

⑥
32-39

进口段对流换热对高温换热设备 管口区温度场的影响

THE EFFECT OF THE CONVECTIVE HEAT TRANSFER IN THE
ENTRANCE REGION OF THE TUBE ON THE HEAT
TRANSFER IN THE TUBE—MOUTH REGION OF THE
HIGH TEMPERATURE HEAT EXCHANGE EQUIPMENT

张洪济 李隆健
Zhang Hongji Li Longjian
(重庆大学热力工程系)

TK124

摘 要 应用数值分析方法研究了圆管进口段对流换热对高温换热设备管口区温度场和材料最高温度的影响。针对4个不同的对流换热系数计算式进行了数值模拟,结果表明:对管口的热保护而言,这种影响不可忽略;采用计入了进口段效应的平均对流换热系数进行管口热设计是合理和安全的。

关键词 高温; 换热器; 腐蚀; 进口段; 对流换热; 数值分析
中国图书资料分类法分类号 TK124

ABSTRACT The effect of the convective heat transfer in the entrance region of the tube on the temperature field and the maximum temperature of the tube material in the tube—mouth region of the high temperature heat exchange equipment is examined by numerical analysis. The computations on the basis of four different formulas for convection heat transfer coefficient are performed. The computed results indicate that the effect can not be ignored as for heat protection of the tube—mouth region and it is reasonable and secure that the mean convective heat transfer coefficient with taking account of the effect of the entrance region is used in the thermal design of the tube—mouth region.

KEY WORDS high temperature; heat exchanger; corrosion; entrance region; heat convection; numerical analysis

0 引 言

管壳式换热设备是石油、化工企业中最常见的单元设备之一,其工艺介质多含有腐蚀性

· 收文日期 1991-04-08
国家自然科学基金资助项目

组份,常导致管口的高温腐蚀,其中,最常见的是高温硫化腐蚀,它是管口高温破坏的主要形式之一,在石油、化工企业的换热设备中普遍存在,危害极大。为了防止或减缓构件的腐蚀,在高温换热设备的管口区普遍采用了一定的热保护措施。图1(a)示出了一个典型管壳式废热锅炉的管口单元结构。换热管部分焊接、部分胀接在管板上,管内衬以瓷套管,二者之间形成一个很小的环隙,并在管头端部和管板表面敷设了绝热材料,以实现管口的热保护。当发生高温硫化腐蚀时,熔融硫化铁从瓷套管渗出,造成非重力沉积的均匀性堵塞,如图1(b)所示。引起管口高温硫化腐蚀的根本原因在于管端处材料的温度过高,超过了材料抵抗快速高温硫化腐蚀的极限温度(碳钢为371℃)。因此,管口热保护的关键在于将材料的最高温度控制在允许的范围。为此,必须首先对管口结构中的传热过程进行分析,确定其温度分布,为管口热保护结构的设计与校核提供依据。

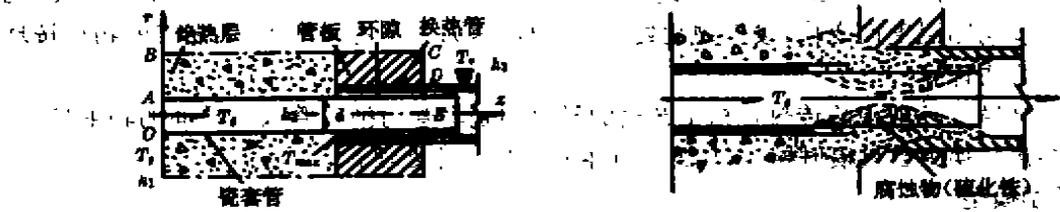


图1 高温换热设备的管口单元结构及腐蚀情况

1 管口热保护结构传热过程的物理数学模型

1.1 物理模型

1.1.1 计算区域的简化

在实际应用的管壳式换热设备中,换热管的布置有顺排和叉排两种形式,如图2所示。一个管口单元的实际横截面为正方形和正六边形,管口区由多种材料组成,金属材料最高温度出现在管端内侧。为简化分析与计算,管口单元的外边界都用与正方形和正六边形的实际管口边界相应的内切圆周来近似地代替,从而形成图中所示的环状轴向导热区域,其外圆边界是绝热的。于是,简化后的一个管口单元的计算区域如图3所示,其中的传热过程是二维轴对称的, $T = f(r, z)$ 。

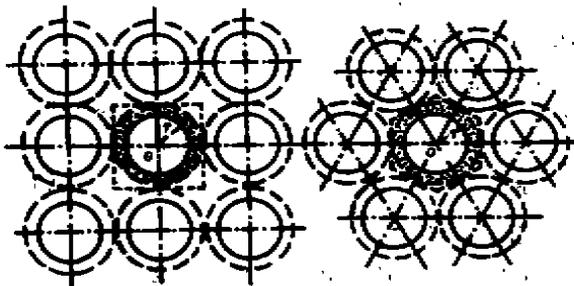


图2 换热管的两种排列方式

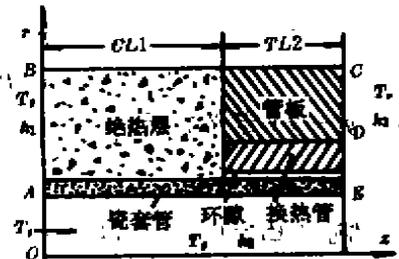


图3 简化后的管口导热区域

1.1.2 边界条件

- 1) BC边界 绝热;

- 2) AB 边界 对于高温工艺气体,为辐射换热兼对流,以辐射为主;
- 3) AE 边界 进口段对流换热兼管内辐射,以对流换热为主;
- 4) CD 边界 对于废热锅炉而言,为沸腾换热边界;
- 5) DE 边界 忽略 DE 边界处换热管、环隙及瓷套管的轴向导热,近似处理为绝热边界。

于是,一个管口单元中的传热过程可以简化为非均匀介质中的二维轴对称稳态导热问题,且具有强烈非线性、耦合换热边界条件。

1.1.3 物性条件

1) 固体材料 非金属材料按常物性处理,其导热系数分别取为定值;碳钢材料按变物性处理,取其随材料体积平均温度而变化。

2) 工艺气体 高温工艺气为多组份混合物,各组份的热物性,包括导热系数、粘度、比热容及密度均随温度而变化,按变物性处理。在通常压力不高的情况下,工艺气的物性按理想气体混合物计算。

3) 环隙 环隙中的传热包括工艺气的导热和瓷套管与换热管表面之间的辐射换热。将辐射换热转换为当量辐射导热,与工艺气本身导热一并处理。

1.2 数学模型

1.2.1 单元管口区域中的导热微分方程

非均匀材料中无内热源、变物性的二维轴对称稳态导热微分方程为

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

式中,导热系数 k 是坐标 (r, z) 和温度的函数。

1.2.2 边界条件

$$1) BC \text{ 边界 } \partial T / \partial r = 0; \quad (2)$$

2) AB 边界 包括辐射换热与对流换热两部分。对于废热锅炉,工艺气进入管口区前的辐射换热系统如图 4(a) 所示,它由高温工艺气和灰表面组成,相应的辐射换热网络示于图 4(b) 上。管口热保护绝热层端面 (AB) 上的辐射热流密度为

$$q_{ir} = \left(\frac{B \cdot D + E \cdot C}{A \cdot E + B \cdot F} - \sigma T_1^4 \right) / (A_3 R_3) \quad (3)$$

式中

$$A = 1 + R_1/R_2 + R_1/R_3 + R_1/R_4; B = R_1/R_4;$$

$$C = \sigma T_1^4 + (R_2^{-1} + R_3^{-1}) R_1 (\epsilon_g/a_g) \sigma T_g^4;$$

$$D = \sigma T_1^4 + (R_5^{-1} + R_6^{-1}) R_7 (\epsilon_g/a_g) \sigma T_g^4;$$

$$E = 1 + R_7/R_4 + R_7/R_5 + R_7/R_6; F = R_7/R_4。$$

按温差 $T_g - T_1$ 定义的端面 AB 的辐射换热系数为

$$h_{ir} = \frac{q_{ir}}{T_g - T_1} \quad (4)$$

T_1 表示端面平均温度,未知待求, h_{ir} 需要通过迭代而予以确定。

工艺气经格子墙进入,喷射到端面 AB 上,其换热系数按射流型对流换热计算^[2]

$$N_1 = 0.018 Re^{0.87} Pr^{0.33} \quad (5)$$

于是,端面 AB 上的总换热系数 h_1 为

$$h_1 = h_{ir} + h_{1c} \quad (6)$$

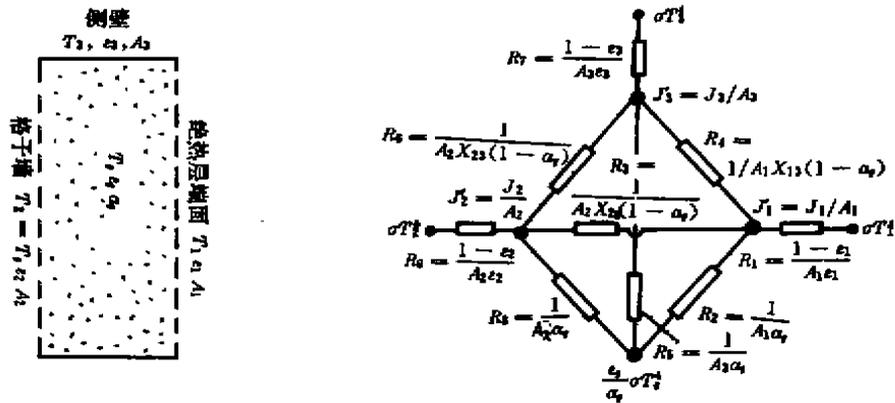


图4 管口区前部的辐射换热系统

3) CD 边界 在实际热负荷下,CD 边界常处于核态沸腾状况,其换热系数由下式确定^[3]:

$$h_3 = C \times 44.8(T_w - T_c)^{2.33} P_r^{0.5} \quad (7)$$

式中, C 是考虑换热管束影响的一个系数; T_w 、 T_c 分别是管板表面温度和沸腾水温,其中 T_c 未知待求; P_r 代表废热锅炉工作压力。

4) DE 边界 $\partial T / \partial z = 0$;

5) AE 边界 对流换热属于典型的圆管进口段情形,换热系数 $h_2(z)$ 随轴向位置而变化,从入口处的最大值迅速下降,其变化规律取决于工艺气的流动状态,并对管头最高温度产生影响。关于圆管进口段的对流换热已进行过比较充分的研究^[4]。通常认为,当 $Re_d \geq 2200$ 时,将发生由层流向湍流的过渡,但在入口附近的局部范围内仍然维持层流状态;当 $Re_d > 5 \times 10^4$ 时,即使进口平滑,完全没有人为干扰,一进口也会立即出现湍流边界层。但也有实验资料表明,当 Re_d 高达 2×10^5 时,仍然能觉察出由层流向湍流的过渡,即在入口处附近仍为层流^[4]。对于实际管壳式换热设备,由于众多因素的影响,很难从理论上判定进口段中工艺介质的准确流态,换热系数的变化规律亦难于从理论上准确地进行计算。为此,采用以下 4 种可能的变化规律进行对比分析和计算,以便从中确定出较为合理而又便于实用者,提供工程应用。

平均对流换热系数 将整个管口区段内的对流换热系数 h_2 取为平均值(常数),并针对大多数换热设备的实际情况,利用一个能同时适用于过渡区和湍流区、且考虑了进口段效应的传热关联式进行计算^[5]:

$$Nu_f = 0.0214 \times (Re_f^{0.8} - 100) Pr_f^{0.4} [1 + (d/l)^{2/3}] (T_f/T_c)^{0.45} \quad (8)$$

式中, T_f 、 T_c 分别是工艺气和瓷套管壁的平均温度, d 、 l 分别是瓷套管的内径和 AE 边界的长度。

层流定壁温局部对流换热系数 将 h_2 取为定壁温下层流进口段局部对流换热系数^[6], 即

$$Nu(z^+) = \frac{\sum_{n=0}^{\infty} G_n \exp(-\lambda_n^2 z^+)}{2 \sum_{n=0}^{\infty} (G_n / \lambda_n^2) \exp(-\lambda_n^2 z^+)} \quad (9)$$

式中,特征值 λ_n 和常数 G_n 之值列于表 1。

表 1 特征值 λ_n 及常数 G_n 之值

n	0	1	2	3	4
λ_n	7.312	44.62	113.8	215.2	348.5
G_n	0.749	0.544	0.463	0.411	0.382

* 当 $n > 2$ 时, $\lambda_n = 4n + 8/3$, $G_n = 1.01276/n$

层流定热流局部对流换热系数 将 h_{20} 取为定热流下层流进口段局部对流换热系数^[6], 即

$$Nu(z^+) = 1 / \left[\frac{11}{48} - \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\exp(-\lambda_n^2 z^+)}{A_n \lambda_n^3} \right] \quad (10)$$

式中之特征值 ν_n 和常数 A_n 之值列于表 2。

表 2 特征值 ν_n 和常数 A_n 之值

n	1	2	3	4	5
ν_n	25.68	83.86	174.2	296.5	450.9
A_n	7.630×10^{-3}	2.058×10^{-3}	0.901×10^{-3}	0.487×10^{-3}	0.297×10^{-3}

* 当 $n \geq 5$ 时, $\nu_n = 4n + 4/3$, $A_n = 0.358 \nu_n^{-2.32}$

湍流局部对流换热系数 将 h_{20} 取为湍流进口段局部对流换热系数^[7], 即

$$Nu_z = 0.022 \epsilon_i Re_z^{0.8} Pr_z^{0.43} \quad (11)$$

当 $z/d > 15$ 时, 校正系数 $\epsilon_i = 1$; $z/d < 15$, $\epsilon_i = 1.38(z/d)^{-0.12}$ 。

在式(8)~(10)中, 定性温度 T_f 取为计算区域进、出口处工艺气温度的算术平均值, 即 $T_f = 0.5(T_{s,in} + T_{s,out})$, 其中 $T_{s,out}$ 未知, 要由迭代过程确定。于是, AE 边界上的对流换热系数 $h_{20}(z)$ 为

$$h_{20}(z) = k_{min} Nu(z) / d \quad (12)$$

至于瓷套管内的辐射, 由于管径不大, 只起次要作用。工艺气对瓷管壁的辐射热流 q_{2r} 由下式确定^[8]:

$$q_{2r} = C_v \left[\epsilon_g \left(\frac{T_f}{100} \right)^4 - \alpha_g \left(\frac{T_s}{100} \right)^4 \right] \frac{\epsilon_s + 1}{2} \quad (13)$$

式中: ϵ_g 和 α_g 分别是工艺气的黑度和吸收率, ϵ_s 是瓷管壁的黑度, C_v 为黑体辐射系数。于是, 按温差 $T_f - T_s$ 定义的辐射换热系数 h_{2r} 为

$$h_{2r} = q_{2r} / (T_f - T_s) \quad (14)$$

AE 边界上的总换热系数 $h_2(z)$ 为

$$h_2(z) = h_{20}(z) + h_{2r} \quad (15)$$

1.2.3 物性条件

1) 碳钢材料 根据材料的已有物性数据, 可以拟合出相应的表达式, 例如对常用的 45 号钢的导热系数^[9], 可得

$$k(T) = 45.36 - 1.5456 \times 10^{-2}T - 1.5716 \times 10^{-5}T^2 \quad (16)$$

2) 工艺气 将各组份的物性拟合为温度的显函数, 并按理想气体混合物计算工艺气的物性^[11]:

$$k_{mix} = \sum_{i=1}^n q_i k_i M_i^{1/3} / \sum_{i=1}^n y_i M_i^{1/3} \quad \rho_{mix} = \sum_{i=1}^n y_i \mu_i M_i^{1/2} / (\sum_{i=1}^n y_i M_i^{1/2})$$

$$C_{p,mix} = \sum_{i=1}^n x_i C_{p,i} \quad \mu_{mix} = \sum_{i=1}^n \mu_i \quad Pr_{mix} = \mu_{mix} C_{p,mix} / k_{mix}$$

3) 环隙 环隙很小(约0.5mm), 其两表面之间的辐射换热按两无限大平行平板的情况计算:

$$q_r = \sigma(T_{s1}^4 - T_{s2}^4) / (\epsilon_{s1}^{-1} + \epsilon_{s2}^{-1} - 1) \quad (17)$$

于是, 按环隙内、外表面平均温差 $T_{s1} - T_{s2}$ 及环隙厚度 δ 折算的环隙当量辐射导热系数 k_r 为

$$k_r = q_r \delta / (T_{s1} - T_{s2}) \quad (18)$$

故环隙气体层的总导热系数 k_3 为工艺气导热系数 k_g 与 k_r 之和, 即

$$k_3 = k_g + k_r \quad (19)$$

由于 T_1 、 T_2 未知待求, k_3 需由迭代过程确定。

综上所述, 微分方程(1)及所有边界条件、物性条件表达式组成了管口单元传热问题的数学描述, 其特点是强烈非线性的耦合边界条件。求解此定解问题, 即可得到管口热保护结构中的温度分布及相关的信息。

2 数值分析

根据上述定解问题的特点, 采用有限差分法进行数值计算求解。

2.1 区域离散化

采用区域离散化方法 A 对图 3 所示计算区域进行离散处理, 在绝热层区 (CL1) 和管板区 (TL2) 采用了不同的轴向网格间距 Δz_1 和 Δz_2 , 径向则依不同材料的界面作自然剖分, 得到一系列圆环形控制容积, 如图 5 所示。实线为网格线, 虚线为界面线。于是整个管口单元的温度分布可用二维数组 $T_{i,j}$ 来数值模拟。

2.2 离散化方程

应用控制容积法, 得到节点离散方程的一般形式为

$$a_e T_{i+1,j} + a_w T_{i-1,j} + a_s T_{i,j+1} + a_n T_{i,j-1} - a_p T_{i,j} = 0 \quad (20)$$

式中, 邻点系数 a_e 、 a_w 、 a_s 、 a_n 代表主节点 (i, j) 与相邻节点的热导 (W/C), a_p 是节点系数, 且 $a_p = a_e + a_w + a_s + a_n$ 。

针对区域中不同类型节点建立相应的离散方程, 并将其按一维排列, 得到矩阵形式的节点温度代数方程组:

$$[A][T] = [B] \quad (21)$$

矩阵 $[A]$ 、 $[B]$ 中的部分元素与未知、待求的节点温度有关, 反映了问题的耦合、非线性特

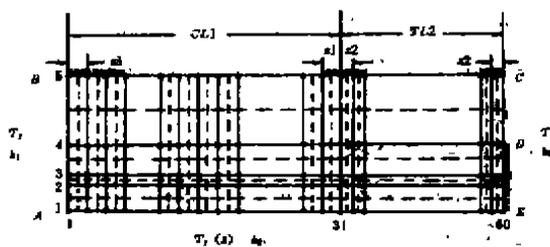


图 5 管口计算区域的离散网格

点。

2.3 离散方程组的求解

在方程组(20)中, $[A]$ 是典型的实对称、稀疏矩阵, 并具有对角优势, 且其部分元素还与一些未知、待求的节点温度有关, 故采用迭代法求解。迭代过程的收敛性取决于 $[A]$ 的性质, 可以证明^[1], $[A]$ 是对称正定矩阵。所以, 对方程组(20)采用 J 迭代、GS 迭代, 以及松弛因子 $0 < \omega < 2$ 的 SOR 迭代均收敛。采用 SOR 迭代, 其迭代格式为

$$T_{ij}^{(k+1)} = (1 - \omega)T_{ij}^{(k)} + \omega\hat{T}_{ij}^{(k+1)} \quad (22)$$

式中, $\hat{T}_{ij}^{(k+1)}$ 是第 $k+1$ 次 GS 迭代值。

整个计算过程由两重循环组成, 即假定瓷管出口处工艺气温度后的内层温度场迭代及修正工艺气出口温度、实现计算区域能量平衡的外层循环。

3 计算结果与分析

以脱硫回收系统中高温换热设备为对象, 针对其结构和典型操作工况进行计算。其中, $T_0 = 1290^\circ\text{C}$, $P_0 = 26.3 \times 10^5 \text{Pa}$, $T_1 = 227^\circ\text{C}$, $CL1 = 50\text{mm}$, $TL2 = 22\text{mm}$, $d = 18\text{mm}$ 。

3.2 计算结果

管口区圆管进口段对流换热系数 h_2 分别按式(8)、(9)、(10)和(11)所示规律考虑, 计算得到了管口区相应的完整温度分布。其中, 管头位置(轴向 50mm)处断面上金属材料温度沿径向的变化及其与用平均换热系数时的计算结果的比较, 分别表示在图 6(a、b、c)上。就金属材料的高温硫化腐蚀而言, 关键是管头处的最高温度 T_{\max} , 它们依次为 344、155、300、224、311、108 和 339.594 $^\circ\text{C}$, 按局部对流换热系数处理时, 管头最高温度比按平均对流换热系数处理时分别偏低 12.5%、9.6% 和 1.325%。可见按湍流进口段局部对流换热系数处理的结果与用平均对流换热系数时的结果最接近, 而按层流定壁温局部对流换热系数计算时的偏差最大。

3.3 结果分析

在换热设备实际运行情况下, 由于工艺气在进入管口区前一般都有很高的初始湍流速度, 管内进口段不可能维持稳定的层流流动, 而常处于湍流状态, 因此, 应按湍流进口段局部对流换热系数进行计算。

图 6 所示的计算结果是合理的。由于管口区中圆管进口段的长度很短 ($l/d = 4$), 处于高换热系数区域, 且在式(8)中已经计入了进口段的影响, 因此, 采用平均换热系数的计算结果必然与按湍流进口段局部对流换热系数时的计算结果接近; 而层流时的进口段局部对流换热系数比湍流局部对流换热系数低, 故材料温度及管头最高温度也相应地偏低。

另一方面, 实验表明, 按平均换热系数计算的管头最高温度与实测值的偏

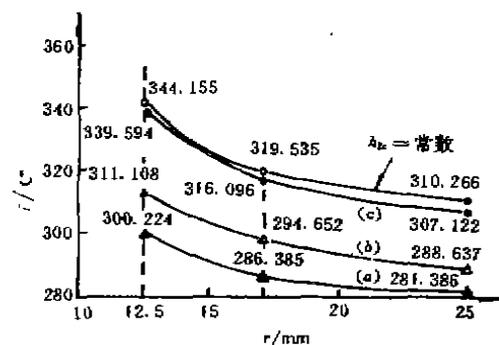


图 6 管头位置 ($z = 50\text{mm}$) 处断面上温度的径向变化

差仅6~7%,如果考虑到测温误差和物理模型简化造成的影响,应该认为计算结果的准确度是令人满意的。

根据上述初步分析可知,管口区圆管进口段内的对流换热应按湍流状态处理;考虑到采用计入进口段效应的平均换热系数的计算结果与之接近,且算法简便,适用范围宽,因此,推荐采用式(8)所确定的平均对流换热系数进行设计计算,这对于管口热保护将是偏于安全的。

4 结 论

1) 管口区圆管进口段对流换热系数对管口区温度分布、尤其是对管头最高温度有明显的影响;就本文的计算、研究对象而言,采用湍流局部对流换热系数是比较合理的。

2) 采用计入进口段效应的平均对流换热系数进行计算,可以得到足够准确的结果,且算法简便,适用范围宽,推荐用它进行工程设计计算。

参 考 文 献

- 1 陈听宽, 节能原理与技术, 北京:机械工业出版社, 1988, 369~371
- 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 杨世铭, 传热学, 第二版, 北京:高等教育出版社, 1987, 255
- 4 王补宣, 圆管进口段层流边界层发展区的放热规律, 高等学校自然科学学报, 机械/动力版, 1964, (1)(试刊): 17~43
- 5 范治新, 工程传热原理, 北京:化学工业出版社, 1982, 128
- 6 Kays W M, Crawford M E. *Convective Heat and Mass Transfer*, 2nd Ed. New York: McGraw-Hill Book Company, 1980, 103~114
- 7 Isachenko V P, Osipova V A, Sukomel A S. *HEAT TRANSFER*, 3rd Ed. Translated from the Russian by Semyonov S. MOSCOW: MIR PUBLISHERS, 1977, 325
- 8 霍尔曼 J P 著, 马庆芳等译, 传热学, 北京:人民教育出版社, 1980, 341
- 9 陶文铨, 传热学基础, 北京:电力工业出版社, 1981, 351
- 10 童景山, 李敬, 流体热物理性质的计算, 北京:清华大学出版社, 1982
- 11 张洪济, 导热问题差分解法的两点讨论, 工程热物理学报, 1985, 6(3): 263~267