

锯齿螺旋翅片管束换热和阻力特性关联式的比较

裴育峰¹, 马有福³, 刘宏伟²

(1. 中国电力工程顾问集团东北电力设计院, 吉林 长春 130021; 2. 三河发电有限责任公司, 河北 三河 065210;
3. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘 要: 首先, 对已有的锯齿螺旋翅片管换热与阻力特性关联式进行了整理与总结, 继而通过对 12 个锯齿螺旋翅片管束进行风洞实验, 比较和验证了相关的换热与阻力特性关联式。结果表明: (1) 不同研究者所提出关联式的预测结果相差较大; (2) Weierman1976、ESCOA1979 及 Chen1998 关联式的预测结果与实验结果相符较好, 偏差均在 20% 以内, 其中 ESCOA1979 关联式与实验结果相符最好, 偏差在 10% 以内; (3) 相同条件下与连续螺旋翅片管关联式预测结果相比, 锯齿螺旋翅片管翅侧换热增大较多, 而阻力变化不大。

关 键 词: 强化换热; 余热锅炉; 废热锅炉; 锯齿螺旋翅片管; 关联式

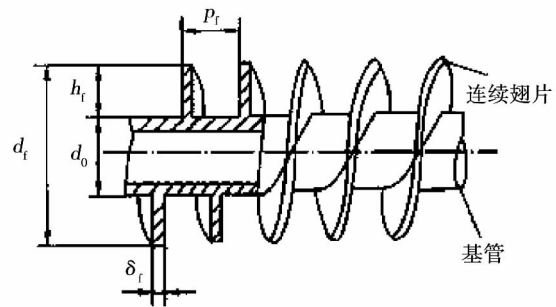
中图分类号: TK223 文献标识码: A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2014.06.012

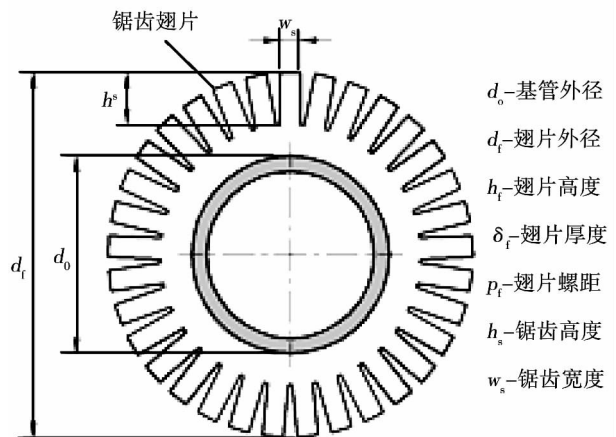
引 言

在联合循环余热锅炉、化工废热锅炉等大型高温烟气换热设备中, 通过高频电阻焊接技术制造的螺旋翅片管(翅片材质为碳钢或合金钢)得到了广泛应用。高频焊螺旋翅片管可分为连续型与锯齿型两大类, 如图 1 所示, 两类管型在实际应用中虽都被称为螺旋翅片管, 但二者的翅片结构及强化传热机理有明显差别。与传统的连续螺旋翅片管相比, 锯齿螺旋翅片管具有易于制造、翅化比更大、翅侧换热系数和翅片效率更高的优点^[1]。随着高频焊接技术的逐渐成熟, 我国目前已具备批量供应锯齿螺旋翅片管的生产能力。然而在公开文献中, 有关锯齿螺旋翅片管的研究报道很少, 相应地可供选用的锯齿螺旋翅片管束换热与阻力特性计算关联式也较少。若选用的关联式误差较大, 将造成锅炉受热面布置过多或不足, 给锅炉本身及其所在发电系统或工艺系统的安全工作带来很大风险。有时工程设计人员仍采用传统连续螺旋翅片管束的关联式预测其换热与阻力, 致使受热面布置过多, 既浪费钢材, 也不安全^[2]。因此, 工程实践中急需准确可靠的锯齿螺旋翅片管关联式用于相关换热设备设计计算。为

此, 本研究首先对文献中已有的锯齿螺旋翅片管关联式进行了介绍, 继而通过 12 个锯齿螺旋翅片管束的风洞实验结果对已有关联式进行了比较, 分析锯齿管的换热及阻力特性, 供相关工程设计参考。



(a) 连续螺旋翅片管



(b) 锯齿螺旋翅片管

图 1 螺旋翅片管结构

Fig. 1 Structure of a helically-finned tube

1 计算关联式综述

在气流横掠翅片管束的强迫对流换热中, 一般

收稿日期: 2014-03-31; 修订日期: 2014-09-22

作者简介: 裴育峰(1969-), 男, 吉林长春人, 中国电力工程顾问集团东北电力设计院高级工程师。

认为错列管束的强化换热性能优于顺列管束^[3],如图 2 所示。在联合循环余热锅炉中,基本上所有受热面均采用错列布置,因此,本研究专注于锯齿螺旋翅片管错列管束的换热与阻力特性。以下为自锯齿螺旋翅片管开始工业应用的上世纪 60 年代至今公开文献中较有代表性的计算关联式。此外,为与连续螺旋翅片管束比较,本研究也给出了公认连续螺旋翅片管换热与阻力特性计算关联式。

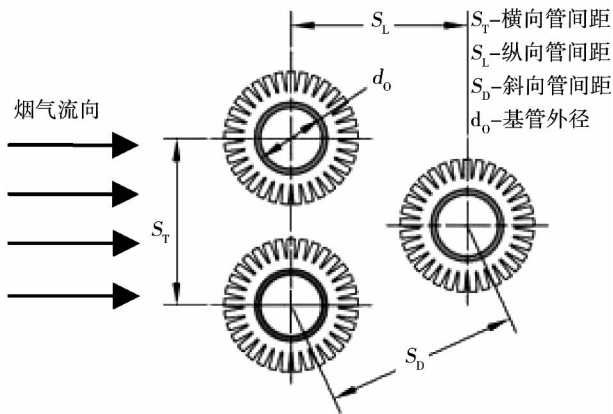


图 2 错列管束布置结构

Fig. 2 Structure of tube banks in a staggered arrangement

本研究统一用努赛尔数 Nu 与(单排管)欧拉数 Eu 表征管束换热与阻力特性,因此对部分参考文献中的关联式进行了适当转化。下文各式中各无量纲因子的定义如下:

$$Re = \frac{DG}{\mu}; Nu = \frac{\alpha D}{k}; Pr = \frac{c_p \mu}{k}; Eu = \frac{\rho \Delta p}{G^2 N_r}$$

式中: G —管束最小流通截面处气体质量流量; ρ —气体密度, kg/m^3 ; μ —动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; k —导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; c_p —定压比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,定性温度均为气流进出口平均温度; D —特征长度,均取为基管外径 d_o (或 d_c), m ; α —翅侧对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; Δp —管束压降, Pa ; N_r —纵向管排数。

(1) ESCOA 关联式

Weierman 以美国 ESCOA(翅片管公司)委托美国传热研究公司进行的连续与锯齿螺旋翅片管实验数据为基础^[4],并结合公开文献中的相关实验数据,提出了较完整的连续与锯齿螺旋翅片管换热与阻力特性计算关联式。其中关于锯齿螺旋翅片管错列管束的计算关联式为:

$$Nu = C_1 C_3 C_5 (d_f/d_o)^{0.5} (T_b/T_f)^{0.25} \quad (1)$$

$$Eu = 2C_2 C_4 C_6 (d_f/d_o)^{0.5} \quad (2)$$

系数 $C_1 - C_6$ 按下式计算

$$C_1 = 0.25 Re^{0.65} Pr^{1/3}$$

$$C_3 = 0.55 + 0.45e^{-0.35h_f/s_f}$$

$$C_5 = 0.7 + (0.7 - 0.8e^{-0.15N_r^2}) e^{-S_L/S_T}$$

$$C_2 = 0.07 + 8.0 Re^{-0.45}$$

$$C_4 = 0.11 (0.05S_T/d_o)^{-0.7(h_f/s_f)^{0.23}}$$

$$C_6 = 1.1 + (1.8 - 2.1e^{-0.15N_r^2}) e^{-2.0 \langle S_L/S_T \rangle -$$

$$(0.7 - 0.8e^{-0.15N_r^2}) e^{-0.6 \langle S_L/S_T \rangle}$$

式中:翅间净间距 $s_f = p_f - d_f$; T_b —管外气流平均绝对温度, K ; T_f —翅片表面平均绝对温度, K 。

1979 年 ESCOA 公司对该关联式中的部分系数进行了修正^[5]。对于锯齿螺旋翅片管错列管束,修正后的计算关联式为:

$$Nu = C_1 C_3 C_5 (d_f/d_o)^{0.5} (T_b/T_f)^{0.25} \quad (3)$$

$$Eu = 2C_2 C_4 C_6 (d_f/d_o)^{0.5} (T_b/T_f)^{-0.25} \quad (4)$$

$$C_1 = 0.091 Re^{0.75} Pr^{1/3}$$

$$C_3 = 0.35 + 0.65e^{-0.17h_f/s_f}$$

$$C_5 = 0.7 + (0.7 - 0.8e^{-0.15N_r^2}) e^{-S_L/S_T}$$

$$C_2 = 0.075 + 1.85 Re^{-0.3}$$

$$C_4 = 0.11 (0.05S_T/d_o)^{-0.7(h_f/s_f)^{0.2}}$$

$$C_6 = 1.1 + (1.8 - 2.1e^{-0.15N_r^2}) e^{-2.0 \langle S_L/S_T \rangle -$$

$$(0.7 - 0.8e^{-0.15N_r^2}) e^{-0.6 \langle S_L/S_T \rangle}$$

ESCOA 关联式在欧美被广泛推荐用于钢质螺旋翅片管传热与阻力特性计算^[6-7],两个版本都有应用。式(1) - 式(4)适用的管束最小流通截面质量流速范围为 $0.7 - 40 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

(2) Nir (1991) 关联式

Nir 对当时公开文献中已有的螺旋翅片管实验数据进行了整理^[8],提出锯齿螺旋翅片管错列管束计算关联式为:

$$Nu = C_r Re^{0.6} Pr^{1/3} (A_o/A_T)^{-0.266} (A_T/A_r)^{-0.4} (d_f/d_o)^{-0.4} \quad (5)$$

$$Eu = 0.62 C_s Re^{-0.25} (A_o/A_T)^{0.68} (d_f/d_o)^{-0.25} \quad (6)$$

式中: $N_r \geq 4$ 时管排修正系数 $C_r = 1$, $N_r = 3$ 时 $C_r = 0.95$, $N_r = 2$ 时 $C_r = 0.90$; $1 < (A_D/A_T) < 1.3$ 时管束布置结构修正系数 $C_s = 2.08 - 0.83A_D/A_T$, $(A_D/A_T) \geq 1.3$ 时 $C_s = 1$; A_o 、 A_T 、 A_D 分别为单位长度翅片管对应的翅侧换热全面积、气流横向流通面积和斜向流通面积, A_T 为 $S_T = d_f$ 时的 A_T 。式(5)、式(6)适用范

围为: 以管束水力直径 d_{hb} ($d_{hb} = 4d_f \cdot A_T/A_o$) 为特征长度的雷诺数 $Re_{hb} = 300 - 10\ 000$; $A_o/A_T = 8.5 - 60$; $A_T/A_T = 1.0 - 3.0$ 。

(3) 程贵兵和陈远国(1998) 关联式

程贵兵和陈远国对管径 $\Phi 25$ 、 $\Phi 38$ mm, 翅片螺距 5、8、12 mm 的 6 个锯齿螺旋翅片管型^[9], 采用正方形与正三角形排列并改变管间距进行了实验研究, 对正三角形排列管束提出计算关联式为:

$$Nu = 0.1105 Re^{0.736} Pr^{1/3} (p_f/h_f)^{0.294} (S_T/h_f)^{0.07} \quad (7)$$

$$Eu = 3.7757 Re^{-0.231} (p_f/h_f)^{-0.3445} (S_T/d_o)^{-0.5814} \quad (8)$$

式(7)和式(8)的实验验证范围为 $Re = 3\ 000 - 40\ 000$, $S_T/d_o = 2.0 - 3.1$, $p_f/h_f = 0.33 - 0.96$, $S_T/h_f = 4.8 - 6.7$ 。

(4) Kawaguchi(2004-2006) 关联式

Kawaguchi 对管径 $\Phi 17.3$ 、 $\Phi 25.3$ mm, 翅片高度 9、13 mm, 翅片螺距 3.3、5.0 mm 的 5 个锯齿螺旋翅片管型^[10-11], 通过管间距不同的 18 个管束进行了实验研究, 提出计算关联式为:

$$Nu = C_r \cdot Re^{0.81} Pr^{0.33} \left(\frac{h_f}{d_o}\right)^{0.24} \left(\frac{s_f}{p_f}\right)^{-0.07} \left(\frac{d_o}{d_v}\right)^{0.43} \quad (9)$$

$$d_v = \sqrt{4N_r(d_o + h_f)h_f\delta_f + d_o^2}$$

$$Eu = 2.5 Re^{-0.23} \left(\frac{h_f}{d_o}\right)^{0.13} \left(\frac{s_f}{p_f}\right)^{-1.19} \left(\frac{d_o}{d_{hf}}\right)^{0.36} \quad (10)$$

$$d_{hf} = \frac{p_f(S_T - d_o) - 2h_f\delta_f}{h_f + 0.5p_f}$$

式(9) 中管修正系数 C_r 在 $N_r = 3、4、5$ 以及 ≥ 6 时分别为 0.056、0.061、0.062、0.068。式(9) 实验验证范围为: 以翅片管等体积当量直径 d_v 为特征长度的雷诺数 $Re_v = 5\ 000 - 30\ 000$ 、 $h_f/d_v = 0.31 - 0.45$ 、 $s_f/p_f = 0.76 - 0.82$ 。式(10) 实验验证范围为: 以管束最小流通横截面处翅间流道水力直径 d_{hf} 为特征长度的雷诺数 $Re_{hf} = 3\ 000 - 30\ 000$ 、 $h_f/d_{hf} = 0.42 - 1.08$, $s_f/p_f = 0.76 - 0.82$ 。

(5) Næss(2010) 关联式

Næss 对 5 个锯齿螺旋翅片管型的 10 个错列管束进行了实验研究^[14], 提出计算关联式为:

$$A_T < A_D \text{ 时 } Nu = 0.107 Re^{0.65} Pr^{1/3} (S_T/d_e)^{0.35} (h_f/d_e)^{-0.13} (h_f/p_f)^{-0.14} (p_f/d_e)^{-0.2} \quad (11)$$

$$A_T > A_D \text{ 时 } Nu = 0.141 Re^{0.65} Pr^{1/3} (0.43 +$$

$$9.75e^{-3.234T/A_D}) (h_f/d_e)^{-0.13} (h_f/p_f)^{-0.14} (p_f/d_e)^{-0.2} \quad (12)$$

$$Eu = (0.24 + 8.2 Re^{-0.5}) (h_f/d_e)^{0.18}$$

$$(p_f/d_e)^{-0.74} \min(1.0; 0.52 + 964.5e^{-3.24S_T/S_L}) \quad (13)$$

需要说明的是, Næss 实验研究的锯齿螺旋翅片管翅根呈 L 形。与图 1(b) 所示的 I 型锯齿螺旋翅片管不同的是, L 型锯齿螺旋翅片管中等效基管外径 $d_e = d_o + 2d_f$, 且 $h_s = h_f$ 即锯齿贯穿至翅片根部。式(11) - 式(12) 的实验验证范围为 $S_T/d_e = 1.8 - 3.8$, $S_L/d_e = 1.0 - 1.9$, $h_f/s_f = 2.1 - 4.2$, Re 数约为 3 000 - 40 000。

(6) 连续螺旋翅片管换热与阻力特性计算关联式

对于连续螺旋翅片管束, Briggs(1963) 换热关联式与 Robinson(1966) 阻力关联式被广泛推荐^[15-17]。

$$Nu = 0.134 Re^{0.681} Pr^{1/3} (s_f/h_f)^{0.2} (s_f/\delta_f)^{0.1134} \quad (14)$$

$$Eu = 18.93 Re^{-0.316} (S_T/d_o)^{-0.927} (S_T/S_D)^{0.515} \quad (15)$$

式(14) 实验验证范围为 $Re = 1\ 000 - 18\ 000$, $S_T/d_o = 1.3 - 8.2$, $d_o = 11 - 41$ mm, $h_f = 1.4 - 16.6$ mm, $p_f = 1.3 - 4.1$ mm, $\delta_f = 0.3 - 2.0$ mm; 式(14) 实验验证范围为 $Re = 2\ 000 - 50\ 000$, $S_T/d_o = 1.8 - 4.6$, $S_L/d_o = 2.0 - 4.3$, $d_o = 19 - 41$ mm, $h_f = 10.5 - 14.5$ mm, $p_f = 2.3 - 3.2$ mm, $\delta_f = 0.4 - 0.6$ mm。

2 实验验证管束

本研究用于实验验证的各管束结构参数如表 1 所示, 管束 1-4 的区别为翅片密度不同, 管束 4-12 的区别为管束横、纵向管间距不同。各实验管束均为错列布置, 横向管排数为 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), 纵向管排数为 10 排。各管束均在高温回流传热风洞上测试获得其换热与阻力特性, 实验所得 Nu 数与 Eu 数最大不确定度分别为 4.5% 和 2.7%。具体实验系统、数据处理方法等参考文献 [18-20]。

通过实验研究得出主要结论(在相同 Re 下比较): 在 $p_f = 3.91 - 4.17$ mm 范围, p_f 变化对管束 Nu 的影响不大 (< 5%), 管束 Eu 随 p_f 减小而增大 (8%)。在 $S_T/d_o = 2.31 - 3.15$ 范围, S_T 变化对管束

Nu 的影响很小,可忽略不计;管束 Eu 随 S_T 增大而明显减小(20%)。在 $S_L/d_o = 2.41 - 3.07$ 范围随 S_L 增大,管束 Nu 先增大后减小,管束 Eu 趋于减小,但

总体上 S_L 变化对管束 Nu 和 Eu 的影响不大 (<6%)。

表 1 实验管束结构参数

Tab.1 Structural parameters of tube banks tested

实验管束 编号	横向节距 S_T/mm	纵向节距 S_L/mm	基管外径 d_o/mm	翅片密度 $N_f/片 \cdot m^{-1}$	翅片高度 h_f/mm	翅片厚度 δ_f/mm	锯齿高度 h_s/mm	锯齿宽度 w_s/mm
1	88	92	$\phi 38.1$	257	16	1	10	4
2	88	92	$\phi 38.1$	252	16	1	10	4
3	88	92	$\phi 38.1$	245	16	1	10	4
4	88	92	$\phi 38.1$	241	16	1	10	4
5	88	105	$\phi 38.1$	241	16	1	10	4
6	88	117	$\phi 38.1$	241	16	1	10	4
7	104	92	$\phi 38.1$	241	16	1	10	4
8	104	105	$\phi 38.1$	241	16	1	10	4
9	104	117	$\phi 38.1$	241	16	1	10	4
10	120	92	$\phi 38.1$	241	16	1	10	4
11	120	105	$\phi 38.1$	241	16	1	10	4
12	120	117	$\phi 38.1$	241	16	1	10	4

3 计算关联式比较

对各关联式的验证及比较均以 12 个管束在 $Re = 4\ 000 - 30\ 000$ 范围的实验结果为基准。

3.1 换热特性计算关联式比较

各管束换热特性实验结果 Nu_{exp} 与相关关联式预测值 Nu_{cor} 的比较如图 3 所示。为表述方便将式(1)、式(3)、式(5)、式(7)、式(9)、式(11)、式(13)分别称为 Weierman1976、ESCOA1979、Nir1991、Chen1998、Kawaguchi2006、Næss2010 和 Briggs1963。

由图 3 可知,12 个管束的换热实验结果与 Weierman1976、ESCOA1979 及 Næss2010 关联式预测值的误差在 $\pm 10\%$ 以内,其中与 ESCOA1979 关联式符合最好,标准误差约 5%;与 Chen1998、Kawaguchi2006 关联式预测值的误差在 $\pm 20\%$ 以内;而 Nir1991 关联式 Nu 预测值较实验结果约低 45%。应用于连续翅片管束的 Briggs1963 关联式的 Nu 预测值较实验结果低约 35%,这也在一定程度上说明锯齿翅片管束较连续翅片管束强化换热性能更佳。

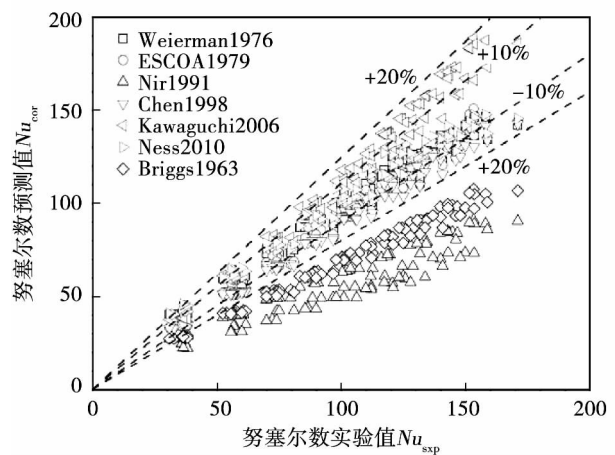


图 3 各管束换热实验结果与相关关联式计算结果的比较

Fig.3 Comparison of the heat exchange test results with those calculated by using relevant correlation formulae

3.2 阻力特性计算关联式比较

各管束阻力特性实验结果 Eu_{exp} 与相关关联式预测值 Eu_{cor} 的比较如图 4 所示。为使表述方便将式(2)、式(4)、式(6)、式(8)、式(10)、式(12)、式

(14) 亦分别称为 Weierman1976、ESCOA1979、Nir1991、Chen1998、Kawaguchi2006、Næss2010 和 Robinson1966。

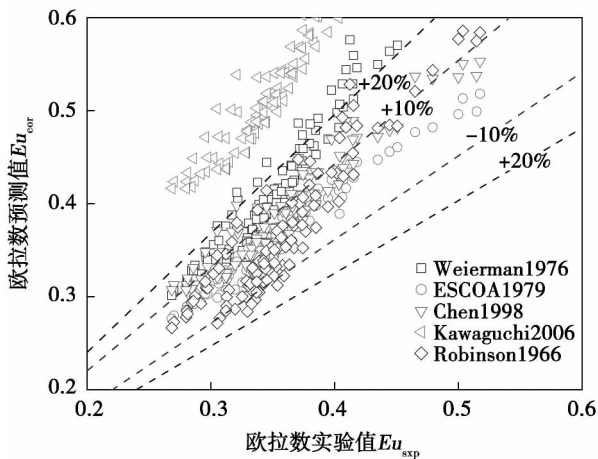


图4 各管束阻力实验结果与相关关联式计算结果的比较

Fig. 4 Comparison of the resistance test results with those calculated by using relevant correlation formulae

由图4可知,本研究12个管束的阻力实验结果与ESCOA1979关联式预测值的偏差均在 $\pm 10\%$ 以内,符合最好;Weierman1976、Chen1998关联式预测值较实验结果稍高,但在20%以内;Kawaguchi2006关联式预测值较实验结果高出约50%;而Nir1991关联式和Næss2010关联式预测值明显偏高,分别较实验结果高出1.0~1.7倍和2.5~3.7倍(因其偏差过大,故在图4中未示出)。应用于连续翅片管束的Robinson1966关联式预测值与本文实验结果的比较表明,在 Eu 较小时其预测值较实验结果低,而在 Eu 较大时较实验结果高,这说明锯齿翅片较连续翅片所带来的阻力增加随 Re 数增大而增大,但在本文研究的 $Re = 4\,000 - 30\,000$ 范围,二者相差仍在 $\pm 15\%$ 以内。

4 结论

(1) 不同研究者给出的锯齿螺旋翅片管换热与阻力特性关联式的预测结果相差较大,建议在相关工程设计中选取经过大量实验验证的关联式。

(2) 总体来看,Weierman1976、ESCOA1979及Chen1998关联式的预测结果与实验结果相符较好,

偏差均在20%以内;其中ESCOA1979关联式与实验结果相符最好,偏差在10%以内,故推荐选用。有些关联式与实验结果的偏差很大,需予以注意。

(3) 相同条件下与连续螺旋翅片管关联式预测结果相比,锯齿螺旋翅片管翅侧换热增大较多,而阻力变化不大。

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] Patel S. Understand the difference between solid and serrated fin [J]. Hydrocarbon Processing, 2006, 7(7): 83-87.
- [3] 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, 1978: 39-46.
- [4] Weierman C. Correlations ease the selection of fin tubes [J]. Oil and Gas Journal, 1976, 74(6): 94-100.
- [5] ESCOA Corp. ESCOA Fintube Manual. Tulsa, OK: ESCOA, 1979.
- [6] Annaratone D. Steam generators [M]. Springer, 2008: 410-418.
- [7] Engineering Data Book (Twelfth Edition - FPS) [M]. Gas Processors Suppliers Association, 2004.
- [8] 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.
- [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 Gui-bing, CHEN Yuan-guo. Experimental study of the heat transfer and flow resistance performance of serrated fin tube banks [C]. Chinese Society of Engineering Thermophysics, Proceedings of Heat and Mass Transfer Academic Conference, Hefei, 1998: 47-52.
- [10] Kawaguchi K, Okui K, and Kashi T. 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.
- [11] Kawaguchi K, Okui K, and Kashi T. 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.
- [12] Næss E. Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated-fin tube bundles with staggered tube layouts [J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30: 1531-1537.
- [13] Briggs D E, Young E H. Convective heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes [J]. Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., 1963, 59(41): 1-10.
- [14] Robinson K K, Briggs D E. Pressure drop of air flowing across tri-

angular pitch banks of finned tubes[J]. Chem. Eng. Prog. Symp. Ser. ,1966 62(64) : 177 - 184.

[15] Kraus A D ,Aziz A ,Welty J. Extended surface heat transfer[M]. John Wiley & Sons ,Inc. 2001: 554 - 556.

[16] 马有福 ,袁益超 ,刘聿拯 ,等. 横向节距对锯齿螺旋翅片换热管特性影响的实验研究 [J]. 中国电机工程学报 ,2011 ,31(8) : 67 - 72.
MA You-fu ,YUAN Yi-chao ,LIU Yu-zheng ,et al. Experimental study of the influence of the transverse pitch on the characteristics of serrated and spirally finned heat exchange tubes [J]. Proceedings of China Electric Machinery Engineering 2011 31(8) : 67 - 72.

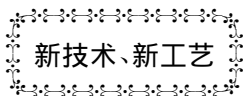
[17] 马有福 ,袁益超 ,刘聿拯 ,等. 纵向节距对锯齿螺旋翅片换热管特性影响的试验研究 [J]. 机械工程学报 ,2011 47(8) : 163 - 168.
MA You-fu ,YUAN Yi-chao ,LIU Yu-zheng ,et al. Experimental study of the influence of the longitudinal pitch on the characteristics of serrated and spirally finned heat exchange tubes [J]. Journal of Mechanical Engineering 2011 47(8) : 163 - 168.

[18] 马有福 ,袁益超 ,刘聿拯 ,等. 翅片螺距对锯齿螺旋翅片换热管特性的影响. 化工学报 ,2011 62(9) : 2484 - 2489.
MA You-fu ,YUAN Yi-chao ,LIU Yu-zheng ,et al. Influence of the fin pitch on the characteristics of serrated and spirally finned heat exchange tubes [J]. CIESC Journal 2011 62(9) : 2484 - 2489.

[19] 马有福 ,袁益超. 连续型与锯齿型螺旋翅片管翅片效率计算与分析 [J]. 能源研究与信息 ,2013 29(2) : 100 - 105.
MA You-fu ,YUAN Yi-chao. Calculation and analysis of fin efficiency of solid and serrated helical-finned tubes [J]. Energy Research and Information 2013 29(2) : 100 - 105.

[20] 荆 峰 ,马有福 ,袁益超. 整体型和锯齿型螺旋翅片管研究综述 [J]. 能源研究与信息 ,2013 29(2) : 100 - 105.
JING Feng ,MA You-fu ,YUAN Yi-chao. Summary of research on integral-and segmented-finned tubes [J]. Energy Research and Information 2010 26(3) : 133 - 138.

(单丽华 编辑)



气候因素和地球表面环境对降低发电设备噪声级的影响

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2014.06.013

据《Теплоэнергетика》2013 年 7 月刊报道 ,莫斯科动力学院的专家分析了气候因素和地球表面环境对降低发电设备噪声级的影响。

气候因素和地球表面环境对降低发电设备噪声级具有极重要的影响。来自同一点的同一噪声源的噪声级取决于温度和湿度的变化。在这种情况下 ,可以忽略大气压力的影响。

温度和湿度在一年内的变动量导致计算点同一个噪声源的声级变化。离开噪声源的距离增加时 ,气候因素引起的噪声级变化范围将增加。

声压级随湿度和温度的变化取决于几何平均频率 ,并取决于从噪声源到计算点的距离。在高频和大距离的情况下 ,由于大气的吸声作用而造成的噪声衰减值可达 10 分贝 ,甚至达到 100 分贝; 在低频率时 ,达到几十分之一分贝。

地球表面的影响既可以增高计算点的声压级 ,也可以减少。

在制定抑制发电设备噪声的措施时 ,建议根据该地区温度和湿度全年的变化 ,并根据地球表面的类型考虑气候因素的影响。

(吉桂明 摘译)

show that the Nusselt number and pressure drop of the fluid inside the spiral tube are all higher than those inside the straight tube and will increase with an increase of the curvature ratio and Reynolds number. The influence of the twist rate on the Nusselt number is not evident, however, to increase the twist rate can lead to a decrease of the pressure drop. The enhanced heat transfer comprehensive performance evaluation coefficient of the spiral tube is invariably greater than 1 at any Reynolds number, curvature ratio and twist rate. Under the condition of low Reynolds numbers, the spiral tube has very good enhanced heat transfer performance. **Key Words:** spiral tube, enhanced heat transfer, Dean vortex, Nusselt number, pressure drop

锯齿螺旋翅片管束换热与阻力特性关联式研究及比较 = **Comparison of the Correlation Formulae for Calculating the Heat Exchange and Resistance Characteristics of Serrated Spirally-finned Tube Bundles** [刊, 汉] PEI Yu-feng (Northeast Electric Power Designing Institute, China Electric Power Engineering Consultancy Group, Changchun, China, Post Code: 130021), MA You-fu (College of Energy Source and Power Engineering, Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093), LIU Hong-wei (Sanhe Power Generation Co. Ltd., Sanhe, China, Post Code: 065201) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014, 29(6). - 651 - 656

The currently available correlation formulae for calculating the heat exchange and resistance characteristics of serrated spirally-finned tubes were first sorted and summarized. Afterwards, based on the wind tunnel test results of 12 serrated spirally-finned tube bundles, the correlation formulae for calculating relevant heat exchange and resistance characteristics were verified and compared. It has been found that 1) the results predicted by using correlation formulae proposed by various researchers differ greatly, 2) the results predicted by using Weierman 1976, ESCOA1979 and Chen1998 correlation formula are in relatively good agreement with the test results, all the deviations are within 20%, among which the results predicted by using the ESCOA1979 correlation formula is in best agreement with the test ones, its deviation being within 10%, 3) under the same conditions, compared with the results predicted by using the correlation formula for continuous spirally-finned tubes, the increase in the heat quantity exchanged inside and outside the serrated spirally-finned tubes is relatively more but the change in the resistance is not big. **Key Words:** enhanced heat exchange, heat recovery steam generator, waste heat boiler, serrated spirally-finned tube, correlation formula

基于场协同理论的重力式热管新设计 = **New Design of a Gravity Type Heat Pipe Based on the Field Synergy Theory** [刊, 汉] SUN Xue-min, SONG Wen-wu, LIU Yu, TIAN Chao-chao (College of Energy and Environment, West China University, Chengdu, China, Post Code: 610039) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Pow-