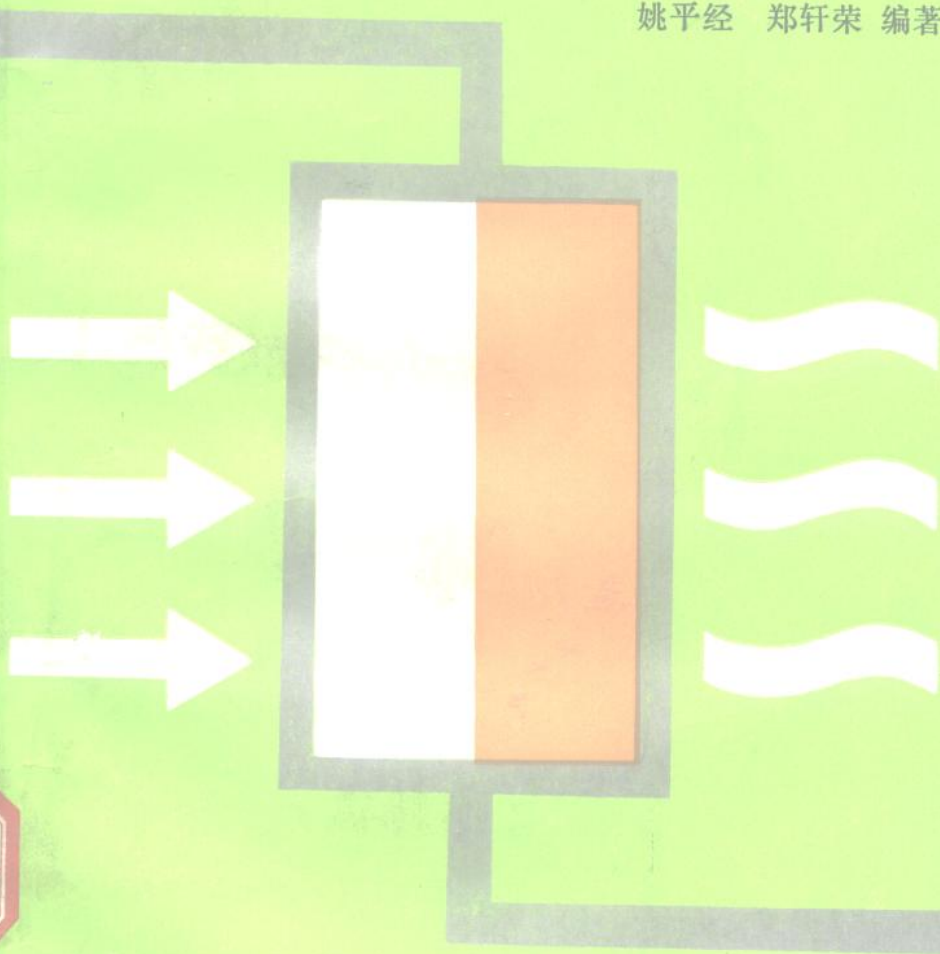


换热器系统的模拟、优化与综合

姚平经 郑轩荣 编著



化学工业出版社

TQ 081.1

Y 37

换热器系统的模拟、 优化与综合

姚平经 郑轩荣 编著

化学工业出版社

(京)新登字039号

DU 38.104
内 容 提 要

本书主要介绍换热器系统模拟、优化与综合的基本原理和一些常用的方法。全书分为两大部分：第一部分换热器，重点介绍常用类型换热器的数学模拟与优化设计，有关的传热基本知识也作一简介；第二部分换热器系统，是本书的重点，介绍换热器系统的数学模拟、优化以及有代表性的换热器网络综合的理论和方法。

作者根据多年教学与科研实践编著此书，多举例题，力求深入浅出，易懂可用。

本书可供从事生产过程系统能量分析与工程设计方面工作的工程技术人员使用，也可供大学生、研究生在学习有关内容时参考。

换热器系统的模拟、优化与综合

姚平经 郑轩荣 编著

责任编辑：郭乃铎

封面设计：季玉芳

化学工业出版社出版发行

(北京市朝阳区惠新里3号)

化学工业出版社印刷厂印刷

三升装订厂装订

新华书店北京发行所经销

开本850×1168 1/32印张8 字数226千字

1992年12月第1版 1992年12月北京第1次印刷

印数 1—1,550

ISBN 7-5025-1061-3/TQ·620

定 价7.00元

序

“换热器系统的模拟、优化与综合”的撰写工作在1987年已经初步酝酿成熟，其目的是从化工生产系统中的节能需要出发，推广国内外比较好的经验，使化工生产中的热能利用更加有效。

著者多年从事化工教学和科研工作，特别是经常和各化工厂、石油化工厂联系、协作，共同研讨改进生产流程和操作条件，积累了不少实际数据和一些较成熟的经验方法，为生产节能做出了显著的贡献，并已经具备成书的条件。

本书作为一部介绍换热器系统模拟、优化与综合的基本原理和一些常用方法的著作，当前是急需的，不失为一本深入浅出、具有实用价值的参考书。

我作为本书组稿时参加讨论的一员，自然为本书的早日出版高兴，但也希望出书后广大读者能不断提出修改、增订的意见，为再版时作有益的增删。这是和著者所共同希望的。

林纪方

1991年11月15日

前 言

近二十年来，能源问题越来越引起人们的关注，能量的回收和合理利用有着极为重要的意义。中华人民共和国国民经济和社会发展第七个五年计划中提出“五年内全国节约和少用能源 1 亿吨标准煤”，

“为进一步推动节能的技术改造，国家建设一批骨干节能项目，推广节能效益显著的节能新工艺，新技术”。

随着科学技术的进步，人们考虑问题不仅是单个过程或设备，而更重要的是以整个生产过程系统为对象。换热器系统对整个生产过程有着重要影响，而且直接关系到能量的有效利用。作者根据在《化学工程》及《化工系统工程》课程方面的教学与科研实践编写了本书，力求深入浅出地介绍基本理论和方法，多举例题，以达到易懂、可用的目的。

全书分为两大部分：第一部分换热器，重点介绍常用类型换热器的数学模拟与优化设计，有关的传热基本知识也作一简介。第二部分换热器系统，是本书的重点，介绍换热器系统的数学模拟、优化以及有代表性的换热器网络综合的理论和方法。目前，换热器网络的综合是一个活跃的学术领域，新的综合方法不断出现，具有实用价值，能产生显著的技术经济效益。

本书对于从事生产过程系统能量分析与工程设计方面工作的工程技术人员将会有一定帮助；对于大学生、研究生，在学习有关化工过程系统设计与优化方面的课程时，亦可作为参考读物。

要说明的是，文中使用了一些非国际单位，与国际单位的换算关系附在书的最后。

目前，换热器系统的模拟、优化与综合方面的专著尚不多见，加之作者在理论与实践方面水平有限，所编内容会有错误与不妥之处，热诚欢迎读者批评、指教。

本书承蒙林纪方教授组稿、审阅和袁一教授审阅，并提出宝贵意见，在此表示特别地感谢。国家自然科学基金委员会对作者从事这方面科研工作的资助，也起了重要作用。

编者

于大连理工大学化工学院

目 录

序

前言

第一章 传热基本知识	1
1.1. 引言	1
1.2. 总传热系数与污垢热阻	2
1.3. 传热膜系数	3
1.3.1. 流体在圆管内的传热膜系数 (强制对流, 无相变化)	4
1.3.2. 流体在管外的传热膜系数 (强制对流, 无相变化)	5
1.4. 换热器的传热效率 ϵ 和传热单元数NTU	6
1.4.1. 基本定义	7
1.4.2. 换热器传热效率的表达式	8
1.5. 传热膜系数的实验测定	10
1.5.1. 实验数据处理方法	11
1.5.2. 数据处理的计算步骤	19
1.6. 第一章小结	22
第二章 换热器的数学模拟	23
2.1. 管壳式换热器的数学模拟	23
2.1.1. 问题的提出	23
2.1.2. 数学模型的建立	23
2.1.3. 计算步骤	28
2.2. 螺旋板换热器的数学模型建立与模拟	32
2.2.1. 数学模型	32
2.2.2. 数学模拟计算	41
2.3. 换热器费用的估算	49
2.3.1. 换热器的费用	49
2.3.2. 操作费	49
2.4. 第二章小结	50
第三章 换热器的优化设计	51

3.1. 概述	51
3.2. 最优冷却水出口温度的选择——换热器的单变量优化问题	52
3.3. 列管换热器的最优设计	57
3.3.1. 独立变量的选取	58
3.3.2. 单位传热面积功率损失与传热膜系数之间的定量关系	60
3.3.3. 优化方法及计算步骤	63
3.4. 第三章小结	73
第四章 换热器系统的数学模拟	74
4.1. 换热器系统的分类	74
4.1.1. 序贯换热器系统	75
4.1.2. 带分枝的换热器系统	75
4.1.3. 复杂换热器网络系统	76
4.2. 序贯换热器系统的数学模拟	77
4.2.1. 简单序贯换热器系统的模拟计算	77
4.2.2. 带环路序贯换热器系统的模拟计算	78
4.3. 带分枝换热器系统的模拟计算	81
4.4. 采用格子图确定网络中各换热器的计算顺序	88
4.4.1. 格子图	88
4.4.2. 采用格子图确定换热器网络的计算顺序	89
4.5. 第四章小结	92
第五章 序贯换热器系统的优化	93
5.1. 动态规划	93
5.1.1. 最短线路问题	93
5.1.2. 常用的名词和术语	95
5.1.3. 动态规划的基本思想	97
5.1.4. 数学表述和计算步骤	98
5.1.5. 动态规划在多级序贯换热器系统中的应用	100
5.2. 拉格朗日乘子法	106
5.2.1. 简化情况下各级最优传热面积的分配	107
5.2.2. 较一般情况下各级最优传热面积的分配	111
5.3. 离散最小(最大)值原理	114
5.3.1. 数学表述	114
5.3.2. 在多级换热系统中的应用	117

5.4. 第五章小结	125
第六章 换热器网络的最优综合	126
6.1. 换热器网络综合方法简述	126
6.2. 基于热含图的算法——调优方法	127
6.2.1. 热含图	127
6.2.2. 最小面积换热网络的综合	128
6.2.3. 最小面积网络的进一步调优	135
6.2.4. 综合换热器网络的步骤	143
6.3. 根据温-焓图综合换热器网络	145
6.3.1. 温-焓图	145
6.3.2. 热力学最小传热面积网络的综合	147
6.3.3. 热力学最小传热面积网络的改进	152
6.4. 用于换热器网络综合的挟点设计法及网络的进一步调优	160
6.4.1. 挟点位置的确定及其意义	161
6.4.2. 挟点设计法	171
6.4.3. 换热器网络的调优	183
6.4.4. 采用计算机识别及断开热负荷回路	208
6.4.5. 多个公用设施物流的采用	213
6.5. 用于换热器网络综合的结构优化法	216
6.5.1. 转运模型	217
6.5.2. 最小公用设施费用问题	217
6.5.3. 最少换热设备个数问题	224
6.5.4. 综合的步骤	226
6.6. 第六章小结	245
参考资料	245
单位换算	248

第一章 传热基本知识

本章简要介绍有关换热器的类型、传热和流体流动阻力的计算，以及传热数据处理等方面的基本知识，以便于读者阅读本书的后续内容。

1.1. 引言

化工生产过程中，过程物流往往需要加热或冷却，以满足一定的工艺要求。物流间的传热，可以通过物流的直接接触，如在混合槽中进行充分地物理混合；也可以将热流体与冷流体交替地流过一蓄热室进行热量交换来实现，但这两种换热设备的应用场合受到较多的限制。应用最广泛的换热设备是间壁式换热器。

常见的间壁式换热器有：管壳式换热器，套管式换热器，板式换热器，螺旋板式换热器，带翅片管的换热器，板翅式换热器等。在换热器中，冷流体与热流体可以采取逆流、并流、叉流等流动方式进行换热。传热过程中，热传导、对流及热辐射三种基本方式往往是同时出现的，也可能伴随着物流相的变化。

冷、热流体间的热量传递可用以下传热速率方程式定量地表达

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta T_m$$

式中 Q ——传热速率，W；

A ——传热面积， m^2 ；

K ——总传热系数， $W/m^2 \cdot K$ ；

ΔT_m ——有效传热温差，K。

传热速率或热负荷 Q 值的大小应当同冷、热物流的热衡算相一致。传热面积 A 与换热器的结构有关，如管壳式换热器，通常取管子外表面积之值。有效传热温差与流体在换热器中的流动方式有关，其中最为有效的方式是逆流。其它流动方式的传热温差先按逆流方式处

理,然后再加以校正。下面将讨论如何确定换热器的总传热系数 K 的问题。关于各种换热器的完整设计计算,可参阅有关资料^[1~6]。

1.2. 总传热系数与污垢热阻

当传热面为圆筒壁时,如管壳式换热器,以管子外表面积为基准,采用下式计算总传热系数 K 。

表 1.1 总传热系数 K 值的大致范围^[1]

换热器的种类	换 热 条 件	K 值范围, $W/m^2 \cdot K$
管壳式换热器	气体($\approx 1\text{bar} = 750\text{mmHg}$)对气体($\approx 1\text{bar}$)	5~35
	管内或管外为高压气体(200~300bar)	150~500
	液体对气体($\approx 1\text{bar}$)	15~70
	管内为高压气体(200~300bar), 管外为液体	200~400
	液体对液体	150~1200
冷凝器	管外为过热蒸汽, 管内为液体	300~1200
	管内为冷却水, 管外为有机蒸汽或氨蒸汽透平冷凝器(纯水蒸汽, 薄壁黄铜管)	300~1200
		1500~4000
废热锅炉	管内为热气体, 管外为沸腾水	15~50
气体加热器	翅片管内为水蒸汽或热水, 翅片管外为气体	
	自然对流	5~12
	气体强制流动	10~50
套管换热器	气体($\approx 1\text{bar}$)对气体($\approx 1\text{bar}$)	10~35
	内管为高压气体(200~300bar), 外管为气体($\approx 1\text{bar}$)	20~60
	高压气体(200~300bar)对高压气体(200~300bar)	150~500
	内管为高压气体(200~300bar), 外管为液体	200~600
	液体对液体	300~1400
螺旋板换热器	液体对液体	700~2500
	蒸汽对蒸汽	900~3500
板翅式换热器	气体对气体($\approx 1\text{bar}$)	10~35
	气体对液体	20~60
蛇管冷却器	管外为冷水或盐水, 管内为气体($\approx 1\text{bar}$)管外为冷水, 管内为高压气体(200~300bar)	20~60
		150~500
	管外为冷水或盐水, 管内为液体	200~700
	管外为冷水或盐水, 管内为冷凝蒸汽	350~900

$$\frac{1}{K} = \left(\frac{1}{h_i} + R_i \right) \frac{A_o}{A_i} + \frac{1}{h_o} + R_o$$

式中 h_i, h_o ——管内、壳程传热膜系数, $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$;

R_i, R_o ——管内侧、外侧污垢热阻, $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$;

A_i, A_o ——管内壁、外壁表面积, m^2 。

表 1.1 列出了若干种换热器总传热系数 K 值的大致范围, 供估算换热器时参考。

一些有代表性的污垢热阻数据列于表 1.2, 这些数据是从“管式换热器制造者协会 (TEMA)”提供的英制数据经转换得到的, 供参考选用。

表 1.2 换热器中一些流体的污垢热阻^[7]

流 体	污垢热阻, $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$
蒸馏水	0.0001
海水, 低于 325K	0.0001
高于 325K	0.0002
处理过的锅炉给水	0.0002
自来水或井水, 低于 325K	0.0002
高于 325K	0.00035
致冷液体	0.0002
致冷蒸汽	0.00035
汽油, 有机蒸汽	0.0001
燃料油	0.0009
水蒸汽	0.0001
工业空气	0.00035

1.3. 传热膜系数

采用一些关联式可以近似计算出给定条件下的传热膜系数 h_i, h_o , 但误差是较大的。例如, 对于湍流流动情况, 计算出的传热膜系数的误差在 $\pm 20\%$ 左右, 而对于冷凝、沸腾、自然对流等情况, 误差会超过 100% 。所以, 有时需要通过实验确定准确的总传热系数值, 供设计使用。下面举出最常用的计算传热膜系数的关联式, 介绍其有

关的计算表达式。

1.3.1. 流体在圆管内的传热膜系数 (强制对流, 无相变化)

根据Sieder和Tate提出的关联式^[8], 对滞流, 雷诺数 $Re (=dG/\mu)$
 < 2100 时

$$\frac{h_i d}{\lambda} = 1.86 \left(\frac{d \cdot G}{\mu} \cdot \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \cdot \frac{d}{L} \right)^{1/4} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (1.1)$$

对湍流, $Re > 10000$ 时

$$\frac{h_i \cdot d}{\lambda} = 0.023 \left(\frac{d \cdot G}{\mu} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (1.2)$$

式中 h_i ——管内传热膜系数, $W/m^2 \cdot K$;

d ——管内壁直径, m ;

G ——质量流速, $kg/m^2 \cdot s$;

C_p ——流体等压比热, $kJ/kg \cdot K$;

μ ——流体粘度, $kg/m \cdot s$;

μ_w ——壁温下流体粘度, $kg/m \cdot s$;

L ——管长, m ;

λ ——流体导热系数, $W/m \cdot K$ 。

C_p 、 μ 、 λ 皆在流体平均温度下取值。

对于过渡区, $Re = 2100 \sim 10000$, 可查图1.1。

式(1.1)、(1.2)适用于有机液体、水溶液、水和气体, 误差在 $\pm 15\%$ 之内。

当流体流过非圆形通道时, 对于湍流情况, 前面方程式仍可近似应用, 只是要用当量直径 d_e 代替圆管直径 d 。当量直径定义为四倍的水力半径, 水力半径为通道横截面积除以加热周边 (或润湿周边, 要注意所提出的计算式中当量直径是如何规定的)。例如, 对于套管换热器, 计算环隙传热膜系数时, 所用的当量直径为

$$d_e = 4 \times \text{水力半径} = 4 \times \frac{\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}}{\pi d_1} = \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_1}$$

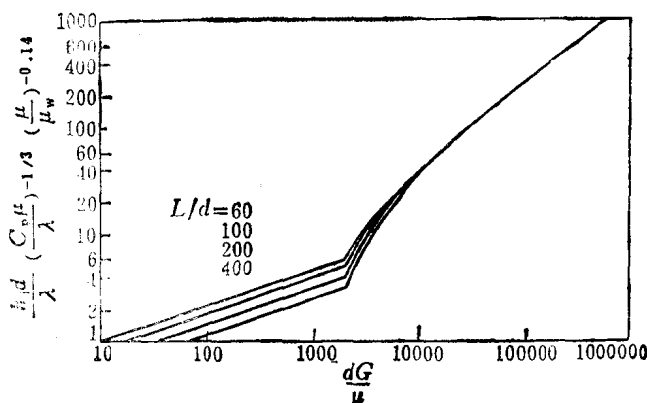


图 1.1 估算流体在管内传热膜系数的图

式中 d_1 、 d_2 ——套管换热器环隙的内、外直径。

值得注意的是，计算流体流动阻力时所用的水力半径定义为通道横截面积除以润湿周边。如对上述套管换热器，此时当量直径为

$$4 \times \frac{\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}}{\pi(d_2 + d_1)} = d_2 - d_1$$

1.3.2. 流体在管外的传热膜系数（强制对流，无相变化）

对于壳程具有挡板的管壳式换热器，壳程的传热膜系数 h_o 可用下式计算^[9]

$$\frac{h_o \cdot d_o}{\lambda_t} = \frac{a_o}{F_s} \left(\frac{d_o \cdot G_o}{\mu_t} \right)^{0.6} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \right)_t^{1/3} \quad (1.3)$$

$$Re = \frac{d_o \cdot G_o}{\mu_t} = 2000 \sim 32000$$

式中 $a_o = \begin{cases} 0.33 & \text{管束按交错排列} \\ 0.26 & \text{管束按直线排列,} \end{cases}$

d_o ——管子外径，m；

F_s ——考虑壳程内旁流影响的安全系数，通常取1.0~1.8；

G_o ——流体通过壳程管束的质量流速， $\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$ ，以壳体轴线

上挡板间的最小自由面积 $A_{\min}$ 为基准, $A_{\min}$ 用下式计算

$$A_{\min} = \frac{\text{壳内径} \times \text{挡板间距} \times \text{相邻管子间隙}}{\text{相邻管子的中心距离}}$$

所以

$$G_0 = \frac{w}{A_{\min}}$$

式中 w ——质量流量, kg/s。

式(1.3)中下标 f 指在平均膜温下的物性。确定流体膜的温度的比较麻烦的, 工程上常用计算壳程传热膜系数的关联式为⁽⁵⁾

$$\frac{h_0 \cdot d_c}{\lambda} = 0.36 \left(\frac{d_c \cdot G_0}{\mu} \right)^{0.55} \cdot \left(\frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (1.4)$$

式中 h_0 ——壳程传热膜系数, W/m²·K;

d_c ——壳程当量直径, m。

流体物性是在流体的平均温度下确定的, 其它符号同前。

壳程挡板缺口的大小, 以挡板割去部分的高度占壳体内径的百分比来表示, 常用的为割去25%的缺口。

式(1.4)适用于烃类, 有机化合物、水、水溶液和气体, 误差为0~+20%。

对于冷凝、沸腾和自然对流情况下传热膜系数的确定可参看有关文献资料, 要注意所提出的关联式的适用范围。这些关联式的计算结果往往误差较大, 但可半定量地估计流体性质、流动状况、传热面的几何形状以及传热温差等诸因素对传热膜系数的影响。工程设计人员通常愿意按实验数据提供的范围来选择总传热系数值用于设计计算, 这是比较可靠的, 但要受到应用范围的限制。

1.4. 换热器的传热效率 ϵ 和传热单元数NTU

换热器的设计计算中, 采用 ϵ -NTU法有一定的优点, 计算起来比较方便, 可以省去对数平均温度差的计算(尤其是需要试差计算对数平均温度差时), 对于一系列串联的换热器, 传热单元数NTU可以累积起来表示该换热系统的传热能力。

1.4.1. 基本定义

换热器的传热效率 ε 定义为实际传热量 Q 同理论上最大可能的传热量 $Q_{\max}$ 之比

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (1.5)$$

对逆流操作而言,若冷流体的热容流率 $(w \cdot C_p)$ 比同其换热的热流体的热容流率小,则

$$Q = (w \cdot C_p)_{\min} \cdot (T_{c_2} - T_{c_1}) \quad (1.6)$$

若热流体的热容流率为较小者,则

$$Q = (w \cdot C_p)_{\min} \cdot (T_{H_1} - T_{H_2})$$

而最大可能的传热量皆为

$$Q_{\max} = (w \cdot C_p)_{\min} \cdot (T_{H_1} - T_{c_1}) \quad (1.7)$$

式中 w ——流体质量流量, kg/s;

C_p ——流体比热, kJ/kg·K;

$(w \cdot C_p)_{\min}$ ——冷、热两流体中热容流率较小者, kJ/s·K;

T_{c_1} 、 T_{c_2} ——冷流体入、出口温度, K;

T_{H_1} 、 T_{H_2} ——热流体入、出口温度, K。

所谓理论上最大可能的传热量,相当于冷流体出口温度达到热流体入口温度时的传热量(当冷流体为 $w \cdot C_p$ 较小者),或相当于热流体出口温度达到冷流体入口温度时的传热量(当热流体为 $w \cdot C_p$ 较小者)。当换热器的传热面积无穷大时,可以认为达到了理论上最大可能的传热量。

由式(1.5)、(1.6)、和(1.7),实际的传热量可表示为

$$Q = \varepsilon \cdot Q_{\max} = \varepsilon \cdot (w \cdot C_p)_{\min} \cdot (T_{H_1} - T_{c_1})$$

由式(1.5)、(1.6)和(1.7)可看出,当冷流体为 $(w \cdot C_p)_{\min}$ 时,

$$\varepsilon = \frac{T_{c_2} - T_{c_1}}{T_{H_1} - T_{c_1}}$$

当热流体为 $(w \cdot C_p)_{\min}$ 时,

$$\varepsilon = \frac{T_{H_1} - T_{H_2}}{T_{H_1} - T_{c_1}}$$

热容流率比 C 定义为：冷、热两流体中，较小的热容流率 $(w \cdot C_p)_{\min}$ 与较大的热容流率 $(w \cdot C_p)_{\max}$ 之比，即

$$C = \frac{(w \cdot C_p)_{\min}}{(w \cdot C_p)_{\max}}$$

如有一侧是蒸汽冷凝或液体沸腾，即传热过程中可能该侧温度保持不变，则 $(w \cdot C_p)_{\max}$ 可看作无穷大，此时 $C=0$ 。另外一种情况，如一侧为常压气体，另一侧是流量很大的水，也可近似看成 $C=0$ 。

对于换热器，传热单元数NTU定义为

$$NTU = \int \frac{K \cdot dA}{(w \cdot C_p)_{\min}} \quad (1.8)$$

式中 K ——总传热系数；

A ——传热面积。

当总传热系数在整个换热器中取一平均值，即 K 为一常数时，式(1.8)可写成

$$NTU = \frac{K \cdot A}{(w \cdot C_p)_{\min}} \quad (1.9)$$

传热单元数与传热系数，传热面积成比例，所以，其是换热器传热能力的量度。

根据热衡算及传热速率方程，可写出

$$(w \cdot C_p)_{\min} \cdot \Delta t_{\max} = K \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (1.10)$$

式中 $\Delta t_{\max}$ ——热容流率较小者 $(w \cdot C_p)_{\min}$ 流体的温度变化；

ΔT_m ——平均传热温度差。

则式(1.9)可进一步写为

$$NTU = \frac{K \cdot A}{(w \cdot C_p)_{\min}} = \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta T_m} \quad (1.11)$$

这样，式(1.11)就把传热单元数同传热温度差联系起来了。

1.4.2. 换热器传热效率的表达式

换热器的传热效率 ε 可以表示成传热单元数NTU及热容流率比 C 的函数，即

$$\varepsilon = f(NTU, C)$$