

649

T 172.0

043

# 换热器管束流体力学与传热

钱颂文 岑汉钊 江楠 马小明 方江敏 编著

中国石化出版社

## 内 容 提 要

本书介绍管壳式换热器的管束类型、结构、流体力学与传热以及管束流体诱导振动。其内容围绕“管束”这一结构，这是管壳式换热器的核心，在国内外，无论是理论还是设计方面都还十分薄弱。本书论证了分流式和双壳程管束，纵向流折流杆管束和折流杆冷凝、沸腾，无折流板(杆)针翅管束等这一系列新型结构的管束流体流动和传热；还介绍了高温管束的辐射传热计算和“辐射—对流—导热”传热强化；最后介绍了管束流体再分布弹性不稳定诱导振动的机理和方程。内容新颖，而且结合作者数十年的科研成果编写成，大多数论文已发表在国内外主要刊物上，且部分论文已收录入国际三大检索 EI 和 ISTP 中。

本书可作化工机械、设备和化学工程等专业硕士和博士研究生教材；过程装备及控制工程方向大学本科选科教材；也可供化工、轻工以及热能等方面专业的学生参考。对从事化工、热能等有关方面的设计、研究所，以及生产部门、工厂工程师和技术人员亦有参考价值。

### 图书在版编目(CIP)数据

换热器管束流体力学与传热/钱颂文编著.  
—北京:中国石化出版社,2001  
ISBN 7-80164-143-4

I. 换… II. 钱… III. ①管热交换—换热器—流体力学②管热交换—换热器—传热 IV. TK172.4

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2001)第 067834 号

### 中国石化出版社出版发行

地址:北京市东城区安定门外大街 58 号

邮编:100011 电话:(010)84289972

<http://www.sinopec-press.com>

E-mail:press@sinopec.com.cn

北京精美实华图文制作中心排版

海丰印刷厂印刷

新华书店北京发行所经销

\*

787×1092 毫米 16 开本 13.5 印张 341 千字 印 1—2000

2002 年 1 月第 1 版 2002 年 1 月第 1 次印刷

定价:25.00 元

# 前 言

本书系根据华南理工大学原化工机械系高效换热器及流体诱导振动研究室十余年来的科研成果编写成。管壳式换热器是用得最早也是最多的换热设备，但主要还是光管单弓形折流板结构。近年来，国内外强化传热技术发展很快，特别是新型强化管技术的开发与应用。介质在管外的流体流动和传热，单管与管束是不完全相同的，有时甚至有较大的差异，它不仅与管数、管子排列与节距、流动方式、壳程进出口结构等有关，而且还与管束支承方式与结构即折流板结构等有关，因而出现了正如换热器规范和标准中所列的种种不同壳程型式(E单壳程型、F双壳程型、J和G分流型、X错流型等)；对这一情况，我们也可以都归结到所谓“管束效应”这一学科领域中去，流体在各种管束中的运动和分布(速度场和流路)，热量传递和温度分布(温度场)十分复杂。近十年来国外又出现了“折流杆”挡板和“异形孔板”等结构，使流体在上述各种管束中流动方式产生了很大变化，一改以传统错流方式为主为轴(纵)向流动方式(与管轴平行流动)，因而，管束的热量传递效果也随之而有绝然的不同。由于上述管束的复杂性，所以国内外在对壳程的分析与计算方面基本上是个空白，尽管后来出现了以 Bell 教授为首的“流路分析”技术，认为这是打开“管束”流体流动和传热规律的一把钥匙，但至今还是保密的，而且还只是对理想化了的单弓形折流板而言，与实际情况有很大差别，运用起来亦十分复杂和不便，由此可见，各种“管束”理论分析在国际上至今仍然是个空白，特别是对各种强化传热管束。

华南理工大学化机所传热研究室是国家教育部“传热与节能”重点开放实验室的一部分，多年来长期从事管束结构与传热的研究，开发了我国最早的“折流杆”换热器等，并取得国家专利和国家新产品银质奖，化工部名优产品，并且成为原机械工业部、国家计委、国家经贸委、国家科委、国家技术监督局、电力部和财政部联合公布的“机械工业部第十六批节能机电产品推广项目”(1995年2月25日)。我们对这些新型强化管束作了大量的开发、工业应用和推广以及理论研究，其理论领域不仅主要涉及到对流传热，冷凝和沸腾强化传热，还涉及到高温管束辐射及其强化传热，特殊针翅的热传导和翅温度场及其传热以及优化等领域。所有以上这些在国内外都具有学科特色与创新之处，初步建立起称之为“管束流体力学与传热”这一学科领域，简称为“管束学”，填补国内外这方面的空白。之后作者又对针翅管、变截面管无折流板管束及混合管束、流体振动等作了一系列工作，研究成果已另编入作者的“换热器实用手册”一书中，读者可进一步参阅。由于作者们的知识和所做的工作很有限，仅以此书抛砖引玉，以求从事这方面工作的专家学者指正和进一步发展、丰富、完善。

本书由钱颂文统稿。此外，教永发、周茂德、高莉萍、梅行明、莫莉萍、吴如胜、马茜玲、王四清、陈志勤等亦参加了部分撰写工作。

华南理工大学

钱颂文

2001年12月25日

70周岁生日纪念

# 目 录

第一篇 管束类型、流路与进展	( 1 )
第一章 管壳式换热器管束类型与特征	( 1 )
第一节 壳程管束结构型式与比较	( 1 )
第二节 分流式管束的流体力学和热力性能	( 7 )
第三节 壳程管束挡板	( 13 )
第四节 流体通过纵向挡板的泄漏对双壳程换热器性能的影响 <sup>[17]</sup>	( 19 )
第二章 管壳式换热器壳程管束流路分析	( 26 )
第一节 单弓形挡板管束壳程流路分析简介 <sup>[18,19]</sup>	( 26 )
第二节 中央及周边不布管盘 - 环形折流板换热器壳程流路分析 <sup>[19,20]</sup>	( 28 )
第三节 纵向流管束流路分析 <sup>[16]</sup>	( 30 )
第三章 热交换器国内进展和管壳式换热器发展概述	( 33 )
第一节 换热器国内进展 <sup>[21]</sup>	( 33 )
第二节 管壳式换热器的发展概述	( 35 )
第三节 无折流板异形管束的开发	( 36 )
参考文献	( 41 )
第二篇 折流杆换热器与孔板式纵向流换热器	( 42 )
第四章 折流杆换热器结构的流体力学和传热模型	( 42 )
第一节 概述	( 42 )
第二节 折流杆管束流体力学与传热	( 43 )
第五章 管束卧式冷凝与折流杆冷凝器	( 60 )
第一节 国内外研究及应用进展	( 60 )
第二节 螺旋槽管水平管束管外冷凝强化的数学模型	( 62 )
第三节 折流杆冷凝器两相流压降计算的数学模型	( 67 )
第四节 壳程传热膜系数的计算	( 72 )
第五节 折流杆冷凝器试验 <sup>[16]</sup>	( 76 )
第六章 螺旋槽管与螺纹管(合称槽纹管)折流杆管束沸腾传热	( 81 )
第一节 概述	( 81 )
第二节 沸腾传热机理的分析	( 84 )
第三节 槽纹管沸腾传热实验及计算结果 <sup>[35,37]</sup>	( 92 )
第七章 异型孔板式纵向流管束换热器	( 98 )
第一节 概述	( 98 )
第二节 矩型孔板式纵向流换热器的管束流体力学及传热模型与 试验结果	( 99 )
参考文献	( 107 )
第三篇 针翅管管束的传热与针翅温度场	( 109 )

<b>第八章 概述</b> .....	(109)
第一节 前言 .....	(109)
第二节 异形外翅片与针翅管 .....	(109)
<b>第九章 针翅管针翅传热理论模型</b> .....	(118)
第一节 太阳棒管针翅温度场的理论模型与解析解 <sup>[27]</sup> .....	(118)
第二节 翅片效率与管外传热膜系数理论模型 .....	(122)
第三节 试验结果与比较 <sup>[27,30~33]</sup> .....	(124)
第四节 改进的一维针翅温度场模型及传热分析 <sup>[34,35]</sup> .....	(126)
<b>第十章 针翅温度场的有限元分析</b> <sup>[34,39]</sup> .....	(134)
第一节 有限元模型 .....	(134)
第二节 单元网格的划分及计算 .....	(140)
<b>第十一章 针翅温度场通用模型与数值解</b> .....	(146)
第一节 温度场方程的建立 <sup>[41,42]</sup> .....	(146)
第二节 方程的离散化 .....	(148)
第三节 $N$ 维非线性代数方程组的求解 .....	(150)
第四节 线性代数方程组的求解 .....	(151)
第五节 针翅温度场计算及与实验值的比较 .....	(153)
<b>第十二章 太阳棒针翅管的阻力压降计算及其实验比较</b> <sup>[27,30~33]</sup> .....	(155)
第一节 针翅流阻模型和摩擦阻力 .....	(155)
第二节 针翅管的阻力压降及其试验比较 .....	(157)
参考文献 .....	(160)
<b>第四篇 高温管束传热</b> .....	(162)
<b>第十三章 概述</b> .....	(162)
第一节 引言 .....	(162)
第二节 国内外研究及应用状况 .....	(163)
<b>第十四章 等静压碳化硅管材料性能测试试验</b> <sup>[24,25]</sup> .....	(168)
第一节 等静压碳化硅管材料机械性能试验 .....	(168)
第二节 等静压碳化硅管材料物理性能试验 .....	(173)
第三节 等静压碳化硅管材料耐腐蚀性能试验 .....	(174)
<b>第十五章 列管式碳化硅高温换热器的传热</b> <sup>[24~28]</sup> .....	(176)
第一节 管束传热数学模型 .....	(176)
第二节 管内空气“对流-辐射”换热的强化传热 <sup>[25,28,32]</sup> .....	(181)
第三节 管束工业窑炉现场试验 <sup>[34]</sup> .....	(187)
参考文献 .....	(190)
<b>第五篇 管束流体诱导振动</b> .....	(192)
<b>第十六章 管束流体再分布弹性不稳定诱导振动机理</b> <sup>[1~9]</sup> .....	(192)
第一节 换热器管子在流体中的运动方程 <sup>[3]</sup> .....	(192)
第二节 基于振幅准则的设计方程式 <sup>[3]</sup> .....	(196)
第三节 管束流体诱导振动国内外进展 .....	(199)
参考文献 .....	(205)

# 第一篇

## 管束类型、流路与进展

### 第一章 管壳式换热器管束类型与特性

#### 第一节 壳程管束结构型式与比较

管壳式换热器的型式很多，如表 1-1 所示<sup>[1]</sup>，美国管式换热器协会 TEMA 标准和我国管壳式换热器标准都是这样分类的。

E 型壳结构，其壳侧接管位于靠近管板的两端，这是最常见的结构型式。但也有一些用于特殊场合下的结构型式，本节将简单讨论换热器的其他壳程结构的优缺点及使用场合。

##### 一、F 型双壳程结构

F 型换热器结构见图 1-1，壳程具有一个纵向挡板，形成串联双壳程流道。当换热器为双管程时，壳程纵向挡板还可以使管、壳程内的流体达到完全的逆流。

但在换热器内设置纵向挡板，带来了制造、操作及维修等一系列问题。如果没有采取特殊措施(如采用绝热挡板等)，较高温壳程中的热流体通过纵向挡板向另一壳程(较低温壳程)有热泄漏现象；更进一步讲，若管板不是纵向焊接在壳壁上，或沿整个挡板长度在壳壁上密封，纵向挡板上、下两面间的压力差将会引起壳程流体的流动短路。

##### 二、多壳程串联型式

多管程、多壳程在热力学方面有许多优点，但在制造、维护和成本方面存在不少问题，通常解决的方法是采用多个单壳程换热器串联。如图 1-2 所示为两个单壳程双管程壳体串联结构。

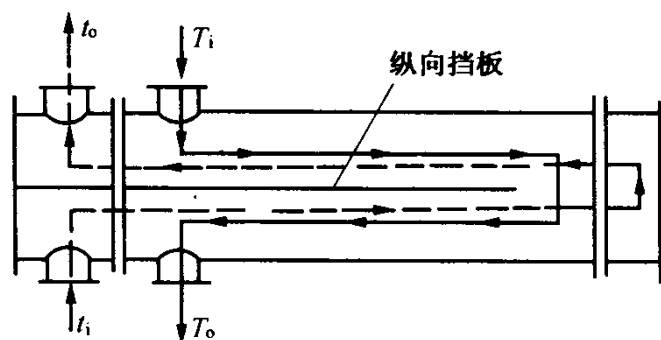


图 1-1 二管程逆流 F 型壳体

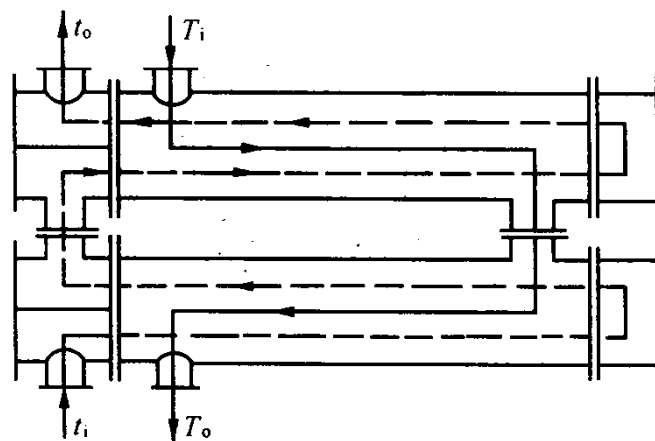
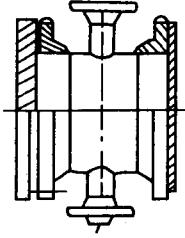
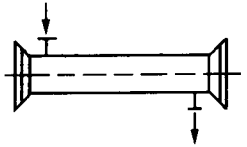
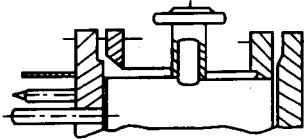
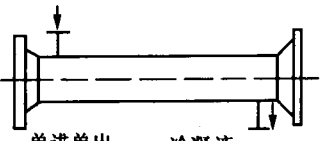
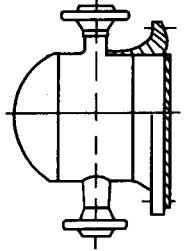
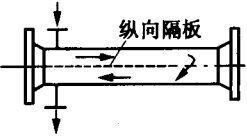
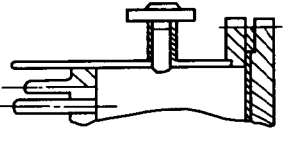
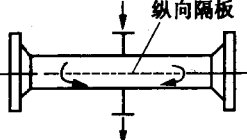
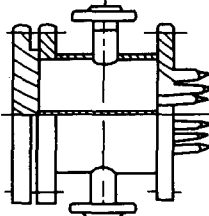
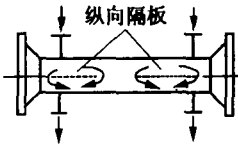
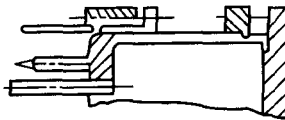
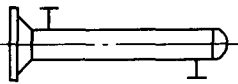
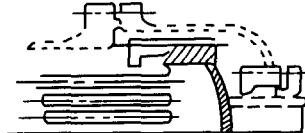
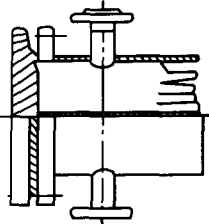
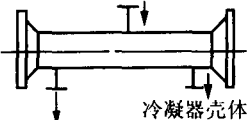
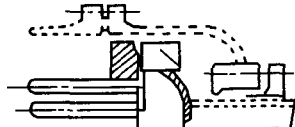


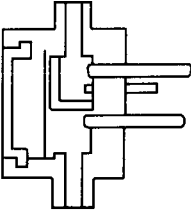
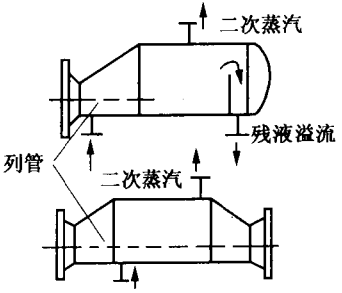
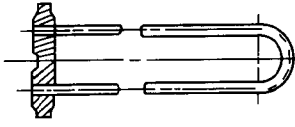
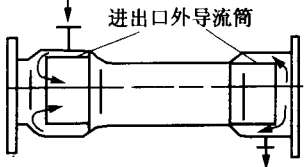
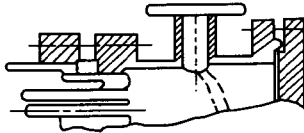
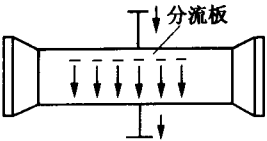
图 1-2 两个单壳程双管程壳体串联结构

表 1-1 管壳式换热器各部分的类型

型号	前管箱	型号	壳程	型号	后管箱或后端结构
A	 <p>(平盖管箱)可拆端盖</p>	E	 <p>单程</p>	L	 <p>类似前管箱 A 的固定管板</p>
		Q	 <p>单进单出 冷凝液 单壳程</p> <p>单进单出冷凝器壳体</p>		
B	 <p>(封头管箱)整体端盖</p>	F	 <p>纵向隔板</p> <p>双壳程(具有纵向隔板的双程壳体)</p>	N	 <p>类似 N 的固定管板</p>
		G	 <p>纵向隔板</p> <p>分流</p>		

型号	前管箱	型号	壳程	型号	后管箱或后端结构
C	 <p>(用于可拆管束的与管板制成一体的管箱) 管箱与管板为整体</p>	H	 <p>纵向隔板 双分流</p>	P	 <p>双填料函式浮头</p>
		I	 <p>U型壳体(U形管式换热器)</p>	S	 <p>钩圈式浮头</p>
N	 <p>与管板制成一体的固定管板管箱</p>	J	 <p>冷凝器壳体 无纵向隔板分流</p>	T	 <p>可抽式浮头</p>



型号	前管箱	型号	壳程	型号	后管箱或后端结构
D	 <p>高压管箱</p>	K	 <p>列管 二次蒸汽 残液溢流 二次蒸汽</p> <p>Kettle (卡特尔)K式再沸器 (釜式重沸器)</p>	U	 <p>U型管束</p>
		O	 <p>进出口外导流筒</p> <p>外导流筒换热器</p>	W	 <p>(带套环填料函式浮头) 外密封式浮动管板</p>
		X	 <p>分流板</p> <p>错流式换热器 (美 TEMA 标准)</p>		

使用中出现过有多达 6 个壳程串联在一起的结构，每个壳程内有两个或更多的管程。由于受流体允许的最大压力降的限制或其他限制，使得壳程的串联数目不能太多。定性地说，虽然在每个壳程内两流体仍然是混合式流动，但从壳程串联后管壳程两流体流动布置来看，各个换热器内的流体是互相逆流的。因为在每个单壳体内，流体温度的变化在串联后就是整个流体温度的变化，故对其完全逆流的偏离是很小的。

### 三、G 型和 H 型分流壳程结构

G 型和 H 型壳结构在结构上和 F 型相似，如图 1-3 所示，实际上由 2 个或 4 个 F 型几何形体所构成。管壳程内的流体不再是纯逆流。在显热传递的换热操作中，传热对数平均温差校正因子  $F_t$  也不再为 1.0，这两种结构通常用于相变传热中，尤其广泛用于卧式热虹吸再沸器以及部分或全冷凝的冷凝器中。在这种场合下，流体流过纵向挡板时，不需考虑热泄漏和液体泄漏。

### 四、J 型分流式壳程结构

J 型壳结构可以看作是由两个 E 型端部背靠背地相并而成。如图 1-4 所示。流体从换热器中央的一个接管进入，由两端的另外两个接管流出；或者反过来布置也行。实际上，最常见的是将两个 J 型换热器叠放，让流体从管束的一个接管口进入，从另一个接管口流出。J 型壳结构的主要优点是：壳程压力降比同尺寸的 E 型减少  $1/4 \sim 1/8$ 。

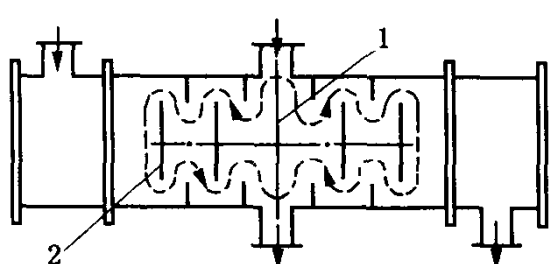


图 1-3 G 型分流  
1—分流板；2—折流板

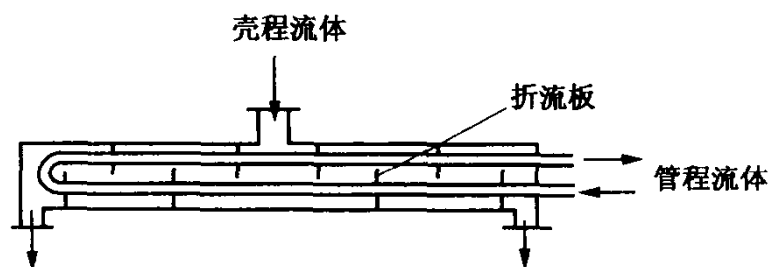


图 1-4 J 型分流

### 五、K 型壳结构

当一流体需要部分气化时（其典型代表是蒸馏塔的再沸器），一般就使用 K 型换热器（在工程中也称作 Kettle 式再沸器）。壳体由圆柱壳及斜锥壳所组成，其管束的直径要比斜锥壳体的最小直径还要小，要汽化的液体恰好淹没管束，在壳体大直径处则提供了一个气-液分离空间。液体从靠近管板的一个进口处流入，接近于干蒸汽（湿度很小）的气体从顶部接管流出。没有气化的残液溢过尾堰，从远离管板的出口流出（实际上都采用连续不断地排出一些液体，或者隔一定时间从此接管排出一些液体，避免不挥发的成分累积）。有时，为了最大程度地降低带液量，在蒸汽出口处使用网状除雾器。

K 型结构造价比较昂贵，尤其用于高压下汽化时更贵，因为高压汽化需要大直径壳体。但它是唯一的不用另加汽-液分离器，生产绝对干的或几乎是绝干的蒸汽再沸器。

### 六、X 型壳结构

X 型，即全错流式（见图 1-5），通常用于冷凝（包括大多数的蒸汽发电厂的冷凝器或热网加热器），偶尔也用于低压气体的加热和冷却。壳程的流动阻力很低，这一点在真空冷凝中意义更为重大。但为了使气体或气-气混合物在整个管束上均匀分布，需要较复杂的均布结构，而且必须在管束上方提供一个不布管的自由空间。另外，也有采用多个进口接管的

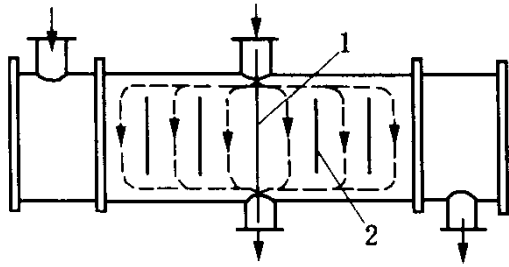


图 1-5 X 型壳程(全错流式)  
1—分流板; 2—支承板

型式。

### 七、外导流壳结构

外导流流体进出口壳结构可使流体在管束中分布均匀,且大大减少壳程压降,还起到一定的温差补偿膨胀作用。

### 八、各种壳型的比较及理论分析

下面,先对整体几何尺寸相同的这几种壳型性能作一个粗略的比较:

壳程传热膜系数  $\alpha_o$  与壳程压力降  $\Delta p_o$ , 以及传热温差校正因子  $F_t$  的比较见表 1-2, 以 E 型为基准。

表 1-2 换热器不同壳型的相对性能比较(Gupta, 1979 年)<sup>[2]</sup>

壳程	E	F	G	H	J
壳程给热系数 $\alpha_o$	1	$2^{0.55}$	1	$(\frac{1}{2})^{0.55}$	$(\frac{1}{2})^{0.55}$
壳程压力降 $\Delta p_o$	1	8	1	1/8	1/8

1. F 型壳体产生近似于 E 型壳体 8 倍的压力降,这是由于其流速  $\omega$  及流道长度  $L$  大约为相应的 E 型壳体的 2 倍。但经过纵向折流板的流体泄漏将会影响热交换和压力降。

2. G 型壳体产生近似于 E 型壳体的压力降。尽管其流动面积为 E 型壳体的一半,但其体积流速也如此,故其流动速度保持近似与 E 型壳体一样。其净流道长度也与 E 型壳体一样。G 型壳体与多管程 E 型壳体比较,其对数平均温度差的结构修正因子  $F_t$  要高些。

3. J 型壳体产生的压力降约为 E 型壳体的 1/8。这是因为其流速及流道长度均仅为 E 型壳体的一半。

下面再对上述的粗略估计比较作进一步的定量表述,以利于对这些壳型的更深了解。

令 E 型换热器的壳程压降  $\Delta p_{oE} = k'_E \omega_E^2 L_E$

壳程传热膜系数  $\alpha_o$  可按下式计算:

$$\alpha_{oE} = k' Re^{0.55} = k\omega^{0.55}$$

即可令 E 型换热器为

$$\alpha_{oE} = k_E \omega_E^{0.55}$$

(1) F 型:

$$\Delta p_{oF} = k_F L_F \omega_F^2$$

因

$$L_F = 2L_E$$

$$\omega_F = 2\omega_E$$

故

$$\Delta p_{oF} = 2k'_F L_E (2\omega_E) = 8k'_F L_E \omega_E^2$$

壳程传热膜系数

$$\alpha_{oF} = k_F \omega_F^{0.55}$$

假定物性数据和定性尺寸与 E 型相同 即  $k_F = k_E$

又

$$\omega_F = 2\omega_E$$

故

$$\alpha_{oF} = k_E (2\omega_E)^{0.55} = 2^{0.55} \alpha_{oE}$$

(2) G 型:

G 型换热器相当于两个 F 型换热器并联连接。

由上面的分析, 同理可以得出:

$$\Delta p_G = k_G L_G \omega_G^2$$

由于相对粗糙度, 局部阻力, 定性尺寸与 E 型相同, 故

$$k_G = k_E$$

由图 1-1 与图 1-3 相比较, 不难发现:  $L_G = L_E$

又因为:  $\omega_G = Q_G/A_G = Q_E/A_E = \omega_E$

$$\Delta p_{oG} = k_G L_G \omega_G^2 = k_E L_E \omega_E^2 = \Delta p_{oE}$$

由前面分析可知:

$$\alpha_{oG} = k_G \omega_G^{0.55}$$

当物性数据和定性尺寸与 E 型相同时,  $k_G = k_E$

又已知

$$\omega_G = \omega_E$$

故

$$\alpha_{oG} = k_G \omega_G^{0.55} = k_E \omega_E^{0.55} = \alpha_{oE}$$

(3) H 型:

同理可以推出:

$$\Delta p_{oH} = k_H L_H \omega_H^2 = k_E (L_E/2) (\omega_E/2)^2 = 1/8 \cdot \Delta p_{oE}$$

$$\alpha_{oH} = k_H \omega_H^{0.55} = k_E (\omega_E/2)^{0.55} = (1/2)^{0.55} \cdot \alpha_{oE}$$

(4) J 型:

$$\Delta p_{oJ} = k_J L_J \omega_J^2 = k_E (L_E/2) (\omega_E/2)^2 = 1/8 \cdot \Delta p_{oE}$$

$$\alpha_{oJ} = k_J \omega_J^{0.55} = k_E (\omega_E/2)^{0.55} = (1/2)^{0.55} \cdot \alpha_{oE}$$

以上各式:

式中  $\alpha_o$ ——壳程传热膜系数,  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ;

$\omega$ ——壳程流速,  $m/s$ ;

$\Delta p_o$ ——壳程压降,  $Pa$ ;

$k$ ——与流体物性数据和壳程结构及其定性尺寸当量直径等有关的系数;

$L$ ——壳程流道长,  $m$ 。

各下标 E、F、G、H 和 J 分别表示其相应的壳程结构, 下标 o 代表壳程。

## 第二节 分流式管束的流体力学和热力性能

许多工业生产过程, 为了管程与壳程间热传递系数的最佳匹配; 或是为减少流体诱导(发)振动问题, 以及在壳程低压差情况下, 为有效降低壳程压降等原因, 导致管壳式换热器设计成各种不同结构的管束类型。其中包括美国管式换热器制造商协会 TEMA 标准和我国标准中的所谓壳程的 G 分流式管束(Split-Flow)和 J 分流式管束(Divided-Flow)等。分流式可应用于壳程大流量或冷凝和沸腾情况下, 因其壳程压降低。尤其是在壳程热阻不是控制因素的时候。

### 一、J 分流式<sup>[3,4]</sup>(单壳程管束)

Gardner 对这种单管程 J 分流式的传热平均温差作了理论推导, Kern 和 Corkenter 理论分析了二管程 J 分流式, Jaw 提出了双管程 J 分流式的简化推导, 并且公布了四管程 J 分流式的新

的理论推导,但以上的种种研究都只限于壳程流是在管束的中间处入口( $X_e = 0.5$ ),因而在每半个热交换器壳程中流体流量为各半,整个热交换器的各截面处总传热系数都是某个常数。文献[3]提出了 N 管程 J 分流式(称 1-NJ 分流换热器)的热力分析,包括壳程流体在不同进口部位时(因而左右二部分壳侧的质量流率也不相同)的热力分析方法,可以计算壳程和任意管程的流体温度、换热器热效率和传热对数平均温差校正因子  $F_1$ 、管束压降和壳程介质最佳进口位置等。传热对数平均温差校正因子  $F_1$  可表示为:

$$F_1 = \ln[(1 - P_2)/(1 - P_1 R_1)/[NTU_2(R_2 - 1)]]^{[3]}$$

式中  $NTU$ ——传热单元数,无因次;

$P_1$ 、 $P_2$ ——分别为管程和壳程热效率,无因次;

$R_1$ ——热流率比,无因次,  $R_1 = M_1/M_s$ ;

$M_s$ 、 $M_1$ ——分别为管程和壳程热流率, J/s。

### (一) 管束压降与流量分配

很明显,流体壳程进口位置不同,二个管束区段 e 和 f 的流率比值  $\beta_e$  和  $\beta_f$ , 由于必须满足压降平衡(相等)的条件而有所不同。

通常,管束压降在未计算进出口和折流板压降时可表示成:

$$\Delta p_s = \sigma G_1^m L$$

两区段 e 和 f 的流率分配必须遵照流阻相等原则,即  $\Delta p_{se} = \Delta p_{sf}$

而  $\Delta p_{se} = \sigma G_e^n L_e$  和  $\Delta p_{sf} = \sigma G_f^n (L - L_e)$

式中  $G_1$  和  $G_e$ 、 $G_f$ ——分别是壳程流体的总质量流率和 e、f 区段的质量流率, kg/s;

$L$  和  $L_e$ ——分别是管束总长和 e 区段管段长, m;

$\sigma$  和  $n$ ——系数和指数。

今假设在计算范围内  $\sigma$  和  $n$  均为某个常数;

因此,  $L_e G_e^n = (L - L_e) G_f^n$

令:  $\beta_e = G_e/G_1$

于是得:

$$\beta_e = (L/L_e - 1)^{1/n} / [1 + (L/L_e - 1)^{1/n}] \quad (1-1)$$

### (二) J 分流管束压降( $\Delta p_{sJ}$ )与常规 E 型管束压降( $\Delta p_{sE}$ )比较

常规 E 型管束压降  $\Delta p_{se} = \sigma G_1^m L$

两者比较得:

$$\Delta p_{sJ}/\Delta p_{se} = \Delta p_{se}/\sigma G_1^n L - (\beta_e^{0.6} L_e/L) < 1 \quad (1-2)$$

可见 J 分流式管束压降永远是低于 E 型管束。

上式可用于 J 分流式换热器管束的流体力学设计。如果壳程热阻不是控制热阻时,则壳程流体进口位置  $X_e$  的改变即流率比  $\beta_e$  改变,不会导致管壳程以及整个换热器的热效率的很大变化,而压降却大大地减少了。但当壳程热阻是控制热阻时,管束流率的分配,即进口位置的改变,会影响换热器的总传热系数  $K$ 。通常在湍流状态下壳程传热膜系数是流速  $\omega$  的 0.55 ~ 0.6 次方关系<sup>[3]</sup>,因而可以直接写出 J 分流式和 E 型两者的比较式为:

$$(KA)_J/(KA)_E = (\beta_e)^{0.6} L_e/L + \beta_f^{0.6} (1 - L_e/L)$$

式中  $\beta_f = 1 - \beta_e$

因  $\Delta p_{se} = \Delta p_{sf}$

故  $(KA)_J / (KA)_E = (1 - \beta_e^{0.6}) + [\beta_e^{0.6} - (1 - \beta_e)^{0.6}] / [1 + 1 / (1 - \beta_e) - 1]$  (1-3)

式中  $K$ ——换热器总传热系数,  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ;

$A$ ——换热器总传热面积,  $m^2$ ;

$\Delta p_s$ ——壳程压降, Pa;

下标  $e$  和  $f$  分别表示壳程  $e$  侧和  $f$  侧。Pa;

### (三) 最佳壳程进口位置 $X_e$

J分流式管束的最佳进口位置, 通常并不是一定在管束的中央, 它的位置会影响到换热器的热效率和管束压降。最佳进口位置取决于一系列的因数, 包括管程数  $N_t$ 、管程热效率与壳程热效率比等等, 以期获得最佳的换热器热效率。文献[3]介绍了图 1-6b 的 1-1J 分流式(单管程)的最佳进口位置理论推导, 其结果为:

$$\frac{\partial Z}{\partial X_e} + \rho \frac{\partial \phi}{\partial X_e} = 0$$

$$\frac{\partial Z}{\partial \beta_e} + \rho \frac{\partial \phi}{\partial \beta_e} = 0$$

而

$$Z = P_2 = C - \phi \beta_e NTU_2 / NTU_1$$

$$\phi = [1 - 1 / (1 - \beta_e)]^n - L / L_e - 1 \quad (1-4)$$

解上述方程组即可求出最佳进口位置  $X_e$  值。

式中

$\rho$ ——参数;

$C$ ——常数系数;

$P_2$ ——热交换器壳程无因次温度变化, 称温度效率或热效率,

$$P_2 = (t_2 - t_1) / (T_2 - T_1)$$

$t_2, t_1, T_2, T_1$ ——管程流体出口温度和进口温度, 以及壳程介质出口和进口温度;

$NTU_2 (= AK / M_s)$

——分别是壳程和管程热传递单元数 ( $M_s$  和  $M_t$  分别是壳程和管程的热效率,  $J/^\circ C$ ), 无因次。

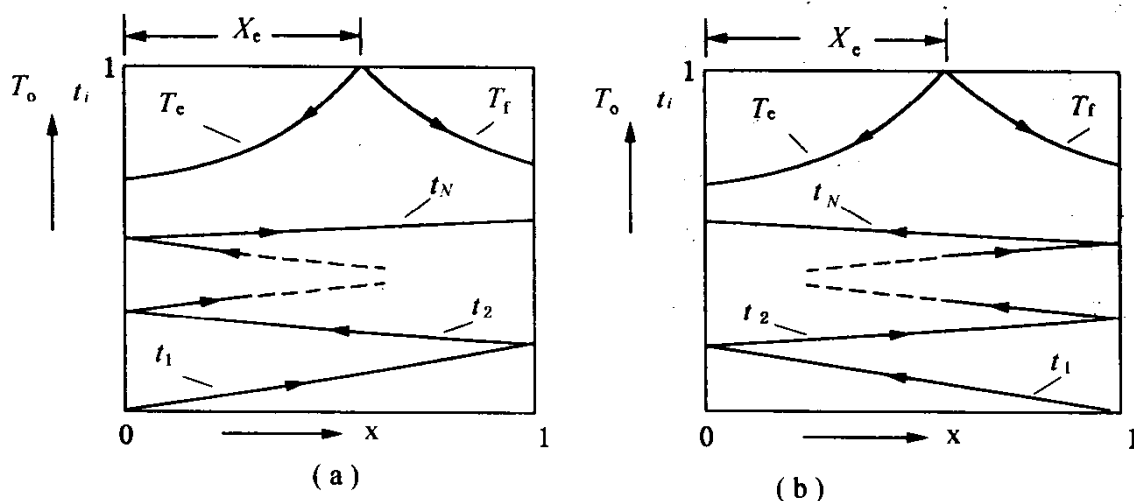


图 1-6 J分流式换热器管程  $t_i$  和壳程介质  $T_o$  温度

根据上述的理论计算方法, 图 1-7 至图 1-10 系文献[3]给出的壳程(湍流下)最佳进口位置  $X_e$  的几个示例(管程数为 1 时): 其中图 1-7 和图 1-9 为管程热阻为控制热阻时情况, 而图 1-8 和图 1-10 则为壳程为主要热阻的情况下。可见, 最佳壳程进口位置  $X_e$  系随热流

率比  $R_1$  (管壳程热流率比  $R_1 = M_1/M_s$ ) 热传递单元数  $NTU_1$  而变化, 且随热流率比  $R_1$  增加而减小, 当  $R_1 > 0.5$  时  $X_e$  就  $< 0.5$ 。如果  $R_1$  不变, 而  $NTU_1$  改变, 则  $X_e$  亦会偏离 0.5 值。当  $R_1$  与  $X_e$  相同时, 图 1-8 和图 1-10 中的热效率  $P_2$  将小于图 1-7 和图 1-9 的中值, 这正是因为在壳程时, 壳程分流影响到总传热系数所致。当管程为主要热阻时, 随着  $NTU_1$  的增加, 则  $X_e$  就较小偏离 0.5 值。以上分析对于管程数大于 1 时亦是相类似的, 不再一一赘述。从上述分析, 可以得出这样的结论, 即是设计者应对分流式选择最佳壳程进口位置, 以获得最佳的热效率和最低的压力损失而不必另加不必要的额外投资。

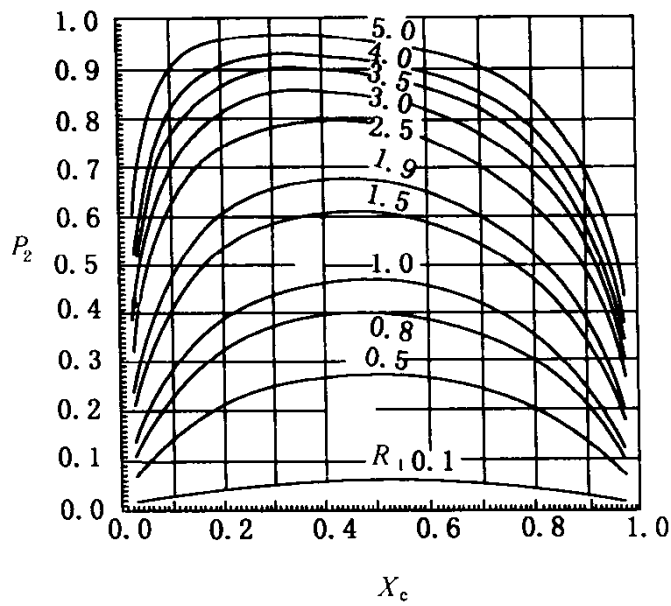


图 1-7 单管程 J 分流  
( $NTU_1 = 1.0, \Delta p_{sE} = \Delta p_{sf}$ )

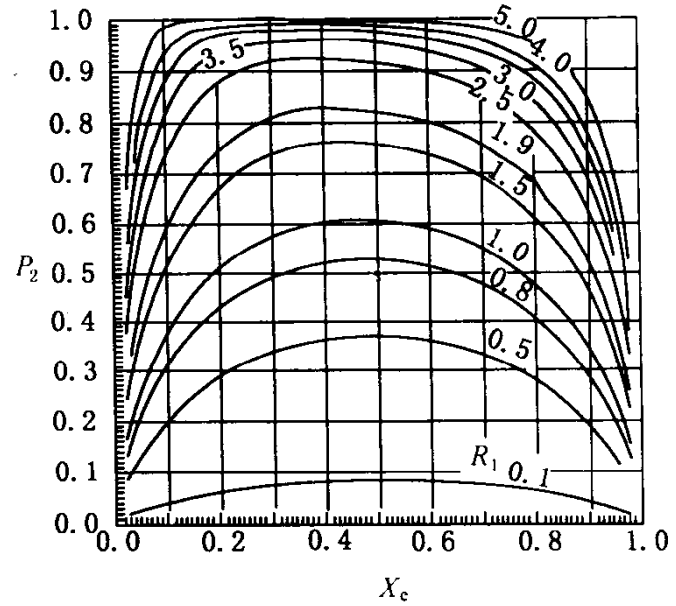


图 1-8 单管程 J 分流  
( $NTU_1 = 2.5, \Delta p_{sE} = \Delta p_{sf}$ )

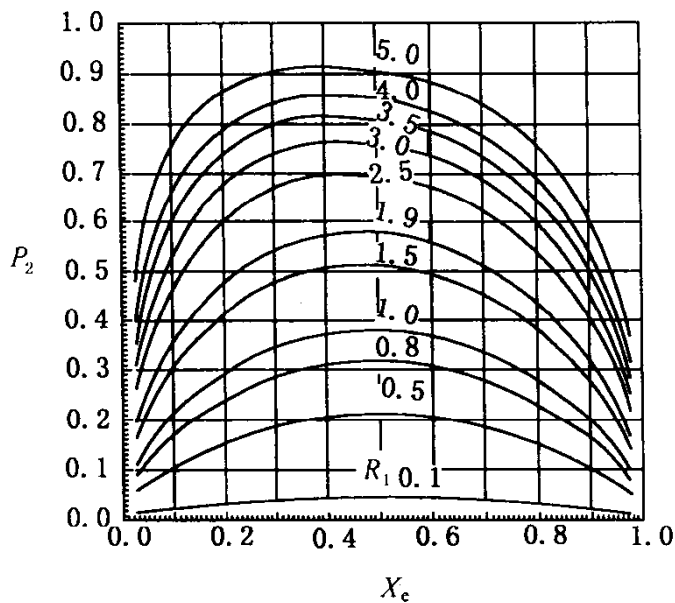


图 1-9 单管程 J 分流  
( $NTU_1^* = 1.0, \Delta p_{sE} = \Delta p_{sf}$ )

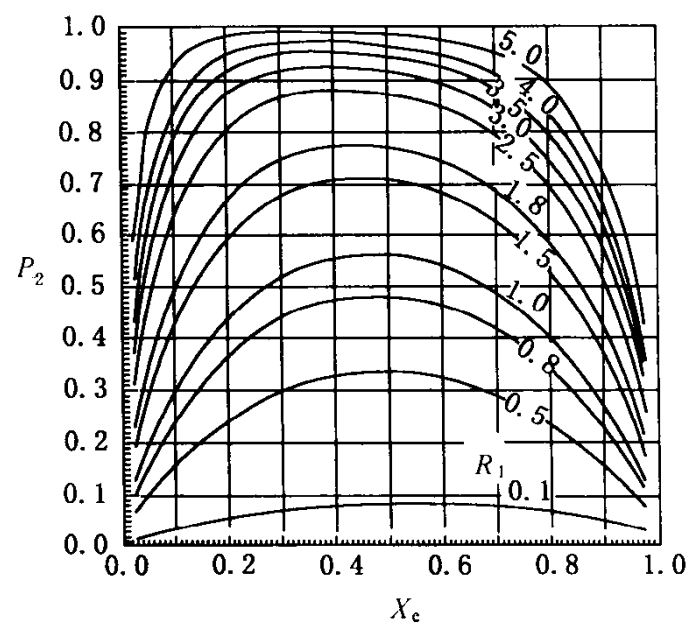


图 1-10 单管程 J 分流  
( $NTU_1^* = 2.5, \Delta p_{sE} = \Delta p_{sf}$ )

## 二、G 分流式双壳程管束的性能分析<sup>[5-7]</sup>

Singh 和 Holtz 提出了 4 管程和 2 管程 G 分流式管束(双壳程管束)换热器的温度效率(或称热效率)  $P$ 、热传递单元数  $NTU$  和热效率比  $R$  等之间的关系, 管程和壳程流体随传热面的温度场函数关系。Singh 和 Holtz 并对此两种管束性能作了比较。Schindler 和 Bates 将 2-2G 分

流管束(双管程)划分为一个逆流区段(即图上子区段 1)和两个并流区段(即子区段 2 和 3)的热传递区(图 1-11),求取  $P-R-NTU$  的关系和管程与壳程的流体温度场。他们利用每一子区段尚未能确定的终端温度项的热传递微分方程,求助于每二个子区段界面处的管程或壳程温度连续条件,以确定其未知的终端温度,进一步再利用数学关系式,以获得所需的  $P-NTU-R$  关系式。从而可以求出该管束的总热传递特性和壳程与管程的介质温度场;这对于固定管板式换热器的换热管和壳体的纵向温度应力以及 U 换热器 U 弯管上的温度应力计算<sup>[7]</sup>、管子的纵向热膨胀量计算都是需要知道的。并且从管、壳程介质的温度截面也就可揭示出换热器管束可能出现的不合理的逆向热传递现象和管板上过高的热应力位置等。下述分析都是在不考虑纵向挡板渗漏的情况下进行的。

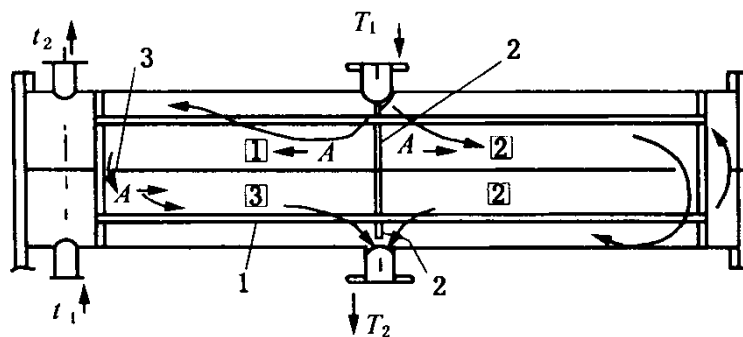


图 1-11 双管程 2-2G 分流管束  
1—换热管; 2—分流板; 3—纵向挡板

### (一) 管程和壳程流体温度方程

如图 1-11 所示,  $A_i$  表示每个子区段  $i$  ( $i=1, 2, 3$ ) 的传热面积, 则 1 和 3 子区段的传热面积  $A_1 = A_3 = 0.5A_t$ , 而子区段 2 的传热面积则为  $A_2 = A_t$ , 其中  $A_t$  为半个管束总传热面积。于是就可以直接写出以下的关系式:

$$0.5M_s(\delta_i)dT = M_t dt, \quad i = 1, 2, 3 \quad (1-5)$$

该式分别表示了每个子区段 1、2 和 3 的管程与壳程间热平衡关系。

$\delta_i$  为管束各子区段的流图特性(即不同的坐标系和流向关系)

$$\text{式中} \quad \delta_i = (-1)^i \quad (1-5a)$$

另外, 还可以写出下列熟知的传热基本关系式为:

$$0.5M_s dT = -K(T-t)dA \quad (1-6)$$

式中  $M_s$ 、 $M_t$ ——壳程和管程的热流率(流量和比热容之乘积), J/s;

$K$ ——换热器总传热系数,  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ;

$T$ 、 $t$ ——壳程和管程介质在任意位置微段传热面  $A$  处的温度,  $^\circ C$ 。

式(1-6)可以改写成:

$$\frac{dT}{dA} = -\frac{2K}{M_s}(T-t) \quad (1-7)$$

$$\text{或二阶方程} \quad \frac{d^2T}{dA^2} = -\frac{2K}{M_s} \left( \frac{dT}{dA} - \frac{dt}{dA} \right) \quad (1-8)$$

于是, 由(1-5)和(1-6)式可以得壳程介质任意点处温度二阶方程为

$$\frac{d^2T}{dA^2} - a_i \frac{dT}{dA} = 0, \quad i = 1, 2, 3 \quad (1-9)$$

$$a_i = \frac{2M}{M_s} \left( 1 - \frac{\delta_i}{2R_1} \right) \quad (1-10)$$

式中  $R_1$ ——为管程对壳程的热流率比,  $R_1 = M_t/M_s$ , 无因次。

解方程式(1-9)即得壳程各子区段任意位置处介质温度  $T$  为:

$$T = a_i + b_i e^{-a_i A}, \quad i = 1, 2, 3 \quad (1-11)$$

再与式(1-7)联解得管程各子区段任意位置  $A$  处的介质温度  $t$  方程为:



$$t = a_i + b_i(1 + M_i a_i / 2K) e^{-a_i A}, \quad i = 1, 2, 3 \quad (1-12)$$

式中6个积分常数  $a_1$ 、 $a_2$ 、 $a_3$  和  $b_1$ 、 $b_2$ 、 $b_3$  均可利用各子区段间的界面条件和边界条件求出。

## (二) 方程的求解

1. 由子区段1和2交界面处(本设定的坐标系统为在传热面积  $A=0$  处)壳程介质温度  $T$  的连续条件得:

$$a_1 + b_1 = a_2 + b_2 \quad (1-13)$$

2. 同理在  $A=0$  处由管程介质温度  $t$  的连续条件得:

$$a_1 + b_1 \left(1 - M_s \frac{a_1}{2K}\right) = a_2 + b_2 \left(1 - M_s \frac{a_2}{2K}\right) \quad (1-14)$$

从(1-13)和(1-14)式得:

$$b_2 = a_1 b_1 / a_2 \quad (1-15)$$

$$a_2 = a_1 + b_1(1 - a_1/a_2) \quad (1-15a)$$

3. 由子区段1 ( $A=A_1$ )和子区段3 ( $A=0$ )的壳程介质温度  $T$  连续条件得:

$$a_1 + b_1 \theta_1 = a_3 + b_3 \quad (1-16)$$

式中,

$$\theta_i = e^{-a_i A_i} \quad (1-16a)$$

4. 由子区段2 ( $A=A_2$ )和子区段3 ( $A=A_3$ )界面处管程流体温度  $t$  连续条件:

$$a_3 + b_3 \theta_3 \left(1 - M_s \frac{a_3}{2K}\right) = a_2 + b_2 \theta_2 \left(1 - M_s \frac{a_2}{2K}\right) \quad (1-17)$$

由式(1-15)(1-15a)(1-17)联解得:

$$a_3 + b_3 \theta_3 \left(1 - M_s \frac{a_3}{2K}\right) = a_1 + b_1 \left[1 - a_1/a_2 + \theta_2 \left(1 - M_s \frac{a_2}{2K}\right) \cdot a_1/a_2\right] \quad (1-17a)$$

再由式(1-16)和(1-17a)得:

$$b_3 = x b_1 \quad (1-18)$$

$$\text{此处, } x = \frac{1 - \theta_1 - \frac{a_1}{a_2} + \theta_2 \frac{a_1}{a_2} \left(1 - M_s \frac{a_2}{2K}\right)}{\theta_3 \left(1 - M_s \frac{a_3}{2K}\right) - 1} \quad (1-19)$$

由式(1-16)给出:

$$a_3 = a_1 + b_1(\theta_1 - x) \quad (1-20)$$

5. 已知在边界条件子区段1处的  $A=0$  处, 壳程流体进口温度  $T = T_1$

6. 已知在边界条件子区段3处的  $A=0$  处, 管程流体进口温度  $t = t_1$

根据5. 和6. 两个已知边界条件, 可由式(1-11)和式(1-12)得:

$$a_1 + b_1 = T_1 \text{ (壳程进口温度)} \quad (1-21)$$

$$a_1 + b_1 \left(\theta_1 - x M_s \frac{a_3}{2K}\right) = t_1 \text{ (管程进口温度)} \quad (1-22)$$

于是

$$T_1 - t_1 = b_1 \left(1 - \theta_1 + x M_s \frac{a_3}{2K}\right)$$

或

$$b_1 = (T_1 - t_1) / \left(1 - \theta_1 + x M_s \frac{a_3}{2K}\right) \quad (1-23)$$

$$a_1 = \left[ T_1 \left( x M_s \frac{a_3}{2K} - \theta_1 \right) + 1 \right] / \left( 1 - \theta_1 + x M_s \frac{a_3}{2K} \right) \quad (1-24)$$