科学通报 2010 年 第 55 卷 第 35 期：3367 ~ 3372
论 文 www.scichina.com csb.scichina.com
《中国科学》杂志社
SCIENCE CHINA PRESS

矩形通道内伴随冷凝的烟气对流换热的优化

宋伟明, 孟继安, 李志信*

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
* 联系人, E-mail: lizhx@tsinghua.edu.cn

2010-08-26 收稿, 2010-10-21 接受
国家重点基础研究发展计划资助项目(2007CB206901)

摘要 针对矩形通道内伴随水蒸气冷凝的烟气对流换热, 建立显热和潜热㶲平衡方程, 并导出㶲耗散的表达式. 利用㶲耗散极值原理获得了伴随冷凝的烟气对流换热的场协同方程, 并通过数值求解包括场协同方程在内的控制方程组, 得到了矩形通道内的最优速度场为多纵向涡的流动结构, 该流型提高了速度场与温度场、速度场与浓度场之间的协同程度, 从而可以在黏性耗散增加较小的条件下使传热传质过程得到显著强化. 在通道内布置不连续双斜肋可以产生接近于最优流场的多纵向涡流动, 在 Re=600 时, 与光滑通道相比, 不连续双斜肋通道中烟气的总换热量增加 29.02%, 冷凝换热量增加了 27.46%.

关键词
冷凝
㶲
㶲耗散
场协同
纵向涡

在冷凝式燃气热水器和冷凝式锅炉中, 天然气燃烧产生的烟气中水蒸气的质量分数为 7%~25%, 为了进一步提高能源利用效率, 常采用翅片管换热器来吸收水蒸气的潜热. 在翅片管换热器中, 当固体表面温度低于烟气露点温度时, 烟气中的水蒸气就会发生冷凝, 在此过程中同时存在由温差驱动的显热交换和由水蒸气浓度差驱动的潜热交换, 属于伴随冷凝的对流换热过程. 对于伴随冷凝的混合气体对流换热过程, 尽管很多学者对其进行了研究[1~8], 但绝大部分集中在实验方面, 缺乏相应的理论分析.

Bejan[9]从不可逆过程热力学出发, 利用熵产来分析对流换热过程, 并以熵产最小为目标对对流换热过程进行优化. 但传热学中更关心的是热量传递的速率, 过增元等人[10,11]引入了表征物体热量传递能力的物理量——㶲, 其定义为物体的内能与其绝对温度乘积之半, 并建立了㶲耗散极值原理. 研究表明, 与最小熵产原理相比, 㶲耗散极值原理用于传热过程的优化所得到的结果更好[12~17]. Meng 等人[18]基于㶲耗散极值原理, 在黏性耗散一定的情况下, 用变分原理导出了层流对流换热的最优速度场控制方程——场协同方程, 并用数值方法获得了管内层流对流换热的最优速度场为多纵向涡流动. 在此基础上, 研发了可在管内诱导出纵向涡流动的强化换热管. 宋伟明等人[19]利用㶲耗散极值原理得到了矩形通道内层流对流换热的最优速度场, 并数值验证了其强化换热性能. 陈林等人[20]基于㶲耗散定义了溶液除湿过程的湿阻, 利用湿阻法对溶液除湿性能进行了分析和优化. 在场协同原理的发展上, 刘伟等人[21]研究了层流对流换热过程中的物理量协同并进行了传热强化分析, 陈群等人[22]将对流换热的场协同原理推广到流动过程并对流动减阻过程进行了优化设计.

本文将翅片管换热器的流动通道简化为狭窄矩形通道, 将烟气看作是水蒸气和不凝性气体的混合物, 烟气在通道内的流动可视为层流流动(雷诺数一般小于 1000). 首先引入伴随冷凝的烟气对流换热过程的㶲和㶲耗散, 然后采用㶲耗散极值原理导出矩形通道内伴随冷凝的对流换热过程的场协同方程. 数值求解包括场协同方程在内的控制方程组, 得出给定黏性耗散条件下的最优速度场, 并通过在通道

英文版见: Song W M, Meng J A, Li Z X. Optimization of flue gas convective heat transfer with condensation in a rectangular channel. Chinese Sci Bull, 2011, 56, doi: 10.1007/s11434-010-4270-5

内布置不连续双斜肋实现接近于最优速度场的多纵向涡流动结构, 从而验证优化伴随冷凝的烟气对流换热过程的可行性.

1 伴随冷凝的烟气对流换热的熵和熵耗散

Chen 等人[23]建立了蒸发冷却过程中的显热和潜热熵平衡方程, 并导出了熵耗散的表达式. 类似于蒸发冷却过程, 本文讨论伴随冷凝的烟气对流换热过程的显热熵和潜热熵平衡方程及其熵耗散.

烟气在矩形通道内伴随冷凝的对流换热过程如图 1 所示, 高温烟气流过矩形通道, 在低温壁面上发生冷凝.

烟气在矩形通道内的流动过程满足能量守恒方程和浓度方程:

$$\rho U\cdot\nabla\left(c_pT\right)=\nabla\cdot\left(\lambda\nabla T\right), \tag{1}$$

$$\rho U\cdot\nabla\omega=\nabla\cdot\left(\rho D\nabla\omega\right). \tag{2}$$

(1)式即为烟气的显热守恒方程, 其中ρ, c_p 和λ分别为烟气的密度、定压比热和热导率; U 和 T 分别为烟气的速度矢量和温度; ω为烟气中水蒸气的质量分数, D 为水蒸气在烟气中的质扩散率.

假设水蒸气的汽化潜热γ为定值, 在(2)式两边同乘以γ可得潜热守恒方程:

$$\rho U\cdot\nabla\left(\gamma\omega\right)=\nabla\cdot\left[\rho D\nabla\left(\gamma\omega\right)\right]. \tag{3}$$

在显热守恒方程(1)式两边同乘以 T 并经过变换可得显热熵平衡方程:

$$\rho U\cdot\nabla g_{\mathrm{s}}=\nabla\cdot\left(\lambda T\nabla T\right)-\lambda\left(\nabla T\right)^2, \tag{4}$$

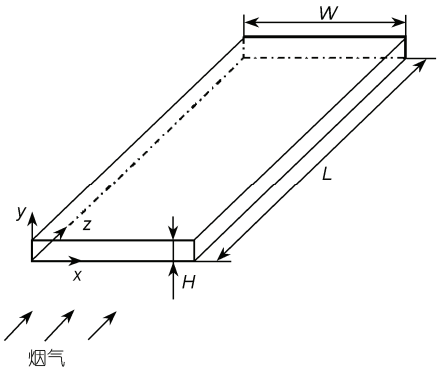


图 1 矩形通道内伴随冷凝的烟气对流换热过程示意图

其中 $g_{\mathrm{s}}=c_pT^2/2$ 为单位质量烟气的显热熵, 它表征烟气的显热传热能力. $g_{\mathrm{s,dis}}=\lambda\left(\nabla T\right)^2$ 为显热熵耗散率. (4)式表明, 烟气流出微元体的显热熵等于由边界导热输入微元体的显热熵减去显热熵的耗散.

在潜热守恒方程(3)式两边同乘以 T 并经过变换可得

$$T\rho U\cdot\nabla\left(\gamma\omega\right)=\nabla\cdot\left[\rho DT\nabla\left(\gamma\omega\right)\right]-\rho D\nabla T\cdot\nabla\left(\gamma\omega\right). \tag{5}$$

假设在烟气冷凝过程中水蒸气质量分数ω与其露点温度 T_{dp} 之间近似满足线性关系 $T_{\mathrm{dp}}=a\omega+b$, 可得潜热熵平衡方程:

$$\begin{aligned}\rho U\cdot\nabla g_{\mathrm{l}}&=\nabla\cdot\left[\rho DT\nabla\left(\gamma\omega\right)\right]\\&-\rho D\nabla T\cdot\nabla\left(\gamma\omega\right)-\left(T-T_{\mathrm{dp}}\right)\nabla\cdot\left[\rho D\nabla\left(\gamma\omega\right)\right],\end{aligned} \tag{6}$$

其中 $g_{\mathrm{l}}=\gamma\omega T_{\mathrm{dp}}/2$ 为单位质量烟气的潜热熵, 它表征烟气的潜热传热能力. 方程左边为烟气流出微元体的潜热熵, 右边第一项表示由传质输入微元体的潜热熵, 第二项表示微元体由温度梯度和浓度梯度共同引起的潜热熵耗散, 第三项表示微元体由于温度高于露点温度引起的潜热熵耗散.

将(4)和(6)式相加可得伴随冷凝的烟气对流换热过程的熵平衡方程:

$$\rho U\cdot\nabla g=\nabla\cdot\left[\lambda T\nabla T+\rho DT\nabla\left(\gamma\omega\right)\right]-g_{\mathrm{dis}}, \tag{7}$$

$$\begin{aligned}g_{\mathrm{dis}}&=\lambda\left(\nabla T\right)^2+\rho D\nabla T\cdot\nabla\left(\gamma\omega\right)\\&+\left(T-T_{\mathrm{dp}}\right)\nabla\cdot\left[\rho D\nabla\left(\gamma\omega\right)\right],\end{aligned} \tag{8}$$

其中 $g=c_pT^2+\gamma\omega T_{\mathrm{dp}}/2$ 为单位质量烟气的显热熵与潜热熵之和, 它表征烟气的总体传热能力. g_{dis} 为烟气的显热及潜热总体熵耗散.

2 伴随冷凝的烟气对流换热的场协同方程

类似于对流换热过程的优化[18,19], 对于伴随冷凝的烟气对流换热可以定义以下优化过程: 在黏性耗散一定的条件下, 寻找满足连续方程、能量方程和浓度方程的流体速度场, 使系统的熵耗散取极值. 这一优化过程是一个典型的泛函条件极值问题, 可以通过变分方法获得流体流动最优速度场所应满足的控制方程. 构造泛函:

$$\prod=\iiint_{\Omega}\left\{\begin{array}{l}g_{\mathrm{dis}}+C_0\phi+A\left[\nabla\cdot\left(\lambda\nabla T\right)-\rho c_pU\cdot\nabla T\right]\\+B\left[\nabla\cdot\left(\rho D\nabla\omega\right)-\rho U\cdot\nabla\omega\right]+C\nabla\cdot\left(\rho U\right)\end{array}\right\}\mathrm{d}V, \tag{9}$$

其中ϕ为黏性耗散率; C_0, A, B 和 C 为拉格朗日乘数. 由于约束条件的类型不同, C_0在整个对流换热区域内为常数, A, B 和 C 是 U, T, ω和空间位置的函数.

泛函Π对温度 T 求变分可得变量 A 的控制方程:

$$-\rho c_p U\cdot\nabla A=\nabla\cdot\left(\lambda\nabla A\right)-2\nabla\cdot\left(\lambda\nabla T\right). \tag{10}$$

边界条件: 温度给定时, A=0; 热流给定时, $\partial A/\partial n=2\partial T/\partial n+\rho D\gamma/\lambda\partial\omega/\partial n$.

泛函Π对浓度ω求变分可得变量 B 的控制方程:

$$-\rho U\cdot\nabla B=\nabla\cdot\left(\rho D\nabla B\right)-2a\nabla\cdot\left(\rho D\gamma\nabla\omega\right). \tag{11}$$

边界条件: 浓度给定时, $B=-\gamma(T-T_{\mathrm{dp}})$; 浓度梯度给定时, $\partial B/\partial n=a\gamma\partial\omega/\partial n$.

泛函Π对速度 U 求变分可得

$$\mu\nabla^2U+\frac{\rho c_p}{2C_0}A\nabla T+\frac{\rho}{2C_0}B\nabla\omega+\frac{\rho}{2C_0}\nabla C=0. \tag{12}$$

与动量方程

$$\rho U\cdot\nabla U=-\nabla P+\nabla\cdot\left(\mu\nabla U\right) \tag{13}$$

对比, 可知

$$C=-2C_0P/\rho, \tag{14}$$

其中常数 C_0的大小与黏性耗散有关. 则(12)式可写为

$$\rho U\cdot\nabla U=-\nabla P+\mu\nabla^2U+F, \tag{15}$$

其中

$$F=\rho U\cdot\nabla U+\frac{\rho c_p}{2C_0}A\nabla T+\frac{\rho}{2C_0}B\nabla\omega. \tag{16}$$

(15)式即为伴随水蒸气冷凝的烟气对流换热过程中熵耗散取极值时所须满足的欧拉方程, 即场协同方程, 它实质上就是包含了附加体积力 F 的动量方程. 该附加体积力使得流体的速度场与温度场、速度场与浓度场之间的协同程度增强, 从而可以在黏性耗散一定的条件下强化换热.

连续方程、能量方程、浓度方程、方程(10), (11)和(15)中共含有 6 个变量 U, T, ω, P, A 和 B, 构成封闭方程组. 因此在给定边界条件下将方程联立求解, 即可得出在黏性耗散一定的条件下, 系统总体熵耗散取极值时的最优速度场.

3 数值模型

如图 1 所示, 选取矩形通道长度 L=80 mm, 宽度 W=40 mm, 高度 H=5 mm. 利用上面得到的伴随水蒸气冷凝的烟气对流换热优化的场协同方程, 对图 1 所示矩形通道内伴随冷凝的烟气对流换热过程进行数值优化. 在数值模拟中作如下假设:

(1) 烟气中的水蒸气只可能在壁面发生冷凝. 凝结水形成后迅速排除, 壁面没有凝结水的存在, 忽略凝结水对通道阻力的影响.

(2) 当壁面温度低于烟气的露点温度时, 水蒸气在壁面发生冷凝, 壁面水蒸气的浓度为饱和浓度, 且壁面处水蒸气质量分数、分压力和壁面温度之间满足理想气体关系:

$$\omega_{\mathrm{w}}=P_{\mathrm{s}}\Big/\left(\rho R_{\mathrm{g,v}}T_{\mathrm{w}}\right), \tag{17}$$

其中 $R_{\mathrm{g,v}}$为水蒸气的气体常数, P_{s}为壁面温度 T_{w}对应的水蒸气的饱和压力, 其计算公式为 P_{s}=610.78×exp[17.2694(T_{w}−273.15)/(T_{w}−34.58)].

(3) 忽略由传质引起的诱导速度, 在壁面采用无滑移边界条件.

(4) 当有水蒸气凝结发生时, 烟气和水蒸气质量均减少, 同时水蒸气凝结释放出潜热, 采用对有凝结发生的壁面附近流体区域的边界网格添加质量、组分和能量源项进行处理. 质量和组分源项: $S_{\mathrm{m}}=-m_{\mathrm{v}}A_{\mathrm{face}}/V_{\mathrm{cell}}$; 能量源项: $S_{\mathrm{e}}=m_{\mathrm{v}}\gamma A_{\mathrm{face}}/V_{\mathrm{cell}}$, 其中 m_{v} 为水蒸气的凝结率, $m_{\mathrm{v}}=-\rho D\left(\partial\omega/\partial n\right)_{\mathrm{w}}$; A_{face} 表示发生凝结的边界面网格的面积; V_{cell} 表示发生凝结的边界体网格的体积.

在通道入口给定烟气温度、流速和水蒸气质量分数, T_{in}=440 K, Re=400, ω=10%. 通道壁面为等壁温, T_{w}=300 K. 为了方便给出变量 A 和 B 在出口处的边界条件, 在通道出口下游延长 300 mm, 采用压力出口条件, 变量 A 和 B 在出口处的法向梯度为零.

利用 FLUENT6.0 进行数值计算, 压力和速度的耦合采用 SIMPLEC 算法, 对流项和扩散项的离散均采用 QUICK 格式. 烟气参数随温度的变化、场协同方程中附加体积力的引入、变量 A 和 B 控制方程和边界条件的引入、冷凝发生时固体壁面的水蒸气浓度边界条件以及流体区域边界网格源项的加载均采用 FLUENT6.0 提供的 UDF 功能.

4 优化结果

利用前面获得的场协同方程对矩形通道内伴随冷凝的烟气对流换热过程进行数值优化. 选取 C_0=-5.0×10^6 K, 优化前后通道内的黏性耗散、总换热量、

冷凝换热量以及水蒸气冷凝比如表 1 所示, 其中水蒸气冷凝比是指实际冷凝的水蒸气量与烟气中水蒸气含量的比值.

从表 1 可以看出, 与优化前相比, 伴随冷凝的烟气对流换热过程的黏性耗散仅增加了 3.35%, 总换热量增加了 31.67%, 冷凝换热量和水蒸气冷凝比增加了 29.26%. 可见利用场协同方程的优化结果使伴随冷凝的烟气对流换热的显热和潜热换热量都显著增加, 对流传热和对流传质同时得到了强化.

求解场协同方程获得的通道 z=40 mm 横截面处的速度矢量分布、温度分布和水蒸气质量分数分布如图 2 所示. 可以看出, 优化速度场为多纵向涡流动结构. 在流体冲刷壁面的区域, 等温线和等浓度线均比较密集, 速度矢量与温度梯度矢量、速度矢量与浓度梯度矢量之间的夹角减小, 速度场与温度场、速度场与浓度场之间的协同程度增强, 传热传质过程得到强化; 在流体离开壁面的区域, 等温线和等浓度线均比较稀疏, 速度矢量与温度梯度矢量、速度矢量与浓度梯度矢量之间的夹角增大, 速度场与温度场、速度场与浓度场之间的协同程度减弱, 弱化了该区域内的对流传热传质. 对整个流动通道来说, 多纵向涡的形成提高了速度场与温度场、速度场与浓度场之间的整体协同程度, 从而使对流传热传质过程得到强化. 可见, 利用场协同方程得出的最优流场可以在黏性耗散增加较小的条件下使伴随水蒸气冷凝的烟气对流换热能力得到显著增强.

5 不连续双斜肋通道的换热性能

利用熵耗散极值原理优化通道内伴随冷凝的烟气对流换热过程得出的最优速度场, 是一种使流体达到最优换热性能所应具有的理想流动结构. 在不连续双斜肋作用下, 管内[18,24,25]和矩形通道内[19,26]都能产生纵向涡流动, 具有较好的强化换热性能. 如图 3 所示, 本文在上述矩形通道的上下壁面布置交叉了不连续双斜肋, 研究在不连续双斜肋作用下伴随水蒸气冷凝的烟气的对流换热特性, 其中双斜

表 1 伴随冷凝的烟气对流换热的优化结果

	黏性耗散 /W	总换热量 /W	冷凝换热量 /W	水蒸气冷凝比
优化前	2.57×10^{-4}	30.95	12.55	23.70%
优化后	2.66×10^{-4}	40.75	16.22	30.63%

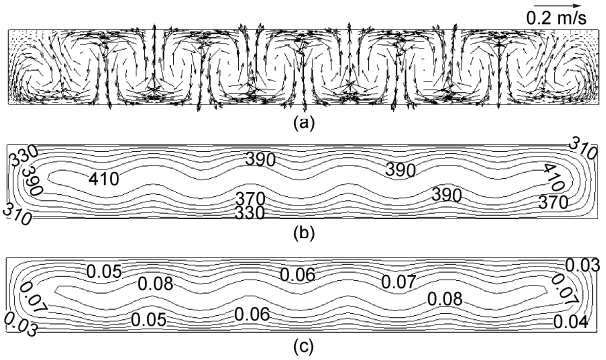


图 2 伴随冷凝的烟气对流换热的优化结果

(a) 速度矢量分布; (b) 温度分布(单位: K); (c) 水蒸气质量分数分布

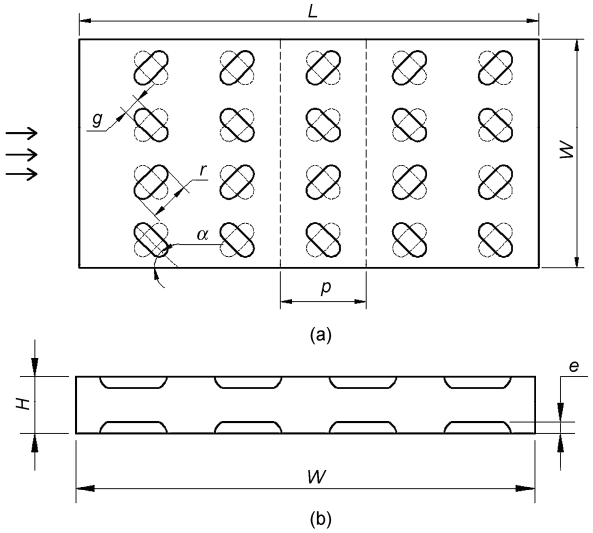


图 3 通道内不连续双斜肋布置示意图

(a) 俯视图; (b) 正视图

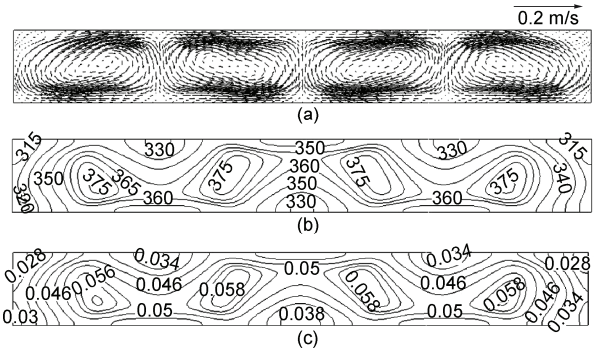


图 4 z = 35 mm 截面的速度、温度和水蒸气质量分数分布

(a) 速度矢量分布; (b) 温度分布(单位: K); (c) 水蒸气质量分数分布

肋的肋长 r=7 mm, 肋宽 g=3 mm, 肋高 e=1 mm, 肋节距 p=15 mm, 双斜肋轴线与烟气流动方向的夹角 α=45°.

由于不连续双斜肋通道内烟气的传热传质过程较为复杂, 即使低雷诺数下也会形成涡流, 具备湍流特征, 此时采用低雷诺数湍流模型比层流模型的计算结果更为精确[27]. 本文采用 RNG k-ε 模型对不连续双斜肋通道内伴随冷凝的烟气对流换热过程进行数值模拟. 通道 z=35 mm 截面处的速度矢量、温度和水蒸气质量分数分布如图 4 所示. 可以看出, 在不连续双斜肋的作用下, 通道内形成了与图 2 中优化速度场接近的多纵向涡流动, 使得速度场与温度场、速度场与浓度场之间的协同程度增强, 从而使对流传热传质过程得到强化. 模拟结果表明, 在 Re=600 时, 与光滑通道相比, 不连续双斜肋通道中伴随冷凝的烟气对流换热过程的总换热量增加 29.02%, 冷凝换热量和水蒸气冷凝比增加 27.46%, 阻力增加 60.69%. 因此, 利用㶲耗散极值原理得到的最优速度场可以用来指导优化矩形通道内伴随水蒸气冷凝的烟气对流换热过程.

6 结论

建立了伴随水蒸气冷凝的烟气对流换热过程的㶲和㶲耗散, 采用变分原理导出了优化伴随水蒸气冷凝的烟气层流对流换热的场协同方程.

数值求解场协同方程, 获得了等壁温条件下矩形通道内烟气的最优流场为多纵向涡结构. 该流型提高了速度场与温度场、速度场与浓度场之间的协同程度, 从而可以在黏性耗散增加较小的条件下使传热传质过程得到显著强化.

在通道内布置不连续双斜肋可以产生接近于最优流场的多纵向涡流动. 在 Re=600 时, 与光滑通道相比, 不连续双斜肋通道中伴随冷凝的烟气对流换热过程的总换热量增加 29.02%, 冷凝换热量增加 27.46%, 从而验证了利用场协同方程优化伴随冷凝的烟气对流换热的可行性.

参考文献

1 Idem S A, Jacobi A M, Goldschmidt V W. Heat transfer characterization of a finned-tube heat exchanger (with and without condensation). ASME J Heat Transfer, 1990, 112: 64—70

2 Kawaguchi K, Okui K, Shimoura T, et al. Heat transfer and pressure loss characteristics of a heat exchanger for recovering latent heat. Heat Transfer-Asian Res, 2001, 36: 230—247

3 Jia L, Peng X F, Sun J D, et al. An experimental study on vapor condensation of wet flue gas in a plastic heat exchanger. Heat Transfer-Asian Res, 2001, 30: 571—580

4 曹彦斌, 艾效逸, 郭全, 等. 伴随有水蒸气凝结的烟气对流换热的实验研究. 工程热物理学报, 2000, 21: 729—733

5 崔永章, 钱申贤. 翅片换热器中天然气烟气的冷凝传热. 山东建筑工程学院学报, 2000, 15: 41—45

6 王丽. 冷凝式燃气热水器换热器的研究. 硕士学位论文. 上海: 同济大学, 2006

7 齐巍. 含湿混合气体横掠翅片管的换热研究. 硕士学位论文. 北京: 北京交通大学, 2007

8 吴媛媛. 天然气的高效利用与传热传质研究. 硕士学位论文. 北京: 北京建筑工程学院, 2007

9 Bejan A. Advanced Engineering Thermodynamics. New York: Wiley, 1997

10 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

11 过增元, 梁新刚, 朱宏晔. 㶲——描述物体传递能力的物理量. 自然科学进展, 2006, 16: 1288—1296

12 吴晶, 程新广, 孟继安, 等. 层流对流换热中的势容耗散极值与最小熵产. 工程热物理学报, 2006, 27: 100—102

13 陈群, 吴晶, 任建勋. 对流换热过程中的热力学优化与传热优化. 工程热物理学报, 2008, 29: 271—274

14 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

15 Chen Q, Wang M R, Pan N, et al. Optimization principles for convective heat transfer. Energy, 2009, 34: 1199—1206

16 柳雄斌, 过增元. 换热器性能分析新方法. 物理学报, 2009, 58: 4766—4771

17 Chen L, Chen Q, Li Z, et al. Optimization for a heat exchanger couple based on the minimum thermal resistance principle. Int J Heat Mass Transfer, 2009, 52: 4778—4784

18 Meng J A, Liang X G, Li Z X. Field synergy optimization and enhanced heat transfer by multi-longitudinal vortices flow in tube. Int J Heat Mass Transfer, 2005, 48: 3331—3337

19 宋伟明, 孟继安, 李志信. 矩形通道中层流对流换热的最优速度场. 见: 中国工程热物理学会传热传质学学术会议论文集, 2009
20 陈林, 陈群, 李震, 等. 溶液除湿性能分析和优化的湿阻法. 科学通报, 2010, 55: 1174—1181
21 刘伟, 刘志春, 过增元. 对流换热层流流场的物理量协同与传热强化分析. 科学通报, 2009, 54: 1779—1785
22 陈群, 任建勋, 过增元. 流体流动场协同原理及其在减阻中的应用. 科学通报, 2008, 53: 489—492
23 Chen Q, Yang K D, Wang M R, et al. A new approach to analysis and optimization of evaporative cooling system I: Theory. Energy, 2010, 35: 2448—2454
24 Li X W, Yan H, Meng J A, et al. Visualization of longitudinal vortex flow in an enhanced heat transfer tube. Exp Therm Fluid Sci, 2005, 31: 601—608
25 Li X W, Meng J A, Guo Z Y. Turbulent flow and heat transfer in discrete double inclined ribs tube. Int J Heat Mass Transfer, 2009, 52: 962—970
26 Song W M, Meng J A, Li Z X. Numerical study of air-side performance of a finned flat tube heat exchanger with crossed discrete double inclined ribs. Appl Therm Eng, 2010, 30: 1807—1814
27 Meng J A, Liang X G, Chen Z J, et al. Experimental study on convection heat transfer in alternating elliptical axis tubes. Exp Therm Fluid Sci, 2005, 29: 457—465