

高等学校教学用书

热处理车间 设备与设计

GAODENG

XUEXIAO

JIAOXUE

YONGSHU

冶金工业出版社

高等学校教学用书

热处理车间设备与设计

东北大学 臧尔寿 主编

冶金工业出版社

(京)新登字 036 号

图书在版编目 (CIP) 数据

热处理车间设备与设计/臧尔寿主编. - 北京: 冶金工业出版社, 1995

高等学校教学用书

ISBN 7-5024-1623-4

I. 热… II. 臧… III. ①热处理-车间-设备-高等学校-教材②热处理-车间-设计-高等学校-教材 IV. TG158

中国版本图书馆CIP数据核字 (94) 第13218号

出版人 鞠启云 (北京沙滩嵩祝院北巷38号, 邮编100009)

怀柔县东茶坞印刷厂印刷; 冶金工业出版社发行; 各地新华书店经销

1995年5月第1版, 1995年5月第1次印刷

787mm×1092mm 1/16, 18.5印张, 438千字, 287页, 1-2200册

10.80元

前 言

《热处理车间设备与设计》是根据1991~1995年冶金、有色高等院校教材出版规划的要求，为金属材料与热处理专业本科学生编写的教材。编者在《热处理炉》教材基础上，对全书内容作了修改，并增写了新的章节编成本书。

本书内容主要介绍冶金厂和机械厂热处理车间设备（热处理炉及其它设备）的工作原理、结构、性能和应用，并简要介绍热处理炉和热处理车间的设计方法，以满足课程设计或毕业设计的需要。

本书共分十四章。第一、三、四章（第四章第一节与臧尔寿合写）和第二、十四章分别由北京科技大学张敏和曾纪成编写，第五~十三章由东北大学臧尔寿编写。全书由臧尔寿主编。

大连理工大学王富岗、沈阳工业大学吕振家、东北大学佟庆安等同志对本书初稿进行了审阅并提出修改意见，在此表示诚挚的谢意。书中引用的一些资料、图样取自各书刊和有关设计单位，在此特向各种资料的原著者表示感谢。由于我们水平有限，书中难免有不妥之处，希望读者批评指正。

编 者

1994年8月

目 录

绪论	1
第一章 传热学基础	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	12
第五节 综合传热	23
第二章 气体力学基础	26
第一节 气体的基本参数与状态方程式	26
第二节 静止状态气体的基本方程式	27
第三节 稳定流动气体的基本方程式	30
第四节 气体流动时的阻力损失	33
第五节 两种气体同时存在的伯奴里方程式	40
第六节 伯奴里方程式在热处理炉上的应用	41
第七节 烟道阻力损失与烟囱基本尺寸的计算	45
第八节 工业管道计算与鼓风机的选择	48
第三章 筑炉材料	51
第一节 概述	51
第二节 耐火材料	53
第三节 保温材料	56
第四节 炉用耐热钢	57
第四章 热处理电阻炉	59
第一节 概述	59
第二节 炉型的选择和炉体尺寸的确定	69
第三节 电阻加热炉功率的确定	73
第四节 电热体材料及其性能	79
第五节 电热体的计算及其在炉内布置	86
第五章 热处理燃料炉	93
第一节 概述	93
第二节 燃料及燃烧计算	96
第三节 燃料燃烧装置	101
第四节 燃料炉的炉体结构设计	110
第五节 炉子燃料消耗量的确定	117
第六章 冶金产品热处理炉	122
第一节 概述	122



第二节	罩式炉	122
第三节	辊底式炉	128
第四节	牵引式炉	133
第五节	步进式炉	144
第七章	浴炉及流动粒子炉	148
第一节	浴炉的特点	148
第二节	外热式浴炉	149
第三节	内热式浴炉	151
第四节	电极式盐浴炉的设计	157
第五节	流动粒子炉	165
第八章	可控气氛热处理设备	170
第一节	概述	170
第二节	可控气氛的种类与制备	171
第三节	可控气氛的碳势和氧势控制	183
第四节	可控气氛热处理炉	188
第九章	真空热处理炉	194
第一节	概述	194
第二节	真空系统	194
第三节	真空热处理炉	199
第四节	真空炉的部件与材料	205
第五节	离子氮化炉	210
第十章	感应加热设备	213
第一节	概述	213
第二节	工频感应加热设备	213
第三节	中频感应加热设备	217
第四节	高频感应加热设备	221
第五节	感应器的设计概要	228
第十一章	冷却设备	235
第一节	冷却设备的分类	235
第二节	冷却室	235
第三节	淬火槽	235
第四节	淬火液的冷却系统	242
第五节	淬火机	246
第六节	冷处理设备	246
第十二章	辅助设备	249
第一节	清理设备	249
第二节	清洗设备	251
第三节	校直设备	252
第十三章	热处理车间设计概要	254

第一节	概述	254
第二节	热处理车间的分类	254
第三节	热处理车间的生产纲领编制	255
第四节	热处理工艺规程的制订	257
第五节	设备数量计算	259
第六节	热处理车间厂房建筑型式	261
第七节	热处理车间的平面布置	264
第八节	热处理车间的技术经济指标	272
第十四章	热处理炉的节能与安全技术	276
第一节	合适炉型的采用	276
第二节	炉子结构的改进	277
第三节	燃料燃烧过程的合理控制	281
第四节	烟气废热与工件余热的利用	281
第五节	节能热处理工艺及管理措施	282
第六节	热处理炉的安全技术	284
参考文献		286
附表	常用单位换算表	287

绪 论

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。先进的热处理技术的开发,势必要采用先进的热处理设备,投建或改建热处理车间。热处理设备是实现热处理工艺的重要保证,设计或选用先进又合理的热处理设备,充分满足热处理工艺参数的要求,这是提高产品质量的关键,而组建技术先进、设备效益好、生产组织合理的热处理车间才能有效地提高劳动生产率和经济效益。

热处理车间设备的种类很多,根据它们在热处理生产过程中所完成的任务不同,通常将其分为主要设备和辅助设备两大类。

主要设备是完成主要热处理工序(加热和冷却工序)所用的设备,包括各种加热设备(加热炉与加热装置)和冷却设备(冷却室、淬火槽、淬火机等)。热处理炉是热处理车间最重要的而且是广泛使用的加热设备,其类型繁多,除传统使用的燃料炉、标准型电阻炉、盐浴炉外,还日益增多使用可控气氛热处理炉(与其配套的可控气氛发生器)、真空热处理炉、离子冲击炉、流动粒子炉等。热处理炉不但要保证规定的生产率和满足热处理工艺参数的要求,而且又要节省能源、操作方便、安全可靠。因此,正确选用热源和炉型,合理设计炉子结构,改进炉子热工性能,对热处理车间生产来说是非常重要的,是提高热处理车间产品质量与技术经济指标的重要条件。另外,感应加热设备也有其独特的优越性,广泛应用于钢件表面热处理方面。采用新型全固体元件(或晶体管)感应加热设备不但能提高效率,而且操作方便,简化工段设计。

辅助设备是完成各种辅助工序(如酸洗、清洗、清理、校直、检验)、生产操作、动力供应所用的设备。热处理车间常用的辅助设备有清洗槽(机)、喷砂机、校直机、泵、鼓风机、各种动力管道以及起重运输设备等。辅助设备大部分是由专业化工厂生产的,热处理车间根据主要设备生产特点来选用,也可自行设计与制造。

热处理联合机组是由主要设备与辅助设备组合而成的一个整体机组,它可以完成几个工序或整个工艺过程。一般来说,这种机组的机械化与自动化程度较高,已有一些微处理机程序控制的热处理生产自动机组,它们多用于专业化大批生产的热处理车间。

“热处理车间设备与设计”是金属材料与热处理专业的一门专业课。通过本课程的学习,学生应熟悉、了解和初步掌握有关热处理设备的基本工作原理、基本知识(设备结构、特性和应用)以及组织热处理生产的方法。另外,本课程应与生产实习和课程设计等教学环节相结合,使学生学会一般简单热处理炉和热处理车间或工段的设计步骤与方法。

第一章 传热学基础

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，而且还应控制炉内的热交换过程，降低热损失，节省能源，降低加热成本。

传热学是研究热的传播与交换的基本规律。在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，对炉子的设计及操作是很重要的。

一、温度场和温度梯度

1. 温度场 温度场是表示物体中温度在空间和时间上的分布情况。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 在物体内部或物体之间沿等温面上任意点的法线方向上的温度变化率称为该点的温度梯度。即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，其数学式为

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

温度梯度是表示温度变化强度的一个向量，其数值等于和传热面相垂直的单位距离上的温度变化，并规定由低温到高温为正，反之为负。

二、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 $\frac{\partial t}{\partial \tau} \neq 0$ ，则通过各点的热量也随时间变化而变化，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，炉子升温阶段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 $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$ ，传递的热量是恒定的，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。

三、传热的三种基本形式

1. 传导传热 传导传热又称导热，是指物体中或不同物体直接接触时，由于存在温差，热量从高温传到低温部分。传导传热依靠物体中微观粒子的热振动，而没有宏观物体的相对运动。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而引起热量传播。当流动的流体与固体表面接触，而引起的热交换也称为对流传热。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

热均属对流传热。

3. 辐射传热 辐射传热是一种电磁波传播热量的过程。当物体受热后,能以电磁波的形式不断地向各方向发射辐射能,当辐射能投到另一物体时便部分地被吸收。然后又转化为热能而将其加热,这种传热过程称为辐射传热。辐射传热与前两种传热方式不同,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,辐射传热占有主导地位。

在实际热处理炉中,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,单位时间内传导的热量(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。式(1-1)为传导传热的基本方程式,又称为傅立叶定律。 q 又称热流密度,其单位是 W/m^2 。

由于热流方向与温度梯度的方向相反,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,从式(1-1)可知,其物理意义是当温度梯度为一个单位时,在单位时间内通过单位截面积所传递的热量,其单位是 $W/(m \cdot K)$ 。

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、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 [$\lambda_{20^\circ C} = 420 W/(m \cdot K)$],其次是铜 [$\lambda_{20^\circ C} = 391 W/(m \cdot K)$],而铁的导热系数较小 [$\lambda_{20^\circ C} = 73 W/(m \cdot K)$]。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 —— $t^\circ C$ 时的导热系数;

λ_0 —— $0^\circ C$ 时的导热系数;

b ——温度系数,随材料而异。

在计算时,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 及 t_2 时,则炉墙的平均导热系数 λ_p 为

$$\lambda_p = \lambda_0 + bt_p \quad (1-3)$$

$$t_p = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

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 $\lambda_0=0.8\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，轻质粘土砖 $\lambda_0=0.29\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，而硅藻土砖 λ_0 只有 $0.12\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 左右。导热系数较小的固体材料有良好的绝热作用，工程上把常温下导热系数小于 $0.25\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 的材料称为绝热材料（或保温材料）。

常用的耐火材料和保温材料的导热系数见筑炉材料一章。

液体的导热系数较小，在 $0.07\sim 0.7\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 之间，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。

气体的导热系数最小，为 $0.006\sim 0.6\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 之间，温度升高时， λ 值随之增加。在气体中氢的导热性较好，它的导热系数比氧、氮、二氧化碳、空气等高出五到十倍。因此，有些带钢用氢气退火以提高生产率。

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 δ ，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。

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密度为

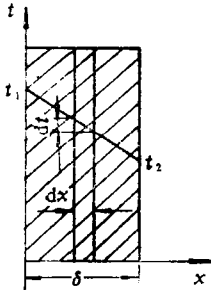


图 1-1 单层平壁的导热

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

分离变量后

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

将上式积分

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

积分后得

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

所以

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) \quad (\text{W}/\text{m}^2) \quad (1-4)$$

由上式可知，热流密度是与导热系数 λ 及两表面的温度差成正比，而与平壁厚度 δ 成反比。

若平壁面积为 $A\text{m}^2$ ，则通过此平壁的热流 Q 为

$$Q = \frac{\lambda(t_1 - t_2)A}{\delta} \quad (\text{W})$$

或

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{\delta}{\lambda}} A$$

式中， δ/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。因此上式可改写为

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

式(1-5)与电学中的欧姆定律($I = \frac{\Delta V}{R}$)相比,可发现导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;而导热时通过某物体的热流量与该物体两端的温差成正比,与该物体的热阻成反比。导电的推动力为电位差,导热的推动力则为温度差。

2. 多层平壁炉墙的导热 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,外层为保温层。

设有两层紧密接触的平壁炉墙(图1-2),层厚分别为 δ_1 与 δ_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:

第一层热流密度

$$q_1 = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_1 - t_2)$$

第二层热流密度

$$q_2 = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_2 - t_3)$$

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

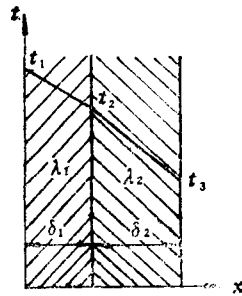


图 1-2 双层平壁的导热

$$t_1 - t_2 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} q$$

$$t_2 - t_3 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} q$$

两式相加后得

$$t_1 - t_3 = q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right)$$

所以

$$q = \frac{t_1 - t_3}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} \quad (1-6)$$

同理,可推导出 n 层平壁炉墙的导热公式

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} \quad (1-7)$$

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

$$t_2 = t_1 - q \frac{\delta_1}{\lambda_1}$$

$$t_3 = t_2 - q \frac{\delta_2}{\lambda_2} = t_1 - q \frac{\delta_1}{\lambda_1} - q \frac{\delta_2}{\lambda_2} = t_1 - q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right)$$

同理

$$\begin{aligned}t_n &= t_1 - q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_{n-1}}{\lambda_{n-1}} \right) \\ &= t_1 - q \sum_{i=1}^{n-1} \frac{\delta_i}{\lambda_i}\end{aligned}\quad (1-8)$$

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。若大于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 A), 其热流公式为

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} A \quad (1-9)$$

若各层面积不等, 其计算公式为

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 A_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 A_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n A_n}} \quad (1-10)$$

式中, A_1, A_2, \dots, A_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 A'_1, A'_2, A'_3, \dots 和 A'_{n+1} 时, 则各层的平均面积可采用算术平均值 $A_n = \frac{A'_n + A'_{n+1}}{2}$ 或几何平均值 $A_n = \sqrt{A'_n \cdot A'_{n+1}}$ 。

例題 设平壁炉墙由115mm厚的轻质粘土砖与230mm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1m²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密度 q 为

$$q = \frac{t_1 - t_3}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} \quad (\text{W/m}^2)$$

式中, $t_1 - t_3 = 950 - 50 = 900$ (°C);

$\delta_1 = 0.115\text{m}$; $\delta_2 = 0.230\text{m}$ 。为了计算 λ 值, 假设界面温度 $t_2 = 720$ °C, 因此轻质粘土砖平均导热系数为

$$t_{1p} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{950 + 720}{2} = 835$$
(°C)

$$\lambda_{1p} = 0.29 + 0.26 \times 10^{-3} \times t_{1p} = 0.29 + 0.26 \times 10^{-3} \times 835 = 0.507 [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{°C})]$$

同理, 硅藻土砖平均导热系数为

$$t_{2p} = \frac{t_2 + t_3}{2} = \frac{720 + 50}{2} = 385$$
(°C)

$$\lambda_{2p} = 0.1 + 0.23 \times 10^{-3} \times t_{2p} = 0.1 + 0.23 \times 10^{-3} \times 385 = 0.188 [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{°C})]$$

$$q = \frac{950 - 50}{\frac{0.115}{0.507} + \frac{0.230}{0.188}} = 620$$
(W/m²)

验算中间温度

$$t_2 = t_1 - q \times \frac{\delta_1}{\lambda_1} = 950 - 620 \times \frac{0.115}{0.507} \approx 810 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\frac{810 - 720}{810} \times 100\% \approx 11\% (>5\%)$$

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

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

$$\lambda_{1p} = 0.29 + 0.26 \times 10^{-3} \times 880 = 0.5188 [\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})]$$

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

$$\lambda_{2p} = 0.1 + 0.23 \times 10^{-3} \times 430 = 0.1989 [\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})]$$

$$q = \frac{950 - 50}{\frac{0.115}{0.5188} + \frac{0.230}{0.1989}} \approx 654 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

再验算中间温度

$$t_2 = 950 - 654 \times \frac{0.115}{0.5188} \approx 807 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

此值与假定值相近，因此 $q = 654 \text{ W/m}^2$ 。

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 $2\pi rL$ (图1-3)。根据导热方程式 (1-1) 通过此薄层的热流 Q 为

$$Q = -\lambda \cdot A \frac{dt}{dr} = -\lambda \cdot 2\pi rL \frac{dt}{dr}$$

分离变量后

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

将上式积分

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

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

或

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

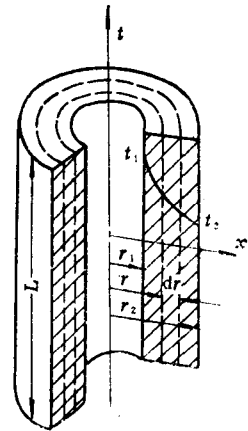


图 1-3 单层圆筒壁的导热

从上式看出，圆筒壁的热流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，当 r_2/r_1 或 $A_2/A_1 \leq 2$ 时，对数平均面积可近似地用算术平均值计算。即

$$A_p = \frac{A_2 - A_1}{\ln \frac{A_2}{A_1}} \approx \frac{A_1 + A_2}{2}$$

或

$$r_p = \frac{r_2 - r_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \approx \frac{r_1 + r_2}{2}$$

将 $\ln \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_2 - r_1}{r_p}$ 代入公式(1-11)得

$$\begin{aligned} Q &= \frac{2\pi r_p L \lambda}{r_2 - r_1} (t_2 - t_1) \\ &= \frac{\lambda}{\delta} A_p (t_2 - t_1) \quad (\text{W}) \end{aligned} \quad (1-12)$$

用算术平均值计算的 A_p 或 r_p ，求出的 Q 值比用对数平均值计算的结果稍大些，但不超过4%，如表1-1。

表 1-1 [算术平均值/(对数平均值)]与 A_2/A_1 的变化关系

A_2/A_1	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0
算术平均值 (对数平均值)	1.000	1.001	1.003	1.006	1.01	1.014	1.018	1.024	1.029	1.034	1.040

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

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

如果圆筒壁的各层内外高度不等，则

$$Q = \frac{2\pi (t_1 - t_{n+1})}{\frac{1}{\lambda_1 L_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2 L_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \dots + \frac{1}{\lambda_n L_n} \ln \frac{r_{n+1}}{r_n}} \quad (\text{W}) \quad (1-14)$$

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

$$\begin{aligned} t_2 &= t_1 - \frac{Q}{2\pi L_1 \lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} \\ t_3 &= t_2 - \frac{Q}{2\pi L_2 \lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} = t_1 - \frac{Q}{2\pi} \left(\frac{1}{L_1 \lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{L_2 \lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} \right) \\ t_n &= t_1 - \frac{Q}{2\pi} \left(\frac{1}{L_1 \lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{L_2 \lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \dots + \frac{1}{L_{n-1} \lambda_{n-1}} \ln \frac{r_n}{r_{n-1}} \right) \end{aligned} \quad (1-15)$$

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流量可用牛顿公式计算

$$Q = \alpha \cdot (t_1 - t_2) \cdot A \quad (1-16)$$

式中 Q ——单位时间内对流给热量 (W)；
 $t_1 - t_2$ ——流体与固体表面的温差 (°C)；
 A ——固体与流体的接触面积 (m²)；
 α ——对流给热系数 [W/(m²·°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关系很小。

紊流时流体内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流流动。此时，流体内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，在这种情况下上传导传热量可

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。

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

$$Re = \frac{\omega \cdot d}{\nu} \quad (1-17)$$

式中 ω ——流体的流速 (m/s)；

d ——管道的水力学直径 (m)；

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

A ——管道的截面积 (m²)；

S ——管道的截面周长 (m)；

ν ——流体的运动粘度系数(m²/s)。

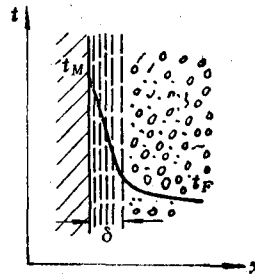


图 1-4 边界层与紊流核心的温度分布
 δ —边界层的厚度； t_M —管道表面温度； t_F —流体温度

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。

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相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