

高等学校试用教材

传 热 学

(第二版)

章熙民 任泽霈 梅飞鸣 王中铮 编

任泽霈 主审



中国建筑工业出版社

本书是根据1983年审定的高等学校供热与通风专业“传热学”教学大纲，总结1980年以来传热学教学经验，考虑到近年来传热学科的新发展，对1980年出版的第一版进行全面修订而重新编写的。全书除绪论外共分十一章：导热理论基础；稳态导热；不稳态导热；导热问题数值解法基础；对流换热分析；单相流体对流换热及实验关联式；凝结与沸腾换热；热辐射的基本定律；辐射换热计算；传热和换热器；质交换。与第一版相比，加强了理论基础部分的阐述；在导热、对流换热、辐射换热和换热器等章，增加了计算机求解传热问题的实例；对全书的习题也作了调整和补充，使之更加符合教学要求。

本书除作为高等学校供热与通风专业试用教材外，也可供高等学校其它有关专业的“传热学”教学参考，并可供有关的工程技术人员参考。

高等学校试用教材
传 热 学
(第二版)

章熙民 梅飞鸣 编
任泽霈 王中铮
任泽霈 主审

*

中国建筑工业出版社出版(北京西郊百万庄)
新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售
中国建筑工业出版社印刷厂印刷(北京阜外南礼士路)

*

开本：787×1092毫米 1/16 印张：19¹/₂ 字数：473千字
1985年7月第二版 1985年7月第三次印刷
印数：20,091—36,790册 定价：2.80元
统一书号：15040·4794

第 二 版 前 言

本书是在第一版基础上, 参照 1983 年 4 月于哈尔滨审定的高等学校供热与通风专业“传热学”教学大纲编写的。考虑到自本书第一版发行五年来传热学科的新发展以及教学水平不断提高的情况, 在总结教学经验的基础上, 本版传热学作了如下的改进:

将原来分散的稳态导热和非稳态导热集中在一起, 分成四章, 并将典型几何形状物体的传热过程作为第三类边界条件下的导热问题加以介绍, 使学生能完整地掌握各类边界条件下的导热问题的求解方法。

在对流换热部分, 加强了对流换热物理和数学模型的阐述, 经验公式的选择, 以及计算方法的指导, 达到提高学生分析、推导和解算对流换热问题的能力。

在热辐射的两章中, 注意改进辐射基本定律特别是基尔霍夫定律的阐述方法, 使学生能深入理解它们的实质, 为辐射换热计算打下良好基础。对太阳能利用问题也作了补充。

在传热和换热器一章中, 加强了复合换热的实用计算; 在有关传热的强化与削弱、换热器性能的评价以及换热器的计算等方面增加了一些必要的新内容。

关于传质, 注意精选内容, 加强传质过程基本理论的叙述以及与实际应用的联系。

在改版时, 我们注意加强在传热学中应用计算机算题的能力训练, 分别在导热、对流、热辐射及换热器各部分中通过一些例题介绍了计算机解题的基本方法, 以适应计算机日益普及的形势。

习题方面, 本版将第一版的习题进行了整理补充, 适当增加了份量及深广度、难度。全书共有习题 219 题。

本版将全部内容划分为十一章, 使每一章的中心问题更为明确, 同时可适应各校不同教学要求, 灵活增减各章内容。

编者期望以上改进将有助于提高传热教学的质量。

因工作任务变动, 原编者张斐利、齐锡龄二同志未参加本版编写工作。参加本版编写工作的是同济大学热工教研室梅飞鸣同志, 清华大学热工教研室任泽需同志, 天津大学工程热物理教研室章熙民、王中铮同志。

本书由章熙民同志主编、任泽需同志主审。

张斐利同志参加了审稿讨论, 提出了许多宝贵意见; 哈尔滨建筑工程学院左垂纪同志重新整理校核了第一版的习题。对他们的帮助, 谨此表示感谢。

在本书编写工作中, 还得到哈尔滨建筑工程学院、重庆建筑工程学院、重庆后勤工程学院、北京工业大学、北京建筑工程学院、西安冶金建筑学院、西北建筑工程学院、山东建筑工程学院、河北建筑工程学院、太原工学院、湖南大学、华东纺织工学院、哈尔滨工业大学、哈尔滨船舶工程学院、黑龙江商学院等院校有关教师的帮助, 提出了许多好的建议, 在此谨向他们致以衷心感谢。

限于编者的学识水平, 虽经努力, 书中仍会有错误和不妥之处, 恳请使用本书的读者提出批评、指正。

编 者 1984.7

第 一 版 前 言

这本传热学是为高等学校供热与通风专业编写的试用教材。为使学生得到较坚实的传热学基础理论，并考虑到今后教学水平逐年提高的需要，书中适当地增写了一些内容，讲授时可根据各校具体情况予以删减。书中打*号的内容作课外参考之用。书中附有例题60个，习题180余道。

本书由天津大学、同济大学、西安冶金建筑学院三校的热工教研室合编，天津大学热工教研室担任主编。编写人员是章熙民、梅飞鸣、张斐利、齐锡龄。

本书承清华大学任泽需、罗棣庵同志审阅，并得到清华大学王补宣同志的热心指导。在编写过程中，清华大学、重庆建筑工程学院、北京工业大学、北京建筑工程学院、太原工学院、西安交通大学、哈尔滨建筑工程学院、湖南大学、重庆后勤工程学院、南京工程兵工程学院、北京林学院、大连海运学院的有关教师提出了许多宝贵意见，在此谨向他们致以衷心感谢。限于编者的水平以及编写时间短促，书中错误和不妥之处，在所难免，恳切希望使用本书的同志在教学实践中提出批评指正。

编 者
1979.6

基本符号

符 号	物 理 量	国 际 单 位 制		工 程 单 位 制	
		中 文 名 称	代 号	中 文 名 称	代 号
A	温度振幅	度	°C	度	°C
A	肋片导热截面积	米 ²	m ²	米 ²	m ²
a	导温系数 (热扩散系数)	米 ² /秒	m ² /s	米 ² /时	m ² /h
B	大气压力	巴	bar	气压	kgf/cm ²
		牛顿/米 ²	N/m ² ($\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}$)	毫米汞柱	mmHg
C	辐射系数	瓦/米 ² ·开 ⁴	W/m ² ·K ⁴ J/m ² ·s·K ⁴	千卡/米 ² ·时·开 ⁴	kcal/m ² ·h·K ⁴
C	质量浓度	公斤/米 ³	kg/m ³		
c	比 热	焦耳/千克·度	J/kg·°C	千卡/公斤·度	kcal/kg·°C
c'	容积比热	焦耳/标米 ³ ·度	J/Nm ³ ·°C	千卡/标米 ³ ·度	kcal/Nm ³ ·°C
d	直 径	米	m	米	m
		毫米	mm	毫米	mm
D	质扩散系数	米 ² /秒	m ² /s	米 ² /时	m ² /h
E	辐 射 力	瓦/米 ²	W/m ²	千卡/米 ² ·时	kcal/m ² ·h
F	表 面 积	米 ²	m ²	米 ²	m ²
f	断 面 积	米 ²	m ²	米 ²	m ²
f	摩擦系数				
G	投射辐射	瓦/米 ²	W/m ²	千卡/米 ² ·时	kcal/m ² ·h
g	重力加速度	米/秒 ²	m/s ²	米/秒 ²	m/s ²
I	辐射强度	瓦/米 ² ·球面度	W/m ² ·sr	千卡/米 ² ·时·球面度	kcal/m ² ·h·sr
H	高 度	米, 毫米	m, mm	米, 毫米	m, mm
h	焓	焦耳/千克	J/kg	千卡/公斤	kcal/kg
J	有效辐射	瓦/米 ²	W/m ²	千卡/米 ² ·时	kcal/m ² ·h
K	传热系数	瓦/米 ² ·度	W/m ² ·°C	千卡/米 ² ·时·度	kcal/m ² ·h·°C
l	长 度	米	m	米	m
M	质 流 量	千克/秒	kg/s		
M	质 量	千克	kg	公斤力·秒 ² /米	kgf·s ² /m
m	质流通量	千克/米 ² ·秒	kg/m ² ·s		
NTU	传热单元数				
P	压 力	帕	Pa	气压	kgf/cm ²
		巴	bar		
		牛顿/米 ²	N/m ² 或 kg/m·s ²		
Q	热 流 量	焦耳/秒	J/s, W	千卡/时	kcal/h
q	热流通量	瓦/米 ²	W/m ²	千卡/米 ² ·时	kcal/m ² ·h

续表

符 号	物 理 量	国 际 单 位 制		工 程 单 位 制	
		中 文 名 称	代 号	中 文 名 称	代 号
R	热 阻	度/瓦	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$	时·度/千卡	$\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}/\text{kcal}$
r	半 径	米, 毫米	m, mm	米, 毫米	m, mm
r	汽化潜热	焦耳/千克	J/kg	千卡/公斤	kcal/kg
S	距 离	米	m	米	m
T	绝对温度	开尔文	K	开尔文	K
t	摄氏温度	度	$^{\circ}\text{C}$	度	$^{\circ}\text{C}$
U	周边长度	米	m	米	m
V	容 积	米 ³	m^3	米 ³	m^3
V	容积流量	米 ³ /秒	m^3/s	米 ³ /时	m^3/h
w	速 度	米/秒	m/s	米/秒	m/s
z	周 期	秒, 时	s, h	秒, 时	s, h
α	吸 收 率				
α	对流换热系数	瓦/米 ² ·度	$\text{W}/\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$	千卡/米 ² ·时·度	$\text{kcal}/\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$
β	肋化系数				
β	容积膨胀系数	1/开	1/K	1/开	1/K
δ	厚 度	米	m	米	m
Δ	差 值				
ε	发 射 率				
ε	换热器效能				
η	效 率				
θ	过余温度	度	$^{\circ}\text{C}$	度	$^{\circ}\text{C}$
λ	导热系数	瓦/米·度	$\text{W}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$	千卡/米·时·度	$\text{kcal}/\text{m}\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$
μ	分 子 量				
μ	动力粘度	牛顿·秒/米 ²	$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$		
		千克/秒·米	$\text{kg}/\text{s}\cdot\text{m}$	公斤力·秒/米 ²	$\text{kgf}\cdot\text{s}/\text{m}^2$
ν	运动粘度	米 ² /秒	m^2/s	米 ² /时	m^2/h
ξ	延迟时间	秒, 时	s, h	秒, 时	s, h
ρ	密 度	千克/米 ³	kg/m^3	公斤力·秒 ² /米 ⁴	$\text{kgf}\cdot\text{s}^2/\text{m}^4$
ρ	反 射 率				
τ	透 射 率				
τ	时 间	秒, 时	s, h		
τ	剪 应 力	巴	bar		
		牛顿/米 ²	N/m^2	公斤力/米 ²	kgf/m^2
φ	角 系 数				
ω	角 速 度	弧度/秒	rad/s	弧度/秒	rad/s

相 似 准 则

$$Bi = \frac{al}{\lambda_w} \text{——毕渥 (Biot) 准则}$$

$$Co = \alpha \left[\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g}{\mu^2} \right]^{-1/3} \text{——凝结 (Condensation) 准则}$$

$$Fo = \frac{a\tau}{l^2} \text{——傅立叶 (Fourier) 准则}$$

$$Gr = \frac{gl^3\beta\Delta t}{\nu^2} \text{——格拉晓夫 (Grashof) 准则}$$

$$Le = \frac{a}{D} \text{——刘伊斯 (Lewis) 准则}$$

$$Nu = \frac{al}{\lambda} \text{——努谢尔特 (Nusselt) 准则}$$

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

$$Pe = \frac{wl}{a} \text{——贝克利 (Peclet) 准则}$$

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

$$Sc = \frac{\nu}{D} \text{——施米特 (Schmidt) 准则}$$

$$Sh = \frac{\alpha_p l}{D} \text{——宣乌特 (Sherwood) 准则}$$

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

$$St_p = \frac{Sh}{Re \cdot Sc} = \frac{\alpha_p}{w} \text{——质交换斯坦登准则}$$

主 要 符 号 注 角

f ——液体 (Fluid)

w ——壁面 (Wall)

c ——临界 (Critical)

e ——当量, 等效 (Equivalent)

s ——饱和 (Saturation)

m ——平均 (Mean)

min ——最小 (Minimum)

max ——最大 (Maximum)

其他英文注角在各章中指明。本书还使用基本符号作注角, 如对流换热热阻 R_a 等。

目 录

绪 论	1
第一章 导热理论基础	8
第一节 基本概念及傅立叶定律	8
第二节 导热系数	10
第三节 导热微分方程式	14
第四节 导热过程的单值性条件	16
第二章 稳态导热	21
第一节 通过平壁的导热	21
第二节 通过复合平壁的导热	26
第三节 通过圆筒壁的导热	27
第四节 通过肋壁的导热	33
第五节 通过接触面的导热	39
第六节 二维稳态导热问题	40
第三章 不稳态导热	49
第一节 不稳态导热的基本概念	49
第二节 对流换热边界条件下不稳态导热	51
第三节 常热流密度边界条件下不稳态导热	63
第四节 周期性变化边界条件下不稳态导热	67
第四章 导热问题数值解法基础	76
第一节 有限差分法	76
第二节 稳态导热问题的数值计算	78
第三节 不稳态导热问题的数值计算	87
第五章 对流换热分析	98
第一节 对流换热概述	98
第二节 对流换热微分方程组	101
第三节 边界层分析	105
第四节 层流边界层换热微分方程组求解	113
第五节 边界层积分方程组的建立和求解	121
第六节 动量传递和热量传递的类比	129
第七节 相似理论基础	135
第六章 单相流体对流换热及实验关联式	147
第一节 管内受迫流动换热	147
第二节 外掠圆管流动换热	156
第三节 自由流动换热	165
第七章 凝结与沸腾换热	177

第一节	凝结换热	177
第二节	沸腾换热	186
第三节	热管	193
第八章	热辐射的基本定律	195
第一节	基本概念	195
第二节	热辐射的基本定律	198
第九章	辐射换热计算	208
第一节	黑表面间的辐射换热	208
第二节	灰表面间的辐射换热	212
第三节	角系数的确定方法	221
第四节	气体辐射	226
第五节	太阳辐射	234
第十章	传热和换热器	242
第一节	复合换热	242
第二节	通过肋壁的传热	245
第三节	传热的强化和削弱	247
第四节	换热器的型式和基本构造	252
第五节	平均温度差	256
第六节	换热器计算	261
第七节	换热器性能评价简述	271
第十一章	质交换	276
第一节	质扩散及基本定律	277
第二节	动量、热量、质量传递的类比	284
第三节	对流质交换的准则方程式	288
第四节	液体蒸发时的热质交换	290
附 录		296

绪 论

传热学是研究热量传递过程规律的一门科学。

凡有温度差的地方，就有热量自发地由高温物体传到低温物体，由于自然界和生产过程中，温度差是到处存在的，因此，传热就成为自然界和生产领域中非常普遍的现象。

传热学在各个工业部门应用十分广泛。诸如，提高热力发电厂锅炉及其它换热设备的生产能力，缩小设备体积；化学工业中维持化学反应所要求的温度环境，研制快速冷却和加热的技术；电子工业中解决各类电子元件的散热方法问题；机械制造工业测算和控制冷加工或热加工中的机件温度场；建筑部门对于建筑物保温隔热措施的设计和建筑热工问题的处理；原子能、火箭等尖端技术的研究和应用；太阳能、地热能 and 工业余热利用工程中高效能换热器的研制和设计，以及应用传热理论和实验成果指导强化传热或削弱传热达到节能的目的；其他如农业、生物、医学、地质、气象等部门，无一不需要用到传热学的知识，因此，传热学已是现代技术科学的主要基础学科之一。近几十年来，传热学研究的成果，对技术的进步曾起了很大的促进作用，而传热学向各技术领域的渗透，又推动了传热学科本身的迅速发展。

在供热通风专业领域中，同样也存在很多传热问题，例如解决热源和冷源设备的选择、配套和合理有效利用问题；有关供热通风科研课题的实验研究；各种建筑物围护结构热损失的分析和计算；供热通风、空调系统中各类换热器的设计、选择和性能的评价；地下建筑和人工气候室的热工计算和工况调节；太阳能和地热能的应用等等，都要求具备一定的传热学理论知识，它是供热通风专业的一门重要的技术基础课程。

必须指出，在某些情况下，传热过程往往伴随着由于物质浓度差引起的质量传递过程，即传质过程。例如，空调室中，喷淋水在空气中的蒸发过程，它既有传热又有传质；制冷系统常用的蒸发式冷凝器中冷却水蒸发时的传热和传质；建筑围护结构中水分的转移过程等等，都是和传质密切相关的。为此，本书在着重阐述传热问题之后，还以专门的一章，讨论了传质过程的基本规律和计算。

0-1 传热的基本方式

为了逐步认识和掌握传热的规律，不妨先来分析一些常见的传热过程。例如在冬季，热由室内通过墙壁向室外传递，整个传热过程可分为三个阶段，如图0-1所示。（1）热由室内空气以对流换热和物体间的辐射换热方式传给墙内表面；（2）由墙内表面以固体导热方式传递到墙外表面；（3）由墙外表面以空气对流换热和物体间的辐射换热方式把热传给室外环境。显然，在其它条件不变时，室内外温差越大，传热量也越大。又如热水散热器的传热过程，热水的热量先以对流换热方式传到器壁内侧，再以导热方式通过壁，然后由器壁外侧空气以对流换热和物体间辐射换热方式传给室内。从以上例子可以看到，整个传热过程实际是由导热、对流、辐射三种基本传热方式组成的。要了解整个过程的规

律，必须首先分析三种基本传热方式的规律。以下对三种基本传热方式作一扼要说明，使读者对传热学所要研究的问题的全貌有一粗略认识。

一、导热

导热是指物体各部分无相对位移或不同物体直接接触时依靠物质分子、原子及自由电子等微观粒子热运动而进行的热量传递现象，所以导热可以在固体、液体及气体中发生。但在地球引力场作用的范围内，单纯的导热只能发生在密实的固体中。因为，当有温差时，液体和气体就会出现对流现象，难以维持单纯的导热。由前述墙壁的导热过程看出，平壁导热量与壁两侧表面的温度差成正比；与壁的厚度成反比；并与材料的导热性能有关。平壁导热过程热流量的基本计算式是：

$$Q = -\frac{\lambda}{\delta} \Delta t \cdot F \quad \text{W} \quad (0-1a)$$

或热流通量

$$q = \frac{Q}{F} = -\frac{\lambda}{\delta} \Delta t \quad \text{W/m}^2 \quad (0-1b)$$

式中 Q ——热流量，W；

q ——热流通量，W/m²；

F ——壁面积，m²；

δ ——壁厚，m；

Δt ——壁两侧表面温度差， $\Delta t = t_{w1} - t_{w2}$ °C；

λ ——比例系数，称为导热系数或导热率，W/m·°C。它反映材料导热能力的大小。

材料导热系数一般由实验测定，例如，普通混凝土 $\lambda = 0.75 \sim 0.8 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ ，

纯铜 $\lambda = 398 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ 。

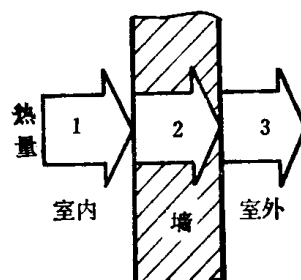


图 0-1 由室内向室外的传热过程

在传热问题的分析中，常常套用电学中欧姆定律的形式——电流 $I = \frac{\text{电位差 } \Delta E}{\text{电阻 } R}$ ，把热流量公式改写为：

$$\text{热流量 } Q = \frac{\text{温度差 } \Delta t}{\text{热阻 } R_\lambda} \quad (0-2)$$

与欧姆定律相对照，可以看出热流量 Q 相当于电流 I ；温度差 Δt 相当于电位差 ΔE ，而热阻 R_λ 相当于电阻 R 。如是，得到一个在传热学中非常有用的概念——热阻。

以平壁导热为例，按式(0-2)改写式(0-1)，得

$$Q = \frac{\Delta t}{R_\lambda} = \frac{\Delta t}{\delta / \lambda F} \quad (0-1c)$$

式中 R_λ 称导热热阻，则平壁导热热阻为 $R_\lambda = \frac{\delta}{\lambda F}$ ，°C/W。可见，平壁导热热阻与壁厚成正比，而与导热系数及导热面积成反比。 R_λ 越大， Q 越小。对于单位面积，平壁导热热阻为 $\frac{\delta}{\lambda}$ ，m²·°C/W。不同情况下的导热过程，其热阻的具体表达式亦各异。热阻的倒数称为热导，它的作用相当于电导。

利用式(0-2)得到的热阻概念分析传热问题，是传热学中的一个普遍适用的方法。

二、对流

依靠流体的运动，把热量由一处传递到另一处的现象，称为对流，它是传热的另一种

基本方式。若对流过程中有质量 m ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$) 的流体由温度 t_1 的地方流到 t_2 处, 则对流作用传递的热量[●] 应为:

$$q = mc_p(t_2 - t_1) \text{ W}/\text{m}^2$$

但是, 工程上所遇到的传热问题, 往往涉及到流体与固体壁直接接触时的换热, 在这种情形下, 过程就不单有流体的对流作用, 同时亦伴随有导热作用, 我们把这种导热和对流同时存在的过程, 称为对流换热过程, 也称放热。对流换热过程是一个受许多因素影响的复杂过程, 它的基本计算式是牛顿1701年提出的, 即

$$Q = \alpha(t_w - t_f)F \text{ W} \quad (0-3a)$$

$$\text{或} \quad q = \alpha(t_w - t_f) = \alpha \Delta t \text{ W}/\text{m}^2 \quad (0-3b)$$

式中 t_w ——固体壁表面温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_f ——流体温度, $^{\circ}\text{C}$;

α ——换热系数, 其意义是指 1m^2 壁表面积上, 当流体同壁之间的温度差为 1°C 时, 每秒钟所能传递的热量, 单位是 $\text{J}/\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^{\circ}\text{C}$ 或 $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ 。 α 的大小反映对流换热过程的强弱。例如热水散热器外表面和空气之间的换热系数约为 $6\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$, 而内表面和热水之间的换热系数则可达数千 $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ 以上。附录6列有一些典型条件下对流换热系数概略值, 它是学习传热学必须掌握的基本数量。

式(0-3)称为牛顿公式。利用热阻概念, 按式(0-2)改写式(0-3a)得

$$Q = \frac{\Delta t}{R_a} = \frac{\Delta t}{1/\alpha F} \quad (0-3c)$$

式中 $\frac{1}{\alpha F}$ 即为对流换热热阻, 用 R_a 表示, 单位是 $^{\circ}\text{C}/\text{W}$, 它是换热系数与换热面积之积的倒数。对于单位面积, 换热热阻为 $\frac{1}{\alpha}$, $\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。

三、热辐射

无论是导热或对流, 都必须通过冷、热物体的直接接触来传递热量, 但热辐射的机理则完全不同, 它依靠物体表面对外发射可见和不可见的射线(电磁波, 或者说光子)来传递热量。物体表面每平方米每秒钟对外辐射的热量称为辐射力 E , 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。对于绝对黑体(一种理想物体), 理论和实验证实, 它的辐射力 E_b 与表面绝对温度的四次方成比例, 即斯蒂芬-玻尔茨曼定律:

$$E_b = C_b \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ W}/\text{m}^2 \quad (0-4a)$$

式中 E_b ——绝对黑体辐射力, W/m^2 ;

C_b ——绝对黑体辐射系数, $C_b = 5.67\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$;

T ——绝对温度, K 。

一切实际物体的辐射力 E , 都低于同温度下绝对黑体的辐射力。

$$E = \varepsilon C_b \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ W}/\text{m}^2 \quad (0-4b)$$

式中 ε 为物体的发射率, 也称黑度, 其值处于 $0 \sim 1$ 之间。

● 严格地说对流传递的能量应包括动能 $\frac{w^2}{2}$, 但对一般工程问题, $\frac{w^2}{2}$ 项远小于 $c_p t$ 项, 可予略去。

物体间辐射换热的特点是：在热辐射过程中伴随着能量形式的转换（物体内能→电磁波能→物体内能），不需要冷热物体直接接触；不论温度高低，物体都在不停地相互发射电磁波能。若物体间温度相等，则相互辐射的能量相等，若物体间温度不等，则高温物体辐射给低温物体的能量大于低温物体向高温物体辐射的能量，总的结果是热由高温传到低温。

对于两个相互辐射的无限大平行平面，当它们的表面绝对温度分别为 T_1 和 T_2 ，且 $T_1 > T_2$ ，则两表面间单位面积、单位时间辐射换热量的计算式是：

$$q = C_{12} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ W/m}^2 \quad (0-5)$$

式中 C_{12} 称相当辐射系数，取决于表面材料及状态，其数值也在0~5.67之间。

必须指出，在热辐射的分析和计算中，也要应用辐射热阻的概念，但不能简单表述，将在第八章详细讨论。

当壁面与外界既有对流换热，又有辐射换热时，为便于分析，当辐射换热不是主要因素时，一般都把辐射热量折算成对流换热量，相应地加大换热系数来考虑辐射的因素。例如，采暖设计中，取墙的内表面换热系数约为 $8.5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ，这里就已经把辐射换热的成分包括进去了，故又叫总换热系数。

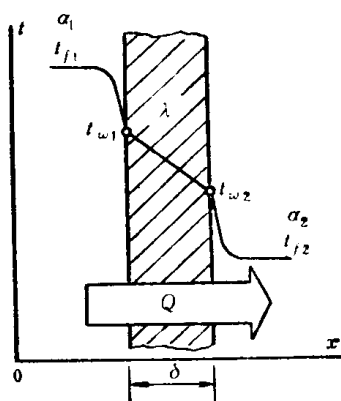


图 0-2 冷热流体间的传热过程

0-2 传热过程

初步了解三种热传递方式后，就可以导出整个传热过程的计算式。设有一大平壁，面积为 $F \text{ m}^2$ ，两侧分别为温度 t_{f1} 的热流体和 t_{f2} 的冷流体，壁两侧换热系数分别为 α_1 及 α_2 ，两侧表面温度假定分别为 t_{w1} 和 t_{w2} ，壁的材料导热系数为 λ ，厚度为 δ ，如图0-2所示。若传热情况不随时间变化，即各点温度及传热量不随时间改变，传热处于稳定状态。又当壁的长和宽远大于它的厚度时，可认为热流方向与壁面垂直，则按图0-1的分析方法，上述过程可用下列三式表达：

热量由热流体传给壁左侧，按式(0-3)

$$Q = \alpha_1 (t_{f1} - t_{w1}) \cdot F$$

热量以导热方式通过壁，按式(0-1)

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{w1} - t_{w2}) \cdot F$$

热量由壁右侧传给冷流体，按式(0-3)

$$Q = \alpha_2 (t_{w2} - t_{f2}) \cdot F$$

对于稳态传热，以上三式的热量 Q 是相等的，把它们改写为

$$t_{f1} - t_{w1} = \frac{Q}{\alpha_1 F},$$

$$t_{w1} - t_{w2} = \frac{Q}{\frac{\lambda}{\delta} F},$$

$$t_{w2} - t_{f2} = \frac{Q}{\alpha_2 F}$$

三式相加，消去未知的 t_w ，整理后可得

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} (t_{f1} - t_{f2}) \cdot F = K(t_{f1} - t_{f2}) \cdot F \quad \text{W} \quad (0-6a)$$

对于单位面积

$$q = K(t_{f1} - t_{f2}) \quad \text{W/m}^2 \quad (0-6b)$$

式中

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (0-7)$$

K 称为传热系数，它表明冷热流体间温度相差 1°C 时，通过每平方米面积，每秒钟可传递的热量，单位是 $\text{J/m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C}$ 或 $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ，故 K 值是反映传热过程强弱的指标。

若按式(0-2)形式改写式(0-6a)得

$$Q = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{1/KF} = \frac{\Delta t}{R_K} \quad (0-6c)$$

式中 R_K ——称为传热热阻

$$R_K = \frac{1}{KF} = \frac{1}{\alpha_1 F} + \frac{\delta}{\lambda F} + \frac{1}{\alpha_2 F} \quad ^\circ\text{C/W}$$

对于单位面积，传热过程的热阻则为

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$$

可见传热过程的热阻等于热流体、冷流体的换热热阻及壁的导热热阻之和，它与串联电路电阻的计算方法是一致的，掌握这一点对于分析和计算传热过程十分方便。

由传热热阻的组成不难认识，传热阻力的大小与壁两侧流体的性质、流动情况、壁的材料、面积以及形状等等许多因素有关，所以它的数值变化范围很大。例如，一砖厚(240mm)的房屋外墙的 K 值约为 $2\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ，而在热交换器内用水蒸汽加热流过管内的水时， K 值可达 $5000\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ 。对于换热器， K 值越大即传热热阻越小，说明换热情况良好。但对建筑物围护结构和热力管道的保温层等，它们的作用是减少热损失，当然 K 值越小越好。各典型情况下， K 的概略值可参阅附录6。

因此，从对传热过程的要求来看，工程中的传热问题可分为两种类型：一是增强传热，即提高换热设备的换热能力，或在满足传热量的前提下，使设备尺寸尽量缩小；一是减弱传热，即减少热损失或保持设备内适宜的工作温度。学习传热学的目的之一，就是认识传热过程的规律，从而掌握增强或减弱传热过程的方法。

0-3 单 位 制

本书采用国际单位制(SI)。由于工程单位制在传热计算中还很普遍，读者尚须熟悉两者的换算关系。表0-1列出了国际单位制和工程单位制的基本单位和导出单位，以资对比。又为方便起见，凡在传热计算中涉及温度差的量，本书都采用摄氏温度($^\circ\text{C}$)作为温度的单位。

由国际单位换算为工程单位的基本换算关系为：

$$1\text{N}=\frac{1}{9.81}\text{kgf}=0.102\text{ kgf}$$

或

$$9.81\text{N}=1\text{ kgf}$$

$$1\text{kJ}=\frac{1\times 1000}{9.81\times 427}\text{kcal}=0.239\text{ kcal}$$

或

$$4.187\text{kJ}=1\text{kcal}$$

$$1\text{J/s}=\frac{1\times 3600}{9.81\times 427}\text{kcal/h}=0.86\text{kcal/h}$$

或

$$1.163\text{J/s}=1\text{kcal/h}$$

在传热学中，两种单位制换算所涉及的量不多，读者只需要记住上述几个常用换算系数，就可灵活进行换算了。

单 位 制

表 0-1

	国 际 单 位 制	工 程 单 位 制
基本单位	长度——米, m 质量——公斤, kg 时间——秒, s 温度——开尔文, K	长度——米, m 重量——公斤力, kgf 时间——秒, s 温度——摄氏度, °C
导出单位	力——牛顿, N(m·kg/s ²) 压力、应力——帕斯卡, Pa (N/m ² 或kg/m·s ²) 能量、热量、功量——焦耳, J 牛顿·米, m ² ·kg/s ² 千焦耳, kJ 功率——千瓦, kW, 瓦, W	质量——kgf·s ² /m 压力、应力——kgf/m ² 能量——公斤力·米, kgf·m 热量——千卡, kcal 1kcal=427kgf·m 功量——千瓦·时, kW·h 1kW·h=860kcal 功率——千瓦, kW

【例】混凝土板厚 $\delta=100\text{mm}$ ，导热系数 $\lambda=1.54\text{W/m}\cdot^\circ\text{C}$ ，两侧空气温度分别为 $t_{f1}=5^\circ\text{C}$ 和 $t_{f2}=30^\circ\text{C}$ ，换热系数 $\alpha_1=25\text{W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$ ， $\alpha_2=8\text{W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$ ，求单位面积上传热过程的各项热阻、传热热阻、传热系数及热流通量，并换算为工程单位制。

【解】 单位面积各项热阻

$$R_{a1}=\frac{1}{\alpha_1}=\frac{1}{25}=0.04\text{m}^2\cdot^\circ\text{C/W}$$

$$R_l=\frac{\delta}{\lambda}=\frac{0.1}{1.54}=0.065\text{m}^2\cdot^\circ\text{C/W}$$

$$R_{a2}=\frac{1}{\alpha_2}=\frac{1}{8}=0.125\text{m}^2\cdot^\circ\text{C/W}$$

∴ 传热热阻（单位面积）

$$\begin{aligned} R_K &= R_{a1} + R_l + R_{a2} = 0.04 + 0.065 + 0.125 \\ &= 0.23\text{m}^2\cdot^\circ\text{C/W} (0.267\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C/kcal}) \end{aligned}$$

如是传热系数

$$K=\frac{1}{R_K}=\frac{1}{0.23}=4.35\text{W/m}^2\cdot^\circ\text{C} (3.74\text{kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C})$$

热流通量为

$$q=K\cdot\Delta t=4.35(30-5)=109\text{W/m}^2 (93.7\text{kcal/m}^2\cdot\text{h})$$

复 习 题

1. 试举生活和生产实践中的传热现象实例来说明导热、对流和热辐射三种基本传热方式。
2. 夏季在维持 20°C 的室内工作, 穿单衣感到舒适, 而冬季在保持 22°C 的室内, 却必须穿绒衣才觉舒适, 试从传热的观点分析其原因。
3. 求房屋外墙的散热量 q 以及它的内外表面温度 t_{w1} 和 t_{w2} 。已知: $\delta = 360\text{mm}$, 室外温度 $t_{f2} = -10^{\circ}\text{C}$, 室内温度 $t_{f1} = 18^{\circ}\text{C}$, 墙的导热系数 $\lambda = 0.61\text{W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$, 墙内表面换热系数 $\alpha_1 = 8.7\text{W/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$, 外表面 $\alpha_2 = 24.5\text{W/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$, 并将答数用工程单位制标示。
4. 单位换算:
 - (1) 某暖汽设备表面换热系数 $\alpha = 4.5\text{kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$, 把它换算为SI单位 $\text{W/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ 。
 - (2) 已知某材料导热系数 $\lambda = 1.33\text{kcal/m}\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$, 求它相当于多少 $\text{W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$ 。
 - (3) 把传热系数 $K = 1600\text{J/m}^2\cdot\text{s}\cdot^{\circ}\text{C}$ 换算为 $\text{kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$ 。
 - (4) 壁厚 $\delta = 100\text{mm}$, $\lambda = 0.68\text{kcal/m}\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$, 求它每平方米的导热热阻为若干 $\text{m}^2\cdot\text{s}\cdot^{\circ}\text{C/J}$ 。
 - (5) 换热系数 $\alpha = 7.5\text{kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$, 求面积 $F = 3\text{m}^2$ 时的对流换热热阻为若干 $^{\circ}\text{C/W}$ 。
5. 一大平板, 高 3m , 宽 2m , 厚度 0.02m , 导热系数 $\lambda = 45\text{W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$, 两侧表面温度分别为 $t_1 = 150^{\circ}\text{C}$ 及 $t_2 = 285^{\circ}\text{C}$, 试求该板的热阻、单位面积热阻、热流通量及热流量。
6. 空气在一根内径 50mm , 长 2.5m 的管子内流动并被加热, 已知空气平均温度为 85°C , 管壁对空气的换热系数 $\alpha = 73\text{W/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$, 热流通量 $q = 5110\text{W/m}^2$, 试确定管壁温度及热流量。
7. 已知两平行平壁, 壁温分别为 $t_1 = 50^{\circ}\text{C}$, $t_2 = 20^{\circ}\text{C}$, 辐射系数 $C_{1,2} = 3.96$, 求每平方米的辐射换热量 W/m^2 。若 t_1 增加到 200°C , 辐射换热量变化了多少?
8. 空气加热器传热面积为 24m^2 , 管内蒸汽换热系数 $\alpha_1 = 5500\text{kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$, 管外空气换热系数 $\alpha_2 = 45\text{kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$, 已知蒸汽温度 $t_{f1} = 110^{\circ}\text{C}$, 空气温度 $t_{f2} = 10^{\circ}\text{C}$, 求加热器的传热系数, $\text{kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$, 传热量 kcal/h , 并换算为SI单位制。分析本题的计算结果, 若直接把空气的换热系数作为传热系数, 即 $K = 45\text{kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$ 计算, 误差多大? 为什么?
9. 试将热阻、电阻、流阻与热流、电流、水流的关系作类比分析。
10. 试分析热水瓶胆的保温作用(一般瓶胆是镀银的真空夹层玻璃), 哪些因素会影响其保温效果。

第一章 导热理论基础

导热是指温度不同的物体各部分或温度不同的两物体之间直接接触而发生的热传递现象。从微观角度来看,热是一种联系到分子、原子、电子等的移动、转动和振动能量。因此,物质的导热本质或机理就必然与组成物质的微观粒子的运动有密切的关系。在气体中,导热是气体分子不规则热运动时相互作用或碰撞的结果。在介电体中,导热是通过晶格的振动来实现的。由于晶格振动的能量是量子化的,我们把晶格振动的量子称为声子。这样,介电物质的导热可以看成是声子相互作用和碰撞的结果。在金属中,导热主要是通过电子的相互作用和碰撞来实现的,声子的相互作用和碰撞只起微小的作用。至于液体中的导热机理,相对于气体和固体而言,则还不十分清楚。但近年来的研究结果表明,液体的导热机理类似于介电体,即主要依靠晶格的振动来实现^①。应该指出,在液体和气体中,只有在消除对流热传递的条件下,才能实现纯导热过程。

导热理论是从宏观角度进行现象分析的,它并不研究物质的微观结构,而把物质看作是连续介质。当研究对象的几何尺寸比分子的直径和分子间的距离大得多时,这种看法无疑是正确的。在一般情况下,大多数的固体、液体及气体,可以认为是连续的介质。但在某些情形下,例如稀薄的气体,就不能认为是连续的介质。

导热理论的任务就是要找出任何时刻物体中各处的温度。为此,本章将从温度分布的基本概念出发,讨论导热过程的基本规律以及描述物体内部温度分布的导热微分方程。此外,对求解导热微分方程所需要的条件进行简要的说明。

第一节 基本概念及傅立叶定律

1-1 基 本 概 念

一、温度场

温度场是指某一时刻空间所有各点的温度分布。一般地说,它是时间和空间的函数,即

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

式中 t —— 温度;
 x, y, z —— 空间坐标^①;
 τ —— 时间。

式(1-1)表示物体的温度在 x, y, z 三个方向和在时间上都有变化的三维不稳态温度场。如果温度场不随时间而变化,即 $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$, 则为稳态温度场,这时, $t = f(x, y, z)$ 。

① 这是对直角坐标系而言;对于圆柱坐标系,空间坐标为 (r, φ, z) ;对于球坐标系为 (r, θ, φ) 。