

# 直条缝翅片管换热器传热与流动阻力性能研究

刘 闯, 欧阳新萍

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

**摘要:** 为了解翅片间距、翅片厚度、翅片材料和基管材料对直条缝翅片管换热器的传热和流阻性能的影响, 以及获得通用的换热与流动阻力计算关联式, 对一种直条缝翅片管换热器进行了实验研究。通过风洞试验台共进行了7个试件的试验, 试验过程中管内水的进口温度和速度保持60℃和1.5 m/s不变, 进风温度保持21℃, 入口风速为1.5~4.5 m/s。结果表明: 在管外空气侧雷诺数 $Re_a$ 为2647~8143范围内, 随着翅片间距的增大, 对流换热系数先增大后减小, 存在一个峰值; 翅片间距对阻力的影响与管外空气侧雷诺数有关, 当 $Re_a \leq 5000$ 时翅片间距越小摩擦系数越大, 当 $Re_a > 5000$ 时, 翅片间距越小, 摩擦系数越小; 翅片厚度的增加会增加对流换热系数和摩擦系数; 紫铜(T2)翅片的对流换热系数高于8011铝合金(AL8011)翅片, 但摩擦系数较低; T2基管的对流换热系数最高, 铁白铜(B10)基管次之, 316L不锈钢(316L)基管最低; 不同的基管材料对摩擦系数没有影响。

**关键词:** 直条缝翅片管换热器; 传热; 流动阻力; 翅片间距; 翅片厚度; 翅片材料; 基管材料

中图分类号: TK172 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.mdjgc.2023.03.018

[引用本文格式] 刘 闯, 欧阳新萍. 直条缝翅片管换热器传热与流动阻力性能研究[J]. 热能动力工程, 2023, 38(3): 133-140.

LIU Chuang, OUYANG Xin-ping. Performance study on heat transfer and flow resistance characteristics of fin-and-tube heat exchanger with straight slotted fins[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(3): 133-140.

## Performance Study on Heat Transfer and Flow Resistance Characteristics of Fin-and-tube Heat Exchanger with Straight Slotted Fins

LIU Chuang, OUYANG Xin-ping

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093)

**Abstract:** In order to understand the effects of fin pitch, fin thickness, fin material and base tube material on the heat transfer and flow resistance performance of straight slotted fin-and-tube heat exchanger, and obtain the general calculation correlation of heat transfer and flow resistance, an experimental study on the straight slotted fin-and-tube heat exchanger was carried out. A total of 7 samples were tested on the wind tunnel test bench. During the experiment, the inlet temperature and velocity of water in the tube remained unchanged at 60℃ and 1.5 m/s, the inlet air temperature remained at 21℃, and the inlet air velocity was between 1.5 m/s and 4.5 m/s. The results show that when the Reynolds number on the air side outside the tube  $Re_a$  is 2 647 to 8 143, the convective heat transfer coefficient increases first and then decreases with the increase of fin pitch, and there is a peak value; the effect of fin pitch on the resistance is associated with the value of Reynolds number on the air side outside the tube, when  $Re_a$  is no more than 5 000, the smaller the fin pitch is, the greater the friction factor is; when  $Re_a$  is more than 5 000, the smaller the fin pitch is, the smaller the friction factor is; the increase of fin thickness will increase the convective heat transfer coefficient and friction factor; the convective heat transfer coefficient of red copper (T2) fin is higher than that of aluminum alloy 8011 (AL8011) fin, but the friction factor is lower;

T2 base tube has the highest convective heat transfer coefficient, followed by BFe10 - 1 - 1 iron white copper (B10) base tube, and 316L stainless steel (316L) base tube; different base tube materials have no effect on the friction factor.

**Key words:** straight slotted fin-and-tube heat exchanger, heat transfer, flow resistance, fin pitch, fin thickness, fin material, base tube material

## 引 言

翅片管换热器因结构紧凑、换热效率高被广泛应用于供热、空调和制冷系统等工程领域。其翅片形式有平翅片、波纹翅片、百叶窗翅片和开缝翅片。开缝翅片又分为直条缝翅片<sup>[1]</sup>和环形条缝翅片<sup>[2]</sup>。

改变翅片管换热器的管外翅片结构参数用以减小空气侧热阻改善其换热与流动性能一直是研究者的重要研究方向<sup>[3]</sup>。Yun 等人<sup>[4]</sup>研究发现,在诸多翅片参数中翅片间距对传热性能影响最大。翅片间距对不同翅片形式的翅片管换热器的传热和流动阻力特性的影响并不相同<sup>[5-11]</sup>。赵夫峰等人<sup>[12-14]</sup>研究了翅片厚度对百叶窗翅片和平翅片管换热器传热和流动性能的影响。Tao 等人<sup>[15-16]</sup>研究发现,导热系数越大的翅片材料换热器的传热性能越好,而对于压降的影响几乎没有。张凡等人<sup>[17]</sup>研究了不同基管材料对平翅片管换热器性能的影响,并拟合了对应的换热和阻力的试验关联式。

尽管许多学者针对不同翅片管换热器的结构参数和材料对传热和流动阻力的影响进行了研究,但对于直条缝翅片管换热器的相关研究很少。本文引入翅片结构参数的无因次项、翅片材料和基管材料的修正系数,拟合直条缝翅片管换热器管外传热和流动阻力计算的通用关联式,其可用于该类换热器的设计计算。

## 1 试验系统及测量方法

### 1.1 试验系统

试验装置如图 1 所示。在循环风洞中空气经过整流格栅整流、空气预处理机降温和变频调节风机调节空气流量,然后通过喷嘴流量装置测流量,直至到达试件的试验段。空气垂直流过管束,与管内热水进行换热后,通过排风、回风调节,再流向整流格栅,完成空气循环。水在水箱中经电加热器加热达到试验工况要求的温度后由水泵引出,经过涡轮流量计测流量、微调加热器精确调温后进入试件,通过试件与空气热交换后降温,再回到水箱,完成循环。

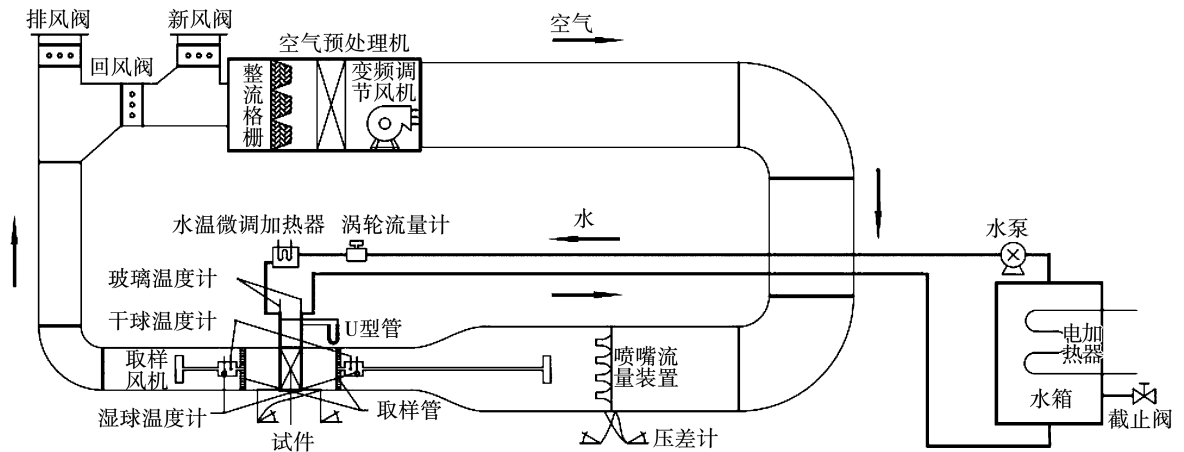


图 1 试验系统图

Fig. 1 Experiment system diagram

试验段入口和出口的空气干、湿球温度由取样管,取样风机取样测量。取样管测点数为 13,布置位置如图 2(a)所示。空气流量由喷嘴流量装置测

量,喷嘴布置位置如图 2(b)所示。空气侧流动阻力由连接试验段前后风道上的静压孔的微压计测量。水进、出口温度由玻璃温度计测量。水流量由安装

在水道上的涡轮流量计测量。水侧流动阻力由连接试验段前、后管道上静压孔的 U 型管压差计测量。对于一个固定的试验工况,当出口空气温度波动在 0.2 °C 以内时,将试验视为达到稳态,然后记录试验数据。取 3 次测量的平均值作为 1 种情况下的试验数据。从空气侧和热水侧测量换热量,两者不平衡度应小于 5%。测试所用仪器仪表如表 1 所示。

表 1 试验用仪器仪表

Tab. 1 Instruments for test

测试项目	仪器仪表	最小分度值或精度
温度	二等标准玻璃水银温度计	0.1 °C
空气流量	90 mm 口径喷嘴	标准
空气压降	YYY-2000B 斜管微压计	1.96 Pa
水流量	涡轮流量变送器	0.5 级
水压力	U 型管	133 Pa

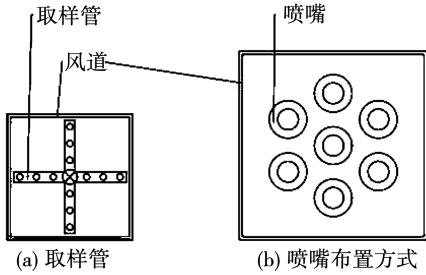


图 2 空气温度取样、流量测量装置

Fig. 2 Air temperature sampling and flow measuring device

1.2 测试试件

各试件的翅片形状相同,7 台直条缝翅片管换热器试件的参数如表 2 所示。试件翅片结构如图 3 所示。试验段空气迎风面尺寸(高×宽)为 600 mm×600 mm,试件错排布置 3 排管子,每排分别布置 17, 16 和 17 根换热管,计 50 根,每根管长 600 mm。管程 4 个流程。

表 2 试件参数

Tab. 2 Tested sample parameters

试件编号	基管材料	翅片材料	基管外径 $d_o$ /mm	基管内径 $d_i$ /mm	横向管间距 $P_t$ /mm	纵向管间距 $P_l$ /mm	翅片间距 $s$ /mm	翅片厚度 $\delta$ /mm	翅化比 $\beta$	管外总面积 $A_o$ /m <sup>2</sup>
1	B10	T2	14.52	13.22	34	29.5	1.51	0.2	27.22	37.24
2	B10	T2	14.52	13.22	34	29.5	2.65	0.2	15.89	21.74
3	B10	T2	14.52	13.22	34	29.5	3.75	0.2	11.54	15.79
4	B10	AL8011	14.52	13.22	34	29.5	2.68	0.2	15.76	21.56
5	T2	AL8011	14.53	13.24	34	29.5	2.63	0.2	16.01	21.92
6	B10	T2	14.52	13.22	34	29.5	2.61	0.14	15.15	22.10
7	316L	AL8011	14.53	13.20	34	29.5	2.64	0.2	15.95	21.83

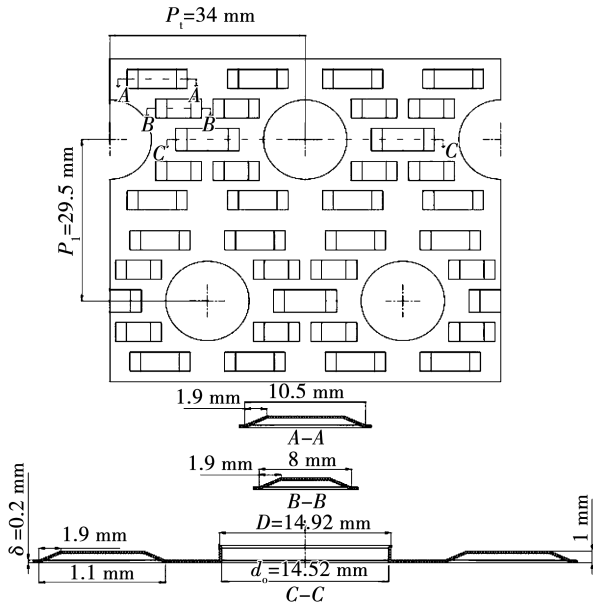


图 3 翅片结构

Fig. 3 Geometry of tested fin surface

2 数据处理和不确定度分析

实验过程检测空气进、出口温度  $T'_a$ 、 $T''_a$ , 热水进、出口温度  $T'_w$ 、 $T''_w$ ; 空气和热水的定性温度分别为进、出口空气和热水的平均温度,二者的物性参数根据定性温度计算;空气、热水质量流量  $\dot{m}_a$ 、 $\dot{m}_w$ 。

水侧换热量:

$$\Phi_w = c_{p,w} \dot{m}_w (T'_w - T''_w) \quad (1)$$

式中:  $c_{p,w}$  一水的比定压热容, kJ/(kg·K);  $\dot{m}_w$  一水的质量流量, kg/s。

空气侧换热量:

$$\Phi_a = c_{p,a} \dot{m}_a (T''_a - T'_a) \quad (2)$$

式中:  $c_{p,a}$  一空气的比定压热容, kJ/(kg·K);  $\dot{m}_a$  一空气的质量流量, kg/s。

平均换热量  $\Phi_m$  :

$$\Phi_m = \frac{1}{2}(\Phi_w + \Phi_a) \quad (3)$$

式中:  $\Phi_w$ —水侧换热量, kW;  $\Phi_a$ —空气侧换热量, kW。

总传热系数  $K$  :

$$K = \Phi_m / A_o T_m \quad (4)$$

式中:  $A_o$ —管外总表面积,  $m^2$ ;  $T_m$ —对数平均温差,  $^{\circ}C$ 。

管内水的对流换热系数  $h_i$  :

$$h_i = \frac{Nu_w \lambda_w}{d_i} \quad (5)$$

式中:  $\lambda_w$ —水的导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ;  $d_i$ —内管径,  $m$ ;  $Nu_w$  由 Dittus-Boelter 公式计算:

$$Nu_w = 0.023 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.3} \quad (6)$$

式中:  $Nu_w$ —水侧努塞尔数;  $Re_w$ —水侧雷诺数;  $Pr_w$ —水侧普朗特数。

管外空气的对流换热系数  $h_o$  :

$$h_o = \left[ \left( \frac{1}{k} - \frac{1}{h_i} \frac{A_o}{A_i} - \frac{\delta_i}{\lambda} \frac{A_o}{A_i} \right) \eta_o \right]^{-1} \quad (7)$$

式中:  $A_i$ —基管内表面积,  $m^2$ ;  $\delta_i$ —管壁厚度,  $m$ ;  $\lambda$ —管壁的导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ;  $\eta_o$ —翅片传热效率。

管外空气侧努塞尔数  $Nu_a$ 、雷诺数  $Re_a$ 、摩擦系数  $f$  分别为:

$$Nu_a = \frac{h_o D}{\lambda_a} \quad (8)$$

$$Re_a = \frac{u_m D}{\nu_a} \quad (9)$$

$$f = \frac{2\Delta P_a A_c}{\rho_a u_m^2 A_o} \quad (10)$$

式中:  $\lambda_a$ —空气的导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ;  $u_m$ —空气侧最小流通截面积的最大流速,  $m/s$ ;  $\nu_a$ —空气的运动黏度,  $m^2/s$ ;  $\Delta p_a$ —空气侧流动阻力,  $Pa$ ;  $D$ —特征尺寸,  $D = d_o + 2\delta$ ,  $m$ ;  $A_c$ —空气侧的最小流通截面积,  $m^2$ 。

根据 Moffat 方法<sup>[18]</sup> 计算得到的实验参数不确定度, 如表 3 所示。

表 3 实验参数不确定度

Tab.3 Uncertainty of experimental parameters

参数	不确定度/%
$\Delta T_m$	0.56
$K$	5.08
$h_o$	5.08
$f$	13.40

### 3 结果与分析

#### 3.1 翅片间距

1~3 号不同翅片间距试件的  $Nu_a$  随  $Re_a$  的变化规律如图 4 所示。在相同  $Re_a$  时, 2 号试件的  $Nu_a$  最高, 片距较大的 3 号试件和片距较低的 1 号试件的  $Nu_a$  都低于 2 号试件。这意味着翅片间距存在一个最优值。由于试验的样本有限, 因此 2 号试件的翅片间距 2.65 mm 不一定是最优值, 但可以判断最优值是存在的。分析认为, 当翅片间距由较大的 3 号试件向较小的 2 号试件变化时, 翅片间的相互影响增大, 流体的混合作用增强, 使得  $Nu_a$  增大。但当翅片间距进一步由 2 号试件向更小的 1 号试件变小时, 相邻翅片的流动边界层和热边界层开始相互重叠, 抑制了湍流和流动的混合, 且边界层内空气流速较低、热阻较大, 导致  $Nu_a$  降低。在测试工况范围内, 2 号试件的  $Nu_a$  比 1 号试件平均高 4.7%, 2 号试件比 3 号试件平均高 7.4%。

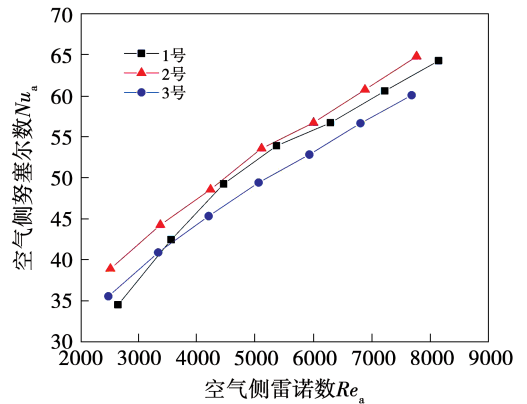


图 4 不同翅片间距试件  $Nu_a$  与  $Re_a$  的关系

Fig. 4  $Nu_a$  vs.  $Re_a$  of samples with different fin pitches

3 个试件的  $f$  和  $Re_a$  之间的关系如图 5 所示。  $Re_a$  存在一个特别值 ( $Re_a$  约为 5 000), 令其为  $Re'_a$ 。

当  $Re_a \leq Re'_a$ , 1 号试件的  $f$  最大, 2 号试件其次, 3 号试件最小, 并且随着  $Re_a$  的增大三者的摩擦系数差异越来越小。这是因为在相同的平均截面流速下, 片距越小平均的速度梯度越大, 流体的粘滞力也越大, 因而使流动阻力增加。当  $Re_a > Re'_a$ , 3 号试件的  $f$  最大, 2 号试件其次, 1 号试件最小。这是因为随着  $Re_a$  的增大, 3 号试件的空气流动阻力率先进入完全湍流区, 摩擦系数图线趋向水平; 而另外两个试件的摩擦系数图线仍随着  $Re_a$  的增大而减小, 说明尚未进入完全湍流区, 且片距越小进入完全湍流区越迟。因此, 高  $Re_a$  下 3 号试件的  $f$  最高, 1 号试件最低。片距小的试件进入完全湍流区更迟应该与流动的粘滞力有关。空气在片距小的试件中的流动受到的粘滞力更大, 进入完全湍流区更迟。在  $2\ 647 < Re_a \leq 5\ 000$  范围内, 1 号试件的  $f$  比 3 号试件平均高 5.4%, 2 号试件的  $f$  比 3 号试件平均高 0.8%。在  $5\ 000 < Re_a \leq 8\ 143$  范围内, 1 号试件的  $f$  比 3 号试件平均低 2.9%, 2 号试件的  $f$  比 3 号试件平均低 1.5%。

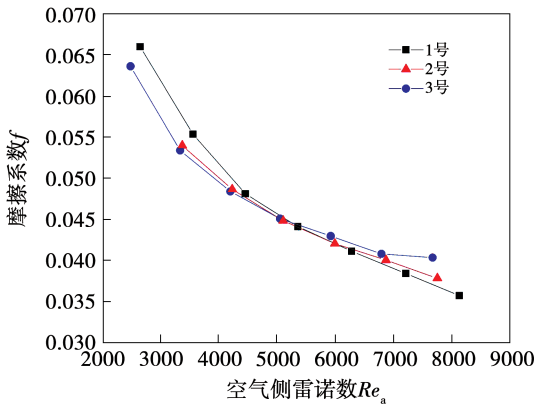


图5 不同翅片间距试件  $f$  与  $Re_a$  的关系

Fig. 5  $f$  vs.  $Re_a$  of samples with different fin pitches

### 3.2 翅片厚度

不同翅片厚度的两个试件的  $Nu_a$  与  $Re_a$  的关系如图 6 所示。在整个  $Re_a$  范围内, 2 号试件的  $Nu_a$  比 6 号试件平均高 4.1%。其原因是, 翅片越厚翅片传热效率越高, 换热越好。另外, 翅片越厚, 翅片与基管的胀紧力越大, 翅片接触热阻越小<sup>[19]</sup>, 换热也越好。

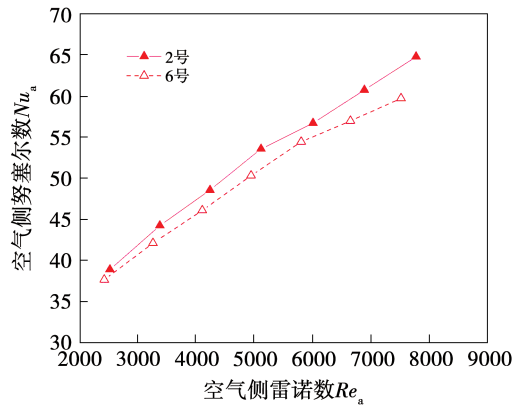


图6 不同翅片厚度试件  $Nu_a$  与  $Re_a$  的关系

Fig. 6  $Nu_a$  vs.  $Re_a$  of samples with different fin thicknesses

两个试件的  $f$  和  $Re_a$  之间的关系如图 7 所示。在整个测试工况范围内, 2 号试件的  $f$  比 6 号试件平均高 2.9%。其原因是: 流量和翅间距一定的情况下, 翅片厚度增加使得空气流通面积减小, 流通面积的当量直径更小, 粘滞力影响更强, 流动阻力增大。

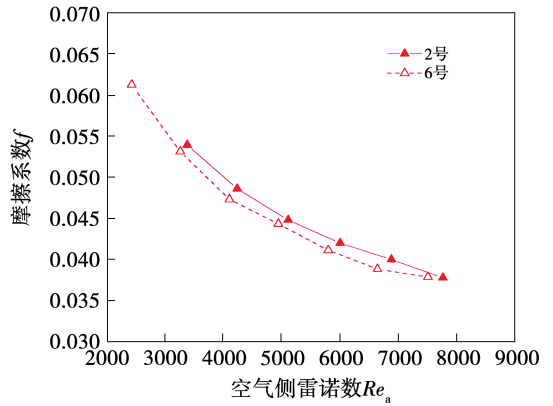


图7 不同翅片厚度试件  $f$  与  $Re_a$  的关系

Fig. 7  $f$  vs.  $Re_a$  of samples with different fin thicknesses

### 3.3 翅片材料

不同翅片材料的两个试件的  $Nu_a$  与  $Re_a$  的关系如图 8 所示。在相同  $Re_a$  下, 2 号试件的  $Nu_a$  比 4 号试件平均高 7.9%, 并且随着  $Re_a$  的增大 2 号试件的 T2 翅片对管外对流换热增强效果更好。其原因是, T2 的导热系数大, T2 翅片的传热效率更高。另外, AL8011 材质比 T2 材质的硬度低, AL8011 翅片与 B10 基管胀接后的接触没有 T2 翅片与 B10 基管胀接紧密, 因此接触热阻会大一些, 换热性能下降。

两个试件的  $f$  和  $Re_a$  之间的关系如图 9 所示。

在相同  $Re_a$  下,2 号试件的  $f$  比 4 号试件平均低 6.5%。硬度比较高的 T2 翅片比 AL8011 翅片在胀接加工后会更平整一些,AL8011 翅片在一些局部有弯曲或凸凹,会使得阻力更大一些,相应摩擦系数更高一些。

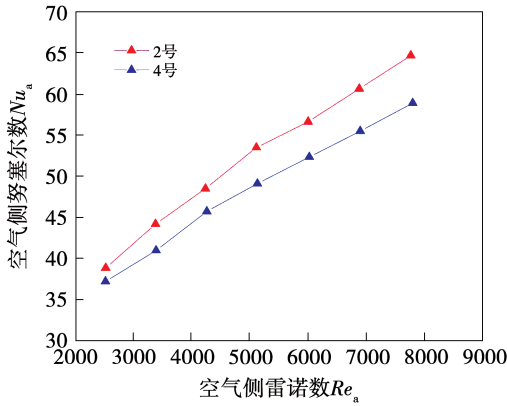


图 8 不同翅片材料试件  $Nu_a$  与  $Re_a$  的关系

Fig. 8  $Nu_a$  vs.  $Re_a$  of samples with different fin materials

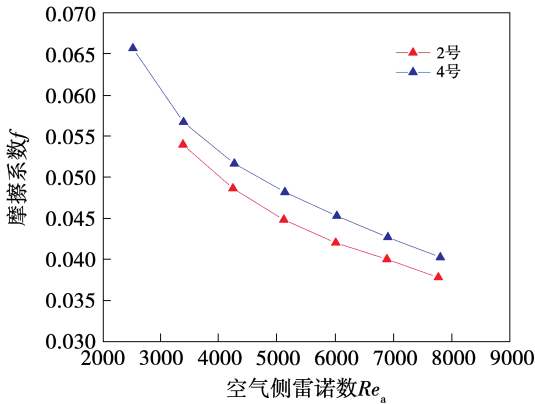


图 9 不同翅片材料试件  $f$  与  $Re_a$  的关系

Fig. 9  $f$  vs.  $Re_a$  of samples with different fin materials

### 3.4 基管材料

3 个不同基管材料试件的  $Nu_a$  与  $Re_a$  的关系如图 10 所示。在相同  $Re_a$  下,4 号试件的空气侧努塞尔数  $Nu_a$  比 7 号试件平均高 6.9%,5 号试件比 7 号试件平均高 8.9%。基管材料对管外换热的影响主要是由于不同种类金属材料胀接后的接触热阻不同,所测得的空气侧换热系数实际上包含了接触热阻,从而导致了不同的  $Nu_a$ 。由此可以认为接触热阻的大小顺序为:5 号 < 4 号 < 7 号。或者说,在翅片材料都选用 AL8011 的情况下,基管材料接触热阻

的大小顺序为 T2 < B10 < 316L。

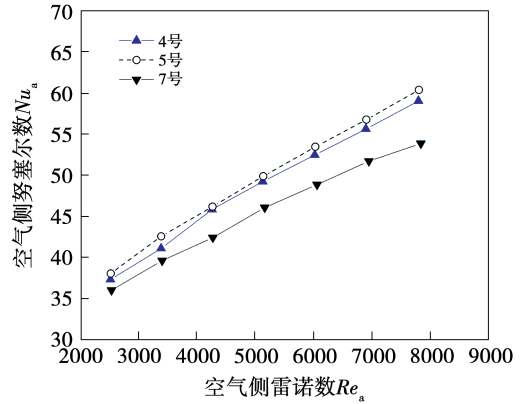


图 10 不同基管材料试件  $Nu_a$  与  $Re_a$  的关系

Fig. 10  $Nu_a$  vs.  $Re_a$  of samples with different base tube materials

3 个试件的  $f$  和  $Re_a$  的关系如图 11 所示。在相同  $Re_a$  下,3 个试件的摩擦系数非常接近。原因是,空气在翅片之间的间隙流动,而且基管与翅片之间有翻边结构,所以基管材料对流动阻力应该没有影响。

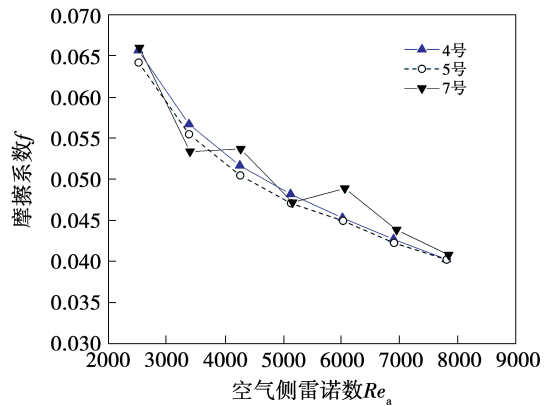


图 11 不同基管材料试件  $f$  与  $Re_a$  的关系

Fig. 11  $f$  vs.  $Re_a$  of samples with different base tube materials

## 4 换热与阻力的综合关联式

努塞尔数与雷诺数及普朗特数有关,摩擦系数与雷诺数有关,而空气温度变化范围较小,各个工况下空气定性温度相差不大,可以认定普朗特数为常值,由此考虑雷诺数作为单变量影响努塞尔数和摩擦系数,编写程序拟合得到换热与阻力关联式。在

2 647 <  $Re_a$  < 8143 范围内 7 个试件各自的换热与阻力关联式如表 4 所示。

表 4 试验关联式

Tab. 4 Experimental correlations

试件	换热关联式	阻力关联式
1	$Nu_a = 0.6239 Re_a^{0.5160}$	$f = 4.8259 Re_a^{-0.5458}$
2	$Nu_a = 1.1391 Re_a^{0.4503}$	$f = 1.6798 Re_a^{-0.4237}$
3	$Nu_a = 0.9745 Re_a^{0.4603}$	$f = 1.6583 Re_a^{-0.4205}$
4	$Nu_a = 1.4733 Re_a^{0.4110}$	$f = 1.8045 Re_a^{-0.4243}$
5	$Nu_a = 1.5151 Re_a^{0.4099}$	$f = 1.5561 Re_a^{-0.4087}$
6	$Nu_a = 1.4597 Re_a^{0.4163}$	$f = 1.8688 Re_a^{-0.4397}$
7	$Nu_a = 2.0354 Re_a^{0.3650}$	$f = 1.2634 Re_a^{-0.3806}$

若考虑翅片间距、翅片厚度、翅片材料和基管材料对换热和阻力的综合影响,在拟合关联式时增设翅距、翅厚无量纲变量  $s/D$ 、 $\delta/(s - D)$ ,并给出翅片材料换热和阻力修正系数  $C_{\Pi}$  和  $C_{\Gamma}$  以及基管材料换热修正系数  $C_1$ 。将 7 个试件的数据拟合,得到通用的换热和阻力关联式:

$$\left\{ \begin{array}{l} Nu_a = 2.2728 Re_a^{0.4316} \left(\frac{s}{D}\right)^{0.1638} \cdot \left(\frac{\delta}{s-\delta}\right)^{0.1001} \cdot C_{\Pi} C_t, 1.51 \text{ mm} \leq s \leq 2.65 \text{ mm} \\ Nu_a = 1.7066 Re_a^{0.4205} \left(\frac{s}{D}\right)^{-0.0722} \cdot \left(\frac{\delta}{s-\delta}\right)^{0.1108} \cdot C_{\Pi} C_t, 2.65 \text{ mm} < s \leq 3.75 \text{ mm} \\ f = 2.6313 Re_a^{-0.4675} \left(\frac{s}{D}\right)^{-0.0593} \cdot \left(\frac{\delta}{s-\delta}\right)^{0.0783} \cdot C_{\Gamma}, 2647 < Re_a \leq 5000 \\ f = 0.6841 Re_a^{-0.2901} \left(\frac{s}{D}\right)^{0.0449} \cdot \left(\frac{\delta}{s-\delta}\right)^{0.0783} \cdot C_{\Gamma}, 5000 < Re_a \leq 8143 \end{array} \right. \quad (11)$$

式中:  $s$ —翅片间距, m;  $\delta$ —翅片厚度, m;  $D = d_o + 2\delta$ , m;翅片材料 T2 和 AL8011 的  $C_{\Pi}$  分别取 1 和 0.927,  $C_{\Gamma}$  分别取 1 和 1.07;基管材料 B10、316L 和 T2 的  $C_1$  分别取 1, 0.935 和 1.019。

修正后努塞尔数和摩擦阻力系数如图 12 和 13 所示。修正后换热与阻力拟合关联式的最大预测误差分别为 12.3% 和 9.5%, 平均相对误差分别为 1.4% 和 2.5%。

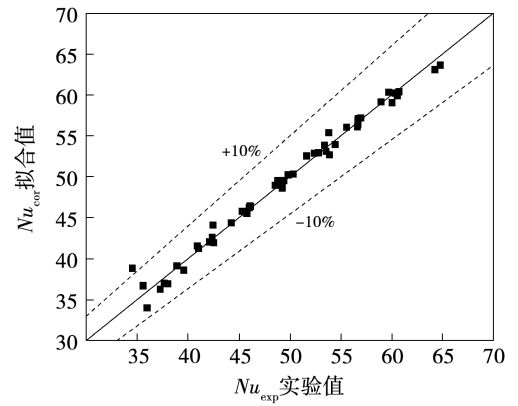


图 12 修正后  $Nu$  拟合关联式的预测误差

Fig. 12 Prediction error of modified  $Nu$  fitting correlation

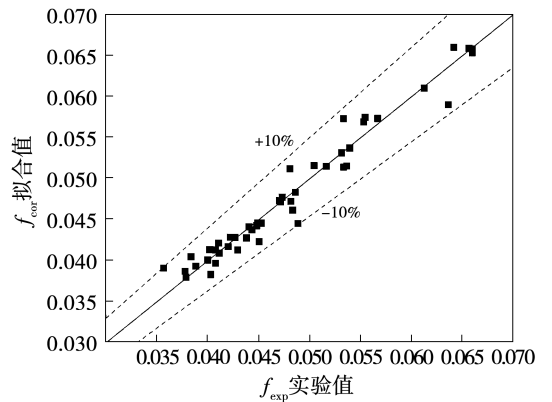


图 13 修正后  $f$  拟合关联式的预测误差

Fig. 13 Prediction error of modified  $f$  fitting correlation

## 5 结论

(1) 随着翅片间距的增大,换热性能先增加后下降。翅片间距存在一个最优值,此时管外气体对流换热系数最大。翅片间距对摩擦系数的影响与  $Re_a$  有关,存在一个  $Re_{a'}$ ,当  $Re_a \leq Re_{a'}$ ,随着翅片间距的增大摩擦系数减小,当  $Re_a > Re_{a'}$ ,随着翅片间距的增大摩擦系数增大。

(2) 随着翅片厚度的增大,空气侧对流换热性能增强,摩擦系数增大。

(3) 采用 T2 翅片的换热器比采用 AL8011 翅片的换热器的空气侧对流换热性能更好,摩擦系数更小。这说明采用导热系数高、硬度高的翅片材料更有利。

(4) 对于采用同种 AL8011 翅片材料,采用 T2

基管的换热器的空气侧对流换热性能最好,采用 B10 基管的换热器性能其次,采用 316L 基管的换热器的性能最差。这说明 T2 与 AL8011 之间胀接的接触热阻最小,316L 与 AL8011 之间胀接的接触热阻最大。不同基管材料对气体流动的摩擦系数没有影响。

(5) 修正后换热与阻力拟合关联式平均预测误差分别为 1.4% 和 2.5%。

## 参考文献:

- [1] WANG C C, LEE W S, SHEU W J, et al. A comparison of the air-side performance of the fin-and-tube heat exchangers in wet conditions; with and without hydrophilic coating [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2002, 22(3): 267 - 278.
- [2] LI X Y, LI Z H, TAO W Q. Experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of fin-and-tube surface with four convex-strips around each tube [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 116: 1085 - 1095.
- [3] SADEGHIANJAHROMI A, WANG C C. Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers-a review on different mechanisms [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020, 137: 110470.
- [4] YUN J Y, LEE K S. Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat exchanger with slit fins [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43(14): 2529 - 2539.
- [5] OKBAZ A, PINARBAŞI A, OLCAY A B. Experimental investigation of effect of different tube row-numbers, fin pitches and operating conditions on thermal and hydraulic performances of louvered and wavy finned heat exchangers [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2020, 151: 106256.
- [6] 屠琦琅, 袁益超, 胡晓红. 翅片结构对双向开缝翅片管换热器性能的影响 [J]. *化工学报*, 2016, 67(11): 4615 - 4622.  
TU Qi-lang, YUAN Yi-chao, HU Xiao-hong. Effects of fin structure on heat transfer and resistance characteristics of super slit finned tube heat exchangers [J]. *CIESC Journal*, 2016, 67(11): 4615 - 4622.
- [7] 李 猛, 袁益超. 翅片参数对开缝翅片管换热器换热与阻力性能的影响 [J]. *热能动力工程*, 2020, 35(4): 153 - 162.  
LI Meng, YUAN Yi-chao. Effects of fin parameters on heat transfer and resistance characteristics of slit finned tube heat exchangers [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2020, 35(4): 153 - 162.
- [8] YANG K S, CHIANG C M, LIN Y T, et al. On the heat transfer characteristics of heat sinks; influence of fin spacing at low Reynolds number region [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50(13/14): 2667 - 2674.
- [9] FRANZISKUS J, MENÉNDEZ-PÉREZ A, BORRAJO R. Thermal-hydraulic performance of a slit fin and influence of the fin pitch [J]. *Ingeniería Mecánica*, 2018, 21: 59 - 67.
- [10] WANG C C, LEE W S, SHEU W J. A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, 44(18): 3565 - 3573.
- [11] WANG C C, CHANG Y J, HSIEH Y C, et al. Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1996, 19(4): 223 - 230.
- [12] 赵夫峰. 翅片厚度对翅片管换热器性能影响的分析 [J]. *制冷技术*, 2017, 37(1): 61 - 66.  
ZHAO Fu-feng. Analysis of influence of fin thickness on performance of fin-and-tube heat exchanger [J]. *Refrigeration Technology*, 2017, 37(1): 61 - 66.
- [13] LI H, LIU E, ZHOU G, et al. Influence of fin thickness on heat transfer and flow performance of a parallel flow evaporator [J]. *Thermal Science*, 2019, 23(4): 2413 - 2419.
- [14] WONGWISES S, CHOKEMAN Y. Effect of fin thickness on air-side performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers [J]. *Heat and Mass Transfer*, 2004, 41(2): 147 - 154.
- [15] TAO W Q, CHENG Y P, LEE T S. The influence of strip location on the pressure drop and heat transfer performance of a slotted fin [J]. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2007(5): 463 - 480.
- [16] PENG Y, ZHANG S J, SHEN F, et al. Numerical studies on heat transfer and pressure drop characteristics of flat finned tube bundles with various fin materials [J]. *IOP Conference*, 2017, 93: 012067.
- [17] 张 凡, 李兆辉, 李晓宇, 等. 不同材料翅片管换热器特性的试验研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2015, 49(5): 62 - 67.  
ZHANG Fan, LI Zhao-hui, LI Xiao-yu, et al. Experimental study on the performance of plane fin-tube heat exchanger made of different materials [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2015, 49(5): 62 - 67.
- [18] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1: 3 - 17.
- [19] CRITOPH R E, HOLLAND M K, TURNER L. Contact resistance in air-cooled plate fin-tube air-conditioning condensers [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1996, 19(6): 400 - 406.