螺旋翅片管是应用最为广泛的强化换热管型, 这主要因其制作方便且强化换热效果明显。传统的螺旋翅片管由基管与呈连续状的螺旋翅片组成, 如图 1(a)所示, 本文称其为连续螺旋翅片管。为进一步提高翅化比, 并使制造更为容易, 在连续螺旋翅片管基础上发展出了翅片呈锯齿状的锯齿螺旋翅片管, 如图 1(b)所示。相对于连续螺旋翅片管, 锯齿螺旋翅片管具有以下重要优点: 1) 免去了翅片材料的拉拔工艺, 易于制造; 2) 翅片对流体扰动更强, 换热系数更高; 3) 翅片高度可做得更高, 翅化比更大; 4) 气流易于渗入翅片根部, 翅片效率有所提高。基于上述原因, 采用锯齿螺旋翅片管的换热设备重量更轻、成本更低<sup>[1]</sup>, 故在联合循环余热锅炉、电站锅炉省煤器、热管空气预热器、炼油化工加热炉等大型换热装备中已得到应用。

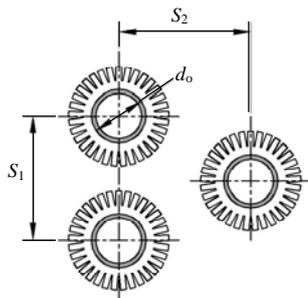
翅片管结构(见图 1)与管束布置结构(见图 2)是影响翅片管束强化换热性能的重要因素, 因而也是翅片管强化换热的研究重点。几十年来, 有关连续



$d_o$ —基管外径;  $d_f$ —翅片外径;  $h_f$ —翅片高度;  $\delta_f$ —翅片厚度;  
 $p_f$ —翅片螺距;  $h_s$ —锯齿高度;  $w_s$ —锯齿宽度。

图1 螺旋翅片管结构

Fig. 1 Structural schematic of spiral finned tube



$S_1$ —横向节距;  $S_2$ —纵向节距;  $d_o$ —基管外径。

图2 错列管束布置结构

Fig. 1 Structural schematic of tube banks with staggered layout

螺旋翅片管的研究较多,文献[2-4]对其研究现状进行了总结与评述。相比之下,有关锯齿螺旋翅片管的研究报道较少,其中较有代表性的研究有: Weierman<sup>[5-7]</sup>综合相关文献中的实验数据,给出连续与锯齿螺旋翅片管束传热与阻力特性计算关联式,但该关联式所依据的大部分实验数据是连续螺旋翅片管,对于锯齿螺旋翅片管错列管束, Weierman 认为管束传热性能随  $S_2/S_1$  增大而减小,即  $S_2$  不变时随  $S_1$  增大而增大; Rabas 等<sup>[8]</sup>通过一在役余热锅炉(锯齿螺旋翅片管错列管束)的现场实验结果对相关文献中的换热关联式进行了比较,认为 Weierman<sup>[5]</sup>关联式的计算结果与实测结果最为接近;程贵兵等<sup>[9]</sup>对6种结构的锯齿螺旋翅片管进行了实验研究,但其管束布置结构均为正方形与正三角形排列,因而所提出的计算关联式中只有  $S_1$ ; Kawaguchi 等<sup>[10-13]</sup>对连续与锯齿螺旋翅片管进行了对比研究,同时也

对比研究了翅片管结构( $p_f$ 、 $h_f$ 、 $h_s$ )的影响,但在所研究的  $S_1/d_o=2.3\sim 2.6$ 、 $S_2/d_o=1.7\sim 2.3$  范围,所得结论为  $S_1$ 、 $S_2$  对管束换热与阻力特性的影响可以忽略,故在提出的计算关联式中  $S_1$ 、 $S_2$  均为零; Hashizume 等<sup>[14]</sup>对锯齿螺旋翅片管的翅片效率进行了理论分析。由此可见,当前就  $S_1$ 、 $S_2$  对锯齿螺旋翅片换热管特性影响的研究还不充分,对锯齿螺旋翅片管强化换热机制的认识仍然不够清晰。此外,不同研究者所提出关联式的预测结果也相差较大,这制约了锯齿螺旋翅片管的有效使用与推广应用。因此,作者以联合循环余热锅炉中高密度翅片管的优化设计为研究背景,就  $S_1$ 、 $S_2$  与  $p_f$  对锯齿螺旋翅片换热管特性的影响进行了实验研究。限于篇幅,本文只分析讨论了  $S_1$  的影响,  $S_2$  与  $p_f$  的影响另文论述。

## 1 管束布置结构对锯齿螺旋翅片管束强化换热特性的影响分析

在气流横掠管束的对流换热中,管束布置有顺列与错列2种方式。对于翅片管束,一般认为错列管束的性能优于顺列管束。这可归因于在错列管束中,后排管在接受前排管来流直接冲刷并迫使流体向管子两侧绕流的同时,使得前排管背风侧换热较弱的绕流脱体回流区减小,而在顺列管束中,除第一排管外其他各排管均位于前排管子的流动“阴影”中,使得部分换热面没有受到流体的有效冲刷。根据 Weierman<sup>[7]</sup>对顺列与错列锯齿螺旋翅片管束的对比研究,相同条件下错列管束翅侧换热系数约为顺列管束的3倍,而阻力约为顺列管束的1.5倍。采用错列布置后,翅片管束阻力的增加可通过相同换热量下管束管排数的减少来予以补偿。因而,错列翅片管束在工程换热领域得到了更为广泛的应用。然而在有些场合,比如管束工作在含灰气流中时,出于清灰方便、防止结渣等考虑仍然采用顺列管束。在联合循环余热锅炉中,管外烟气中含灰很少,因而对流换热管束基本上全部采用错列布置。

从分析的角度,翅片管束中  $S_1$  与  $S_2$  应合理组合,以尽量减小流体横掠管束时的基管前流动滞止区与基管后绕流脱体回流区,使流体充分冲刷翅片与基管表面进行有效换热。一般而言,较小的管间距( $S_1$ 、 $S_2$ )可使管束更为紧凑,但同时也使管束阻力增大较多;较大的管间距可能对强化换热有利,但降低了管束紧凑性;过大的管间距使管束的换热与阻力特性接近于单管,对管束强化换热与紧凑性均

不利。

## 2 实验系统与数据处理方法

### 2.1 实验系统与试件

本实验在高温回流传热风洞上完成，实验系统可分为空气循环系统和水循环系统 2 部分，如图 3 所示。其中，空气系统包括引风机、电加热段、试验段及测速段等，冷却水系统由水箱、水泵、流量计及试验段组成。来自风机的空气经电加热器加热后，沿风道到达试验段，横向冲刷锯齿螺旋翅片管束。空气被翅片管束内冷却水冷却后进入测速段(喷嘴流量箱)，最后回到风机，完成循环。在实验过程中，空气流量由喷嘴测量，进、出口空气温度由经标定的铜-康铜热电偶测量，试件气侧压降由精度为 0.2 级的 EJA120A 型差压变送器测量；水流量由精度为 0.5 级的 LWGY-15B 型涡轮流量计测量，进、出口水温由精度为 A 级的 Pt100 铂电阻温度计测量。上述所有测量参数均由计算机采集。

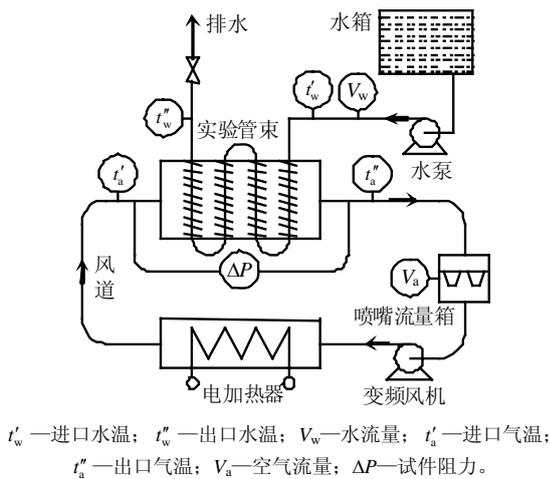


图 3 实验系统图

Fig. 3 Schematic of experimental system

锯齿螺旋翅片管应用于清洁气流中时，可选取较小的翅片螺距(即较高的翅片密度)。在联合循环余热锅炉中，烟气含灰很少，多选用螺距较小的高密度翅片管。因此，本文以翅片密度  $N_f=241$  片/m 的翅片管为基准换热管，通过 9 个不同  $S_1$ 、 $S_2$  组合的试件研究  $S_1$ 、 $S_2$  对管束传热与阻力特性的影响，各试件结构参数见表 1。各实验管束均为错列布置，横向管排数均为 4.5 排，其中 4 排参与气-水换热，余下 0.5 排为相同结构翅片管的一半，半管不通水，焊在试件管箱内是为更好地模拟翅侧气流的冲刷条件。为使实验结果能够反映气流充分发展段的管束换热能力，各试件纵向管排数均为 10 排。实验

中冷却水与空气呈逆流方式布置。

表 1 试件结构参数

Tab. 1 Structural parameters of tested tube banks

试件编号	$S_1/mm$	$S_2/mm$	翅片管结构参数
No.1	88	92	
No.2	88	105	基管规格 $\phi 38.1 \times 3$ mm
No.3	88	117	翅片密度 $N_f=241$ 片/m
No.4	104	92	翅片总高度 $h_f=16$ mm
No.5	104	105	
No.6	104	117	锯齿高度 $h_s=10$ mm
No.7	120	92	锯齿宽度 $w_s=4$ mm
No.8	120	105	
No.9	120	117	翅片厚度 $\delta_f=1$ mm

### 2.2 数据处理方法

基于翅侧全面积的总传热系数  $K$  由下式计算：

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

式中： $Q$  取冷却水吸热量，实验稳定工况下冷热介质的热平衡误差在  $\pm 3\%$  以内； $A_o$  为翅侧全面积， $A_o=A_f+A_i$ ，其中  $A_f$  为翅片换热面积(包含翅端面积)、 $A_i$  为基管换热面积；对数平均温压  $\Delta t_m$  按逆流计算。

根据对翅片管传热过程的分析，有

$$\frac{1}{K} = \frac{A_o}{(A_i + E_f A_f)} + \frac{\delta_f}{\lambda_t} \cdot \frac{A_o}{A_{avr}} + \frac{1}{\alpha_i} \cdot \frac{A_o}{A_i} \quad (2)$$

所以，翅侧表面对流换热系数  $\alpha_o$  由下式计算：

$$\alpha_o = \left( \frac{1}{K} - \frac{\delta_f}{\lambda_t} \cdot \frac{A_o}{A_{avr}} - \frac{1}{\alpha_i} \cdot \frac{A_o}{A_i} \right)^{-1} \frac{A_o}{(A_i + E_f A_f)} \quad (3)$$

式中： $\delta_f$  为基管壁厚； $\lambda_t$  为基管导热系数； $A_{avr}$  为按基管平均直径计算的基管换热面积； $A_i$  为基管内壁换热面积； $\alpha_i$  为基于  $A_i$  的基管内壁表面对流换热系数，按 Dittus-Boelter 公式<sup>[15]</sup>计算； $E_f$  为翅片效率，按文献[5]给出的方法计算。

本文统一用努谢尔数  $Nu$  与欧拉数  $Eu$ (单排管)表征管束传热与阻力特性。在各准则数的计算中，定性尺寸取基管外径  $d_o$ ，定性温度取管束进出口气流平均温度，气体流速按管束最小流通截面计算。通过误差分析，可知本文实验所得  $Nu$  数与  $Eu$  数的最大不确定度分别为 4.5% 和 2.7%

## 3 实验结果及分析

### 3.1 横向节距对管束换热特性的影响

$S_1$  对锯齿螺旋翅片管束换热特性的影响如图 4 所示。由图 4 可知，在实验研究的  $Re=4000 \sim 30000$  范围，翅侧  $Nu$  数随管外气流  $Re$  数增大而近于线性

增大,表明提高气体流速可有效提高翅侧对流换热能力。在同一  $Re$  数和  $S_2$  下比较,不同  $S_1$  管束的翅侧  $Nu$  数差别很小,均在实验误差范围( $\pm 3\%$ )以内。这是因为在本文研究的  $S_1/d_0=2.31\sim 3.15$  范围,锯齿翅片对管外气流的扰动较强烈,故翅侧换热主要取决于管外气流  $Re$  数与锯齿翅片结构,而基管间距变化的影响较弱。

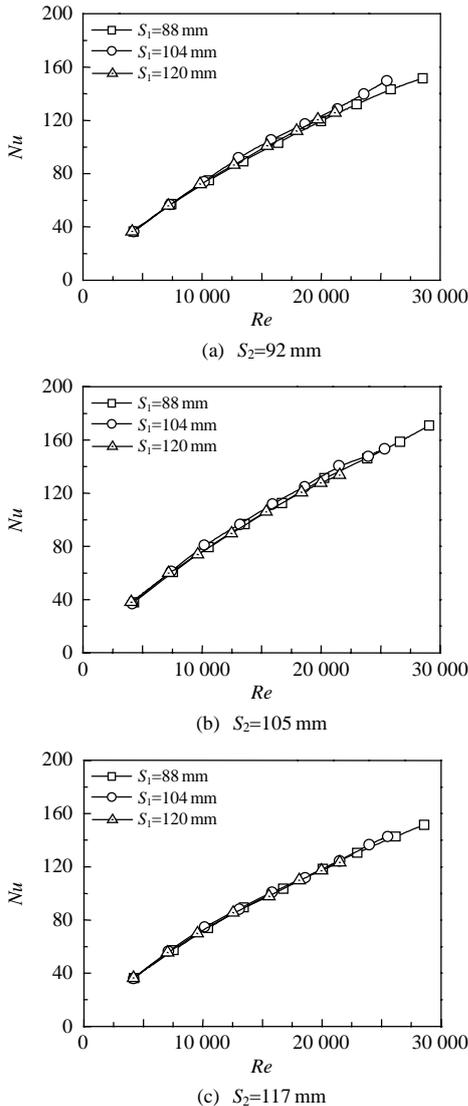


图4 不同横向节距管束的翅侧  $Nu$  数 vs  $Re$  数

Fig. 4 Fin-side  $Nu$  vs  $Re$  in terms of various transverse pitch of tube banks

### 3.2 横向节距对管束阻力特性的影响

$S_1$  对锯齿螺旋翅片管束阻力特性的影响如图 5 所示。由图 5 可知,在相同  $Re$  数和  $S_2$  下,随  $S_1$  增大  $Eu$  数明显降低,具体为相对于  $S_1=88\text{ mm}$  管束的  $Eu$  数,  $S_1=104\text{ mm}$  管束减小约 8%,  $S_1=120\text{ mm}$  管束减小约 20%。表明在本文实验研究范围内,  $S_1$  对管束阻力特性的影响较为明显,这是因为随  $S_1$  增

大,相邻翅片管间的翅顶间隙增大,故在同一  $Re$  数下单位质量管外气流所经历的摩擦表面减小,同时锯齿翅片对翅顶间气流的扰动减弱使管束间气流的湍流度下降所致。

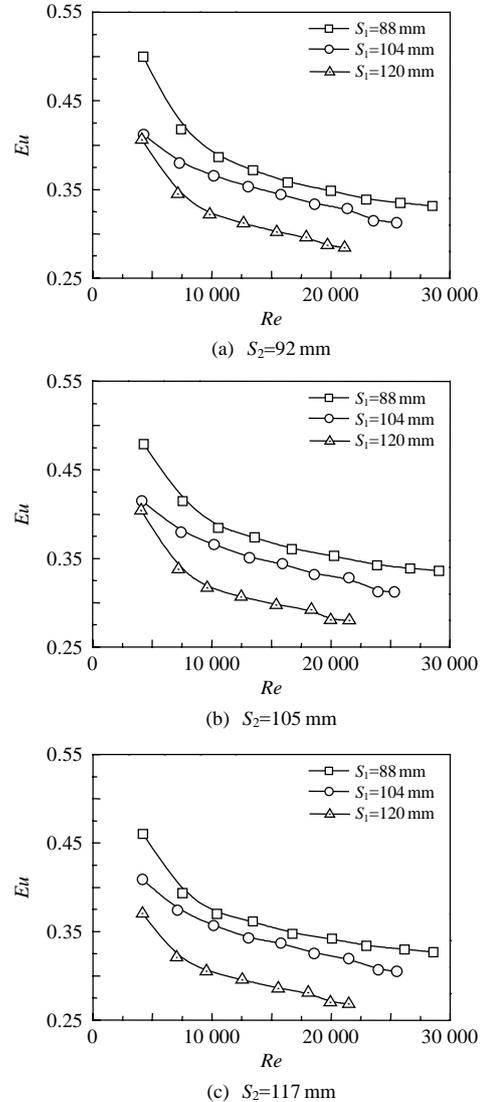


图5 不同横向节距管束的翅侧  $Eu$  数 vs  $Re$  数

Fig. 5 Fin-side  $Eu$  vs  $Re$  in terms of various transverse pitch of tube banks

### 3.3 横向节距对管束综合传热性能的影响

本文以传热因子与摩擦因子的比值  $j/f$  表征管束综合传热性能。根据实验结果,  $S_1$  对管束  $j/f$  的影响如图 6 所示。由图 6 可知,管束  $j/f$  随管外气流  $Re$  数增大而先增大后减小,一般在  $Re=7000\sim 10000$  范围  $j/f$  最大;缘于  $S_1$  对管束阻力特性的明显影响,  $S_1$  对管束  $j/f$  的影响也较为显著,在同一  $Re$  数和  $S_2$  下比较,  $j/f$  随  $S_1$  增大而明显增大,具体为在同一  $Re$  数和  $S_2$  下相对于  $S_1=88\text{ mm}$  管束,  $S_1=104\text{ mm}$  管束  $j/f$  增大 15%,  $S_1=120\text{ mm}$  管束  $j/f$  增大 25%。从

强化换热的角度管束  $j/f$  越大越好,但在工程设计中  $S_1$  的选择还需综合考虑管束紧凑性。

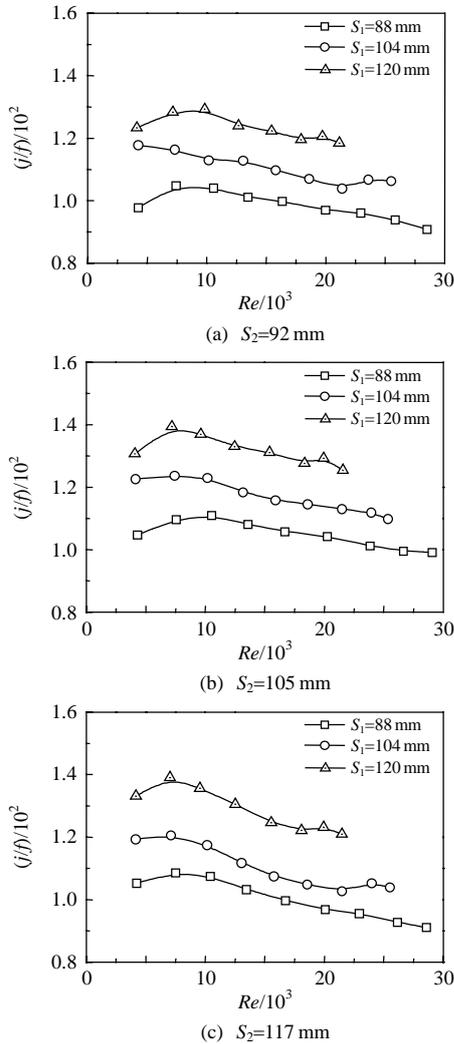


图 6 横向节距对管束综合传热性能的影响  
Fig. 6 Fin-side  $j/f$  vs  $Re$  in terms of various transverse pitch of tube banks

### 3.4 管束换热与阻力特性计算关联式

除本文所述的 9 个试件外,作者还通过 5 个试件研究了翅片螺距  $p_f$  对管束换热与阻力特性的影响。由此,通过多元回归分析得出了包含  $p_f$  以及  $S_1$ 、 $S_2$  影响的计算关联式。为保持所提出关联式的完整性,本文仍然给出由全部试件实验结果所得的关联式。

换热特性计算关联式

$$Nu=4.744Re^{0.774}Pr^{0.33}\left(\frac{p_f}{d_o}\right)^{1.925}\left(\frac{S_1}{d_o}\right)^{0.044}\left(\frac{S_2}{d_o}\right)^{-0.060} \quad (4)$$

阻力特性计算关联式

$$Eu=0.885Re^{-0.186}\left(\frac{p_f}{d_o}\right)^{-0.730}\left(\frac{S_1}{d_o}\right)^{-0.674}\left(\frac{S_2}{d_o}\right)^{-0.134} \quad (5)$$

式(4)、(5)的适用范围为:  $Re=4\ 000\sim 30\ 000$ ,  $S_1/d_o=2.31\sim 3.15$ ,  $S_2/d_o=2.41\sim 3.07$ ,  $p_f/d_o=0.10\sim 0.11$ ,

其余结构参数见表 1。式(4)、(5)的误差分析如表 2 所示。

表 2 关联式误差分析  
Tab. 2 Error analysis of correlations

公式编号	复相关系数 $R$	方差 $R^2$	$F$ 检验值 $F$	最大相对偏差 $\Delta_{\max}/\%$	平均相对偏差 $\Delta_{\text{avr}}/\%$
(4)	0.995 9	0.991 8	3286	-4.0	-0.6
(5)	0.983 6	0.967 5	812.5	10	3.0

### 3.5 与光管管束的比较

本文选取试件 No.5 与相同  $S_1$ 、 $S_2$ 、 $d_o$  的错列光管管束进行比较,错列光管管束  $Nu$  数与  $Eu$  数按 Zukauskas<sup>[16]</sup>公式计算,比较结果如图 7、8 所示。由图 7、8 可知,相同  $Re$  数下翅侧  $Nu$  数二者相差在 15% 以内,锯齿螺旋翅片管束  $Eu$  数为光管管束的 2.4 倍。但相对于光管管束,试件 No.5 的管外换热面积翅化比为 11,考虑到翅片效率的影响,相同  $Re$  数下试件 No.5 相对于光管管束的管外换热热量强化比为 8.4。由此可见,锯齿螺旋翅片管强化换热性能较佳,是值得推广应用的管型。

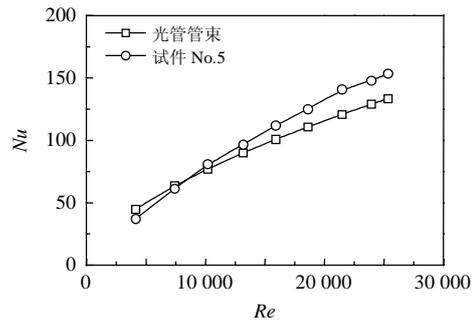


图 7 试件 No.5 与光管管束的换热特性比较  
Fig. 7 Comparison of heat transfer characteristics between test elements No.5 and bare tube banks

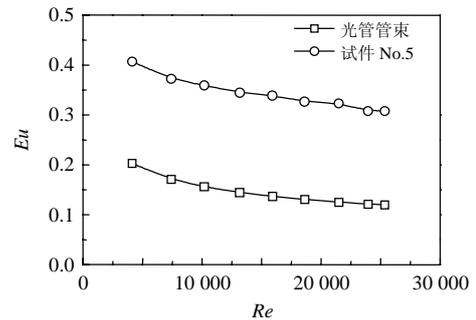


图 8 试件 No.5 与光管管束的阻力特性比较  
Fig. 8 Comparison of flow resistance characteristics between test elements No.5 and bare tube banks

## 4 结论

通过本文对锯齿螺旋翅片管错列管束的实验研究,主要得出以下结论:

- 1) 随管外气流  $Re$  数增大,翅侧  $Nu$  数增大,

$Eu$  数减小; 在本文实验研究的  $S_1$  范围内, 相同  $Re$  数和  $S_2$  下随  $S_1$  增大, 翅侧  $Nu$  数近于不变, 而  $Eu$  数明显减小。

2) 随管外气流  $Re$  数增大, 管束综合传热性能  $j/f$  先增大后减小, 在  $Re=7000\sim 10000$  范围  $j/f$  较大; 相同  $Re$  数和  $S_2$  下随  $S_1$  增大, 管束  $j/f$  增大, 但在工程设计中  $S_1$  选取需兼顾管束紧凑性。

3) 提出了包含  $S_1$ 、 $S_2$  及  $p_f$  影响的锯齿螺旋翅片管束换热与阻力特性计算关联式, 可供相关的工程设计参考。

4) 与错列光管管束相比, 相同  $Re$  数下锯齿螺旋翅片管束  $Eu$  数增大 2.4 倍, 但管外换热量增大 8.4 倍, 表明锯齿螺旋翅片管束强化换热性能较佳, 在工程领域的大型中、高温气体换热设备中具有广泛的应用前景。

## 参考文献

- [1] Reid D R, Taborek J. Selection criteria for plain and segmented finned tubes for heat recovery systems[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1994, 116(4): 406-410.
- [2] Migay V K, Bystrov P G, Meny Y E N, et al. Correlation of experimental data on convective heat transfer and aerodynamic drag in bundles of transversely finned tubes[J]. Heat Transfer-soviet Research, 1990, 22(4): 433-444.
- [3] Nir A. heat transfer and friction factor correlations for cross-flow over staggered finned tube banks[J]. Heat Transfer Engineering, 1991, 12(1): 43-58.
- [4] 袁益超, 刘聿拯, 曹建光. 螺旋鳍片管束传热与阻力特性研究的现状与发展[J]. 动力工程, 2002, 22(5): 1922-1927.  
Yuan yichao, Liu yuzheng, Cao jianguang. Status quo and development of the research on the characteristics of heat and flow resistance for spirally finned tube banks[J]. Power Engineering, 2002, 22(5): 1922-1927(in Chinese).
- [5] Weierman C. Correlations ease the selection of fin tubes[J]. Oil and Gas Journal, 1976, 74(6): 94-100.
- [6] Weierman C. Pressure drop data for heavy-duty finned tubes [J]. Chemical Engineering Progress, 1977, 73(2): 69-72.
- [7] Weierman C, Taborek J, Marner W J. Comparison of the performance of in-line and staggered banks of tubes with segmented fins[C]// AIChE Symposium Series, San Francisco, National Heat Transfer Conference, 15th, Heat Transfer, Research and Application, 1978, 74(174): 39-46.
- [8] Rabas T J, Myers G A, Eckels P W. Comparison of the thermal performance of serrated high-finned tubes used in heat-recovery systems[J]. ASME, Heat Transfer Division, Anaheim, Heat Transfer in Waste Heat Recovery and Heat Rejection Systems, 1986(59): 33-40.
- [9] 程贵兵, 陈远国. 齿型翅片管束传热及流阻性能实验研究[C]//中国工程热物理学会传热传质学学术会议论文集, 合肥, 1998: 47-52.  
Cheng Guibing, Chen Yuanguo. Experimental study on the heat transfer and flow resistance of serrated finned tube banks[C]//Chinese Society of Engineering Thermophysics, Proceeding on Heat and Mass Transfer Academic Conference, Hefei, 1998: 47-52(in Chinese).
- [10] Kiyoshi Kawaguchi, Kenichi Okui, Takaharu Kashi. Heat transfer and pressure drop characteristics of finned tube banks in forced convection(comparison of the heat transfer characteristics between spiral fin and serrated fin)[J]. Heat Transfer-Asian Research, 2005, 34(2): 120-133.
- [11] Kiyoshi Kawaguchi, Kenichi Okui, Takaharu Kashi. Heat transfer and pressure drop characteristics of finned tube banks in forced convection(comparison of the pressure drop characteristics between spiral fin and serrated Fin)[J]. Heat Transfer-Asian Research, 2004, 33(7): 431-444.
- [12] Kiyoshi Kawaguchi, Kenichi Okui, Toshihiro Asai, et al. The heat transfer and pressure drop characteristics of the finned tube banks in forced convection(effects of fin height on heat transfer characteristics) [J]. Heat Transfer-Asian Research, 2006, 35(3): 194-208.
- [13] Kiyoshi Kawaguchi, Kenichi Okui, Toshihiro Asai, et al. The heat transfer and pressure drop characteristics of the finned tube banks in forced convection(effects of fin height on pressure drop characteristics) [J]. Heat Transfer-Asian Research, 2006, 35(3): 179-193.
- [14] Kenichi Hashizume, Ryo Morikawa, Tetsuya Koyama, et al. Fin efficiency of serrated fins[J]. Heat Transfer Engineering, 2002, 23(2): 6-14.
- [15] Holman J P. Heat transfer[M]. Ninth Edition. Beijing: China Machine Press, 2005: 268.
- [16] 茹卡乌斯卡斯 A A. 换热器内的对流传热[M]. 北京: 科学出版社, 1986: 296-323.  
Zukauskas A A. Convective heat transfer in heat exchangers [M]. Beijing: China Science Press, 1986: 296-323(in Chinese).



马有福

收稿日期: 2010-08-09。

作者简介:

马有福(1978), 男, 博士研究生, 讲师, 从事强化传热及锅炉节能方面的研究, imayoufu@163.com;

袁益超(1965), 男, 教授, 博士生导师, 从事强化传热及锅炉节能方面的研究, ychuan@163.com。

(责任编辑 车德竞)