科学通报 2010 年 第 55 卷 第 32 期：3141 ~ 3146
论 文 www.scichina.com csb.scichina.com
《中国科学》杂志社
SCIENCE CHINA PRESS

换热量和换热面积给定时的㶲耗散最小原则

郭江峰, 许明田*, 程林

山东大学热科学与工程研究中心, 济南 250061
* 联系人, E-mail: mingtian@sdu.edu.cn

2010-02-07 收稿, 2010-08-25 接受
国家自然科学基金资助项目(50876054)

摘要 在换热量和换热面积给定的条件下, 当换热系数不固定时, 首先, 对㶲耗散均匀分布原则(EoED)、温差均匀分布原则(EoTD)和热流密度均匀分布原则(EoHF)的优化结果进行对比, 结果表明, EoTD 与 EoED 所得结果的误差很小, 且远小于 EoHF 与 EoED 所得结果的误差. 根据 3 种原则比较的结果, 选择适当的优化原则, 在给定热负荷和换热面积的两流体换热器中, 分别对冷热流体侧的参数进行优化, 结果表明, 选择恰当流体侧的参数进行优化对于最小㶲耗散优化原则的成功应用十分重要, 在优化过程中应当选择以能提高总体换热系数的流体, 或按照优化原则优化后能使温度分布平行并同时减小温差驱动力的流体为准则.

关键词
㶲耗散
换热器
㶲耗散均匀分布
温差均匀分布
热流密度均匀分布

随着传统能源价格的不断攀升, 如何更有效地利用现有能源成为减小能源消耗的一个重要途径. 作为能量传递装置的换热器广泛应用于电力、石化、交通等行业. 因此, 如何减小换热器中不必要的能量损耗, 从而提高换热器的工作性能成为研究的热点之一. 换热器中的换热过程常常伴随着有限温差导热、流体阻力和流体掺混引起的不可逆性, 故该过程属于不可逆非平衡热力学过程. 近几十年来, 热力学第二定律在换热器中的应用得到了广泛的关注[1]. 基于 Prigogine[2]的最小熵产原理, Bejan[3,4]提出了优化换热器的熵产最小法. Tondeur 等人[5]发现对于给定换热面积和热负荷的情况下, 当局部熵产率在空间和时间上均匀分布时总熵产率达到最小, 即熵产均匀分布原则(EoEP). Sauar 等人[6]发现当热力学驱动力在传热表面上均匀分布时, 在传递过程中熵产和换热面积达到最佳平衡, 称之为驱动力均匀分布原则(EoF). Balkan[7]分别用驱动力均匀分布和熵产均匀分布原则优化换热器, 结果表明用熵产均匀分布原则得到的熵产总是小于用驱动力均匀分布原则得到的熵产, 虽然差别相当小. 过增元等人[8]从观察顺流和逆流换热器的温度沿程分布的情况, 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重要途径. Balkan[7]提出用温差均匀分布原则(EoTD)作为使熵产达到最小的简便原则. 然而, 熵产最小法在换热器中的应用存在着一些矛盾和悖论[9~11]. 过增元等人[12]认为熵产是表征热功转换过程的物理量, 而在换热器设计中人们更关心热量传递效率的问题. 通过热电比拟的方法, 过增元等人[12,13]定义了一个新的物理量——㶲, 用于描述物体传递热量能力的大小. 在不可逆的传热过程中, 㶲是耗散的, 而且㶲的耗散越多, 表明不可逆性越高[14]. 文献[15]给出了换热器中局部㶲耗散率的表达式, 局部㶲耗散率包括了传热和流动阻力两种因素引起的不可逆㶲耗散率. 文献[16]以“仅以传递热量为目的”和“参与不可逆布雷顿循环”的逆流换热器为例, 说明了熵产极值准则和㶲耗散极值准则在换热器参数优化中的适用性.

过增元等人[13]指出当材料的平均导热系数为定值时, 要使体内的㶲耗散最小, 温度梯度必须处处均

英文版见: Guo J F, Xu M T, Cheng L. The entransy dissipation minimization principle under given heat duty and heat transfer area conditions. Chinese Sci Bull, 2010, 55, doi: 10.1007/s11434-010-4189-x

匀. 宋伟明等人[17]利用熵耗散极值原理对换热器进行优化, 证明了温差均匀性原则的正确性. Xia 等人[18]进一步证明, 对于给定热负荷的两流体换热器, 假设换热系数为定值, 当熵耗散最小时, 热流密度沿换热器均匀分布, 同时冷热流体的温差沿换热器均匀分布. 文献[19]证明了在热负荷和换热面积给定的条件下, 当熵耗散率沿换热器均匀分布时, 对于换热系数固定和不固定的情况得出的总熵耗散率都达到最小, 称之为熵耗散均匀分布原则; 并且证明了对于换热系数不固定的情况下, 熵耗散均匀分布原则要优于温差均匀分布原则.

综上所述, 在给定热负荷和换热面积的条件下, 目前存在3种熵耗散最小的优化原则: 温差均匀分布原则(EoTD)、热流密度均匀分布原则(EoHF)和熵耗散均匀分布原则(EoED). 当换热系数固定时, 这 3 种原则是等价的[19], 但在实际换热过程中换热系数是变化的, 因此研究在换热系数变化情况下 3 种原则的优劣程度对于优化原则的选择和应用更有实际意义. 此外, 在给定热负荷和换热面积条件下的两流体换热器的优化过程中, 常通过固定一侧流体的参数而改变另一侧的流体参数来达到优化的目的. 但选择哪一侧的流体参数进行优化, 从而使熵耗散达到最小, 现有的文献还没有涉及. 本文首先通过对换热系数变化的情况下 3 种优化原则的比较, 得出 3 种优化原则的优劣程度; 然后, 根据比较的结果, 选择适当的原则对 4 种换热情况下的两流体换热器中的两侧流体参数分别进行优化, 通过对优化结果的对比总结出选择恰当流体进行优化的准则.

1 3 种优化原则的比较

对于如图 1 所示的简单换热过程, 冷热流体被很薄的金属平板隔开, 两种流体在 y 方向上混合均匀, 没有温度梯度, 换热器长为 l, 热量只能沿 x 方向传递, 两流体温度只在 z 方向上变化. 针对这样的换热器, 文献[19]给出了使换热器中熵耗散最小时的状态, 即熵耗散均匀分布原则(EoED). 我们假设长 l=100 m, x 和 y 方向上的长分别为Δx=0.1 m, Δy=0.1 m. 本文选择水做为工作流体, 为了消除固定的流体热物性对结果的影响, 流体的导热系数、比热、黏度和普朗特数等物性参数都拟合成如下式所示的温度的函数形式:

$$\phi = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3, \tag{1}$$

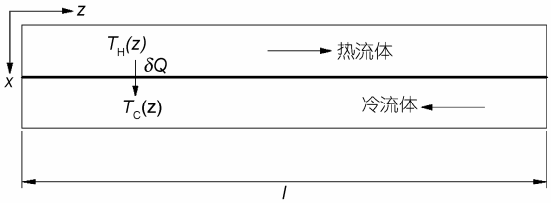

图 1 简单换热过程示意图

其中, a_1~a_4 是常数. 热流体质量流量 $\dot{m}_h = 2$ kg/s, 出口温度为 320 K. 由于给定热流体质量流量和出口温度, 当热流体的入口温度固定时, 即表明换热器热负荷固定. 根据管内 D-B 公式换热系数由下式决定:

$$K = \frac{0.023 k_f}{d}\left(\frac{vd}{\eta}\right)^{0.8} Pr^{0.4}, \tag{2}$$

其中, k_f 是流体导热系数, d 是等效直径, v 是流体速度, η 是流体黏度, Pr 是普朗特数. 由于物性参数是温度的函数, 故当流体速度和等效直径固定时, 换热系数 K 也是温度的函数. 热阻 R 可以看作是换热系数 K 的倒数.

按照熵耗散均匀分布原则(EoED), 通过一系列推导可得到热流体温度梯度、热流密度、局部熵耗散率和冷流体温度沿换热器的分布表达式[19]:

$$\frac{dT_h}{dz} = -\frac{\sqrt{-\Delta y C_1}}{\dot{m}_h c_{ph}\sqrt{R}},\ q = \frac{\sqrt{-\Delta y C_1}}{\Delta y\sqrt{R}},$$
$$e = -\frac{C_1}{\Delta x \Delta y},\ T_c = T_h - \frac{\sqrt{-\Delta y C_1 R}}{\Delta y}. \tag{3}$$

其中, C_1 是常数, 下标 h 和 c 分别表示热、冷流体, c_p 为比热, $\dot{m}$ 表示质量流量. 当热流体的出入口温度给定时, 由欧拉法和牛顿迭代法可从式(3)中求出常数 C_1, 从而可以得出热流体温度、热流密度、局部熵耗散率和冷流体温度在换热器中的分布情况.

按照温差均匀性原则(EoTD), 当冷热流体温差 ΔT 在换热器中均匀分布时, 通过一系列推导可以得出热流体温度梯度、热流密度、局部熵耗散率和冷流体温度沿换热器的分布情况[19]:

$$\frac{dT_h}{dz} = -\frac{\Delta y \lambda}{2\dot{m}_h c_{ph} R},\ q = \frac{\lambda}{2R},$$
$$e = \frac{\lambda^2}{4\Delta x R},\ T_c = T_h - \frac{\lambda}{2}. \tag{4}$$

其中，λ为常数. 当热流体的出入口温度给定时，通过欧拉法和牛顿迭代法可以求出式(4)中的λ值，从而可得出热流体温度梯度、热流密度、局部熵耗散率和冷流体温度沿换热器的分布情况.

按照热流密度均匀分布原则(EoHF)，即当热流密度 q 沿换热器均匀分布时，热流体温度梯度、局部熵耗散率和冷流体温度沿换热器的分布表达式为

$$\frac{\mathrm{d}T_{\mathrm{h}}}{\mathrm{d}z}=-\frac{\Delta yC_2}{\dot{m}_{\mathrm{h}}c_{\mathrm{ph}}},\quad e=\frac{RC_2^{\ 2}}{\Delta x},\quad T_{\mathrm{c}}=T_{\mathrm{h}}-RC_2, \tag{5}$$

其中，C_2 为常数. 当热流体出入口温度给定时，由欧拉法和牛顿迭代法可由式(5)求得其中的常数 C_2，从而可得出热流体温度梯度、热流密度、局部熵耗散率和冷流体温度沿换热器的分布情况.

为了便于对计算结果进行比较，这里采用文献[20]给出的无量纲化的熵耗散数:

$$E^*=\frac{\dot{E}_{\mathrm{diss}}}{Q\left(T_{\mathrm{h,i}}-T_{\mathrm{c,i}}\right)}, \tag{6}$$

这里，Q 是总的传热量，$T_{\mathrm{h,i}}$ 和 $T_{\mathrm{c,i}}$ 分别是热流体和冷流体的入口温度，$\dot{E}_{\mathrm{diss}}$ 表示总的熵耗散率. 无量纲的熵耗散数代表了换热过程中的实际熵耗散率与最大可能的熵耗散率之比，熵耗散数越小表明换热过程的可逆性越好，两个极端情况 0 和 1 分别代表了换热过程中的熵耗散率为 0 和熵耗散率达到理论最大值两种情况. 假设热流体的入口温度为 370 K, 3 种原则优化换热器所得到的局部熵耗散率在换热器中的分布情况如图 2 所示.

如图 2 所示，熵耗散均匀分布原则所得出的局部熵耗散率在换热器中始终保持定值. 温差均匀分布原则所得出的局部熵耗散率在换热器前半部分大于熵耗散均匀分布原则所得出的结果，而在后半部分却小于熵耗散均匀分布原则所得出的结果. 而热流均匀分布原则所得出的局部熵耗散率始终大于另外两种原则所优化的结果，并且沿 z 方向逐渐减小.

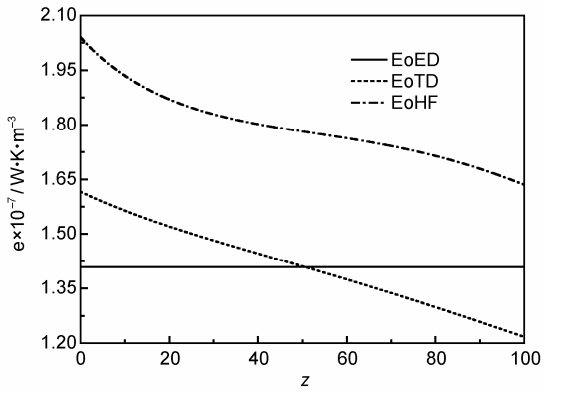

图 2　局部熵耗散率在换热器中的分布情况

表 1 给出了在热流体入口温度为 370 K 的情况下，用 3 种原则对换热器进行优化所得出的结果. 熵耗散均匀分布原则所得出的总熵耗散率最小，热流均匀分布原则所得出的总熵耗散率最大，温差均匀分布原则所得出的总熵耗散率居中. 熵耗散均匀分布原则所得出的总熵耗散率相对于温差均匀分布原则所得出的总熵耗散率减小了仅 0.15%，而相对于热流均匀分布原则减小了高达 27.4%，可以看出温差均匀分布原则相对于热流均匀分布原则更接近于熵耗散均匀分布原则. 观察表 1 中 3 种分布原则所得出的冷流体的质量流量，热流密度均匀分布时所需要的冷流体的质量流量最大，其次是温差均匀分布时所需要的冷流体的质量流量，而熵耗散均匀分布时所需要的冷流体的质量流量最小. 这表明在热负荷和换热面积固定的情况下，当局部熵耗散率在换热器中均匀分布时，传热效率达到最高，这可从表 1 中有效度的值反应出来. 熵耗散均匀分布时有效度最大，其次是温差均匀分布时的有效度，热流均匀分布时所得出的有效度最小. 与之相对应的是 3 种原则所得出的熵耗散数的值. 如表 1 所示，熵耗散均匀分布时熵耗散数最小，热流密度均匀分布时熵耗散数最大，温差均匀分布时熵耗散数居中.

2　优化原则应用于不同流体侧的比较

在实际的两流体换热器中，常通过改变一侧流体的参数而固定另一侧流体的运行参数来进行优化. 文献[21]讨论了优化哪一侧的流体参数才能使熵产最小，这一节主要讨论应该改变哪一侧的流体参数才能使熵耗散达到最小. 由上一节可知，温差均匀分布原则(EoTD)与熵耗散均匀分布原则(EoED)优化结果的误差很小，为了便于计算，这里采用温差均匀分

表 1　3 种原则优化结果对比($T_{\mathrm{h,i}}$=370 K)

参数	EoED	EoTD	EoHF
$\dot{E}_{\mathrm{diss}}$ /W · K	14088025	14109068	17947828
$\dot{m}_{\mathrm{c}}$ /kg · s^{-1}	1.83	2.01	2.49
ε	0.63	0.60	0.56
E^*	0.39	0.40	0.48

布原则来对换热过程进行定性分析. 忽略污垢热阻, 则总的换热系数可表示为

$$U=\left(\frac{1}{K_{\mathrm{h}}}+\frac{1}{K_{\mathrm{c}}}\right)^{-1}, \tag{7}$$

这里, K_{h}, K_{c} 分别是热流体侧和冷流体侧的换热系数. 当换热器的几何尺寸不变时, 由 D-B 公式换热系数可近似表示为[21]:

$$K_{\mathrm{new}}=K_{\mathrm{old}}\left(\frac{\dot{m}_{\mathrm{new}}}{\dot{m}_{\mathrm{old}}}\right)^{0.8}, \tag{8}$$

$$U_{\mathrm{new}}=\left(\frac{1}{K_{\mathrm{new}}}+\frac{1}{K_{\mathrm{the\,other}}}\right)^{-1}. \tag{9}$$

假设热流体侧和冷流体侧的初始换热系数分别为 K_{h}=900 W/(m$^2\cdot$K)和 K_{c}=800 W/(m$^2\cdot$K), 在优化过程中都是固定一侧的流体参数而优化另一侧的流体参数. 按照温差均匀分布原则分别对 4 种热负荷和换热面积给定情况下的两侧流体进行优化所得的结果如表 2 所示. 表 2 中, 下标 i 和 o 分别表示入口和出口, A 表示换热面积.

观察表 2 可以发现, 并非对任一侧的流体进行优化都能得到较好的结果, 当优化流体选择不恰当时可能使结果更差. 仔细观察表 2 中的数据就会发现, 凡是优化后使流体质量流量增加的情况, 总的熵耗散率就会减小, 或者说凡是优化后使总的换热系数提高的情况, 总的熵耗散率就会减小. 为了便于观察优化前后温度变化的情况, 将优化前后的温度分布情况示于图 3 和 4 中. 图 3 给出了当恰当地选择冷流体和热流体进行优化前后的温度分布情况. 如图 3 所示, 优化后的冷热流体的温度分布呈平行状态, 体现了温差场均匀分布原则, 而且优化后两流体的温度分布较之优化前更加接近, 表明温差驱动力的减小. 图 4 给出了当不恰当地选择冷热流体进行优化前后的温度分布情况. 如图 4 所示, 虽然优化后的温度分布较之优化前更加平行, 满足温差均匀分布原则, 但优化结果并没有使总的熵耗散率减小(如表 2 所示). 仔细观察图 4 就会发现, 虽然优化后的温度分布呈更加平行的状态, 但优化后的温度分布较之优化前更加疏远, 表明温差驱动力较之优化前有所增加. 对比图 3 和 4 可以发现, 单纯的温差均匀分布并不能使总熵耗散率减小, 只有将温差均匀分布和温差驱动力的减小结合起来才能使总的熵耗散率减小. 因此, 选择恰当一侧的流体参数进行优化对于成功地应用最小熵耗散的优化原则有着重要意义.

3 结论

在给定热负荷和换热面积的条件下, 对于目前文献中提到的使熵耗散最小的 3 种优化原则: 熵耗散均匀分布原则(EoED)、温差均匀分布原则(EoTD)

表 2 四种情况下分别对冷热流体侧参数进行优化所得到的结果

	$T_{\mathrm{h,i}}$/K	$T_{\mathrm{h,o}}$/K	$T_{\mathrm{c,i}}$/K	$T_{\mathrm{c,o}}$/K	$\dot{m}_{\mathrm{h}}$/kg$\cdot$s^{-1}	$\dot{m}_{\mathrm{c}}$/kg$\cdot$s^{-1}	A/m^2	U/W$\cdot$m$^{-2}\cdot$K^{-1}	$\dot{E}_{\mathrm{diss}}$/W$\cdot$K^{-1}
情况一									
优化前	370	360	300	320	2	1	3.60	423.53	4599870
优化冷侧	370	360	317.51	327.51	2	2	3.60	546.73	3553477
优化热侧	393.98	373.98	300	320	1	1	3.60	314.02	6186964
情况二									
优化前	370	350	300	310	1	2	3.60	423.53	4599870
优化冷侧	370	350	273.63	293.63	1	1	3.60	304.18	6386939
优化热侧	353.86	343.86	300	310	2	2	3.60	529.61	3668331
情况三									
优化前	370	350	280	310	3	2	9.13	423.53	16308630
优化冷侧	370	350	294.64	314.64	3	3	9.13	496.32	13889366
优化热侧	386.57	356.57	280	310	2	2	9.1	358.83	19211227
情况四									
优化前	370	340	280	300	2	3	9.13	423.53	16308630
优化冷侧	370	340	261.97	291.97	2	2	9.13	352.11	19578070
优化热侧	356.41	336.41	280	300	3	3	9.13	487.02	1415197

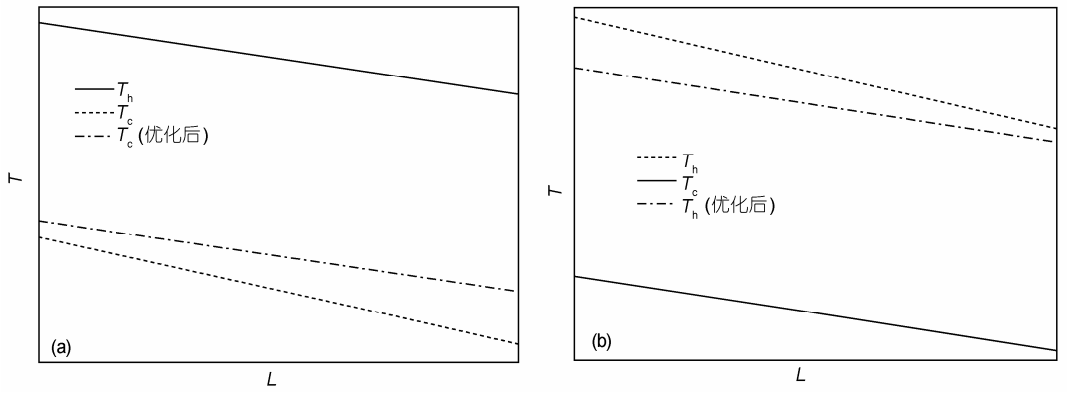

图 3　恰当地选择(a)冷流体和(b)热流体进行优化前后的温度分布

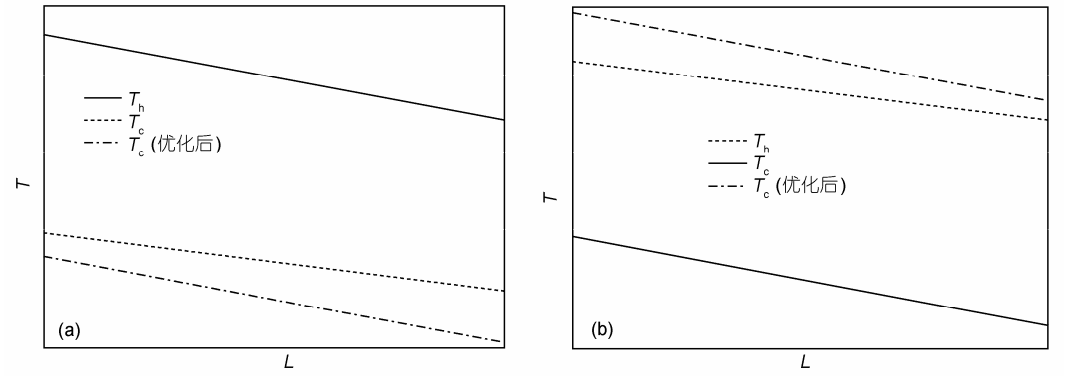

图 4　不恰当地选择(a)冷流体和(b)热流体进行优化前后的温度分布

和热流密度均匀分布原则(EoHF)的优化结果进行对比, 发现当换热系数不固定时, 熵耗散均匀分布原则最优, 其次是温差均匀分布原则, 热流密度均匀分布原则最差; 温差均匀分布原则与熵耗散均匀分布原则优化结果的误差很小, 而且远远小于热流密度均匀分布原则与熵耗散均匀分布原则优化结果的误差, 在实际应用中温差均匀分布原则可作为熵耗散均匀分布的近似原则.

对 4 种换热情况下冷热流体分别进行优化的结果表明, 在热负荷和换热面积给定的条件下, 当流体选择不恰当时应用最小熵耗散优化原则进行优化得不到好的优化结果, 选择恰当的流体进行优化对于最小熵耗散优化原则的成功应用有着重要意义. 优化流体的选择当以能提高总换热系数的那一侧流体为准则, 或者, 应当选择优化后能使冷热流体温度平行分布同时使温差驱动力减小的那一侧的流体.

参考文献

1　Yilmaz M, Sara O N, Karsli S. Performance evaluation criteria for heat exchangers based on second law analysis. Exergy Int J, 2001, 1: 78—294

2　Prigogine I. Introduction to Thermodynamics of Irreversible Processes. 3rd ed. New York: Wiley, 1967. 76—77

3　Bejan A. Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow. New York: Wiley, 1982. 118—134

4　Bejan A. Entropy Generation Minimization. Boca Raton: CRC Press, 1996. 47—112

5　Tondeur D, Kvaalen E. Equipartition of entropy production: An optimality criterion for transfer and separation process. Ind Eng Chem Res, 1987, 26: 50—56

6　Sauar E, Ratkje S K, Lien K M. Equipartition of forces: A new principle for process design and optimization. Ind Eng Chem Res, 1996, 35:

4147—41533
7 Balkan F. Comparison of entropy minimization principles in heat exchange and a short-cut principle: EoTD. Int J Energy Res, 2003, 27: 1003—1014
8 过增元, 李志信, 周森泉, 等. 换热器中的温差场均匀性原则. 中国科学 E 辑: 技术科学, 1996, 26: 25—31
9 Bertola V, Cafaro E. A critical analysis of the minimum entropy production theorem and its application to heat and fluid flow. Int J Heat Mass Transfer, 2008, 51: 1907—1912
10 Bejan A. Second law analysis in heat transfer. Energy, 1980, 5: 721—762
11 Hesselgreaves J E. Rationalisation of second law analysis of heat exchangers. Int J Heat Mass Transfer, 2000, 43: 4189—4204
12 Guo Z Y, Cheng X G, Xia Z Z. Least dissipation principle of heat transport potential and its application in heat conduction optimization. Chinese Sci Bull, 2003, 48: 406—410
13 Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy—A physical quantity describing heat transfer ability. Int J Heat Mass Transfer, 2007, 50: 2545—2556
14 韩光泽, 过增元. 导热能力损耗的机理及其数学表达. 中国电机工程学报, 2007, 27: 98—102
15 Xu M T, Guo J F, Cheng L. The application of entransy dissipation theory in heat convection. Front Energy Power Eng China, 2009, 3: 402—405
16 柳雄斌, 孟继安, 过增元. 换热器参数优化中的熵产极值和㶲耗散极值. 科学通报, 2008, 53: 3026—3029
17 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. 化工学报, 2008, 59: 2460—2464
18 Xia S J, Chen L G, Sun F R. Optimization for entransy dissipation minimization in heat exchanger. Chinese Sci Bull, 2009, 54: 3587—3595
19 Guo J F, Xu M T, Cheng L. Principle of equipartition of entransy dissipation for heat exchanger design. Sci China Tech Sci, 2010, 53: 1309—1314
20 Guo J F, Cheng L, Xu M T. Entransy dissipation number and its application to heat exchanger performance evaluation. Chinese Sci Bull, 2009, 54: 2708—2713
21 Balkan F. Application of EoEP principle with variable heat transfer coefficient in minimizing entropy production in heat exchangers. Energy Convers Manage, 2005, 46: 2134—2144