

茶叶加工机械

龚琦 潘克宽 胡景川 编著

上海科学技术出版社

序

我国是茶叶的故乡。茶树原产地在我国的西南部。相传神农氏早已发现茶叶有解毒作用。周武王伐纣时已有茶树栽培和把茶叶作为贡品的记载。东汉时茶叶已成为商品；饮用已普及全国。

上古时期很少有茶叶加工的记载，但推测从野生茶树上采下鲜叶进行简单加工（如晒干）可能已有三千多年的历史。而进一步先用蒸气杀青，再捣碎后做成饼茶，中间穿孔，以便成串烘干，可能已有二千多年的历史了。在一千二百多年前陆羽的《茶经》中有比较具体的记载。

蒸青制法在唐代传至日本，一直保留到今天。但已从手工制法发展为机械化、连续化、自动化加工。然而，蒸青绿茶香味青涩，除日本外，各国消费者并不喜爱。

我国到宋代发明炒青制法，显著地提高了绿茶的香味，经过历代的改进，形成各具独特风格的烘青、眉茶、珠茶和龙井茶等誉满全球的名茶。

新中国成立后，炒青绿茶在国内外市场上长期处于供不应求的状态，手工生产跟不上消费的增长。五十年代初期，模拟传统工艺的半机械化制茶设备如手摇杀青机、手推揉捻机、手拉百页烘干机等蓬勃发展。后来又发展了机械化的锅式、筒式、槽式等各种类型的杀青机。揉捻机、烘干机的结构及性能亦有很多改进和提高。此外，还发明了珠茶炒干机，适用于眉茶炒干的二青机、三青机和辉干机等。

我国工夫红茶产品虽在十七世纪就已传至欧洲，但直到十九世纪加工方法传至印度等国后，才模拟手工制法创造了揉捻机和烘干机。近几十年来，萎凋机、萎凋槽、揉切机、CTC机、转子机和发酵机等相继问世，使红碎茶成为世界茶叶的主要产品。

乌龙茶是我国的特产，品质优异，韵味隽永。传统工艺比较复杂，尤其是关键工序做青，在很大程度上受环境条件影响。摇青机和做青温湿度自动控制装置的研制成功，对提高机制乌龙茶品质，提供了可靠保证。

在精制机械方面，烘滚连续化、筛切联装、风选、拣梗、炒车和匀堆装箱等机械都已达到较高的水平。

在再加工方面，花茶窰制、砖茶连续压制和速溶茶等的再加工机械也都有了新的突破。

关于茶叶加工机械方面的成就，至今还没有一本比较系统全面的专门著作。本书的三位作者都是从事茶叶教学或科研工作多年的中年茶机专家，具有比较扎实的理论基础和丰富的实践经验，他们各有所长，合作编写这本《茶叶加工机械》，既通俗易懂，又达到了较高的科学水平。相信本书的出版，必将为发展我国的茶叶生产作出应有的贡献。

张 堂 恒

1989年10月

前 言

茶是一种多功能的饮料。由于茶具有明显的提神益思、洁齿明目、增进消化、减肥健美等作用,饮茶已不再是一种单纯的嗜好,而成为人类期望健康长寿的常规案头饮品。

众所周知,大规模现代化的茶叶生产是要以茶机为后盾的;而性能完善的成套茶机,不仅可以解脱茶农的繁重劳动,使茶叶生产获得发展,而且能满足制茶工艺需要,确保茶叶品质提高。因此,茶叶生产与茶叶机械有着互为因果、互为依托的关系。

解放后,我国的茶机行业经历了从无到有、逐步完善两个阶段。进入七十年代后,尤其是在党的十一届三中全会以来,更取得了令人振奋的成就。目前,茶机行业已经初具规模,前景十分诱人。

比较系统地介绍茶叶加工机械和近年来取得的成果,帮助读者了解并熟悉茶机的性能,管好、用好各类茶机,促进茶叶生产,这就是我们编著本书的出发点与目的。

本书共分十七章,内容包括基础知识、初制机械和精制机械三大部分,力求全面、简明、实用,重要处均结合图例加以说明。本书能让读者较全面地了解各类加工机械的工作原理、基本结构、操作方法及维护保养要点,同时,也可获得初步的设计基础知识及了解最新研究成果。本书可作为农业院校茶学专业的平行教材或教学参考书,也可供茶机研究、管理部门、茶厂技术部门及机修保养部门有关人员参考。

本书编写过程中,曾得到全国各地如杭州、绍兴、临安、富阳、武义、江津、休宁、北川等茶机厂的大力支持;不少技术人员如陈蓓莉、孙承业、余才元、张贵生、童一飞、丁锦荣、杨仲谋等同志为我们提供了许多宝贵意见和资料;许惠玲同志为我们绘制了大部分的插图并校阅了部分书稿,在此表示深切的谢意。此外,我们还要向为本书作序的浙江农业大学茶学系博士生导师、教授张堂恒先生以及给予我们许多帮助的中国农业科学院茶叶研究所殷鸿范研究员、权启爱副研究员致以深切的谢意。

限于编者水平,谬误之处实属难免,望读者予以批评指正。

编 者

1989年10月于杭州

目 录

第一章 热工技术基础	
第一节 传热学基础	(1)
第二节 流体特性及流动阻力	(11)
第三节 燃料及其燃烧	(18)
第四节 燃烧供热系统	(20)
第五节 茶叶干燥过程的衡算	(24)
第二章 机械基础	
第一节 常用机构	(29)
第二节 三角胶带传动	(37)
第三节 链传动	(45)
第四节 齿轮传动	(48)
第五节 轴承	(63)
第三章 鲜叶处理和萎凋装置	
第一节 鲜叶处理设备	(72)
第二节 萎凋、贮青和摊放装置	(73)
第三节 其他鲜叶处理装置	(83)
第四章 茶叶杀青机械	
第一节 锅式杀青机	(84)
第二节 滚筒杀青机	(92)
第三节 槽式杀青机	(96)
第四节 筒槽杀青机	(98)
第五章 揉捻机械	
第一节 揉捻机的分类和结构	(101)
第二节 茶叶揉捻运动规律和分析	(106)
第三节 揉捻机的发展趋势和程控揉捻机	(108)
第四节 揉捻机的操作使用、调整及维护保养	(110)
第六章 揉切机械	
第一节 世界红碎茶揉切机械概况	(113)
第二节 国内红碎茶揉切机械	(116)
第三节 影响揉切性能的主要参数分析	(121)
第四节 揉切机械的使用、维护和保养	(125)
第七章 解块筛分机械和发酵设备	
第一节 解块筛分机械	(127)
第二节 发酵设备	(129)

第八章 烘干机械

- 第一节 烘干机的工作原理..... (132)
- 第二节 烘干机主机的结构..... (135)
- 第三节 热风发生炉和风机..... (143)
- 第四节 烘干机的安装、调试、使用及保养..... (145)
- 第五节 烘干机的故障与排除..... (149)
- 第六节 干燥作业节能的主要途径..... (150)

第九章 炒干机械

- 第一节 锅式炒干机..... (152)
- 第二节 筒式炒干机..... (160)

第十章 筛分机械

- 第一节 平面圆筛机..... (167)
- 第二节 抖筛机..... (171)
- 第三节 旋转振动筛分机..... (174)
- 第四节 飘筛机简介..... (176)

第十一章 切茶机械

- 第一节 切茶机的种类..... (177)
- 第二节 齿切切茶机..... (178)
- 第三节 螺旋滚切机..... (179)
- 第四节 平面切茶机简介..... (180)

第十二章 拣剔机械

- 第一节 阶梯式茶叶拣梗机..... (181)
- 第二节 高压静电拣梗机..... (183)
- 第三节 塑料静电拣梗机和间隙式拣梗机简介..... (186)
- 第四节 拣梗机的质量指标..... (187)
- 第五节 风力选剔机..... (188)

第十三章 炒车机械

- 第一节 复炒机..... (190)
- 第二节 车色机..... (192)
- 第三节 炒车机简介..... (194)

第十四章 匀堆装箱机

- 第一节 匀堆机械的种类及其工作原理..... (195)
- 第二节 装箱机械..... (199)

第十五章 精制组合机简介..... (200)

第十六章 输送装置

- 第一节 带式输送机..... (202)
- 第二节 斗式提升机..... (205)
- 第三节 螺旋输送机..... (208)

第四节	振动输送机·····	(209)
第五节	气力输送装置·····	(212)
第十七章	茶厂规划及设备安装与维护	
第一节	茶厂规划·····	(220)
第二节	茶机安装·····	(222)
第三节	茶机的使用和维护·····	(225)
主要参考文献	·····	(228)

第一章 热工技术基础

热工技术是制茶工程的基础技术。茶叶从青叶到成品是在受迫运动的情况下通过多道热加工工序来完成的。没有热加工就不会有茶叶色、香、味、形兼具的特色。因此,了解和熟悉热工技术至为重要。

本章讨论与茶机设计及制茶有直接关系的热工技术基础知识,内容侧重实用。

第一节 传热学基础

热量从温度高的物体向温度低的物体的转移,就是一个传热过程。

热量的传递有三种基本类型:即传导传热、对流传热和辐射传热。三种传热方式各有自己的传热规律。实际传热过程,往往是两种或三种方式同时在进行。

一、传导传热

传导传热主要发生在固体物质内部,如金属和耐火砖内部的传热等。温度差是传导传热的先决条件。

按固体内部特定位置热的转移量与时间的关系,传导传热可分为稳定态与非稳定态两种。下面仅介绍特定位置的热流不随时间而变化的稳定态传导传热形式。

1. 导热系数(导热率)

导热系数是衡量物质导热能力的一个技术参数,以符号 λ 表示,其单位为 $W/m \cdot K$ 。

材料(物质)的导热系数,与材料的性质及温度有关。

人们利用导热系数往往有两个倾向:一是希望材料的导热系数尽可能大,以加速换热过程,如换热器等;二是希望材料的导热系数尽可能小,以减少热量的传递损失,如各种炉灶的炉墙等。

常用金属材料 and 常用耐火保温材料的导热系数列于表1—1与表1—2。由表可以看出,钢铁材料的导热系数随含碳量及合金元素含量的增加而减小;非金属材料的导热系数则随密度的减小而减小。

2. 大平壁的导热

(1) 单层平壁:单层大平壁的导热(图1—1)可由下式进行计算:

$$q = \frac{t_1 - t_2}{R} \quad (W/m^2) \quad (1-1)$$

式中: q —单位面积(垂直于热流方向)单位时间的热流量(W/m^2);

t_1 —平壁热面温度($^{\circ}C$);

表1-1 常用金属材料的技术性能

项目名称 材料名称	导热系数 (W/m·K)						常温比热 (J/kg·K)	密度 (kg/m³)
	20°C	200°C	400°C	600°C	800°C	1000°C		
工业纯铁	77	65	53	42	30	28		
20钢	72	58	47	37	28	28	460	7850
50钢	65	56	46	35	26	26	460	7850
40Cr、50Mn	49	42	37	33	27	24	460	7850
灰口铁	49	44	42	40			502	7220
铝	202	229	323	423			921	2840
硬铝	159	194	262	349			921	2840
铜	392	380	366	357			381	8900
黄铜	100	113	128	151			377	8500

表1-2 常用耐火保温材料的技术性能

项目名称 材料名称	密度 (kg/m³)	最高使用温度(°C)	平均导热系数 (W/m·K)	比热 (J/kg·K)
普通耐火粘土砖	2200	1300	$0.837 + 0.581 \times 10^{-3} t_p^*$	$879 + 0.230 t_p$
青(红)砖	~1600	700~750	$0.814 + 0.465 \times 10^{-3} t_p$	$879 + 0.230 t_p$
QN-1.3轻质砖	1300	1300	$0.407 + 0.349 \times 10^{-3} t_p$	$879 + 0.230 t_p$
QN-1.0轻质砖	1000	1300	$0.291 + 0.256 \times 10^{-3} t_p$	$879 + 0.230 t_p$
QN-0.8轻质砖	800	1250~1300	$0.151 + 0.128 \times 10^{-3} t_p$	$837 + 0.264 t_p$
QN-0.6轻质砖	600	1200~1300	$0.105 + 0.145 \times 10^{-3} t_p$	$837 + 0.264 t_p$
QN-0.4轻质砖	~400	1150	$0.081 + 0.221 \times 10^{-3} t_p$	$837 + 0.264 t_p$
硅藻土砖	500	900	$0.105 + 0.233 \times 10^{-3} t_p$	$837 + 0.251 t_p$
膨胀珍珠岩散料	<120	700	$0.041 + 0.221 \times 10^{-3} t_p$	837 (平均)
膨胀蛭石散料	150	900	$0.055 + 0.256 \times 10^{-3} t_p$	921 (平均)
石棉板	900~1000	500	$0.163 + 0.174 \times 10^{-3} t_p$	879 (平均)
岩棉软板	100	600	$0.047 + 0.349 \times 10^{-6} t_p^2$	879 (平均)
硅酸铝纤维毡	160	900~950	$0.055 + 0.156 \times 10^{-6} t_p^2$	1047 (平均)

注: t_p 表示该材料的平均温度,可取算术平均值。

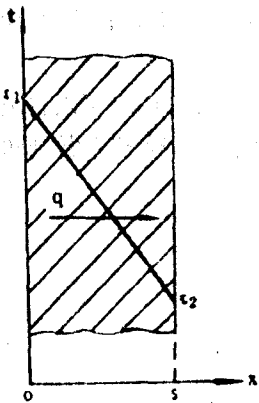


图1-1 单层平壁导热

t_2 —平壁冷面温度(°C);

R —平壁热阻, $R = \frac{S}{\lambda_p}$ ($m^2 K \cdot /W$);

S —平壁厚度(m);

λ_p —平均温度下的导热系数($W/m \cdot K$)。

当平壁面积为 F (m^2)时,单位时间通过全面积的热量为:

$$Q = q \cdot F \quad (W) \quad (1-2)$$

式(1-1)表明,随着壁厚 S 的增加和导热系数的减小,冷面温度将降低,导热量将减小。

(2)多层大平壁的导热,设平壁由 n 层次组成,则通过 n 层大平壁的导热(图1-2)可由下式进行计算;

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n R_i} \quad (\text{W/m}^2) \quad (1-3)$$

式中: $\sum_{i=1}^n R_i$ — n 层平壁的热阻之和,即

$$\sum_{i=1}^n R_i = R_1 + R_2 + \dots + R_n \quad (\text{m}^2 \cdot \text{K/W});$$

t_{n+1} —冷面(外表面)温度($^{\circ}\text{C}$)。

在实际应用中,只有金属炉壁、风管管壁等薄壁件可以用大平壁计算式计算。若用于厚壁件计算,则会产生明显误差,壁面积愈小,厚度愈大,误差也愈大。

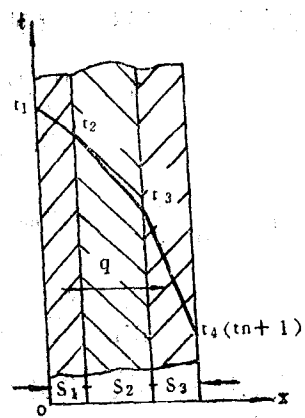


图1-2 多层平壁导热

3. 中小平壁的导热

日常遇到的传热壁大多是中小平壁,如各种炉灶的炉壁等。中小平壁有其自己的传热规律,即

$$q_x = \frac{Q}{F_x} \quad (\text{W/m}^2) \quad (1-4)$$

式中 Q 在稳定传热的情况下是一个定值。由此可知,通过平壁某界面(垂直于热流方向的任意截面)的热流量与面积成反比。

对于单层中小平壁,其导热关系式为:

$$Q = \lambda_p \frac{t_1 - t_2}{S} \times \frac{\Delta F_B - \Delta F_L}{\ln \frac{F_1 + \Delta F_B}{F_1 + \Delta F_L}}$$

$$= \lambda_p \frac{t_1 - t_2}{S} \times F_d \quad (\text{W}) \quad (1-5)$$

式中: F_d —冷、热面面积的对数平均值,即

$$F_d = \frac{\Delta F_B - \Delta F_L}{\ln \frac{F_1 + \Delta F_B}{F_1 + \Delta F_L}} \quad (\text{m}^2);$$

F_1 —高温面面积, $F_1 = L_1 \times B_1$ (m^2);

(L_1 —高温面长度, B_1 —高温面宽度)

ΔF_B —冷面(F_2)对于热面(F_1)沿宽度方向的一维面

积增量, $\Delta F_B = L_1 \beta S$ ($\beta = \frac{L_2 - L_1}{S}$);

当炉灶四壁为等厚度时, $\Delta F_B = 2SL_1$ (m^2);

ΔF_L —冷面对于热面沿长度方向的一维面积增量, $\Delta F_L = B_1 \alpha S$ ($\alpha = \frac{B_2 - B_1}{S}$); 当四

壁为等厚度时, $\Delta F_L = 2SB_1$ (m^2);

S —传热壁的厚度(m)。

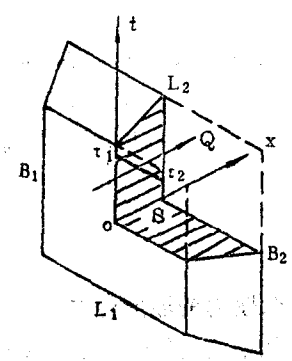


图1-3 单层中小平壁导热

对于多层中小平壁(由多种材料组成的组合壁),其导热关系式为:

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{R_i}{F_{di}}} \quad (W) \quad (1-6)$$

式中: $\sum_{i=1}^n \frac{R_i}{F_{di}}$ —单位面积热阻的代数和,即

$$\sum_{i=1}^n \frac{R_i}{F_{di}} = \frac{R_1}{F_{d1}} + \frac{R_2}{F_{d2}} + \dots + \frac{R_n}{F_{dn}} \quad (K/W),$$

$F_{d1}, F_{d2}, \dots, F_{dn}$ —各层平壁的对数平均面积(m^2)。

4. 筒形壁的导热

筒壁(如圆管)有一个特点,即在横截面积及长度相同的情况下,筒形壁具有最小的表面积,所以各种管路通常都做成圆形,使管路最轻、热损失最小。此外,圆形管强度也比较好。

单层筒壁的导热由下式来表示:

$$Q = \lambda_p \frac{t_1 - t_2}{r_2 - r_1} \times \frac{F_2 - F_1}{1n \frac{F_2}{F_1}} \quad (W) \quad (1-7)$$

式中: r_2 —筒壁外径(m);

r_1 —筒壁内径(m);

F_2 —筒体外表面积(m^2);

F_1 —筒体内表面积(m^2)。

对于多层筒壁,其导热关系式与多层中小平壁相似,即

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{r_{i+1} - r_i}{\lambda_{pi}} \cdot \frac{1}{F_{di}}} = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{R_i}{F_{di}}} \quad (W); \quad (1-8)$$

式中: $r_{i+1} - r_i$ —某层筒壁的厚度(m);

λ_{pi} —某层筒壁的平均导热系数($W/m \cdot K$);

F_{di} —某层筒壁的对数平均面积,即

$$F_{di} = \frac{F_{i+1} - F_i}{1n \frac{F_{i+1}}{F_i}} \quad (m^2)。$$

5. 壁内的温度分布

如果需要知道单层平壁内的温度分布或多层平壁内每一分界面的温度,可以利用以下公式进行求解:

对于 $\lambda_p = a + bt_p$ 类材料:

$$t_{x+1} = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4bc}}{b} - t_x \quad (^\circ C) \quad (1-9)$$

$$B = a - bt_x$$

$$c = 0.5q_x s_x - at_x$$

式中: a —导热系数计算式中的常数,等于该材料 0°C 时的导热系数,即 $a = \lambda_0 (\text{W}/\text{m}\cdot\text{K})$;

b —导热系数计算式中的温度系数 $(\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}^2)$;

t_{x+1} —平壁低温面温度 $(^\circ\text{C})$;

t_x —平壁高温面温度 $(^\circ\text{C})$;

q_x —流过 t_{x+1} 界面与 t_x 界面所夹平壁的热流 (W/m^2) ;

S_x —相应平壁的厚度 (m) 。

对于 $\lambda_p = a + bt_x^2$ 类材料:

$$t_{x+1} = 2 \left[\sqrt[3]{-\frac{m}{2} + \sqrt{\left(\frac{m}{2}\right)^2 + \left(\frac{n}{3}\right)^3}} + \sqrt[3]{-\frac{m}{2} - \sqrt{\left(\frac{m}{2}\right)^2 + \left(\frac{n}{3}\right)^3}} + \frac{t_x}{3} \right] - t_x \quad (^\circ\text{C}) \quad (1-10)$$

$$\text{式中: } m = \frac{0.5q_x S_x}{b} - \frac{2at_x}{3b} - 2\left(\frac{t_x}{3}\right)^3$$

$$n = \frac{a}{b} - \frac{t_x^3}{3}$$

(a, b, q_x, S_x, t_x 的含义同前)

式(1-9)(1-10)适用于各种类型的平壁和筒壁。

在上述的导热计算式及温度分布计算式中,对炉灶设计直接有用的是温度分布计算式,因为炉衬的厚度及炉壁外表面温度均可以通过温度分布计算式进行计算确定。但是,由于式中存在 q_x (实质上是 λ_{px})和 t_{x+1} ,所以必须试设外壁面(冷面)温度 t_2 或 t_{x+1} ,因而计算需要反复进行2~3次。在这里,与 t_2 或 t_{x+1} (即外壁温度 t_b)有关的散热数据是有用的;外壁面温度与外壁散热损失关系见表1-3。

表1-3 外壁温度(t_b)、室温温度(t_s)与散热损失(q_s)的关系

$t_b - t_s$ ($^\circ\text{C}$)	$\alpha \Sigma$ ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)	q_s (W/m^2)	$t_b - t_s$ ($^\circ\text{C}$)	$\alpha \Sigma$ ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)	q_s (W/m^2)
5	8.84	44	50	12.79	640
10	9.65	97	60	13.37	802
20	10.58	212	70	14.07	985
30	11.40	342	80	14.65	1174
40	12.09	484	100	15.81	1581

6. 计算举例

设有一热空气输送管,管子内径 $d = 0.4\text{m}$,长度 $L = 2\text{m}$,管子用 1mm (0.001m)钢板卷制,管外包一层 10mm (0.01m)硅酸铝纤维毡;管子内壁温度 $t_1 = 120^\circ\text{C}$,室温 $t_s = 20^\circ\text{C}$ 。试求保温层外表面温度与散热损失。

解:因该管路长度比直径大得多,且壁厚比较薄,故可近似按展开大平壁计算。

试设保温层外表面温度 $t_b = 40^\circ\text{C}$,查表1-3知, $q_s = 212\text{W}/\text{m}^2$ ($t_b - t_s = 20^\circ\text{C}$)。现略去钢

管内外壁温差不计,即令 $t_2 = 120^\circ\text{C}$,则

$$m = \frac{0.5 \times 212 \times 0.01}{0.156 \times 10^{-6}} - \frac{2 \times 0.055 \times 120}{3 \times 0.156 \times 10^{-6}} - 2 \times \left(\frac{120}{3}\right)^3 = -21.538256 \times 10^6$$

$$n = \frac{0.055}{0.156 \times 10^{-6}} - \frac{120^2}{3} = 0.347764 \times 10^6$$

$$-\frac{m}{2} = 10.769128 \times 10^6$$

$$\frac{n}{3} = 0.115921 \times 10^6$$

代入式(1-10)得 $t_b = 82^\circ\text{C}$ 。

由于试算值大于预设值,说明预设温度偏低。

现重设保温层外表面温度 $t_b = 60^\circ\text{C}$,重算结果得 $t_b = 33^\circ\text{C}$ 。重算值低于重设值,说明重设温度已偏高。

第三次可用前两次的设定值及计算值通过比例法求取。最后求得的保温层外表面温度为 $t_b = 52^\circ\text{C}$ 。因保温层外表面积 $F_b = 0.422 \times 3.1416 \times 2 = 2.65(\text{m}^2)$, $t_b = 52^\circ\text{C}$ 时 $q_s = 370 \text{W}/\text{m}^2$,故单位时间管子通过保温层向空气中散失的热量为:

$$Q = q_s \cdot F_b = 981(\text{w})$$

二、对流传热

对流传热是靠传热介质质点的位移和相互混合而进行的。介质的流动和温差是对流传热的先决条件。

对流传热可用下面的通式来表示:

$$Q = \alpha(t_b - t_a)F \quad (\text{W}) \quad (1-11)$$

式中: α —对流给热系数,它与流体流速、流体通道尺寸、流体性质及固体表面的状态有关($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$);

t_b —固体壁面温度($^\circ\text{C}$);

t_a —空气或其他流动介质的温度($^\circ\text{C}$);

F —固体壁的传热面积(m^2)。

由(1-11)式可知,要进行对流传热计算,关键是要确定 α 值。

1. 自然对流给热系数

自然对流(非强制性流动)的给热系数,可按以下经验公式计算:

$$\alpha = A \sqrt{t_b - t_a} \quad (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (1-12)$$

式中: A —系数,对于垂直壁面 $A = 2.55$;对于面朝上的平板 $A = 3.26$;对于面朝下的水平板 $A = 1.62$ 。

由式可知,六面体型的放热壁,在自然对流的条件下,上表面向空气散发的热量为下表面

的2倍,所以各种炉灶顶部的保温尤为重要,其次是垂直壁保温。

2. 强制对流给热系数

强制对流给热系数的理论计算相当复杂。在一般设计计算中建议采用以下经验公式:

(1) 气体在单根管子内作湍流流动时

$$\alpha = 3.49 \times \frac{W_0^{0.8}}{d^{0.25}} \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K}) \quad (1-13)$$

式中: W_0 —气体在标准状态下的流速(m/s);

d —管子直径,对于非圆形管 d 指当量直径, $d = \frac{4f}{s}$ (m)。

(f —管子截面积, s —管子周长, W_0, d 的含义下同)

(2) 气体垂直从管外流过且紊乱程度不大时

$$\alpha = 4.65 \frac{W_0^{0.56}}{d^{0.44}} \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K}) \quad (1-14)$$

(3) 气体从管束间流过时

$$\alpha = k \frac{W_0^{0.564}}{d^{0.346}} \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K}) \quad (1-15)$$

式中: k —系数,列于表1-4。

表1-4 式(1-15)中的 k 值

管子排数	直 通 式	交 错 式
2	5.14	6.16
3	5.12	7.09
4	5.23	7.67
≥ 5	5.29	8.14

由表可知,对于管式换热器,为了提高换热效果,管子应采用交错排列方式。

(4) 对于砖结构蓄热室

$$\alpha = k \frac{W_0^{0.6}}{d^{0.33}} \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K}) \quad (1-16)$$

式中: k —系数,直流式 $k = 8.72$,交错式 $k = 9.65$ 。

(5) 水对管壁的对流给热系数

$$\alpha = 3372 W_0^{0.85} (1 + 0.01 t_{H_2O}) \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K}) \quad (1-17)$$

式中: t_{H_2O} —流水温度($^{\circ}\text{C}$)。

(6) 气体或液体在管内作层流流动时

$$\alpha = 5.99 \frac{\lambda}{d} \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K}) \quad (1-18)$$

式中： λ —流体的导热系数($W/m \cdot K$)。部分流体的 λ 值列于表1-5。

表1-5 部分流体的 λ 值

流 体 温 度 (°C)	流 体			流 体 温 度 (°C)	流 体		
	空 气	水 蒸 汽	燃 烧 产 物		空 气	水 蒸 汽	燃 烧 产 物
0	0.0249	0.0162	0.0228	700	0.0672	0.0985	0.0827
100	0.0319	0.0245	0.0313	800	0.0723	0.1141	0.0915
200	0.0383	0.0336	0.0401	900	0.0772	0.1301	0.1001
300	0.0445	0.0456	0.0484	1000	0.0820	0.1467	0.1090
400	0.0506	0.0571	0.0549	1100	0.0864	0.1634	0.1175
500	0.0563	0.0700	0.0656	1200	0.0908	0.1803	0.1262
600	0.0619	0.0839	0.0742				

(7) 气体沿平壁作强制流动时

气体沿平壁作强制流动的 α 值列于表1-6。

表1-6 气流平行于热面强制流动时的 α 值

表面状态	$W_{20} \leq 5m/s$	$W_{20} > 5m/s$
光滑表面	$5.58 + 3.72W_{20}$	$7.12W_{20}^{0.78}$
轧制表面	$5.81 + 3.95W_{20}$	$7.44W_{20}^{0.78}$
粗糙表面	$6.16 + 4.19W_{20}$	$7.52W_{20}^{0.78}$

• W_{20} 系指20°C时的流速。当温度为 t 、流速为 Wt 时，应换算成 W_{20} ，其关系为 $W_{20} = Wt \times \frac{273+20}{273+t} m/s$ 。

三、 辐 射 传 热

辐射传热以电磁波的形式进行热的传递。辐射传热可以在固体与固体之间或气体与固体之间进行。物体的辐射能力取决于物体的温度与黑度，由下式来表示：

$$q(E) = 5.67\epsilon \left(\frac{T}{100}\right)^4 \quad (W/m^2) \quad (1-19)$$

式中： ϵ —物体的黑度，部分材料的黑度列于表1-7。

表1-7 部分材料的黑度 ϵ

材料名称	温度(°C)	ϵ	材料名称	温度(°C)	ϵ
表面氧化的铝	200~600	0.11~0.19	耐火砖	1000	0.75
经600°C氧化后的生铁	200~600	0.64~0.78	硅酸铝纤维		0.95
未加工的铸铁	925~1115	0.87~0.95	sic涂料	1010~1400	0.82~0.89
氧化的钢件	200~600	0.80~0.85	混凝土		0.83
灰色镀锌铁板	24	0.276	高温烟气		0.2~0.3
红砖	20	0.93	各色油漆	100	0.92~0.96

1. 两个固体之间的辐射热交换

高温固体通过辐射方式传给低温物体的热量,由下式进行计算:

$$Q_{12} = C_r \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_2 \quad (W) \quad (1-20)$$

式中: C_r —导辐射系数($W/m^2 \cdot K^4$),

$$\text{两个平面之间热辐射 } C_r = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}}$$

$$\text{平面与曲面或曲面之间热辐射 } C_r = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0} \right)}$$

F_1 —高温面面积(m^2);

F_2 —低温面面积(m^2);

C_1 —高温面辐射系数, $C_1 = 5.67 \times \varepsilon_1 (W/m^2 \cdot K^4)$;

C_2 —低温面辐射系数, $C_2 = 5.67 \times \varepsilon_2 (W/m^2 \cdot K^4)$;

C_0 —绝对黑体辐射系数, $C_0 = 5.67 (W/m^2 \cdot K^4)$;

T_1 —高温面绝对温度(K);

T_2 —低温面绝对温度(K)。

2. 气体与固体间的辐射热交换

对于炉灶或换热器,有辐射力的气体系指高温火焰或烟气。干空气既不能吸收辐射热,也不能辐射热量,所以,空气的传热主要靠对流。

高温气体对固体的辐射传热由下式进行计算:

$$Q = \frac{5.67}{\frac{1}{\varepsilon_a} + \frac{1}{\varepsilon_b} - 1} \times \left[\left(\frac{T_a}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right] F_b \quad (W) \quad (1-21)$$

式中: T_a —气体绝对温度(K);

T_b —固体壁绝对温度(K);

F_b —固体壁面积(m^2);

ε_a —气体黑度;

ε_b —固体壁黑度。

3. 通过炉门、窥视孔的热辐射

通过炉门或窥视孔的辐射传热按下式计算,即

$$Q = C_0 \left[\left(\frac{T_L}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_s}{100} \right)^4 \right] F \cdot \phi \quad (W) \quad (1-22)$$

式中: C_0 —绝对黑体的辐射系数, $C_0 = 5.67 (W/m^2 \cdot K^4)$;

T_L —炉温(K);

T_s —室温(K);

F —开孔面积(m^2);

ϕ —综合角度系数。

四、 综合热交换

在很多场合, 传导传热、对流传热和辐射传热往往是同时进行的。比如炉灶, 高温火焰以辐射或辐射、对流方式将热量传给炉壁, 炉壁又通过传导方式将热量传递给炉体的外表面, 外表面再通过空气的流动将热量带走, (外表面辐射传热极为微弱, 可略去不计), 这是一个气体—固体—气体间的综合热交换过程。

综合热交换的计算, 实质上就是前面讨论过的几种传热计算式的综合。

1. 对流、辐射同时存在的热交换

这种综合传热方式常见于高温火焰对炉壁或高温烟气对管壁之间。其传热公式由对流传热和辐射传热两部分组成, 即

$$Q = \alpha (t_g - t_b) F_b + C_r \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right] F_b$$

$$= (\alpha + \alpha_r) (t_g - t_b) F_b \quad (W) \quad (1-23)$$

式中: t_g, T_g —高温气体的温度(°C, K);

t_b, T_b —低温固体的温度(°C, K);

α —对流传热系数, 按前述有关公式计算 ($W/m^2 \cdot K$);

α_r —辐射传热系数,

$$\alpha_r = \frac{C_r \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right]}{t_g - t_b} \quad (W/m^2 \cdot K);$$

C_r —导热辐射系数, 按前述有关公式计算 ($W/m^2 \cdot K^4$);

F_b —固体壁面积(m^2)。

2. 气体—固体—气体的传热

气体—固体—气体之间传热由下式进行计算:

$$Q = \frac{t_{g1} - t_{g2}}{\frac{1}{\alpha_x F_x} + \sum_{i=1}^n \frac{S_i}{\lambda_i F_i} + \frac{1}{\alpha'_x F_x}} \quad (W) \quad (1-24)$$

式中: α_x —高温气体对固体壁(平壁)的给热系数,

$$\alpha_x = \alpha + \alpha_r \quad (W/m^2 \cdot K, \text{参见式1-21});$$

α'_x —平壁低温侧对空气的给热系数,

$$\alpha'_x \approx \alpha_a \quad (W/m^2 \cdot K);$$

(α_a —空气对流给热系数, 按表1-3取值)。

t_{g1} —高温气体温度(°C);

t_{g2} —低温气体温度(°C);

S_i, λ_i, F_i —分别为某一层组合壁的厚度(m)、导热系数($W/m \cdot K$)、平均面积(m^2);

F_x —与高温气体接触的平壁面积(m^2);

F'_x —与低温气体接触的平壁面积(m^2)。

假若 F_1 及 F_2 已测定或设定,则式(1-24)就变成了式(1-6)的形式,即变成了传导传热。传热具体应用请看本章后面的有关部分。

第二节 流体特性及流动阻力

在茶叶干燥作业中接触到的流体是空气与燃烧废气。掌握流体的一些基本概念及阻力计算方法,对了解或设计燃烧换热系统及干燥系统是有现实意义的。

一、流体的特性与定律

1. 流体的几个基本参数

(1)压力:压力系指单位面积器壁所受到的流体的垂直作用力。压力亦称压强。

以往用来表示压力的单位有: mmH₂O、mmHg、kgf/m²、atm(标准大气压)、at(工程大气压)、bar(巴)、torr(托)、Pa(帕斯卡,简称Pa)及N/m²(牛顿每平方米)等。现统一用Pa表示。

各单位的换算关系如下:

$$1\text{mmH}_2\text{O} = 1\text{kgf}/\text{m}^2 = 9.80665\text{Pa} (\approx 9.8\text{Pa})$$

$$1\text{mmHg} = 1\text{torr} = 133.322\text{Pa} (\approx 133\text{Pa})$$

$$1\text{at} = 98066\text{Pa} = 98.066\text{kPa} (\text{k}, 10^3)$$

$$1\text{atm} = 101325\text{Pa} = 101.325\text{kPa}$$

$$1\text{bar}(1\text{b}) = 10^5\text{Pa} = 0.1\text{MPa} (\text{M}, 10^6)$$

以绝对真空作为计算起点的压力,称为绝对压力,通常用符号 P 表示。

用压力表测得的压力,称为相对压力或称工作压力,用 P_w 表示。

绝对压力 P 、表压力 P_w 与大气压力 P_b 之间的关系为:

$$P_w = P - P_b \quad (1-25)$$

(2)密度、比容:单位容积气体所具有的质量称为密度,以符号 ρ 表示,即

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{kg}/\text{m}^3) \quad (1-26)$$

密度的倒数称为比容,以符号 v 表示,即

$$v = \frac{V}{m} \quad (\text{m}^3/\text{kg}) \quad (1-27)$$

由此可见, $\rho \cdot v = 1$ 。

由于气体密度或比容与温度、压力有关,所以在叙述气体密度或比容时,必须说明气体所处的状态。

以下是空气、气体燃料及燃烧产物在标准状态下的密度:

$$\text{空气 } \rho_0 = 1.293 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$\text{气体燃料 } \rho_0 = 0.5 \sim 1.2 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$\text{燃烧产物(废气) } \rho_0 = 1.3 \sim 1.34 \text{ kg}/\text{m}^3$$