

研究简报

# 多股流换热器设计的量纲 1 温差场均匀性优化因子

吕岩岩, 崔国民, 郭 佳, 李美玲  
(上海理工大学热工程研究所, 上海 200093)

关键词: 温差均匀性优化原则; 多股流换热器; 通道排列

中图分类号: TK 124

文献标识码: A

文章编号: 0438-1157 (2007) 10-2469-05

## Application of temperature-difference uniformity optimization principle to path arrangement of multi-stream heat exchangers

LÜ Yanyan, CUI Guomin, GUO Jia, LI Meiling

(Research Institute of Thermal Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

**Abstract:** The concept of dimensionless temperature-difference uniformity optimization factor was proposed. The application of this factor to path arrangement was studied. The study showed that dimensionless temperature-difference uniformity optimization factor was an effective evaluation criterion of path arrangement of multi-stream heat exchangers and the design of multi-stream heat exchangers could be guided by this factor.

**Key words:** temperature-difference uniformity optimization principle; multi-stream heat exchanger; path arrangement

### 引 言

通道排列一直是多股流换热器设计中的重点和难点。称其为重点, 主要是因为通道排列的好坏直接关系到换热器的整体性能, 当通道的排列偏离理想布置时, 局部的热负荷将引起很大的不平衡, 甚至产生温度交叉和热量内耗, 使换热器的效率降低, 以致无法用增加传热面积的富裕量来弥补损失; 称其为难点, 是由于到目前为止, 还没有一种能够有效评价多股流换热器通道排列效果的指标和方法, 而是大多以人为经验作为设计和排列的指导。

尽管如此, 对于多股流换热器通道排列的研究一直也没有停止过, 先后提出了多种通道排列的指导方法<sup>[1-5]</sup>, 分别有: 隔离型通道排列的设想, 冷通道与热通道相间隔排列, 即全部单选布置, 同一股冷流体通道尽可能集中, 实践证明这种方法在应用过程中经常会遇到冷热通道数目相差很多、热量平衡性差等缺点; 局部热负荷平衡型通道排列的设想, 尽可能减小过剩热负荷与传导距离, 此设想是符合传热学基本规律的, 但这种设想还只停留在定性与半经验的基础上, 由于沿气流方向热负荷不是呈线性分布, 所以总通道的局部热负荷平衡并不能代替实际传热中通道微元段之间的局部热平衡; 文

2006-09-08 收到初稿, 2007-03-27 收到修改稿。

联系人: 崔国民。第一作者: 吕岩岩 (1985-), 女, 硕士研究生。

基金项目: 国家自然科学基金项目 (20406011); 上海市重大科技攻关项目 (05dzl2028); 上海市重点学科建设项目 (TO503); 上海市教育委员会发展基金项目 (07ZZ85)。

Received date: 2006-09-08.

Corresponding author: Prof. CUI Guomin. E-mail: cgm1226@163.com

Foundation item: supported by the National Natural Science Foundation of China (20406011).

献 [4-5] 提出的通道排列的方法, 认为对称或者“混合”的通道排列比“隔离”的通道排列更有效, 并用实例说明对称排列可以均匀地分配冷流体通道, 从而显著地改善效率, 但这也只能作为一种定性的、概括性的指导原则, 而不能定量地评价两种结构相近的通道排列方式的好坏; 文献 [6] 给出了一种流体出口温度均匀性的评价指标, 但是该评价原则只反映了流体出口处小区域的温度均匀性, 并不能揭示多股流换热器整个换热空间的流体间温度关系, 更没有从直接决定换热效能的温差场角度进行分析, 因此对于许多复杂换热行为还不能作为绝对的评价标准。

鉴于此, 本文通过对多股流换热器内部温差场的分析, 在文献 [7] 提出的温差均匀性因子的基础上, 改进和提出了量纲 1 温差场均匀性优化因子, 并且着重分析了量纲 1 温差场均匀性优化因子与多股流换热器通道排列效果之间的关系, 为多股流换热器的通道排列提供了一种全新的思路。

### 1 多股流换热器量纲 1 温差场均匀性优化因子

根据两股流温差场均匀性优化因子可以建立多股流换热器温差均匀性因子  $\phi_{\text{multi}}^{[7-8]}$ , 通过将多股流换热器通道划分为  $K \times K \times n$  个子换热单元 ( $n$  为通道数) 建立。文献 [7] 程序计算是正确的, 但公式书写有误, 正确表示如式 (1)。从  $\phi_{\text{multi}}$  表达式可以看出, 温差越均匀, 则  $\phi_{\text{multi}}$  越接近 1, 当温差处处相等时,  $\phi_{\text{multi}} = 1$ 。

$$\phi_{\text{multi}} = \frac{\sqrt{(MK)^2 \times \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^{n-1} \sum_{k=1}^K [T(i,k) - T(j,k)]^2}}{\sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^{n-1} \sum_{k=1}^K |T(i,k) - T(j,k)|} \quad (1)$$

式中  $M=1+2+\dots+(n-2)+(n-1)$ ;  $n$  为多股流换热器的通道数;  $i, j$  为子换热单元的通道号;  $k$  为子换热单元号。

实例表明, 对于冷热流体交错排列, 并且流体的参数相差很大时, 能够获得很好的换热效能与  $\phi_{\text{multi}}$  的关系, 即  $\phi_{\text{multi}}$  越小, 温差越均匀, 换热效能越高, 反之亦然。但是当流体参数比较接近时, 或者流体并不是严格按照冷热流体间隔排列时 (存在大量复迭布置情况), 多股流换热器内部自身温度和流动的强耦合现象开始主宰整个换热器内的换热

过程, 上述的多股流温差均匀性因子与换热效能有时会出现不相匹配的情况。另一方面, 当进行通道排列评价时, 该因子常常由于不相邻通道间温差均匀性的影响破坏了换热性能与因子之间的匹配关系 ( $\phi_{\text{multi}}$  中包含了大量的不相邻通道间的温差项), 使得其不能很好地作为多股流换热器通道排列的一个评价指标。

鉴于此, 本文对多股流换热器温差均匀性因子进行了改进, 同样将多股流换热器通道划分为  $K \times K \times n$  个子换热单元, 对因子中的温差项进行量纲 1 化, 为多股流换热器建立了一个量纲 1 温差场均匀性优化因子  $\phi'_{\text{multi}}$

$$\phi'_{\text{multi}} = \frac{\sqrt{(n-1) \times K \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^K [\Theta(i+1, j) - \Theta(i, j)]^2}}{\sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^K |\Theta(i+1, j) - \Theta(i, j)|} \quad (2)$$

其中

$$\Theta(i, j) = \frac{T(i, K) - T_{\min}(i, i+1)}{\Delta T_{\max}(i, i+1)}$$

$\Delta T_{\max}(i, i+1)$  是  $i$  和  $i+1$  通道温差的极大值,  $T_{\min}(i, i+1)$  是  $i$  和  $i+1$  通道的最低温度值。  $K$  是每一个通道的子单元,  $n$  为通道数目。式 (2) 表明温差越均匀,  $\phi'_{\text{multi}}$  就越接近于 1, 当温差处处相等时,  $\phi'_{\text{multi}} = 1$ 。

比较式 (1) 和式 (2) 可以看出, 二者的主要区别在于:  $\phi'_{\text{multi}}$  表达式中的温差是量纲 1 化的;  $\phi'_{\text{multi}}$  中剔除了不相邻通道间的温差。那么, 这样的处理会带来什么样的效果呢?

首先, 量纲 1 温差场均匀性优化因子  $\phi'_{\text{multi}}$  并不是对  $\phi_{\text{multi}}$  的简单量纲 1 化, 从前述  $\Delta T_{\max}(i, i+1)$  的定义可以看出,  $\Theta(i, j)$  并不同于常规的换热器量纲 1 温度的定义, 这里的  $\Delta T_{\max}(i, i+1)$  是指  $i, i+1$  两股相邻换热流体沿程温差的极大值, 而不是两种流体的极大温度差。之所以这样定义, 主要目的是引入一个通道加权的作用。众所周知, 多股流换热器内存在多组相互进行热交换的流体对, 而对换热性能起决定作用的是换热量大的通道间的温差, 这里的量纲 1 化因子正是引入了换热性能的权重而定义的, 通过加权作用, 强化了换热性能强的流体间的温差在  $\phi_{\text{multi}}$  中的作用; 另一方面, 决定多股流换热器性能的主要因素是相邻流体间的换热状况, 而不相邻通道间的换热量为零或者很小 (仅在存在旁通效应时, 实际中经常要避免这种效应),

这时如果引入不相邻流体间的温差，那么就会由于不同组温差不均匀性而割裂或者弱化因子与换热性能的匹配关系，使得因子不能很好地反映换热器的性能，也就是说，温差均匀性要求换热流体沿程温差越均匀越好，而不是强调不同组温差越均匀越好，同时温差量纲 1 化的加权也产生了这种作用。通过改进，量纲 1 温差场均匀性优化因子  $\phi'_{\text{multi}}$  相比于前述的温差均匀性因子具有更广的应用范围，更能真实地反映多股流换热器的换热性能，具有如下优点：

- (1) 应用范围更广，几乎可以适用于任意的具有现实意义的多股流换热器的性能优化；
- (2) 可以进行任意的流动组织优化；
- (3) 当换热器冷热流体确定后，可以应用于对流体的通道排列进行优化。

本文将重点讨论量纲 1 温差场均匀性优化因子在多股流换热器通道排列上的应用。

## 2 量纲 1 温差场均匀性优化因子在通道排列上的应用

本文把量纲 1 温差场均匀性因子应用于通道排列，通过实例分析和检验量纲 1 温差场均匀性优化因子在多股流换热器通道排列优化上的应用。

### 2.1 实例分析一

本文以三股流五通道的换热器为例，流体为水，采用换热器逆流布置方式，用 0 和 -1 分别表示不同的流动方向。工况参数如表 1 所示。改变流量和流体的入口温度，其他参数不变，可得到两种工况参数。通过这两种不同的工况条件（即换热流体参数），考虑换热器结构的任意结构的通道排列形式，研究量纲 1 温差场均匀性优化因子与换热性能之间的关系。

表 1 多股流换热器的工况和结构参数

Table 1 Condition parameters and structure parameters of multi-stream heat exchanger

Item		Entrance		
		A	B	C
flowing arrangement	flowing direction	0	-1	0
structure parameters	fin density/piece $\cdot \text{m}^{-1}$	239	239	239
	fin thickness/mm	0.6	0.6	0.6
condition 1	flow/kg $\cdot \text{s}^{-1}$	1.08	1.25	0.97
	inlet temperature/K	282.9	307.9	312.1
condition 2	flow/kg $\cdot \text{s}^{-1}$	1.52	1.75	1.35
	inlet temperature/K	285.9	318.3	323.7

在不考虑流体组织条件下，该换热器结构固定时通过任意排列流体，任意选择 11 种通道排列方式（排列方式如表 2 所示）。利用多股流换热器的通用求解程序对每种排列方式计算，可得到换热器每种排列方式相对应的量纲 1 温差场均匀性因子  $\phi'_{\text{multi}}$  和换热量  $Q$ ， $Q_1$ 、 $\phi'_{\text{multi}1}$  为算例的结果，如表 2 所示。

从表 2 中可以看出每种排列方式相对应的换热量和温差场均匀性优化因子有一定的关系，即换热量大的排列方式对应于小的量纲 1 温差场均匀性优化因子。为了更直观地观察这种关系，将换热量和量纲 1 温差场均匀性因子绘制于同一图上，如图 1 所示。通过量纲 1 温差场均匀性优化因子  $\phi'_{\text{multi}}$  与同种算例的换热量变化关系进行比较，从中可以看出：两条曲线呈相反趋势，在同一横坐标处，温差场均匀性因子有极大值，而换热量则具有极小值。相反，温差场均匀性因子有极小值时，换热量具有极大值。对两种不同工况参数的算例进行分析，均得出相同的结果：在误差允许的情况下，多股流换热器的量纲 1 温差场均匀性优化因子  $\phi'_{\text{multi}}$  越小，其换热量越大，换热性能越好，表示此种通道排列方式越合理。此结论说明量纲 1 温差场均匀性因子可以应用于通道排列并衡量通道排列方式的好坏。

表 2 计算结果

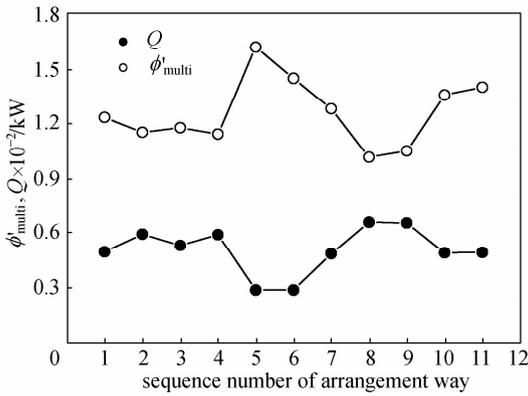
Table 2 Calculation results

No.	Arrangement way	Condition 1		Condition 2	
		$Q_1/W$	$\phi'_{\text{multi}1}$	$Q_1/W$	$\phi'_{\text{multi}1}$
1	ABCBA	49869	1.240	85316	1.2235
2	ABBAC	59521	1.1574	106212	1.1575
3	ABABC	53326	1.1835	95670	1.1764
4	ACBAB	59298	1.1485	105834	1.1501
5	AACBB	29272	1.6226	48216	1.5904
6	AABCB	29315	1.4535	49937	1.4288
7	CBAAB	48866	1.2876	83884	1.2662
8	CABAB	66119	1.0199	120922	1.0266
9	BACAB	65663	1.0549	120159	1.0648
10	BCAAB	49265	1.3635	84976	1.3688
11	CAABB	49534	1.4055	85586	1.3945

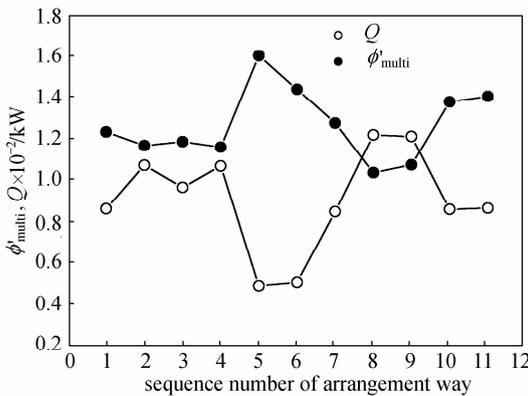
### 2.2 实例分析二

以一空分用四股流板翅式换热器为例，四股流体中热流体为空气（A 流体），冷流体分别为氧气（B 流体）、污氮（C 流体）和氮气（D 流体）。

首先，按照单迭布置来确定四股流换热器的通



(a) condition 1



(b) condition 2

图 1  $\phi'_{multi}$  和  $Q$  在不同排列方式下的对比关系

Fig. 1 Relationship between  $\phi'_{multi}$  and  $Q$  in different arrangement way

道分配, 得到各股流体的通道数: 空气 20 个通道、氧气和污氮均为 5 个通道、氮气为 11 个通道, 共 41 个通道。按照单迭布置时, 热流体 A (空气) 将夹在两股冷流体之间, 但对于冷流体不同的布置可以得到不同的换热器通道排列方式, 表 3 列出了按照不同通道排列方法而得到的几种典型单迭排列方式。

因多股流换热器中只有 A 流体一种热流体, 因此其温度的变化就反映了换热器的换热能力的强弱。从表 4 可以看出, 排列 1~3 的出口温度依次变小, 也就是说其通道排列方式下的换热器的换热能力变强, 而与之对应的量纲 1 温差场均匀性优化因子逐渐变小, 也就是说其所表示排列方式下的温差场越来越均匀, 反之亦然。因此多股流换热器量纲 1 温差场均匀性优化因子可以作为衡量通道排列好坏的定量指标, 用以指导多股流换热器的优化设计。

表 3 空分用多股流换热器 3 种排列方式

Table 3 Three arrangement ways of multi-stream heat exchanger used in air segregation

No.	Path arrangement way
1	DADADADADADADADADADADACACACACACABABA BABAB
2	BABABABADADADADADADADADADADADADACA CACACAC
3	DACADABADACADABADACADABADACADABADA CADABAD

将量纲 1 温差场均匀性优化因子应用到上述四股流体的板翅式换热器通道排列算例之中, 计算这 3 种排列的量纲 1 温差场均匀性优化因子的数值及热流体的出口温度对比如表 4 所示。

表 4  $\phi'_{multi}$  和 A 流体出口温度的关系

Table 4 Relationship between  $\phi'_{multi}$  and outlet temperature of fluid A

Arrangement way	T/K		$\phi'_{multi}$
	inlet	outlet	
1	162.4	128.4	1.0236
2	162.4	128.1	1.0166
3	162.4	128.0	1.0136

### 3 结 论

本文通过对多股流换热器内主导换热效能的温差场的分析, 改进了温差均匀性因子的定义关系式, 提出了多股流换热器量纲 1 温差场均匀性优化因子的概念, 通过多股流换热器通道排列上的应用和实例分析, 表明量纲 1 温差场均匀性优化因子与多股流换热器的效能存在一一对应的关系, 即量纲 1 温差场均匀性优化因子越接近于 1 则多股流换热器内的温差场越均匀, 换热器的效能越高。应用这一结论可以定量地衡量多股流换热器通道排列的优劣, 并进而指导多股流换热器的优化设计。

### References

[1] Xie Gongnan (谢公南), Wang Qiuwang (王秋旺), Luo Laiqin (罗来勤). Entropy generation analysis and performance evaluation of heat transfer enhancement through internal flow. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)*(化工学报), 2006, **57** (2): 241-245

[2] Chen Changqing (陈长青), Shen Yuhao (沈裕浩). *Cryogenic Heat Exchanger (低温换热器)*. Beijing: China Machine Press, 1993

- [3] Mahmud S, Fraser R A. The second law analysis in fundamental convective heat transfer problems. *Int. J. Thermal Science*, 2003, **42**: 177-186
- [4] Prasad B S V. The performance prediction of multi-stream plate-fin heat exchangers based on stacking pattern. *Heat Transfer Engineering*, 1991, **12** (4): 58-70
- [5] Prasad B S V. The sizing and passage arrangement of multi-stream plate-fin heat exchangers. *Heat Transfer Engineering*, 1996, **17** (3): 35-43
- [6] Peng Botao (彭波涛), Luo Laiqin (罗来勤), Wang Qiuwang (王秋旺), Deng Bin (邓斌), Luo Xing (罗行), Tao Wenquan (陶文铨). Numerical study of differential and optimal design for multi-stream plate-fin heat exchanger. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* (化工学报), 2004, **55** (6): 876-881
- [7] Cui Guomin (崔国民), Lu Hongbo (卢洪波), Li Meiling (李美玲). Study on the heat-transfer property of multi-stream heat exchangers under the effect of field-synergism. *Journal of Engineering Thermophysics* (工程热物理学报), 2002, **23** (3): 323-326
- [8] Guo Zengyuan (过增元). *Thermal Fluids* (热流体学). Beijing: Tsinghua University Press, 1992: 271-299

## 《化工学报》 赞助单位

四川大学化工学院

浙江大学化学工程与生物工程学系

大连理工大学化工学院

浙江工业大学化工学院

湘潭大学化工学院

上海化工研究院

上海交通大学化学化工学院

华南理工大学化工学院

武汉工程大学