

高等学校教材

工程对流换热

(修订本)

上海机械学院 卓 宁 主编
孙家庆

.B0487102

机械工业出版社

30487102

TK124
33-2

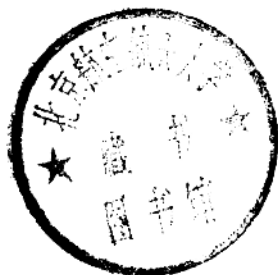
高等学校教材

工程对流换热

(修订本)

上海机械学院 卓 宁 主编
孙家庆

4K48/07



C0159353



机械工业出版社

修订版前言

初版以来，已有8年。经过各兄弟院校的教学实践，反映初版本中某些章节内容偏多，而生产和科研中的新经验、新知识则需要补充。根据1987年10月在西安召开的热能工程（锅炉）专业教学指导委员会第一次会议关于“教材应面向本科生，应重视工程实际”的精神，对初版本进行了修订，使内容从锅炉扩展到其他热工设备和系统，从设计扩大到试验。

修订版中对原有的七章作了修订，并增补了第八章“热管及其工程应用”、附录Ⅰ“工程对流换热设备试验研究实例”、附录Ⅱ“换热器优化设计”。

本书是一门专业课教材，是在技术基础课《传热学》基础上，对工程上涉及的对流换热问题，在理论及试验方法上作进一步的深入阐述，在设计计算方法上作比较详细的介绍。本书可供锅炉专业和热能工程专业人员使用，也可供有关工程技术人员参考。

修订版编写分工如下：第一、四、七章和第二章第一、二节——卓宁；第三、六章和第二章第三节——孙家庆；第五、八章——马其良；附录Ⅰ——卓宁；附录Ⅱ——卓宁、庞韵。

本书由哈尔滨工业大学动力工程系研究员范柏樟审阅。审阅人对全书进行了全面认真的审查，并以其丰富的教学、科研经验对书稿提出了许多宝贵意见，谨此表示感谢！

限于作者水平，书中谬误难免，希望读者批评指正。

作 者 1989年

初 版 前 言

本书是根据1978年4月在天津召开的高等院校原第一机械工业部对口专业座谈会精神和1978年8月在哈尔滨召开的锅炉专业教材会议所制订的《工程对流换热》大纲编写的。

本书是一本专业课试用教材，在技术基础课《传热学》的基础上，对工程上涉及的对流换热问题在理论上作进一步的深入分析，在计算方法上作比较详细的介绍，并举有例题。各章末附有习题及参考文献。

全书采用国际单位制。

本书供锅炉专业和热能工程专业使用，也可供有关工程技术人员参考。

本书由上海机械学院卓宁、孙家庆主编，哈尔滨工业大学张辑洲、刘纪福参加编写。分工如下：卓宁写第一、四、七章和第二章的一、二节；孙家庆写第三章和第二章第三节；刘纪福写第五章；张辑洲写第六章。

本书由哈尔滨工业大学范柏樺同志主审。在编写中主审人一再对全书进行了全面认真的审查，提出许多宝贵意见，使本书质量显著提高，谨在此表示感谢。

限于编写者水平，书中谬误难免，欢迎读者批评指正。

作 者 1981年10月

主要符号表

英文字母

- A —截面、换热面积, m^2
 物体的吸收率
 A_f —换热面积, m^2
 A_f —流通截面积, m^2
 a —导热系数, m^2/s
 灰体的黑度
 C —辐射系数, W/m^2
 C_f —摩擦阻力系数
 c —比热容, $J/(kg \cdot K)$
 c_p —定压比热容, $J/(kg \cdot K)$
 D —扩散系数、物体透射率
 直径, m
 d —直径, m
 d_p —填充元件的定型尺寸
 E —能量, J
 辐射力, W/m^2
 e —比内能, J/kg
 F —力, N
 f —摩擦阻力系数
 G —流量率 (单位截面积的质量流量),
 $kg/(m^2 \cdot s)$
 h —高度, m
 k —传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$
 L —长度, m
 $LMTD$ —对数平均温度差 (又称对数平均温压), K
 M —凝结表面的凝结量, $kg/(m \cdot h)$
 m —质量, kg
 n —转速, r/min
 ϕ —特性值
 P —功率, W
 p —压力, Pa , N/m^2
 比特性、节距
 Q —热量, J
 q —热流密度, W/m^2
 q_m —质量流量, kg/s
 R —热阻, K/W
 蓄热体颗粒的半径, m

物体的反射率

- $R_{e,pt}$ —多孔表面最佳孔径, m
 $r_h = D_o/4$ —通道水力半径, m
 S —表面面积, m^2
 s —距离, m
 T —热力学温度, K
 T_b —流体的混合平均温度, K
 T_∞ —自由流的温度, K
 t —摄氏温度, $^{\circ}C$
 时间, s
 U —内能, J
 V —容积, m^3
 W —功, J
 总凝液流量, kg/h
 w —流速, m/s
 w_∞ —自由流的流速, m/s

希腊字母

- α —对流放热系数, $W/(m^2 \cdot K)$
 γ —汽化潜热, kJ/kg
 Δt —温压, K
 δ —厚度, m
 ε —灰垢层热阻, $(m^2 \cdot K)/W$
 换热器效能
 η —流体动力粘度, $(N \cdot s)/m^2$, $Pa \cdot s$
 效率
 θ —过余温度, K
 夹角
 v —烟气温度的, K
 Λ —单位容积的粘性功率, $J/(m^3 \cdot s)$
 λ —热导率 (导热系数), $W/(m \cdot K)$
 ν —运动粘度, m^2/s
 ξ —利用系数
 流动阻力系数
 双相流动修正系数
 ρ —密度, kg/m^3
 σ —正应力, N/m^2
 控制容积
 τ —切应力, N/m^2

应力张量, N/m^2

时间常数, s

Φ —单位容积发生热量的速率, $J/(m^3 \cdot s)$

热流量、传热量, $W, J/s$

ϕ —管束的蒸汽遮盖系数

ψ —热有效系数

沸腾温度修正系数

注脚(下标)

0—参考点

a, ave —平均

b —黑体

c —临界点

c —冷

cs —控制容积表面

cv —控制容积

e —进口

e —端部

e —当量

f —流体

f —边界层液膜

g —气体

H —水垢层

h —热

i —内部, 内表面

l —长度

M —金属壁

m —中间值, 平均值

n —热容量小流体

o —外部, 外表面

p —颗粒

R —辐射

r —辐射

s —饱和蒸汽

t —热

w —壁

相似准则

$$Bi = \frac{a\delta}{\lambda} \text{——毕渥 (Biot) 准则}$$

$$Fo = \frac{\alpha \tau}{l^2} \text{——傅里叶 (Fourier) 准则}$$

$$Eu = P/\rho v^2 \text{——欧勒 (Euler) 准则}$$

$$Nu = \frac{aL}{\lambda} \text{——努塞尔特 (Nusselt) 准则}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \text{——普朗特 (Prandtl) 准则}$$

$$Re = \frac{wL}{\nu} \text{——雷诺 (Reynolds) 准则}$$

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{a}{\rho v c_p} \text{——斯坦登 (Stanton) 准则}$$

目 录

主要符号表

第一章 概 论..... 1

- §1-1 对流换热在工程上的应用及本教材所涉及的内容..... 1
- §1-2 换热的基本概念..... 1
- §1-3 对流换热分析所用的基本方程式..... 9
- §1-4 对流传热面复合传热的初步分析——总传热系数 k 的算式——..... 18
- §1-5 对流换热设备的种类及热力计算简介..... 20

参考文献..... 21

第二章 纵向冲刷表面的对流换热

过程..... 22

- §2-1 流体纵向冲刷表面时的流动过程..... 22
- §2-2 纵向冲刷表面的对流换热过程..... 36
- §2-3 流体在管内流动时对流换热的强化..... 65

习题..... 71

参考文献..... 72

第三章 横向冲刷光管管束 对流换热..... 73

- §3-1 概述..... 73
- §3-2 放热系数..... 75
- §3-3 流体横向绕流单管的流动及放热..... 76
- §3-4 雷诺数对换热的影响..... 80
- §3-5 物性对换热的影响..... 84
- §3-6 管束的对流换热及流动阻力..... 87
- §3-7 管束的几何特性对放热的影响..... 96
- §3-8 表面污垢对换热的影响..... 97

习题..... 102

参考文献..... 103

第四章 扩展表面对流换热..... 104

- §4-1 扩展表面对流换热面的应用和发展..... 104
- §4-2 各种鳍片的热力特性..... 106
- §4-3 鳍片最佳形状的分析..... 116
- §4-4 应用有限差分法确定扩展表面的热力特性..... 122

- §4-5 扩展表面对流传热面传热量的计算..... 126

- §4-6 接触热阻的计算方法..... 132

- §4-7 各种扩展表面传热面对流换热系数的确定..... 136

习题..... 140

参考文献..... 140

第五章 物态变化时的对流换热..... 141

- §5-1 凝结放热概述..... 141

- §5-2 饱和蒸气的管外凝结..... 142

- §5-3 饱和蒸气的管内凝结..... 149

- §5-4 含不凝气蒸气的凝结..... 153

- §5-5 凝结放热的强化..... 156

- §5-6 沸腾放热机理..... 159

- §5-7 大容积沸腾放热..... 161

- §5-8 管内沸腾..... 167

- §5-9 沸腾放热的强化..... 170

习题..... 172

参考文献..... 173

第六章 平均温压的计算..... 174

- §6-1 平均温压的概念..... 174

- §6-2 纯顺流和纯逆流型的平均温压计算..... 175

- §6-3 交叉流型的平均温压..... 176

- §6-4 混合流型的平均温压..... 179

- §6-5 具有扩展表面和比热容及传热系数发生变化时的平均温压..... 190

- §6-6 各种流动型式的比较..... 192

习题..... 194

参考文献..... 195

第七章 蓄热式对流换热器..... 196

- §7-1 蓄热式对流换热器的工作原理..... 196

- §7-2 蓄热式换热器与间壁式换热器的比较..... 197

- §7-3 回转型蓄热式换热器的基本传热公式..... 200

- §7-4 阀门切换型蓄热式换热器

的基本传热公式.....	206	参考文献.....	263
§7-5 蓄热体颗粒移动型换热器的 传热情况.....	213	附录 I 工程对流换热试验研究实例...	264
习题.....	218	§ I-1 扩展表面对流受热面 的试验研究	264
参考文献.....	218	§ I-2 烟管-水管型热水锅炉水动力 模拟试验研究	270
第八章 热管及其工程应用.....	219	§ I-3 热水锅炉不均匀受热管内过冷 沸腾的试验研究.....	274
§8-1 概述.....	219	§ I-4 小结	276
§8-2 热管的工作原理.....	219	参考文献.....	276
§8-3 热管的类型及工质.....	220	附录 II 换热器的优化设计.....	279
§8-4 热管结构和吸液芯类型.....	221	§ II-1 换热器优化设计的基本方法.....	279
§8-5 毛细极限.....	222	§ II-2 最优化设计的基本概念.....	281
§8-6 声速限、粘性限、携带限 和沸腾限.....	232	§ II-3 最优化方法	283
§8-7 热管的传热及温度特性.....	238	§ II-4 优化实践的一般过程及技巧.....	290
§8-8 热管的设计.....	244	参考文献.....	294
§8-9 热管及热管换热器的工程应用.....	257		
习题.....	262		

第一章 概 论

§1-1 对流换热在工程上的应用及本教材所涉及的内容

当固体表面与表面上流过的流体之间存在着温度差时,在这两者之间的热交换现象叫做对流换热。对流换热发生在许多工业设备的工作过程中。以电站锅炉为例,其中的对流蒸发受热面、过热器、再热器、省煤器、空气预热器、面式减温器、水汽热交换器、自制冷凝水设备、暖风器等都是对流换热设备。在热电厂热力系统中,除锅炉外,还有回热给水加热器、蒸汽冷凝器、燃油加热器、冷油器等对流换热设备。适用于电站系统中的一些设备也同样存在于石油、化工、冶金、轻工、能源利用等工程的热能传递工作过程中。

为加深专业课基础理论,以加宽学习者的适应面,本教材较深入地分析讨论了锅炉各部件对流换热的过程和计算方法,这些也同样适用于其他热能传递工程。

要定量解决工程对流换热问题,往往还需要依赖于一定的试验工作,需要在试验台上做试验,甚至需要做工业试验以取得可靠的数据。有时这种数据往往对设备设计的精确程度起着决定性的影响。我国现用锅炉热力计算标准规定:燃用重油的小型锅炉的省煤器(其入口水温度为373K以下),当过量空气系数大于1.03时,在冲刷受热面的烟气流速为4~12m/s的情况下,建议采用的热有效系数值为0.55~0.5(较大的热有效系数值相应于较低的烟气流速)。以上数据就是由工业试验得知。在上述情况下省煤器所传递的热量,仅为未考虑实际冲刷及污脏情况计算所得数值的一半左右。由此可见工业试验的重要性,计算公式的不精确的地方,可以由引入试验系数而得到修正。

§1-2 换热的基本概念

由于存在温度梯度而使热量从一个物体传递到另一个物体,或者由物体的某一部分传递到其他部分的过程,称为换热过程。换热过程按其物理本质,可分为导热、对流和辐射三种不同的基本方式。

一、导热

导热是在直接接触的两物体之间或在同一物体各部分之间存在温度梯度情况下所发生的能量传递过程。完成这一过程的途径有两种:一种是在有温度梯度存在的固体、液体或气体中,由于分子的相互作用而使相对能量水平较高(即温度较高)的分子将能量传给邻近的能量水平较低(即温度较低)的分子;另一种是依靠自由电子的运动而传递能量。纯金属材料固体的自由电子最多,合金材料的自由电子比纯金属少许多,非金属材料的自由电子十分少。固体的导热能力随自由电子浓度的增减而增减,所以纯金属是最好的导热体。

物体所传导的热量与这物体材料的导热特性(导热系数)^①以及所处温度梯度之间的数

^① 按国际单位,此量的名称应优先采用“热导率”,也可采用“导热系数”。本版沿用“导热系数”。

量关系，可用下式表示（这式子是法国科学家傅里叶（Fourier）所提出的）：

$$q_x = \frac{\Phi_x}{A_x} = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (1-1a)$$

即， $\Phi_x = -\lambda A_x \frac{dT}{dx} \quad (1-1b)$

式中 $q_x = \frac{\Phi_x}{A_x}$ ——在 x 方向热流密度，单位为 W/m^2 ；

Φ_x ——在 x 方向的热流量（或单位时间所流过的热量），单位为 W 或 J/s ；

A_x ——垂直于热流方向的导热面积，单位为 m^2 ；

dT/dx ——在 x 方向的温度梯度，单位为 K/m ；

λ ——导热系数，单位为 $W/(m \cdot K)$ 。

热流密度的完全表达式为：

$$q = \frac{\Phi}{A_x} = -\lambda \nabla T \quad (1-2a)$$

即 $\Phi = -\lambda F \nabla T \quad (1-2b)$

式中 Φ 为热流量的矢量， ∇T 为以矢量形式表示的温度梯度。因为在导热过程中，热量沿着温度梯度减少的方向流动，所以在式（1-1）与式（1-2）中要引入一负号。式（1-1）与式（1-2）也被称为傅里叶导热公式。

导热系数是一物质的一项重要特性。在传热工程上一种材料是否适合于一定的用途，往往与它的导热系数的数值有关。

图1-1所示为一些工程常用物质的导热系数的数值。由图可以看出，物质所处温度对其导热系数数值有一定影响。

气体的导热系数随其所处温度的上升而增大。这是因为气体的导热主要依靠分子运动，温度愈高则气体分子的动能愈大，分子间的交换率和碰撞频率也愈高，所以气体的导热系数也愈大。对大多数气体来说，当压力超过 $0.98 MPa$ （约10个工程大气压）时，导热系数还与压力有关。

液体主要由分子振动所产生的一些不规则弹性波来传递热量。其导热系数的数值与压力无关，受温度的影响也不很大。

固体中，分子运动表现为晶格的振动。在高温情况下，晶格振动的加剧会妨碍自由电子的运动。在导电性能好的固体材料中自由电子较多，当温度增加时，晶格振动的加剧会对自由电子的运动起阻碍作用，也就是说对导热起阻碍作用，这一阻碍作用大于晶格振动加剧本身对导热所产生的促进作用。所以，随着所处温度的增高，纯金属的导热系数趋向于降低。

在合金材料和非金属材料中自由电子很少，热量的传导主要依靠晶格振动。这些材料导热系数的数值往往随所处温度的增加而增大。

有些材料结构并不是各向同性的，这时它的导热也并不各向相同。例如木头就是一种这样的材料。

由此可知：不同物质的导热系数其数值不尽相同，即便是同一种物质，其导热系数的数值，除了受温度影响外，有时还要取决于该物质的结构、容重、温度、湿度和压力。在工程计算中从参考图表取用导热系数的数值时，必须注意材料各有关物性（结构、容重、温度、湿度和压力）的实际情况；对于重要的计算，其所涉及材料的导热系数数值应由试验室对这些材料所作的专门试验来确定。

在换热过程中，常常有物体各部分温度并不完全一样的情况，计算这类过程时，有时需有表示材料导热系数与温度关系的式子。对于许多材料，都可以近似地认为在导热系数与温度之间存在着线性的关系，如式(1-3)所示：

$$\lambda = \lambda_0 [1 + b (T - T_0)] \quad (1-3)$$

式中 T_0 ——参考温度，单位为K；

T ——要计算导热系数值的温度，单位为K；

λ_0 ——材料在温度 T_0 时导热系数的数值，单位为 $W/(m \cdot K)$ ；

λ ——温度 T 时，材料导热系数的数值，单位为 $W/(m \cdot K)$ ；

b ——由试验所确定的常数。

若导热系数值随温度上升而增大，则 b 为正值；

反之， b 为负值。

表1-1列举了一些数字，说明各种材料导热系数值的大致范围。

表1-1 不同材料导热系数的数值

材 料	导热系数 $\lambda/[W \cdot (m \cdot K)^{-1}]$
纯金属	100~1400
合金	50~500
液态金属	30~300
非金属液体	0.5~5
非金属固体	0.05~50
绝热材料	0.05~1
气 体	0.005~0.5

二、对流

固体表面与在其上面流过的流体之间的能量传递过程被称为对流换热。这种过程的完成一方面依靠流体分子间导热的作用，另一方面还由于流体流动产生位移的作用。所以对流换热除了要受导热规律的控制外，还要受流动规律的支配。因此，影响放热过程的因素有流体的流动情况、流速、密度、比热容、粘度和导热系数等。

对流换热过程中流体的流动可按其发生的原因分为：自然流动和受迫流动两种。凡由流体各部分冷热不同，

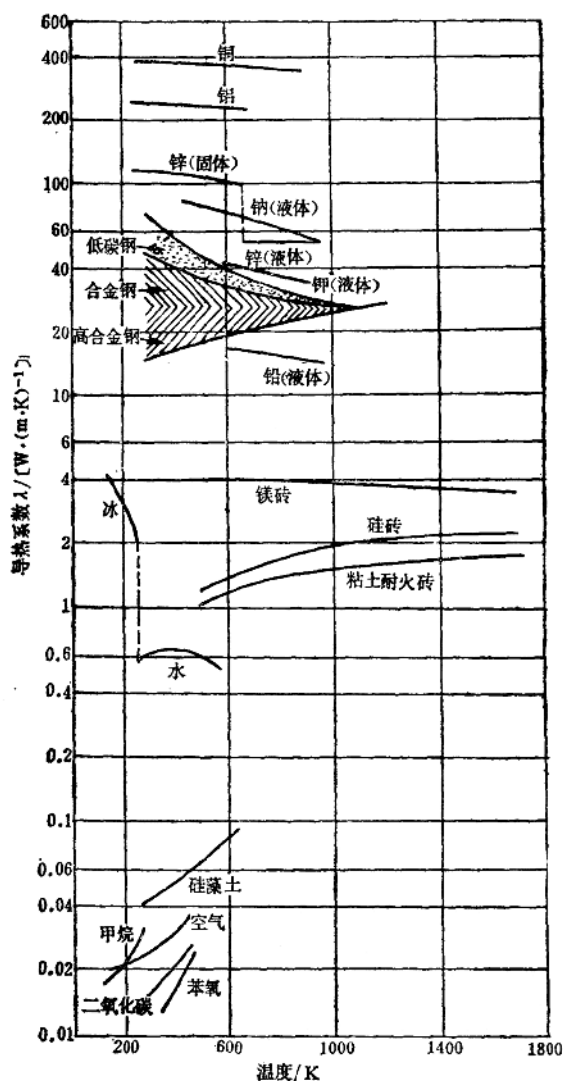


图1-1 不同材料的导热系数与其所处温度的关系

致使各部分密度不同而引起的流动称为自然流动。自然流动的强度取决于过程的受热情况，并和流体种类、温度差以及过程进行所处空间的大小等有关。凡受外力（例如：风力、泵或风机的作用力）影响而引起的流体流动称为受迫流动。相应于这两种流动情况的对流换热，分别称为自然对流换热和受迫对流换热。

受迫对流过程中也可能附带包含自然对流，但当受迫对流相当强烈时，其中所包含自然对流的影响可略而不计。

对流换热与流体的流动情况关系很大。流体的流动可以分为层流和紊流两种情况。在层流情况下，一层流体很整齐地在另一层上滑动。在紊流情况下，流体质点流动不整齐，而且还有与主流方向相垂直的速度分量，这些分量的大小也不断地变化。

粘性流体受迫沿固体壁面流动时，流体在紧贴壁面处的流动速度为零，而在壁面附近一薄层流体中，流速从零增加到主流体流速。我们称这一薄层流体为流动边界层。在紊流工况下，流动边界层中靠近壁面处总有一层更薄的流体层仍保持层流的特征，这一薄层被称为层流底层。而紊流边界层的其余部分则被称为紊流核心。

对流热交换与流体的流动情况关系很大。层流时，沿壁面法线方向的热传递主要依靠导热，传热量受流体导热系数数值的影响很大。紊流时在流体的层流底层内热量的传递仍靠导热；而在紊流核心中热量的传递则依靠流体各部分之间的剧烈位移。紊流核心的热阻比层流底层热阻小得多，通常后者在紊流对流传热中起着决定性的作用。

1901年牛顿（Newton）首先提出计算对流传热量的基本公式——牛顿公式：

$$\Phi = \alpha A_r (T_f - T_w) \quad (1-4a)$$

$$\text{或} \quad \Phi = \alpha A_r \Delta T \quad (1-4b)$$

式中 Φ ——对流热流量，单位为W；

A_r ——与流体相接触的壁面面积，单位为 m^2 ；

$(T_f - T_w) = \Delta t$ ——流体与壁面间的温差，单位为K；

α ——对流放热系数，单位为 $W/(m^2 \cdot K)$ 。

式(1-4)中 $(T_f - T_w)$ 也可写成 $(T_w - T_f)$ ，视所指传热方向的不同而异。对流传热的方向就是与它所邻近流体实行热交换的表面的法线方向。式(1-4)本身计算很简单，困难在于确定对流放热系数 α 的数值。表1-2所列空气和水在自然对流和受迫对流情况下，对流放热系数 α 值的大致范围。

三、热辐射

辐射传热并不借助于介质。在两表面之间无介质存在时辐射换热量最大。辐射传热的机理现在还没有完全弄清，通常认为辐射热量是借助物体表面放射出电磁波或者光子的作用而得以传递。

物体表面每平方米每秒对外辐射的热量称为辐射力。辐射力的大小与表面的性质及它的绝对温度有关，如式(1-5)所示：

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (1-5)$$

表1-2 在不同情况下近似的 α 值

情 况	$\alpha/(W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1})$
水蒸汽冷凝时	5000~100000
水沸腾时	2500~25000
水在受迫对流时	250~15000
空气在受迫对流时	25~500
空气在自然对流时	5~50

式中 C ——辐射系数, 由物体表面性质及状态决定, 其值处于 $0 \sim 5.67 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$;

T ——物体表面的温度, 单位为 K 。

投射于物体上的辐射能一般来说可以有一部分被物体所吸收, 一部分被反射, 余下部分则透过物体。如以 A 、 R 和 D 表示这三者各占投射于其上总辐射能的百分比, 则这三者的关系为

$$A + R + D = 1 \quad (1-6)$$

式中 A 、 R 及 D 分别被称为物体的吸收率、反射率和透射率。 A 、 R 和 D 的数值与物体的特性、温度和表面状况有关。

如一物体的 $A = 1$ 而 $R = D = 0$, 则被称为绝对黑体或黑体。

如一物体的 $R = 1$, 而 $A = D = 0$, 则被称为绝对白体或白体。

如物体的 $D = 1$, 而 $A = R = 0$, 则被称为绝对透热体或透热体。

在自然界中, 实际上并不存在绝对的黑体、白体和透热体。但是一般气体 $R \approx 0$, 而大多数固体和液体只要稍具厚度, 则 $D \approx 0$ 。

物体对于热射线的吸收率 A 主要受其表面粗糙情况而不是表面颜色的影响。白色物体能反射热辐射中可见光的射线, 而对其他热射线的吸收和黑色物体一样。

黑体的辐射力 E_b , 仅与其温度有关, 如式 (1-6) 所示:

$$E_b = C_b \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (1-6a)$$

式中 $C_b = 5.67 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ ——黑体的辐射系数。

式 (1-6a) 也可表示为:

$$E_b = \sigma_b T^4 \quad (1-6b)$$

式中 $\sigma_b = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ ——黑体的辐射常数。这两式称为斯蒂芬-波尔茨曼定律的表达式。

我们往往假定实际存在物体的辐射光谱曲线与同温度下黑体的相应曲线相似, 这种物体我们称之为灰体。灰体的辐射力 E 与同温度下黑体辐射力 E_b 之比值被称为灰体的黑度, 用符号 a 来表示:

$$a = \frac{E}{E_b} \quad (1-7)$$

所以灰体的辐射力为

$$E = aE_b = a\sigma_b T^4 \quad (1-8)$$

在辐射平衡条件下灰体的黑度恒等于它的吸收率。这可由分析图 1-2 所示情况得知。

设表面 I 及 II 彼此靠得很近以致可以认为从一表面辐射出去的能量完全落在另一表面上。又设表面 I 为黑体, 辐射力为 E_b ; 表面 II 为灰体, 它的辐射力为 E 而吸收率为 A 。这样由图可以看出灰体表面 II 与黑体表面 I 之间的辐射换热量为

$$q = AE_b - E$$

如两表面所处温度相同, 则处于热辐射平衡状态, 辐射换热量 $q = 0$, 即

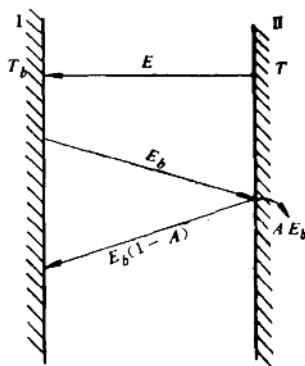


图 1-2 两平行表面的辐射换热

$$AE_b - E = 0$$

所以

$$A = E/E_b \quad (1-9)$$

比较式 (1-7) 及式 (1-9) 得:

$$a = A \quad (1-10)$$

由此可见, 在辐射平衡条件下, 物体的黑度恒等于它的吸收率, 式 (1-10) 亦称为基尔霍夫 (Kirchhoff) 恒等式。

现在我们用上述基本概念来说明烟气与其周围的对流受热面 (如锅炉对流受热面) 之间的辐射热交换。可以将烟气与其周围对流受热面间的辐射热交换考虑成烟气与灰体外壳间的辐射热交换。我们采用符号如下:

a_w ——传热面壁面的黑度;

a_g ——烟气的黑度;

A_g ——传热表面的面积, 单位为 m^2 ;

T_w ——传热表面的温度, 单位为 K;

T_g ——烟气的温度, 单位为 K;

A'_g ——烟气对来自烟气自身辐射 (温度为 T_g) 的吸收率;

A_w ——烟气对来自壁面 (温度为 T_w) 辐射的吸收率;

$\sigma_b = 5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$ ——黑体辐射常数。

这样烟气投射到外壳的辐射能为 $a_g \sigma_b T_g^4$ 。外壳吸收其中的 $a_w a_g \sigma_b T_g^4$, 其余 $(1 - a_w) a_g \sigma_b T_g^4$ 反射回烟气。其中 $A'_g (1 - a_w) a_g \sigma_b T_g^4$ 被烟气所吸收, $(1 - A'_g) (1 - a_w) a_g \sigma_b T_g^4$ 则透过烟气层再投射到外壳, 外壳将再次吸收 $a_w (1 - A'_g) (1 - a_w) a_g \sigma_b T_g^4$, 如此反复进行吸收和反射, 灰体外壳从烟气辐射中吸收的总热量为

$$a_w a_g \sigma_b A_g T_g^4 [1 + (1 - A'_g)(1 - a_w) + (1 - A'_g)^2 (1 - a_w)^2 + \dots] \quad (1-11)$$

同时, 烟气从灰体外壳辐射中吸收的总热量为

$$a_g A_g \sigma_b A_w T_w^4 [1 + (1 - A_g)(1 - a_w) + (1 - A_g)^2 (1 - a_w)^2 + \dots] \quad (1-12)$$

因此, 烟气与受热面间的辐射换热量应当为式 (1-11) 与式 (1-12) 之差。如只考虑第一次辐射, 即只计算上两式中的第一项, 则烟气与其周围对流传热面之间的辐射换热量为

$$\Phi = a_w a_g \sigma_b A_g T_g^4 - a_w A_g \sigma_b A_w T_w^4$$

$$\Phi = a_w \sigma_b A_g (a_g T_g^4 - A_w T_w^4) \quad (1-13)$$

为了弥补由于略去式 (1-11) 与式 (1-12) 中第二项以后各项所带来的误差, 采用传热面有效黑度 a'_w 来代替式 (1-13) 中的 a_w 。 a'_w 值介于 a_w 与 1 之间, 为简化起见, 采用 $a'_w = \frac{1}{2}(a_w + 1)$ 。在锅炉各对流受热面中, 灰污管壁的黑度一般为 0.8 或更大一些。

在工程技术计算中, 可认为 $a_g = A_g$, 这样式 (1-13) 变成

$$\Phi = a'_w a_g \sigma_b A_g (T_g^4 - T_w^4) \quad (1-14)$$

有时, 式 (1-14) 也可用类似于对流传热算式式 (1-4) 的形式, 这时

$$\Phi = a_r A_g (T_g - T_w) \quad (1-15)$$

式中 a_r ——辐射放热系数, 单位为 $W/(m^2 \cdot K)$ 。

将式 (1-15) 与式 (1-14) 相比较可知

$$\alpha_R = a'_c a_g \sigma_b T_f^3 \left[\frac{1 - \left(\frac{T_w}{T_f} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_w}{T_f} \right)} \right] \quad (1-16)$$

这就是计算燃用煤粉锅炉对流受热面辐射放热系数所用的公式。

在锅炉燃用气体燃料或液体燃料的情况下，以及在锅炉采用层燃或火炬层燃情况下，所产生的烟气不含灰粒或少含灰粒，辐射的热量并不与温度的4次方成正比而是与3.6次方成正比，所以这时辐射放热系数为

$$\alpha_R = a'_c a_g \sigma_b T_f^3 \left[\frac{1 - \left(\frac{T_w}{T_f} \right)^{3.6}}{1 - \left(\frac{T_w}{T_f} \right)} \right] \quad (1-17)$$

四、对流和辐射的复合换热

前面将传热分为导热、对流和辐射三种方式，但事实上往往存在着两种或三种方式同时发生作用的情况，这类情况我们称之为复合换热。

在烟气温度较高处的锅炉对流受热面，同时存在烟气对受热面的对流换热和辐射换热。由于在对流受热面中辐射换热量一般来说只占总传热量中较小的部分，为简单起见我们可以采用将对流换热量和辐射换热量叠加起来计算其复合换热，同时采用式(1-15)的形式计算其辐射换热量。这样复合换热量为：

$$\Phi = \Phi_c + \Phi_R \quad (1-18)$$

式中 Φ_c ——对流换热量，单位为W；

Φ_R ——辐射换热量，单位为W。

将式(1-4)及式(1-15)代入式(1-18)得

$$\Phi = a_c A_r (T_f - T_w) + a_R A_r (T_f - T_w) = (a_c + a_R) A_r (T_f - T_w) \quad (1-19)$$

式中 a_c 、 a_R ——对流放热系数与辐射放热系数，单位为W/(m²·K)。

也可写成：
$$\Phi = a A_r (T_f - T_w) \quad (1-20)$$

式中 $a = (a_c + a_R)$ ——对流与辐射复合换热中的总放热系数。

五、单位

对流热交换计算与其它工程计算式一样，要求采用一致的单位系统。所以我们在进行计算之前一定要弄清楚所采用的全部数值都是处于同一单位系统中，绝对不容许将不同单位系统的数值混淆起来。

本书采用法定计量单位，其中有关国际单位制(SI)的基本量纲为：长度、质量、时间和温度。在传热工程上可能用到的一些物理量的量纲和单位示于表1-3。

表1-3 常用物理量的国际单位制量纲和单位

物 理 量	定 义 方 程 式	量 纲 式	单 位 代 号
长 度		[L]	米 m
质 量		[M]	千克(公斤) kg
时 间		[T]	秒 s
温 度		[Θ]	开 K

(续)

物 理 量	定 义 方 程 式	量 纲 式	单 位 代 号
速 度	$v = \frac{l}{t}$	$(L T^{-1})$	米/秒 m/s
力	$F = ma$	$(L M T^{-2})$	牛 N
压 力	$p = \frac{F}{A}$	$(L^{-1} M T^{-2})$	帕 Pa
密 度	$\rho = \frac{m}{V}$	$(L^{-3} M)$	公斤/米 ³ kg/m^3
能量(热量、功量)	$W = Fl$	$(L^2 M T^{-2})$	焦 J
功 率	$P = \frac{W}{t}$	$(L^2 M T^{-3})$	瓦 W
比 热 容	$c = \frac{Q}{m \Delta t}$	$(L^2 T^{-2} \Theta^{-1})$	焦/(公斤·开) $J/(kg \cdot K)$
动力粘度	$\eta = \frac{F \Delta l}{A \Delta v}$	$(L^{-1} M \Theta^{-1})$	帕·秒 $(Pa \cdot s)$ 或 $(N \cdot s/m^2)$
运动粘度	$\nu = \frac{\eta}{\rho}$	$(L^2 T^{-1})$	米 ² /秒 m^2/s
导热系数	$\lambda = \frac{\Phi \delta}{A_f \Delta t}$	$(L M T^{-3} \Theta^{-1})$	瓦/(米·开) $W/(m \cdot K)$
导温系数	$a = \frac{\lambda}{c \rho}$	$(L^2 T^{-1})$	米 ² /秒 m^2/s
放热系数	$\alpha = \frac{\Phi}{A_f \Delta t}$	$(M T^{-3} \Theta^{-1})$	瓦/(米 ² ·开) $W/(m^2 \cdot K)$
传热系数	$k = \frac{\dot{Q}}{A_f \Delta t}$	$(M T^{-3} \Theta^{-1})$	瓦/(米 ² ·开) $W/(m^2 \cdot K)$

注：表中A表示表面积； A_f 表示流通截面积， A_f 表示换热面积。

表1-4所示为在传热工程上常用的一些物理量在国际单位制、工程单位制和英制单位制中单位的换算关系。

表1-4 单位换算关系

物理量	国际单位制	工 程 单 位 制	英 制	备 注
长 度 l	m	m	ft in	
	1	1	3.2808 39.37	
	0.3048	0.3048	1 12	
	0.0254	0.0254	0.0833 1	
力 F	N	kgf	lbf	
	1	0.10197	0.22481	
	9.80665	1	2.2046	
	4.44822	0.45359	1	
压 力 p	N/m^2	kgf/m^2	lbf/in^2	$1 atm = 1.013 \times 10^5 N/m^2$ $= 1.03 \times 10^4 kgf/m^2$ $1 bar = 10^5 N/m^2$
	1	0.102	0.22481	
	9.80665	1	14.223×10^{-4}	
	6.89476×10^3	7.03×10^1	1	

(续)

物理量	国际单位制	工程单位制		英 制		备 注
	J	kgf·m	kcal	lbf·ft	Btu	
功(能)	1	0.10204	2.389×10^{-7}	0.737	9.48×10^{-4}	
	9.80665	1	2.341×10^{-3}	7.233	9.29×10^{-3}	
W	4186.8	427.2	1	3089.87	3.968	
	1.35582	0.138	3.24×10^{-4}	1	1.29×10^{-3}	
	1055.06	107.6	0.252	777.6	1	
功 率	W	kW		hp		1kW=102kgf·m/s
P	1	1×10^{-3}		1.34×10^{-3}		1hp(工程制)=75kgf·m/s
	1000	1		1.34		1hp(英制)=550lbf·ft/s
	745.7	0.7457		1		=76.04kgf·m/s
动力粘度	kg/(m·s)	kgf·s/m ²		lbf·s/ft ²		
η	1	0.101972		0.671969		
	9.80665	1		6.58976		
	1.48816	0.151750		1		
运动粘度	m ² /s	m ² /s		ft ² /s		
ν	1	1		10.7639		
导热系数	1	1		10.7639		
α	0.092903	0.092903		1		
导热系数	W/(m·K)	kcal/(m·h·°C)		Btu/(ft·h·°F)		
λ	1	0.859845		0.577789		
	1.1630	1		0.671969		
	1.73073	1.48816		1		
放热系数	W/(m ² ·K)	kcal/(m ² ·h·°C)		Btu/(ft ² ·h·°F)		
α	1	0.859845		0.176111		
传热系数	1.1630	1		0.204817		
k	5.67824	4.88241		1		
热流密度	W/m ²	kcal/(m ² ·h)		Btu/(ft ² ·h)		
q	1	0.859845		0.316992		
	1.1630	1		0.368652		
	3.15465	2.71251		1		
比 热 容	kJ/(kg·K)	kcal/(kg·°C)		Btu/(lb·°F)		
c	1	0.238846		0.238846		
	4.1868	1		1		
	4.1868	1		1		

§1-3 对流换热分析所用的基本方程式

作为传热分析的基础,除用到前述表达传热基本概念的一些方程式外,还用到了下述三个物理定律:

(1) 热力学第一定律。