

# 换热器新评价标准——火积耗散均匀性系数

郭春生, 程林, 杜文静

(山东大学热科学与工程研究中心, 250061 济南, csguo83@gmail.com)

**摘要:** 定义了火积耗散均匀性系数, 选用倾角  $\beta = 30^\circ \sim 70^\circ$  的复合人字形板式换热器为研究对象, 利用三维 CFD 数值模拟软件 ANSYS-CFX 模拟分析换热器的火积耗散率、火用损失率以及系统火积耗散均匀性。结果表明: 相同流量时,  $\beta = 30^\circ$  的复合人字形板式换热器的火用损失率最少; 相同换热量时,  $\beta = 30^\circ$  的复合人字形板式换热器的火积耗散率最小; 相同传热单元数与有效度时,  $\beta = 30^\circ$  的复合人字形板式换热器的火积耗散率最小且系统火积耗散均匀性最优。

**关键词:** 换热器; 火用损失率; 火积耗散率

**中图分类号:** TK124 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2012)03-0144-05

## New criteria for assessing heat exchanger performance-factor of equipartition of entransy dissipation

GUO Chun-sheng, CHENG Lin, DU Wen-jing

(Institute of Thermal Science and Technology, Shandong University, 250061 Jinan, China, csguo83@gmail.com)

**Abstract:** The factor of equipartition of entransy dissipation was defined at first, and then, applying three-dimensional CFD software-ANSYS CFX, the double chevron-type plate heat exchangers (DCPHE) were simulated, and the entransy loss rate, the exergy loss rate and the equipartition of entransy dissipation (EoED) of the working fluid in DCPHE with five corrugation angles were investigated. Results from numerical simulations showed that the exergy loss rate of the working fluid in DCPHE with  $\beta = 30^\circ$  were lower than those under same mass flow conditions; the entransy loss rate of the working fluid in DCPHE with  $\beta = 30^\circ$  were lower than those under same amount of heat conditions; the factor of EoED of the working fluid in DCPHE with  $\beta = 30^\circ$  were more than those under same number of transfer units (NTU) and effectiveness conditions.

**Key words:** heat exchangers; exergy loss rate; entransy loss rate

目前, 换热器的评价标准主要有两类: 一类是基于热力学第一定律; 另一类是基于热力学第二定律。最近十年间, 第二类评价标准的研究越来越多, 备受关注<sup>[1]</sup>。换热器对流传热过程中, 无论是有限温差下传热、流动阻力、还是流体混合都会发生热力学不可逆损失。然而不可逆非平衡热力学研究目前尚未成熟, 所以基于热力学第二定律的换热器性能的评价和优化设计方法还有很多亟待

解决的问题。

Bejan<sup>[2-3]</sup>提出了以有限温差导热和流体流动阻力引起的总熵产最小作为目标函数的换热器优化方法, 但最小熵产原理本身还存在争议<sup>[4]</sup>, 换热器优化设计的最小熵产方法同样存在一些悖论<sup>[5]</sup>。文献[6-7]从导热过程与导电过程的比拟出发, 提出了与电容器的能量相对应的新的物理量火积  $E_h = Q_{vh}T/2$ , 它具有“能量”的性质, 描述了一物体所具有的热量传递的总能力。同时过增元等<sup>[8]</sup>从观察顺流和逆流换热器的温度沿流程分布的情况, 得出冷、热流体温差分布的均匀性是逆流换热器效能提高的本质的结论。此外, Balkan<sup>[9]</sup>提出用温差均匀性分布原则(EoTD)作为使

收稿日期: 2011-01-08.

基金项目: 国家重点基础研究发展规划资助项目(973-2007CB206900); 国家自然科学基金青年科学基金资助项目(51106090)。

作者简介: 郭春生(1983-), 男, 博士研究生;

程林(1962-), 男, 教授, 博士生导师。

熵产达到小的简便原则. 宋伟明等<sup>[10]</sup>利用火积耗散极值原理对换热器进行优化, 进一步证明了温差均匀性原则的正确性. 郭江峰等<sup>[11]</sup>发现当总的火积耗散率最小时, 局部火积耗散率沿换热器均匀分布, 称之为火积耗散均匀分布原则( EoED ).

本研究基于郭江峰等人的工作定义了火积耗散均匀性系数, 并应用其优化不同波纹倾斜角度的复合人字形板式换热器.

### 1 火积耗散均匀性系数

文献[6-7]提出单位体积的火积耗散率  $\phi_h$  为

$$\phi_h = \dot{q} \cdot \nabla T = -k |\nabla T|^2.$$

式中:  $k$  是导热系数,  $\nabla T$  为温度梯度. 这是一个恒负值, 表示火积是在不断耗散的.

理想逆流换热器系统如图 1 所示.

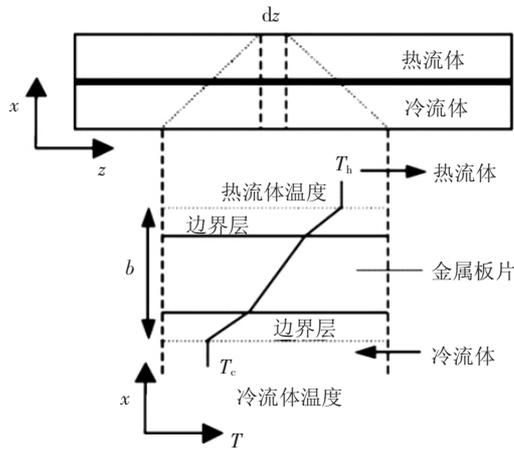


图 1 理想逆流换热器系统示意图

冷、热流体沿  $z$  轴流动, 热量沿  $x$  轴传递, 忽略流体与壁面沿  $z$  轴的导热, 即

$$\frac{d}{dx} \dot{q}(y, z) = 0.$$

其中  $\dot{q}(y, z)$  为沿  $x$  方向的热流密度, 可以表示为

$$\dot{q}(y, z) = k \nabla T.$$

式中:  $k$  为沿  $x$  方向冷热流体间的平均传热系数,  $\nabla T$  为冷热流体的局部温差.

在下面讨论中定义

$$X = -\nabla T \equiv R(y, z) \dot{q}(y, z). \quad (1)$$

$X$  为传热驱动力,  $R(y, z)$  为热阻. 换热器总的换热量即冷、热流体之间的换热量给定, 即

$$Q = \int_A \dot{q}(y, z) dA = \int_A k \nabla T dA. \quad (2)$$

式中  $A$  为传热面积.

换热器的容积火积耗散可以表示为

$$E_h = \int_A \int_b \phi_h dx dA = \int_A k \nabla T^2 dA. \quad (3)$$

其中  $b$  为边界层厚度与板片厚度之和.

应用火积耗散极值原理, 式(3)为目标函数在给定换热量的约束条件下, 做辅助泛函:

$$H = E_h + \lambda Q = \int_A k \nabla T^2 dA + \lambda \int_A k \nabla T dA.$$

其中  $\lambda$  为拉格朗日乘数.

根据变分原理, 其欧拉方程为

$$\frac{\delta}{\delta \dot{q}(y, z)} (E_h + \lambda Q) = \frac{\delta}{\delta \dot{q}(y, z)} \cdot$$

$$\left[ \int_A R(y, z) \dot{q}(y, z)^2 + \lambda \dot{q}(y, z) \right] dy dz = 0,$$

即

$$\nabla T_{opt} = -\lambda/2. \quad (4)$$

式(4)称为温差均匀性原则( EoTD )<sup>[9]</sup>, 文献[12]给出了式(4)对  $z$  求导表达式:

$$\frac{\partial X}{\partial z} = \frac{1}{2} \frac{\partial R(y, z)}{\partial z} \dot{q}, \quad (5)$$

将式(1)对  $z$  求导得

$$\frac{\partial X}{\partial z} = \frac{\partial R(y, z)}{\partial z} \dot{q} + \frac{\partial \dot{q}(y, z)}{\partial z} R. \quad (6)$$

由式(6)减去式(5)整理后得到

$$\frac{\partial}{\partial z} (R(y, z) \dot{q}(y, z)^2) = 0,$$

即

$$\frac{\partial}{\partial z} (E_h) = 0. \quad (7)$$

式(7)表示在换热量一定时, 理想情况下, 容积火积耗散率为常数时, 对应换热器火积耗散的极小值. 也即换热器的火积耗散越均匀则换热器的总的火积耗散越小.

同理对于给定的火积耗散, 寻求换热量最大, 相当于在式(3)约束条件下, 求式(2)极大值.

做辅助泛函:

$$H = \lambda E_h + Q = \lambda \int_A k \nabla T^2 dA + \int_A k \nabla T dA,$$

根据变分原理, 其欧拉方程为

$$\frac{\delta}{\delta \dot{q}(y, z)} (\lambda E_h + Q) = \frac{\delta}{\delta \dot{q}(y, z)} \cdot$$

$$\left[ \int_A \lambda R(y, z) \dot{q}(y, z)^2 + \dot{q}(y, z) \right] dy dz = 0,$$

即

$$\nabla T_{opt} = -\lambda/2,$$

则

$$\frac{\partial}{\partial z} (E_h) = 0.$$

所以当换热器的火积耗散一定时, 理想情况下, 容积火积耗散率为常数时, 对应换热器换热量的极大值. 也即换热器的火积耗散越均匀, 其换热量越大. 参考温度均匀性系数的定义<sup>[13]</sup>, 定义火积耗散均匀性系数为

$$\psi = \frac{\iiint_V \phi_h dV}{\sqrt{V \iiint_V \phi_h^2 dV}}$$

式中  $\phi_h$  为容积火积耗散率. 可以发现当容积火积耗散率为常数时,  $\psi = 1$ ; 当局部容积火积耗散率在换热器内不均匀时,  $\psi < 1$ ; 容积火积耗散率在换热器内越不均匀则  $\psi$  值越小.

## 2 火积耗散率表达式

上述有关火积耗散均匀分布原则是基于热传导理论推导得出的, 但在实际的换热器内需要得到实际流体的局部火积耗散率, 许明田等<sup>[14]</sup> 基于热力学第二定律推导出换热器内对流传热的火积耗散率表达式:

$$E_h = k \left[ \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right] + \mu T \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_x}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_x}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (8)$$

由式(8)可见, 微元体内的火积耗散由两部分组成, 其中前三项是由导热不可逆性引起的火积的耗散, 后六项是流体克服黏性流动火积的耗散.

## 3 实例分析

### 3.1 计算模型及其数学描述

为了验证火积耗散均匀性原则可靠性及探究其在实际换热器中的应用, 对不同波纹倾斜角的复合人字形板式换热器模型进行分析. 本研究数值计算模型如图2所示, 结构为简化导流区后的双流道模型. 板片由大小两种波纹构成, 尺寸为: 大波纹波高3 mm、法向节距12 mm, 小波纹波高1 mm、法向节距3 mm. 板片长280 mm, 宽100 mm, 厚度0.5 mm, 波纹倾斜角  $\beta$  分别为  $30^\circ$ 、 $40^\circ$ 、 $50^\circ$ 、 $60^\circ$ 、 $70^\circ$ .



图2 复合人字形板式换热器物理模型  
计算采用三维有限元法模拟软件 ANSYS

CFX 12.0 完成, 模拟考虑流体与固体耦合传热, 交界面网格链接方式选择 GGI 链接方式. 考虑网格独立性问题, 最后确定网格数约为330万, 计算在三维坐标系下进行, 采用 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型, 控制方程组<sup>[15-16]</sup> 如下.

质量流量连续方程:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0.$$

式中:  $u, v, w$  为流动速度分量 m/s.

动量守恒方程:

$$\begin{aligned} \rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right), \\ \rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right), \\ \rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) &= - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right). \end{aligned}$$

式中:  $\rho$  为流体密度,  $\text{kg/m}^3$ ,  $p$  为压力, Pa;  $\mu$  为动力粘度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ .

能量方程:

$$u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} + w \frac{\partial t}{\partial z} = \alpha \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right).$$

式中:  $\alpha$  为热扩散系数,  $\text{m}^2/\text{s}$ .

用以上方程来描述湍流流动时,  $u, v, w, P, t$  等代表相应脉动物理量的瞬时值.

边界条件:

流体入口采用速度入口边界条件, 流体介质为水, 出口采用压力出口边界(静压为0 Pa), 流道交界面设为换热面, 其余各面设为绝热壁面边界条件.

### 3.2 火积耗散率、火用损失率及火积耗散均匀性分析

图3和图4分别表示火积耗散率与换热器的有限单元数和有效度的关系. 由图3和图4可以看出, 随着换热器传热单元数与有效度的增加, 换热器的火积耗散率不断减小, 说明火积耗散率与换热器的传热能力相联系; 换热器的传热单元数与有效度相同时, 波纹倾斜角小的复合人字形板式换热器对应的火积耗散率较小, 说明  $\beta = 30^\circ$  的复合人字形板式换热器的传热能力的降低最少, 即综合性能最优.

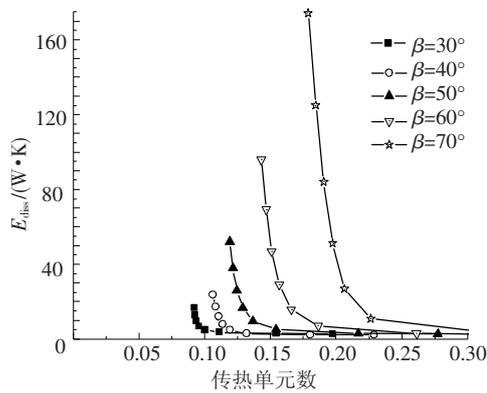


图3 火积耗散率随换热器传热单元数变化曲线

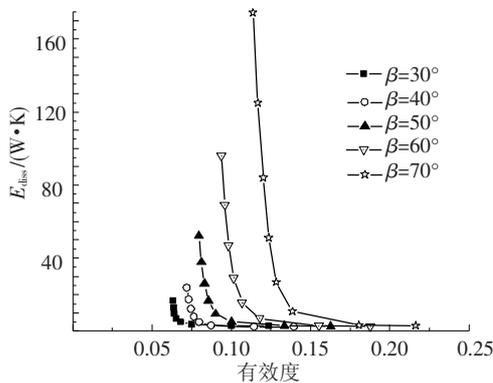


图4 火积耗散率随换热器有效度变化曲线

由图5可见,随着流量的增加,换热器的火用损失率不断增加,在相同流量下,随着波纹倾斜角度的减小,换热器火用损失率不断减小,说明小波纹倾角的复合人字形板式换热器的火用损失较少,即有用能损失较小。

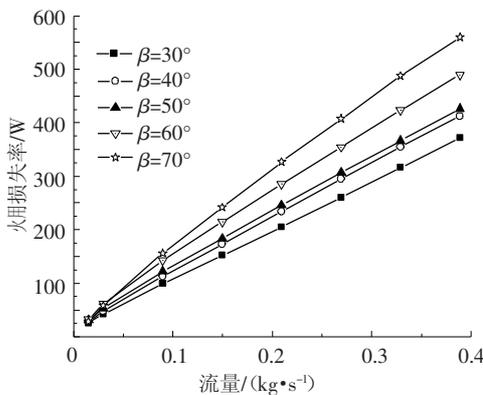


图5 火用损失率随流量变化曲线

图6给出换热器的换热量与火积耗散率的变化规律,从图6中可以看出,相同换热量时,随着波纹倾角的减小,换热器火积耗散率不断减小,而

当火积耗散率相同时,随着波纹倾角的减小,换热器的换热量不断增加,所以 $\beta = 30^\circ$ 的复合人字形板式换热器的性能最优。

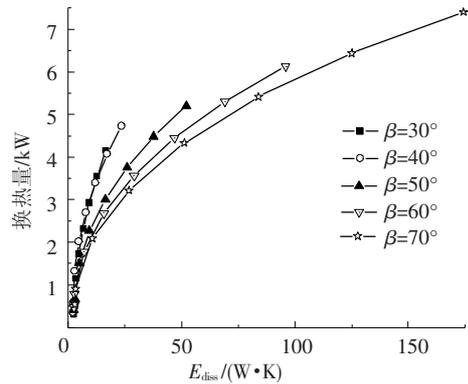


图6 换热量随火积耗散率变化曲线

结合图5和图6可以发现, $\beta = 30^\circ$ 的复合人字形板式换热器对应的有用能损失最小,且对应的传热能力损失也最小,说明在换热器中有用能损失最小与换热能力损失最小是相对应的。

图7和图8分别给出换热器中的传热单元数和有效度与火积耗散均匀性系数的关系,不难发现换热器的火积耗散均匀性系数随着传热单元数和有效度的增加而增加;与图3和图4给出的结果对比,说明换热器中火积耗散分布越均匀,其对应总的火积耗散越小。当传热单元数和有效度相同时,随着波纹倾角的减小,火积耗散均匀性系数不断增加,即 $\beta = 30^\circ$ 的复合人字形板式换热器内火积耗散分布最均匀,性能最优,这与图5得出的结论相同;此外还发现在图5中相同流量时,波纹倾角为 $40^\circ$ 和 $50^\circ$ 的复合人字形板式换热器的火用损失率接近,而在图7和图8中也能得出类似的结论,表明火积耗散均匀性系数做为评价换热器性能的重要参数是可靠的。

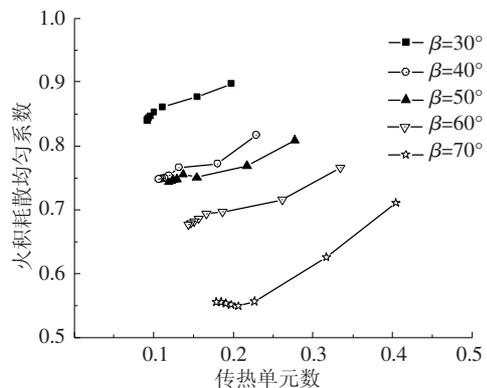


图7 火积耗散均匀性系数随传热单元数变化曲线

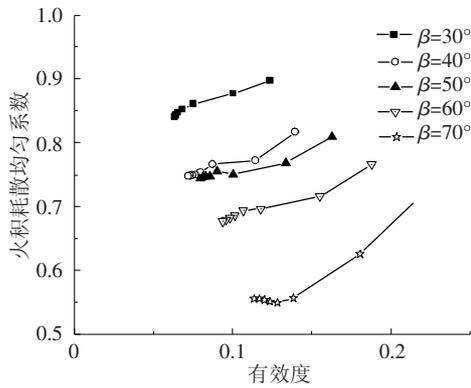


图8 火积耗散均匀性系数随有效度变化曲线

## 4 结 论

1) 在对流换热过程中火积耗散与系统有用能损失存在对应关系,火积耗散最小意味着系统有用能损失最少.

2) 火积耗散与系统火积耗散均匀性也存在对应关系,即系统火积耗散越均匀意味其火积耗散越小.

3) 波纹角度较小的复合人字形板式换热器有用能损失少,火积耗散小,系统火积耗散更加均匀,即波纹倾角 $\beta = 30^\circ$ 的复合人字形板式换热器的性能最优.

## 参考文献:

[1] YILMAZ M, SARA O N, KARSLI S. Performance evaluation criteria for heat exchangers based on second law analysis [J]. *Exergy Int J*, 2001 ( 1 ): 278 - 294.

[2] BEJAN A. *Entropy generation through heat and fluid flow* [M]. New York: Wiley, 1982.

[3] BEJAN A. *Advanced engineering thermodynamics* [M]. New York: Wiley, 1988.

[4] BERTOLA V, CAFARO E. A critical analysis of the minimum entropy production theorem and its application to heat and fluid flow [J]. *Inter J Heat Mass Trans*, 2008, 51: 1907 - 1912.

[5] HESSELGREAIVES J E. Rationalization of second law analysis of heat exchangers [J]. *Inter J Heat Mass Trans*, 2000, 43: 4189 - 4204.

[6] GUO Z Y, ZHU H Y, LIANG X G. Entransy—a physical quantity describing heat transfer ability [J]. *Inter J Heat Mass Trans*, 2007, 50: 2545 - 2556.

[7] CHENG X G. *Entransy and its applications in heat transfer optimization* [D]. Beijing: Tsinghua University, 2004.

[8] GUO Z Y, ZHOU S Q, LI Z X, *et al.* Theoretical analysis and experimental confirmation of the uniformity principle of temperature difference field in heat exchanger [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, 45: 2119 - 2127.

[9] BALKAN F. Comparison of entropy minimization principles in heat exchange and a short-cut principle: EoTD [J]. *International Journal of Energy Research*, 2003, 27: 1003 - 1014.

[10] 宋伟明, 孟继安, 梁新刚, 等. 一维换热器中温差场均匀性原则的证明 [J]. *化工学报*, 2008, 59: 2460 - 2464.

[11] GUO Jiangfeng F, XU Mingtian, CHENG Lin. Principle of equipartition of entransy dissipation for heat exchanger design [J]. *Science China Technological Sciences*, 2010, 53: 1309 - 1314.

[12] JOHANNESSEN E, NUMMEDAL L, KJELSTRUP S. Minimizing the entropy production in heat exchange [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, 45: 2649 - 2654.

[13] 过增元, 李志信, 周森泉, 等. 换热器中的温差场均匀性原则 [J]. *中国科学 E 辑: 技术科学*, 1996, 26: 25 - 31.

[14] XU Mingtian, GUO Jiangfeng, CHENG Lin. Application of entransy dissipation theory in heat convection [J]. *Frontiers of Energy and Power Engineering in China*, 2009 ( 3 ): 402 - 405.

[15] 陶文铨. *数值传热学* [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001: 488 - 490.

[16] WESSELING P. *Principles of computational fluid dynamics* [M]. Berlin: Springer, 2001: 9 - 21.

(编辑 杨波)