

40-45

8

# 接触热阻对高温换热设备 管口区温度分布的影响

The Effect of Contact Thermal Resistance  
on Temperature Distribution in the Tube-Mouth Region  
of High Temperature Heat Exchange Equipment

李 隆 键

Li Longjian

张 洪 济

Zhang Hongji

(重庆大学热力工程系, 重庆, 630044)

**摘 要** 对高温换热设备管口区的传热进行了深入的分析。采用有限差分数值分析方法着重研究了管口区域内换热管与管板胀接面上接触热阻对管口区传热的影响, 得到了管口区中的温度分布, 并进行了相应的传热机理分析; 还与未考虑接触热阻时的计算结果进行了比较。

**关键词** 高温; 换热器; 热传导; 复合材料; 数值分析

接触热阻

中国图书资料分类法分类号 TK124; TK179

**ABSTRACT** Heat transfer in the tube-mouth region of high temperature heat exchange equipment was further analysed. The finite difference method (FDM) was employed for investigating emphatically the effects of contact thermal resistance on heat transfer. Temperature distribution in the tube-mouth region with the different contact thermal resistance was found. The computational results were compared with that which were obtained with no contact thermal resistance, and the corresponding heat transfer mechanism was fully analysed.

**KEYWORDS** high temperature; heat exchanger; heat conduction; composite material; contact thermal resistance; numerical analysis

## 0 引 言

高温换热设备管口失效的主要原因在于管口高温腐蚀及蠕变破坏。高温换热设备控温防护方法就是从设备高温腐蚀或蠕变破坏的热力学条件出发, 合理设计其结构, 从而将材料温度控制在允许的温度范围内。高温换热设备管口区传热过程的特性及影响因素是实现控温防护的基础, 因此有必要对其进行深入的分析与研究。对管口区传热虽然已作过许多研究

\* 收文日期 1992-11-25  
国家自然科学基金资助项目

工作<sup>[1-3]</sup>,但高温换热设备管口区的传热模型还有待完善。例如,在管口区域内,换热管与管板胀接部分的界面上存在接触热阻,虽然接触热阻的作用在工程设计和应用上一直为人们所关注,但该热阻对管口区传热的影响却至今尚未得到深入的研究。本文在前期工作的基础上,提出了考虑接触热阻的管口区传热模型,并进行了相应的数值计算,以确定接触热阻对管口区传热的影响。

## 1 管口区传热模型

### 1.1 物理模型

图 1 上示出了一典型的轴对称结构管口单元的传热区域。在前期工作中<sup>[1]</sup>,管口单元轴向截面采用了与实际管口单元横截面积相等的等效圆截面。对于换热管轴向延伸区域( $L_3$ )的轴向导热,可以采用两种模型:1. 忽略轴向导热, $DE$  截面处为绝热(简称为绝热模型)。这样,计算区域为图中  $ABCDEA$  所围成的轴对称导热区域。2. 考虑轴向导热,这时将计算区域进一步扩展至距管板端面  $CB$  一定距离的  $GF$  截面处,并将  $GF$  截面处理为绝热(简称为延伸模型)。于是,计算区域为图中  $ABCDGFA$  所围成的区域。

管口区域非均匀材料中的温度场是稳态、二维轴对称的,  $t = t(r, x)$ , 且具有复杂的、强烈非线性的耦合边界条件。高温工艺气以一定速度喷射进入管口区域,除与  $AB$  端面进行辐射换热外,还伴有射流型对流换热,以辐射为主,且与绝热层中的导热相耦合。在换热管内,高温工艺气与瓷套管壁进行辐射换热和进口段型管内对流换热,并与管壁中的导热相耦合。传入管口区域的热量在绝热模型时通过  $CD$  界面、在延伸模型时通过  $CD$  和  $DG$  界面的沸腾换热传递给管外沸腾液体,沸腾过程与管板和管壁中的导热相耦合。管口单元外边界  $BC$  和延伸管段端面  $GF$  为绝热边界。

在管口单元区域内,管板与换热管之间以两种方式连接:在接触面的前一部分( $SL$  界面)为焊接;后一部分( $LD$  界面,它约占  $SD$  的三分之二)为胀接。胀接界面上存在不确定的接触热阻,且其大小随着运行工况而变化。接触热阻的存在必然对管口单元区域内的传热产生影响,从而导致区域内温度分布的变化。因此,对于控温防护而言,研究并确认接触热阻的影响将有重要的理论意义和实用价值。

综上所述,管口区域内的传热是一个非均匀介质中无内热源、变物性的二维轴对称稳态导热问题,且具有强烈非线性的耦合辐射、沸腾换热边界条件;在导热区域内的金属材料交界面上存在接触热阻。

### 1.2 数学模型

#### 1.2.1 管口区域中的导热微分方程

二维轴对称稳态导热微分方程为:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) = 0 \quad (1)$$

#### 1.2.2 边界条件

1)  $AB$  边界 对流兼辐射,总换热系数为:

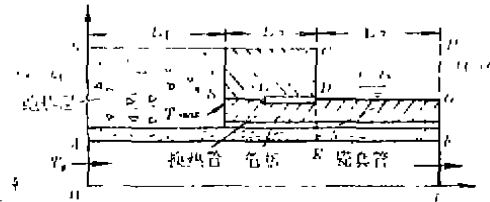


图 1 管口单元传热区域

$$h_1 = h_r + h_c \tag{2}$$

式中,  $h_r$ 、 $h_c$  分别表示壁面处当量辐射换热系数和射流型对流换热系数, 计算方法参见文献[1]、[4].

2) *AE* 边界 圆管进口段内对流兼辐射换热边界, 其总换热系数计算与 *AB* 边界的处理方法近似. 需要注意的是圆管进口段内的对流换热系数分别按层流定壁温、层流定热流<sup>[5]</sup>和圆管内紊流<sup>[6]</sup>三种方案计算, 详细计算方法参见文献[2].

3) *DG* 边界 水平管外核态沸腾, 换热系数按下式计算<sup>[7]</sup>:

$$h_3 = 1.348Z_0(T_w - T_s)^{2.33} \tag{3}$$

式中,  $Z_0$  为一与压力有关的修正系数,  $T_w$ 、 $T_s$  [°C] 分别表示换热管表面温度及液体饱和温度.

4) *CD* 边界 竖壁核态沸腾换热, 其换热系数由下式确定<sup>[8]</sup>:

$$h_3 = C \times 44.8P^{0.5}(T_w - T_s)^{2.33} \tag{4}$$

式中,  $C$  系考虑管间相互影响的一个修正系数,  $T_w$ 、 $T_s$  分别表示管板表面温度及液体的饱和温度,  $T_s$  未知待定,  $P$  [10<sup>5</sup>Pa] 代表沸腾液体的饱和压力.

### 1.2.3 接触热阻

换热管与管板的胀接实际上只发生在一些离散接触面上, 气隙的存在, 热流线收缩而引起附加的接触热阻. 一个简化的多点接触模型示于图2上.  $A_c$  和  $A_g$  分别表示单位表观接触面积上的固体接触面积和气隙面积;  $L_g$  表示气隙的平均厚度;  $k_{c1}$ 、 $k_{c2}$  和  $k_g$  分别代表两接触体材料的导热系数和气隙中介质的导热系数. 根据并联一维热路原理, 可以得到接触热阻  $R_{ca} = (T_{c1} - T_{c2})/q$  的表达式:

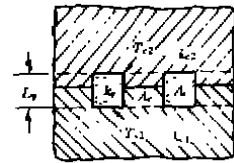


图2 接触热阻的多点接触模型

$$R_{ca} = L_g / \left( \frac{2k_{c1}k_{c2}}{k_{c1}k_{c2}} A_c + k_g A_g \right) \quad \text{m}^2 \cdot \text{K/W} \tag{5}$$

可见接触热阻与接触材料的性质、接触面的不平整度有关. 接触压力增加会使  $A_c$  增大, 从而使  $R_{ca}$  减小; 同时, 接触表面的实际状况也会使  $R_{ca}$  之值发生变化. 上述简单理论的主要问题是很难准确地确定接触表面的  $A_c$ 、 $A_g$  及  $L_g$  的值. 关于接触热阻的研究是一个难度很大的专门课题, 至今还没有能够预示各种类型工程材料接触热阻的理论, 也没有完全可靠的实验关系式. 鉴于此本文对接触热阻本身将不作深入分析, 而只考察由于接触热阻的存在对管口区传热的影响. 在实际计算中, 针对工程中接触热阻的常见变化范围, 选取一系列典型经验数据进行计算<sup>[7]</sup>, 以确定接触热阻的这种影响的大小.

## 2 数值分析

对上述传热问题采用控制容积有限差分法求解. 采用区域离散化方法  $A$ , 并根据管口复合结构的待点, 将节点布置在不同材料的交面上. 对于换热管与管板的胀接面, 利用界面分离原理, 划分两层节点分属于换热管和管板的接触表面, 如图3所示. 该两层节点间的径向热阻即为接触热阻.

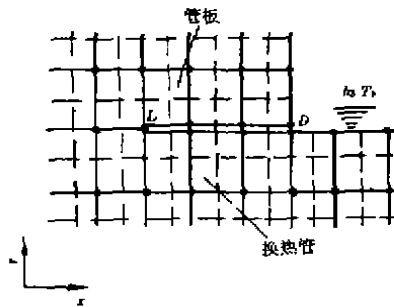


图3 换热管-管板胀接界面区域的网格

由于绝热层端面、环隙内、外表面和瓷套管内表面上的辐射换热与其固体材料中的导热相互耦合, 换热管和管板表面上的沸腾换热与金属材料中的导热相耦合, 加上计及材料的变物性, 离散方程是变系数的, 体现了问题的非线性特点。采用 *SUR* 方法求解, 温度场收敛的变化率判据取为  $\leq 10^{-6}$ , 而系统能量平衡的变化率判据取为  $\leq 10^{-3}$ 。

### 3 计算结果及讨论

以某硫磺回收系统中的高温换热设备为对象, 针对其管口结构和实际操作工况进行了数值计算。设备运行工况及主要参数为

高温工艺气体  $P_1 = 1.57 \times 10^5 \text{ Pa}, T_1 = 1290 \text{ }^\circ\text{C}$

沸腾换热器  $P_2 = 2.55 \times 10^6 \text{ Pa}, T_2 = 227 \text{ }^\circ\text{C}$

结构参数 绝热层厚度  $L_1 = 0.05 \text{ m}$ ; 管板厚度  $L_2 = 0.022 \text{ m}$ ; 换热管延伸长度  $L_3 = 0.025 \text{ m}$ ; 瓷套管内径  $d_1 = 0.018 \text{ m}$ 、外径  $d_2 = 0.024 \text{ m}$ ; 换热管内径  $d_3 = 0.025 \text{ m}$ 、外径  $d_4 = 0.034 \text{ m}$ ; 计算区域等效外径  $d_5 = 0.056 \text{ m}$ 。

导热系数 绝热层  $k_1 = 3.48 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ; 瓷套管  $k_2 = 1.498 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 、

固体材料表面黑度  $\epsilon = 0.8$

分别针对换热管末端绝热和延伸模型, 就不计接触热阻和有接触热阻这两种情形进行计算。接触热阻  $R_w$  的系列取值为:  $0, 0.264 \times 10^{-6}, 0.264 \times 10^{-5}, 0.264 \times 10^{-4}, 0.264 \times 10^{-3}, 0.264 \times 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ , 依次递增一个数量级。

#### 3.1 绝热模型中接触热阻的影响

计算结果表明, 当接触热阻很小时 ( $R_w \leq 0.264 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ ), 它对管口区域内的温度分布影响很小, 胀接面处换热管与管板温度几乎完全一致, 不存在温度突跳, 如图 4(a) 所示。随着接触热阻的增大, 其影响也随之增大。图 4(b) 上示出了相同工况下 (管内紊流)  $R_w = 0.264 \times 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$  时管口区域内的温度分布。可见此时胀接面处换热管与管板间产生了明显的温差, 且换热管的温度水平升高。上述结果亦可从图 5 示出的等温线分布中得到印证。

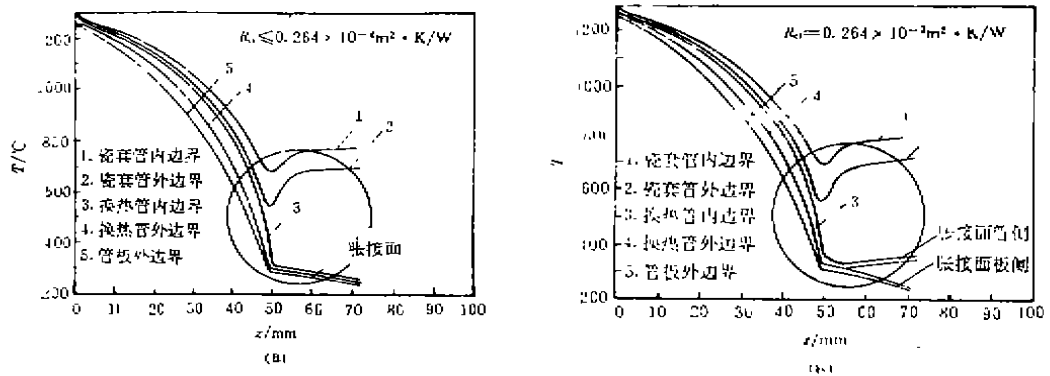


图 4 管口区域内的轴向温度分布

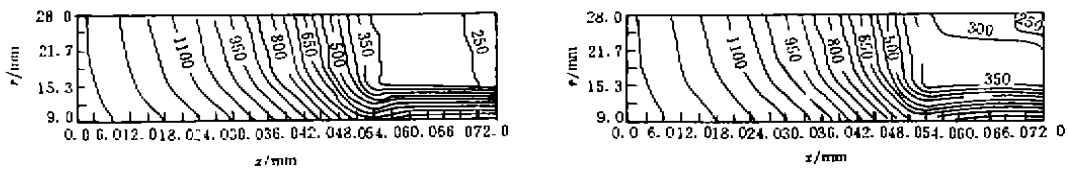


图 5 管口区域中的等温线

(a)  $R_{ci} \leq 0.264 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

(b)  $R_{ci} = 0.264 \times 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

表1中列出了不同接触热阻下换热管端最高温度( $T_{\max}$ )的计算结果。换热管进口段对流换热分别考虑了层流定壁温、层流定热流和紊流等三种情况。由表1可见,当 $R_w$ 之值增大到 $0.264 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{K/W}$ 时,就会对 $T_{\max}$ 之值产生比较明显的影响。

表 1 换热管端的最高温度( $T_{\max}$ ) [C]

接触热阻	0	$0.264 \times 10^{-6}$	$0.264 \times 10^{-5}$	$0.264 \times 10^{-4}$	$0.264 \times 10^{-3}$	$0.264 \times 10^{-2}$
层流定壁温	290.69	290.87	291.13	292.06	296.28	306.17
层流定热流	298.36	299.67	299.97	301.06	306.00	317.03
紊流	320.82	322.12	322.46	323.98	330.91	347.27

### 3.2 延伸模型中接触热阻的影响

计算结果表明,采用换热管末端延伸模型时,接触热阻的存在对管口区域内温度分布的影响较小。接触热阻分别为 $R_{ci} \leq 0.264 \times 10^{-4} \text{ m} \cdot \text{K/W}$ 和 $R_{ci} = 0.264 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{K/W}$ 时管口区域的等温线分别示于图6(a,b)上,可见其影响较小,且其影响范围仅局限于换热管与管板接触面附近较小的区域内。至于接触热阻对换热管端最高温度 $T_{\max}$ 的影响,在三种典型进口段换热条件下,即使 $R_{ci} = 0.264 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{K/W}$ ,对 $T_{\max}$ 的影响也不超过1%。

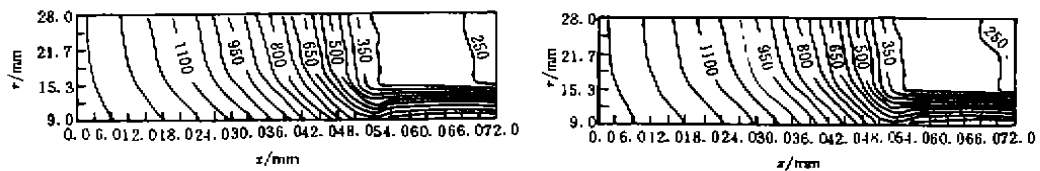


图 6 管口区域中的等温线

(a)  $R_{ci} \leq 0.264 \times 10^{-4} \text{ m} \cdot \text{K/W}$

(b)  $R_{ci} = 0.264 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{K/W}$

### 3.3 接触热阻影响的传热机理分析

由计算结果可知,采用绝热模型时,接触热阻对管口区温度分布的影响较大,这是由管口区内传热过程的特点所决定的。如图1所示,由于换热管与管板胀接面上存在接触热阻,导致该区域内径向传热阻增大,而由于在绝热模型中热流不能沿换热管轴向向右传递,只能通过接触面传递至管板,从而改变附近区域内的温度分布,不仅使胀接面处换热管与管板之出现较大温差,发生温度突跳,而且使整个管板厚度区域( $L_2$ )内的温度水平升高,换热管端的最高温度亦受较大影响。

对于延伸模型,由于增加热流沿换热管轴向向右传递的通道,在胀接面存在接触热阻时,部分热量将沿延伸的换热管而直接传递给沸腾液体,从而削弱了接触热阻对管口区温度分布的影响。

## 4 结 论

1) 本文采用改进的传热模型对高温换热设备管口区域的传热进行了深入分析,着重研究了接触热阻对管口区温度场的影响。结果表明,不考虑换热管轴向导热时,接触热阻对管口区温度场有较大的影响,对换热管端最高温度的影响亦较大。考虑换热管轴向导热时,接触热阻对管口区域温度场的影响较小,对换热管端最高温度的影响亦很小;但当接触热阻较大时,仍有一定影响。

2) 考虑接触热阻的作用使高温换热设备管口区的传热模型更趋于完善,深化了对管口区传热过程的特点及规律的认识。

3) 延伸模型更符合实际,推荐采用这种模型进行工程设计。但考虑到在实际运行条件下换热管与管板之间的胀接情况会因腐蚀的发生而逐渐恶化,因此,在设计时应对接触热阻给予适当考虑。

## 参 考 文 献

- 1 Li L J, Zhang H J. The Effect of Convective Heat Transfer Coefficient on the Temperature Distribution in the Tube-Mouth Section of High Temperature Heat Exchange Equipment. In: Lewis R W and Morgan K. NUMERICAL METHODS IN THERMAL PROBLEMS, VOL. VI, PART 2. Swansea: Pineridge Press, 1989. 1551~1560
- 2 Zhang H J, Li L J. The Effect of the Equivalent Area and Axial Conduction in the Tube on the Temperature Distribution in the Tube-Mouth Section of the High Temperature Heat Exchange Equipment. In: Wroble L C, Brebbia C A, Nowak A J. Advanced Computational Methods in Heat Transfer, VOL. 3. Phase Change and Combustion Simulation. Southampton Boston: Computational Mechanics Publications, 1990. 275~283
- 3 张洪济. 高温换热设备管口传热的实验研究. 工程热物理学报, 1989, 10(3): 304~306
- 4 Huang G C. Investigation of Heat Transfer Coefficients of Air Flow Through Round Jets Impinging Normal to a Heat Transfer Surface. J. of Heat Transfer, 1963, 85(3): 237~245
- 5 Kays W M, Grewford M E. Convective Heat Transfer and Mass Transfer, 2nd Ed. New York: McGraw-Hill Book Company, 1980, 103~114
- 6 Isachenko V P, Osipova V A, Sukomei A S. HEAT TRANSFER, 3rd Ed. Translated from the Russian by Semyonov S. Moscow: MIR PUBLISHERS, 1977. 325
- 7 范治新. 工程传热原理. 北京: 化学工业出版社, 1982. 128
- 8 杨世铭. 传热学. 第二版. 北京: 高等教育出版社, 1987. 255