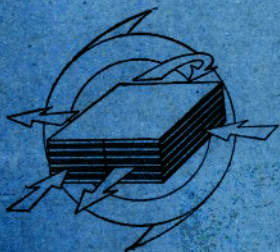


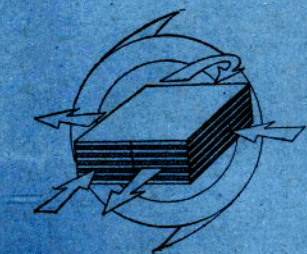
紧凑热交换器



国外航空编辑部

紧凑热交换器

紧凑热交换器



国外航空编辑部

国外航空技术专题资料
紧凑热交换器

※

国外航空编辑部
(北京市第 1652 号信箱)

※

内部发行

1977 年 8 月，编号：(外) 067

2.50元

序

多年来,在热交换器的设计中,只是通过圆管管簇的管内流和跨管流才有足够精确的基本传热和流体阻力的数据。由于从汽车到宇宙飞船的各种动力运输器上,以及在其它许许多多的使用场合中,需要尺寸小、重量轻的热交换器,从而发展了大量的比起实用的圆管式热交换器紧凑得多的传热表面。除此以外,紧凑传热表面还具有许多其它的优于圆管的特性。但是,由于缺乏基本的传热和流体阻力的数据和缺乏对有关的基本流动过程的本质认识。因而在很长的一段时间里,限制了这些表面在采用逐次近似法研究的热交换器上的应用。很明显,热交换器的最有利的的设计,对新的性能良好的传热表面的研究,以及对用于高温的紧凑传热表面加工的研究,只有在了解和认识了传热表面的基本特性之后,方有可能出现。

由于感到需要这种数据,一九四五年美国海军船舶局在 Annapolis, Maryland 的海军工程试验基地开始执行一项试验大纲。一九四七年海军研究处与船舶和航空局联合在 Standford 大学制定了类似的大纲而扩大了这项工作。后来,原子能委员会对此也给予物质上的支持。

若干生产者为此种研究提供了许多试验芯子,作者特别对他们(Harrison Radiator Division of General Motors, Lockport, New York; Modine Manufacturing Company, Racine, Wisconsin; Trane Company, LaCrosse, Wisconsin; AiResearch Manufacturing Company, Los Angeles, California; 和 Ferrotherm Company, Cleveland, Ohio.)的协作表示感谢。

大多数的试验芯子是采用软钎料或硬钎料焊接的低温结构。然而,这个大纲的主要目的是研究传热表面的几何形状对对流传热和流体阻力性能的影响,同时希望用新的几何形状所能得到的优点去促进高温热交换器制造技术的研究和发展新式更好的传热表面。从试验大纲的结果第一次发表以来,在这两个方面均已取得了不小的成绩。

一九五一年美国机械工程师协会以 W.M.Kays, A.L.London 和 D.Johnson 所著的题为“燃气涡轮装置热交换器——传热和流体阻力的基本设计数据”的专题论文,发表这个大纲的第一批结果。W.M.Kays 和 A.L.London 合著的“紧凑热交换器*”一书于一九五五年出版了。此书包括由试验大纲获得的大量主要基本数据,以及其他研究者的数据。在“紧凑热交换器”一书发表以后,试验大纲的工作在继续进行着,而且获得了新的试验芯子,其中有一些是根据在早期所进行的工作的结果而直接发展的。“紧凑热交换器”这本第二版包括了已经得到的所有新的基本数据;对“管内流动分析解”一章作了多方面的修正和补充;扩充了“热交换器设计理论”一章的内容;其它各章根据最近研究也补充了一些,已列入新内容。基本数据这一章已扩大到包括 25 种新的传热表面的特性,它仍然是本书的中心内容。

在过去的 15 年中,参加这个试验大纲各项工作的有 60 余名 Standford University 机械工程系的学生,给予了我们很大的帮助,由于人数很多,无法一一提出,作者借此机会,统统表示感谢。没有他们的帮助,这本书是不可能写出来的。

W.M.Kays

A.L.London.

符 号 说 明

大多数符号，在引用时都作了规定，或者在书里的连贯的使用中，其意义是很明显的。但是为了方便起见，在此需作综合的说明。

计算中，可以采用任何统一的量纲系统。所有的传热和流体阻力参数都用无因次的形式表达，因而要转化为较好的量纲系统是不会很复杂的。然而实际试验的传热表面的量纲以及所示实例均以英制单位标出[†]。

英文字母符号：

- A 热交换器一边的总传热面积
- A_c 热交换器最小自由流通面积
- A_f 热交换器一边的总肋片面积
- A_{fr} 热交换器总迎风面积
- A_k 纵向传热横截面积
- a 板厚
- a 矩形流动通道的短边
- b 板间距
- b 矩形流动通道的长边
- C 流体水当量
- C_c 冷边流体水当量
- C_h 热边流体水当量
- C_L 中间传热流体水当量
- C_{min} C_c 或 C_h 之最小值
- C_{max} C_c 或 C_h 之最大值
- C_r 旋转式周期流动的热交换器的转子水当量（转子质量乘以比热乘以每小时转数）
- C_r^* 转子水当量之比 (C_r/C_{min})，无因次
- \bar{C}_r^* ($C_r^* \theta_r / \theta_{dmin}$)，无因次
- \bar{C} 在热交换器内的流体热容量 ($C \theta_d$)
- \bar{C}_{min} 最小水当量流体的 $C \theta_d$
- \bar{C}_w 壁的总热容量（热交换器芯子质量乘以芯子材料的比热）
- \bar{C}_w^* $\bar{C}_w / \bar{C}_{min}$ ，无因次
- C 比热
- C_p 定压比热
- C_v 定容比热
- D 圆管内径
- D_h 任意内通道的水力直径 ($D_h = 4r_h = 4A_c L/A$)

[†]译者：已参考俄文译本多数改为公制单位。

- d 在管簇、交叉杆填料中管子的外径，或是针肋传热表面的针肋外径
- E 单位传热表面面积所消耗的摩擦功率(见公式(1-2))
- F_G 对数平均温差方程修正系数，无因次
- f 根据平均表面剪应力定义的平均摩擦系数(方程式(1-6))
- f 燃料—空气比
- f_s 根据局部表面剪应力定义的局部摩擦系数
- $\bar{f}_{s,r}$ 表现的平均摩擦系数(方程式(6-6))
- G 热交换器流体的质量流速 (W/A_c)
- g_c 重力加速度
- H/C 碳氢燃料的氢—碳比
- h 对流传热系数
- K_c 在热交换器进口的流动的收缩损失系数(方程式(5-1))，无因次
- K_d 动量变化修正系数(方程式(6-7))
- K_e 在热交换器出口的流动的膨胀损失系数(方程式(5-2))，无因次
- k 导热系数
- L 热交换器流动总长度；也是连续肋片的流动长度。
- l 从根部到中心的肋片长度
- M 分子量
- m 肋片效率参数 $\sqrt{2h/k\delta}$ ， $\sqrt{4h/kd}$
- m 方程式(4-2)中的指数
- m_o 工作线斜率 (C_c/C_h)，无因次
- n 多流程热交换器的流程数
- n 方程式(4-1)中的指数
- P 压力
- p 填料传热表面的孔度，无因次
- q 传热率
- q'' 热流，单位传热表面积的传热率
- R 通用气体常数
- R 热阻
- R_c 热交换器冷边热阻
- R_h 热交换器热边热阻
- R^* 热阻之比 (C_{min} 边的 R/C_{max} 边的 R)
- r 径向座标
- r_h 水力半径 ($A_c L/A$)
- r_i 环的内半径或圆肋的内半径
- r_o 环的外半径或圆肋的外半径
- r^* r_i/r_o
- T 绝对温度
- t 任意标度的温度

- t_c 冷边温度
 t_h 热边温度
 U 总传热系数
 V 速度
 V 体积
 v 比容
 w 质量流量
 X 在对数平均温差方程式中的热交换的计算参数
 X 在图 3-6 中的参数
 X_c 对湿度和燃烧产物的比热修正系数
 X_d 对湿度和燃烧产物的密度修正系数
 x 轴向流动座标
 x^* 轴向流动座标 (x/L), 无因次
 x_L 在圆管管簇中纵向管间距之比 (图 7.5), 无因次
 x_c 在圆管管簇中横向管间距之比 (图 7.5), 无因次
 y 在图 3-6 中的参数
 z 在对数平均温差方程式中的热交换的计算参数
 z 对环形传热的影响系数(方程式(6-1)和(6.2))

希腊字母符号:

- α 热交换器一边总传热面积与其总体积之比
 对于填料式传热表面, 无论是对一边或两边 $\alpha = A/A_{T,L}$
 α^* 矩形流动通道的长宽比 (b/a), 无因次
 β 平板—肋片式热交换器一边的总传热面积与该边的平板间的体积之比
 Δ 差
 δ 肋厚
 δ 差
 ϵ 热交换器的效率, 无因次(方程式(2-6))
 ϵ_F 多流程热交换器的一个流程的效率, 无因次
 ϵ_F^* 当在热交换器进口流体的温度产生阶跃变化时在热交换器出口流体的温度响应, 无因次
 ϵ_F^* 当在热交换器进口流体的温度产生阶跃变化时, 在热交换器出口截面上壁面温度的响应, 无因次
 Γ 由方程式 (2-15) 或 (2-16) 定义的参数, 无因次
 Γ' 由方程式 (2-16) 定义的参数, 无因次
 λ 由方程式 (2-25) 定义的纵向传热参数, 无因次
 η_i 肋片效率, 无因次(方程式(2-4))
 η_o 总表面效率, 无因次(方程式(2-3))
 ϕ 表示“……的函数”
 σ 自由流通面积与迎风面积之比, $A_c/A_{T,r}$, 无因次(译注: 即“孔度”)

μ	粘性系数
ρ	密度*
ω	绝对湿度
τ_0	单位表面积剪应力
θ	时间
θ	在一圆管中角位置坐标 (见图 6-1)
θ_d	流体在热交换器内的停留时间 (L/V)
$\theta_{d_{min}}$	C_{min} 流体的 θ_d
$\theta_{d_{max}}$	C_{max} 流体的 θ_d
θ_r	周期流动式热交换器的转子旋转周期
θ^*	直接传热式热交换器的综合时间参数 ($\theta/\theta_{d_{min}}$), 无因次
θ_d^*	停留时间之比 ($\theta_{d_{min}}/\theta_{d_{max}}$), 无因次
θ_r^*	周期流动式热交换器的综合时间参数 (θ/θ_r)

无因次准则:

N_R	雷诺数 ($4r_h G/\mu$), 流动模数
$N_{R(d)}$	雷诺数 (dG/μ)
N_{st}	斯坦顿数 (h/GC_p), 传热模数
N_{Nu}	努赛尔数 ($h4r_h/k$) 传热模数
N_{Pr}	普兰特数 ($\mu C_p/k$) 流体物性模数
N_{tu}	热交换器传热单位数, 传热参数 (AU/C_{min}), 它由方程式 (2-7) 更正规地来定义
C_{min}/C_{max}	流体水当量之比 ($(WC_p)_{min}/(WC_p)_{max}$)

注脚:

a	空气边
av	平均值
c	热交换器冷边
h	热交换器热边
i	表示环形通道内表面或圆肋内半径
L	在液体偶合式热交换器中的中间传热介质
m	平均状态
o	表示表面状态, 或表示环形通道内表面或圆肋内半径
p	多流程热交换器的一个流程
r	填料转子
w	壁, 水边
x	局部状态
oc	无穷远下游状态

*本书中的 ρ 实际为比重, 读者使用时应注意——译者

- ii 当仅仅是内表面被加热时的环形通道的内表面状态
- oo 当仅仅是外表面被加热时的环形通道的外表面状态
- 1,2 表示热交换器的各边；进口和出口的状态
- max 最大值
- min 最小值
- lma 对数平均值

第一章 绪 论

热交换器的设计需要考虑流体间的传热率和用来克服摩擦力和输送流体流过热交换器所消耗的功率这两个问题。对于用高密度流体工作的热交换器来说，用于克服摩擦力的功率消耗与传热率相比通常是不大的，因此克服摩擦力所消耗的功率常常不是决定性的因素。但是对于低密度流体，例如，气体来说，克服摩擦力所消耗的机械能就很容易达到以热的形式所传递的能量值。而且，应该记得，在大多数热力系统中，机械能的价值比其热量当量高 4 到 10 倍。

可以容易地指出，大多数可用作热交换器传热表面的流动通道，其单位表面面积的传热率可通过增加流体的流速来增加，传热率随速度的一次方要小些的方次而变化。克服摩擦力所消耗的功率也随流速的增加而增加，但是，在这种情况下，功率随速度的立方而变化，而不会小于平方的方次。正是这种特性，设计者可以协调传热率和摩擦阻力（压力降）这两种要求，也正是这种特性决定了许许多多不同类型的热交换器。

如果在特定的使用场合中，摩擦功率消耗趋于过高，设计者可通过增加热交换器通道的数目来减小流速。这样，单位表面面积的传热率也将降低。但是根据前面所说的关系，传热率的降低将大大地小于摩擦功率的减小。然后，通过增大传热表面面积（增长管子）来弥补传热率的降低，这样反过来又增大了摩擦功率消耗，但这种摩擦功率消耗的增加只是与传热表面面积成同样的比例而增加。

在气体热交换器中，由于克服摩擦力所消耗的功率的限制，通常，设计者被迫选用较低的质量速度，因为质量流速低和气体的导热系数低（与大多数液体相比是低的），其结果是单位表面面积的传热率低。这样，气体热交换器的典型特点是传热表面的面积大。在总传热率和输送功率相当的情况下，〈气体—气体〉热交换器比冷凝器、蒸发器或〈液体—液体〉热交换器需要更大的传热表面积，增加的面积可能直至十倍左右。例如，燃气涡轮装置的回热器，如果它是足够有效的，它所需的传热表面积是功率与之相当的蒸汽机中锅炉和冷凝器面积总和的几倍。

根据这些考虑，发展了许许多多用于气

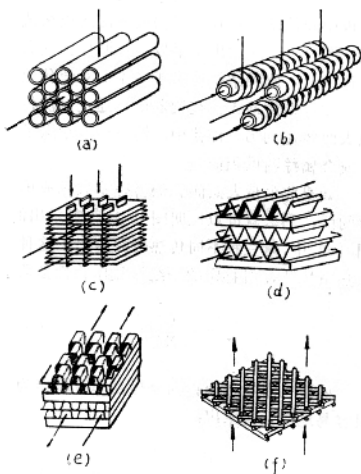


图 1-1. 紧凑热交换器表面的一些典型例子

体的表面面积密度很大的传热表面的制造方法。这样的传热表面在此将称为“紧凑的传热表面”。图 1-1 示出了几种典型的紧凑传热表面的结构。

最简单、最普通的两流体热交换器传热表面是圆管管簇传热表面，表示在图 1-1a 上。当然，这种结构长期以来已被用于高、低密度流体的传热，但是，大大增加其传热表面面积密度的唯一方法是减小管子的直径。由于加工困难和成本高，严重地限制了这一方案的实现。因而在大的热交换器中，管子直径小于 1/4 吋（6.36 毫米）的情况是罕见的。

增大表面面积密度的有效方法是在表面的一边或两边使用第二表面或称肋片。图 1-1b 示出了带肋片的圆管的传热表面，这种传热表面是用圆肋片加在圆管的外面而成的。这种结构常用于 <气体—液体> 热交换器，对于此种热交换器，根据最有利设计要求，气体边具有最大的传热表面积。肋片也可用于 <液体—液体> 热交换器、或是 <气体—液体> 热交换器的液体边，但是在这种情况下，又产生了另一困难，当高密度流体运动时，要使摩擦功率消耗小，就要求流速低，这种条件同液体较高的导热系数两者相综合使得在任何最有利的结构中，产生高对流传热率（亦即：高的放热系数）。如果使用肋片，沿肋片必须带走很大的热量，因而肋片的热阻可能抵销大部或全部由于肋片传热表面积的增加而获得的好处（参阅第二章关于肋片效率的讨论）。

另一种普通的肋片管的结构形式示于图 1-1c。这里画出的是扁平管子，但是它们也可以是圆管。

在 <气体—气体> 紧凑热交换器中，希望在热交换器的两边具有大面积密度的传热表面。用加肋片的方法可以实现这种要求。图 1-1d 和 e 是加肋片的平板——肋片结构传热表面。这种热交换器制成平板夹层结构，平板之间有相互连接的肋片。两流体在交替成对的平板中间流动，并且可以构成逆流式或叉流式，这样增加了采用这种结构的可能性。

图 1-1e 还示出了平板——肋片传热表面结构的另一种变型；肋片可以是断续的，而不是连续的。此种结构改变了基本的对流传热和流体阻力的特性，其变化情况下面将要讨论。

在周期流动式热交换器中，通过对流传递能量和蓄于填料传热表面中，以后又从填料传热表面传递到另一流体中。图 1-1f 示出了这样一种紧凑的填料传热表面，它可用实心的杆子或金属丝网堆积而成。

如果将单位表面面积的传热率表示成单位表面面积用于克服摩擦力所消耗的机械功的函数的话，那么就可以说明图 1-1 中所示出的紧凑热交换器传热表面的意义和重要的特点。在图 1-2 中，对三种不同传热表面给出了这种曲线。在单位面积和一度温差下的传热率是对流放热系数 h ，对特定的一组的流体物性参数来说，它可由下式求出：

$$h = \frac{C_p \mu}{N_s^2 r^3} \cdot \frac{1}{4r_h} (N_s, N_s^2/r^3) N_R \quad (1-1)$$

单位表面面积消耗的摩擦功率可以作为雷诺数、摩擦系数和特定的流体物性参数的函数，很容易地由下式求出：

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

因而，如果知道对流传热和摩擦阻力基本特性是雷诺数的函数的话，那么就可以做出 h 对 E

的曲线。对于任何一种特定的传热表面可用图 1-2 的一条曲线来表示（对应于 1 个绝对大气压和 500°F 的空的物性参数。）。

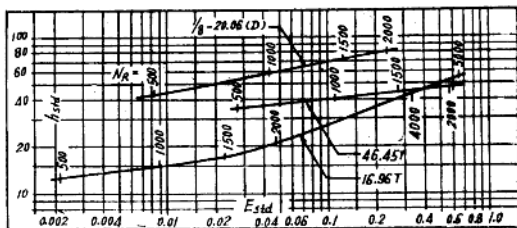


图 1-2. 三种紧凑表面的单位表面面积的传热和摩擦功率特性比较。
 h_{std} 的因次是 $\text{Btu}/(\text{hrft}^2\text{F})$; E_{std} 的因次是 $_{hp}/\text{ft}^2$ 。
 表面几何特性见第九章。

图 1-2 的有意义的特点是对于不同的传热表面在给定的热流来说，摩擦功率消耗差别相当大，或者反过来说，在给定的摩擦功率消耗下，热流差别较小。在本章开头，讨论了摩擦功率消耗对热交换器设计的重要影响，在气体热交换器中，为了使摩擦功率消耗减小到最小，不得不采用大量的传热表面面积。这一点本身导致更紧凑传热表面发展，但从图 2 可清楚地看到，另一种减小摩擦功率消耗的方法是选择在传热——摩擦功率图线上曲线位置较高的传热表面，如图 1-2 所示。

应该强调，对特定的使用场合，传热表面结构的选择决不如此的简单，因为还有许多其它的因素。假定其它条件相同，用图 1-2 中的三种传热表面设计具有相同的传热和压降性能的三种热交换器，其体积和重量差别却很大。最小和最轻的将是用 $1/8-20.06 (D)$ 的表面结构（图 1-2 中上面的一条曲线）设计的热交换器。然而，这种热交换器尽管体积最小，却具有较大的迎风面积，而这点可能是合乎要求的，也可能是不符合要求的。

相对于摩擦功率消耗具有较高的热流的传热表面将称为“高效率传热表面”。现在来解释清楚，为什么某些传热表面具有这种特性。

首先应该知道，紧凑性本身产生高效率的传热表面。紧凑传热表面具有较小的流动通道，而且对流传热系数 h 总是随通道的水力直径的负幂次方而变化。因而紧凑传热表面由于其本身的特性，具有高的传热率；这样，不论小水力直径对摩擦功率的影响如何，如从方程式 (1-2) 中可以看到，此特性本身就导致在传热-摩擦功率图上的高效率曲线。

然而，除了小水力直径的影响之外，通过改变传热表面的几何形状，使之在给定的流速下产生较高的对流传热系数从而可获得高效率传热表面。最广泛应用的增加传热率的方法是采用断续的表面，从而使附面层不会变厚。图 1-1 示出了这样一种断续的传热表面。带肋片的传热表面特别适合于这种处理方法。表面的断续同时增大了摩擦系数，但是传热率少许增加，就可以抵销摩擦系数的巨大的增加，因为在这种情况下，流速可以减小，而摩擦功率随速度的立方而变化。

改变流管的几何形状是另一种获得高效率传热表面的方法，这种方法包括使用弯曲的或波形的通道，这些通道可引起流体的附面层分离。垂直于管子的跨管流也是一种高效率传热

表面，因为在每根管子上形成一个新的附面层，其结果对流传热系数比以同样的速度在管内流动所得的结果要高得多。各种形式的插片（扰流片）经常用于管子内以增加传热率，但是这种方法并不象在传热表面上直接断开附面层那样有效。

很清楚，紧凑高效率传热表面，可以制成多种多样的几何结构形式。对于许多使用场合来说，最理想的传热表面是具有非常复杂的几何形状的传热表面。只有对几何形状简单的传热表面，才可以用纯粹的分析方法建立其基本特性。对于所有其它传热表面，只有通过试验和利用模化定律来扩大试验结果的应用范围才能建立其基本特性。

本书的主要目的是用一种统一的表示方法来表示大量的试验结果。第十章的表内和 92 个图内包括了这些试验数据。这些资料概括了范围很大的几何结构种类。这样，就可能用内插法去近似地推断许多其它结构的特性。书中所包括的全部几何形状均收集在图 9-1 到 9-16 中，以便使读者可以迅速参考和进行比较。

数 据 来 源

这里介绍的大量试验数据，是直接来自两个研究大纲中获得的。第一个研究大纲是美国海军工程试验站进行的，它得到了美国海军船舶局的支持，London 和 Ferguson^[1] 表述了其试验装置和数据处理的方法。第二个研究大纲是由海军研究处、船舶局、航空局和原子能委员会联合发起的，试验是在 Stanford 大学进行的，其试验设备由 Kays 和 London^[2] 作了叙述。实际上，试验设备非常类似，使用同样的芯子进行互校，试验表明，他们所得的结果非常一致。

在一系列报告中，可以得到完整的试验数据，这里列出的只是摘录的数据。

本书还包括有从其他研究者那里得到的一些数据，在提到这些数据时，均作了参考注，作者们一般只选择与上述所采用的程序大体相同的研究方法所得到的数据，以便能统一处理数据。在某些情况下，作者重新计算了其他研究者的数据，也是为了便于统一处理数据。

本书也包括了大量的紧凑热交换器的对流传热分析解，这些解在书中出现时，对其来源也作了注解。

本书列出的所有试验数据都是用空气 ($N_{Pr} = 0.7$) 作为工作介质所进行的试验中获得的，因为紧凑热交换器主要的对象是用于气体流动的情况。这些数据要用于普兰特数不是气体范围的流体时，是有争论的，而且这些数据应用的可能性与特定的几何形状和受 p_r 数影响的因素有关。对于这个问题，比较通用的是分析解；对于某些情况，分析解还适用于从液态金属、气体，水和粘性液体的整个 p_r 数的范围。

基本的试验数据的表示方法

本书的目的之一对于所有研究的传热表面使用统一的基本传热和流体阻力计算数据的处理方法，以便在使用大量的任意规定的参数时，避免经常可能发生的混乱现象。应该注意，甚至是差别很大的传热表面的几何形状，如管内流和垂直于管簇的跨管流完全能采用定义相同的参数，如摩擦系数或水力直径；这样对热交换器的设计者来说，可大大地简化热交换器的设计工作。对所有列出的数据，均采用了下面的格式。

每种传热表面的基本传热和流体阻力性能数据无论是列表或图解的形式，均表示为

$$N_{St} N_{Pr}^{2/3} = \phi_1 (N_R) \quad (1-3)$$

$$f = \phi_2 (N_R)$$

$$(1-4)$$

在试验中普兰特数是不变的，但在公式中加上了普兰特数的 $2/3$ 次方，这样在普兰特数适当的范围内，近似地考虑了普兰特数的影响。至少这对于所有的气体来说是合适的。大量研究的传热表面是断续肋片传热表面的变型，这些表面至少在其大部分范围内具有层流附面层。根据层流附面层的传热分析解的结果表明，对于普兰特数 $0.5 \sim 1.5$ 范围内，解的普兰特数大约是 $2/3$ 次方。对于管内紊流流动来说，可以应用的分析解建议在气体范围内，公式中普兰特数大约是 $1/2$ 次方，但是在这里，为便于统一起见，保留了 $2/3$ 次方，因而普兰特数在 $(0.5 \sim 1.0)$ 范围内，将会有些小误差。对于在长管中的层流流动，普兰特数的影响接近于 1 次方，但对于在热交换器中使用的有限长度的管子， $2/3$ 次方差不多是正确的。因而，在适当的折衷以后，采用了 $2/3$ 次方，而允许以单一的图线表示传热表面的整个特性，在这种情况下，雷诺数的范围包括了层流和紊流的两种情况。

有少数例外的情况与上述的表示方法不同。在第六章中提到的分析解采用努赛尔数 N_{Nu} 作为传热参数而代替了斯坦登数。在第七章中综合了分析和试验的结果，在某些情况下，采用管子的长度/直径比， L/D 或 $L/4r_h$ 作为附加的参数。同样在第七章中，根据综合的结果，在某些情况下采用了温度比 T_w/T_m 。在第四章中考虑了温度对流体物性参数的影响，在其中充分讨论了采用温度比这一参数的原因。

除了填料式传热表面以外的所有情况，在斯坦登数和雷诺数中的质量流速 G 是根据最小自由流通面积 A_c 进行计算的，而不管这个最小通道截面产生在通道的什么地方。因而 $G = W/A_c$ 。在填料式传热表面中， $G = W/pA_{fr}$ ，式中，孔度 p 和迎风面积 A_{fr} ，两者相结合而得到了对应于 A_c 的“有效”自由流通面积 pA_{fr} 。

雷诺数是根据水力直径计算的，水力直径定义为：

$$\frac{D_h}{L} = \frac{4r_h}{L} = 4 \frac{A_c}{A} \quad (1-5)$$

式中 L 是热交换器流动长度， A_c 是流通横截面积， A 是总的传热面积。对垂直于管簇的跨管流来说， L 是这样确定的，假设管簇后紧接着有一排假想的管子， L 是管簇的第一排管子的前缘到这排假想的管子的前缘的距离，亦即如果管簇沿气流方向有 n 排管子， L 是 n 与该流动方向之管排中心线间距的乘积。

对于任何截面的管子而言，方程式 (1-5) 简化成水力直径通常的定义，即横截面积除以湿边周长。对于一圆横截面管子来说， $4r_h$ 就是管子直径。在雷诺数中使用这个参数，决不意味着不同几何结构的传热表面的基本的传热和流体阻力特性因此可以联系起来。事实上，在垂直于不同排列形式的管簇的跨管流中，如果需要的话，可以通过在雷诺数中使用管子外径作为定性尺寸，使传热性能可以更好地联系起来。然而我们的目的是要简单且统一地处理数据。上述水力直径的定义可以毫不含糊地用在任何形式的内传热表面，只要不将一种表面的试验数据用于几何形状不相似的表面。而且，在热交换器设计中， $A/A_c = L/4r_h$ 它本身是一个可以直接利用的参数。

摩擦系数是根据在流动方向上单位传热面积（或摩擦面积）的当量剪应力来定义的。这个当量剪应力究竟是由于粘性而产生的摩擦阻力，还是象在管簇的情况下，自边界层分离所产生的那种形阻，这一点是没有多大意义的。对于大多数研究的传热表面来说，它是摩擦力

和形阻的组合，但是在设计中，没有必要将它们分开。用这种摩擦系数的定义，可以对所有形式的传热表面进行统一处理，因而

$$\tau_o = \frac{fG^2}{\rho 2g_c} \quad \text{或者} \quad f = \frac{\rho \tau_o}{G^2/2g_c} \quad (1-6)$$

对于通过圆柱管的流动，方程式 (1-6) 中的 f 与通常的 Fanning 摩擦系数相同，同时也与通常的流过平板表面的阻力系数相等。为了确定在热交换器芯子中的压降，除了摩擦阻力以外还有其它项，在第二章中给出了含有摩擦系数项在内的完整的力-动量方程式，再次强调指出摩擦系数的定义和在第二章中给出的力-动量方程式可同样用于管内流和垂直于任何形式的管簇的跨管流。

对于所有由试验确定的基本传热和流体阻力计算数据，流体的物性参数是根据流体平均温度计算的。在第四章中讨论了温度对流体物性参数的影响。

内 容 摘 要

第二章摘要给出用以确定热交换器的传热和压降特性所需要的计算理论。其中以表格和图线的形式给出了大量的热交换器流动形式的解。此解表示为效率 ϵ 对传热单位数 $N_{t,u}$ 的关系。同时还给出了为计算热交换器芯子压降的方程式。

在第三章中研究了热交换器的瞬时特性，根据第三章的图表可以计算若干种普通形式的热交换器和管道的热滞后。

在第四章中讨论了与温度有关的流体物性参数对于气体热交换器的传热和流体阻力的影响。其中包含有在设计时对此影响作出修正的推荐的关系式。

第五章包括各种形式的传热表面几何形状的热交换器芯子突然收缩与膨胀压力损失系数的图表。这些用于计算在芯子进出口由于附面层分离而产生的压力损失。

第六章简要地叙述了在光滑管内传热和流体阻力的一些分析解。其中包括了圆管内层流和紊流流动的相当完整的分析解。这一章中列出了同心圆管环的大量的数据，包括了圆环的两个表面非对称加热的情况。同时，尽管有些不够完善，对矩形和三角形管子也进行了计算。第六章中叙述的分析解不限于本书中的试验数据所表示的气体的普兰特数的范围，因而，可用于包括液态金属在内的液体。

对于某些简单几何形状的传热表面，已获得了足够的试验和分析数据，因而可以进行综合处理。在第七章中摘要给出了气体流过圆管和各种长宽比的矩形截面管和气体垂直流过叉排圆管管簇和流过网堆填料的数据。在设计中，除了设计的传热表面相同于第十章中研究的表面的情况外，最好是推荐这些数据而不建议采用第十章中的试验数据。

第八章，简要地概述了用以获得第十章中的数据的数据的试验设备和试验方法。

第九章扼要地叙述了第十章中用于试验的传热表面的几何尺寸数据。这些数据列成表格，同时还画出了所有试验的表面的简图。

第十章包括了本书的主要内容。在 92 幅图中，表示了多种多样紧凑高效率传热表面的基本传热和流体阻力的试验数据。

附录一编纂了紧凑传热表面的流体物性参数。

附录二包括了几个热交换器的计算例子，用于表明使用计算数据的过程。

附录三详细地说明了在第二章中的效率对 $N_{t,u}$ 关系式的推导。

参 考 文 献

1. London, A.L., and C.K. Ferguson; Test results of high performance heat exchanger surfaces used in aircraft intercoolers and their significance for gas turbine regenerator design, Trans. ASME, Vol. 71, P.17, 1949.
2. Kays, W.M., and A.L. London; Heat transfer and flow friction characteristics of some compact heat exchanger surfaces-part I; test system and procedure, Trans. ASME, Vol. 72, PP.1075-1085, 1950.