

高等学校教学用书

热处理炉

冶金工业出版社

高等学校教学用书

热处理炉

东北工学院 臧尔寿 主编

冶金工业出版社

高等学校教学用书
热 处 理 炉
东北工学院 臧尔寿 主编

*

冶金工业出版社出版

(北京灯市口74号)

新华书店北京发行所发行

冶金工业出版社印刷厂印刷

*

787×1092 1/16 印张 17 字数 405 千字
1983年10月第一版 1983年10月第一次印刷
印数00,001~8,100册
统一书号: 15062·4058 定价1.75元

前 言

本书是根据冶金部高等学校金属材料与热处理专业《热处理炉教学大纲》的要求，在东北工学院与北京钢铁学院合编的《热处理炉》讲义的基础上改编而成的。

本书第一章到第五章讲述的热处理炉热工基本原理与基本知识部分为必学内容，第六章到第十章的内容可根据各院校不同的要求，在讲授时加以取舍和补充。由于篇幅有限，本书不可能将各种标准型热处理炉的技术规格及一些有关资料详加叙述，需要时可查阅有关工业炉设计手册或产品说明书。第十一章是这次改编时新增加的一章，综合阐述了热处理炉的节能途径。

参加本书编写的同志有：北京钢铁学院张敏（第一、三、四章）、曾纪成（第二、十一章），东北工学院张世忠（第五、八章）、樊邯生（第九、十章）、臧尔寿（第六、七章）。由臧尔寿任主编。由于编者水平有限，书中不足与错误之处在所难免，希望读者批评指正。

书中引用的资料图样部分取自有关设计院资料及各种有关书刊，在此特向各种资料的原作者表示感谢。

编 者

一九八三年一月

目 录

序言	1
第一章 传热理论	2
第一节 概述	2
第二节 传导传热	3
第三节 对流给热	9
第四节 辐射传热	13
第五节 综合传热	25
第二章 气体力学	28
第一节 静止状态气体的基本方程式	28
第二节 稳定流动气体的基本方程式	30
第三节 气体流动时的阻力损失	34
第四节 两种气体同时存在的伯奴里方程式	41
第五节 烟囱的工作原理	45
第六节 管道计算及鼓风设备选择	47
第七节 压缩性气体的流出	50
第三章 筑炉材料	55
第一节 耐火材料	55
第二节 保温材料	59
第三节 不定形耐火材料	60
第四节 炉用耐热钢	63
第四章 电阻加热炉	65
第一节 概述	65
第二节 炉型的选择和炉膛尺寸的确定	71
第三节 电阻加热炉功率的确定	75
第四节 电热体材料及其性能	80
第五节 电热体的计算及其在炉内布置	86
第六节 电阻加热炉的性能试验	93
第五章 燃料炉	96
第一节 概述	96
第二节 燃料炉的基本炉型	96
第三节 炉型的选择及炉体结构的设计	99
第四节 燃料及燃烧计算	104
第五节 燃料消耗量的确定	109
第六节 燃料燃烧装置	115
第七节 燃料炉的结构分析	125
第六章 冶金产品热处理炉	129
第一节 概述	129

第二节	型钢热处理炉（台车式炉）	129
第三节	薄板热处理炉（罩式炉）	132
第四节	厚板热处理炉（辊底式炉）	138
第五节	带钢热处理炉（牵引式炉）	143
第六节	钢丝热处理炉	152
第七节	钢管热处理炉	155
第七章	浴炉及流动粒子炉	159
第一节	浴炉的特点	159
第二节	外热式浴炉	161
第三节	内热式浴炉	163
第四节	电极式盐浴炉的设计概要	171
第五节	流动粒子炉	177
第八章	可控气氛	184
第一节	概述	184
第二节	可控气氛加热的基本原理	184
第三节	可控气氛的种类	191
第四节	可控气氛的碳势与氧势的控制	202
第五节	可控气氛热处理	208
第九章	真空热处理炉	213
第一节	真空系统	213
第二节	真空热处理炉	219
第三节	离子氮化炉	226
第十章	感应加热设备	229
第一节	感应加热的原理及设备类型	229
第二节	工频感应加热设备	231
第三节	中频感应加热设备	237
第四节	高频感应加热设备	243
第五节	感应加热设备的频率选择	247
第六节	感应器的设计概要	249
第十一章	热处理炉的节能措施简介	257
第一节	采用合适的炉型	257
第二节	改进炉子的结构	258
第三节	燃料燃烧过程的控制	261
第四节	炉气废热与工件余热的利用	261
第五节	节能热处理工艺及管理措施	263

序 言

随着我国社会主义经济建设事业的发展,无论在冶金工业部门或在机械制造工业部门,需经热处理的金属工件日益增多,而且对热处理的质量的要求也日益严格,新的先进的热处理技术也不断地出现。热处理炉是实现热处理工艺操作的重要设备,它不但要保证既定的生产率及热处理工艺参数,而且又要具有操作方便、安全及节省能源的特点。因此,正确地选用炉型、合理地设计炉子结构、不断地改进炉子热工性能及熟练地使用热处理炉对热处理生产来说是非常重要的,而且是提高产品热处理质量及产品的热处理技术经济指标的重要条件。

热处理炉的种类很多,在不同的工业部门所使用的炉型也有很大的差异。例如,当前在钢铁冶金工厂中轧材热处理炉主要采用台车式炉、罩式炉与辊底式炉三大类型,而在一般机械制造厂中零件热处理炉主要采用箱式电炉、井式电炉、盐浴炉、气体渗碳炉等等。随着冶金工业的发展,冶金产品的数量与品种规格日益增多,对钢材的热处理也更为重视,因而使经过热处理的产品的数量在整个冶金产品中的比重愈来愈大,热处理炉的台数也逐年增多,而且对其性能要求也相应地提高。过去那种“喷火冒烟”、温度不准确、气氛不控制、热耗无指标、产品性能差别大的热处理炉正在得到改造,新型的技术先进的热处理炉正在不断地出现,使冶金产品热处理车间面貌为之焕然一新。近年来,由于带钢连续轧制得到迅速发展,使得冶金工厂中带钢连续式热处理炉也相应地得到发展,热处理炉正走向大型化、连续化与自动化。另外,在热处理炉中广泛采用新的技术措施,对改进产品质量,提高生产率及节省能源,减少公害都是很重要的。例如,采用新型燃烧器可加强炉气的传热速度,提高加热的均匀性;采用空气或煤气预热器可节省燃料或提高炉温;采用保护气氛可提高产品表面质量;采用炉内控制冷却可提高产品性能与炉子工效;采用新型筑炉材料可节省燃料并提高炉子施工效率;采用各种自动化调节仪器可使整个工艺过程自动化等等。为了提高质量、提高工效、改善劳动条件及消除公害,某些冶金产品还采用了流动粒子炉、真空加热炉或感应加热装置。

热处理炉可以说是一门新的学科,它研究的对象就是在热处理炉内进行的热工过程(例如燃料燃烧、气体运动和传热等)及这些过程的计算方法和热处理炉构造的一般原理。目前,《热处理炉》已是金属材料与热处理专业学生的一门必修的专业课。通过本课程的学习,学生应能掌握热处理炉的热工基本原理与基本知识,熟悉冶金产品及其它工件热处理常用炉型的构造、热工与操作特点;还能够根据产品、产量及热处理工艺特点选用合适的炉型并改进现有热处理炉;另外,应学会一般简单热处理炉的设计步骤与方法。

第一章 传 热 理 论

第一节 概 述

热处理炉的主要任务是加热金属工件，它不但要保证生产率及实现既定的工艺参数（加热温度、加热速度、温度的均匀性、炉膛气氛的成分等），满足工件的技术要求，而且还应能控制炉内热交换过程，降低热损失，节省能源，降低加热成本。

传热理论是研究热的传播与交换的基本规律。在热处理炉内进行着各种复杂的传热过程，因此掌握传热的基本规律，对于炉子的设计及其操作是很重要的。

传热有三种基本形式，即传导、对流和辐射。在炉内实际进行的热交换过程也是由这三种基本形式组成的综合传热过程。

一、温度场和温度梯度

1. 温度场 传热过程是与温度的分布密切相关的，而温度场是表示物体中温度在空间和时间上分布的情况。如果把某一瞬时相同温度的各点联结起来的面叫等温面，那么各个等温面是不能相交的，因为一个点在某一瞬时不能同时有两个温度。即使对同一点来说，其温度也可能随时间而变化，因此在一般情况下，物体内部某点的温度（ t ）是坐标（ x 、 y 、 z ）和时间（ τ ）的函数，即：

$$t = f(x, y, z, \tau)$$

这个函数叫做温度场函数。如果物体的温度沿 x 、 y 、 z 三个方向都有变化，称为三向温度场；若只在一个方向上有变化，则称为单向温度场，即： $t = f(x, \tau)$ 。

2. 温度梯度 当物体内部或物体之间存在温度差时，传热过程才能进行。物体相邻两等温面的温度差（ Δt ）与其沿法线方向距离（ Δx ）的比值的极限称为温度梯度，即：

$$\lim \left(\frac{\Delta t}{\Delta x} \right)_{\Delta x \rightarrow 0} = \frac{\partial t}{\partial x}$$

温度梯度是表示温度变化强度的一个向量，其数值等于在和等温面相垂直的单位距离上温度变化，并规定由低温到高温为正，反之为负。

二、热流、热量和总热量

当物体之间存在温度梯度时，热量就从高温物体传向低温物体，所传递的热量多少分别用热流、热量和总热量表示。

热流（ q ）表示单位时间内（时）通过单位面积（米²）所传递的热量，其单位为千卡/米²·时。

热量（ Q ）表示单位时间内通过传热面积为 F 米²所传递的热量，其单位为千卡/时。

总热量（ Q_{Σ} ）表示在 τ 时间（时）内通过传热面积为 F 米²所传递的总热量，其单位为千卡。

以上三个量都是向量，正负方向与温度梯度方向相反。

三、稳定态传热与不稳定态传热

如果在传热过程中，物体各点的温度随时间变化而变化，即 $\partial t / \partial \tau \neq 0$ ，则通过各点的

热流也随时间变化而变化, 即 $\partial q/\partial \tau \neq 0$, 此时的温度场称为不稳定态温度场, 这种传热过程叫不稳定态传热。例如, 炉子升温过程中炉墙传热就属于不稳定态传热。

如果在传热过程中, 物体的温度场是稳定的, 即 $\partial t/\partial \tau = 0$, 则传递的热流也是恒定的, 此时的温度场称为稳定态温度场, 这种传热叫稳定态传热。例如长时间保温的炉子或连续作业炉的炉墙传热就属于稳定态传热过程。本书主要讨论稳定态传热。

四、传热的三种基本形式

1. 传导传热 传导传热系依靠物体中微观粒子的热振动。温度较高的物体, 其分子、原子及电子 (即微观粒子) 具有较高的能量, 当它与温度较低的物体或质点接触时, 前者即将本身的部分能量传给后者, 这种定向的、有秩序发生的热量转移过程称为传导传热, 或称导热。导热在固体、液体和气体中都可进行。在液体和非金属固体中热量的传导依靠分子的振动, 在气体中则依靠原子或分子的扩散, 在金属中则依靠自由电子的运动。导热的特点是物体各部分之间不发生宏观的相对位移。

工件在炉内加热时的均温以及炉墙散热等均属于导热过程。

2. 对流传热 当流体 (气体和液体) 中存在温度差时, 流体中不同部分发生相对位移, 使不同部分的质点相互混合, 或流动的流体与固体表面接触, 这种由于两者之间存在温度差而引起的热交换, 称为对流传热。对流传热的特点是流体由空间的某一区域流向温度不同的另一区域, 同时在流体各部分及流体与固体表面之间也存在着传导传热, 因此这种综合的热传递过程又称为对流给热, 或称对流换热。例如, 炽热的炉气将热量传递给工件的表面, 或工件在盐浴炉中被加热均属于对流给热。

3. 辐射传热 辐射传热是一种由电磁波传播热量的过程。当物体受热后引起物体内部的分子、原子或离子振动或电子激动而向各方向发射辐射能, 当辐射能投射到另一物体时便部分地被吸收, 又转化为热能而将其加热。辐射传热与前两种传热方式有很大的不同, 它不需要传热物体或质点的直接接触, 而且在热量交换的同时, 还伴随着能量形式的转化。在高温炉中用辐射管或电热体加热工件时, 辐射传热占有主要地位。

在实际生产中, 上述三种传热方式很少单独出现, 大多数传热过程是同时存在两种或三种传热方式的综合过程。

第二节 传 导 传 热

一、传导传热的基本方程式

根据傅立叶实验结果表明, 通过单位截面、单位时间内传递的热量 (q) 与该截面的温度梯度成正比, 即:

$$q \propto \frac{\partial t}{\partial x}$$

或

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \quad (1-1)$$

式中的比例常数 λ 称为导热系数, 单位为千卡/米·时·°C。式 (1-1) 为传导传热的基本方程式, 又称为傅立叶定律。

由于热流方向与温度梯度的方向相反, 所以在式中右面加一负号。

二、导热系数

导热系数是物质的一种物理性质，它表示物质的导热能力，从其单位可知，其物理意义是在单位时间（时）内，当单位距离（米）上温度差为 1°C 时，通过单位表面积（米²）所传导的热量（千卡）。

各种物质的自然本质及化学成分不同，其导热系数是不同的。即使对于同一物质，其导热系数也随物质的结构（重度、孔隙度）、温度、压力和湿度而改变。各种物质的导热系数都是用实验方法测定的。

在固体中金属的导热系数最大。金属中又以银的导热系数为最大（ $\lambda_0 = 360$ 千卡/米·时· $^{\circ}\text{C}$ ），其次是铜（ $\lambda_0 = 340$ 千卡/米·时· $^{\circ}\text{C}$ ），而铁的导热系数较小（ $\lambda_0 = 60$ 千卡/米·时· $^{\circ}\text{C}$ ）。金属的导热系数与金属的纯度和温度有关，杂质愈多，导热系数也随之降低。纯铁比碳钢导热系数大，碳钢又比合金钢的导热系数大。温度升高时大多数金属的导热系数降低。

导热系数与温度的关系为：

$$\lambda_t = \lambda_0 + bt \quad (1-2)$$

式中 λ_t —— $t^{\circ}\text{C}$ 时的导热系数；

λ_0 —— 0°C 时的导热系数；

b —— 温度系数，随材料而异。

在实际计算中，往往取物体平均温度下的导热系数代表物体导热系数的平均值。例如，稳定态的单层炉墙，当其内外表面温度各为 t_1 与 t_2 时，则炉墙的平均导热系数 λ_{kj} 为：

$$\lambda_{kj} = \lambda_0 + bt_{kj} \quad (1-3)$$

$$t_{kj} = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

砌炉用的耐火材料和保温材料的导热系数较小。重质粘土砖 $\lambda_0 = 1.04$ 千卡/米·时· $^{\circ}\text{C}$ ，轻质粘土砖 $\lambda_0 = 0.25$ 千卡/米·时· $^{\circ}\text{C}$ ，而硅藻土砖 λ_0 只有 0.1 千卡/米·时· $^{\circ}\text{C}$ 左右。导热系数较小的固体材料有良好的绝热作用，习惯上把在常温下导热系数小于 0.2 千卡/米·时· $^{\circ}\text{C}$ 的材料称为绝热材料（或保温材料）。绝热材料大多数情况下是属于多孔性物质，如硅藻土、矿渣棉、蛭石等。

常用的耐火材料和保温材料的导热系数见表1-1。其它材料的导热系数可查阅有关手册。

表 1-1 常用耐火材料与保温材料的导热系数（千卡/米·时· $^{\circ}\text{C}$ ）

名 称	导 热 系 数	名 称	导 热 系 数
粘土砖	$0.6 + 0.0005t_{kj}$	泡沫轻质粘土砖	$0.09 + 0.000125t_{kj}$
轻质粘土砖	$0.25 + 0.00022t_{kj}$	膨胀蛭石	$0.062 + 0.00022t_{kj}$
高铝砖	$1.8 + 0.0016t_{kj}$	石棉粉	$0.075 + 0.00021t_{kj}$
镁砖	$3.7 + 0.0041t_{kj}$	石棉板	$0.18 + 0.00016t_{kj}$
硅砖	$0.7 + 0.00065t_{kj}$	红砖	$0.4 + 0.00044t_{kj}$
硅藻土砖	$0.085 + 0.0002t_{kj}$	耐火水泥	$0.8 \sim 1.4$ （常温）

液体导热系数较小， $\lambda_0 = 0.08 \sim 0.6$ 千卡/米·时· $^{\circ}\text{C}$ ，温度升高时，除水和甘油外，大多数液体的导热系数反而减小。

气体的导热系数 $\lambda_0 = 0.005 \sim 0.5$ 千卡/米·时·°C, 温度升高时, λ 值随着增大。在气体中氢的导热性较好, 它的导热系数比氧、氮、二氧化碳、空气等高出五倍到十倍。

三、平壁炉墙的导热

1. 单层平壁炉墙的导热 图1-1所示的单层平壁炉墙的壁厚为 s , 材料的导热系数为 λ , 壁两侧表面温度各为 t_1 与 t_2 , 且 $t_1 > t_2$, 并保持恒定, 平壁温度只沿垂直于平壁面的 x 轴方向发生变化, 所有等温面都是平面, 且垂直于 x 轴。

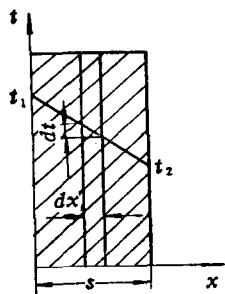


图 1-1 单层平壁的导热

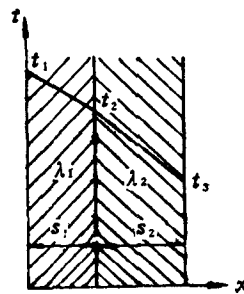


图 1-2 双层平壁的导热

在平壁内取一单元薄层, 其厚度为 dx , 两侧的温度差为 dt , 则通过此单元层的热流为:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx}$$

分离变量后:

$$dt = -\frac{q}{\lambda} dx$$

将上式积分:

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = - \int_{x=0}^{x=s} \frac{q}{\lambda} dx$$

积分后得:

$$t_1 - t_2 = \frac{q}{\lambda} s$$

所以

$$q = \frac{\lambda}{s} (t_1 - t_2) \quad (1-4)$$

由上式可知, 在单位时间内通过单位平壁面积所传递的热量是与导热系数 λ 及两表面的温度差成正比, 而与平壁厚度 s 成反比。

若平壁面积为 F 米², 则单位时间 (小时) 内通过 F 所传递的热量为:

$$Q = \frac{\lambda(t_1 - t_2)F}{s} \quad (\text{千卡/时})$$

或

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{s}{\lambda}} F$$

式中 s/λ 为平壁炉墙的热阻, 以 R 表示之, 它的倒数 $1/R$ 表示传热系数, 以 K 表示之。因此上式可改写为:

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{R} F = K(t_1 - t_2)F \quad (1-5)$$

式 (1-5) 与电学中的欧姆定律 $(I = \frac{\Delta U}{R})$ 相比, 可发现传热与导电有类似的规律性,

导电时通过某回路的电流与该回路两端的电位差成正比, 与回路的电阻成反比; 而传热时通过某体系的传热速率与该体系的温差成正比, 与该体系的热阻成反比。导电的推动力为电位差, 传热的推动力则为温度差。

2. 多层平壁炉墙的导热 一般热处理炉的炉墙多为两层或多层的, 各层采用不同的材料, 靠炉膛的内层是耐火层, 外层是保温层。

设有两层紧密接触的平壁炉墙 (图1-2), 层厚分别为 s_1 与 s_2 , 导热系数为 λ_1 与 λ_2 , 内外表面温度为 t_1 与 t_3 , 两层交界处的温度为 t_2 。根据单层平壁导热公式可知:

$$\text{第一层热流:} \quad q_1 = \frac{\lambda_1}{s_1} (t_1 - t_2)$$

$$\text{第二层热流:} \quad q_2 = \frac{\lambda_2}{s_2} (t_2 - t_3)$$

在稳定态传热过程中, 根据能量不灭原理, 流过第一层的热量必然等于流过第二层的热量, 即 $q_1 = q_2 = q$ 。

$$t_1 - t_2 = \frac{s_1}{\lambda_1} q$$

$$t_2 - t_3 = \frac{s_2}{\lambda_2} q$$

两式相加后得:

$$t_1 - t_3 = q \left(\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} \right)$$

所以

$$q = \frac{t_1 - t_3}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2}} \quad (1-6)$$

同理, 可推导出 n 层平壁炉墙的导热公式:

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{s_n}{\lambda_n}} \quad (1-7)$$

若多层平壁的总热阻为已知, 则各层之间的界面温度可由下式求出:

$$t_2 = t_1 - q \frac{s_1}{\lambda_1}$$

$$t_3 = t_2 - q \frac{s_2}{\lambda_2} = t_1 - q \frac{s_1}{\lambda_1} - q \frac{s_2}{\lambda_2} = t_1 - q \left(\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} \right)$$

$$\text{同理:} \quad t_n = t_1 - q \left(\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{s_{n-1}}{\lambda_{n-1}} \right) = t_1 - q \sum_{i=1}^{n-1} \frac{s_i}{\lambda_i} \quad (1-8)$$

在求界面温度时, 必须根据经验先假设一界面温度, 然后根据假设温度算出各层的 λ

值及总热阻，再代入上式求出界面温度。如果计算的界面温度和假设的界面温度相差较小（5%以下）即可采用。如果相差大于5%，应重新假设，再进行计算，直到误差小于5%为止。

如果多层平壁炉墙各层面积相等时（均为 F ），其传热量公式为：

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{s_n}{\lambda_n}} F \quad (1-9)$$

若各层面积不等，其传热量计算公式为：

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\frac{s_1}{\lambda_1 F_1} + \frac{s_2}{\lambda_2 F_2} + \dots + \frac{s_n}{\lambda_n F_n}} \quad (1-10)$$

式中 $F_1, F_2, \dots, F_n$ 分别为各层的平均面积。若多层平壁各层分界面的表面积分别为 $f_1, f_2, f_3, \dots$ 和 f_{n+1} 时，则各层的平均面积可采用算术平均值 $F_n = \frac{f_n + f_{n+1}}{2}$ 或几何平均值 $F_n = \sqrt{f_n \cdot f_{n+1}}$ 。

例题 设平壁炉墙由115毫米厚的轻质粘土砖与230毫米厚的硅藻土砖组成，炉墙内壁温度为950°C，外壁温度为50°C，试求1米²面积上的传导传热的热损失及界面温度。

解 由公式（1-6）可知，两层平壁炉墙的传导热流 q 为：

$$q = \frac{t_1 - t_3}{s_1/\lambda_1 + s_2/\lambda_2} \quad (\text{千卡/米}^2 \cdot \text{时})$$

式中 $t_1 - t_3 = 950 - 50 = 900^\circ\text{C}$ ； $s_1 = 0.115$ 米； $s_2 = 0.230$ 米

为了计算 λ 值，预先估计界面温度 $t_2 = 720^\circ\text{C}$ ，因此轻质粘土砖平均导热系数为：

$$t_{1\text{均}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{950 + 720}{2} = 835^\circ\text{C}$$

$$\lambda_{1\text{均}} = 0.25 + 2.2 \times t_{1\text{均}} \times 10^{-4} = 0.25 + 2.2 \times 835 \times 10^{-4} \\ \approx 0.434 \text{千卡/米} \cdot \text{时} \cdot ^\circ\text{C}$$

同理，硅藻土砖平均导热系数为：

$$t_{2\text{均}} = \frac{t_2 + t_3}{2} = \frac{720 + 50}{2} = 385^\circ\text{C}$$

$$\lambda_{2\text{均}} = 0.085 + 2 \times t_{2\text{均}} \times 10^{-4} = 0.085 + 2 \times 385 \times 10^{-4} \\ \approx 0.162 \text{千卡/米} \cdot \text{时} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$q = \frac{950 - 50}{\frac{0.115}{0.434} + \frac{0.230}{0.162}} \approx 534 \text{千卡/米}^2 \cdot \text{时}$$

验算中间温度：

$$t_2 = t_1 - q \times \frac{s_1}{\lambda_1} = 950 - 534 \times 0.265 = 809^\circ\text{C}$$

$$\frac{809 - 720}{809} \approx 11\% (>5\%)$$

误差过大，需重新假设中间温度，这时设 $t_2 = 810^\circ\text{C}$ ，

$$t_{1\text{均}} = \frac{950 + 810}{2} = 880^\circ\text{C}$$

$$\lambda_{1\text{均}} = 0.25 + 2.2 \times 880 \times 10^{-4} \approx 0.444 \text{ 千卡/米} \cdot \text{时} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{2\text{均}} = \frac{810 + 50}{2} = 430^\circ\text{C}$$

$$\lambda_{2\text{均}} = 0.085 + 2 \times 430 \times 10^{-4} \approx 0.171 \text{ 千卡/米} \cdot \text{时} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$q = \frac{950 - 50}{\frac{0.115}{0.444} + \frac{0.230}{0.171}} = \frac{900}{0.259 + 1.345} \approx 561.1 \text{ 千卡/米}^2 \cdot \text{时}$$

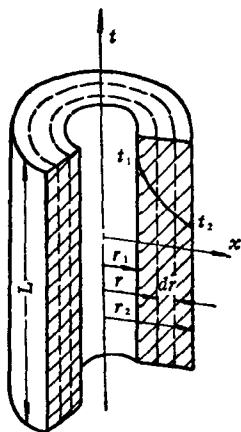
再验算中间温度：

$$t_2 = 950 - 561.1 \times 0.259 \approx 805^\circ\text{C}$$

此值与假定值相近，因此 $q = 561.1 \text{ 千卡/米}^2 \cdot \text{时}$ 。

四、圆筒壁炉墙的导热

1. 单层圆筒壁炉墙的导热 设有一井式加热炉，其侧墙为圆筒状，高度为 L ，内外半径分别为 r_1 和 r_2 ，内外表面温度为 t_1 和 t_2 ，导热系数为 λ 。在 r_1 与 r_2 之间的任意处 r 取一薄层，厚度为 dr ，其两侧温度差为 dt ，该层面积为 $2\pi r L$ (图1-3)。根据导热方程式在单位时间内通过此薄层所传导的热量为：



$$Q = -\lambda \cdot F \frac{dt}{dr} = -\lambda \cdot 2\pi r L \frac{dt}{dr}$$

分离变量后：

$$dt = -\frac{Q}{2\pi L \cdot \lambda} \frac{dr}{r}$$

将上式积分：

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = -\frac{Q}{2\pi L \lambda} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r}$$

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{2\pi L \lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

图 1-3 单层圆筒壁的导热

或

$$Q = \frac{2\pi L \lambda}{\ln \frac{r_2}{r_1}} (t_1 - t_2) \quad (1-11)$$

从上式看出，圆筒壁的导热量与炉墙材料的导热系数、圆筒壁的高度和温度差成正比，而与内外半径比值的自然对数成反比。如果 λ 是常数，则沿炉壁内部的温度变化呈对数曲线，这点与平壁导热不同。

另外，如果 $r_2/r_1 \leq 2$ ，可将圆筒展开当作平壁进行计算，这时内外半径可按算术平均值计算，即 $(r_1 + r_2)/2$ ，内外圆筒壁的表面积的平均值为：

$$F_{\text{均}} = \frac{r_1 + r_2}{2} \cdot 2\pi L = \pi L (r_1 + r_2)$$

用算术平均值计算的 $F_{\text{均}}$ ，求出的 Q 值稍大些，但不超过4%。

2. 多层圆筒壁炉墙的导热 根据单层圆筒壁的导热公式推演方法, 不难求出多层圆筒壁的导热公式为:

$$Q = \frac{2\pi L(t_1 - t_{n+1})}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \ln \frac{r_{n+1}}{r_n}} \quad (1-12)$$

如果圆筒壁的各层内外高度不等, 则:

$$Q = \frac{2\pi(t_1 - t_{n+1})}{\frac{1}{\lambda_1 L_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2 L_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \dots + \frac{1}{\lambda_n L_n} \ln \frac{r_{n+1}}{r_n}} \quad (1-13)$$

式中 $L_1, L_2, \dots, L_n$ 为圆筒壁各层的平均高度。

圆筒壁各层的交界面温度可按下式计算:

$$\begin{aligned} t_2 &= t_1 - \frac{Q}{2\pi L_1 \lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} \\ t_3 &= t_2 - \frac{Q}{2\pi L_2 \lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} = t_1 - \frac{Q}{2\pi} \left(\frac{1}{L_1 \lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{L_2 \lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} \right) \\ t_n &= t_1 - \frac{Q}{2\pi} \left(\frac{1}{L_1 \lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{L_2 \lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \dots + \frac{1}{L_{n-1} \lambda_{n-1}} \ln \frac{r_n}{r_{n-1}} \right) \end{aligned} \quad (1-14)$$

第三节 对 流 给 热

通常所说的对流传热是指流体在流动时, 流体质点发生位移和相互混合, 从而发生热量的传递。在工程上对流传热主要发生在流体与固体表面之间, 此时既包括流体质点位移所产生的对流作用, 也包括流体质点间的导热作用, 这种对流传热称为对流给热。对热处理炉来说, 对流给热发生在炉气或盐浴介质与工件表面之间、炉墙外壁与车间空气之间、在换热器中空气与管壁之间等。

对流给热的热量传递除受到导热规律的控制外, 还要受流体的流动规律的支配。正由于这样, 影响对流给热的因素就很多, 过程也很复杂, 目前只能用实验方法和经验公式进行计算。

一、对流给热的计算公式

流体与固体表面之间通过对流给热所传递的热量可用牛顿公式计算:

$$Q = \alpha \cdot (t_1 - t_2) \cdot F \quad (1-15)$$

式中 Q ——单位时间内对流给热量 (千卡/时);

$t_1 - t_2$ ——流体与固体表面的温差 ($^{\circ}\text{C}$);

F ——固体与流体的接触面积 (米^2);

α ——对流给热系数 ($\text{千卡}/\text{米}^2 \cdot \text{时} \cdot ^{\circ}\text{C}$), 它表示流体与固体表面温差为 1°C 时, 每小时通过 1 平方米面积所传递的热量。

牛顿公式看起来很简单, 但它把影响对流给热的因素都集中在对流给热系数上, 因此对流给热量的计算, 主要就是求出在各种具体条件下的对流给热系数 α 。

二、影响对流给热系数的因素

影响对流给热系数的因素很多, 如流体的运动特性, 流体的物理性质, 流体与固体接

触表面的几何形状、大小、放置位置、粗糙程度以及固体表面和流体的温度等。

1. 流体运动的特性 流体运动按其产生的原因有自然流动和强制流动；按其流动的性质有层流和紊流。

自然流动是由于流体内部存在温度差，使其密度不同而引起的流动。在自然流动下进行的对流给热称为自然对流给热，其给热强度主要取决于温度差。

流体受外力（如泵、鼓风机或搅拌器等）作用而发生的流动称为强制流动。在强制流动下所进行的对流给热称为强制对流给热。其给热强度主要取决于流体的流动速度。

自然对流时，流体的流动速度一般都很小，故自然对流给热的强度远低于强制对流给热。当强制对流十分激烈时，自然对流给热就可以忽略不计。

流体流动的性质是层流时，流体内部的各个质点都平行于壁面流动，没有垂直壁面的分速度，流体与固体表面之间的热量传递主要依靠流体内部的传导传热，热流方向垂直于流体的流动方向。由于气体与液体的导热性都很差，所以在层流情况下的对流给热强度是很小的，并且热交换量与流速无关。

紊流时流体内部各质点不仅沿前进方向流动，而且有垂直于壁面的分速度而成紊乱流动。此时，流体内部各质点产生急剧混合，但流体在宏观上还是向前流动着的。流体在管道中成紊流流动时，只有在邻近壁面的薄层中才是层流流动，此层以外的部分是紊流核心。在紊流核心内热量传递靠对流，在边界层内热量传递靠传导，在这种情况下传导传热量可以忽略不计。如果管道表面温度高于流体的温度，从管道表面向流体传热过程中边界层具有较大的热阻，因而有较大的温度降落。在紊流核心处混合作用激烈，对流传热量加强，温差较小。边界层与紊流核心的温度分布如图1-4所示。

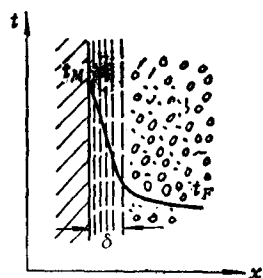


图 1-4 边界层与紊流核心的温度分布

δ —边界层的厚度； t_M —管道表面温度；
 t_F —流体温度

增加流体的流速会增加流体的紊乱程度，并使边界层厚度变薄，减少边界层的热阻，因而有利于对流给热。

流体流动性质的改变取决于流体的惯性力和摩擦力的比值，这个比值是一个无单位的数，称为雷诺准数，用符号Re表示。即：

$$Re = \frac{\omega \cdot d \cdot \rho}{\mu} \quad (1-16)$$

式中 ω ——流体的流速（米/秒）；

d ——管道的水力学直径（米）；

$$d = \frac{4F}{S}$$

F ——管道的截面积（米²）；

S ——管道的截面周长（米）；

ρ ——流体的密度（公斤·秒²/米⁴）；

μ ——流体的粘度系数（公斤·秒/米²）。

测定结果指出，在截面为圆形的光滑管道中，Re小于2300时，流体为层流流动；Re大于2300时，出现从层流向紊流过渡的临界状态。也可以用人工方法使Re大于2300的流

动保持为层流流动,但这种流动是不稳定的,只要流体内某处发生骚乱,便会很快变成紊流。只有 $Re \geq 10000$ 时,才能呈现稳定的紊流流动。

2. 流体的物理性质 在各种不同的流体中,由于它们的物理性质不同,所进行的给热过程也各不相同。直接影响给热过程的物理参数有:导热系数、热容量、密度和粘度。其中导热系数影响边界层的导热,热容量影响热交换量,粘度影响边界层厚度(粘度大边界层加厚),密度大有利于减少边界层厚度。

3. 传热面的形状大小和放置位置 在热处理炉工作时,炉墙外表面(传热面)向空气中散热,它们之间的传热是属于自然对流给热。自然对流引起气体流动的唯一原因是传热面与空气的温度差,这种温度差决定了热交换的强烈程度。

实验证明,自然对流给热系数不仅与传热面的几何形状有关,而且也与该面在空间放置的位置有关。图1-5(a)表示垂直炉墙外表面与空气之间的自然对流散热情况。沿炉墙高度的对流给热系数 α 值是不同的。在炉墙下部的 α 值较大,因为该处气流边界层刚刚形成,而且很薄。以后边界层逐渐加厚, α 值也随着减少。当边界层厚度达到最大值后,流动性质发生变化,由层流转变为紊流, α 值又开始增加。最后流动性质变为紊流时, α 值保持不变。

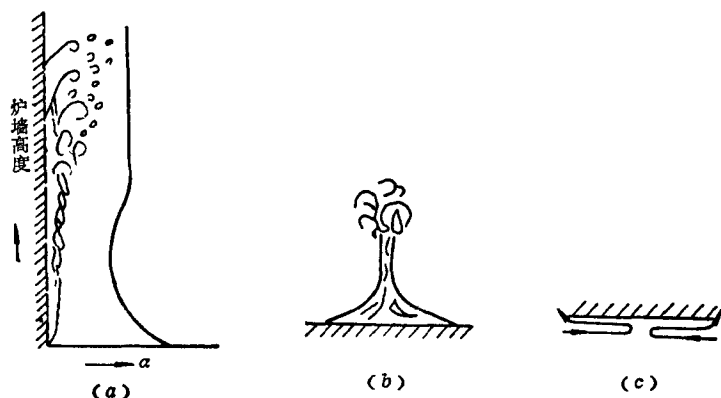


图 1-5 炉墙的自然对流散热
(a)垂直炉墙; (b)炉顶; (c)炉底

水平放置的平壁(如炉顶)与空气自然对流热交换时,上升的热气和补充的冷气互作用形成一个上升的气流,如图1-5(b)所示,其 α 值显然比垂直炉墙与空气自然对流时为大。若水平放置的平壁,其传热面向下(如炉底),则除有一薄层气体流动外,其它部分基本保持静止不动,如图1-5(c)所示,其 α 值显然是比较小。

三、对流给热系数的确定

1. 自然对流给热系数 炉墙、炉底和炉顶由于它们所处的位置不同,其给热系数也不同,一般可按下列经验公式计算:

$$\text{炉墙: } \alpha = 2.2 \sqrt{t_1 - t_2} \quad (\text{千卡/米}^2 \cdot \text{时} \cdot ^\circ\text{C}) \quad (1-17)$$

$$\text{炉底: } \alpha = 1.4 \sqrt{t_1 - t_2} \quad (\text{千卡/米}^2 \cdot \text{时} \cdot ^\circ\text{C}) \quad (1-18)$$

$$\text{炉顶: } \alpha = 2.8 \sqrt{t_1 - t_2} \quad (\text{千卡/米}^2 \cdot \text{时} \cdot ^\circ\text{C}) \quad (1-19)$$

式中 t_1 ——炉墙(炉底、炉顶)的表面温度($^\circ\text{C}$);