

(京)新登字 039 号

内 容 提 要

本书是根据美国著名的ROBERT H. PERRY所著的《PERRY'S CHEMICAL ENGINEERS' HANDBOOK》(第六版)译出。

中译本分上、下两卷出版。全书共分27篇。上卷包括第1至12篇,主要内容有:单位换算和各种数据表,数学,物理和化学数据,反应动力学,反应器设计,热力学,流体与颗粒力学,流体的输送与贮存,粉粒体的输送及固体和液体的包装,粉碎与团聚,能的利用、转化与储存,传热及传热设备,湿度测定法,蒸发冷却,致冷及深冷过程。

本书为全化工各行业通用的工具书,是指导化工、轻工、冶金等领域的科研人员,教学人员、生产人员进行过程研究开发,生产设备设计计算的必备手册。

ROBERT H. PERRY

PERRY'S CHEMICAL ENGINEER'S HANDBOOK

SIXTH EDITION

McGraw-Hill

1984

PERRY化学工程手册

第 六 版

上 卷

责任编辑, 郭乃铎
陈 丽

封面设计, 韩 星

化学工业出版社出版发行

(北京市朝阳区惠新里1号)

北京朝阳区东华印刷厂印刷

新华书店北京发行所经销

开本787×1092 1/16 印张112 3/4 字数2804千字

1992年2月第1版 1992年2月北京第1次印刷

印数 1—3000

ISBN 7-5025-1036-2/TQ·603

定 价145.00元

编辑说明

(1) 《PERRY化学工程手册》是一部在国际、国内具有较大影响的权威性工具书，对指导化工、轻工、冶金等行业的科研、设计和生产具有重要的参考价值。该书自1934年问世以来，经过五次修订再版。现将1984年第六版译成中文，介绍给广大读者。

(2) 由于计算机技术的迅速发展和被广泛采用，以及新的结构材料的开发利用，化学工程的理论和技术日益更新，新的另枝不断形成。为此，作者在第五版的基础上，对手册的内容作了大量修订和补充，不但对第五版的25篇逐一修正增补，并改写了经济、蒸馏、萃取和吸收各篇，还增加了生化工程技术和废物管理两篇新内容。另外，本版新收入的图、表、数据等以SI单位制表示，并增加了U.S.单位和SI单位的换算。

(3) 天津大学，浙江大学，清华大学，大连理工大学化工学院，石油大学，华南理工大学，成都科技大学，天津化工研究院的有关专家教授参加了翻译和审校工作。

(4) 参加本手册的编辑人员(以姓氏笔划为序)：刘哲、刘小蕓、李迟善、**李涌雪**、李洪勋、李建斌、朱振东、陈丽、陈逢阳、苗延秀、罗幼松、张红兵、张婉如、施承薇、周国庆、郭乃铎、徐世峰、梁虹、谢丰毅等。

总 目 录

上 卷

单位换算因子和各种数据表	1-1
数学	2-1
物理和化学数据	3-1
反应动力学, 反应器设计, 热力学	4-1
流体与颗粒力学	5-1
流体的输送和贮存	6-1
粉粒体的输送及固体和液体的包装	7-1
粉碎与团聚	8-1
能的利用、转化与储存	9-1
传热	10-1
传热设备	11-1
湿度测定法, 蒸发冷却, 致冷及深冷过程	12-1

下 卷

蒸馏	13-1
传质与气体吸收	14-1
液液萃取	15-1
吸附和离子交换	16-1
新的分离过程	17-1
液-气系统	18-1
液-固系统	19-1
固体干燥和气固系统	20-1
固-固体系和液-液体系	21-1
过程控制	22-1
结构材料	23-1
过程机器的传动	24-1
过程经济	25-1
废物管理	26-1
生化工程	27-1
索引	1

第10篇 传 热

作者:

- James G. Knudsen 导热和对流;篇主编
Kenneth J. Bell 换热器、冷凝器、再沸器的热设计
Arthur D. Holt 固体处理的热设计
Hoyt C. Hottel 辐射
Adel F. Sarofim 辐射
F. C. Standiford 蒸发器的热设计
David Stuhlbarg 贮槽蛇管的热设计
Vincent W. Uhl 搅拌槽

译者:

- 郭宜祜 传热
林纪方 本篇审校人

第10篇 目 录

导论.....	10-10	10.2.6 液态金属.....	10-32
传热方式.....	10-10	10.3 有相变化的传热	10-34
10.1 导热传热	10-11	10.3.1 冷凝.....	10-34
傅立叶定律.....	10-11	一、冷凝机理.....	10-34
三维导热方程.....	10-11	二、冷凝系数.....	10-34
导热系数.....	10-11	10.3.2 液体的沸腾(汽化)	10-38
10.1.1 稳态导热.....	10-12	一、沸腾机理.....	10-38
一、一维导热.....	10-12	二、沸腾系数.....	10-38
二、通过几种物体的串联导热.....	10-13	10.4 传热设备的热设计	10-41
三、通过几种物体的并联导热.....	10-13	10.4.1 热设计概述.....	10-41
四、有放热的几种物体串联导热.....	10-13	一、换热器的设计方法.....	10-41
例1	10-13	二、总传热系数.....	10-41
五、二维导热.....	10-14	三、平均温度差.....	10-42
10.1.2 不稳态导热.....	10-14	四、逆流或并流.....	10-42
一、一维导热.....	10-14	五、折流、混流或错流.....	10-43
二、二维导热.....	10-15	10.4.2 单相传热的热设计.....	10-45
三、有相变化的导热.....	10-16	一、套管式换热器.....	10-45
10.2 对流传热	10-17	二、带折流挡板的管壳式换热器.....	10-45
10.2.1 传热系数.....	10-17	10.4.3 冷凝器的热设计.....	10-52
一、能量方程.....	10-17	一、单组分冷凝器.....	10-52
二、传热分系数.....	10-17	二、多组分冷凝器.....	10-55
三、传热总系数.....	10-18	10.4.4 再沸器的热设计.....	10-56
四、传热膜系数的表示方法.....	10-18	一、釜式再沸器.....	10-56
10.2.2 自然对流.....	10-19	二、立式热虹吸再沸器.....	10-56
一、各种几何形状物体的Nusselt方程	10-19	三、强制循环再沸器.....	10-57
二、简化的因次方程.....	10-20	10.4.5 蒸发器的热设计.....	10-57
三、同时有辐射热损失.....	10-20	一、强制循环蒸发器.....	10-57
四、封闭空间.....	10-20	二、垂直长管式蒸发器.....	10-57
10.2.3 强制对流.....	10-21	三、垂直短管式蒸发器.....	10-60
一、动量传递和热量传递之间的类似	10-21	四、其它类型蒸发器.....	10-60
二、层流.....	10-22	五、各种金属表面的传热.....	10-61
三、过渡区.....	10-25	六、流体性质对传热的影响.....	10-62
四、湍流.....	10-25	七、不凝性气体对传热的影响.....	10-63
例2	10-27	10.4.6 间歇操作: 容器的加热和冷却	10-63
10.2.4 搅拌槽夹套和蛇管.....	10-30	一、名称.....	10-63
10.2.5 非牛顿型流体.....	10-31	二、应用.....	10-63
		三、外部热量的影响.....	10-66

四、内部蛇管或夹套加外部换热器·····	10-66	三、对流传热·····	10-83
五、当量面积概念·····	10-66	四、辐射传热·····	10-84
六、无搅拌的间歇操作·····	10-66	10.5 辐射传热 ·····	10-89
七、贮槽·····	10-66	10.5.1 辐射传热名称·····	10-89
八、间歇操作：最佳换热器尺寸·····	10-67	10.5.2 热辐射性质·····	10-91
10.4.7 贮槽蛇管的热设计 ·····	10-68	一、黑体辐射·····	10-91
一、名称·····	10-68	10.5.3 固体表面间的辐射换热·····	10-93
二、温度保持·····	10-68	一、发射系数和吸收系数·····	10-93
三、加热·····	10-69	二、黑体表面封闭腔·····	10-96
10.4.8 扩展表面或翅片表面 ·····	10-70	例3 ·····	10-97
一、翅片表面的应用·····	10-70	例4 ·····	10-98
二、高翅片·····	10-70	三、非黑体表面封闭腔·····	10-98
三、低翅片·····	10-70	例5 ·····	10-101
10.4.9 结垢 ·····	10-71	10.5.4 燃烧产物的辐射率 ·····	10-102
一、结垢控制·····	10-71	一、气态燃烧产物·····	10-104
二、结垢瞬变过程和操作周期·····	10-71	例6 ·····	10-105
三、污垢沉积物的清除·····	10-72	二、火焰和粒子云·····	10-106
四、污垢热阻·····	10-72	10.5.5 气体或悬浮物料和界面之间的	
10.4.10 常用的传热系数 ·····	10-72	辐射换热·····	10-109
10.4.11 固体加工的热设计 ·····	10-77	一、长换热器·····	10-109
一、导热传热·····	10-78	例7 ·····	10-110
二、(直接)接触传热·····	10-81	二、燃烧室·····	10-111

名称和单位

辐射传热所用专门名称在“辐射传热”分篇中给下定义

符号	定 义	SI制	美国惯用制
a	比例系数	无因次	无因次
a_x	翅片的截面积	m^2	ft^2
a'	比例因子		
A	传热表面积; A_i ——内表面积; A_o ——外表面积; A_m ——平均面积; $A_{m,s}$ ——平均面积; A_1 , A_2 和 A_3 分别 为点1,2,3的面积; A_{os} ——翅片管的光壁面积; A_s —— 管子翅片部分的面积; A_{us} ——翅片管未装翅片部分的 外表面积; A_{os} ——安装翅片前翅片管的外表面积, 等于 A_o ; A_{os} ——翅片表面的有效面积; A_T ——翅片管总外表 面积; A_d ——污垢沉积面积		
b	比例系数		
b'	比例因子	m	ft
b_i	翅片高度		
B	材料常数 $= 5D^{-0.1}$		
C_1, C_2 等	积分常数		
c, C_p	定压比热; c_s ——固体比热; c_g ——气体比热	$J/(kg \cdot K)$	$Btu/(lb \cdot ^\circ F)$
C	热导, 等于 kA/x , hA , 或 UA ; C_1, C_2, C_3 , C_n 分别 为—复合物体的1,2,3, n 区段的热导	$J/(S \cdot K)$	$Btu/(h \cdot ^\circ F)$
C_r	关联常数; 比例系数	无因次	无因次
d_m	分区固体床层深度	m	ft
D	直径; D_o ——外径; D_i ——内径; D_r ——翅片管根 部直径	m	ft
D_s	蛇管式螺旋管直径	m	ft
D_w	某一截面的当量直径, 通常为4倍自由面积除以浸润 周边; D_w ——观察孔的当量直径	m	ft
D_1	带夹套的圆筒容器的直径	m	ft
D_{out}	管束的外径	m	ft
D_p	填料管中的填料直径	m	ft
D_s	换热器外壳内径	m	ft
D_t	固体处理的容器直径	m	ft
D_1, D_2	分别为点1和2处直径; 分别为环隙的内径和外径	m	ft
E_H	涡流导热系数	$J/(s \cdot m \cdot K)$	$Btu/(h \cdot ft \cdot ^\circ F)$
E_M	涡流粘度	$Pa \cdot s$	$lb/(ft \cdot h)$
f	摩擦系数; f_1, f_2 分别为环隙的内壁和外壁的摩擦系 数; f_R ——理想管排的摩擦系数	无因次	无因次
F	入口因子		
F_d	干固体进料速率	$kg/(s \cdot m^2)$	$lb/(h \cdot ft^2)$
F_g	气体的体积流量	$m^3/(s \cdot m^2 \text{床层面积})$	$ft^3/(h \cdot ft^2 \text{床层面积})$
F_s	错流时全部管子中的分率; F_{sp} ——用于支路流动 的错流面积中的分率		
F_t	因子, 通过管侧薄膜的温度差对平均总温度差的比 值	无因次	无因次
F_s	因子, 通过壳侧薄膜的温度差对平均总温度差的比 值	无因次	无因次

续表

符号	定 义	SI制	美国惯用制
F_w	因子, 在主流体之间通过墙壁的温度差对平均总温度差的比值	无因次	无因次
F_D	因子, 在主流体之间通过组合的污垢膜的温度差对平均总温度差的比值	无因次	无因次
F_T	温度差校正因子		
g, g_L	重力加速度	981m/s ²	(4.18)(10 ⁸)ft/h ²
g_c	换算因子	1.0(kg·m)/(N·S ²)	(4.17)(10 ⁸)(lb·ft) (lbf·h ²)
G	质量速度, 等于 $V\rho$ 或 W/S ; G_v ——蒸汽质量速度	kg/(m ² ·s)	lb/(h·ft ²)
G_{max}	在垂直于流体流动的管排之间通过最小自由面积的质量速度	kg/(m ² ·s)	lb/(h·ft ²)
G_{min}	最小流化质量速度	kg/(m ² ·s)	lb/(h·ft ²)
h	局部传热分系数, 等于 $d_q/(dA)(\Delta T)$	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h_{ao}, h_{im}	分别以算术平均温度差和对数平均温度差为基准的膜系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h_b	翅片根部的膜系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h_{og}	同时有气体—蒸汽冷却和蒸汽冷凝的有效联合系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
$h_c + h_r$	在传热面和环境之间, 导热、对流和辐射的联合系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h_{do}, h_{di}	分别为传热面外侧和内侧污垢的膜系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h_f	以总外表面为基准的翅片管空气冷却器的空气膜的膜系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h_{fi}	以内表面积为基准, 翅片管的有效外侧膜系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h_{fo}	以外光面为基准, 翅片管空气冷却器的空气膜的膜系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h_r, h_s	在传热面上污垢的有效膜系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h_i, h_o	分别为内、外表面的传热膜系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h_k	理想管排的膜系数, h_k ——有折流挡板的换热器壳侧的膜系数; h_{kv} ——在液—汽界面处的膜系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h_l	管顶冷凝系数; h_N ——在垂直管排中 N 根管的冷凝系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h'	封闭空间的膜系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h_{lm}	以对数平均温度差为基准的膜系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h_r	辐射传热系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h_T	在环境与物体表面之间不稳定传热时由导热、对流和辐射而导致的总传热系数	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
h_w	墙壁的当量系数, 等于 k/x	J/(m ² ·s·K)	Btu/(h·ft ² ·°F)
j	纵坐标, Colburn j 因子, 等于 $f/2$; j_N ——传热 j 因子; j_{H1} ——环隙内壁 j 因子; j_{H2} ——环隙外壁 j 因子; j_k ——理想管排的传热 j 因子	无因次	无因次
J	热功当量	1.0(N·m)/J	778(ft·lbf)/Btu
J_b, J_c, J_i, J_r	分别为折流挡板分路、折流挡板型式、折流挡板泄漏和反向温度梯度的校正系数		
k	导热系数; k_1, k_2, k_3 ——物体1, 2, 3的导热系数	J/(m·s·K)	(Btu·ft)/(h·ft ² ·°F)
k_v	蒸汽导热系数; k_l ——液体导热系数; k_s ——固体导热系数	J/(m·s·K)	(Btu·ft)/(h·ft ² ·°F)
k_{av}, k_m	平均导热系数	J/(m·s·K)	(Btu·ft)/(h·ft ² ·°F)
k_i	流体在膜温时的导热系数	J/(m·s·K)	(Btu·ft)/(h·ft ² ·°F)
k_w	墙壁材料的导热系数	J/(m·s·K)	(Btu·ft)/(h·ft ² ·°F)

符号	定 义	SI 制	美国惯用制
l_a	折流挡板缺口; l_a ——折流挡板间隙	m	ft
L	传热面长度	m	ft
L_o	流量	kg/s	lb/h
L_u	流体流动途径的未扰动长度	m	ft
L_f	污垢沉积物厚度	m	ft
L_H	流化床深度	m	ft
L_p	搅拌器桨叶的直径	m	ft
m	比值、项数、或指数, 按使用场合规定		
M	分子量	kg/mol	lb/mol
M	流体重量	kg	lb
n	位置比或位置数	无因次	无因次
n_c	换热器中并联的管数		
n_z	在垂直面中管列数		
n'	非牛顿型流体的流动特性指数		
n_b	挡板式蛇管数		
N_i	搅拌器转速	rad/s	r/h
N	垂直列中管数, 或管束中管数; N_b ——折流挡板数; N_T ——换热器中总管数; N_c ——一次错流段中的管数; N_{cw} ——在每一风挡中的错流列数		
N_B	Biot数, $h_r \Delta x / k$		
N_s	比例系数	无因次	无因次
N_{Gr}	格拉斯雷夫数, $L^3 \rho^2 g \beta \Delta t / \mu^3$		
N_{Nu}	努塞尔数, hD/k 或 hL/k		
N_{Pe}	Peclet数, DG_c/k		
N_{Pr}	普兰德数, $C\mu/k$		
N_{Re}	雷诺数, DG/μ		
N_{St}	stanton数, $N_{Nu}/N_{Re} N_{Pr}$		
N_{ss}	密封条数		
P	压力	kPa	lbf/ft ² abs
P_i	翅片周边	m	ft
P'	管束中的相邻两管的中心距(管中心距); P_n ——垂 直于流动方向的管中心距; P_p ——平行于流动方向的管 中心距	m	ft
ΔP	汽泡中的蒸汽压减去水平液面的饱和压力	kPa	lbf/ft ² abs
P	绝对压力; P_c ——临界压力	kPa	lbf/ft ²
P'	换热器壳侧的相邻折流挡板间的距离(挡板间距)	m	ft
$\Delta P_{ba}, \Delta P_{wt}$	分别为理想管排错流和理想风挡的压力降; ΔP_s ——有挡板的换热器壳侧压力降	kPa	lbf/ft ²
q	传热速率, 等于 Q/θ	W, J/s	Btu/h
q'	放热速率	J/(s·m ²)	Btu/(h·ft ²)
$(q/A)_{max}$	核状沸腾时最大热通量	J/(s·m ²)	Btu/(h·ft ²)
Q	热量; 传热速率	J/S	Btu/h
Q	热量; Q_T ——总热量	J	Btu
r	半径; 柱面坐标和球面坐标半径; 从中平面到物体中 某一点的距离; r_1 ——环隙内壁半径; r_2 ——环隙外壁半 径; r_i ——管子内半径; r_m ——从中平面或物体中心至物 体外表面的距离	m	ft
r_i	内半径	无因次	无因次

续表

符号	定 义	SI制	美国惯用制
R	热阻, 等于 $X/kA, 1/UA, 1/hA; R_1, R_2, R_3, R_n$ ——复合物体的1, 2, 3, n 区段的热阻; R_T ——分热阻串联或并联之和; R_{di} 和 R_{do} ——分别为内、外表面的污垢热阻	$(s \cdot K)/J$	$(h \cdot ^\circ F)/Btu$
R_f	翅片管总外表面积对具有相同根部直径的管子外表面积的比值		
S	截面积; S_m ——流动垂直于管束时, 管列之间的最小截面积; S_{ib} ——对每一块折流挡板, 从管至挡板的泄漏面积; S_{ab} ——一块折流挡板的壳至挡板的面积; S_w ——通过风挡的流动面积; S_{ws} ——总风挡面积; S_v ——管子占有的风挡面积	m^2	ft^2
S_r	旋转壳体的斜率		
s	相对于液态水的流体比重		
t	主流温度; 在时间 θ 时物体中某点温度	K	$^\circ F$
t_1, t_2, t_n	在进行传热的系统中, 点1, 2, n 的温度	K	$^\circ F$
t'	环境温度	K	$^\circ F$
t_1', t_2'	分别为热流体的进、出口温度	K	$^\circ F$
t_1'', t_2''	分别为冷流体的进、出口温度	K	$^\circ F$
t_b	一物体初始均匀的主体温度; 流动流体的主体温度	K	$^\circ F$
t_H, t_L	分别为换热器管侧流体的高低温度	K	$^\circ F$
t_s	表面温度	K	$^\circ F$
t_{sv}	饱和蒸汽温度	K	$^\circ F$
t_w	壁温	K	$^\circ F$
t_∞	未受干扰的流动流体温度	K	$^\circ F$
T_H, T_L	分别为换热器壳侧流体的高、低温度	K	$^\circ F$
T	绝对温度; T_b ——主体温度; T_w ——壁温; T_v ——蒸汽温度; T_c ——冷却剂温度; T_r ——辐射器温度; T_a ——接受器温度	K	$^\circ F$
$\Delta T, \Delta t$	温度差; $\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3$ ——通过物体1, 2, 3或在点1, 2, 3处的温度差; $\Delta T_o, \Delta t_o$ ——总温度差; Δt_b ——在传热面和沸腾液体间的温度差	K	$^\circ F$
$\Delta t_{am}, \Delta t_{lm}$	分别为算术和对数平均温度差	K	$^\circ F$
Δt_{om}	平均有效总温度差	K	$^\circ F$
$\Delta T_H, \Delta t_H$	较大的终端温度差	K	$^\circ F$
$\Delta T_L, \Delta t_L$	较小的终端温度差	K	$^\circ F$
$\Delta T_m, \Delta t_m$	平均温度差	K	$^\circ F$
u	x 方向的速度	m/s	ft/h
u^*	摩擦速度	m/s	ft/h
U	总传热系数; U_o ——以外表面积为基准的总传热系数; U' ——在液-汽界面和冷却剂之间的总系数	$J/(S \cdot m^2 \cdot K)$	$Btu/(h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$
U_1, U_2	分别为点1和2处的总传热系数	$J/(S \cdot m^2 \cdot K)$	$Btu/(h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$
U_{co}, U_{cv}, U_{cr}	分别为按导热、对流、接触和辐射机理处理分散固体的总系数	$J/(S \cdot m^2 \cdot K)$	$Btu/(h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$
U_{ra}	平均总传热系数	$J/(S \cdot m^2 \cdot K)$	$Btu/(h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$
U_m	y 方向的速度	m/s	ft/h
v	旋转壳体的体积	m^3	ft^3
V	速度	m/s	ft/h
V', V_s	速度	m/s	ft/h
V_F	流体趋近于翅片管排的迎面速度	m/s	ft/h

续表

符号	定 义	SI制	美国惯用制
V_g, V_l	气体、液体比容	m^3/kg	ft^3/lb
V'_{max}	流体垂直于管束时, 通过管列之间最小自由面积的 最大速度	m/s	ft/h
w	Z方向的速度	m/s	ft/h
w	流量	kg/s	lb/h
W	总质量流量; 发生蒸汽的质量流量; W_T ——在一根 管中蒸汽冷凝总流量	kg/s	lb/h
W_r	重量流量	$kg/(s \cdot \text{管})$	$lb/(h \cdot \text{管})$
W_l, W_g	分别为换热器管侧和壳侧的总质量流量	kg/s	lb/h
x_a	蒸汽品质, x_1 ——进口品质; x_o ——出口品质	kg/s	lb/h
x	坐标方向; 导热通路的长度; x_s ——垢层厚度; x_1 、 x_2, x_3 ——进行传热的物体位置1, 2, 3	m	ft
X	因子	无因次	无因次
y	坐标方向	m	ft
y^+	壁距离	无因次	无因次
Y	因子	无因次	无因次
z	坐标方向	m	ft
z_p	流体穿过翅片所经历的距离(周边)	m	ft
Z_H	从蒸汽中除去的显热对总传热量的比值	无因次	无因次

希 腊 字 母

α	热扩散系数, 等于 $k/\rho c$; α_s ——粉体的有效热扩散 系数	m^2/s	ft^2/h
β	体积热膨胀系数	K^{-1}	$^{\circ}F^{-1}$
β'	气泡的接触角	o	o
γ	流体稠度	$kg/(s^{2-n'} \cdot m)$	$lb/(ft \cdot s^{2-n'})$
Γ	由管或表面降膜的每单位周长的质量流量, 对垂直 管为 $w/\pi D$, 对水平管为 $w/2L$	$kg/(s \cdot m)$	$lb/(h \cdot ft)$
δ_s	校正因子, 非牛顿型对牛顿型剪切速率的比值		
δ	小室宽度		
δ_{sb}	壳至挡板的径向间隙	m	ft
ϵ	涡流扩散系数; ϵ_M ——动量涡流扩散系数; ϵ_H —— 热量涡流扩散系数	m^2/s	ft^2/h
ϵ_v	多孔床层空隙率		
η	流化效率		
θ	时间	s	h
θ_b	挡板缺口		
λ	汽化(冷凝)潜热(给)	J/kg	Btu/lb
λ_m	最大速度半径	m	ft
μ	粘度; μ_w ——壁温时粘度; μ_s ——主体温度时粘度; μ_f ——膜温时粘度; μ_G, μ_s, μ_v ——气体或蒸汽粘度; μ_L, μ_l ——液体粘度; μ_w ——在壁处的粘度; μ_l ——在 环隙内壁处的流体粘度	$Pa \cdot s$	$lb(h \cdot ft)$
ν	运动粘度	m^2/s	ft^2/h
ρ	密度; ρ_L, ρ_l ——液体密度; ρ_G, ρ_v ——气体或蒸 汽密度; ρ_s ——固体密度	kg/m^3	lb/ft^3
σ	液体及其蒸汽间的表面张力	N/m	lbf/ft

续表

符号	定 义	SI制	美国惯用制
希 腊 字 母			
Σ	表示诸变数之和的项		
τ	剪应力; τ_w ——壁面剪应力	N/m^2	lb_f/ft^2
ϕ	速度势函数		
ϕ_p	颗粒球形度		
Φ	粘性耗散函数		
Θ	粉体的休止角	弧度	弧度
Ω	翅片效率	无因次	无因次

- Bird, Stewart, and Lightfoot, *Transport Phenomena*, Wiley, New York, 1960. Carslaw and Jaeger, *Conduction of Heat in Solids*, Clarendon Press, Oxford, 1959. Chapman, *Heat Transfer*, 2d ed., Macmillan, New York, 1967. Drew and Hoopes, *Advances in Chemical Engineering*, Academic, New York, vol. 1, 1956; vol. 2, 1958; vol. 3, 1964; vol. 4, 1966; vol. 5, 1968. Dustinberre, *Heat Transfer Calculations by Finite Differences*, International Textbook, Scranton, Pa., 1961. Eckert and Drake, *Heat and Mass Transfer*, 2d ed., McGraw-Hill, New York, 1959. Gebhart, *Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1961. Irvine and Hartnett, *Advances in Heat Transfer*, Academic, New York, vol. 1, 1964; vol. 2, 1965; vol. 3, 1966. Jakob, *Heat Transfer*, Wiley, New York, vol. 1, 1949; vol. 2, 1957. Jakob and Hawkins, *Elements of Heat Transfer*, 3d ed., Wiley, New York, 1957. Kakac, Bergles, and Mayinger, *Heat Exchangers: Thermal Hydraulic Fundamentals and Design*, Hemisphere Publishing, Washington, 1981. Kakac and Yener, *Convective Heat Transfer*, Hemisphere Publishing, Washington, 1980. Kay, *An Introduction to Fluid Mechanics and Heat Transfer*, 2d ed., Cambridge University Press, Cambridge, England, 1963. Kays, *Convective Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1966. Kays and London, *Compact Heat Exchangers*, 2d ed., McGraw-Hill, New York, 1964. Kern, *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1950. Knudsen and Katz, *Fluid Dynamics and Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1958. Kraus, *Analysis and Evaluation of Extended Surface Thermal Systems*, Hemisphere Publishing, Washington, 1982. Kutateladze, *A Concise Encyclopedia of Heat Transfer*, 1st English ed., Pergamon, New York, 1966. Lykov, *Heat and Mass Transfer in Capillary Porous Bodies*, translated from Russian, Pergamon, New York, 1966. McAdams, *Heat Transmission*, 3d ed., McGraw-Hill, New York, 1954. Mickley, Sherwood, and Reed, *Applied Mathematics in Chemical Engineering*, 2d ed., McGraw-Hill, New York, 1957. Rohsenow and Choi, *Heat, Mass, and Momentum Transfer*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1961. Schlönder (ed.), *Heat Exchanger Design Handbook*, Hemisphere Publishing, Washington, 1983. Shiland, *Non-Newtonian Flow and Heat Transfer*, Wiley, New York, 1967. Taborek and Bell, *Process Heat Exchanger Design*, Hemisphere Publishing, Washington, 1984. Taborek, Hewitt, and Afgan, *Heat Exchangers: Theory and Practice*, Hemisphere Publishing, Washington, 1983. Tse-erberg, *Thermal Conductivity of Liquids and Gases*, M.I.T., Cambridge, Mass., 1963. Welty, Wicks, and Wilson, *Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer*, Wiley, New York, 1969. Zenz and Othman, *Fluidization and Fluid Particle Systems*, Reinhold, New York, 1960.

导 论

传热方式

传热的基本类型有三种：导热、对流和辐射。对于任何个别情况，这三种类型的传热可能同时存在，而最合理的是分别考虑每一种类型的传热。

导热 是热量从物体的某一部分传给同一物体的另一部分，或从一个物体传给与其相接触的另一物体，而没有物体质点的明显位移。

对流 是由于流体的一部分与另一部分混合时，在流体、气体或液体内部某一处至另一处的传热。自然对流时，流体的运动完全是由于温度差而导致密度差引起的；强制对流时，运动是由机械方法所产生的。当强制速度较低时，应该认识到“自由对流”因素，例如密度差和温度差，可能有显著的影响。

辐射 是利用通过空间的电磁波运动将热量从一个物体传给另一个与其不相接触的物体。

10.1 导热传热

傅立叶定律 傅立叶定律是导热传热的基本微分方程:

$$dQ/d\theta = -kA(dt/dx) \quad (10-1)$$

此处 $dQ/d\theta$ (单位时间内导热热量) 为传热速率, A 为垂直于热流方向的面积, $-dt/dx$ 为在热流方向上温度随距离而变化的速率, 即温度梯度。系数 k 称为导热系数, 导热系数是表征材料导热性能的物性参数, 其值随温度而变。

三维导热方程 式(10-1)是推导固体或静止流体的不稳态三维能量方程的基础:

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial \theta} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial t}{\partial z} \right) + q' \quad (10-2)$$

此处 x 、 y 、 z 为直角坐标系统中的距离, q' 为单位体积固体中的放热速率(由于化学反应、核反应或电流产生的)。用合适的边界条件和初始条件解式(10-2)就得到作为时间和位置函数的物料温度。式(10-2)可以转换为球坐标和圆柱坐标以便与系统的物理形状更为一致。

导热系数 导热系数随温度而变, 但变化方向并不总是相同的。许多物料的导热系数, 作为温度的函数已在第三篇中给出。另外一些更为广泛的资料常得自于材料供应厂商。杂质, 尤其是金属中的杂质, 能使导热系数有50—75%的变化。在使用导热系数时, 工程师应该记住, 导热不是唯一的传热方式, 特别是对于液体或气体, 辐射和对流可能更为重要。

在指定温度下的导热系数是视密度或松密度的函数。例如, 在 0°C (32°F), 石棉绒的松密度为 400kg/m^3 (24.9lb/ft^3) 时, 其 K 值为 $0.09\text{J}/(\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{K})$ [$0.052\text{Btu}/(\text{hr}\cdot\text{ft}\cdot^\circ\text{F})$]; 密度为 700 (43.6) 时, K 值为 0.19 (0.111)。

在测定粒状固体(如粒状软木或焦炭粒)的视导热系数时, Griffiths (Spec. Rep. 5, Food Investigation Board, H. M. Stationery Office, 1921) 发现空气在颗粒群内部循环。在某些条件下, 垂直试验段中焦炭的视导热系数比水平试验段的大9%。在测定蜂窝状或多孔状的不均匀固体混合物的视导热系数时, 温度系数的观察值可能比均匀固体单独存在时的观察值要大得多, 这是因为热量不仅是由导热传递的, 而且还有气穴中的对流传热和各颗粒间从一表面到另一表面的辐射传热。如果内辐射是一个重要因素, 则以视导热系数作为纵坐标对温度作图, 应显示出一根向上凹的曲线, 因为辐射是随绝对温度的四次方而增大的。Griffiths指出, 质量好并且干燥的软木、矿渣和木质纤维的导热系数约为静止空气的2.2倍, 而高度多孔状橡胶, 其视密度为 112kg/m^3 (7lb/ft^3) 时, 导热系数只有静止空气的1.6倍。在测定透热物质如石英(尤其是曝露于高温辐射中)的视导热系数时, 应该记住一部分热是由辐射传递的。

Bridgman[*Proc. Am. Acad. Arts Sci.*, 59, 141(1923)]指出液体的导热系数在压力为100, 330kPa(1000atm)时只增加百分之几。某些液体的导热系数随温度而变时通过一最大值。工程师经常需要估算导热系数, 具体方法见第3篇。

式(10-2)中的导热系数是变量。如果 k 表示为温度的函数, 则式(10-2)是非线性的, 这时除了某些特殊情况以外, 是难以获得解析解的。通常在复杂系统中, 利用计算机作数值

解是可能的。Davis和Akers[*Chem. Eng.*, 67(4), 187, (5), 151(1960)]以及Davis[*Chem. Eng.*, 67(6), 213, (7), 135, (8), 137(1960)]曾对热传导作了全面的评述。

10.1.1 稳态导热

对稳定热流, 式(10-1)中的 $dQ/d\theta$ 项为常数并可用 Q/θ 或 q 来代替。同理, 式(10-2)中的 $\partial t/\partial \theta$ 项为零。因此, 当导热系数恒定时, 式(10-2)可表示为:

$$\nabla^2 t = (q'/k) \quad (10-3)$$

一、一维导热 许多导热问题可以表示为只含有一个空间变量的一维或假一维形式。直角坐标系、圆柱坐标系和球坐标系中的导热方程式分别为

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = -\frac{q'}{k} \quad (10-4a)$$

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dt}{dr} \right) = -\frac{q'}{k} \quad (10-4b)$$

$$\frac{1}{r^2} \frac{d}{dr} \left(r^2 \frac{dt}{dr} \right) = -\frac{q'}{k} \quad (10-4c)$$

这些都是二阶微分方程, 分别积分得

$$t = -(q'x^2/2k) + c_1x + c_2 \quad (10-5a)$$

$$t = -(q'r^2/4k) + c_1 \ln r + c_2 \quad (10-5b)$$

$$t = -(q'r^2/6k) - (c_1/r) + c_2 \quad (10-5c)$$

积分常数 c_1 和 c_2 取决于边界条件, 即在系统中已知位置处的温度和温度梯度。

对于固体表面暴露于不同温度的环境中有限表面系数的情况下, 边界条件表示为

$$h_T(t_s - t') = -k(dt/dx)_{\text{surf}} \quad (10-6)$$

式(10-5a)、(10-5b)和(10-5c)指出不同条件和几何形状的温度分布情况, 也显示出放热项 q' 对温度分布的影响。

在没有放热的情况下, 一维稳态导热可以积分式(10-1)表示

$$q \int_{x_1}^{x_2} \frac{dx}{A} = - \int_{t_1}^{t_2} k dt \quad (10-7)$$

必须已知面积 A 与 x 的函数关系。若 k 为常数, 则式(10-7)以积分形式表示为

$$q = k A_{\text{avg}}(t_1 - t_2)/(x_2 - x_1) \quad (10-8)$$

此处

$$A_{\text{avg}} = \frac{1}{x_2 - x_1} \int_{x_1}^{x_2} \frac{dx}{A} \quad (10-9)$$

各种 x 函数的 A_{avg} 值的例子示于左表中。

面积, 比例于	A_{avg}	通常, 导热系数 k 不是常数, 而是温度的函数。
常数	$A_1 = A_2$	在大多数情况下, 在使用的数值范围内, 是线性关系。现以 k 与 t 成线性关系, 积分式(10-7)得
x	$\frac{A_2 - A_1}{\ln(A_2/A_1)}$	
x^2	$\sqrt{A_2 A_1}$	$q \int_{x_1}^{x_2} \frac{dx}{A} = k_{\text{avg}}(t_1 - t_2) \quad (10-10)$

此处 k_{avg} 为温度 t_1 和 t_2 之间的算术平均导热系数。在大多数情况下, 此平均值在数据的精密度范围内多半是正确的, 如 k 与温度间的关系与线性关系差别很大, 就要另作专门积分了。

二、通过几种物体的串联导热 图10-1说明通过三层固体的串联稳态导热而伴生的温度梯度。

由于通过三层壁中每一层的热流必相等，
所以

$$q = (k_1 A_1 \Delta t_1 / x_1) = (k_2 A_2 \Delta t_2 / x_2) = (k_3 A_3 \Delta t_3 / x_3) \quad (10-11)$$

根据定义，由于分热阻为

$$R = x / kA \quad (10-12)$$

$$\text{于是} \quad \Delta t_1 = q R_1$$

$$\Delta t_2 = q R_2 \quad \Delta t_3 = q R_3 \quad (10-13)$$

注意，此处 q 是相同的，将各个温度降相加，
得

$$q(R_1 + R_2 + R_3) = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = \Sigma \Delta t \quad (10-14)$$

$$\text{或} \quad q = \Sigma \Delta t / R_T = (t_1 - t_4) / R_T \quad (10-15)$$

此处 R_T 为总热阻，是串联时各分热阻之和，于是

$$R_T = R_1 + R_2 + \dots + R_n \quad (10-16)$$

当平壁由数层固体组成时，相邻两层接合处不可能完全排除空气所占空间，这些附加热阻不应忽视。

三、通过几种物体的并联导热 n 层热阻并联时，热流速是可加的

$$q = \Delta t / R_1 + \Delta t / R_2 + \dots + \Delta t / R_n \quad (10-17a)$$

$$q = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n} \right) \Delta t \quad (10-17b)$$

$$q = (C_1 + C_2 + \dots + C_n) \Delta t = \Sigma C \Delta t \quad (10-17c)$$

此处 R_1 至 R_n 为分热阻， C_1 至 C_n 为分热导； $C = kA/x$ 。

四、有放热的几种物体串联导热 当几种物体串联，其中任一种物体有放热现象时，则由式(10-15)所示的简单形式的傅立叶方程不能使用。在这种情况下，必须用合适的边界条件解出式(10-5a)、(10-5b)或(10-5c)。

例 1 有一平板式核燃料元件，由一厚为 $3.2 \times 10^{-3} \text{m}$ (0.125in) 的铀-锆合金，其每一边覆盖一层厚为 $6.4 \times 10^{-4} \text{m}$ (0.025in) 的锆所构成，用 200°C (400°F) 的高压水冷却，传热系数为 $42,600 \text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K})$ [$7500 \text{Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})$]。如果燃料中心的温度必须不超过 570°C (1050°F)，试求燃料的最大放热速率。锆和锆合金的导热系数为 $21 \text{J}/(\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{K})$ [$12 \text{Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2)(^\circ\text{F}/\text{ft})$]。

解 对每一种材料，可按(10-4a)式积分。盖板的放热量为零，燃料的放热量可由方程式积分求得。在燃料的中间平面处，令 $x=0$ 。在盖板-燃料的界面处， $x_1 = 1.6 \times 10^{-3} \text{m}$ (0.0625in)；在盖板-水的界面处， $x_2 = 2.2 \times 10^{-3} \text{m}$ (0.0875in)。令下标 c 、 f 分别代表盖板和燃料。

边界条件为

对燃料，在 $x=0$ 处， $t=570^\circ\text{C}$ (1050°F)， $dt/dx=0$ (在中间平面处，若温度为一有限值，就遵从这一关系)。

对燃料和盖板，在 $x=x_1$ 处， $t_t = t_c$ ，

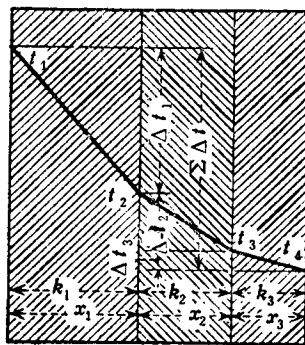


图 10-1 通过三层固体的串联稳态导热时的温度梯度

$$k_t(dt/dx) = k_c(dt/dx)$$

对盖板, 在 $x=x_2$ 处,

$$t_c - 400 = -(k_c/42,600)(dt/dx)$$

对燃料, 将 (10-4a) 式一次积分, 得

$$dt_t/dx = -(q'/k_t)x + c_1$$

代入边界条件, 得 $c_1=0$ 。于是, 二次积分得

$$t_t = -(q'/2k_t)x^2 + c_2$$

代入边界条件, 得 c_2 为 570 (1050)。因而燃料中的温度分布为

$$t_t = -(q'/2k_t)x^2 + 570$$

以 $q'=0$, 两次积分 (10-4a) 式, 可求得盖板中的温度分布为:

$$(dt_c/dx) = c_1 \quad \text{和} \quad t_c = c_1x + c_2$$

现有三个未知值, c_1 、 c_2 和 q' , 由三个边界条件, 可以确定这些未知值。

在 $x=x_1$ 处,

$$q'x_1^2/2k_t + 570 = c_1x_1 + c_2 - k tq'x_1/k_t = k_c c_1$$

在 $x=x_2$ 处,

$$c_1x_2 + c_2 - 200 = -(k_c/42,600)c_1$$

由此得 $q' = 2.53 \times 10^9 \text{ J}/(\text{m}^3 \cdot \text{s}) [(2.38)(10^8) \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^3)]$

$$c_1 = -1.92 \times 10^5$$

$$c_2 = 724$$

五、二维导热 如果物料的温度为二度空间变量的函数, 则二维导热方程为 (设 k 为常数)

$$\partial^2 t / \partial x^2 + \partial^2 t / \partial y^2 = -q' / k \quad (10-18)$$

当 q' 为零时, 式 (10-18) 就简化为众所周知的拉普拉斯方程。式 (10-18) 以及拉普拉斯方程的解析解只对少数边界条件和几何形状才是可能的。Carslaw 和 Jaeger (*Conduction of Heat in Solids*, Clarendon Press, Oxford, 1959) 曾提供了应用于导热问题的许多微分方程的解析解。通常, 最常使用的是图解法和数值 (有限) 差分法。其他数值法和松弛法可在“导论”的一般参考文献中查得。这些方法也可以推广应用到三维问题中。

10.1.2 不稳态导热

当物料的温度为时间和空间变量二者的函数时, 就形成更为复杂的方程。式 (10-2) 为三维不稳态导热方程。它包括了温度对时间的变化率 $\partial t / \partial \theta$ 。对多数实际问题, 必须应用数字计算机求解。涉及各种几何形状和边界条件的种类繁多的瞬态导热问题已经发表了大量的论文。

一、一维导热 一维瞬态导热方程为 (物理性质恒定时)

$$\frac{\partial t}{\partial \theta} = \alpha \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right) + \frac{q'}{c\rho} \quad (\text{直角坐标}) \quad (10-19a)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \theta} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{q'}{c\rho} \quad (\text{圆柱坐标}) \quad (10-19b)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \theta} = \frac{\alpha}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{q'}{c\rho} \quad (\text{球坐标}) \quad (10-19c)$$