

单片矩形翅片表面的换热系数分布

⑫
57-60

王厚华 杨廷萍 江 村
(重庆建筑大学城市建设学院 400045)

TK172
TK124

摘 要 矩形翅片广泛应用于各类换热器,翅片表面的换热系数分布是强化传热研究中的问题之一。采用单片矩形翅片管作为模型,用有限差分法在翅片表面划分节点,通过实验测量获得气流速度 $u = 4.5 \text{ m/s}$ 时各节点处离散的表面温度分布及气流温度分布,最后利用导热反问题方法求得各节点换热系数。经热平衡法验证,所获得的解能正确反映实际换热情况。

关键词 翅片, 换热系数, 强化传热, 换热器

中图法分类号 TU831.6

换热器中广泛地使用翅片作为扩展表面来强化传热,翅片表面结构对气流流动与换热有显著的影响,近些年来,国内外已研究出不少换热性能优于平翅片的专利翅片,如波纹形翅片、轮辐形翅片等,这些高效换热翅片代替平翅片后,在换热器制造中已取得了明显的经济效益。但目前翅片表面强化传热研究的重点主要集中在表面结构处理后的换热实验研究方面,有关翅片表面换热系数分布,翅片几何形状对换热的影响等理论问题的研究成果不多,客观上妨碍了翅片管式换热器强化传热的深入研究。翅片表面的换热系数分布规律是强化传热研究中研制新型高效翅片的理论依据之一,其重要意义在于:使研究者明确了解翅片表面上换热较差的薄弱环节,以便采取针对性的强化传热措施,改变翅片的几何形状及表面结构,提高翅片效率,从而避免新型试件设计研究的盲目性。

目前,确定翅片表面换热系数分布较多采用的方法是蔡升华实验,该方法需经传热与传质类比理论的分析,才能获得换热系数。由于受实验精度,比如局部升华质量测定等方面的限制,很难保证实验结果在定量上的准确性。笔者直接从温度场的测定着手,设计既不干扰气流流动,又不妨碍准确测定温度场的试件模型,利用导热反问题方法求解导热正问题的差分方程组,最后获得各节点上离散的换热系数分布。

1 实验模型的数学描述及差分方程式

实验模型如图1所示,基管是直径 $d = 60 \text{ mm}$ 的圆铝管,外套边长 $195 \text{ mm} \times 195 \text{ mm}$ 、厚 $\delta = 0.5 \text{ mm}$ 的

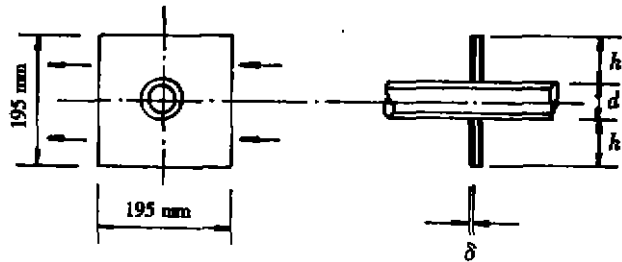


图1 实验模型

收稿日期:1998-04-06

王厚华,男,1952年生,副教授

两块钢翅片, 钢翅片夹层内布置测温热电偶, 测量翅片表面温度, 测点均在节点上(图 2 交叉点所示)。热电偶引出线由夹层下端穿出, 夹层四周及平行于气流的夹层中心用保温材料封闭, 以免气流进入夹层并减弱夹层中空气的自然流动。采用油压机胀管使基管与翅片紧密连接, 可不考虑接触热阻。

文献 [1] 已证明, 横掠翅片管的空气流将在翅片管周围对称地流动, 故在模型分析时, 仅需考虑翅片对称的一半就行, 对称面可以认为是绝热面。取图 2 所示的坐标系, 稳态时, 翅片表面的数学描述如下:

$$\partial^2 t(x, y) / \partial x^2 + \partial^2 t(x, y) / \partial y^2 - a(x, y) \times [t(x, y) - t_f(x, y)] / \lambda \delta = 0 \quad (1)$$

$$x=0 \quad \partial t(x, y) / \partial x = 0 \quad (2)$$

$$(0 \leq y \leq h, h+2r \leq y \leq 2h+2r)$$

$$x=r+h \quad \partial t(x, y) / \partial x = -a(x, y) [t(x, y) - t_f(x, y)] / \lambda \quad (0 \leq y \leq 2h+2r) \quad (3)$$

$$y=0 \quad \partial t(x, y) / \partial y = a(x, y) [t(x, y) - t_f(x, y)] / \lambda \quad (0 \leq x \leq r+h) \quad (4)$$

$$y=2h+2r \quad \partial t(x, y) / \partial y = -a(x, y) [t(x, y) - t_f(x, y)] / \lambda \quad (0 \leq x \leq r+h) \quad (5)$$

式中: λ ——翅片导热系数, $\text{W/m} \cdot \text{C}$, 视为常数; $t(x, y)$ 、 $t_f(x, y)$ 、 $a(x, y)$ ——翅片表面 x, y 处的表面温度, 气流温度, 对流换热系数 $\text{W/m}^2 \cdot \text{C}$ 。

方程 (1) ~ (5) 涉及到三个未知量 $t(x, y)$ 、 $t_f(x, y)$ 、 $a(x, y)$, 且边界条件复杂, 不能求得分析解。笔者的目的是求解翅片表面的换热系数分布, 采用内节点法 [2] 划分计算区域, 应用中心差分, 将微分方程式 (1) 离散为如下的差分方程:

$$t_{i-1,j} + t_{i+1,j} + t_{i,j-1} + t_{i,j+1} - 4t_{i,j} = \Delta x^2 (t_{i,j} - t_{f,i,j}) a_{i,j} / \lambda \delta \quad (6)$$

其中, 均匀网格, 步长 $\Delta x = \Delta y = 15 \text{ mm}$ 。除了圆管外壁邻近的七个节点以外, 其余边界节点差分方程采用控制容积平衡法 [2] 补充建立。

2 实验及计算结果

实验在一吸风式直流风洞中进行, 风洞实验段前后均匀布置有测温热电偶网, 测量模型试件前后的风温 t_1 和 t_2 。实验段截面尺寸为 $300 \text{ mm} \times 300 \text{ mm}$ 。模型试件铝管内穿均匀绕制的电阻丝通电加热。实验段正侧面布置有与节点相符合的探针测温导管(图 3), 导管的作用是使安装有测温热电偶的探针能垂直插向翅片表面节点附近以测量气流温度 $t_{f,i,j}$, 探针与导管吻合得很好, 无漏风现象。实验段经严格保温, 表面散热损失忽略不计。风速与风量采用喷嘴辅以毕托管测量, 手动风阀控制风量。

本实验加热功率 $P = 120 \text{ W}$, 最窄截面流速 $u = 4.5 \text{ m/s}$, 所有温度的前后两次测量最大绝对误

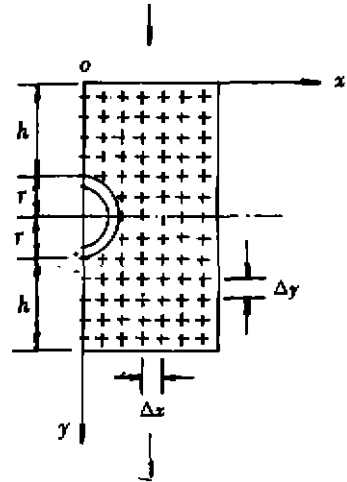
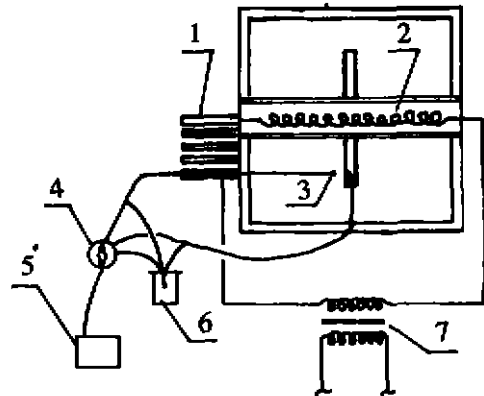


图 2 坐标系与节点



1 导管 2 电阻丝 3 热电偶 4 转换开关

5 电位差计 6 冰瓶 7 调压器

图 3 测温原理图

差 $\text{MAX}|t_i^{n+1} - t_i^n| < 0.05^\circ\text{C}$ 。

各节点换热系数按方程式 (6) 及补充建立的边界节点差分方程式分离得出。为便于比较, 计算结果整理成 $(a_i/a_{\text{max}}) \times 100\%$ 的形式 (见图 4), 其中 a_i 为任意节点换热系数, a_{max} 为节点换热系数中的最大值。图 4 坐标与图 2 一致。

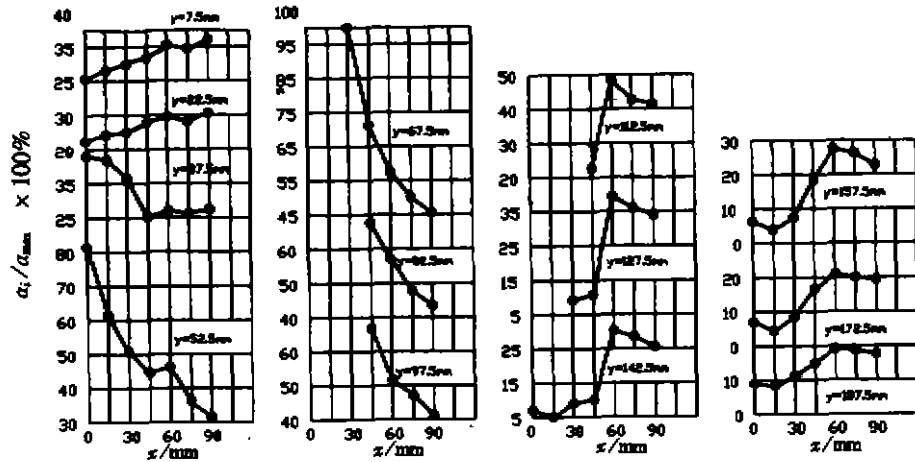


图 4 矩形翅片表面的局部换热系数分布 $u = 4.5 \text{ m/s}$

3 实验结果验证

利用导热反问题方法分离出矩形翅片表面离散的局部换热系数分布。导热反问题在数学上是一种不适定问题, 求解结果对测量误差十分敏感, 即使较小的误差也会带来较大的影响。因此, 实验结果是否可靠必须加以验证。对算法稳定性依据文献 [3] 的基本思想进行。假定 t_i 为 i 节点的真实温度, 含有误差的测量值 $t_i^* = t_i + \Delta t$, 则在 $a_i/a_{\text{max}} \times 100\% \geq 20$ 的区域 (见图 4, 除管后尾流区以外, 其余节点基本满足这一条件), 取测量误差 $\Delta t = \pm 0.1^\circ\text{C}$, 分离出来的换热系数的最大相对误差为:

$$\epsilon = (|a_i^* - a_i|_{\text{max}}) / a_{i, \text{max}} \times 100\% < 12\% \quad (7)$$

如 $\Delta t = \pm 0.05^\circ\text{C}$, 则 $\epsilon < 7\%$ 。说明含有 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 的测量误差, 分离出来的换热系数相对误差不超过 12%, 如 Δt 减小, ϵ 还要减小, 因此, 本文的方法具有一定的稳定性。

实验结果的可靠性用热平衡方法来加以检验。稳态时, 应满足:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 \quad (8)$$

热平衡方程 (8) 中

$$Q_1 = GC_p (t_e - t_f)$$

$$Q_2 = IV \quad (9)$$

$$Q_3 = Q_f + Q_c = 2 \sum_{i=1}^M a_i (t_e - t_{f_i}) F_i + a_c (t_e - t_f) \pi ds \quad (10)$$

式中: Q_1 —空气吸热量, W; G ; C_p —空气质量流量, kg/s; 空气定压比热, J/kg · °C; IV —电加热量, 电流与电压的乘积, W; Q_f —翅片表面对流换热热量, W; Q_c —圆管外壁对流换热热量, W; M —节点数目, 与测点数相等; F_i — i 节点对流换热面积, m^2 ; a_c —外掠单圆管平均换热系数, $\text{w}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, 本文 a_c 由文献 [4] 准则方程式求得; t_e —圆管外壁平均温度, °C, 由管周边均布的六个热电偶测量并取平均值; t_f —空气平均温度, °C; $t_f = (t_{f_1} + t_{f_6})/2$; S —圆管换热长度, m。

方程 (10) 中, 圆管外壁相邻的七个节点换热系数 α_i 近似按线性增加原则估计。计算表明:

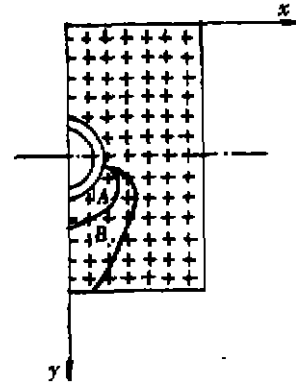
$(Q_2 - Q_1)/Q_2 \times 100\% = 4.2\%$, $(Q_2 - Q_3)/Q_2 \times 100\% = 6.8\%$, $(Q_1 - Q_3)/Q_1 \times 100\% = 2.7\%$
热平衡误差不大, 说明获得的换热系数分布能正确反映翅片表面的实际换热情况。

4 结 论

1) 空气外掠单块矩形翅片管时, 管后尾流区域的存在使换热恶化, 当最小截面风速 $u = 4.5 \text{ m/s}$ (相应于雷诺数 $Re = 1.74 \times 10^4$) 时, 如不考虑尾流区, 其最大换热系数与最小换热系数之比约为 5:1, 如考虑尾流区, 则比值为 33:1。因此, 减小尾流区对换热的影响是翅片表面强化传热需解决的主要问题之一。

2) 由图 5 可见, A、B 区域流体温度均超过 30°C , 远高于翅片表面平均温度 $t_f \approx 26^\circ\text{C}$, 说明热流体在尾流区是循环扰动的, 这一特征不仅使换热恶化, 且外耗功率也将增加。

3) 用导热反问题方法分离出局部换热系数是可行的, 此方法还可应用于多块翅片管等实际问题的反导热问题, 但此方法的测点较多, 对测量精度的要求较高, 且算法稳定性有待改善, 加密网格的计算有待研究。



A. $t_f \geq 35^\circ\text{C}$ B. $30^\circ\text{C} \leq t_f \leq 35^\circ\text{C}$

图 5 测量确定的流体高温区域

参 考 文 献

- 1 Wong P M. Mass and Heat Transfer from circular Finned Cylinders. J. I. V. E. April, 1966: 1~23
- 2 陶文铨. 数值传热学. 西安: 西安交通大学出版社, 1988
- 3 白博峰, 等. 非线性二维稳态导热反问题的一种新解法. 工程热物理论, 1997
- 4 章熙民, 等. 传热学(新一版). 北京: 中国建筑工业出版社, 1993

Convection Heat Transfer Coefficient Distribution Over the Single Rectangle Fin Surface

Wang Houhua Yang Yanping Jiang Chun

(Faculty of Urban Construction Engineering, Chongqing Jianzhu University, 400045)

Abstract Rectangle fin is widely used in different kinds of heat exchangers. Convection heat transfer coefficient distribution over the fin surface is one of the theoretical problems in research on enhancement of heat transfer. In this paper, a tube with an attached rectangular fin is used for a model and the fin surface is divided into a network of nodes by the finite difference technique. When the wind velocity is $u = 4.5 \text{ m/s}$, the temperature distribution of discretization is obtained by experimental measurement, then the convection heat transfer coefficient of all nodes are solved by using the method of inverse heat conduction problem. Through checking with heat balance method, the results show that the solution can correctly express the actual heat transfer situation. This result is useful to experimental research on enhancement of heat transfer for finned tubes heat exchangers.

Key Words fin, convection heat transfer coefficient, enhancement of heat transfer (编辑: 袁江)