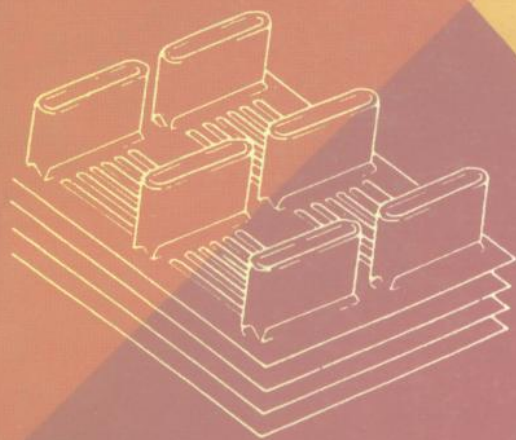


紧凑式 热交换器

[美] W.M.凯斯 A.L.伦敦 著



科学出版社

紧凑式热交换器

[美] W.M. 凯斯 A.L. 伦敦 著

宣益民 张后雷 译

科学出版社

1997

图字:01-97-1430 号

内 容 简 介

本书是热交换器领域内的一部经典著作,全书共分十章.第一章概论,简述全书主要内容和体系结构;第二章热交换器设计理论,重点介绍传热特性和阻力特性及设计程序,是全书的纲要;第三至六章分别讨论了热交换器瞬态特性、随温度变化的流体物性的影响、突扩和突缩压力损失系数、管内流动分析解等问题;第七章给出了一些通用性很强的简单几何结构传热表面的实验关联式;第八章介绍了基本实验装置和实验数据处理方法;第九、十章是全书的核心内容,共汇编了100多种紧凑式传热表面的传热特性和阻力特性的实验数据,并表示成统一格式的表格和图线,具有极高的使用价值.各章均附有详细的参考文献.书后还提供了三个附录:附录A给出了常用工质和材料的物性,便于查阅;附录B提供了若干详尽的设计计算实例;附录C给出了 ϵ - N_{tu} 关系式的证明.

本书的最大特点是资料丰富、数据可靠,它所汇编的紧凑式表面的种类和数量是同类书籍中最多的,并且绝大部分来自作者长期的实验研究.此外,本书结构体系完整,各种传热表面的性能数据均采用统一的无量纲方法表述,具有很强的通用性.

本书可供能源、化工、车辆、低温、航天、食品和冶金等行业内从事热交换器研究、设计与制造的科技人员、教师、研究生和高年级本科生等使用.

图书在版编目(CIP)数据

紧凑式热交换器/[美]W. M. 凯斯,[美]A. L. 伦敦著;宣益民,张后雷译. —北京:科学出版社,1997.10

书名原文:Compact Heat Exchangers

ISBN 7-03-005894-1

I. 紧… II. ①凯… ②伦… ③宣… ④张… III. 换热器,紧凑式 IV. TK17

中国版本图书馆 CIP 数据核字(97)第 07414 号

科学出版社出版

北京东黄城根北街16号

邮政编码:100717

中国科学院印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

*

1997年10月第一版 开本:850×1168 1/32

1997年10月第一次印刷 印张:11 5/8

印数:1—1 550 字数:300 000

定 价: 30.00 元

译者的话

近几十年来,紧凑式热交换器在能源、化工、交通、航空航天、建筑等行业中得到了广泛的应用,同时也涌现出大量的研究文献.由美国斯坦福大学教授 W. M. 凯斯和 A. L. 伦敦所著的《紧凑式热交换器》即是这一领域的权威著作.

该书总结了作者多年的研究成果,围绕紧凑式热交换器的传热特性和阻力特性,对有关设计理论、瞬态特性、分析解、实验研究作了简明而精辟的论述.尤其特色的是,书中以统一的表达方法汇编了大量的各种形式的传热表面几何结构的性能数据,具有极高的实用价值.全书采用统一的符号,计算结果和实验数据均以国际单位制和英制两种单位表示.

该书的主要特点是数据可靠丰富、系统性强、方便实用,可供从事热交换器研究、设计和制造的工程设计人员、科研工作者、教师和高年级学生参考.

译者在翻译该书的过程中,得到了原著者的许可和支持,并承原著者之一 W. M. 凯斯教授寄来了中文版序,译者在此表示衷心的感谢.

由于译者水平有限,书中不当之处,欢迎广大读者批评指正.

宣益民 张后雷

1996. 11. 20

于南京理工大学动力工程学院

中文版序

《紧凑式热交换器》中文版系基于原著英文版第三版(1984)译成,并根据英文版第三版的重印本(McGraw-Hill Co., New York, 1993)改正了若干错误.虽然《紧凑式热交换器》的早期版本已被译成德文、俄文,但本书是目前原著第三版的唯一译本.

本书的基础是作者于1948—1965年期间所进行的研究工作.1965以来,主要由制造公司对大量有价值的紧凑、轻型传热表面进行了性能测试.但作者认为与本书工作所采用的原有方法相比,新的测试程序并无复杂之处.本书的一大特色是汇编了大量传热几何结构的性能数据,而这些数据均是在同一实验装置上采用一致的测量方法和数据处理方法得到的(仅有少数例外).进而言之,由于书中包含了大量不同几何结构表面的传热,因此在许多情况下可通过内插或外推获得原始实验所未测试的其它几何结构的近似性能数据.

虽然本书英文版已在中国长期使用,作者希望中文版的发行将在世界上使用中文的地区显著促进合理紧凑式热交换器设计方法的使用.

W. M. 凯斯

A. L. 伦敦

1996年8月

第三版序

《紧凑式热交换器》第二版问世距今已 19 年了. 在这些年里, 出现了使用耐高温材料的原有紧凑式表面几何结构, 也制造出了流动性能更为优越的新型紧凑式表面几何结构, 单位体积的传热面积已得到了显著提高. 虽然为本书提供原始数据的研究计划已经减缓并最终终止, 但许多新型的表面仍采用与以前相同的技术进行测试.

同时, 由于在简单几何结构内流动的理论分析解方面取得了新的研究进展, 第二版中的某些相关部分已变得过时. 有关热交换器瞬态特性的某些解也是如此.

所获得新的数据和理论分析解表明, 是更新本书版本的时候了. 新版与旧版之间并无根本性差异, 但新版提供了 11 种新型表面几何结构的基本测试数据, 包括一些高紧凑陶瓷多孔芯体. 除了对简单几何结构的理论解和关联式及瞬态解等更新之外, 新版也作了其它一些方面改进. 最后, 鉴于国际单位制逐渐被接受和采用 (至少在美国是如此), 本书在新版中也将采用国际单位制. 尽管英制单位最终会消失, 但考虑到在美国这一过程发展较慢, 因此新版决定同时采用两种单位制. 书中的所用因次和附录中的流体物性参数均采用两种单位制.

无论新版、旧版, 本书的一大特色是所有基本测试数据均出自作者指导下的单一研究计划. 因而各种表面的测试结果的可比性不容置疑. 近年来也有其他研究者的数据发表, 但作者仍选择维持原有传统不变, 以保证书中数据完整的内在一致性.

W. M. 凯斯

A. I. 伦敦

第二版序

多年以来,在热交换器设计中唯一可获得的、具有足够精度的基本传热和流动阻力数据是针对圆管管内流动和绕圆管管束流动.在诸如从汽车到航天器的各种动力交通工具以及其它应用场合,都要求热交换器尺寸要小、重量要轻.为此,发展了许多比圆管管束更为紧凑的传热表面.此外,这些表面还有圆管管束所不具备的其它优点.然而,由于缺乏基本的传热和流动阻力数据以及对其机理的认识不足,长期以来,这些表面的应用受到很大限制,仍停留在试凑法的阶段.显然,只有在获得对已有表面的充分了解和基本数据之后,才有可能进行热交换器优化设计,研制新型高效能表面以及发展高温装置紧凑表面的制造方法.

认识到这一需要,美国海军舰船署 1945 年在马里兰州安那波利斯海军工程实验站起动一项试验计划.1947 年,海军研究办公室、船舶署和航空局合作在斯坦福大学开展了类似的研究计划.后来,原子能署也对此提供了支持.

一些制造商为研究计划提供了测试芯体,作者特别要感谢以下各公司:通用汽车公司哈里逊散热器分公司(洛克波特,纽约);摩丁制造公司(拉森,威斯康星);特灵公司(拉克罗斯,威斯康星);艾研究制造公司(洛杉矶,加利福尼亚);费罗斯姆公司(克利夫兰,俄亥俄).

绝大部分测试芯体是用常规焊接或钎焊技术在低温下制造的.本项计划的主要目的是,研究表面几何结构对对流传热与流动阻力特性的影响,希望借此推动高温制造技术和新型高效能表面的开发.自从本项工作的研究结果初版以来,上述各方面均已取得相当进展.

美国机械工程师协会 1951 年以单行本的形式出版了最初的

研究结果,即《燃气轮机用热交换器——基本的传热与流动阻力设计数据》(W. M. 凯斯、A. L. 伦敦和 D. W. 约翰逊著),1955 年,《紧凑式热交换器》(W. M. 凯斯和 A. L. 伦敦著)一书出版,该书在测试基本数据方面有了较大充实,并收入一些其他研究者的数据.该书出版后,研究工作还在继续,又对许多新的芯体进行了测试,其中一部分就是早期研究工作所直接促成的.《紧凑式热交换器》第二版包括了所有新的测试基本数据,另外对管内流动分析解一章进行了修订和增补,对热交换器设计理论一章进行了扩充,新增了热交换器瞬态特性一章;其它各章节也加以完善使之尽可能反映最新的研究进展.基本数据一章补充了 25 种新型表面,总计超过 90 种,构成了本书的真正核心.

虽然由于人数众多难以一一列举,作者仍要借此机会向 15 年来先后大约 60 名斯坦福大学机械工程系学生表示感谢,他们参加了不同阶段的测试工作.没有他们的帮助,本书绝不可能写成.

W. M. 凯斯

A. L. 伦敦

目 录

译者的话

中文版序

第三版序

第二版序

第一章 引论	(1)
第二章 热交换器的热设计与阻力计算	(12)
第三章 热交换器的瞬态响应	(85)
第四章 随温度变化流体物性参数的影响	(109)
第五章 突缩和突扩压力损失系数	(116)
第六章 管内流动分析解	(123)
第七章 简单几何结构的实验关联式	(148)
第八章 实验方法	(161)
第九章 传热表面结构	(166)
第十章 传热与流动阻力的设计数据	(196)
符号表	(290)
附录 A 材料或工质的物性参数	(296)
附录 B 热交换器性能算例	(318)
附录 C $\epsilon-N_{tu}$ 关系式的推导	(345)
索引	(352)

第一章 引 论

热交换器设计涉及到流体间传热速率和克服流体摩擦阻力,以及推动流体流过热交换器需要的泵耗机械功.由于热交换器内工质是高密度流体,相对于传热速率一般克服摩擦阻力功耗的费用低,因此很少把克服摩擦阻力功耗费用看作决定性因素.然而,对象气体这类的低密度流体,克服摩擦阻力功耗的机械能会轻而易举地多达所传递的热能.应当记住,在绝大多数热力系统中,机械能价格是同量热能的4—10倍.

不难证明,对作为热交换器传热表面的绝大多数类型的流道,增加流体流动速度可增加单位面积的传热速率,而这速率的变化略低于速度的一次幂.克服摩擦阻力的功耗也随着流速的增加而增加,但在这种情况下,阻力随流速的变化高达3次方,而绝不会低于2次方.正是这种属性,使得设计者必须兼顾传热速率和摩擦阻力(压降)两者的要求;正是这种属性,表明了不同类型热交换器的众多特点.

如果某一特定应用中的克服摩擦阻力的功耗过高,设计者则可通过增加热交换器内流道数目来降低流速.这个措施也将减小单位传热表面的传热速率,但根据上述关系可知,传热速率的降低显著地小于摩擦阻力的降低.增加传热表面积(延长管束)可补偿传热速率的损失,反过来这也增加克服摩擦阻力的功耗,但此时功耗仅与传热表面积以相同比例增加.

在气体流动热交换器内,摩擦阻力的限制迫使设计者选择相当低的质量流速.气体的低质量流速和低导热系数(低于绝大多数液体)导致单位传热表面的低传热速率.因此,传热表面积大是气体流动热交换器的一个典型特征.在总传热速率和泵耗功率需求相当的前提下,气-气式热交换器传热表面积多达冷凝器、蒸发器

或液-液式热交换器表面积的 10 倍。例如,如果一台燃气轮机的回热器能有效地工作,它所需要的传热表面积是发电容量相当的蒸汽发电装置的锅炉和冷凝器传热表面积之和的几倍。

这些认识促使了许多种适用于气体流动的传热表面加工制造方法的发展。气体流动应用要求大的传热表面积密度。这类表面称之为紧凑式传热表面。图 1-1 给出几种典型的紧凑式传热表面。

两股流体热交换器采用的最简单和最普通的表面布置也许是圆形管束(图 1-1a)。长期以来,这种布置应用于高密度和低密度流体,但大幅度增加表面积密度的唯一方法是减少圆管直径。制造困难和费用相当严格地限制了按照这个思路所做的尝试,大型热交换器的管径很少会小于 0.006 m (0.25 in.)。

增加表面积密度的一个行之有效的途径是,在传热表面的一侧或两侧采用二次表面或翅片。图 1-1b 是翅片管表面,圆形翅片安装在圆管的外表面。气-液热交换器通常采用这类表面布置,因为优化设计要求最大的气侧表面积。翅片可以应用于液-液热交换器或气-液热交换器的液体侧,但却产生另外一个难题:在优化设计中,高密度流体的低摩擦阻力特性和相当高的液体导热系数导致高对流换热速率(高换热系数)。如果采用翅片,高传热速率必须沿翅片传导,而导热热阻可能抵消附加表面积的所有或大多数优点(见第二章关于翅片效率的讨论)。

图 1-1c 是另一种常见的翅片管布置形式。图中是扁平管,但也可以是圆管。

在紧凑式气-气热交换器中,两个流体侧均要求高表面密度,实现这一目标的方法是采用板翅式布置(图 1-1d 和图 1-1e)。热交换器由平板夹层组成,平板之间钎焊有连接翅片。两种流体流过分别间隔放置的平板之间通道,流动方式既可以是逆流也可以是错流,这是伴随板翅式布置附加的灵活性。

图 1-1e 是板翅式布置的一种演变,采用间断而不是连续的翅片。这种布置改变了基本的对流换热和摩擦阻力特性,目前正在研究之中。

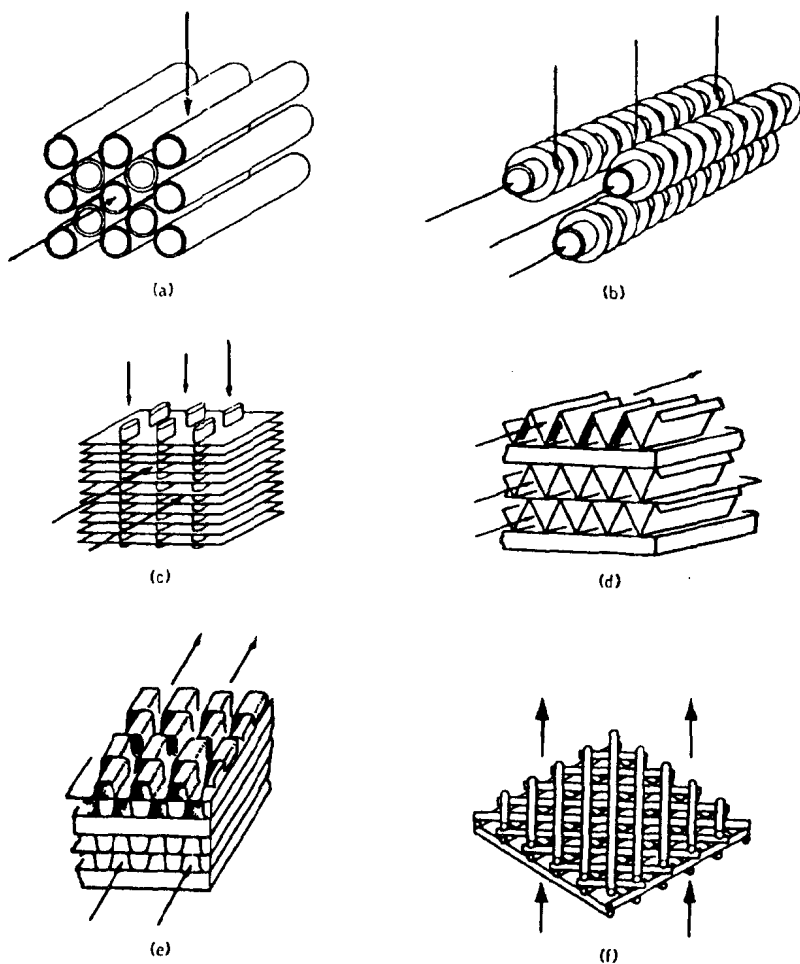


图 1-1 几种典型的紧凑式传热表面

在周期流动式热交换器中,能量通过对流方式传递并贮存于多孔芯体内,然后再释放给另一种流体. 图 1-1f 是由固体棒或织丝网屏堆积而成的紧凑式多孔芯体. 多孔芯体也可以由板和翅片

或由管束堆积而成. 某些最普通的多孔芯体由玻璃、陶瓷材料组成.

如果把单位面积传热速率作为克服单位面积摩擦阻力的机械功耗的函数绘制成图, 则可了解图 1-1 所示紧凑式传热表面的一个有趣而又重要的特征. 图 1-2 是针对三种不同表面的这种特征绘制的. 单位温差下单位面积的传热速率就是换热系数 h , 对于一些特定的流体物性参数, 可按下式计算:

$$h = \frac{c_p \mu}{Pr^{2/3}} \frac{1}{4r_h} (St Pr^{2/3}) Re \quad (1-1)$$

单位面积上克服摩擦阻力的功耗是雷诺(Reynolds)数、摩擦系数和流体物性参数的函数, 可方便地根据下式确定:

$$E = \frac{1}{2g_c} \frac{\mu^3}{\rho^2} \left(\frac{1}{4r_h} \right)^3 f Re^3 \quad (1-2)$$

一旦基本对流换热特性和摩擦特性是雷诺数的已知函数, 则可作出 $h-E$ 曲线. 任何特定的传热表面布置均由图中的一条曲线表示(图 1-2 中, 空气物性参数是取压力为 1 个大气压、温度为 260°C 条件下的物性参数).

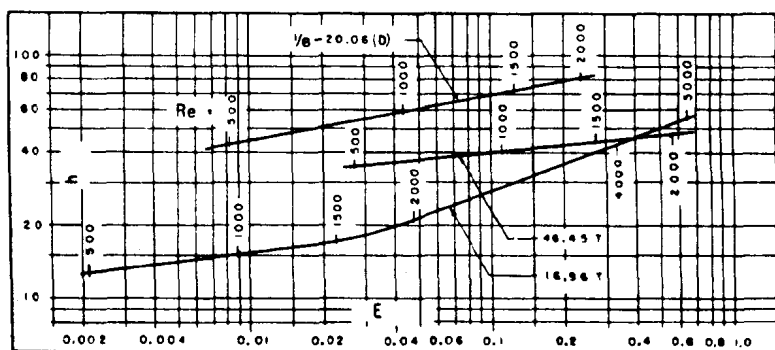


图 1-2 三种紧凑式传热表面单位面积的传热特性和克服摩擦阻力的功耗特性之间的比较. h 的量纲是 $\text{Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})$, E 的量纲是 hp/ft^2 . 第九章给出有关表面的几何结构描述

图 1-2 一个有趣的特点是: 对于给定的热通量, 对应不同表面

的克服摩擦阻力功耗之间出现很大的差别,或者相反地,对于给定克服摩擦阻力的功耗,对应不同表面的热通量之间差别较小.在本章开端,讨论了克服摩擦阻力的功耗对热交换器设计的重要影响.气体流动的热交换器,正是使摩擦阻力最小的必要性迫使人们采用高传热表面积,而这反过来推动了更为紧凑的传热表面积的研究和发展.但是,从图 1-2 可明显看出,使克服摩擦阻力功耗为最小的另一种方法是选择某些表面,它们的传热和摩擦特性之间的关系在传热速率-克服摩擦阻力功率曲线的上部区域(图 1-2).

应当强调的是,针对某一特定用途选择传热表面几何结构绝不是如此简单,还必须考虑其它许多因素.然而,在其它条件相同的情况下,采用图 1-2 的三种传热表面设计的具有相同传热和压降性能的三台热交换器的体积和重量将完全不同,而体积最小和重量最轻的热交换器是基于标号为 $\frac{1}{8}-20.06(D)$ 的表面结构,对应图 1-2 中偏上的一条曲线.然而,即使体积最小,这种设计可能产生很大的迎风面积,而这可能是也可能不是所希望的.

具有高热通量基本特征(相对于克服摩擦阻力的功耗)的传热表面,称之为高效能表面.需要回答的问题是,为什么某些传热表面具有这个特点.

首先应当注意到,紧凑性本身导致高效能.紧凑表面的通道小,而换热系数 h 总是随通道水力直径的负指数变化.因此,就其本来属性而言,紧凑表面具有高对流换热系数,这使得高性能曲线出现在传热速率-克服摩擦阻力功耗图表中的上部区域,尽管小水力直径对摩擦阻力功耗有影响[方程(1-2)].

然而,除了小水力直径的影响之外,通过改善传热表面结构以获得对应一定流速的较高换热系数的办法也能实现高性能.增加传热性能最常用的方法之一是,使壁表面间断,因而不会出现厚边界层.图 1-1 给出了这类间断式表面.翅片表面本身特别方便地适用这种处理办法.表面间断也产生较高的摩擦系数.但是,对流换热系数的小量增加可以补偿摩擦系数的较大增加,因为流速可随

之降低,而摩擦功随速度的三次方变化.

通过改变流道几何形状获得高效能的其它方法包括诱发边界层分离的曲线形或波形通道. 流体垂直流过的管束是高效能表面,因为在每一管表面上形成新的边界层,其对流换热系数远远超过流体以相同流速流经圆管内条件下的换热系数. 为了提高对流换热系数,常常把各种类型的插入件(助扰器或湍流增进器)置放于管内,但这种方法没有那种直接破坏传热表面上的边界层底层有效.

显然,紧凑式高效传热表面可以加工成各种不同的几何形状. 对于许多应用场合,最合乎需要的表面是具有非常复杂的几何结构的表面. 仅仅对于几何结构简单的表面,才可能进行关于基本传热特性和摩擦阻力特性的纯理论分析;对于所有其它表面,只有通过实验确定其基本特征,利用模型定律扩展实验结果的应用范围.

本书的主要目的是运用统一的表述方法,提供大量的实验数据. 第十章的数据表和 132 幅图包括了这些实验数据,覆盖了范围相当广的几何结构形式,因而有可能通过内插近似确定其它表面的基本特征. 图 9-1 至图 9-17 汇编了本书所涉及的表面结构,以供快速查阅和比较.

间断翅片(或锯齿翅片)表面的一个有趣特征是,它的应用范围限于一定的雷诺数范围. 对于光滑管,这个雷诺数范围对应的流动状态是从高层流区至低端流区. 一般,这表明雷诺数(基于水力直径)的范围是 500—15 000,显然包括流动过渡区. 在这个范围之外,间断翅片失去它的优点,而光滑通道的效果与其相同. 出于克服摩擦阻力所需功耗相对于传递热量的经济性(与使热力学不可逆性最小有关)考虑和制造小型、紧凑流道的可行性考虑,很多涉及气体流动的应用落在这个雷诺数范围内. 随着用于周期流动式热交换器的非常紧凑的多孔芯体(常用玻璃、陶瓷制作)的加工成为可能,感兴趣的雷诺数范围向非常低的层流流动延拓. 在这些场合,间断翅片“高效能”表面不再具有任何优点,一般优先选择简单的光滑通道. 因为流道的长度与直径比值很大,流动通常是“充分

发展的”，可以应用充分发展流动条件下得到的简单分析解。

原始数据

这里提供的大量实验数据直接来自两个研究项目。第一个项目是在美国海军工程实验站进行的，得到美国海军舰船署的支持。London 和 Ferguson^[1]介绍了实验装置和数据处理方法。第二个项目是在 Stanford 大学进行的，得到海军研究办公室、海军舰船署、航空局和原子能署的共同资助。Kays 和 London^[2]描述了实验装置。实际上，实验系统十分简单，对同一试验本体用不同方法互相校核，得到非常一致的结果。

对于多孔芯体表面，则采用完全不同的实验技术。Wheeler^[3]描述了实验系统和数据整理方法。

一系列研究项目报告提供了所有的实验数据。这里仅汇总列出有关实验数据。

本书也包括其他研究人员得到的部分实验数据，作为参考资料引入。一般而言，作者优先选择运用与前述研究项目近似相同实验方法得到的实验数据，只有这样，才可能保证分析的一致性。在某些情况下，为了论述一致性意见，作者重新整理了其他研究人员的实验数据。

本书包括了相当数量的对应于紧凑式热交换器的分析解，并在这些参考文章的引入之处给出相应的出处。

所有列出的实验数据都来自应用空气($Pr = 0.7$)作为工质的实验，因为紧凑式热交换器的主要兴趣所在是涉及气体流动的应用场合。实验数据对这个气体普朗特(Prandtl)数 Pr 之外的流体的适用性是个尚待解决的问题，它取决于特定的表面几何结构和对普朗特数影响的认知程度。就这个问题而言，分析解更具有一般性，它覆盖了整个普朗特数范围，从液态金属到气体、水、粘性液体。

基本实验数据的表述方法

本节的一个任务是运用相同的方法对所有考虑的表面整理基本传热和摩擦阻力设计数据,以避免采用大量随意定义的参数而出现的混乱状态.对于结构差别很大的传热表面(如管内流动和垂直于管束的流动),定义类似于摩擦系数或水力直径这类相同参数是完全可行的.对于热交换器设计人员而言,随之而来的简化十分明显.下述数据整理形式适用于本书列出的全部数据.

每种传热表面的基本传热和摩擦阻力性能数据以图表形式表述为

$$\text{St Pr}^{2/3} = \Phi_1(\text{Re}) \quad (1-3)$$

$$f = \Phi_2(\text{Re}) \quad (1-4)$$

普朗特数并不是实验变量,但它的 $2/3$ 次方包括在表达式中,以作为对一定范围内普朗特数的近似,这至少对全部气体是合适的.所考虑的大量传热表面是间断翅片型的,表面上的大部分区域内形成层流边界层.层流边界层传热问题分析解表明:对于 $0.5-15$ 范围内的普朗特数,以其 $2/3$ 次方形式出现于解中.对于管内湍流流动,可得到的分析解表明:对于气体,普朗特数以其大约 0.5 次方出现于解中,为保持一致仍取 $2/3$ 次方;对于 $0.5 \leq \text{Pr} \leq 1.0$ 的气体,由此产生的误差微不足道.对长管内的层流流动,普朗特数的影响接近 1.0 次方;但对于热交换器采用的有限长度管道, $2/3$ 次方可认为近似准确.因此, $2/3$ 次方是一个合理的折衷,因而可以在一幅图上表述雷诺数覆盖层流和湍流流动两个区域的表面全部特征.

上面提到的表述方法的几个例外如下:第六章给出的分析解采用努赛尔(Nusselt)数 Nu 作为换热参数以取代斯坦顿(Stanton)数 St ;第七章有关分析和实验的小结中采用管的长径比 L/D 或 $L/4r_h$ 作为某些情况下的附加参数;另外,第七章的小结针对某些情况引入温度比值 T_w/T_m ;第四章对引入温度比值的原因予以充分的讨论,即需要考虑流体物性参数随温度变化的影响.