



普通高等教育“十二五”规划教材

工程传热学基础

战洪仁 张先珍 李雅侠 王立鹏 主编

中国石化出版社

[HTTP://WWW.SINOPEC-PRESS.COM](http://www.sinopec-press.com)

普通高等教育“十二五”规划教材

工程传热学基础

战洪仁 张先珍 李雅侠 王立鹏 主编

在结构的编排上,以21世纪课程改革向着单向着21世纪课程改革向着...
学时、内容浓缩和精炼、有方向发展轴方针,在并,在...
加强基本理论及基本概念的...
内容。另外,在每个章节...
分析和解决实际工程应用的...
可喜。

本书共包括九章,由战王立鹏分章编写,并由金...
志法主编。

由于作者水平所限,书中难免有...
错误,敬请指正。

中国石化出版社

北京100011

010-63793000

4000166666

http://www.sinopec.com

china@china.sinopec.com

中国石化出版社

中国石化出版社

普通高等教育“十二五”规划教材

内 容 提 要

本书为满足我国高等学校工科大类系列课程改革而编写。编写时以“重视基础、强化能力、扩展思维、关注前沿”为指导方针。除加强理论基础知识外,更多地注重工程应用,同时吸取了美国教材灵活、注重实用的特点。本书主要围绕热量传递的三种基本方式展开,介绍热传导、对流换热、凝结与沸腾换热、辐射换热和换热器,并配有例题、思考题和习题。

本书适用于能源工程、机械工程、航空航天工程、材料工程、建筑工程类等领域专业的工程传热学的教科书。

工 程 传 热 学 基 础

图书在版编目(CIP)数据

工程传热学基础/战洪仁等主编. —北京:
中国石化出版社, 2014. 6
普通高等教育“十二五”规划教材
ISBN 978 - 7 - 5114 - 2862 - 2

I. ①工… II. ①战… III. ①工程传热学—高等学校
—教材 IV. ①TK124

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2014)第 117525 号

未经本社书面授权,本书任何部分不得被复制、抄袭,或者以任何形式或任何方式传播。版权所有,侵权必究。

中国石化出版社出版发行

地址:北京市东城区安定门外大街 58 号

邮编:100011 电话:(010)84271850

读者服务部电话:(010)84289974

<http://www.sinopec-press.com>

E-mail:press@sinopec.com

北京科信印刷有限公司印刷

全国各地新华书店经销

787 × 1092 毫米 16 开本 14 印张 344 千字

2014 年 6 月第 1 版 2014 年 6 月第 1 次印刷

定价:38.00 元

前 言

工程传热学是工程热物理的一个分支，是研究热量传递规律的学科，为所有研究与热有关的现象提供了理论基础。在自然界中温差无处不在，因此热量传递现象是普遍存在的物理现象之一。在高度重视节约能源、提高能源利用率的今天，工程传热学的研究和应用深入到各个工业领域和科研领域，因此，传热学课程成为了工学类相关专业的重要技术基础课程。

本书根据参编教师多年来在相关专业教学过程中积累的意见和建议，以及通过对国内外同类教材的对比研究，反复修改和补充，最后定稿。在内容的编写过程中注意了文字的表述，使概念、定律或公式的论述和推导更加严密、规范，容易理解。并编入了大量的例题和应用实例，使学生对所讲解的概念、定律或公式获得更深入的理解与应用，增强了教材的实用性、趣味性，提高学生分析和解决实际问题的能力。

在结构的编排上，以适应科学技术的发展，本着 21 世纪课程改革向着缩减学时、内容浓缩和精炼、信息量大、重视素质教育的方向发展的方针，在注重加强基本理论及基本概念论述的基础上，削减了繁琐的公式推导，优化了教材内容。另外，在每个章节加大了工程应用的实例，以提高读者运用基本理论分析和解决实际工程应用的能力，使得教材内容丰满充实，卓具时代气息，新颖可喜。

本书共包括九章，由战洪仁、张先珍、李雅侠、王立鹏分章编写，并由金志浩主审。

由于作者水平所限，书中难免有不妥之处，敬请读者指正。

主要符号表

英文字母

a	热扩散率, m^2/s
A	面积, m^2
B	宽度, m
c	比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; 速度, m/s
c_f	范宁摩擦系数
c_p	定压比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
d	直径, m
E	辐射力, W/m^2
E_λ	光谱辐射力, W/m^3
g	重力加速度, m/s^2
G	投入辐射, W/m^2
h	对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 流体的比焓, J/kg
h_{local}	局部对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
h_m	平均对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
H	总焓, J ; 高度, m
l	长度, m
L	定向辐射强度, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{sr})$
p	压力, Pa
q	热流密度, W/m^2
q_m	质量流量, kg/s
q_v	体积流量, m^3/s
Q	热量, J
R_h	面积热阻, $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$
t	温度, $^\circ\text{C}$
T	绝对温度, K
u, v	速度, m/s
X	角系数
x, y, z	笛卡尔坐标系, m

希腊字母

α_v	体积膨胀系数, K^{-1}
α	吸收率
γ	汽化潜热, J/kg
δ	厚度, m
ε_t	湍流热扩散率, m^2/s^3
ε_m	湍流黏度, $kg/(m \cdot s)$
ε_s	系统黑度(系统发射率)
θ	过剩温度, $^{\circ}C$
Θ	无量纲过剩温度
λ	导热系数, $W/(m \cdot K)$; 波长, m 或 μm
μ	流体的动力黏度, $Pa \cdot s$
ρ	流体密度, kg/m^3 ; 反射率
σ	黑体辐射常数, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$
τ	时间, s ; 透射率
τ_{μ}	黏性切应力, Pa
ν	流体的运动黏度, m^2/s
Φ	热流量, W
ψ	对数平均温差修正系数
Ω	立体角, sr

特征数

Bi	毕渥(Biot)数, hl/λ
Fo	傅里叶(Fourier)数, $a\tau/l^2$
Gr	格拉晓夫(Grashof)数, $gl^3\alpha\Delta t/\nu^3$
Nu	努赛尔(Nusselt)数, hl/λ
Pe	贝克莱(Peclet)数, ul/a
Pr	普朗特(Prandlt)数, ν/a
Re	雷诺(Reynolds)数, ul/ν
Ra	瑞利(Rayleigh)数, $gl^3\alpha\Delta T/(a\nu)$
St	斯坦顿(Stanton)数, $h/(\rho u c_p)$

目 录

第一章 绪论	(1)
1.1 传热学研究内容	(1)
1.2 热量传递的基本方式	(1)
1.2.1 热传导	(1)
1.2.2 热对流	(3)
1.2.3 热辐射	(5)
1.3 传热过程和传热系数	(6)
第二章 稳态导热	(10)
2.1 导热基本定律	(10)
2.1.1 温度场	(10)
2.1.2 傅里叶定律	(12)
2.1.3 导热机理	(13)
2.2 导热问题的数学描述及单值性条件	(16)
2.2.1 导热微分方程	(16)
2.2.2 单值性条件	(18)
2.3 一维稳态导热	(19)
2.3.1 通过平壁的导热	(20)
2.3.2 通过圆筒壁的导热	(26)
2.3.3 通过球壁的导热	(27)
2.3.4 具有内热源的导热问题	(28)
2.3.5 变截面或变导热系数问题	(29)
2.3.6 肋片导热问题	(30)
2.4 多维稳态导热(二维导热)	(35)
第三章 非稳态导热	(41)
3.1 非稳态导热过程	(41)
3.1.1 非稳态导热类型及特点	(41)
3.1.2 第三类边界条件对导热平板的温度分布的影响	(42)
3.2 零维非稳态导热——集中参数法	(43)
3.2.1 集中参数法温度场的解析解	(43)
3.2.2 时间常数	(44)
3.2.3 导热热流量的计算	(45)
3.2.4 集中参数法的适用条件	(45)
3.2.5 傅里叶数 $ Fo $ 的物理意义	(46)

3.3 一维非稳态导热的解析解	(47)
3.3.1 平板的解析解	(47)
3.3.2 一维圆柱及球体非稳态导热的解析解	(49)
3.3.3 海斯勒图及近似计算法	(50)
3.4 半无限大平板的非稳态导热	(54)
3.4.1 半无限大平板的概念	(54)
3.4.2 三种边界条件下半无限大平板非稳态导热的解析解	(54)
3.4.3 解析解的讨论	(56)
3.5 二维、三维非稳态导热的解析解	(57)
第四章 对流换热的基本原理	(63)
4.1 概述	(63)
4.1.1 对流换热的影响因素	(63)
4.1.2 对流换热的分类	(64)
4.1.3 对流换热微分方程	(64)
4.2 对流换热的微分方程组	(65)
4.2.1 对流换热能量微分方程	(65)
4.2.2 对流换热问题的定解条件	(67)
4.2.3 对流换热问题的研究方法	(67)
4.3 边界层内的对流换热	(68)
4.3.1 边界层概述	(68)
4.3.2 边界层的微分方程组	(69)
4.3.3 流体绕流平板层流边界层的积分求解	(71)
4.3.4 流体绕流平板湍流边界层的比拟求解	(73)
4.4 相似原理及应用	(76)
4.4.1 物理现象相似的定义及性质	(76)
4.4.2 对流换热中常用的准则数	(77)
4.4.3 相似准则数的获得方法	(77)
4.4.4 相似原理的应用	(79)
第五章 对流换热的工程计算	(85)
5.1 管内强制对流换热的特点和计算	(85)
5.1.1 管内强制对流换热的特点	(85)
5.1.2 管内对流换热平均温差的确定	(86)
5.1.3 管内湍流对流换热计算	(87)
5.1.4 管内层流对流换热计算	(89)
5.1.5 管内过渡区对流换热计算	(89)
5.1.6 管内对流换热问题的求解	(89)
5.2 管外强制对流换热的特点和计算	(91)
5.2.1 流体横掠单圆管的强制对流换热	(91)
5.2.2 流体横掠管束的强制对流换热	(94)

5.3	自然对流换热的特点和计算	(96)
5.3.1	自然对流换热及分类	(96)
5.3.2	无限大空间自然对流换热	(97)
5.3.3	有限空间自然对流换热计算	(101)
5.3.4	混合对流换热	(102)
5.4	沸腾换热机理及计算	(103)
5.4.1	沸腾换热的机理与分类	(103)
5.4.2	大容器沸腾换热	(104)
5.4.3	管内流动沸腾换热	(107)
5.4.4	影响沸腾换热的主要因素	(108)
5.5	凝结换热计算	(108)
5.5.1	凝结换热概述	(108)
5.5.2	膜状凝结换热计算	(109)
5.5.3	凝结换热的影响因素	(111)
5.6	对流换热的强化	(112)
5.6.1	无功强化对流换热	(112)
5.6.2	有功强化换热	(114)
5.6.3	沸腾换热的强化	(114)
5.6.4	凝结换热的强化	(115)
5.6.5	对流强化换热的评价方法	(115)
第六章 热辐射基本定律		(119)
6.1	热辐射的基本概念	(119)
6.1.1	热辐射的本质	(119)
6.1.2	辐射能的吸收、反射和透射	(119)
6.1.3	黑体是理想模型	(121)
6.2	黑体辐射基本定律	(121)
6.2.1	物体的辐射能力——斯蒂芬-波尔茨曼定律	(121)
6.2.2	光谱辐射力——普朗特定律	(122)
6.2.3	黑体辐射能空间方向分布——兰贝特定律	(125)
6.2.4	黑体的吸收特性	(126)
6.2.5	固体和液体的辐射与吸收	(126)
6.2.6	气体辐射和吸收	(133)
第七章 辐射换热计算		(142)
7.1	角系数的定义、性质及计算	(142)
7.1.1	角系数的定义及计算假设	(142)
7.1.2	角系数的计算方法	(144)
7.2	被透热介质隔开的两固体表面间的辐射换热	(148)
7.2.1	被透明介质隔开的两黑体表面间的辐射换热	(148)
7.2.2	被透明介质隔开的灰体表面间的辐射换热	(148)

7.3 被透热介质隔开的灰体表面之间辐射换热的网络求解法	(151)
7.3.1 被透热介质隔开的两表面之间辐射换热的网络求解法	(151)
7.3.2 被透热介质隔开的多表面之间辐射换热的网络求解法	(152)
7.3.3 辐射换热的控制	(154)
第八章 传热过程分析和换热器计算	(160)
8.1 传热过程分析	(160)
8.1.1 通过平板的传热	(161)
8.1.2 通过圆筒壁的传热	(161)
8.1.3 通过肋壁的传热	(163)
8.2 换热器的型式及平均温差	(164)
8.2.1 换热器的类型	(164)
8.2.2 换热器平均温差的计算	(166)
8.2.3 换热器设计能效——传热单元法	(170)
8.3 换热器的热计算	(173)
8.3.1 设计计算与校核计算	(173)
8.3.2 平均温差法和传热单元数法	(174)
8.3.3 换热器的污垢热阻	(175)
8.4 传热的增强和削弱	(177)
8.4.1 强化传热的基本途径	(177)
8.4.2 增强传热的方法	(177)
8.4.3 削弱传热的方法	(177)
8.4.4 强化对流换热的原则	(178)
第九章 导热问题的数值解法	(180)
9.1 导热问题数值求解的基本思想	(180)
9.2 导热问题数值求解方法	(182)
9.2.1 有限差分法	(182)
9.2.2 控制容积积分法	(189)
9.2.3 稳态热传导问题的有限元法	(192)
附录	(200)
参考文献	(211)

第一章 绪论

本章要求:

重点内容: ① 传热学与热力学的区别; ② 热量传递的三种基本方式; ③ 传热过程和传热系数。

掌握内容: 热量传递的三种基本方式。

了解内容: 传热学的研究内容。



1.1 传热学研究内容

工程传热学是研究工程应用中热量传递规律的科学。热力学告诉我们, 这种传播的能量也称为热能, 凡是有温差的地方, 就有热能自发的从高温物体传递到低温物体。自然界和生产领域中温差无处不在, 因此热能传递对人们的生活和生产实践有着非常深刻的影响。

工程传热学是以热力学第一定律和第二定律为基础, 但在研究内容上有着根本不同。传热学不仅论述热量为什么能传递, 而且预示在具体条件下, 热量将以多大的速率传播。传热学的目的在于分析研究热传播的速率。而热力学研究的是热平衡状态, 热力学可以预计系统由一种平衡状态变为另一种平衡状态需要多少能量, 但不能指出热量变化的快慢。

传热学从诞生发展至今不过才有二百多年的历史, 但其应用已非常广泛。随着热量传递理论体系的日趋完善、内容的不断充实, 传热学已经成为现代科学技术中充满活力的主要基础学科之一。在人们生活、传统工农业及高新技术领域中都有着广泛的应用。例如: 在精密机械和精密仪器的制造和使用过程中, 热应力和热变形量的预测、修正及控制手段; 大型发电机的转子、定子绕组和定子铁心的冷却技术; 电脑内诸多芯片的散热问题; 激光手术、肿瘤高温治疗、低温外科、移植器官冷冻储存、疾病热诊断等技术领域中都应用了各式各样的传热学理论。传热学在人们生活、工程生产及科技领域的广泛应用, 使它成为许多工科专业的一门重要技术课程。

1.2 热量传递的基本方式

自然界中所有的热量传递过程都是以热传导、热对流和热辐射这三种方式进行的。一个实际的热量传递过程可以是以其中的一种热量传递方式进行的, 但多数情况下都是以两种或三种方式进行的。

1.2.1 热传导

热传导(heat conduction)简称导热, 是在物体内部或者相互接触的物体表面之间, 由于

分子、原子及自由电子等微观粒子的热运动而产生的热量传递现象。热传导不需要物体间具有相对位移。例如：手握金属棒的一端，将另一端伸进灼热的火炉，就会有热量通过金属棒传到手掌，这种热量传递现象就是通过导热引起的。

当物体内部存在温度梯度时，热量就会通过热传导从温度高的区域传递到温度低的区域。通常将单位时间内传递的热量称为热流量，用 Φ 表示，单位是 W。单位时间通过单位面积的热流量称为热流密度，用 q 表示，单位是 W/m^2 。

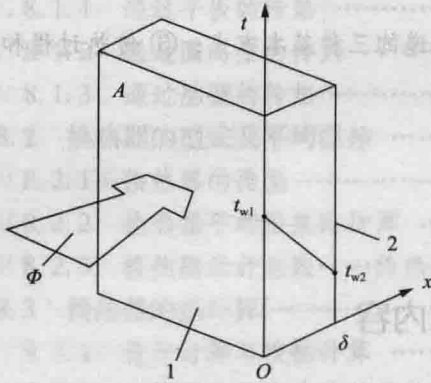


图 1-1 通过平板的一维导热

实验证实，如图 1-1 所示的一平板表面积为 A ，厚度为 δ ，两侧的温度均匀，且分别维持 t_{w1} 、 t_{w2} 不变，这时热量的传递为沿 x 方向的一维传递过程，即温度仅在 x 方向上发生变化。此时单位时间内通过平板热传导的热流量与平壁的面积 A 及当地的温度变化率 dt/dx 成正比，并与平壁的导热性能有关，可表示为：

$$\Phi = -A\lambda \frac{dt}{dx} \quad (1-1)$$

热流密度的表达式为：

$$q = \frac{\Phi}{A} = -\lambda \frac{dt}{dx} \quad (1-2)$$

式(1-1)、式(1-2)是著名的傅里叶定律，又称导热基本定律。式中 A 是指垂直于导热方向的截面积， m^2 ；负号表示热量传递方向与温度升高方向相反；比例系数 λ 为材料的导热率，称为导热系数，单位是 $W/(m \cdot K)$ ，其数值大小反映了材料的热传递的能力，热导率(导热系数)越大，材料的热传递能力越强，导热率是材料的物性，通常由实验测得。

例 1-1 三块分别由纯铜、碳钢和硅藻土砖制成的大平板，它们的厚度都为 $\delta = 50mm$ ，两侧表面的温差都是 $\Delta t = t_{w1} - t_{w2} = 100^\circ C$ 不变，试求通过平板的热流密度，纯铜、碳钢和硅藻土砖的导热系数分别为 $\lambda_1 = 398W/(m \cdot K)$ ， $\lambda_2 = 40W/(m \cdot K)$ ， $\lambda_3 = 0.242W/(m \cdot K)$ 。

解 由题意，这是一平板的一维稳态导热问题。在稳态导热过程中，垂直于 x 轴的任一截面上的导热量都应相等。将公式(1-2)对 x 轴作从 0 到 δ 的积分，得

$$q \int_0^\delta dx = -\lambda \int_{t_{w1}}^{t_{w2}} \frac{dt}{dx} dx \quad \text{得 } q = \frac{\lambda(t_{w1} - t_{w2})}{\delta}$$

根据上述结论得：

对于纯铜板，热流密度为

$$q_1 = \lambda_1 \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta} = 398W/(m \cdot K) \times \frac{100^\circ C}{0.05m} = 7.96 \times 10^5 W/m^2$$

对于碳钢板，热流密度为

$$q_2 = \lambda_2 \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta} = 40W/(m \cdot K) \times \frac{100^\circ C}{0.05m} = 0.8 \times 10^5 W/m^2$$

对于硅藻土砖，热流密度为

$$q_3 = \lambda_3 \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta} = 0.242W/(m \cdot K) \times \frac{100^\circ C}{0.05m} = 4.84 \times 10^2 W/m^2$$

讨论：由计算可见，由于铜与硅藻土砖导热系数的巨大差别，导致在相同的条件下通过铜板的导热量比通过硅藻土砖的导热量大三个数量级。因而，铜是热的良导体，而硅藻土砖

则起到一定的隔热作用。

借鉴电学中欧姆定律表达式的形式(电流 = 电位差/电阻), 热流量的式子可以写成“热流 = 温度差/热阻”的形式。

$$\Phi = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\frac{\delta}{\lambda A}} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{R_{\lambda}} \quad (1-1a)$$

式(1-1a)中 $R_{\lambda} = \frac{\delta}{\lambda A}$ 称为平壁的导热热阻, K/W。平壁厚度越大, 导热热阻越大; 导热材料的导热系数越大, 导热热阻越小。热阻是一个重要的概念, 表示物体对热量传递的阻力, 热阻越小, 传热越强。

通过平壁一维稳态导热的热流密度为:

$$q = \frac{\Phi}{A} = \lambda \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\frac{\delta}{\lambda}} \quad (1-2a)$$

式中 $\frac{\delta}{\lambda}$ 称为单位面积平壁的导热热阻, 简称面积热阻, 单位是 $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$ 。

1.2.2 热对流

流体中(气体或液体)温度不同的各部分之间, 由于发生相对的宏观运动而把热量由一处传递到另一处的现象, 称为热对流(heat convection)。显然, 热对流只发生在流体之中, 而且必然伴随着由微观粒子热运动产生的导热。故热对流和热传导总是同时存在的。工程中特别令人感兴趣的是流体流过一个物体表面时流体与物体表面间的热量传递过程, 并称之为对流传热。当流体流经物体表面时, 由于黏性作用, 紧贴物体表面的流体是静止的, 热量传递的方式只能是以导热的方式进行。离开物体表面, 流体具有宏观运动, 热对流方式将发挥作用。所以流体和固体表面的对流传热是热对流和导热两种基本方式共同作用的结果。如锅炉中水和管壁之间, 室内空气与暖气片及墙面之间的热量交换等。

就引起流动的原因而论, 对流传热可分为强制对流(forced convection)和自然对流(natural convection)两大类。如果流体的流动是由于水泵、风机或其他压差作用而引起的, 则为强制对流。自然对流是由于流体冷、热部分之间的密度不同而导致的流体的流动。另外工程上经常遇到流体在热表面上的沸腾及蒸气在冷表面上的凝结的对流传热问题, 分别简称沸腾换热(boiling heat transfer)及凝结换热(condensation heat transfer)。

1701年, 英国科学家牛顿提出, 当物体受到流体冷却时, 表面温度对时间的变化率与流体和物体表面间的温差 Δt 成正比。在此基础上, 人们后来总结出计算对流传热的基本计算式, 称为牛顿冷却公式, 形式如下:

$$\Phi = Ah\Delta t \quad (1-3)$$

$$q = h\Delta t \quad (1-4)$$

式中 Δt ——流体和物体表面的温差, 约定永远为正, 当流体被加热时 $\Delta t = t_w - t_f$, 当流体被冷却时, $\Delta t = t_f - t_w$, t_w 为固体壁面温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_f ——流体温度, $^{\circ}\text{C}$;

h ——对流传热的对流换热系数, 习惯上称为对流换热系数, 单位为 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

由式(1-3)可导出对流换热系数的计算式 $h = \Phi/[A(t_w - t_w)] \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 这一计算式并不是揭示影响对流换热系数的种种复杂因素的具体关系式, 而只是表明对流换热系数 h

的物理意义，即单位温差作用下通过单位面积的热流量。对流换热系数的大小与传热过程中的许多因素有关。它不仅取决于流体的物性（黏度、导热系数、密度、比热容等）、流动的形态（层流、紊流）、流动的成因（自然对流和强迫对流）、物体的表面形状和尺寸，还与流体有无相变（凝结和沸腾）有关。表 1-1 给出了几种物质的对流换热系数的大致范围，可以看出因物质的种类不同，对流换热的方式不同，对流换热系数相差成千上万。详细内容将在对流换热部分讲解。

牛顿冷却公式通常也可写成热阻的形式：

$$\Phi = \frac{t_w - t_f}{\frac{1}{Ah}} = \frac{t_w - t_f}{R_h} \quad (1-3a)$$

$$q = \frac{t_w - t_f}{\frac{1}{h}} = \frac{t_w - t_f}{r_h} \quad (1-4a)$$

式中， $R_h = \frac{1}{Ah}$ 称为对流换热热阻， K/W ； $r_h = \frac{1}{h}$ 称为面积对流换热热阻， $m^2 \cdot K/W$ 。热阻分析法很有用，本书在以后还会进一步讲解。

表 1-1 对流换热系数的大致范围

对流换热类型	对流换热系数 $h / [W/(m^2 \cdot K)]$
空气自然对流	1 ~ 10
水自然对流	200 ~ 1000
空气强制对流	10 ~ 100
高压水蒸气强制对流	1 ~ 15000
水强制对流	1000 ~ 1500
水沸腾	2500 ~ 35000
水蒸气凝结	5000 ~ 25000

例 1-2 一室内暖气片的散热面积为 $A = 2.5 m^2$ ，表面温度为 $t_w = 50^\circ C$ ，与温度为 $20^\circ C$ 的室内空气之间自然对流换热系数为 $h = 5.5 W/(m^2 \cdot K)$ ，试求该暖气片的对流换热量。

解 暖气片 and 室内空气之间是稳态的自然对流换热

$$\begin{aligned} \Phi &= Ah(t_w - t_f) \\ &= 2.5 m^2 \times 5.5 W/(m^2 \cdot K) \times (50^\circ C - 20^\circ C) \\ &= 412.5 W \end{aligned}$$

例 1-3 一外径为 $0.3 m$ ，壁厚为 $5 mm$ 的圆管，长为 $5 m$ ，外表面平均温度为 $80^\circ C$ 。 $200^\circ C$ 的空气在管外横向掠过，对流换热系数为 $80 W/(m^2 \cdot K)$ 。入口温度为 $20^\circ C$ 的水以 $0.1 m/s$ 的平均速度在管内流动。如果过程处于稳态，试确定水的出口温度。水的比定压热容为 $4184 J/(kg \cdot K)$ ，密度为 $980 kg/m^3$ 。

解 管外空气与管子之间的对流换热量

$$\Phi = hA(t_f - t_w) = h\pi dl(t_f - t_w) = 45239 W$$

由于过程处于稳态，每秒管外空气所加的热量由管内水带走，因此

$$\Phi = \rho u A_c c_p (t_{out} - t_{in})$$

其中, A_c 为管内流通截面积

$$A_c = \frac{\pi}{4}(d - 2\delta)^2 = 0.006\text{m}^2$$

故出口温度为

$$t_{\text{out}} = \frac{\Phi}{\rho u A_c c_p} + t_{\text{in}} = 21.7^\circ\text{C}$$

1.2.3 热辐射

辐射是指物体受某种因素的激发而向外发射辐射能的现象。通常是通过电磁波来传递能量。物体会因各种原因而向外发射辐射能, 其中因热的原因而发出辐射能的现象称为热辐射(thermal radiation)。

自然界的各个物体只要热力学温度高于 0 K, 都在不停地向空间发出辐射能, 同时又在不断地吸收其他物体发出的辐射能。辐射与吸收过程的综合作用就造成了以辐射方式进行的物体之间能量传递——辐射换热(radiative heat transfer)。

导热和对流必须在物质存在的条件下才能实现, 而热辐射可以在真空中传递, 而且实际上在真空中辐射能传递最有效。一切温度高于绝对零度的物体都能产生热辐射, 温度愈高, 辐射出的总能量就越大, 短波成分也越多。

物体表面单位时间内单位面积对外辐射的能量称为辐射力, 用 E 表示, 其表达式如式(1-5)所示, 常用单位是 $\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 或 W/m^2 , 其大小与物体表面性质及温度有关。

$$E = \frac{d\Phi}{dA} \quad (1-5)$$

实践与理论证实, 辐射力与温度的四次方成正比, 即斯蒂芬波尔兹曼定律(也称四次方定律):

$$E = \frac{d\Phi}{dA} = \varepsilon\sigma T^4 \quad (1-6)$$

则热力学温度为 $T(\text{K})$ 的实际物体辐射出去的能量为:

$$\Phi = \varepsilon A \sigma T^4 \quad (1-7)$$

式中 ε ——物体表面发射率;

σ ——黑体辐射常数, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$;

A ——物体表面积, m^2 ;

T ——热力学温度, K 。

物体表面发射率 ε 习惯上也称为黑度, 其值总小于 1, 它与物体的种类及表面状态有关。如果一个表面积为 A_1 、表面温度为 T_1 、发射率为 ε_1 的物体被包容在一个很大的表面温度为 T_2 的空腔内, 此时的辐射换热量可以用下式来计算:

$$\Phi = \varepsilon_1 A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (1-8)$$

例 1-4 以例 1-2 为例来计算, 若该暖气片的发射率为 $\varepsilon = 0.8$, 室内墙壁温度为 20°C , 试计算该暖气片和墙壁的辐射换热量。

解 墙壁和暖气片之间的换热量为

$$\Phi = \varepsilon A \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

$$= 0.8 \times 2.5\text{m}^2 \times 5.67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4) \times (323^4 - 293^4) \text{K}^4$$

$$= 398.5\text{W}$$

通过计算可以看出此暖气片室内的对流散热量和辐射散热量大致相当, 不能忽略。

例 1-5 一个边长为 0.1m 的正方形平板加热器，每一面辐射力功率为 100W。如果加热器看作黑体，试求加热器的温度是多少？

解 设加热器每一面的面积为 A ，由辐射力定义式及式(1-5)有

$$E = \frac{\Phi}{A} = \sigma_0 T^4$$

$$\text{所以, } T = \left(\frac{\Phi}{A\sigma_0} \right)^{1/4} = \left(\frac{100}{0.1^2 \times 5.67 \times 10^{-8}} \right)^{1/4} = 648\text{K}$$

1.3 传热过程和传热系数

以上分别讨论了三种传递热量的基本方式：热传导、热对流、热辐射。但在实际中这些方式往往不是单独出现的，如通过壁面传热、通过暖气散热等，一般都是三种方式组合的。工程上经常遇到热量从壁面一侧的流体通过壁传递给另一侧流体的热传递过程，通常称为传热过程(overall heat transfer process)。

设有一大平壁如图 1-2 所示，面积为 $A \text{ m}^2$ ，两侧分别为温度为 t_{n1} 的热流体和温度为 t_{n2} 的冷流体，冷热流体的对流换热系数分别为 h_1 和 h_2 ，两侧的壁温分别为 t_{w1} 和 t_{w2} ，平壁的导热系数为 λ ，厚度为 δ ，若导热过程处于稳态，对传热过程三个阶段分析可得：

(1) 热量由热流体以对流换热的形式传递给壁左侧，对于单位时间和单位面积换热量有：

$$q_1 = h_1(t_{n1} - t_{w1})$$

(2) 热量以导热方式由壁的左侧传递给壁的右侧，则传热量为：

$$q_2 = \frac{\lambda}{\delta}(t_{w1} - t_{w2})$$

(3) 热量由壁右侧以对流换热的方式传递给冷流体，即：

$$q_3 = h_2(t_{w2} - t_{n2})$$

在稳态情况下，以上三式的热流密度 q 相等，整理

后得：

$$q = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}}(t_{n1} - t_{n2}) = k(t_{n1} - t_{n2}) \quad \text{W/m}^2 \quad (1-9)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} \quad \text{W/(m}^2 \cdot \text{°C)} \quad (1-10)$$

则传热过程的计算公式为： $q = k\Delta t$ 或 $\Phi = kA\Delta t$

式中， k 称为传热系数(overall heat transfer coefficient)，它表明单位时间、单位面积上，冷热流体通过壁面时单位温差可传递的热量。 k 可以反映传热过程的强弱。

式(1-9)可以根据类比法写成热阻的形式。类比法就是对各种转移过程的规律进行分析与比较，充分揭示出相互之间的类同之处，并相互应用各自分析的结论，是研究转移过程的一种行之有效的办法。

热电类比(热阻分析)是传热学常用的研究方法:即将电学中的欧姆定律及电学中电阻的串并联理论应用于传热学热量传递现象的研究,热路与电路的相似性分析如表1-2。

表1-2 热路与电路的相似性

	转移驱动力	转移阻力	转移量	基本定律
电学	电压 ΔU (V)	电阻 R (Ω)	电流强度 I (A)	$I = \frac{\Delta U}{R}$
传热学	温压 Δt ($^{\circ}\text{C}$)	热阻 r [$(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})/\text{W}$]	热流密度 q (W/m^2)	$q = \frac{\Delta t}{r}$

由上表可分析,过程中的转移量可表示成如式(1-11):

$$\text{过程中的转移量} = \frac{\text{转移的驱动力}}{\text{转移的阻力}} \quad (1-11)$$

下面利用热阻的定义,分析图1-2通过平板的传热过程的热流量。上面的分析可知道这一传热过程包括串联的三个环节如图1-3。

三个热阻分别为:

$$R_{h1} = \frac{1}{Ah_1}, \quad R_{\lambda} = \frac{\delta}{A\lambda}, \quad R_{h2} = \frac{1}{Ah_2}$$

应用热电类比法,在一个串联的热量传递过程中,若通过各串联环节的热流量相同,则串联过程

的总热阻等于各串联环节的分热阻之和,称为串联热阻叠加原则。则通过平板图1-2的传热过程的热流量(热流密度)可以按热阻形式表示,如式(1-12):

$$q = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{k}} = \frac{\Delta t}{R_k} \quad (1-12)$$

R_k 为平壁单位面积的传热热阻,即:

$$R_k = \frac{1}{k} = \frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2} \quad \text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W} \quad (1-13)$$

可见传热热阻等于热流体、冷流体与壁面的对流换热热阻及壁面的导热热阻之和,相当于串联电阻的计算方法。对于换热器, k 值越大说明传热越好;但是对于建筑物维护结构和热力管道的保温层等, k 值越小越好。

学习传热学的目的:认识传热规律;计算各种情况下的传热量或传热过程中的温度分布;学习增强或削弱热量传递过程的方法及对传热现象进行研究分析的手段。

例1-6 如图1-4所示,一房屋的混凝土外墙的厚度为 $\delta = 200\text{mm}$,混凝土的热导率为 $\lambda = 1.5\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,冬季室外空气温度为 $t_{f2} = -10^{\circ}\text{C}$,

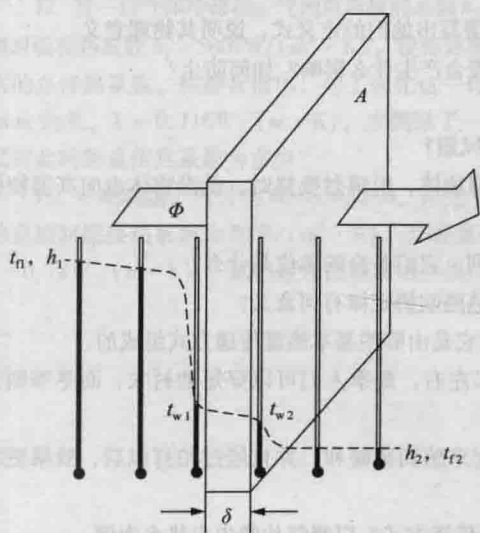


图1-4 墙壁的传热过程