

传导面积及轴向导热对高温 换热设备管口区传热的影响*

THE EFFECTS OF HEAT CONDUCTING CROSS-SECTION AREA AND
AXIAL HEAT CONDUCTION ON THE HEAT TRANSFER IN THE TUBE-MOUTH
REGION OF THE HIGH TEMPERATURE HEAT EXCHANGE EQUIPMENT

李隆键 张洪济
Li Longjian Zhang Hongji
(热力工程系)

摘 要 对高温换热设备管口区的传热进行了深入的分析。采用数值计算方法着重研究了管口单元传导面积和管段轴向导热对管口区温度场的影响,得到了管口最高温度与延伸管段长度之间的关系。将计算结果与不考虑这两个因素时的已有结果进行了比较,表明对于高温换热设备管口结构的控温防护而言,其影响是不可忽略的。

关键词 高温;换热器;热传导;复合材料;进口段;数值分析
中国图书资料分类法分类号 TK124

ABSTRACT In this paper the heat transfer in the tube-mouth region of the high temperature heat exchange equipment is deeply analysed. The effect of the heat conducting cross-section area of the tube-mouth region and axial heat conduction along the tube on the temperature field is emphatically examined by numerical computation, and then the relation of the highest temperature in the tube with the elongated tube length is established. The computed results in this paper are compared with those without taking account of these two factors. It is shown that the effect can not be ignored for the corrosion-protection by controlling temperature.

KEY WORDS high temperature; heat exchanger; heat conduction; entrance; composite materials; numerical analysis

0 引 言

高温换热设备管口失效问题在能源、动力、化工、冶金等工业生产中普遍存在,且危害极为严重。高温换热设备的控温防护方法就是从设备失效的热力学条件出发,将材料温度控制在稳定的热力学范围内。关于高温换热设备管口区的传热研究已做过一些工作,但还很不充分,有待完善。例如,在以前的计算模型中,单元传导截面用小于实际传热面积的内切圆面积来代替,增大了热阻;未考虑管口区域出口处管段轴向导热的影响。本文采用等效圆截面积和管段轴向延伸的方法对原有模型进行了改进,并进行了相应的数值计算,以考察上述两个因素对管口区

* 收文日期 1990-06-01
国家自然科学基金资助项目

温度分布的影响。

1 管口区域温度场的物理模型和数学模型

1.1 物理模型

大型石化成套装置中的一些热交换设备工作在高温、高压的恶劣条件下,其管口部分常常因腐蚀或蠕变破坏而失效。随着系统向高参数发展,管口失效的矛盾变得更加尖锐和突出,成为急待解决的重大技术问题之一。

管口失效防护的关键是控制金属材料最高温度在快速腐蚀反应的临界温度以下。图1(a)示出了一典型管式换热设备管口结构的示意图。该换热器为烟管式,管束布置分顺排和叉排两种,如图2所示。由图可见,一个管口单元的实际横截面为一个正方形或正六边形。管口结构由多种材料组成,如图1(a)所示。管材最高温度点位于管端内侧。

高温工艺气体从管口进入,并向管外沸腾水传热。无论管束顺排或叉排,任一管子单元横截面上的温度分布都是二维的。在前期工作中^[1],为简化分析和计算,将每根管子单元外边界都用其相应的内切圆周边来代替,从而形成图1(b)所示的环状导热区域。显而易见,以实际管口单元外边界的内切圆周边代替其外边界,减少了轴向传热面积,增加了传热热阻,可能导致环状区域中温度水平提高。现在采用与实际管口单元横截面积相等的圆的周边作为简化管口单元的外边界,如图1(b)中的虚线所示,其面积较之内切圆面积要大。

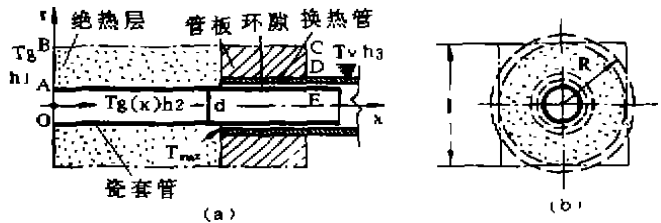


图1 高温换热设备管口单元结构

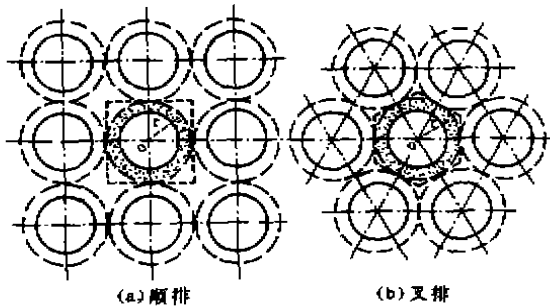


图2 管子的两种排列方式

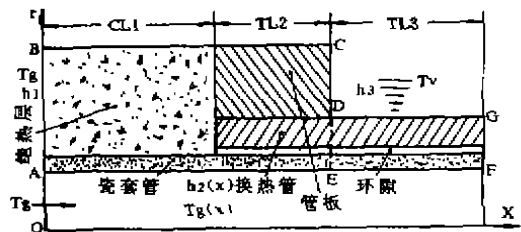


图3 采用进口管段延伸后的管口导热区域

简化后的管口单元导热区域如图3所示。其温度分布是一个非均匀介质中的二维轴对称温度场, $t=t(r, x)$ 。前期工作中所取的计算区域为图中 ABCDEA 所围成的部分,并在 DE 界面上作了这样的近似:由于通过 DE 界面的热流较之通过管子传给沸腾水的热流要小,且考虑对于较长管口而言,管壁的轴向导热与其径向导热相比可以忽略不计,环隙与瓷套管尾部的轴向导热也可忽略不计,于是将 DE 边界简化为绝热边界。本文采用进口管段延伸区域,即将模型中的管段延伸一定距离后再将其处理为绝热边界,于是,得到图3中 ABCDGF EA 所围成的部分,由此研究进口管段延伸后对管口温度分布的影响。

1.2 数学模型

1.2.1 管口单元区域的导热微分方程

非均匀介质中无内热源、变物性的二维轴对称稳态问题的导热微方程为:

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

式中导热系数 k 是坐标 (r, x) 和温度的函数。

1.2.2 边界条件

1) 边界 AB 辐射兼对流, 以辐射为主, 其特点是高温工艺气与绝热材料端面之间的辐射和导热耦合, 绝热材料端面温度未知。由高温工艺气、花墙、侧壁及其整个端面组成了一个复杂换热系统^[1]。设 T_1 为整个端面的平均温度, 未知待定, 则按温差 $(T_a - T_1)$ 折算的端面当量辐射换热系数 h_{1r} 为:

$$h_{1r} = \frac{q_{1r}}{(T_a - T_1)} = \left(\frac{B \cdot D + E \cdot C}{A \cdot E + B \cdot F} - \sigma T_1^4 \right) / [A_1 R_1 (T_a - T_1)] \quad (2)$$

式中, q_{1r} [W/m^2] 为管口端面辐射换热热流密度, A_1 、 R_1 为端面面积及表面热阻。式中各系数 A 、 B 、 C 、 D 、 E 和 F 由文献[1]中查取。

工艺气经花墙上的通孔喷射到绝热材料端面, 是射流型对流换热。只考虑单个射流在端面上的换热, 其平均换热系数按下式进行计算^[2]:

$$N_s = 0.018 R_s^{0.87} P_s^{0.33} \quad (3)$$

2) 边界 BC 根据轴对称性质, BC 为绝热边界。

3) 边界 CD 竖壁核态沸腾, 其换热系数由下式确定^[3]:

$$h_2 = C \times 45.283 \times P_1^{0.5} (T_a - T_s)^{2.33} \quad (4)$$

式中, C 是考虑管子间相互影响的一个修正系数。 T_w 、 T_v 分别是管板表面温度及液体的饱和温度, T_w 未知待定。

4) 边界 DG 水平管外核态沸腾, 换热系数按下式计算^[4]:

$$h_3 = 1.348 \times Z_0 \times (T_w - T_s)^{2.33} \quad (5)$$

式中 $Z_0 = \{0.1 \times [p_r / (9.8 \times 10^4)]^{0.69} (1.8 p_r^{1.17} + 4 p_r^{1.2} + 10 p_r^{1.0})\}^{3.33}$, p_r [N/m^2] 为水的临界压力, $p_r = p/p_c$ —— 对比压力。

5) GF 边界 按前述分析, GF 为绝热边界。

6) AF 边界 高温工艺气与圆管壁发生对流换热, 按以下三种方法计算其管内局部对流换热系数。

按进口段紊流局部对流换热系数计算^[5]:

$$N_{v,f}(x) = 0.022\epsilon_1 R_{r,1}^{0.8} P_{r,1}^{0.43} \quad (6)$$

式中,当 $(x/d) > 15$ 时,校正系数 $\epsilon_1 = 1$; $(x/d) < 15$ 时, $\epsilon_1 = 1.38(x/d)^{-0.12}$; “f”表示气体定性温度取管内工艺气进出口温度的平均值。

按进口段层流对流换热计算局部换系数^[6]:

恒壁温

$$N_s(x) = \frac{\sum_{n=0}^{\infty} G_n \exp(-\lambda_n^2 x^+)}{2 \sum_{n=0}^{\infty} (G_n / \lambda_n^2) \exp(-\lambda_n^2 x^+)} \quad (7)$$

恒热流

$$N_v(x) = \left[\frac{1}{N_{s,\infty}} - \frac{1}{2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\exp(-J_n^2 x^-)}{A_n J_n^4} \right]^{-1} \quad (8)$$

式中, $x^+ = (x/r_0)/(R_e P_r) = 2(x/D)/(R_e P_r)$, $N_{s,\infty} = 4.364$, 参数 $G_n, \lambda_n^2, \gamma_n^2, A_n$ 由文献[6]查取。

高温工艺气对管壁的辐射传热只起次要作用,其辐射热流密度 q_{2r} [W/m^2]由下式确定^[7]:

$$q_{2r} = c_0 [\epsilon_g (T_f/100)^4 - \alpha_g (T_w/100)^4] (\epsilon_w + 1) / 2 \quad (9)$$

式中, ϵ_g, ϵ_w 分别为烟气和管壁黑度, α_g 为烟气吸收率, c_0 为黑体辐射系数,其值为 $5.67 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)]$ 。

1.2.3 介质变热物性的处理

由于计算区域涉及的温度变化范围大,故其中的金属材料及工艺气体均按变热物性处理。管子及管板金属材料的导热系数 [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{C})$] 随其体积平均温度而变化,利用常用材料的已有数据^[8],拟合得到的计算公式为:

$$k = 52.67 - 1.7946 \times 10^{-2} T - 1.8248 \times 10^{-5} T^2 \quad (10)$$

工艺气处于常压高温,其物性在组分气体物性的基础上按理想气体混合物计算。环隙内除气体本身的导热外,两圆柱面间的辐射换热可以简化为两个大平板之间的辐射换热,引入当量辐射导热系数:

$$k_{3r} = q_{3r} \delta / (T_{w1} - T_{w2}) \quad (11)$$

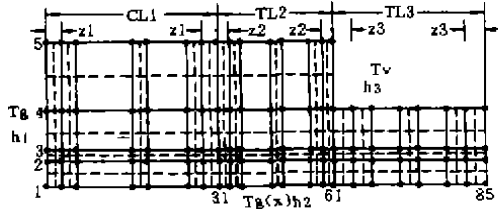
式中 q_{3r} 为表面间的辐射热流密度, δ 为环隙厚度, T_{w1} 和 T_{w2} 分别代表环隙两表面的平均温度,均为未知待定。

显而易见,管口单元区域内的导热具有强烈非线性及多种传热方式相耦合的特点。

2 求解方法

采用有限差分法求解上述非均匀介质中的二维轴对称稳态导热问题。网格划分采用区域

离散化方法 A,如图4所示。径向依其结构划分为五层,轴向配置85个节点,绝热层区(CL1)、管板区(TL2)和管段延伸区(TL3)分别采用不同的空间步长。节点总数为400。利用控制容积法得到节点离散化方程的一般形式为:



$$a_E(T_{i-1,j} - T_{i,j}) + a_W(T_{i-1,j} - T_{i,j}) + a_N(T_{i,i+1} - T_{i,j}) + a_S(T_{i,i-1} - T_{i,j}) = 0 \tag{12}$$

式中 a_W, a_E, a_N, a_S 是相邻节点间的热导。

图4 管口单元导热区域有限差分网格

由于绝热层端面 and 环隙中的辐射换热与相邻固体内的导热耦合,管板表面的沸腾换热与导热耦合,使离散方程组呈现强烈非线性的特点,采用GS迭代法进行求解。整个计算过程由两层循环组成,内层循环保证温度场迭代收敛,外层循环实现计算区域的能量平衡。

计算区域中几个耦合关系的处理:将工艺气与固壁之间的辐射热流折算为辐射换热系数,转化为第三类边界条件;环隙两表面间的辐射转化为气隙层的当量辐射导热系数,与工艺气的导热一并考虑;对沸腾换热边界条件的非线性,采用了欠松弛技术来进行处理。

3 计算结果及讨论

以硫磺回收系统中的高温换热设备为对象,针对其结构和操作工况进行了相应的数值计算。首先计算了延伸管段长度 TL3对管口区域温度场的影响,管口单元截面积采用等效面积法。计算结果表明,在管内紊流情况下,当延伸管段长度 TL3按5,10,15, ..., 35,40,45(mm)变化时,管头最高温度 T_{max} 的计算值依次为:292.322,292.321,292.366,292.431,292.483,292.587,292.678,292.748,292.840(°C)。可见,TL3变化所产生的影响甚微,但是模型中有无此延伸管段却存在本质区别。

圆管进口段工艺气对流换热系数按层流定壁温、层流定热流及紊流三种方案进行计算,并究等效面积圆与非等效面积圆、有管段延伸与无管段延伸模型计算得到的管头最高温度进行了比较,如表所示。

模型方案		无延伸管段		有延伸管段	
		非等效面积圆	等效面积圆	非等效面积圆	等效面积圆
层流	定壁温	300.094	292.092	296.063	288.891
	定热流	310.430	300.913	306.103	297.717
紊流		304.296	295.688	300.264	292.587

在以下对结果的比较中,依次按层流定壁温、层流定热流、紊流三种情形排列。在相同的无管段延伸模型中,采用非等效面积圆与等效面积圆计算得到的管头最高温度之差为8.002、9.517、8.608(°C),相对误差为2.67%、3.06%、2.83%;在相同的管段延伸模型中,其差值为7.169、8.386、7.677(°C),相对误差为2.42%、2.74%、2.62%。可见,采用等效面积圆计算的管口最高温度较之按非等效面积圆时的低。这证明前述的分析是正确的。在相同的非等效面

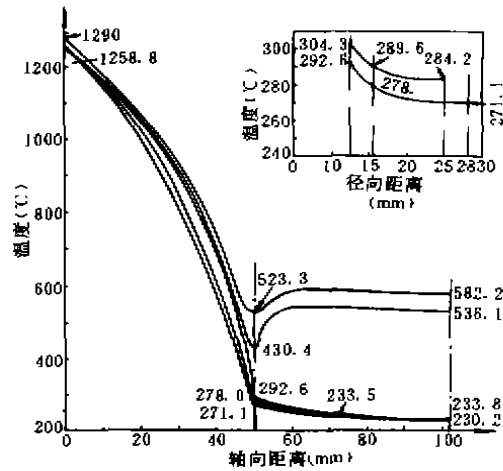


图5 管口单元导热区域温度分布

热对管口区域内的温度分布、尤其是管头温度有很大影响,是一个必须给予考虑的因素。采用本文提出的改进模型,可以有效地减小偏差,提高计算的准确度。

4 结 论

- 1) 管口单元区域的横截面积对其传热特性有较大的影响,与已有的实测结果比较表明,采用等效面积圆近似是合理的。
- 2) 管口单元区域出口处的管子轴向导热对管口传热特性也有一定的影响,采用管子延伸模型更合理一些。
- 3) 本文提出的高温换热设备管口单元区域传热的改进模型可供进一步的研究应用。

参 考 文 献

- 1 李隆键,张洪济,接触热阻对废热锅炉管口单元区域内温度分布的影响.见:第三届全国计算传热会议论文集,1989,105~108
- 2 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
- 3 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会. 机械工程手册,第六篇 热工学 北京:机械工业出版社,1982, 67
- 4 Gnielinski V. Neve Gleichungen Für den Wärme- und Stoffübergang in Turbulent Durchströmten Rohren und Kanälen. *Forschung im Ingenieurwesen*, 1975, 41(1): 8~15
- 5 Isachenko V P, Osipova V A, Sukomal A S. HEAT TRANSFER. 3rd ed Translated from the Russian by Semyonov S. MOSCOW, MIR PUBLISHERS, 1977. 325
- 6 Kays W M, Crawford M E. Convective Heat And Mass Transfer. 2nd Ed. New York: McGraw-Hill Book Company, 1980. 103~114
- 7 Holman J P. Heat Transfer. 4th Ed. New York: McGraw-Hill Book Company, 1976. 308~310
- 8) 陶文铨主编. 传热学基础. 北京:电力工业出版社, 1981. 351

积圆模型当中,按管段延伸区域计算得到的管头最高温度较之无延伸区域的小,其差值为:4.031、4.327、4.032(°C),相对误差为:1.34%、1.39%、1.33%;而在相同的等效面积圆模型中,其温度差值为3.201、3.196、3.101(°C),相对误差为1.11%、1.06%、1.05%。可见,管段延伸对管头最高温度的影响较小。在图5上示出了综合考虑管子延伸和等效面积圆时管口区域的温度分布曲线。右上角的小图表示管段端面处径向温度分布与未考虑所述二修正因素时的计算结果比较(管内流动按紊流计算)。从图中可见,前者较后者温度水平低,管头温度的绝对误差为11.609°C,相对误差达3.97%。可见,单元横截面积近似和区域出口处管子的轴向导热