

基于 耗散的换热器热阻分析*

柳雄斌 孟继安** 过增元

清华大学航天航空学院热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084

摘要 讨论了一维导热、典型对流换热过程和换热器中热阻的概念, 提出了基于 耗散的换热器热阻和换热器热阻因子的定义, 建立了基于这一热阻的换热器分析方法, 讨论了传热单元数和热容量流比对换热器热阻的影响。

关键词 换热器 热阻 耗散

换热器在现代工业中应用极其广泛, 换热器的强化与优化可以提高能源利用率, 降低换热设备的体积和重量, 从而始终受到大量研究者的关注。前人已提出多种评价换热器性能的方法, 如 Kuppam^[1]列举了换热器的4种热分析方法, 即效能-传热单元数(ϵ NTU)法、 P -NTU_i法、对数平均温差(logarithmic mean temperature difference, LMTD)法和 ΦP 方法, 其中 ϵ NTU法和对数平均温差最为常用。 ϵ NTU方法用效能 ϵ 来评价换热器, 在一定的传热单元数下, 不同型式的换热器(顺流、逆流或叉流)具有不同的效能, 其中逆流换热器的效能最高, 顺流最低, 叉流的效能居中; 当用对数平均温差方法分析不同流动安排的换热器时, 同等条件下也将得出逆流换热器的对数平均温差最大, 顺流最小, 叉流居中的结论。过增元等^[2,3]提出并论证了换热器中的温差场均匀性准则, 即在相同的传热单元数和热容量流比条件下, 冷热流体间的温差场愈均匀则换热器效能愈高, 杨善让、郜时旺等^[4]用这一原则分析了多背压凝汽器换热面积的最佳级间分配。

近年来, 过增元等^[5]由导热与导电过程的比拟引入了代表热量传递能力的物理量“ ”(在之前的研究中曾被称为热量传递势容^[6]), 其定义为物体热容量与温度乘积之半, 物理意义为物体所具有的热量传递的总能力; 耗散反映传热不可逆性

引起的热量传递能力损失, 耗散的大小可以用来评价传热过程的优劣。在导热优化中, 过增元等^[5]提出了耗散极值原理, 验证了导热过程的优化可归结为在一定的约束条件下使导热热阻最小, 程新广^[7]和韩光泽^[8,9]对比了耗散最小或熵产最小这两种优化准则, 朱宏晔^[10]采用电热模拟实验装置验证了导热中的耗散极值(最小热阻)原理; 在对流换热中, 孟继安等^[11]在粘性耗散一定的情况下, 以耗散极值为优化目标, 用变分方法推得了层流对流换热最优速度场方程。鉴于“ ”的概念在导热和对流换热中的成功运用, 本文将和耗散的分析方法拓展到换热器中, 通过耗散定义换热器的热阻, 分析结论表明基于耗散的换热器热阻概念能够较好地描述和分析换热器的性能。

1 导热过程的热阻

物体导热热阻的定义为物体的温差与热流之比, 例如一个截面积为 A , 长度为 L , 导热系数为 k 的一维导热物体, 其两端各自维持均匀温度 T 和 t , 由一维导热的微分方程式, 可得热流 $Q = kA(T-t)/L$, 此时一维物体的导热热阻 $R = L/kA$ 。但是严格说来, 这一传统的导热热阻定义只在上述一维稳态、无内热源和Fourier定律有效的前提下才严格成立, 对多维、温差不均匀、有内热源或Fourier定律失效时的导热过

2008-01-24 收稿, 2008-03-12 收修改稿

* 国家重点基础研究发展计划资助项目(批准号: 2007CB206901)

** 通信作者, E-mail: mja@tsinghua.edu.cn

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. <http://www.cnki.net>

程, 都难以严格地定义其热阻.

在复杂导热过程中, 如果要继续使用“温差与热流之比”来定义某种“当量热阻”, 就必须引入某种形式的“当量温差”或“当量热流”的概念. 由于此时当量温差和换热量的选择方式带有一定的近似性或任意性, 当量热阻的定义也会有一定的近似性和任意性. 从传热不可逆性的角度来看, 物体热阻的存在使得传热所需温差由无穷小变为有限值, 传热过程由可逆变为不可逆. 传热过程热阻愈大则驱动相同热流所需要的温差就愈大, 传热的不可逆性也就愈强. 因此通过度量导热过程不可逆性的存在就可以定义导热“热阻”. 过增元等^[5]由导热过程与导电过程的比拟引入了“ \mathcal{R} ”的概念(表 1), 以 \mathcal{Q} 耗散的大小度量导热过程不可逆性的存在. 文献^[5]以 ΔE 和热流 \mathcal{Q} 定义了具有非等温边界条件的导热物体的当量导热热阻 R_E , 如(1)式所示.

表 1 导热、导电比拟中的物理量对照表^[5]

电容量	Q_w	热容量	Q_{vh}
电流	I	热(量)流	\mathcal{Q}_h
电阻	R_e	热阻	R_h
电容	$C_e = Q_w / U_e$	热容	$C_h = Q_{vh} / T$
电势	U_e	热势	$U_h = T$
电流密度	φ_e	电流密度	φ_h
Ohm 定律	$\varphi_e = -K_e \frac{dU_e}{dn}$	Fourier 定律	$\varphi_h = -K_h \frac{dT}{dn}$
电容内的电势能	$E_e = \frac{1}{2} Q_w U_e$		$E_h = \frac{1}{2} Q_{vh} T$

$$R_E = \frac{\Delta E}{\mathcal{Q}^2} \quad (1)$$

对于前述一维导热物体, 其 \mathcal{Q} 耗散 $\Delta E = \mathcal{Q}T - \mathcal{Q}T_w$, 根据(1)式计算它的当量导热热阻 (如(2)式) (2)式表明 对一维导热物体来说, 由 \mathcal{Q} 耗散定义的当量导热热阻等价于由“温差与热流之比”定义的热阻.

$$R_E = \frac{\mathcal{Q}T - \mathcal{Q}T_w}{\mathcal{Q}^2} = \frac{L}{kA} \quad (2)$$

2 对流换热的热阻

对流换热可以认为是流体运动时的导热问题, 对流换热现象通常具有多维性和不均匀性, 因此对

流中往往首先讨论其局部对流换热系数, 由此出发再通过定义某种平均温差或平均传热量来建立对流换热热阻的概念. 下面以边界层换热和充分发展管流换热为例分析对流换热热阻的定义.

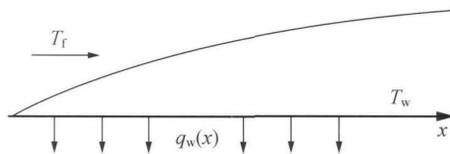


图 1 边界层换热示意图

图 1 表示了边界层换热问题, 温度为 T_f 的热流体掠过温度为 T_w 的冷平板, 表面换热系数 $h(x)$ 是与前缘距离 x 的函数. 考虑位于 dx 处、面积为 dA 的平板微元, 微元热流 $dq_w(x) = h(x)(T_f - T_w) dA$, 微元温差为 $T_f - T_w$, 则这一微元的热阻为 $T_f - T_w$ 与局部热流 $dq_w(x)$ 的商 $[h(x)dA]^{-1}$. 由于温差 $T_f - T_w$ 恒定为常数, 流体与平板间的总热流 \mathcal{Q} 为(3)式, 即诸微元热阻热流的积分, 因此平板微元热阻之间为并联关系, 平板的对流换热热阻 R_C 可以由(4)式求出

$$\mathcal{Q} = \int_0^L dq_w(x) \quad (3)$$

$$R_C = \frac{T_f - T_w}{\mathcal{Q}} = \left[\int h(x) dA \right]^{-1} \quad (4)$$

由于对流换热在本质上是流体运动时的导热问题, 用 \mathcal{Q} 耗散定义的边界层对流换热当量热阻也可以用(1)式计算. (1)式中的 \mathcal{Q} 耗散 $\Delta E = \mathcal{Q}T - \mathcal{Q}T_w$, 当量热阻的表达式如(5)式. 可见在图 1 边界层换热中, 由 \mathcal{Q} 耗散定义的当量热阻也等价于由“温差与热流之比”定义的热阻.

$$R_E = \frac{\Delta E}{\mathcal{Q}^2} = \left[\int h(x) dA \right]^{-1} \quad (5)$$

再来看图 2 所示的充分发展管流换热, 设管长为 L , 管径为 r , 来流温度分布为 $T_f(r)$, 管壁温度恒定为 T_w , 管流充分发展后管壁局部表面换热系数恒定为 h_0 , 因此对流换热热阻为 $R_C = \left[\int h_0 dA \right]^{-1} = (h_0 A)^{-1}$.

与图 1 的边界层换热不同的是, 来流在管横截面上的平均温度 $T_f(x)$ 将沿流动方向不断升高, 流

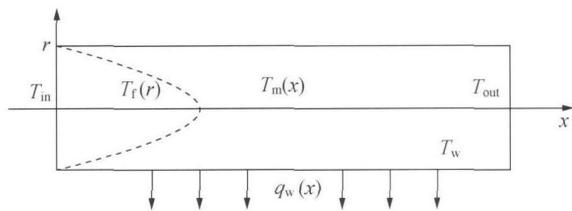


图 2 充分发展管流换热示意图

体与壁面的温差不再是常数. 以总热流 Q 和对流换热热阻 $R_c = \left[\int h_0 dA \right]^{-1} = (h_0 A)^{-1}$ 为基准, 就可以求得管流对流换热温差 $\Delta T_m = QR_c$, 而 ΔT_m 就是对数平均温差.

图 2 中由 耗散定义的当量热阻 R_E 仍由(1)式计算, 其中 耗散 ΔE 等于入口 流 $CT_{in}^2/2$ 减去出口 流 $CT_{out}^2/2$ 和侧面流出的 流 QT_w , 其中 C 为来流的热容量流, 如(6)式所示. 由于充分发展管流换热中温差场的不均匀性, 由 耗散定义的当量热阻 R_E 不再等于对流换热热阻 R_c .

$$\Delta E = \frac{1}{2}CT_{in}^2 - \frac{1}{2}CT_{out}^2 - QT_w \quad (6)$$

当量热阻 R_E 对应的温差为 ΔT_E , ΔT_E 等于 R_E 与热流 $Q = C(T_{in} - T_{out})$ 的乘积, 由(7)式可得此时温差 ΔT_E 即为算术平均温差 (arithmetic mean temperature difference, AMTD)

$$\Delta T_E = R_E Q = \frac{\Delta E}{Q} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} - T_w = \Delta T_{AMTD} \quad (7)$$

3 换热器的热阻

3.1 换热器的对流换热热阻

针对充分发展管流换热的热阻分析可以推广到两股流换热器中.

设图 3 所示换热器的换热面积为 A , 换热系数为 $k(x)$, 并设热、冷流体在垂直于流动方向上已充分混合, 各自的截面平均温度分别记为 $T(x)$ 和 $t(x)$, 热流体的热容量流为 C , 入口和出口温度分别为 T_{in}, T_{out} , 冷流体热容量流为 c , 入、出口温

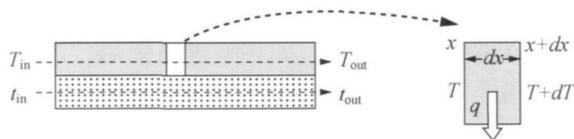


图 3 两股流换热器示意图

度为 t_{in}, t_{out} , $q(x)$ 是流体与内壁面间的换热热流密度. 换热器的“对流换热热阻” R_c 由(8)式定义, 对流换热热阻 R_c 对应的冷热流体平均温差即为换热器的对数平均温差 ΔT_{LMTD}

$$R_c = \left[\int k dA \right]^{-1} = \frac{\Delta T_{LMTD}}{Q} \quad (8)$$

3.2 基于 耗散的换热器热阻

为了定义换热器在 耗散意义下的当量热阻, 首先需要建立换热器中 耗散 ΔE 的表达式. 在图 3 所示的换热器中, 假设流动为一维定常、常物性并忽略导热, 对图 3 右侧所示的热流体侧的微元体积列出能量微分方程, 有

$$C \frac{dT(x)}{dx} = -q(x) \quad (9)$$

将(9)式两侧同时乘以热流体温度 $T(x)$ 并在微元体积 δV 上积分可得热流体侧的 平衡关系

$$\frac{1}{2}CT_{in}^2 - \frac{1}{2}CT_{out}^2 = \int q(x) T(x) dx \quad (10)$$

上式表明, 热流体入口携带的 , 即输入的热量传递总能力 $CT_{in}^2/2$ 中的部分 $\int qT dx$ 通过换热面流出供给冷流体, 剩余 $CT_{out}^2/2$ 为出口 , 即热流体通过换热器后剩余的传热能力.

同理可列出冷流体的 平衡式

$$\frac{1}{2}ct_{in}^2 + \int q(x) t(x) dx = \frac{1}{2}ct_{out}^2 \quad (11)$$

将两流体的 平衡关系(10)和(11)相加并代入关系式 $q(x) = k(x)[T(x) - t(x)]$ 可得

$$\left[\frac{1}{2}CT_{in}^2 + \frac{1}{2}ct_{in}^2 \right] - \left[\frac{1}{2}CT_{out}^2 + \frac{1}{2}ct_{out}^2 \right] = E_{in} - E_{out} =$$

$$\Delta E = \int q(x) [T(x) - t(x)] dx = \int k(T - t)^2 dx \quad (12)$$

$$f_E = \frac{R_E}{R_C} = \frac{\Delta T_{AMTD}}{\Delta T_{LMTD}} = \frac{\int k dx \int k(T - t)^2 dx}{\left[\int k(T - t) dx \right]^2} \quad (16)$$

(12)式表明冷热流体出口的总流小于二者入口的总流,其差值即为换热器中的耗散.以上由(9)式到(12)式的推导基于图3的一维顺流换热器模型,但可以证明平衡关系(12)同样适用于逆流、叉流等换热器型式.

将(12)式代入(1)式,可得基于耗散的换热器当量热阻 R_E 的定义如(13)式所示,不妨简称 R_E 为换热器热阻.

$$R_E = \frac{\Delta E}{\Phi^2} = \frac{\int k(T - t)^2 dx}{\left[\int k(T - t) dx \right]^2} \quad (13)$$

与换热器热阻 R_E 相对应的冷热流体间的当量温差 ΔT_E 的定义式由下式给出.

$$\Delta T_E = R_E \Phi = \frac{\Delta E}{\Phi} = \frac{\int k(x) [\Delta T(x)]^2 dx}{\int k(x) \Delta T(x) dx} \quad (14)$$

对于无内热源的一维换热器,(15)式表明当量温差 ΔT_E 即为冷热流体间的算术平均温差 ΔT_{AMTD}

$$\Delta T_E = \frac{\Delta E}{\Phi} = \frac{\frac{1}{2}CT_{in}^2 + \frac{1}{2}c_{in}^2 - \left(\frac{1}{2}CT_{out}^2 + \frac{1}{2}c_{out}^2 \right)}{C(T_{in} - T_{out})} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} - \frac{t_{in} + t_{out}}{2} = \Delta T_{AMTD} \quad (15)$$

3.3 换热器热阻因子

对流换热热阻 R_C 和换热器热阻 R_E 从不同层次反映了换热器的传热能力.对同一台换热器而言,对流换热热阻 R_C 往往可以视为常数,它反映了换热器对流换热层次的阻抗,而换热器热阻 R_E 反映了换热器流体传热能力损失这一层次上的阻抗.

用对流换热热阻 R_C 将换热器热阻 R_E 无量纲化将得到换热器热阻因子 f_E .在无内热源的一维换热器中, f_E 也是算术平均温差与对数平均温差之比,如(16)式所示.

在引入了换热器热阻 R_E 和换热器热阻因子 f_E 之后,换热器性能的提高就可以从两个方面出发,第一个层次是尽量减小对流换热热阻 R_C 以提高换热器的总换热能力,如增大换热面积 A ,或使用高效换热管、面、插入扰流元件或加入流体添加剂等以提高换热系数;第二个层次是通过改变流动的布置(顺流、逆流、叉流)、引入内热源、热汇(相变换热)或合理安排叉流换热器的换热面积等方式,在相同的换热器对流换热热阻 R_C 下减小换热器热阻因子 f_E ,达到优化换热器的目的.

4 换热器热阻分析方法的应用

基于耗散的换热器热阻分析与基于对数平均温差的换热器分析,反映了换热器性能分析的两种不同视角.在换热器对流换热热阻 R_C 一定时,不同型式换热器传热量的差别既可以归因于对数平均温差 ΔT_{LMTD} 的差别,也可以归因于换热器热阻 R_E 的不同.当换热器的对流换热热阻 R_C 易于确定时,用对数平均温差或换热器热阻分析都比较合理;而当换热器的换热系数 k 不是常数或存在内热源(相变)时,用对数平均温差分析换热器性能就存在困难,而换热器热阻 R_E 和换热器热阻因子 f_E 仍然可以通过前述分析获得,从而为复杂换热器的性能分析和优化提供了另一种思路.

换热器的热阻分析与传统 ϵNTU 分析法也有着密切的关系.一方面,换热器热阻因子 f_E 与换热器的传热单元数 NTU 、效能 ϵ 和热容量流比 C_{min}/C_{max} 有关,对一维顺、逆流换热器均有(17)式成立.从(17)式可以看出,在相同的传热单元数和热容量流比下,换热器的效能 ϵ 愈高,则换热器热阻因子 f_E 就愈小,换热器的性能也就愈好,换热器热阻分析的这一结论与 ϵNTU 分析是一致的.另一方面,当用于换热器分析时,以对数平均温差或效能 ϵ 为评价标准无法单一地反映换热器的好坏,因为二者的大小由换热器初始温差、传热单元数、热容量流比和流动安排方式等因素共同决定.例如对同一台换热器来说,某一较大初始温差下顺流布置的对数平均温

差有可能高于另一较小初始温差下逆流布置的对数平均温差; 或者某一较小热容量流比下顺流布置的效能 ϵ 有可能高于另一较大热容量流比下逆流布置的效能. 因此对数平均温差和效能 ϵ 反映了多种因素的影响, 而不是单单刻画换热器自身的优劣. 从传热不可逆性角度来看, 流经换热器后冷热流体的传热能力必然有所损失, 由耗散定义的换热器热阻 R_E 即反映了换热器造成这种损失的能力. 换热器的 R_E 愈小, 则单位传热量对应的传热能力损失就愈小, R_E 或 f_E 就从传热不可逆性的角度反映了换热器的优劣.

$$f_E = \frac{\Delta T_{\text{AMTD}}}{\Delta T_{\text{LMTD}}} = \frac{\frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2} - \frac{t_{\text{in}} + t_{\text{out}}}{2}}{\Delta T_{\text{LMTD}}} = \frac{\frac{T_{\text{in}} - T_{\text{out}}}{2} - \frac{t_{\text{out}} - t_{\text{in}}}{2}}{\Delta T_{\text{LMTD}}} = \frac{\text{NTU}}{\epsilon} - \frac{\text{NTU}}{2} \left(1 + \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{max}}} \right) \quad (17)$$

图 4 表示了一维换热器传热单元数和热容量流比对换热器热阻因子 f_E 的影响.

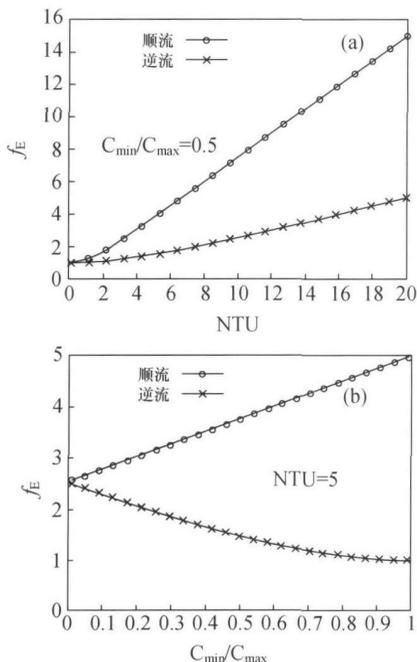


图 4 传热单元数 (a) 和热容量流比 (b) 对 f_E 的影响

从图 4 可以看出, 相同条件下顺流安排的换热器热阻因子 f_E 总是大于逆流安排, 因此相同换热量下逆

流布置使得冷热流体传热能力的损失较少. 对于顺流布置, 减小传热单元数或热容量流比都可以减小换热器热阻因子 f_E , 而对于逆流布置, 减小传热单元数或是增大热容量流比可以减小其换热器热阻因子.

5 结论

在分析换热器内冷热流体的传热能力“ ”的耗散的基础上, 提出了基于耗散的换热器热阻 R_E 的定义. 换热器热阻 R_E 愈小, 单位传热量对应的冷流体传热能力损失就愈小, 换热器性能也就愈好.

采用对流换热热阻 R_c 将换热器热阻 R_E 无量纲化后得到换热器热阻因子 f_E , 论证了换热器的优化目标可以转化为减小换热器热阻因子 f_E 的值.

相比对数平均温差或效能 ϵ NTU 方法中的效能 ϵ 换热器热阻 R_E 和换热器热阻因子 f_E 能更合理地反映换热器的性能. 基于耗散的换热器热阻分析有望为有相变换热器或其他换热系数 k 不是常数的换热器的分析提供另一种思路.

参 考 文 献

- Kuppan T. Heat Exchanger Design Handbook. New York: CRC Press, 2000
- 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, 1996, 26(1): 25—31
- 过增元, 魏 澍, 程新广. 换热器强化的场协同原则. 科学通报, 2003, 48(22): 2324—2327
- 郜时旺, 杨 沫, 徐志明, 等. 多背压凝汽器中温差场均匀性原则的直接证明. 工程热物理学报, 1997, 18(6): 741—743
- 过增元, 梁新刚, 朱宏晔. ——描述物体传递热量能力的物理量. 自然科学进展, 2006, 16(10): 1288—1296
- 过增元, 程新广, 夏再忠. 最小热量传递势能耗散原理及其在导热优化中的应用. 科学通报, 2003, 48(1): 21—25
- 程新广, 孟继安, 过增元. 导热优化中的最小传递势能耗散与最小熵产. 工程热物理学报, 2005, 26(6): 1034—1036
- 韩光泽, 过增元. 不同目的热优化目标函数: 热量传递势能耗散与熵产. 工程热物理学报, 2007, 27(5): 811—813
- 韩光泽, 过增元. 导热能力损耗的机理及其数学表述. 中国电机工程学报, 2007, 27(17): 98—102
- 朱宏晔, 陈泽敬, 过增元. 耗散极值原理的电热模拟实验研究. 自然科学进展, 2007, 17(12): 1692—1698
- Meng JA, Liang, XG, Li ZX. Field synergy optimization and enhanced heat transfer by multi-longitudinal vortexes flow in tube. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005, 48(16): 3331—3337