



国际机械工程先进技术译丛

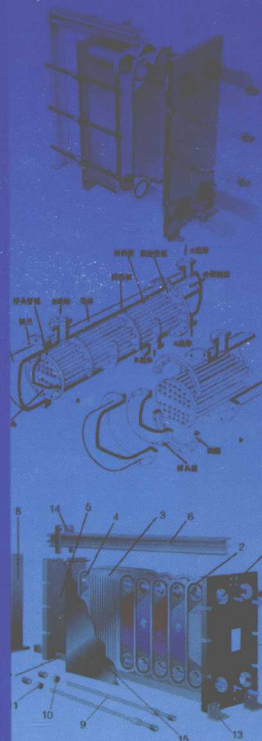
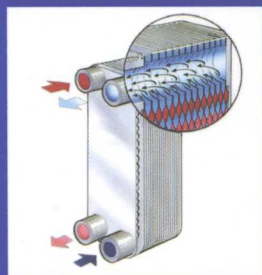
换热器 设计技术

Fundamentals of Heat Exchanger Design

(美) 沙拉 (Ramesh K. Shah)
塞库利克 (Dušan P. Sekulić)

著

程林 译



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



WILEY



国际机械工程先进技术译丛

换热器设计技术

(美) 沙拉(Ramesh K. Shah) 著
塞库利克(Dušan P. Sekulić)

程林 译



机械工业出版社

换热器广泛应用于机械、动力、运输、空调、制冷、低温、热量回收、替代燃料和制造领域中,其性能的每一点提高都意味巨大的经济与社会效益。换热器设计是一个复杂而艰辛的过程,它不仅仅是确定一个或者多个可行的解决方案,还要求确定最可能的或接近最优的设计方案。本书详细介绍和应用传热学、流体力学、热力学和微积分学基础课程的基本概念,以拓展换热器理论基础。介绍和应用换热器设计技术,以解决工业实践中遇到的换热器实际问题。本书可作为热工基础理论知识与工业热工设计实践之间的纽带,适用于在职工程师和在校大学生研究生学习及工程应用。

Fundamentals of Heat Exchanger Design/Ramesh K. Shah, Dušan P. Sekulić.
p. cm.

ISBN:0-471-32171-0

Copyright © 2003 by John Wiley & Sons, Inc. All rights reserved.

China Machine Press is authorized to Publish and distribute exclusively the Chinese(Simplified Characters) language edition. This edition is authorized for sale throughout Mainland of China. No part of the publication may be reproduced or distributed by any means, or stored in a database or retrieval system, without the prior written permission of the publisher.

本书封面贴有 John Wiley & Sons 公司防伪标签,无标签者不得销售。

北京市版权局著作权合同登记号:01-2007-3552

图书在版编目(CIP)数据

换热器设计技术/(美)沙拉(Shah, R. K.), (美)塞库利克(Sekulić, D. P.)著;程林译, —北京:机械工业出版社, 2010. 1
(国际机械工程先进技术译丛)

Fundamentals of Heat Exchanger Design

ISBN 978-7-111-28881-7

I. 换… II. ①沙…②塞…③程… III. 换热器—设计 IV. TK172

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2010)第 006700 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑: 邝 鸥 责任编辑: 申 伟 责任校对: 陈立辉

封面设计: 鞠 杨 责任印制: 乔 宇

北京铭成印刷有限公司印刷

2010 年 4 月第 1 版第 1 次印刷

169mm × 239mm · 55.75 印张 · 1 插页 · 1054 千字

0001—3000 册

标准书号: ISBN 978-7-111-28881-7

定价: 153.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服务中心: (010)88361066

门户网: <http://www.cmpbook.com>

销售一部: (010)68326294

销售二部: (010)88379649

教材网: <http://www.cmpedu.com>

读者服务部: (010)68993821

封面无防伪标均为盗版

译丛序言

一、制造技术长盛永恒

先进制造技术是20世纪80年代提出的，它由机械制造技术发展而来，通常可以认为它是将机械、电子、信息、材料、能源和管理等方面的技术进行交叉、融合和集成，综合应用于产品生命周期的制造全过程，包括市场需求、产品设计、工艺设计、加工装配、检测、销售、使用、维修、报废处理、回收利用等，以实现优质、敏捷、高效、低耗、清洁生产，快速响应市场的需求。因此，当前的先进制造技术是以产品为中心，以光机电一体化机械制造技术为主体，以广义制造为手段，具有先进性和时代感。

制造技术是一个永恒的主题，与社会发展密切相关，是设想、概念、科学技术物化的基础和手段，是所有工业的支柱，是国家经济与国防实力的体现，是国家工业化的关键。现代制造技术是当前世界各国研究和发展的主题，特别是在市场经济高度发展的今天，它更占有十分重要的地位。

信息技术的发展并引入到制造技术，使制造技术产生了革命性的变化，出现了制造系统和制造科学。制造系统由物质流、能量流和信息流组成。物质流是本质，能量流是动力，信息流是控制。制造技术与系统论、方法论、信息论、控制论和协同论相结合就形成了新的制造学科。

制造技术的覆盖面极广，涉及机械、电子、计算机、冶金、建筑、水利、电子、运载、农业以及化学、物理学、材料学、管理科学等领域。各个行业都需要制造业的支持，制造技术既有普遍性、基础性的一面，又有特殊性、专业性的一面，制造技术既具有共性，又有个性。

我国的制造业涉及以下三方面的领域：

- 机械、电子制造业，包括机床、专用设备、交通运输工具、机械设备、电子通信设备、仪器等；
- 资源加工工业，包括石油化工、化学纤维、橡胶、塑料等；
- 轻纺工业，包括服装、纺织、皮革、印刷等。

目前世界先进制造技术沿着全球化、绿色化、高技术化、信息化、个性化和服务化、集群化六个方向发展，在加工技术上主要有超精密加工技术、纳米加工技术、数控加工技术、极限加工技术、绿色加工技术等，在制造模式上主要有自动化、集成化、柔性化、敏捷化、虚拟化、网络化、智能化、协作化和绿色化等。

二、图书交流源远流长

近年来,国际间的交流与合作对制造业领域的发展、技术进步及重大关键技术的突破起到了积极的促进作用,制造业科技人员需要及时了解国外相关技术领域的最新发展状况、成果取得情况及先进技术应用情况等。

必须看到,我国制造业与工业发达国家相比仍存在较大差距,因此必须加强原始创新,在实践中继承和创新,学习国外的先进制造技术和经验,引进消化吸收创新,提高自主创新能力,形成自己的创新体系。

国家、地区间的学术、技术交流已有很长的历史,可以追溯到唐朝甚至更远一些,唐玄奘去印度取经可以说是一次典型的图书交流佳话。图书资料是一种传统、永恒、有效的学术、技术交流方式,早在20世纪初期,我国清代学者严复就翻译了英国学者赫胥黎所著的《天演论》,其后学者周建人翻译了英国学者达尔文所著的《物种起源》,对我国自然科学的发展起到了很大的推动作用。

图书是一种信息载体,图书是一个海洋,虽然现在已有网络、光盘、计算机等信息传输和储存手段,但图书更具有广泛性、适应性、系统性、持久性和经济性,看书总比在计算机上看资料要方便习惯,不同层次的要求可以参考不同层次的图书,不同职业的人员可以参考不同类型的技术图书,同时它具有比较长期的参考价值和收藏价值。当然,技术图书的交流具有时间上的滞后性,不够及时,翻译的质量也是个关键问题,需要及时、快速、高质量的出版工作支持。

机械工业出版社希望能够在先进制造技术的引进、消化、吸收、创新方面为广大读者作出贡献,为我国的制造业科技人员引进、吸纳国外先进制造技术的出版资源,翻译出版国际上优秀的制造业先进技术著作,从而能够提升我国制造业的自主创新能力,引导和推进科研与实践水平的不断进步。

三、选择严谨质高面广

1) 精品重点高质 本套丛书作为我社的精品重点书,在内容、编辑、装帧设计等方面追求高质量,力求为读者奉献一套高品质的丛书。

2) 专家选择把关 本套丛书的选书、翻译工作均由国内相关专业的专家、教授、工程技术人员承担,充分保证了内容的先进性、适用性和翻译质量。

3) 引纳地区广泛 主要从制造业比较发达的国家引进一系列先进制造技术图书,组成一套《国际机械工程先进技术译丛》。当然其他国家的优秀制造科技图书也在选择之内。

4) 内容先进丰富 在内容上应具有先进性、经典性、广泛性,应能代表相关专业的技术前沿,对生产实践有较强的指导、借鉴作用。本套丛书尽量涵盖制造业各行业,例如机械、材料、能源等,既包括对传统技术的改进,又包括新的设计方法、制造工艺等技术。

5) 读者层次面广 面对的读者对象主要是制造业企业、科研院所的专家、

研究人员和工程技术人员，高等院校的教师和学生，可以按照不同层次和水平要求各取所需。

四、衷心感谢不吝指教

首先要感谢许多积极热心支持出版《国际机械工程先进技术译丛》的专家学者，积极推荐国外相关优秀图书，仔细评审外文原版书，推荐评审和翻译的知名专家，特别要感谢承担翻译工作的译者，对各位专家学者所付出的辛勤劳动表示深切敬意，同时要感谢国外各家出版社版权工作人员的热心支持。

本套丛书希望能对广大读者的工作提供切实的帮助，欢迎广大读者不吝指教，提出宝贵意见和建议。

机械工业出版社

前 言

过去 25 年中, 换热器在节能、能量转换、能量回收, 以及新能源利用领域的重要性日益增加。与此同时, 这种重要性也随着人们对相关环境问题的关注而不断增加, 例如热污染、空气污染、水污染以及废物处理等。换热器广泛应用于加工、动力、运输、空调、制冷、低温、热量回收、替代燃料和制造领域中, 同时也是市场上诸多工业产品的关键部件。换热器以不同的方式阐述了热科学中大部分的基本原理, 因此换热器是一个出色的载体, 可用于评价和应用相关理论, 并能够满足美国和其他国家大学生的学习要求。换热器制造技术和设计理论的发展已取得很多重要成就。有关换热器的书籍已出版了许多, 参见本书最后所附“参考文献”。本书对换热器的设计和理论进行了深入探讨, 能在掌握相关理论和设计方法并进而发挥创新性的过程中给学生和工程师提供全面支持。本书涉及多个行业用换热器的相关理论和设计知识, 并不仅仅局限于某个行业, 例如加工业, 而是为读者提供一个更加宽广和深厚的基础。

本书旨在提供深层次的换热器热力学和水力学设计理论, 该理论适用于单相换热的两种工质在稳态运行时所用的换热设备。作者在编写本书过程中, 始终牢记三个目标:

1) 介绍和应用传热学、流体力学、热力学和微积分学基础课程中所包含的概念, 以拓展换热器设计理论。因此, 本书可作为上述基础理论知识与工业热工设计实践之间的纽带。

2) 介绍和应用换热器基本设计概念, 以解决工业中遇到的换热器实际问题。重点放在基本概念的理解和应用上, 同时更加强调分析, 而少讲经验。

3) 本书面向在职工程师和学生。因此, 在很多章节中讲解得很细致, 目的是为了将概念表达得更加清晰。书中前面的理论多采用常量和整体平均传热系数展开, 同时为了便于工业应用, 在文字和表格中给出了更多的数据。

为了能在一本书中以合理的篇幅给出关于换热器设计和分析的全面知识, 作者略去了许多结论的详细推导过程, 因为这些内容可以从高等对流传热教科书上找到。事实上, 作者给出了一些基本的推导, 然后再通过文字和简表给出全面的知识。

为确保工业用换热器功能的正常发挥, 应该考虑换热元件的耦合和整个系统的设计。因此, 一个好的设计者必须熟知整个系统以及单个元件的设计知识。基于作者三十多年来从事汽车和其他行业用紧凑式换热器的工业设计经验, 以及二

十多年的教学经验，作者将在书中全面阐述元件设计与系统设计间的相互关系，以及工业需要和教学之间的关系。书中所述某些换热元件的设计细节也是基于作者多年来对换热器系统设计的经验而得到的。

事实上，在美国，换热器已经构建了一个数十亿美元的产业，超过 300 家公司正从事各种类型换热器的制造，因此选择一本入门教材是很困难的。本书所选用的素材重点放在四种基本类型换热器上：管壳式换热器、板式换热器、扩展表面式换热器以及蓄热式换热器。学习本课程所需基础知识包括本科阶段的流体力学、热力学和传热学。希望读者熟悉强迫对流的基本理论，以及传热系数、换热器效率和平均温差的基本概念。

本书第 1 章首先给出了各种类型换热器的详细分类。第 2 章则综述了换热器的设计方法。第 3 章对间壁式换热器热力设计的基本理论进行了介绍。第 4 章介绍了间壁式换热器设计的附加考虑因素。第 5 章介绍了蓄热式换热器的热设计理论。第 6 章介绍了压降分析的内容。第 7 章介绍了获得换热器传热表面的传热和流动阻力特性的方法及所需材料。第 8 章介绍了换热器设计过程中所需要的传热表面几何参数特性。第 9 章简要介绍了换热器设计程序。第 10 章给出了选择换热器管芯的构造及其表面几何尺寸的基本原则。第 11 章围绕换热器设计的热力学分析，包括换热器中温度分布的基础研究（一种评价换热器效率的启发式方法以及对换热器模拟、分析、优化具有重要意义的高级论题）。至此，所有章节均围绕换热器在稳态或周期性流动运行条件下的热力和水力设计展开。第 12 章和第 13 章则主要讲述紧凑式以及其他类型换热器的运行问题，主要包括由流体分布不均、结垢和腐蚀所引发的运行问题。书中例题均来自工业应用和课堂实践的成功案例，以便于将重要的概念及其应用阐述清楚。每章最后均附有大量的复习题和问答题。如果读者能够正确地回答复习题和求解问答题，那么他们肯定已经熟练掌握掌握了书中的基本概念和材料。作者希望，读者在阅读本书之后，能够对换热器设计的复杂之处有深入的理解。

对于具体应用型换热器的热力设计，设计者需要在换热器的选型和参数的确定上（例如传热系数和摩擦因数）花费大量的脑力；而计算机辅助计算使得设计者在换热器尺寸确定及优化方面花费相对少的精力。因此，对于换热器基本概念的理解、设计、分析以及选型而言，除了第 3 章外，第 7 章、第 9 章和第 10 章也是非常重要的。

第 11 章到第 13 章所述内容与书中其他章节相比，学科交叉的特点显得更加突出，并以一种改进的教学方法呈现出来。尤其是在第 11 章中，广泛使用了理论模拟法。读者可以完成一系列例题和问答题的练习，这些题目拓展了本书主体材料所涵盖内容的宽度和深度。在第 11 章中，大量例题和习题需要进行理论推导和详细分析，而不是通过仅套用公式和给出计算数值的例题来阐述某个论题。

这些复杂的论题需要用更多的方式来理解相关术语，很难用常规途径解决，因此需要用更加创新性的方法来求解这些难题。

本书涉及内容广泛，包括在两种介质单相对流换热的间壁式换热器中多个与设计相关的内容以及存在的问题。对于一侧流体发生冷凝和蒸发的换热器而言，只要蒸发侧或冷凝侧热阻较小或者另一侧流体传热系数可视为常数，那么书中所述设计方法依然可行。由于问题复杂以及本书篇幅限制，下列换热器的设计理论不在本书讨论范围之内：两相流和多相流换热器（例如冷凝器和蒸发器），直接接触式换热器（例如加湿器、除湿器和冷水塔），以及多种流体（三种及三种以上）和多股流换热器。换热器的机械设计、构造方法以及制造工艺也不在本书讨论范围之内。

第二次世界大战以来，M. Jakob, D. Q. Kern, W. M. Kays 和 A. L. London 出版过的关于换热器设计和分析的书籍被公认为是最好的、最全面的教科书。在过去三十几年里，也有很多关于换热器的书籍面世，作者在本书最后的参考文献中进行了归纳。

作者长期从事高年级本科生和研究生的换热器设计、传热学、热系统设计及优化方面的教学工作，这本书正是由作者的讲稿总结而成。在纽约州立大学布法罗分校(the State University of New York at Buffalo)和南斯拉夫诺维萨德大学(University of Novi Sad)都曾开设过这些课程。在过去的15年(或更多)中，本书第一作者的讲稿被许多大学教授用作讲义，包括迈阿密大学(University of Miami) S. Kakac 教授，伦斯勒理工大学(Rensselaer Polytechnic University) A. E. Bergles 教授和 R. N. Smith 教授，曼彻斯特工学院(Rochester Institute of Technology) S. G. Kandlikar 教授，莱斯大学(Rice University) Y. Bayazitoglu 教授，田纳西大学空间中心(University of Tennessee Space Center) R. Schultz 博士，德州大学阿灵顿分校(University of Texas at Arlington) A. Haji-Sheikh 教授，辛辛那提大学(University of Cincinnati) R. M. Manglik 教授，东北大学(Northeastern University) Yaman Yener 教授，北卡罗莱纳农工州立大学(North Carolina A&T State University) Lonnie Sharpe 教授，奥本大学(Auburn University) Peter Jones 博士，南卫理公会大学(Southern Methodist University) Donald Price 博士，田纳西州立大学(University of Tennessee) Edward Keshock 教授，以及冈再伽大学(Gonzaga University) A. Aziz 教授。另外，这些讲义有时也被美国其他大学以及国外院校所采用。马凯特大学(Marquette University)和肯塔基大学(University of Kentucky)将第二作者的讲稿用作本科生和研究生的课程讲义。

本书第一作者对 Delphi 公司(前身是美国通用汽车公司)Harrison 热系统部门的管理人员表示诚挚的感谢，他们长期以来为作者提供了多方面的帮助。第二作者对诺维萨德大学工程系的同事们和朋友们长久以来的支持表示感谢，对近期马

凯特大学和肯塔基大学的鼎力帮助表示感谢。作者也对肯塔基大学工程学院的帮助表示感谢，他们协助编辑本书的前五章和后三章。特别感谢 Messrs. Dale Hall 和 Mack Mosley 在编辑第 5 章的图表和文字中所做的辛勤工作和认真校对。

第一作者对斯坦福大学(Stanford University) A. L. London 教授致以深深的谢意，正是 A. L. London 教授传授给作者换热器的基础知识。在作者的职业生涯尤其是本书的编纂整理过程中，A. L. London 教授给予了大量的启发与不懈的支持。第一作者对迈阿密大学 Sadik Kakac 教授，以及宾夕法尼亚州立大学 Ralph Webb 教授所提供的支持、鼓励及其亲自参与和换热器相关的活动表示衷心感谢。第二作者对他的同事、朋友——诺维萨德大学 B. S. Bačić 教授表示衷心的感谢，多年来他们携手工作，一起教授与换热器设计理论相关的课程。肯塔基大学 R. Gregory 博士和第二作者曾展开过大量的讨论，他们不仅讨论了某一个技术论题应包括的内容，更重要的是讨论了如何向读者阐述这些内容，所有这些对解决大量难题是至关重要的。同时，洛斯阿拉莫斯国家实验室 Frederick Edeskuty 博士和马凯特大学 Richard Gaggioli 教授所提供的不懈支持，对第二作者努力在大西洋两岸传授交流自己的学术经验而言是无比重要的。感谢佐治亚理工学院 P. V. Kadaba 教授和 ABB Alstom 空气预热器公司的 James Seebald，他们对整本手稿进行了校核并提出了大量宝贵意见。感谢 Delphi 公司 Harrison 热系统部门的 M. S. Bhatti 博士，他校核了本书第 1 章至第 6 章。感谢比亚威斯托克理工大学(Bialystok Technical University) T. Skiepkó 博士，他校核了本书第 5 章，并提出了建设性的意见。此外，诸多学生(数目众多,在此不一一列举)长期以来也为本书的编纂提供了很多建设性的反馈意见，特此致谢。

最后，两位作者必须对他们妻子——Rekha 和 Gorana，他们的孩子们——Nilay Shah、Nirav Shah、Visnja Sekulic 和 Aleksandar Sekulic 在本书编辑过程中的出色表现致以深切的谢意。她们无微不至的关怀、情感上的支持、协助以及理解是作者完成本书的动力源泉。

欢迎广大读者批评指正。

Ramesh K. Shah
Dušan P. Sekulić

符号说明[⊖]

为满足不同需要, 每个符号所表示的量都是以国标单位制和英制两种单位表示。需要注意的是, 秒和小时均可用作英制中的时间单位, 因此有时候需要根据具体场合, 在量纲为一的量中以 3600 为转化系数。

A 直接式换热器(间壁式)中指单侧总传热面积(包含一次传热面积和二次传热面积); 蓄热式换热器中指所有传热单元的总表面积, m^2, ft^2

A_c 换热器冷流体侧的总传热面积(包含一次传热面积和二次传热面积), m^2, ft^2

A_{eff} 扩展表面式换热器的单侧有效传热面积[由式(4.167)定义], m^2, ft^2

A_f 换热器单侧的翅片或扩展面面积, m^2, ft^2

$A_{f,r}$ 换热器单侧的正面或迎面面积, m^2, ft^2

$A_{f,t}$ 管束所占据的窗口面积, m^2, ft^2

$A_{f,w}$ 总的窗口面积, m^2, ft^2

A_h 换热器热流体侧的总传热面积(包含一次传热面积和二次传热面积), m^2, ft^2

A_k 4.3 节中翅片导热的横截面积($A_{k,o}$ 是翅片根部的 A_k), m^2, ft^2

A_k 5.4 节中纵向导热的总壁面横截面积[如果出现下标 c, h 和 t , 则它们分别代表蓄热式换热器的冷侧、热侧和全部(热侧 + 冷侧)], m^2, ft^2

A_k^* C_{\min} 侧的 A_k 和 C_{\max} 侧的 A_k 之比[见式(5.117)], 量纲为一

A_o 换热器一侧的最小流通面积(或开放面积); 第 3 章中特指管式换热器的管外侧传热面积, m^2, ft^2

$A_{o,bp}$ 单个折流板的旁通面积, m^2, ft^2

$A_{o,cr}$ 管壳式换热器中一个交叉流段在壳体中心线或靠近壳体中心线处的流通面积, m^2, ft^2

$A_{o,sb}$ 壳体与折流板间的泄漏面积, m^2, ft^2

$A_{o,tb}$ 管束与折流板间的泄漏面积, m^2, ft^2

$A_{o,w}$ 窗口区的流通面积, m^2, ft^2

A_p 换热器一侧的主换热面积, m^2, ft^2

⊖ 除非特别说明, 否则符号表中的蓄热式换热器的传热单元既可以是旋转的也可以是固定的。

- A_w 从热流体到冷流体的总热传导壁面面积, 或者是横向导热的总壁面面积(在传热单元壁面厚度方向上), m^2, ft^2
- a 长方形截面的短边(除非另有说明), m, ft
- a V形波纹板的跨距(见图 7.28), m, ft
- B 薄翅片所允许的端部损失参数, h_c/mk_f , 量纲为一
- Bi 毕渥数, 对于翅片分析 $Bi = h(\delta/2)/k_f$, 对于换热器分析 $Bi = h(\delta/2)/k_w$, 量纲为一
- b 板翅式换热器中的两板片之间的距离[见图 8.7 中的 b_1 或 b_2 (流体 1 或流体 2 侧的 b)], m, ft
- b 矩形截面的长边(除非特别说明), m, ft
- \mathcal{E} 特指的货币单位(代替美元 \$, 英镑 £ 等)
- C 流体的热容量, 下标可以是 c 或 h , $\dot{m}c_p$, $W/K, Btu/(h \cdot ^\circ F)$
- C 修正系数, 常用下标 c, h, \min 或 \max , 量纲为一
- C 单位费用, $\mathcal{E}/J(\mathcal{E}/Btu)$, $\mathcal{E}/kg(\mathcal{E}/lbm)$, $\mathcal{E}/kW[\mathcal{E}/(Btu/h)]$, $\mathcal{E}/(kW \cdot a)$ (\mathcal{E}/Btu 以年为基数), $\mathcal{E}/m^2(\mathcal{E}/ft^2)$
- C 年费用, \mathcal{E}/a
- C^* 热容量比, 等于 C_{\min}/C_{\max} , 量纲为一
- \bar{C} 流体热容, $M_c p, C_{r,d}$, $W \cdot s/K, Btu/^\circ F$
- C_D 阻力系数, 等于 $\Delta p/(\rho u_w^2/2g_c)$, 量纲为一
- C_{\max} C_c 和 C_h 中的最大者, $W/K, Btu/(h \cdot ^\circ F)$
- C_{\min} C_c 和 C_h 中的最小者, $W/K, Btu/(h \cdot ^\circ F)$
- C_{ms} 不均匀分布的流体的热容量, $W/K, Btu/(h \cdot ^\circ F)$
- C_r 蓄热式换热器的热容量, 等于 $M_w c_w N$ 或者 $M_w c_w/P_t$ (对冷侧和热侧传热单元的热容量为 $C_{r,c}$ 和 $C_{r,h}$, 见方程 5.7), $W/K, Btu/hr \cdot ^\circ F$
- C_r^* 总传热单元热容量之比, 等于 C_r/C_{\min} , $C_{r,h}^* = C_{r,h}/C_h$, $C_{r,c}^* = C_{r,c}/C_c$, 量纲为一
- \bar{C}_r 总传热单元的壁面热容, $M_w c_w$ 或者 $C_r P_t$, $W \cdot s/K, Btu/^\circ F$
- \bar{C}_r^* \bar{C}_r 与 \bar{C}_{\min} 之比, 量纲为一
- C_{UA} 单位热尺寸的成本(见图 10.13 和附录 D), $\mathcal{E}/(W/K)$
- C_{us} 均匀流体的热容量, $W/K, Btu/(hr \cdot ^\circ F)$
- C_w 传热单元的热容量, 同 C_r , $W/K, Btu/(h \cdot ^\circ F)$
- \bar{C}_w 间壁式换热器总壁面热容, $M_w c_w$, $W \cdot s/K, Btu/^\circ F$
- \bar{C}_w^* \bar{C}_w 与 \bar{C}_{\min} 之比, 量纲为一
- CF 清洁度因子, U_f/U_c , 量纲为一

- c 固体比热容, $J/(kg \cdot K)$, $Btu/(lbm \cdot ^\circ F)$
 c 年运行费用百分比, 量纲为一
 c_p 流体的质量定压热容, $J/(kg \cdot K)$, $Btu/(lbm \cdot ^\circ F)$
 c_w 壁面材料的比热容, $J/(kg \cdot K)$, $Btu/(lbm \cdot ^\circ F)$
 \mathcal{C} 烟损率, W , Btu/h
 D_{baffle} 折流板直径, m , ft
 D_{ext} 最外圈换热管中心连线所在圆直径, $D_{out} - d_o$, m , ft
 D_h 流动通道的水力直径, $4r_h$, 等于 $4A_o/P$, $4A_oL/A$, 或者是 $4\sigma/\alpha$, m , ft
 $D_{h,w}$ 窗口处的水力直径, m , ft
 D_{out} 最外圈换热管所在圆的直径(见图 8.9), m , ft
 D_p 板式换热器中的端口或集管直径, m , ft
 D_s 壳体内径, m , ft
 d 微分符号
 d_c 管翅式换热器的翅片直径, $d_o + 2\delta$, m , ft
 d_e 盘形翅片的末端直径, m , ft
 d_i 管内径, m , ft
 d_o 管(栓)外径, 翅片管在管膨胀后翅片根部的管外径, m , ft
 d_w 金属线直径, m , ft
 d_1 折流板上的管孔直径, m , ft
 \mathcal{E} 烟流率, W , Btu/h
 E 能量, J , Btu
 E 第 13 章中指活化能[见式(13.12)], $J/(kg \cdot mol)$, $Btu/(lbm \cdot mol)$
 E 单位换热面积的流体泵功, $\dot{m}\Delta p/\rho A$, W/m^2 , hp/ft^2
 Eu 每排管的平均欧拉数, $\Delta p/(\rho u_m^2 N_r/2g_c)$ 或者 $\Delta p/(G^2 N_r/2g_c \rho)$, 量纲为一
 e 表面粗糙度, m , ft
 e^+ 粗糙度雷诺数, eu^*/ν , 量纲为一
 F 对数平均温差修正系数, [由式(3.183)定义], 量纲为一
 f 范宁阻力系数, $\tau_w/(\rho u_m^2/2g_c)$ 或者 $\Delta p \rho g_c D_h/(2LG^2)$, 量纲为一
 f_D 达希阻力系数, 等于 $4f$, 量纲为一
 f_{th} 交叉流中每根管的行平均范宁阻力系数, 用于第七章, $\Delta p/(4G^2 N_r/2\rho g_c)$, $Eu/4$, 量纲为一
 G 最小自由面积处的流体质量流量, \dot{m}/A_o (在管壳式换热器中, 管束的交叉流截面上用 $A_{o,c}$ 代替 A_o), $kg/(m^2 \cdot s)$, $lbm/(h \cdot ft^2)$
 Gr 格鲁晓夫数[由式(7.159)定义], 量纲为一

- G_z 格里茨数, $\dot{m}c_p/kL$ [见式(7.39)和式(12.53)], 量纲为一
- G_{z_x} 局部格里茨数, $\dot{m}c_p/kx$, 量纲为一
- g 重力加速度, m/s^2 , ft/s^2
- g_c 牛顿第二运动定律中的比例常数, 国际单位制中 $g_c = 1$, 量纲为一; 英制中, $g_c = 32.174 \text{ lbf} \cdot \text{ft}/(\text{lbm} \cdot \text{s}^2)$
- H 压头或者是速度压头, m , ft
- H 流体焓, J , Btu
- \dot{H} 焓流量, 用于第 11 章, W , Btu/h
- Hg 哈根数, 由式(7.23)定义, 量纲为一
- Θ 轴向或者外围壁面热流量恒定且外围壁面温度也恒定时的热边界条件, 只适用于圆管、平行平板以及对称加热时的同心圆管。
- $H1$ 恒外围壁面温度、恒轴向热流量条件下的热边界条件
- $H2$ 恒外围壁面热流量、恒轴向热流量条件下的热边界条件
- h 传热系数[由式(7.11)和式(7.12)定义], $W/(m^2 \cdot K)$, $Btu/(h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$
- h 比焓, J/kg , Btu/lbm
- h_r 翅片末端传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$, $Btu/(h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$
- h_{lg} 相变比焓, J/kg , Btu/lbm
- \dot{I}_{irr} 不可逆损失率(由表 11.3 定义), W , Btu/h
- $I_n(\cdot)$ 第一类 n 阶修正贝塞尔函数
- i_j 流动方向符号, $i_j = +1$ 或 -1 , $j = 1$ 或 2 代表流体, 量纲为一
- J 机械能和热能的换算系数, 国际单位制中 $J = 1$, 量纲为一; 英制中, $J = 778.163 \text{ lbf} \cdot \text{ft}/\text{Btu}$
- J_i Bell-Delaware 方法中壳侧传热系数的修正因子[见式(9.50)], 在折流板缺口或板间时, $i = c$; 考虑折流板泄漏影响(包括壳体与折流板间的泄漏和管束与折流板间的泄漏)时, $i = l$; 考虑管束旁路流动(C 和 F 流)时, $i = b$; 考虑进出口段折流板间距变化时, $i = s$; 层流流动中出现逆温度梯度时, $i = r$, 量纲为一
- j Colburn 因子, 等于 $St Pr^{2/3}$ 或者 $(h/Gc_p)Pr^{2/3}$, 量纲为一
- K 压力损失系数, $\Delta p/(\rho u_m^2/2g_c)$; 下标: b 代表圆形弯头, s 代表斜弯头, 第 6 章中 v 代表螺纹阀门, 第 12 章中 br 代表支管, 量纲为一
- $K(\infty)$ 完全发展的流动压降增加数(见表 7.2 的定义), 量纲为一
- K_c 流体在换热器入口处的收缩损失系数, 量纲为一
- K_e 流体在换热器出口处的扩张损失系数, 量纲为一
- $K_n(\cdot)$ 第二类 n 阶修正的贝塞尔函数
- k 如果没有下标就代表流体的热导率, $W/(m \cdot K)$, $Btu/(h \cdot ft \cdot ^\circ F)$

- k_f 第 4 章中代表翅片材料的热导率, 第 13 章中代表污垢的热导率, $W/(m \cdot K)$, $Btu/(h \cdot ft \cdot ^\circ F)$
- k_w 壁面材料的热导率, $W/(m \cdot K)$, $Btu/(h \cdot ft \cdot ^\circ F)$
- L 换热器一侧的流体流动(核心)长度, m, ft
- L_f 换热器一侧的翅片流长度, m, ft
- L_h 板式换热器中用于传热计算的板长(如图 7.28 定义), m, ft
- L_p 板式换热器中用于压降计算的板长(如图 7.28 定义), m, ft
- L_1 双流体换热器中流体 1 的流动(核心)长度, m, ft
- L_2 双流体换热器中流体 2 的流动(核心)长度, m, ft
- L_3 双流体换热器的非流动方向上的高度(堆砌高度), m, ft
- L_q L ev eque 数, 由式(7.41)定义, 量纲为一
- l 从主换热面到翅片末端或对称加热时从主换热面到两板片间中点的热传导翅片高度或者翅片长度; 对于单个翅片管 $l = (d_e - d_o)/2$, l 的这个含义只在翅片分析或者定义 η_f 时才会用到, m, ft
- l_c 折流板缺口长度, 从折流板顶端到壳体内壁的距离(见图 8.9), m, ft
- l_{ef} 主边界层扰动间的有效流动长度, 中断之间的距离, m, ft
- l_s 交错翅片中的翅片长度, m, ft
- l^* 中断之间的流动长度, $l_{ef}/(D_h \cdot Re \cdot Pr)$, 量纲为一
- l_c^* 折流板缺口, l_c/D_s , 量纲为一
- M 气体的摩尔质量, $kg/kmol$, $lbm/lb\ mole$
- M_A 第 13 章中表示每单位换热面积上的污垢的质量, m^2/A , kg/m^2 , lbm/ft^2
- M_w 换热器芯体的质量或者是蓄热式换热器中所有的传热单元的总质量, kg , lbm
- m 翅片参数[由式(4.62)和式(4.65)定义, 其他定义见表 4.5], $1/m$, $1/ft$
- m 控制体积中流体或物体的质量, kg , lbm
- \dot{m} 流体质量流量, $\rho u_m A_o$, kg/s , lbm/h
- \dot{m}_n 第 12 章中指标准流道中流体的质量流量, kg/s , lbm/h
- N 在总流动分布不均换热器中的子换热器数目, 或者流程间不均匀时不同尺寸/形状的通道的数目, 在第 12 章中使用
- N 旋转蓄热式换热器的旋转速度, r/s , r/min
- N_b 带板式折流板的管壳式换热器中折流板的数量
- N_c 板式换热器中的流体通道数
- N_f 在翅片节距方向上, 单位长度上的翅片数目, $1/m$, $1/ft$

- N_p 双流体换热器中流体 1 的通道数
- N_p 在管壳式换热器中, 穿过管束区平行于交叉流的流程分隔通道的数量
- N'_p 板翅式换热器中分隔板的数量, 管壳式换热器中的流程分隔通道的数量
- N_r 流动方向上的管排数
- $N_{r,c}$ 流体交叉流过一个折流板区所经过的有效管排数, 等于 $N_{r,cc} + N_{r,cw}$
- $N_{r,cc}$ 流体交叉流过一个交叉流区所经过的有效管排数(折流板顶端之间)
- $N_{r,cw}$ 流体交叉流过一个换热器弓形折流板窗口所经过的有效管排数
- N_t 换热器中的总管数, 管板上孔的总数, 或者是板式换热器中的总板数
- $N_{t,b}$ 穿过一块弓形折流板的总管数
- $N_{t,c}$ 在管束中心线截面上的总管数
- $N_{t,p}$ 每个流程的管数
- $N_{t,w}$ 窗口区域的管数
- N'_t 指定管排中的管数
- NTU 换热器传热单元数, UA/C_{\min} [由式(3.59)~式(3.64)定义], 在多流程单元中代表总的传热单元数, 量纲为一
- NTU_1 基于流体 1 热容量的换热器传热单元数, UA/C_1 , 类似地, $NTU_2 = UA/C_2$, 量纲为一
- NTU_c 基于 C_c 的换热器传热单元数, UA/C_c , 量纲为一
- NTU_h 基于 C_h 的换热器传热单元数, UA/C_h , 量纲为一
- NTU_o 蓄热式换热器的修正后的传热单元数[由式(5.48)定义], 量纲为一
- NTU^* 最大熵产时的传热单元数, 量纲为一
- Nu 努谢尔特数[由式(7.26)和式(7.27)定义], 量纲为一
- n, n_p 换热器中的流程数
- n_c 一个蓄热单元的单位迎面面积上元件的数量, $1/m^2, 1/ft^2$
- n_f 扩展表面换热器中, 一个流体侧的翅片总数
- n_i 每一个流程中的管数
- ntu_c 基于冷流体侧的传热单元数, $(\eta_o hA)_c/C_c$, 量纲为一
- $ntu_{\cos t}^*$ ntu 的折算值[由式(12.44)定义], 量纲为一
- ntu_h 基于热流体侧的传热单元数, $(\eta_o hA)_h/C_h$, 量纲为一
- \mathcal{P} 流体的泵功, $\dot{m}\Delta p/\rho, W, hp$
- P 一种流体的温度效率[由式(3.96)和(3.97)定义], 量纲为一
- P 换热器流程中一种流体的湿周, $P = A/L = A_{fr}\beta, m, ft$
- \mathcal{P} 沉淀可能性函数, 量纲为一
- P_c 冷气流流动周期, 冷气流在蓄热单元上或蓄热单元在冷气流中的停留

时间, 在第 5 章中用到, s

P_h 热气体流动周期, 热气流在蓄热单元上或蓄热单元在热气流中的停留时间, 在第 5 章中用到, s

P_r 在蓄热单元固定的蓄热式换热器中, 从冷流体到热流体的转换周期, 反之亦然, 在第 5 章中用到, s

P_t 蓄热式换热器中两次连续加热(或冷却)过程的总时间间隔, 在第 5 章中用到, $P_t = P_h + P_c + P_r \approx P_h + P_c$, s

Pe 贝克莱数, $Re \cdot Pr$, 量纲为一

Pr 普朗特数, 等于 $\mu c_p/k$ 或 $u_m D_h/\alpha$, 量纲为一

p 流体静压力, Pa, lbf/ft² (psf) 或者 lbf/in² (psi)

p 蓄热单元的空隙率, 等于蓄热单元的空体积和总体积的比值, $r_h \beta$, 量纲为一

p^* 冷流体入口压力与热流体入口压力之比, $p_{c,i}/p_{h,i}$, 量纲为一

p_d 翅片深度, 顶端到底端之间的距离, 不包括翅片厚度(见图 7.30), m, ft

p_f 翅片节距, $1/N_f$, m, ft

p_t 管间距, 管子中心线之间的距离, m, ft

Δp 换热器芯体中一侧流体的静压降[见式(6.28)], Pa, psf (psi)

Δp^* 等于 $\Delta p/(\rho u_m^2/2g_c)$, 量纲为一

Δp_b 管弯头引起的流体静压降, Pa, psf (psi)

$\Delta p_{b,i}$ 在两折流板之间的理想交叉流区的流体静压降, Pa, psf (psi)

Δp_r 折流板两端之间的管束中心区的流体静压降, Pa, psf (psi)

Δp_{gain} 由于流程间流动不均匀所造成的压降减小[由式(12.36)定义], Pa, psf (psi)

Δp_s 壳侧压降, Pa, psf (psi)

$\Delta p_{w,j}$ 理想折流板窗口区的流体静压降, Pa, psf (psi)

Q 一定时间内的换热量, J, Btu

q 换热器内总的或者局部(根据需要)的换热量, 或者是热负荷, W, Btu/h

q^* 标准化的换热量, $q/[(\dot{m}c_p)(T_{2,i} - T_{1,i})]$, 量纲为一

q' 单位长度的换热量, q/L , W/m, Btu/(h · ft)

q'' 热流量, 单位面积上的换热量, q/A , W/m², Btu/(h · ft²)

q_e 通过翅片末端的换热量, W, Btu/h

q_0 翅片基部的换热量, W, Btu/h

q_{max} 逆流换热器中, 热力学意义上最大可能的换热量, 见式(3.42), 也是