



普通高等教育“十一五”国家级规划教材
PUTONG GAODENG JIAOYU SHIYIWU GUOJIAJI GUIHUA JIAOCAI

GONGCHENG CHUANREXUE

工程传热学

许国良 王晓墨 邬田华 陈维汉 编著



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

Thermal Energy & Power



普通高等教育“十一五”国家级规划教材
PUTONG GAODENG JIAOYU SHIYIWU GUOJIAJI GUIHUA JIAOCAI

GONGCHENG CHUANREXUE

工程传热学

Thermal Energy & Power



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

内 容 提 要

本书为普通高等教育“十一五”国家级规划教材。

本书内容包括一维及多维的稳态导热、非稳态导热、层流对流换热、紊流对流换热、自然对流换热、沸腾与凝结换热、辐射换热、传热过程分析与换热器设计、导热与对流换热的数值计算等。该内容体系在满足大机械类本科 32 学时的教学要求的基础上,也考虑到能源动力类本科 24~32 学时的后续深入学习方面的要求。这后一部分内容以带 * 号的章节来标示。书中所附 CD 中含有流动与传热数值计算专业软件 Saints2D 的教学版,用于传热学课程的虚拟实验教学。

本书除作为大机械类传热学课程的教材外,也可作为本科化学工程与工艺、冶金工程、建筑环境与设备工程等专业的教材,还可供有关工程技术人员参考。

Saints2D 软件的版权归许国良和 Akira Nakayama 所有。未经书面同意,请勿以任何形式转载发表。

图书在版编目 (CIP) 数据

工程传热学/许国良等编著. —北京:中国电力出版社, 2010.12

普通高等教育“十一五”国家级规划教材

ISBN 978-7-5123-1227-2

I. ①工… II. ①许… 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 (2010) 第 249934 号

中国电力出版社出版、发行

(北京市东城区北京站西街 19 号 100005 <http://www.cepp.sgcc.com.cn>)

航远印刷有限公司印刷

各地新华书店经售

2011 年 1 月第一版 2011 年 1 月北京第一次印刷
787 毫米×1092 毫米 16 开本 15.5 印张 375 千字
定价 26.50 元 (含 1 CD)

敬告读者

本书封面贴有防伪标签,加热后中心图案消失
本书如有印装质量问题,我社发行部负责退换

版权专有 翻印必究

前 言

热量传递是一种十分普遍的自然现象，在科学研究和生产技术领域中的应用十分广泛。能源动力、化工制药、材料冶金、机械制造、电气电信、建筑工程、交通运输、航空航天、纺织印染、农业林业、生物工程、环境保护和气象预报等领域中，存在大量的热量传递问题，而且传热还常常起着关键性的作用。热量传递的理论体系也日趋完善，内容不断充实。传热学已经成为现代技术科学中充满活力的主要基础学科之一。

当代热科学技术的迅速发展，使得传热学课程的教学改革成为热工课程教育研究中一项十分迫切的任务。1997年国家教委热工课程指导委员会颁发的“重点高校工科热工系列课程教学改革指南”明确指出：“热工课程不仅应是许多大类专业的重要的技术基础课，也应是面向21世纪所有工科类专业的一门公共技术基础课”。2002年华中科技大学开始了大机械类本科培养模式的改革，将传热学定位为大机械类（机械科学与工程、材料科学与工程、能源与动力工程、环境科学与工程以及交通科学与工程共5个学院）的技术基础课程，以适应新时代科学研究和工程技术人才培养的要求，进一步推动和深化教学改革。

本书以大机械类培养模式的改革为背景，其基本指导思想是：以培养满足国家和地方发展需要的高素质人才为目标，以提高学生国际竞争能力为重点，以教材建设、教学方法、实验手段的改进为主要途径，加大教学过程中使用信息技术的力度，加强科研与教学的紧密结合，改进和更新实验手段和方法，大力提倡和促进学生主动、自主地学习。同时，也考虑到国际上著名大学同类学科的要求，并与之接轨。

本书内容包括一维及多维的稳态导热、非稳态导热、层流对流换热、紊流对流换热、自然对流换热、沸腾与凝结换热、辐射换热、传热过程分析与换热器设计、导热与对流换热的数值计算等。从教学内容和实验环节上来说，提升了流动与传热问题数值计算方面的知识，增加了虚拟实验的内容。具体做法：一是使用自主开发的流动与传热数值计算专业软件Saints2D，二是在国际一流专业软件FLUENT的基础上进行二次开发，并且两者可以进行对比分析。虚拟实验面向全校学生，采取开放式的教学方式。这种做法是一种新的尝试。Saints2D软件的教学版被制作成1张CD，随书一同免费发行。

该书同时也是能源动力类传热学课程体系中的一个环节，适用于本科教学的需要，定位和取名为工程传热学；而能源动力类硕士学位的传热学课程，则定位和取名为高等工程传热学，由华中科技大学黄素逸教授和刘伟教授编著出版。此两本书构成为一个有机的体系，在内容上相互衔接。

本书由华中科技大学许国良组织编写，王晓墨、邬田华、陈维汉共同参与编写工作。书中所附教学软件Saints2D，由许国良和日本静岡大学教授Akira Nakayama合作开发，并在两校及其他多所大学的本科教学中使用。黄素逸和刘伟教授阅读全文，提出了许多宝贵的意

见。本书在编写过程中，还得到了华中科技大学精品课程教材立项基金的资助。在此一并表示真挚的感谢！

对本书中可能出现的疏漏之处甚至不可忽视的错误，在此恳请读者谅解，并加以批评指正。

编 者

2010年11月于华中科技大学

主要符号表

a	热扩散率, m^2/s	R	半径, m
$a_{E,W,N,S}$	离散方程系数	S_h	热源项
A	表面积, m^2	S_ϕ	通用变量 ϕ 的源项
A_c	截面积, m^2	t	摄氏温度, $^\circ\text{C}$
c	比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	T	热力学温度, K
c_f	范宁摩擦系数	u, v, w	速度分量, m/s
c_D	涡扩散中的经验常数	u', v'	速度偏差值, m/s
c_x	x 向重力方向角余弦	x, y	笛卡尔坐标, m
c_1, c_2	ϵ 方程经验常数	y^+	壁面法则相关的无量纲坐标
C_F	Forchheimer 系数	τ	时间, s ;
C_1	第一辐射常量, $\text{W} \cdot \text{m}^2$		透射比
C_2	第二辐射常量, $\text{m} \cdot \text{K}$	α	吸收比
d	直径, m	β	热膨胀系数, $1/\text{K}$
d_x, d_y	压力偏差项系数	δ	厚度, m
E	辐射力, W/m^2	θ	过剩温度, K
$F_{e,w,n,s}$	经控制体界面的流动	Θ	无量纲过剩温度
$f_{e,w,n,s}$	插值因子	λ	导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;
f_r	加权系数		波长, m 或 μm
g	重力加速度, m/s^2	Γ_\dagger	通用扩散系数
h	表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;	ϵ	紊流动能耗散率, m^2/s ;
	比焓, J/kg		发射率
k	单位面积传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;	ϵ_h	紊流热扩散率, m^2/s
	紊流动能	ϵ^+	空隙率
L	长度, m	μ	动力黏度, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$
L_{ref}	参考长度, m	ν	运动黏度, $=\mu/\rho$, m^2/s
p	压力, Pa	ρ	密度, kg/m^3 ;
p'	修正压力, Pa		反射比
P	周长, m ; 功率, W	$\sigma_k, \sigma_T, \sigma_\epsilon$	等效普朗特数
q	热流密度, W/m^2	Φ	热流量, W
r	径向坐标, m ; 汽化潜热, J/kg	ϕ	通用变量

下脚标

B	容积平均的
E, e	东边的
N, n	北边的
P	中心节点的
p	定压的
ref	参考的
S, s	南边的
t	紊流的
W, w	西边的

上脚标

n	新数据
o	原数据

* 无量纲
~ 估计值

准则数

Bi	毕渥数, hL/λ
Eu	欧拉数, $\Delta p/(\rho u^2)$
Fo	傅里叶数, $a\tau/L^2$
Gr	格拉晓夫数, $gL^3\beta\Delta t/\nu^2$
Nu	努塞尔数, hL/λ
Pe	贝克莱数, uL/a
Pr	普朗特数, ν/a
Re	雷诺数, uL/ν
St	斯坦顿数, $h/(\rho c_p u)$

目 录

前言

主要符号表

第一章 绪论	1
第一节 热量传递的基本方式.....	1
第二节 传热过程和传热系数.....	5
思考题.....	7
习题.....	7
参考文献.....	9
第二章 稳态导热	10
第一节 基本概念	10
第二节 一维稳态导热	18
* 第三节 多维稳态导热	32
思考题	35
习题	36
参考文献	38
第三章 非稳态导热	40
第一节 非稳态导热过程	40
第二节 集总参数法	42
第三节 一维非稳态导热的分析解	46
* 第四节 半无限大物体的非稳态导热	57
* 第五节 二维及三维非稳态导热分析	59
思考题	62
习题	62
参考文献	65
第四章 对流换热原理	66
第一节 对流换热概述	66
第二节 层流流动换热的微分方程组	68
第三节 对流换热过程的相似理论	74
第四节 边界层理论	81
* 第五节 紊流流动换热	87
思考题	94
习题	95
参考文献	97
第五章 对流换热计算	98

第一节	管(槽)内流体强制对流换热计算	98
第二节	流体外掠物体的对流换热计算	102
第三节	自然对流换热计算	108
* 第四节	液体沸腾换热计算	114
* 第五节	蒸汽凝结换热计算	119
	思考题	124
	习题	124
	参考文献	132
第六章	热辐射基础	133
第一节	热辐射的基本概念	133
第二节	黑体辐射和吸收的基本性质	135
第三节	实际物体的辐射和吸收	140
* 第四节	气体的辐射和吸收	145
	思考题	150
	习题	151
	参考文献	152
第七章	辐射换热计算	153
第一节	被透明介质隔开的黑体表面间的辐射换热	153
第二节	被透明介质隔开的灰体表面间的辐射换热	158
	思考题	164
	习题	165
	参考文献	167
第八章	传热过程和换热器	168
第一节	传热过程	168
第二节	换热器的类型	172
第三节	换热器的传热计算	174
* 第四节	换热器传热过程的强化和削弱	182
	思考题	184
	习题	185
	参考文献	188
第九章	流动与传热数值计算	189
第一节	数值计算的基本思想	189
* 第二节	流动与传热的数值计算	195
第三节	Saints2D 软件简介	201
	思考题	222
	习题	222
	参考文献	226
附录		227
	附录 1 常用单位换算表	227

附录 2	金属材料的密度、比热容和导热系数表	227
附录 3	保温、建筑及其他材料的密度和导热系数	229
附录 4	几种保温、耐火材料的导热系数与温度的关系	229
附录 5	干空气的热物理性质 ($p=1.013\ 25\times 10^5\text{ Pa}$)	230
附录 6	烟气的热物理性质 ($p=1.013\ 25\times 10^5\text{ Pa}$)	230
附录 7	饱和水的热物理性质	231
附录 8	液态金属的热物理性质	232
附录 9	几种饱和液体的热物理性质	233
附录 10	过热水蒸气的热物理性质 ($p=1.013\ 25\times 10^5\text{ Pa}$)	235
附录 11	第一类贝塞尔函数简表	235
附录 12	误差函数简表	236

第一章 绪 论

工程传热学是研究工程应用中热量传递规律的科学。热量传递简称传热。根据热力学第二定律，热量可以自发地由高温热源传给低温热源。因此，只要有温差存在，就会有热量传递。温差是热量传递的动力。由于在自然界以及人们的日常生活和生产实践中，温差几乎无处不在，所以传热是普遍存在的物理现象，对人们的生活和生产实践产生广泛而深刻的影响，研究热量的传递规律也就极为重要。

传热学不但要解释热量是如何传递的，同时也将计算传热的速率，预测热量传递的快慢程度。由于有温差才能传热，因此，必须知道所考虑对象的温度分布才能计算传热量的大小。故传热学的基本任务，一是求解温度分布，二是计算热量传递的速率。传热学与工程热力学是有区别的。工程热力学研究热能的性质、热能与机械能及其他形式能量之间相互转换的规律，讨论的是平衡系统，它可以计算需要多少能量才能使系统从一个平衡态变为另一个平衡态。由于转变的过程是非平衡态，工程热力学不能计算这一转变需要多长时间；传热学则以热力学第一定律和第二定律为基础，再利用一些实验规律来研究热量传递的速率，不但要计算传递了多少热量，还要计算在多长时间传递了这些热量。

依据物体温度与时间的依变关系，可将传热过程分为稳态传热过程和非稳态传热过程。若物体中各点温度不随时间改变，则对应的传热过程为稳态热传递过程；若物体中各点温度随时间改变，则对应的传热过程为非稳态热传递过程。稳态过程和非稳态过程又称为定常过程和非定常过程。

第一节 热量传递的基本方式

自然界的热量传递有三种基本方式，它们是热传导、热对流和热辐射。所有的热量传递过程都是以这三种方式进行的。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，但多数情况下都是以两种或三种方式同时进行。

1. 热传导

热传导简称导热，是物体内部或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。热传导的发生不需要物体各部分之间有宏观的相对位移。

当物体内部存在温度梯度时，能量就会通过热传导从温度高的区域传递到温度低的区域。单位时间通过单位面积的热流量称为热流密度，用 q 来表示。本书全部使用国际单位制，热流密度的单位为 W/m^2 。经验发现，热流密度和垂直传热截面方向的温度变化率成正比，即

$$q = \frac{\Phi}{A} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \quad (1-1)$$

式(1-1)就是传热学中非常重要的傅里叶定律，由傅里叶(Joseph Fourier)于1822年提

出。式中负号是为了满足热力学第二定律，表示热量传递的方向与温度升高的方向相反。 Φ 为通过面积 A 上总的热量，称为热流量，单位是 W 。式中的比例系数 λ 称为材料的热导率，又称导热系数，单位是 $W/(m \cdot K)$ ，其数值大小反映材料的导热能力，热导率越大，材料的导热能力就越强。导热系数与材料及温度等因素有关，金属是良导热体，热导率最大，液体次之，气体最小。

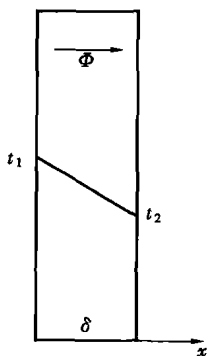


图 1-1 大平壁的稳态导热

对于图 1-1 所示的大平壁稳态导热，由于是一维问题，且 Φ 和 q 为常量，故 $\partial t/\partial x = dt/dx$ 为常数；这时的傅里叶定律为

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

即稳态情况下流过大平壁的导热量与平壁的截面积和两侧的温差成正比，与平壁的厚度成反比。

这里有必要引入热阻的概念。热量传递是自然界中的一种转移过程。各种转移过程有一个共同规律，即

$$\text{过程中的转移量} = \frac{\text{过程的动力}}{\text{过程的阻力}}$$

如电学中的欧姆定律是这一规律的具体体现：

$$I (\text{电流}) = \frac{U (\text{电压})}{R (\text{电阻})}$$

平板导热可类似写出

$$\Phi = \frac{\Delta t}{\delta/(\lambda A)} \quad (1-3)$$

即

$$\text{热流量} = \frac{\text{温压}}{\text{热阻}}$$

这样，对导热过程就有导热热阻：

$$R = \frac{\delta}{\lambda A} \quad K/W$$

对单位面积而言，有面积热阻：

$$R_A = \frac{\delta}{\lambda} \quad m^2 \cdot K/W$$

2. 热对流

若流体有宏观的运动，且内部存在温差，则由于流体各部分之间发生相对位移，冷热流体相互掺混而产生的热量传递现象称为热对流。这时，除了有因流体各部分间宏观相对位移而引起的热对流外，流体分子的热运动还会产生导热过程。故热对流和热传导总是同时存在的。

在日常生活及工程实践中，人们遇到更多的是流体流过一个温度不同的物体表面时引起的热量传递，这种情况称为对流换热。在本书中我们只讨论对流换热。当实际流体流过物体表面时，由于黏性作用，紧贴物体表面的流体是静止的，热量传递只能以导热的方式进行；离开物体表面，流体有宏观运动，热对流方式将发生作用。所以，对流换热是热对流和导热两种基本传热方式共同作用的结果。

对流换热可分为强制对流和自然对流两大类。如果流体的运动是由于水泵、风机或其他压差作用而引起,则称为强制对流。自然对流则是由于流体冷、热各部分之间密度不同而导致的流体的运动。另外,流体有相变时的热量传递也是对流换热研究的范畴,如液体在热表面上沸腾或蒸汽在冷表面上凝结。

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,人们后来总结出了计算对流换热的基本公式,称为牛顿冷却公式,形式如下:

$$q = h\Delta t \text{ 或 } \Phi = Ah\Delta t \quad (1-4)$$

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_f 为流体温度, t_w 为物体表面温度,K或 $^{\circ}\text{C}$;

h ——表面传热系数,习惯上常称为换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

式(1-4)同样可表示成热阻的形式:

$$\Phi = \frac{\Delta t}{1/(Ah)} \quad (1-5)$$

式中 $1/Ah$ ——对流热阻,K/W。

式(1-4)只是给出了表面传热系数的定义式,并没有指出其具体的计算方法。影响表面传热系数的因素很多,包括流体的物性(导热系数、黏度、密度、比热容等)、流动的状态(层流、紊流)、流动的成因(自然对流或强制对流)、物体表面的形状、尺寸,换热时流体有无相变(沸腾或凝结)等。研究对流换热的基本任务就是用理论分析或实验方法得出不同情况下表面传热系数的计算关系式。表1-1列举了一些对流换热过程的 h 值的大致范围。由表1-1可知,水的对流换热表面传热系数比空气的大,强制对流的比自然对流的大,有相变的比无相变的大。

表 1-1 对流换热表面传热系数的大致范围 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$

对流换热类型	表面传热系数 h	对流换热类型	表面传热系数 h
空气自然对流	1~10	水强制对流	1000~15 000
水自然对流	200~1000	水沸腾	2500~35 000
空气强制对流	10~100	水蒸气凝结	5000~25 000
高压水蒸气强制对流	1000~15 000		

3. 热辐射

一切温度高于0K的物体都会以电磁波的方式发射具有一定能量的微观粒子,即光子,这样的过程称为辐射,光子所具有的能量称为辐射能。所以辐射是物体通过电磁波来传递能量的方式。物体会因不同的原因发出辐射能。由于热的原因而发出辐射能的现象称为热辐射,这时辐射能是由物体的内能转化而来,物体的温度越高,辐射能力越强。

自然界各个物体都不停地向空间发出热辐射,也不断地吸收其他物体发出的热辐射,其综合过程即为辐射换热。前面所述的热传导和热对流两种传热方式必须借助于介质才能进行,而辐射可以在真空中进行,并且真空中辐射换热最有效。物体进行辐射换热时内能和辐射能将相互转换,一方面物体将内能转换为辐射能辐射出去,另一方面又将吸收到的辐射能

转换为内能。物体间以热辐射的方式进行的热量传递是双向的。当两个物体温度不同时，高温物体向低温物体发射热辐射，低温物体也向高温物体发射热辐射，即使两个物体温度相等，辐射换热量等于零，但它们之间的热辐射交换仍在进行，只不过是处于动态平衡状态。

物体的辐射能力与温度有关，同一温度下不同物体的辐射与吸收本领也大不一样。为此，定义一种理想物体——绝对黑体。绝对黑体（简称黑体）是理想化的能吸收投入到其表面上所有热辐射能的物体。这种物体的吸收本领和辐射本领在同温度的物体中最大。黑体在单位时间内发出的热辐射能由斯忒藩—玻耳兹曼定律计算，即

$$\Phi = A\sigma T^4 \quad (1-6)$$

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

式中 A ——辐射表面积， m^2 ；

T ——黑体的热力学温度， K ；

σ ——斯忒藩—玻耳兹曼（Stefan-Boltzman）常数，也叫黑体辐射常数。

斯忒藩—玻耳兹曼定律，又称四次方定律，是辐射换热计算的基础。

有了黑体的概念后，实际物体的辐射能力就可由黑体的辐射能力进行修正：

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

式中 ϵ ——物体的发射率或称黑度。一切实际物体的辐射能力都小于同温度下的黑体，即 $\epsilon \leq 1$ 。

两个表面间的辐射传热量的计算较为复杂，需要考虑各表面辐射的热量和吸收的热量的总和。但有一种情况计算却很简单。当一个面积为 A_1 ，发射率为 ϵ_1 ，温度为 T_1 的表面被另一个温度为 T_2 的大得多的表面包围时，两表面间的辐射热流量为

$$\Phi = \epsilon_1 A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (1-8)$$

【例 1-1】 有三块分别由纯铜、碳钢和硅藻土砖制成的大平板，它们的厚度都为 $\delta = 50\text{mm}$ ，两侧表面的温差都维持为 $\Delta t = t_{w1} - t_{w2} = 100^\circ\text{C}$ 不变，试求通过每块平板的导热热流密度。纯铜、碳钢和硅藻土砖的导热系数分别为 $\lambda_1 = 398\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ， $\lambda_2 = 40\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ， $\lambda_3 = 0.242\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

解 这是通过大平壁的一维稳态导热问题，根据式 (1-2)，对于纯铜板，热流密度为

$$q_1 = \lambda_1 \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta} = 398 \times \frac{100}{0.05} = 7.96 \times 10^5 \text{ W}/\text{m}^2$$

对于碳钢板，有

$$q_2 = \lambda_2 \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta} = 40 \times \frac{100}{0.05} = 0.8 \times 10^5 \text{ W}/\text{m}^2$$

对于硅藻土砖，有

$$q_3 = \lambda_3 \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta} = 0.242 \times \frac{100}{0.05} = 4.84 \times 10^2 \text{ W}/\text{m}^2$$

由计算可知，由于几种材料的导热系数各不相同，即使在相同的条件下，通过它们的热流密度也是不相同的。通过纯铜的热流密度大约是通过硅藻土砖的热流密度的 2000 倍。

【例 1-2】 一室内暖气片的散热面积为 $A = 2.5\text{m}^2$ ，表面温度为 $t_w = 50^\circ\text{C}$ ，和温度为 20°C 的室内空气之间自然对流换热的表面传热系数为 $h = 5.5\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。试计算该暖气片的对流散热量。

解 暖气片 and 室内空气之间是稳态的自然对流换热，根据式 (1-4)，得

$$\Phi = Ah(t_w - t_f) = 2.5 \times 5.5 \times (50 - 20) = 412.5 \text{ W}$$

故该暖气片的对流散热量为 412.5 W。

【例 1-3】 若 [例 1-2] 中暖气片的发射率为 $\epsilon_1 = 0.8$ ，室内墙壁温度为 20°C 。试计算该暖气片 and 室内墙壁的辐射传热量。

解 由于墙壁面积比暖气片大得多，由式 (1-8)，两者间的辐射传热量为

$$\begin{aligned}\Phi &= \epsilon_1 A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \\ &= 0.8 \times 2.5 \times 5.67 \times 10^{-8} (323^4 - 293^4) = 398.5 \text{ W}\end{aligned}$$

与 [例 1-2] 的结果相比较可知，此暖气片室内的对流散热量和辐射散热量大致相当。

第二节 传热过程和传热系数

上节介绍了热量传递的三种方式。实际的传热过程一般都是这三种方式的组合。工程上经常遇到处于固体壁面两侧的冷热流体之间的热交换问题，例如热量从暖气片中的热水或蒸汽传给室内空气的过程、热量从蒸汽管道内的高温蒸汽通过管壁传给周围空气的过程、电厂凝汽器中热量从乏汽通过冷凝管传给冷却水的过程，电冰箱凝汽器中热量从制冷剂传给室内空气的过程等等。在传热学中，这种热量从固体壁面一侧的流体通过固体壁面传递到另一侧流体的过程称为传热过程。这一定义有其特定的含义，不是泛指的热量传递过程。一般来说，传热过程由三个相互串联的热量传递环节组成：

- (1) 热量以对流换热的方式从高温流体传给固体壁面；
- (2) 热量以导热的方式从高温流体侧壁面传递到低温流体侧壁面；
- (3) 热量以对流换热的方式从低温流体侧壁面传给低温流体。

在第一和第三个环节中有时还须考虑壁面与流体及周围环境之间的辐射换热。考虑图 1-2 所示的稳态传热过程，一个导热系数 λ 为常数、厚度为 δ 的大平壁，两侧分别有冷热流体流过。平壁左侧远离壁面处的流体温度为 t_{f1} ，表面传热系数为 h_1 ，平壁右侧远离壁面处的流体温度为 t_{f2} ，表面传热系数为 h_2 ，且 $t_{f1} > t_{f2}$ 。传热过程的三个环节由平壁左侧的对流换热、平壁的导热及平壁右侧的对流换热三个相互串联的热量传递过程组成，各环节的热流量计算如下：

- (1) 热流体到壁面一的对流换热：

$$\Phi = Ah_1(t_{f1} - t_{w1})$$

- (2) 从壁面一到壁面二的导热：

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

- (3) 壁面二到冷流体的对流换热：

$$\Phi = Ah_2(t_{w2} - t_{f2})$$

上面三式中的热流量 Φ 相等，联立可解得式 (1-9)：

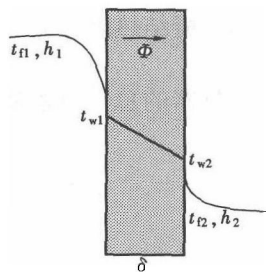


图 1-2 传热过程示意

$$\Phi = \frac{A(t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} = Ak\Delta t = \frac{\Delta t}{\frac{1}{Ak}} \quad (1-9)$$

式中 k ——传热系数或总传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

当壁面为平壁时, 其计算式为

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} \quad (1-10)$$

或
$$\frac{1}{Ak} = \frac{1}{Ah_1} + \frac{\delta}{A\lambda} + \frac{1}{Ah_2} \quad (1-11)$$

式中 $\frac{1}{Ak}$ ——传热过程的总热阻, 由各环节的热阻串联而成, 分别为各环节热阻;

$\frac{\delta}{\lambda}$ 、 $\frac{1}{h}$ ——面积热阻, $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 。

式 (1-11) 同样适用于各环节的热量传递面积不相等的情形, 如通过圆筒壁的传热, 这时通过壁面的导热热阻的计算须相应改变。

【例 1-4】 有一氟里昂冷凝器, 管内有冷却水流动, 对流表面传热系数为 $h_1 = 8800 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 管外是氟里昂凝结, 表面传热系数为 $h_2 = 1800 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 管壁厚为 $\delta = 1.5 \text{mm}$, 导热系数为 $\lambda = 380 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 试计算三个环节的热阻和总传热系数, 欲增强传热应从哪个环节入手(假设管壁可作为平壁处理)。

解 三个环节的面积热阻分别计算如下:

水侧换热热阻:
$$\frac{1}{h_1} = \frac{1}{8800} = 1.14 \times 10^{-4} \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

管壁导热热阻:
$$\frac{\delta}{\lambda} = \frac{1.5 \times 10^{-3}}{380} = 3.95 \times 10^{-6} \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

蒸汽凝结热阻:
$$\frac{1}{h_2} = \frac{1}{1800} = 5.56 \times 10^{-4} \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

冷凝器的总传热系数为
$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}}$$

$$= \frac{1}{1.14 \times 10^{-4} + 3.95 \times 10^{-6} + 5.56 \times 10^{-4}}$$

$$= 1484 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

三个环节的热阻比例分别为 16.9%、0.6%、82.5%。故蒸汽侧的热阻占主要部分, 应从这一环节入手增强换热。

【例 1-5】 一房屋的外墙为混凝土, 其厚度为 $\delta = 200 \text{mm}$, 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 $t_{f2} = -10^\circ \text{C}$, 有风天和墙壁之间的表面传热系数为 $h_2 = 20 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 室内空气温度为 $t_{f1} = 25^\circ \text{C}$, 和墙壁之间的表面传热系数为 $h_1 = 5 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。假设墙壁及两侧的空气温度及表面传热系数都不随时间而变化, 求单位面积墙壁的散热损失及内外墙壁面的温度 t_{w1} 和 t_{w2} 。

解 这是一个稳态传热过程, 冷热流体由混凝土墙壁隔开。

根据式 (1-9), 通过墙壁的热流密度, 即单位面积墙壁的散热损失为

$$q = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} = \frac{25 - (-10)}{\frac{1}{5} + \frac{0.15}{1.5} + \frac{1}{20}} = 100 \text{ W/m}^2$$

根据牛顿冷却公式 (1-4), 对于内、外墙面与空气之间的对流换热有

$$q = h_1(t_{f1} - t_{w1})$$

$$q = h_2(t_{w2} - t_{f2})$$

于是可求得

$$t_{w1} = t_{f1} - q \frac{1}{h_1} = 25 - 100 \times \frac{1}{5} = 5^\circ\text{C}$$

$$t_{w2} = t_{f2} + q \frac{1}{h_2} = -10 + 100 \times \frac{1}{20} = -5^\circ\text{C}$$

分析本例中三个传热环节的热阻可以发现, 由于自然对流表面传热系数小, 热阻大, 总的传热温差 [25 - (-10) = 35°C] 中, 室内自然对流所占的温差最大, 为 20°C, 墙壁的导热温差次之, 为 10°C, 室外的强制对流热阻最小, 所需温差也最小, 为 5°C。

思 考 题

- 1-1 试说明热传导、热对流和热辐射三种热量传递基本方式之间的联系与区别。
- 1-2 试说明热对流与对流换热之间的联系与区别。
- 1-3 请用生活和生产中的实例说明导热、对流换热、辐射换热与哪些因素有关。
- 1-4 热导率 (导热系数) 和表面传热系数是物性参数吗? 请写出它们的定义式, 说明其物理意义。
- 1-5 平壁的导热热阻与哪些因素有关? 请写出其表达式。
- 1-6 从传热的角度出发说明暖气片和家用空调机放在室中什么位置合适。
- 1-7 试说明暖水瓶的散热过程与保温机理。
- 1-8 在深秋晴朗无风的夜晚, 气温高于 0°C, 但清晨却看见草地披上一身白霜, 但如果阴天或有风, 在同样的气温下草地却不会出现白霜, 试解释这种现象。
- 1-9 在有空调的房间内, 夏天和冬天的室温均控制在 20°C, 夏天只需穿衬衫, 但冬天穿衬衫会感到冷, 这是为什么?
- 1-10 为什么计算机主机箱中 CPU 处理器上和电源旁要加风扇?
- 1-11 根据热力学第二定律, 热量总是从高温物体传向低温物体。但辐射换热时, 低温物体也向高温物体辐射热量, 这是否违反热力学第二定律?

习 题

- 1-1 一厚度为 0.12m 的玻璃纤维板, 导热系数为 0.032W/(m·K), 其两侧面具有 75°C 的温差, 求通过纤维板的热流密度。
- 1-2 已知一块很大的平板保温材料, 导热系数为 0.11W/(m·K), 厚度为 20mm, 若流过它的热流密度为 1500W/m², 求平板两侧面之间的温差。