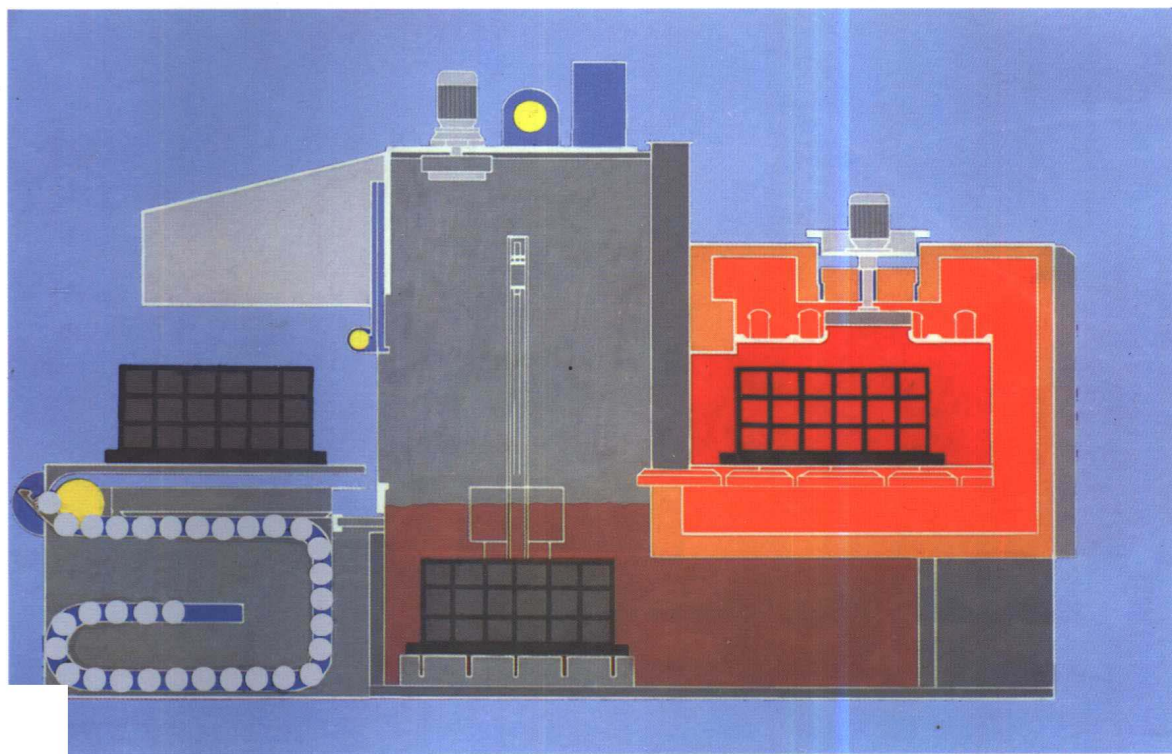


热处理炉

吉泽升 张雪龙 武云启 编著
吴玉彬 审



哈尔滨工程大学出版社

内 容 简 介

本书系作者根据近 10 年的教学经验,参考有关文献,吸收国内外最新资料,结合自己的科研成果编著而成。书中系统地讲述了传热基本原理、炉内气体的运动规律和气体反应原理;比较详细地介绍了热处理炉的基本类型以及常用炉型的基本结构、设计原理、设计方法和设计步骤,简要介绍了日、美等国的新产品动态,指出了我国热处理炉的发展方向。

全书共十二章,内容丰富、详尽,所有计量单位全部采用法定计量单位。为便于从事热处理炉设计及有关专业工程技术人员查阅,附录中提供了大量技术数据,可供参考。

热处理炉

Rechulilu

吉泽升 张雪龙 武云启 编著

责任编辑 李 英

*

哈尔滨工程大学出版社出版发行

哈尔滨市南通街145号 哈工程大学11号楼

新华书店经销

肇东粮食印刷厂印刷

*

开本 787 mm×1 092 mm 1/16 印张 13.25 字数 320 千字

1999 年 1 月第 1 版 1999 年 1 月第 1 次印刷

印数:1~2 000 册

ISBN 7-81007-890-9

TG·15 定价:18.00 元

前 言

本书是作者根据近 10 年来的教学经验,参考热处理设备有关文献,吸收国内外最新资料,结合自己的科研成果编著而成。

书中系统讲述了传热基本原理、气体力学基础,热处理炉的基本类型、特点、用途,详细介绍了热处理电阻炉设计的原理、方法和步骤,并做了举例;简要介绍了日本、美国等发达国家的典型炉型以及新产品动态;指出了在相当一个时期可控气氛热处理和真空热处理是我国热处理技术发展的主要方向,提出了现代热处理技术的标志是“优质、高效、低耗、清洁、灵活”的观点。

本书在成书的过程中,曾得到了哈尔滨理工大学材料科学与工程学院金属材料及热处理专业九五级的唐昌琼、邵志坚、朱洪奎等部分同学的大力协助,书中引用了有关单位的技术资料以及有关文献的图表,在此一并表示诚挚的谢意。

由于作者水平有限,书中错误和不妥之处在所难免,敬望各位读者和专家不吝赐教。

作 者

1998 年 7 月于哈尔滨

目 录

绪 论	1
第一章 传热基本原理	4
§ 1-1 基本概念	4
§ 1-2 传导传热	5
§ 1-3 对流换热	9
§ 1-4 辐射换热	13
§ 1-5 综合传热	22
第二章 气体力学	25
§ 2-1 气体静力学	25
§ 2-2 气体动力学及伯努利方程	30
第三章 筑炉材料	37
§ 3-1 耐火材料	37
§ 3-2 保温材料	39
§ 3-3 炉用金属材料	40
第四章 热处理电阻炉概述	43
§ 4-1 热处理电阻炉的基本类型	43
§ 4-2 箱式电阻加热炉	43
§ 4-3 井式电阻加热炉	46
§ 4-4 台车式炉及罩式炉	48
第五章 热处理电阻炉的设计	51
§ 5-1 炉型的选择和炉膛尺寸的确定	51
§ 5-2 电阻炉功率的计算	55
§ 5-3 功率的分配及电热元件的接线	59
§ 5-4 常用电热元件材料及其选择	60
§ 5-5 电热元件的计算	63
§ 5-6 电热元件的安装	66
§ 5-7 电阻炉的性能试验及技术规范	67
§ 5-8 热处理电阻炉设计计算举例	68
第六章 热处理燃料炉	81
§ 6-1 燃料炉的基本类型及特点	81
§ 6-2 燃料燃烧计算	83
§ 6-3 燃料消耗量计算	85
§ 6-4 燃料炉的经济技术指标及提高热效率途径	88
§ 6-5 热处理燃料炉的燃烧装置	89

第七章 热处理浴炉及流动粒子炉	96
§ 7-1 浴炉的特点及分类	96
§ 7-2 电极盐浴炉的设计概要	98
§ 7-3 流动粒子炉	102
第八章 真空热处理炉	104
§ 8-1 真空系统	104
§ 8-2 真空热处理炉的分类	104
§ 8-3 真空热处理炉所用材料	109
§ 8-4 真空热处理炉技术的发展	111
§ 8-5 离子渗氮炉	111
第九章 感应热处理设备及其它表面加热设备	113
§ 9-1 感应热处理的基本原理	113
§ 9-2 感应热处理设备的选择	114
§ 9-3 感应器设计概要	116
§ 9-4 淬火机床的选择	118
§ 9-5 其它表面加热装置	118
第十章 可控气氛热处理炉	120
§ 10-1 可控气氛加热的基本原理	120
§ 10-2 可控气氛的制备	123
§ 10-3 可控气氛的碳势与氧势控制	129
§ 10-4 可控气氛热处理炉的结构及发展	132
第十一章 冷却装置及热处理辅助设备	141
§ 11-1 淬火槽	141
§ 11-2 淬火介质的循环冷却系统	148
§ 11-3 淬火机和淬火压床	150
§ 11-4 热处理辅助设备	151
第十二章 热处理炉的节能与改造	157
§ 12-1 热处理节能概述	157
§ 12-2 热处理能源和炉型的合理选择	159
§ 12-3 耐热钢构件的合理选用	162
§ 12-4 高温节能涂料的应用	163
§ 12-5 新型节能炉衬材料	165
§ 12-6 热处理电阻炉的技术改造	171
附录	178
附表 1 某些常用材料的黑度	178
附表 2 炉墙外表面对车间的综合传热系数表	178
附表 3 热处理炉常用耐火材料和保温材料	179
附表 4 普通硅酸铝耐火纤维热导率	179
附表 5 热处理炉常用耐火砖规格	180

附表 6	纯铁和钢的平均比热容	183
附表 7	碳素钢和低合金钢的热导率	183
附表 8	炉气的某些物理性质	184
附表 9	工业用气体燃料的比热容	184
附表 10	空气和某些气体平均比热容	185
附表 11	某些气体的热导率	185
附表 12	常用金属电热材料性能	186
附表 13	常用非金属电热材料性能	187
附表 14	常用盐(碱)及其使用温度范围	187
附表 15	炉子功率与电热元件(0Cr25Al5)参数	188
附表 16	全纤维炉衬组成及厚度	189
附表 17	炉膛砌体每米长度的膨胀缝宽度	189
附表 18	不同炉温时电阻炉的炉墙厚度	189
附表 19	耐热铸铁的使用温度及用途	190
附表 20	耐热钢构件的工作条件及状态	190
附表 21	常用箱式炉炉底板材料及尺寸	191
附表 22	RX3 系列 950℃ 箱式电阻炉技术数据	191
附表 23	RQ3 系列井式气体渗碳炉技术数据	192
附表 24	RJ2 系列 650℃ 井式电阻炉技术数据	192
附表 25	RJ2 系列 950℃ 井式电阻炉技术数据	193
附表 26	实验室用箱式电阻炉技术数据	193
附表 27	RX-GP 系列复合炉衬箱式炉技术数据	194
附表 28	RXC 系列料车式箱式炉技术数据	194
附表 29	WZ 和 ZC 型真空热处理炉技术数据	195
附表 30	埋入式盐浴炉技术数据	195
附表 31	某些高温箱式电阻炉和台车式电阻炉技术数据	196
附表 32	某些化学热处理炉技术数据	196
附表 33	某些连续作业炉和机械化设备技术数据	197
附表 34	YG(GP)系列电子管式高频电源装置技术数据	197
附表 35	YZ(KGPS)系列可控硅中频电源装置技术数据	197
附表 36	强对流罩式、卧式、井式退火炉技术数据	198
附表 37	圆体箱式电阻炉及圆体台车式电阻炉技术数据	199
附表 38	微机控制柜及气源装置技术数据	200
参考文献		201

绪 论

随着基础工业的不断现代化,即传统的制造技术与计算机技术、信息技术、自动化技术、新材料技术、现代管理技术的紧密结合,市场竞争更趋白热化,商家们的眼光不仅仅盯住如何提高产品质量上,而且还在如何提高效率、效益、保护环境、适应用户需要方面提出了更高的要求。对热处理行业来说,“优质、高效、低耗、清洁、灵活”是现代热处理技术的标志,这 10 个字应该成为热处理工作者不断追求的总目标。要实现热处理技术的现代化,需要靠热处理设备的现代化来保证。现代热处理设备包括:大型连续热处理生产线、密封箱式多用炉生产线、真空热处理设备、无人化感应加热设备等。

一、我国热处理设备的现状及发展趋势

我国热处理技术的落后,主要体现在热处理装备水平的落后上,两万个生产厂点的 12 万台设备大多数为 50 年代到 70 年代的仿苏产品。工业发达国家 60 年代就已基本淘汰了空气加热炉,普及了少无氧化热处理,而我国迄今空气加热炉仍占热处理设备的 70% 以上,可控气氛炉和真空炉的比例不足 5%。我国机械工业企业热处理设备的应用现状如表 0-1 所示。由表 0-1 可看出,我国热处理用炉的现状是:周期式炉多,连续式炉少,效率低,能耗大;空气炉多,气氛炉少,工件氧化脱碳严重,质量不易保证,自动化程度低,人为因素影响大,质量不稳定,盐浴炉比重相当大,劳动条件差,污染严重;一半以上的炉龄超过 30 年,且年久失修,热效率低,散热严重,成本高。改革开放以来,我国从美国、日本、德国、瑞士、奥地利等国引进了大量热处理设备,其中包括密封箱式多用炉、真空热处理炉、感应加热设备等。尽管如此,相对先进工业国家和蓬勃发展的工业建设要求仍有相当大的差距,总体水平很低。

表 0-1 我国热处理设备的现状(1996 年 1 月资料)

连续炉 2%					周期炉 98%										
推杆炉	链板炉	网带炉	滚底炉	震底炉	一般箱式炉	密封箱式炉	井式渗碳炉	回火炉	盐浴炉	转筒炉	离子渗氮炉	渗氮炉	真空淬火炉	粒子炉	感应加热设备
10%	45%	15%	0.5%	29.5%	40%	1%	13%	7%	20%	1%	1.5%	1%	1%	0.5%	14%

目前,计算机的应用是改造热处理传统技术使之现代化的必由之路。它包括三个方面的内容:一是计算机在热处理参数及管理上的应用,二是计算机在生产过程中控制上的应用,三是计算机在设备制造过程中的应用。我国自行开发的渗层浓度分布控制技术已用于生产,微型计算机动态可控渗氮与动态碳势控制技术已于 1993 年列入《国家级科技成果重点推广计划》,推广情况良好。适合于电炉厂使用的工业电炉 CAD 系统已运行多

年。该系统带有 24 个终端,除计算机绘图、基础图库和图形文件管理等功能之外,还配置了综合数据库和电炉设计基本计算子系统。热处理设备 CAD 系统可以使设计人员从繁琐的重复性劳动中解脱出来,从事创造性工作。

我国早在“八五”计划和 10 年设想中就提出了大力发展密封箱式多用炉,用真空炉逐步取代盐浴炉,在大批量生产中提倡采用推杆(盘)式和网带式炉,在井式渗碳炉中继续推广碳势自动控制技术的革新改造为重点的发展方针。热处理行业“九五”规划和 2010 年设想中明确提出:“以少无氧化、节能、环境保护和微电子技术应用为出发点,在改进管理和健全生产组织的前提下,开发和推广先进的热处理成套技术,提高和稳定热处理产品质量。”由此可见,发展密封箱式炉和真空炉则是相当一个时期的主要任务,是热处理设备改造和更新换代的总趋势。

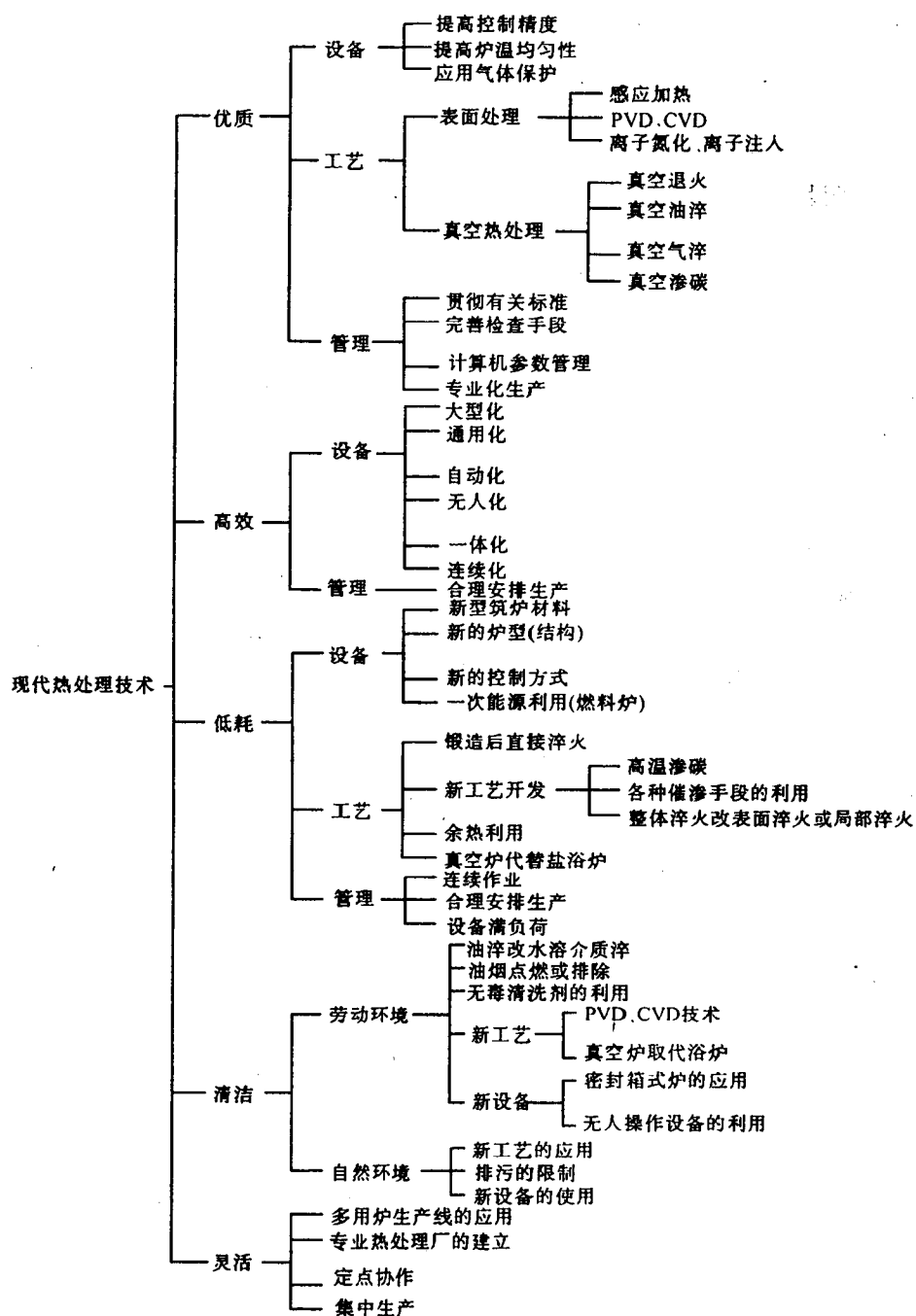
现代热处理技术的相关因素如表 0-2。

二、热处理炉的分类

热处理炉的种类很多,不同工业部门所使用的炉型不同。冶金部门常用的炉型有台车式炉、罩式炉、辊底式炉等,机械制造部门常用的炉型有箱式炉、井式炉、盐浴炉、气体渗碳炉等。为便于分析比较,常按如下特征进行分类:

1. 按热能来源分:电阻炉、燃料炉。
2. 按工作温度分:低温炉($\leq 650^{\circ}\text{C}$)、中温炉($650^{\circ}\text{C} \sim 1000^{\circ}\text{C}$)、高温炉($> 1000^{\circ}\text{C}$)。
3. 按炉膛介质分:自然介质炉、浴炉、可控气氛炉、真空炉。
4. 按作业规程分:周期作业炉、连续作业炉。
5. 按生产用途分:退火炉、淬火炉、回火炉、正火炉、渗碳炉、氮化炉。
6. 按电源频率分:工频炉、中频炉、高频炉。

表 0-2 现代热处理技术的相关因素



第一章 传热基本原理

传热理论是研究热的传播与交换基本规律的科学。本章重点研究热处理炉内的传热问题,为炉子设计、制造、操作及节能打好理论基础。

§ 1-1 基本概念

热量从一物体传向另一物体或由同一物体的某一部分传向另一部分的过程称为传热或换热。物体间或同一物体内部只有存在温度差时,才会发生热量的传递。热处理炉内进行的热传递过程尽管比较复杂,但也是传导、对流、辐射三种基本形式组成的综合传热过程。

一、传热的基本形式

1. 传导传热

温度不同的接触物体间或一物体中各部分之间热能的传递过程,称为传导传热。传热过程中,物体的微观粒子不发生宏观的相对移动,而在其热运动相互振动或碰撞中发生动能的传递,宏观上表现为热量从高温部分传至低温部分。微观粒子热能的传递方式随物质结构而异,在气体和液体中靠分子的热运动和彼此相撞,在金属中靠电子自由运动和原子振动。

2. 对流传热

流体在流动时,流体质点发生位移和相互混合而发生的热量传递,叫对流传热。在工程上对流传热主要发生在流动的流体和固体表面之间,当两者温度不同时,相互间所发生的热量传递,一般称对流换热和对流给热。传热过程中,既有流体质点的导热作用,又有流体质点位移产生的对流作用。因此对流换热同时受导热规律和流体流动规律的支配。

3. 辐射传热

任何物体在高于热力学零度时,都会不停地向外发射粒子(光子),这种现象称为辐射。辐射不需任何介质。物体间通过辐射能进行的热能传递过程,称为辐射传热。传热过程中伴随着能量的转化,即从热能到辐射能以及从辐射能又转化为热能。如果系统中有两个或两个以上温度不同的物体,它们都同时向对方辐射能量和吸收投射于其上的辐射能量。它们之间由于相互辐射而发生的热量传递过程,称为辐射传热或辐射换热。物体的辐射换热量为该物体吸收的辐射能量与它同时向外放射的辐射能量的差值。

二、温度场与温度梯度

1. 温度场

温度场是描述物体中温度分布情况的,它是空间坐标和时间坐标的函数,即:

$$t = f(x, y, z, \tau) \quad (1-1)$$

式中: x, y, z ——该点的空间坐标;

τ ——时间坐标。

这个函数叫温度场函数。若物体的温度沿 x, y, z 三个方向都有变化,称三向温度场;若只在一个方向上有变化,则称单向温度场,即:

$$t = f(x, \tau) \quad (1-2)$$

如果物体各点温度不随时间变化称为稳定温度场。这时温度分布函数简化为:

$$t = f(x, y, z) \text{ 及 } \frac{\partial t}{\partial \tau} = 0 \quad (1-3)$$

这种传热过程叫做稳定态传热。如长时间恒温状态下炉壁的传热。

如果物体各点的温度随时间的变化而变化,此时的温度场称不稳定态温度场,这种传热过程叫不稳定态传热。如升温状态下炉壁的传热。

2. 温度梯度

在温度场内,同一时刻具有相同温度各点连接成的面叫等温面。物体(或体系内)相邻两等温面间的温度差 Δt 与两等温面法线方向的距离 Δn 的比例极限,称为温度梯度。用下式来表示:

$$\text{grad} t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta t}{\Delta n} \right) = \frac{\partial t}{\partial n} \quad (^\circ\text{C}/\text{m}) \quad (1-4)$$

温度梯度是表示温度变化的一个向量,其数值等于在和等温面相垂直的单位距离上温度变化值,并规定由低到高为正,由高到低为负。

三、热流和热流密度

热流:单位时间内由高温物体传给低温物体的热量叫热流或热流量,用 Q 表示,单位为 W ,即 J/s 。

热流密度:单位时间内通过单位传热面积的热流,称为热流密度,用 q 表示,单位为 W/m^2 ,即

$$q = Q/F \quad (W/m^2) \quad (1-5)$$

热流、热流密度都为向量,其方向与温度梯度方向相反。

§ 1-2 传导传热

一、传导传热的基本方程式

法国傅立叶于 1822 年在实验室实验基础上提出:对于均匀的、各向同性的固体,单位时间通过单位面积的热量,与垂直该截面方向的温度梯度成正比。

$$q = Q/F = -\lambda \frac{dt}{dn} \quad (W/m^2) \quad (1-6)$$

式中: Q ——沿 n 方向的热流量(W);

q ——热流密度(W/m^2);

F ——与热流方向垂直的传热面积(m^2);

λ ——比例系数,称为热导率[W/(m·℃)];

$-\frac{dt}{dn}$ ——温度梯度(℃/m),负号表示热流方向与温度梯度方向相反。

式(1-6)为导热基本方程式,即傅立叶定律。

二、热导率

热导率反映了物体导热能力的大小。它的物理意义为在单位时间内,每米长温度降低1℃时,单位面积能传递的热流量,用 λ 表示,单位为W/(m·℃)。

热导率是由实验测定出来的,与材料的种类、物质结构、杂质含量、密度、气孔、温度和湿度等因素有关,而与几何形状无关。

温度对材料热导率的影响很大。材料的热导率与温度的变化呈线性关系,即

$$\lambda_t = \lambda_0 \pm bt \quad (1-7)$$

式中: λ_t —— t ℃时材料的热导率;

λ_0 ——0℃时材料的热导率;

b ——材料的热导率温度系数,因材料而异。

在实际计算中,一般取物体算术平均温度下的热导率代表物体热导率的平均值。

三、平壁炉墙上的导热

1. 单层平壁炉墙的稳定导热

设单层平壁炉墙(图1-1),其壁厚为 s ,材料的热导率 λ 不随温度变化,表面温度分别为 t_1 和 t_2 ($t_1 > t_2$),并保持恒定。若平壁面积是厚度的8~10倍时,则可忽略端面导热的影响,误差不大于1%。因而平壁温度只沿垂直于壁面 x 轴方向变化,所以它是单向稳定态导热问题。为了求出通过这一平壁炉墙的热流密度,在平壁内取一厚度为 dx 的单元薄层,设其两侧的温度差为 dt ,根据傅立叶定律,通过这一单元薄层的热流密度

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

分离变量后积分得

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = - \int_0^s \frac{q}{\lambda} dx$$

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

故热流密度:

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{s}{\lambda}} \quad (\text{W/m}^2) \quad (1-8)$$

若平壁炉墙的面积为 F ,而且内外表面积相等;则在1小时内通过 F 面积所传导的热流量

$$Q = qF = \frac{t_1 - t_2}{\frac{s}{\lambda F}} \quad (\text{W}) \quad (1-9)$$

在上两式中, s/λ 为单位面积的平壁热阻, $s/(\lambda F)$ 是面积为 F 的平壁热阻。由此可见, 热流量与温度差 $(t_1 - t_2)$ 成正比, 与热阻 $s/(\lambda F)$ 成反比。

实际的平壁炉墙(如箱式炉炉墙)面积并非很大, 而且其内外表面积也不相等, 因而它的导热面积是变化的。这时上式中的导热面积应该用平均面积代替, 一般按如下方法近似计算。

当 $\frac{F_2}{F_1} \leq 2$ 时, 用算术平均面积, 即

$$F \approx \frac{F_1 + F_2}{2} \quad (\text{m}^2) \quad (1-10)$$

当 $\frac{F_2}{F_1} > 2$ 时, 用几何平均面积, 即

$$F \approx \sqrt{F_1 \cdot F_2} \quad (\text{m}^2) \quad (1-11)$$

式中: F_1 、 F_2 ——分别为单层平壁炉墙的内、外表面积(m^2)。

2. 多层平壁炉墙的稳定导热

一般热处理炉的炉墙, 大多为两层或三层不同材料砌成的(图 1-2), 设炉墙界面温度依次为 t_1 、 t_2 、 t_3 、 t_4 ($t_1 > t_2 > t_3 > t_4$), 各层厚度为 s_1 、 s_2 、 s_3 , 若各层间紧密接触, 各层的热导率用 λ_1 、 λ_2 、 λ_3 表示。

在稳定态导热时, 通过平壁炉墙各层的热流或热流密度应相等。

根据式(1-8)可分别写出通过各层的热流密度:

$$\text{第一层: } q = \frac{\lambda_1}{s_1} (t_1 - t_2) \quad (a)$$

$$\text{第二层: } q = \frac{\lambda_2}{s_2} (t_2 - t_3) \quad (b)$$

$$\text{第三层: } q = \frac{\lambda_3}{s_3} (t_3 - t_4) \quad (c)$$

由上述三个方程, 可求出三个未知量 q 、 t_2 和 t_3 。由于 λ 是温度的函数, 由式(a)~(c)经运算得

$$q = \frac{t_1 - t_4}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3}} \quad (\text{W/m}^2) \quad (1-12)$$

同理, n 层平壁炉墙的导热公式

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{s_n}{\lambda_n}} \quad (\text{W/m}^2) \quad (1-13)$$

若多层炉墙的总热阻已知, 则各层间的界面温度可由下式求得

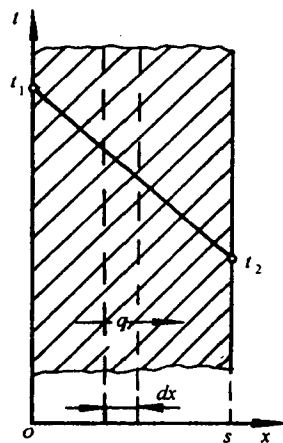


图 1-1 单层平壁炉墙的导热

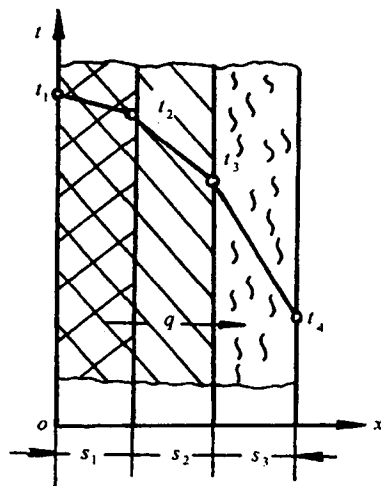


图 1-2 多层平壁炉墙的导热

$$t_n = t_1 - q \left(\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \cdots + \frac{s_{n-1}}{\lambda_{n-1}} \right) \quad (^\circ\text{C}) \quad (1-14)$$

在求界面温度时,必须先根据经验设一界面温度,然后根据假设温度算出各层的 λ 值及总热阻,再代入式(1-14)求得界面温度。如果计算界面温度和假设温度相差较少(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。

对各层导热面积不同的 n 层平壁炉墙,则应用下述公式计算热流量。

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i F_i}} \quad (\text{W}) \quad (1-15)$$

上式中 F_i 为第 i 层的平均传热面积,其计算方法与单层平壁炉墙相同,对于已经运行到稳定态后的热处理炉,只要测量炉墙内外表面温度后,就可算出它的导热损失及其界面温度。

由上式可知,多层壁的热流量决定于总温差和总热阻,而总热阻等于各层热阻之和。

四、圆筒炉墙的导热

1. 单层圆筒炉墙的稳定导热

设单层圆筒炉墙的内外半径为 r_1, r_2 , 高度为 L ($L \gg r_2$), 内外表面温度分别为恒定的温度 t_1 和 t_2 (图 1-3), 且 $t_1 > t_2$, 炉墙材料的热导率 λ 为常数, 因而这是个单向稳定态导热问题。为了导出圆筒炉墙的导热公式, 在圆筒炉墙内的半径 r 处, 取一厚度为 dr 的单元圆筒, 其两侧温度差为 dt , 根据傅立叶定律, 在单位时间内通过此单元圆筒传导的热流量为

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dr} F = -\lambda \frac{dt}{dr} 2\pi r L \quad (1-16)$$

因 Q, L, λ 为常数(不随 r 变化), 分离变量后积分

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

积分后得

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

$$\text{故 } Q = \frac{2\pi L(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (\text{W}) \quad (1-17)$$

为了便于与传热一般方程和平壁炉墙的导热公式进行比较, 上式可改写成

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

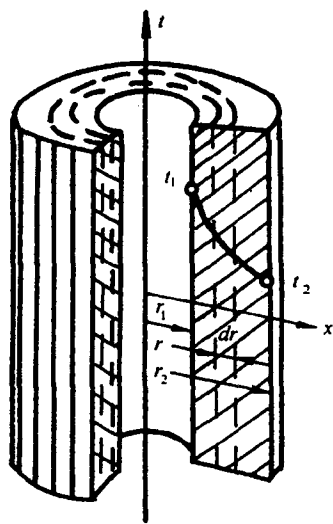


图 1-3 单层圆筒炉墙的导热

$$= \frac{\lambda}{s} \frac{F_2 - F_1}{\ln \frac{F_2}{F_1}} (t_1 - t_2) = \frac{t_1 - t_2}{\frac{s}{\lambda F}} \quad (\text{W}) \quad (1-18)$$

式中, $F = (F_2 - F_1) / \ln \frac{F_2}{F_1}$, 它是圆筒炉墙的对数平均面积, 其中 F_1 、 F_2 分别为内外表面积, s 为单层圆筒炉墙的厚度。这时圆筒炉墙内的温度分布按对数规律变化。

考虑到实际炉墙的热导率随温度呈线性变化, 这时上式中 λ 也用热导率平均值代入。

由此可见, 圆筒炉墙和平壁炉墙传热量计算公式在形式上完全相同。

工程上为了计算方便, 当 $\frac{r_2}{r_1} \leq 2$ 时, 可用算术平均面积代替对数平均面积。这样简化, Q 值的计算结果要偏大些, 但其计算误差不超过 4%。

2. 多层圆筒炉墙的稳定导热

对于由 n 层组成的多层圆筒炉墙, 若已知其内外表面的恒定温度分别为 t_1 和 t_{n+1} ($t_1 > t_{n+1}$), 各层的内外半径以及各层的材料和圆筒炉墙的高度 L 也已知, 并假定各层间紧密接触, 求通过这 n 层圆筒炉墙的导热热流及各交界面温度。这也是个单向稳定态导热问题, 可用下式进行运算。

多层(n 层)圆筒炉墙的导热热流量

$$Q = \frac{2\pi L(t_1 - t_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}} \quad (\text{W}) \quad (1-19)$$

如果圆筒炉墙各层的内外高度不等, 则热流量用下式计算

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i F_i}} \quad (\text{W}) \quad (1-20)$$

式中, $s_i / (\lambda_i F_i)$ 为第 i 层圆筒炉墙的热阻, 其计算方法与单层圆筒炉墙相同。由此可见, 和多层平壁炉墙一样, 多层圆筒炉墙的总热阻等于各层炉墙热阻之和。

各层的界面温度按式(1-14)计算, 但这时公式中各层的热阻为圆筒炉墙各层的热阻。

§ 1-3 对流换热

在热处理炉上, 对流换热主要发生在炉气、盐浴炉中的熔盐、流动粒子炉中流动粒子与工件表面之间的传热以及炉墙外表面与车间空气之间的传热等。

一、对流换热的计算

1701 年牛顿提出了对流换热量的计算公式(牛顿公式), 即对流换热所传递的热流量与流体和固体表面间的温度差以及两者的接触面积成正比。其数学表达式为

$$Q = \alpha(t_1 - t_2)F \quad (\text{W}) \quad (1-21)$$

$$\text{或 } q = \alpha(t_1 - t_2) \quad (\text{W/m}^2) \quad (1-22)$$

式中: Q ——单位时间内对流换热量,即热流量(W);

q ——单位时间内,在单位传热面积上的对流换热量,即热流密度(W/m^2);

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

F ——流体与固体的接触面积(m^2);

α ——对流换热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})]$,它表示流体与固体表面之间的温度差为 1°C 时,每秒钟通过 1m^2 面积所传递的热量。

牛顿公式在形式上似乎很简单,但它并没有提供任何实质性的简化,只是将影响对流换热的各因素都集中在对流换热系数上。因此对流换热量的计算主要就是要求出各种具体条件下的对流换热系数 α 。

二、影响对流换热的因素

影响对流换热的因素很多,如流体流动的动力,流体的流动状态,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与流体的温度等。

1. 流体流动的动力

按流体流动动力的来源不同,流体流动可分为自然流动和强制流动(或强迫流动)。由于流体内部存在温度差,造成流体各部分密度不同而引起的流动称为自然流动。自然流动时所进行的换热称为自然对流换热,它是由于流体和温度不同的固体表面接触的结果,其流动速度与流体性质、固体表面的位置等因素有关。其传热强度主要取决于温度差。流体受外力(如风机、搅拌机等)作用而发生的流动称为强制流动。强制流动时所进行的换热称强制对流换热,其换热强度主要取决于流体的流动速度。

2. 流体的流动状态

流体的流动状态分为层流和紊流。层流流动时,流体的质点都平行于固体表面流动(图 1-4(a)),流体与固体表面之间的热量传递主要靠互不干扰的流层导热,而其热流方向垂直于流体的流动方向,紊流流动时,流体质点不仅沿前进方向流动,而且还向其它方向做不规则的曲线运动(图 1-4(b)),这时,流体内部各质点发生急剧的混合,而流体在宏

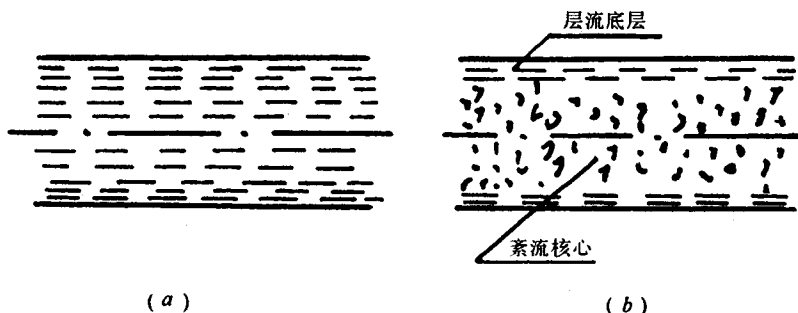


图 1-4 流体的层流和紊流

观上还是向前流动的,但在紧靠固体表面的薄层中仍为层流,即为层流底层。在层流底层中,热量的传递靠流体的导热,而在层流底层以外,热量的传递主要靠流体质点的急剧混

合(涡旋混合)作用,所以它是传导传热和流体质点混合作用共同作用的结果,但传热的快慢主要受层流底层的控制。由于层流底层很薄,故紊流时的对流换热系数比层流时要大得多。

层流和紊流可用一个无量纲数,即雷诺准数(Re)来判别。

$$Re = \frac{vd\rho}{\mu} \quad (1-23)$$

式中: v ——流体的流速(m/s);

d ——通道的当量直径(m), $d = 4F/s$, s 为通道横截面周长(m), F 为通道横截面积(m^2);

ρ ——流体的密度(kg/m^3);

μ ——流体的粘度($N \cdot s/m^2$)。

当流体在光滑圆管中流动时, Re 小于 2100 为层流, Re 大于 2300 为紊流,而 Re 在 2100~2300 之间时,可能为层流,也可能为紊流。

3. 流体的物理性质

影响对流换热的流体物理参数主要是热导率、比热容、密度和粘度。这些参数将直接影响流体的流动形态、层流底层厚度和导热性等,从而影响对流换热系数。

热导率大的流体,对流换热系数就大。如水的导热率是空气导热率的 20 多倍,因而水的对流换热系数比空气高。比热容大的流体,对流换热系数也大。粘度大的流体对流换热系数小,而密度大的流体对流换热系数大。

4. 固体的表面形状、大小和放置位置

不论是自然对流还是强制对流,传热面的形状和大小,都要影响流体传热面附近的流动情况,从而影响对流换热系数的大小。同一固体表面,如果放置位置不同,则对流换热系数数值也各不相同。

三、对流换热系数的确定

1. 自然对流时的对流换热系数

炉墙、炉顶和架空炉底与车间空气间的对流换热均属自然对流换热,其对流换热系数一般用下述经验公式确定:

$$\alpha = A \sqrt[4]{t_1 - t_2} \quad [W/(m^2 \cdot ^\circ C)] \quad (1-24)$$

式中: t_1 ——炉墙、炉顶或炉底的外表面温度($^\circ C$);

t_2 ——车间温度;

A ——系数。炉顶 $A = 3.26$;侧墙 $A = 2.56$;架空炉底 $A = 1.63$ 。

2. 强制对流时的对流换热系数

(1)气流沿平面强制流动时 气流沿平面流动时,其对流换热系数 $\alpha [W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$ 值可按表 1-1 的近似公式计算。