

基于熵理论的轧钢加热炉壁变截面绝热层构形优化

冯辉君 陈林根 谢志辉 孙丰瑞

Constructal optimization of variable cross-section insulation layer of steel rolling reheating furnace wall based on entransy theory

Feng Hui-Jun Chen Lin-Gen Xie Zhi-Hui Sun Feng-Rui

引用信息 Citation: *Acta Physica Sinica*, 64, 054402 (2015) DOI: 10.7498/aps.64.054402

在线阅读 View online: <http://dx.doi.org/10.7498/aps.64.054402>

当期内容 View table of contents: <http://wulixb.iphy.ac.cn/CN/Y2015/V64/I5>

---

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

基于超材料的定向传热结构研究与设计

[Research and design of directional heat transmission structure based on metamaterial](#)

物理学报.2015, 64(8): 084401 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.64.084401>

亚表面异质缺陷对功能梯度材料表面温度场的影响

[Influence of inclusion in functionally graded materials on the surface temperature distributions](#)

物理学报.2014, 63(19): 194401 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.63.194401>

基于拉普拉斯方程的任意形状热斗篷研究与设计

[Research and design of thermal cloak with arbitrary shape based on Laplace's equation](#)

物理学报.2014, 63(19): 194402 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.63.194402>

硅功能化石墨烯热导率的分子动力学模拟

[Molecular dynamics simulation of the thermal conductivity of silicon functionalized graphene](#)

物理学报.2014, 63(7): 074401 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.63.074401>

基于变换热力学的任意形状热集中器研究与设计

[Research and design of thermal concentrator with arbitrary shape based on transformation thermodynamics](#)

物理学报.2014, 63(5): 054401 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.63.054401>

# 基于焵理论的轧钢加热炉壁变截面绝热层构形优化\*

冯辉君 陈林根<sup>†</sup> 谢志辉 孙丰瑞

(海军工程大学热科学与动力工程研究室; 海军工程大学舰船动力工程军队重点实验室; 海军工程大学动力工程学院, 武汉 430033)

(2014年7月29日收到; 2014年9月2日收到修改稿)

基于绝热过程焵耗散极值原理, 分别在对流传热和复合传热(对流和辐射传热)边界条件下, 对轧钢加热炉壁变截面绝热层进行构形优化, 得到焵耗散率最小的绝热层最优构形. 结果表明: 与等截面绝热层相比, 焵耗散率最小的变截面绝热层整体绝热性能更优. 热损失率最小和焵耗散率最小的绝热层最优构形是不同的. 热损失率最小的绝热层最优构形使得其能量损失减小, 而焵耗散率最小的绝热层最优构形使得其整体绝热性能提高. 焵耗散率最小和最大温度梯度最小的变截面绝热层最优构形差别较小, 此时焵耗散率最小的绝热层最优构形在提高绝热层整体绝热性能的同时也提高了其热安全性. 基于焵理论的绝热层构形优化为绝热系统的优化设计提供了新的指导.

**关键词:** 构形理论, 焵耗散率最小, 变截面绝热层, 广义热力学优化

**PACS:** 44.10.+I, 47.55.pb, 44.40.+a

**DOI:** 10.7498/aps.64.054402

## 1 引言

相对于强化传热问题, 绝热问题(弱化传热)是传热学中另一类常见的问题, 在热系统中添加绝热层是弱化传热的一种常用手段. 如何设计绝热层以提高热系统能源利用率已成为一大热点问题, 构形理论为实现绝热层的优化提供了一种方法, 许多学者<sup>[1-7]</sup>应用该理论<sup>[8-13]</sup>对这一问题进行了深入研究.

在给定绝热层体积的条件下, Bejan<sup>[1]</sup>以热损失率最小为目标对轧钢加热炉壁绝缘层厚度进行了优化, 优化后的绝热层热损失率比等厚度绝缘层热损失率降低了12.5%. 李大鹏等<sup>[2]</sup>进一步讨论了线性温度分布和正弦温度分布下管状绝热层的最优布置问题, 指出对于任何温度分布规律, 当管径远大于绝热层厚度时, 绝热层厚度均与管状表面温度和环境温度之差的平方根成正比. Kang等<sup>[3]</sup>以

热损失率最小为目标研究了轧钢加热炉壁多层绝热层和变截面绝热层的最优分布问题, 结果表明所得各层绝热层最优厚度均与炉壁和环境温差的平方根成正比, 变截面绝热层的热损失率比恒截面绝热层的热损失率大大降低. Lorente和Bejan<sup>[4]</sup>将立式绝热壁机械强度作为约束条件, 以总热阻最大为目标对立式绝热壁进行了构形优化, 得到了机械强度约束下的绝热壁最优构形. Xie等<sup>[5]</sup>释放了机械强度约束条件, 将机械强度作为目标建立了兼顾立式绝热壁隔热性能和机械性能的热流与强度复合目标, 以其最大化为目标对立式绝热壁进行了构形优化, 结果表明幂权参数取值在0.4与4之间时立式绝热壁隔热和强度性能得到了较好的兼顾, 环境变化较大且瑞利数较高时宜采用空腔较多的绝热壁以使得其性能达到最优. Chen等<sup>[6,7]</sup>进一步建立了兼顾绝热壁隔热性能、机械性能和质量(体积)的复合目标, 所得结果更适用于对绝热壁重量限制要求较高的应用场合.

\* 国家重点基础研究发展计划(973)项目(批准号: 2012CB720405)和国家自然科学基金(批准号: 51176203, 51356001)资助的课题.

<sup>†</sup> 通信作者. E-mail: lgchenna@yahoo.com, lingenchen@hotmail.com

以上绝热层绝热问题的研究都是以传统的热损失率或最大热阻为优化目标, 并不能反映绝热层绝热过程中的整体传热性能. 为了反映传热的本质属性, 过增元等 [14,15] 提出了新的物理量焓(文献 [16] 曾称之为热量传递势容) 用来描述物体所具有的热量传递总能力

$$E_{vh} = \frac{1}{2} Q_{vh} U_h = \frac{1}{2} Q_{vh} T, \quad (1)$$

式中,  $Q_{vh} = M c_v T$  为物体的定容热容量,  $U_h$  或  $T$  是温度, 即热势. 在此基础上, 过增元等 [14,15] 进一步得到了系统内的焓耗散函数, 提出了传热过程的焓耗散极值原理, 并定义了多维导热问题的当量热阻.

焓理论揭示了传热过程的本质属性, 是不同于熵产生最小化理论的新传热优化理论, 焓和熵的变化量之间并不存在简单的等式关系 [17,18]. 焓理论的产生在热力学发展进程中具有里程碑的意义, 一大批学者在焓理论的指导下对一系列的传热优化问题进行了深入研究 [19-36], 其中基于焓耗散极值原理的绝热层优化设计 [34-36] 是焓理论的一个新应用. Feng 等 [34] 与导热过程焓耗散极值原理类比, 提出了绝热过程焓耗散极值原理, 并基于该原理在恒温边界条件下对轧钢加热炉壁单层平板和圆柱体绝热层和多层平板绝热层分别进行了构形优化, 得到了整体绝热性能最优的3种绝热层最优构形. Feng 等 [35,36] 进一步基于绝热过程焓耗散极值原理在复合传热边界下对单层恒截面绝热层、在恒温边界条件下对单层变截面绝热层分别进行了构形优化, 所得复合传热边界下的绝热层最优构形更符合实际、恒温边界条件下的变截面绝热层最优构形有助于提高整体传热性能.

本文将在文献 [3, 35] 的基础上, 基于绝热过程焓耗散极值原理, 分别在对流传热和复合传热边界条件下对轧钢加热炉壁变截面绝热层进行构形优化, 对焓耗散率最小和热损失最小的变截面绝热层最优构形进行比较, 并分析绝热层截面形状对其整体绝热性能的影响.

## 2 对流传热边界条件下变截面绝热层构形优化

对流传热边界条件下的变截面绝热层模型如图 1 所示. 炉壁外侧变截面绝热层的厚度为  $t(x)$ , 宽度为  $p(x)$ , 导热系数为  $k$ . 绝热层外侧与环境进

行对流传热(换热系数为  $h$ , 环境温度为  $T_0$ ). 绝热层长度  $L$  和宽度  $p(0)$  均远远大于其厚度  $t(x)$ , 此时绝热层内的导热简化为一维导热模型. 在给定绝热层宽度分布  $p(x)$  和长度  $L$  的条件下, 可寻求变截面绝热层厚度  $t(x)$  的最优分布, 使得其绝热性能达到最优.

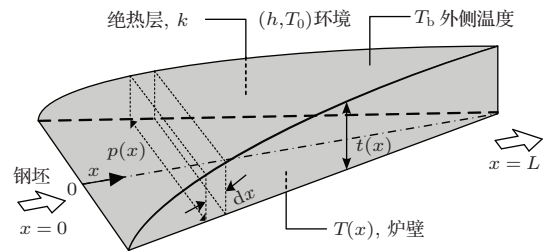


图 1 对流传热边界条件下变截面绝热层模型

图 1 中变截面绝热层的总热损失率为

$$q = \int_0^L k \cdot p(x) \frac{T(x) - T_b}{t(x)} dx, \quad (2)$$

式中,  $T(x)$  为炉壁温度,  $T_b$  为外侧绝热层温度. 由 (2) 式可得绝热层焓耗散率为

$$\begin{aligned} \dot{E}_{vh\phi} = & \int_0^L [T(x) - T_0] \cdot k \\ & \times p(x) \frac{T(x) - T_b}{t(x)} dx. \end{aligned} \quad (3)$$

绝热层隔热材料总体积和横截面积约束分别为

$$V = \int_0^L p(x)t(x)dx = \text{constant}, \quad (4)$$

$$A = \int_0^L p(x)dx = p_{\text{avg}}L, \quad (5)$$

式中,  $p_{\text{avg}}$  为绝热层平均宽度. 绝热层平均厚度为

$$t_{\text{avg}} = \frac{V}{A} = \frac{V}{p_{\text{avg}}L}. \quad (6)$$

绝热层厚度和宽度可无量纲化为

$$\tilde{t}(\xi) = \frac{t}{t_{\text{avg}}}, \quad \tilde{p}(\xi) = \frac{p}{p_{\text{avg}}}. \quad (7)$$

(3)–(5) 式可无量纲化为

$$\begin{aligned} \tilde{E}_{vh\phi} = & \frac{t_{\text{avg}} \dot{E}_{vh\phi}}{p_{\text{avg}} k L (\Delta T)^2} \\ = & \int_0^1 \tilde{p} \tilde{f}^2 \frac{1}{k / (h t_{\text{avg}}) + \tilde{t}} d\xi, \end{aligned} \quad (8)$$

$$\int_0^1 \tilde{p} \tilde{t} d\xi = 1, \quad (9)$$

$$\int_0^1 \tilde{p} d\xi = 1, \quad (10)$$

式中,  $\xi = x/L$ ,  $\Delta T = T(L) - T_0$ ,  $f = [T(x) - T_0]/\Delta T$ .

文献 [34] 将绝热过程的焓耗散极值原理表述为: 对于具有一定的约束条件并给定热流(热损失)边界条件时, 当焓耗散最大时, 则绝热过程最优(平均温差最大); 在给定温度边界条件时, 焓耗散最小, 则绝热过程最优(平均热损失率最小). 本文将要研究的问题属于给定温度边界条件的纯绝热问题, 依据绝热过程焓耗散极值原理, 焓耗散最小, 则平均热损失率越小, 绝热系统整体绝热性能越优. 当绝热层宽度分布  $p$  和炉壁温度分布  $T(x)$  已知时, 在 (9) 式绝热层体积约束条件下, 可寻求焓耗散率最小的绝热层最优构形.

由 (8) 和 (9) 式可建立对应的拉格朗日函数

$$\Phi = \tilde{p}f^2 \frac{1}{k/(ht_{\text{avg}}) + \tilde{t}} + \lambda \tilde{p}\tilde{t}. \quad (11)$$

令  $\partial\Phi/\partial\tilde{t} = 0$  代入 (9) 式可得焓耗散率最小的绝热层最优构形为

$$\tilde{t}_{\text{opt}} = -\frac{k}{ht_{\text{avg}}} + \frac{f \cdot [1 + k/(ht_{\text{avg}})]}{\int_0^1 f \cdot \tilde{p} \cdot d\xi}. \quad (12)$$

对应的最小无量纲焓耗散率为

$$\tilde{E}_{\text{vh}\phi, \text{m}} = \frac{\left(\int_0^1 f \cdot \tilde{p} \cdot d\xi\right)^2}{1 + k/(ht_{\text{avg}})}. \quad (13)$$

当  $p(x) = p_{\text{avg}}$  时, 恒截面条件下绝热层的焓耗散率为

$$\tilde{E}_{\text{vh}\phi, \text{p}} = \frac{\left(\int_0^1 f d\xi\right)^2}{1 + k/(ht_{\text{avg}})}. \quad (14)$$

热损失率最小的绝热层最优构形为

$$\tilde{t}_{\text{opt}} = -\frac{k}{ht_{\text{avg}}} + \frac{f^{1/2} \cdot [1 + k/(ht_{\text{avg}})]}{\int_0^1 f^{1/2} \cdot \tilde{p} \cdot d\xi}. \quad (15)$$

设绝热层横截面积和炉壁无量纲温度分别为 [3]

$$\tilde{p} = 2(1 - \xi), \quad (16)$$

$$f(\xi) = \varepsilon + (1 - \varepsilon)\xi, \quad (17)$$

式中,  $\varepsilon$  表示低温侧炉壁无量纲温度, 且  $f(0) = \varepsilon$ ,  $f(1) = 1$ .

当  $\varepsilon = 0.1$  时, 焓耗散率最小的变截面绝热层与等截面绝热层相比, 其焓耗散率降低了 47.11%, 此时变截面绝热层的整体绝热性能得到显著提高.

比较 (12) 和 (15) 式可知, 热损失率最小和焓耗散率最小的绝热层最优构形是不同的. 当  $\varepsilon = 0.1$  时, 焓耗散率最小的绝热层最优构形与热损失率最小的绝热层最优构形相比, 其焓耗散率降低了 6.01%, 而热损失率提高了 7.67%. 热损失率最小的绝热层最优构形并不能反映绝热层的整体绝热性能, 而焓耗散率最小的绝热层最优构形是绝热层平均热损失率最小化的体现, 反映了其整体绝热性能, 其温度梯度场比热损失率最小的温度梯度场更均匀. 由于绝热层的设计需求和追求的绝热性能不同, 导致两种优化目标下的绝热层最优构形不同, 本文焓耗散率最小的绝热层构形优化使得其整体绝热性能得到提高. 实际绝热层设计中在热损失率所允许的提高幅度内, 可选择焓耗散率最小的变截面绝热层最优构形设计方案以提高其整体绝热性能.

### 3 复合传热边界条件下变截面绝热层构形优化

图 1 为对流传热边界条件下的变截面绝热层模型, 实际传热边界条件可能为复合传热边界条件(对流和辐射传热边界条件). 在复合传热边界条件下, 图 1 中变截面绝热层  $dx$  长度内的热流平衡方程为

$$k \frac{T(x) - T_b}{t} \cdot p(x) dx = [\varepsilon_0 \sigma (T_b^4 - T_0^4) + h(T_b - T_0)] \cdot p(x) dx, \quad (18)$$

式中,  $\varepsilon_0$  为黑度系数,  $\sigma$  为史蒂芬-波尔兹曼常数.

结合 (12) 式的绝热层最优构形, 当炉壁温度分布满足 (17) 式时, 为简化计算, 可假设焓耗散率最小的绝热层最佳厚度与其位置的关系为 [36]

$$\tilde{t} = a_1 + a_2 \xi, \quad (19)$$

式中,  $a_1$  和  $a_2$  为常系数. 由 (9) 式隔热材料总体积约束条件可得

$$a_1 = 1 - a_2/3. \quad (20)$$

由 (3) 和 (18) 式可得绝热层无量纲焓耗散率和热流平衡方程分别为

$$\begin{aligned} \tilde{E}_{\text{vh}\phi} &= \frac{t_{\text{avg}} \dot{E}_{\text{vh}\phi}}{p_{\text{avg}} k L (\Delta T)^2} \\ &= \frac{T_0}{\Delta T} \int_0^L f \cdot \tilde{p} \frac{\tilde{T}(\xi) - \tilde{T}_b}{\tilde{t}} d\xi, \end{aligned} \quad (21)$$

$$\frac{[\tilde{T}(\xi) - \tilde{T}_b]}{\tilde{t}} = b_1(\tilde{T}_b^4 - 1) + \frac{hL}{k}(\tilde{T}_b - 1), \quad (22)$$

式中,  $\tilde{T} = T/T_0$ ,  $b_1 = T_0^3 \varepsilon_0 \sigma L/k$ .

由(17)式, 可将炉壁无量纲温度改写为

$$\tilde{T}(\xi) = \xi[\gamma_2 - (\gamma_2 \varepsilon - \varepsilon + 1)] + \gamma_2 \varepsilon - \varepsilon + 1, \quad (23)$$

式中,  $\gamma_2 = T(L)/T_0$ .

由(19)–(23)式可知, 无量纲焓耗散率  $\tilde{E}_{vh\phi}$  与绝热层无量纲宽度  $\tilde{p}$ 、常系数  $a_2$  以及炉壁无量纲温度  $\varepsilon$  和  $\gamma_2$  有关. 在  $\tilde{p}$ ,  $\varepsilon$  和  $\gamma_2$  给定的条件下, 可通过优化  $a_2$  对变截面绝热层进行焓耗散率最小的构形优化. 计算中取绝热层长度  $L = 30 \text{ m}$  [3]、导热系数  $k = 0.2047 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  [3]、环境温度  $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ 、对流传热系数  $h = 10 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}^{-1}$  [36]、出口处炉壁无量纲温度  $\gamma_2 = 4.94$  [3]. 在分析绝热层绝热性能时, 无特殊注明的情况下, 以上参数均保持假定值不变.

图2给出了热损失率最小和焓耗散率最小的绝热层最优构形  $\tilde{t}_{opt}$  与位置  $\xi$  的关系. 由图可知, 当给定  $\varepsilon$  时, 在较大的  $\xi$  下, 焓耗散率最小的绝热层最优厚度比热损失率最小的绝热层最优厚度大, 反之则结论相反. 当  $\varepsilon = 0.1$  时, 焓耗散率最小的最佳  $a_2$  为  $a_{2,opt} = 2.2501$ , 且随着  $\varepsilon$  的增大,  $a_{2,opt}$  减小.

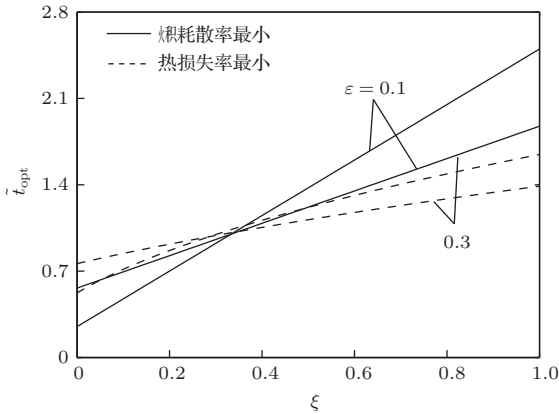


图2  $\varepsilon$  对  $\tilde{t}_{opt}$  和  $\xi$  关系的影响

图3给出了  $\varepsilon$  对热损失率最小和焓耗散率最小的变截面绝热层无量纲热损失率 ( $\tilde{q}_m$  和  $\tilde{q}_E$ ) 和无量纲焓耗散率 ( $\tilde{E}_{vh\phi,m}$  和  $\tilde{E}_{vh\phi,q}$ ) 的影响. 由图可知, 最小无量纲热损失率  $\tilde{q}_m$  和最小无量纲焓耗散率  $\tilde{E}_{vh\phi,m}$  均随  $\varepsilon$  的增大而增大. 当  $\varepsilon = 0.05$  时, 焓耗散率最小的绝热层最优构形与热损失率最小的绝热层最优构形相比, 其焓耗散率降低了 7.51%, 热损失率提高了 10.93%, 且焓耗散率降低幅度和热损失率提高幅度均随  $\varepsilon$  的增大而减小. 因此, 实际

复合传热边界条件下的绝热层设计中, 在热损失率所允许的提幅度内, 可选择焓耗散率最小的绝热层最优构形设计方案以提高其整体绝热性能.

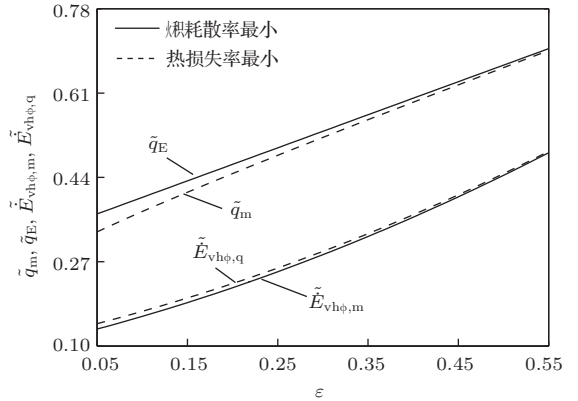


图3  $\varepsilon$  对  $\tilde{q}_m$ ,  $\tilde{q}_E$ ,  $\tilde{E}_{vh\phi,m}$  和  $\tilde{E}_{vh\phi,q}$  的影响

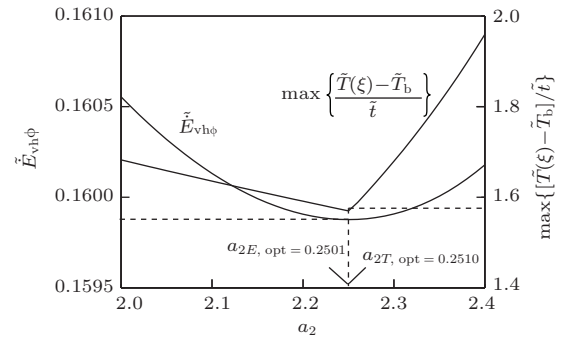


图4  $\tilde{E}_{vh\phi}$  和  $\max\{[\tilde{T}(\xi) - \tilde{T}_b]/\tilde{t}\}$  与  $a_2$  的关系

图4给出了绝热层无量纲焓耗散率  $\tilde{E}_{vh\phi}$  和最大无量纲温度梯度  $\max\{[\tilde{T}(\xi) - \tilde{T}_b]/\tilde{t}\}$  与  $a_2$  的关系. 由图可知, 随着  $a_2$  的增大,  $\tilde{E}_{vh\phi}$  和  $\max\{[\tilde{T}(\xi) - \tilde{T}_b]/\tilde{t}\}$  均先减小后增大, 分别存在最佳的  $a_2$  ( $a_{2E,opt} = 2.2501$  和  $a_{2T,opt} = 2.2510$ ) 使得  $\tilde{E}_{vh\phi}$  和  $\max\{[\tilde{T}(\xi) - \tilde{T}_b]/\tilde{t}\}$  取得最小值. 这是由于焓耗散率最小的绝热层最优构形虽然使得热损失率有所提高, 但它是绝热层平均热损失率最小化的体现, 本质上焓耗散率最小的绝热层最优构形使得绝热层温度梯度场更均匀; 同时, 焓耗散率最小的绝热层最大温度梯度也大大减小, 其对应的热应力较小. 这使得两种优化目标下的绝热层最大温度梯度相差较小, 此时焓耗散率最小的绝热层构形优化结果与最大温度梯度最小的优化结果比较接近. 因此, 焓耗散率最小和最大温度梯度最小的绝热层最优构形差别较小, 焓耗散率最小的绝热层最优构形在提高绝热层整体绝热性能的同时也提高了其

热安全性.

(16) 式的绝热层横截面积为三角形, 可考虑一个更为普适的绝热层模型, 即

$$\tilde{p} = 1 + b(1 - 2\xi), \quad (24)$$

式中,  $b$  为与绝热层横截面积有关的参数. 当  $b = 0$  时, 绝热层横截面积为矩形; 当  $0 < b < 1$  时, 绝热层横截面积为梯形; 当  $b = 1$  时, 绝热层横截面积为三角形.

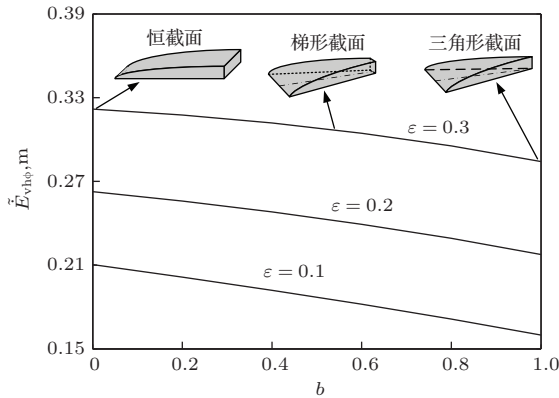


图5 不同  $\epsilon$  下  $\tilde{E}_{vh\phi,m}$  和  $b$  的关系

图5给出了不同  $\epsilon$  下参数  $b$  对绝热层最小无量纲焓耗散率  $\tilde{E}_{vh\phi,m}$  的影响. 由图可知,  $\tilde{E}_{vh\phi,m}$  随着  $b$  的增大而减小. 当  $\epsilon = 0.3$  时, 三角形截面的绝热层焓耗散率比梯形截面 ( $b = 0.5$ ) 和矩形截面 ( $b = 0$ ) 的绝热层焓耗散率分别降低了7.83%和11.66%. 由此可知, 与恒截面和梯形截面的绝热层相比, 采用三角形截面的绝热层整体绝热性能更优.

## 4 结 论

本文基于绝热过程焓耗散极值原理, 以焓耗散率最小为目标在对流传热和复合传热边界条件下对轧钢加热炉壁变截面绝热层进行了构形优化, 得到了变截面绝热层的最优构形. 结果表明:

1) 焓耗散率最小的变截面绝热层与等截面绝热层相比, 当  $\epsilon = 0.1$  时, 绝热层焓耗散率降低了47.11%, 此时变截面绝热层的整体绝热性能得到显著提高.

2) 热损失率最小和焓耗散率最小的绝热层最优构形是不同的. 热损失率最小的绝热层最优构形使得其能量损失减小, 而焓耗散率最小的绝热层最优构形使得其整体绝热性能提高. 因此, 实际绝

热层设计中在热损失率所允许的提高幅度内, 可选择焓耗散率最小的变截面绝热层最优构形设计方案以提高其整体绝热性能.

3) 焓耗散率最小和最大温度梯度最小的变截面绝热层最优构形差别较小, 此时绝热层温度梯度场较均匀且对应的热应力较小. 由此可知, 焓耗散率最小的绝热层最优构形在提高绝热层整体绝热性能的同时也提高了其热安全性.

将焓理论应用到变截面绝热系统的构形优化中, 拓展了焓理论的应用范围. 将焓耗散率目标作为绝热系统整体绝热能力的特性描述, 以焓耗散极值原理作为绝热层性能优化的依据, 为绝热系统的优化设计提供了新的指导.

## 参考文献

- [1] Bejan A 1993 *Int. J. Heat Mass Transfer* **36** 49
- [2] Li D P, Chen L G, Sun F R 1995 *Power System Engng.* **11** 29 (in Chinese) [李大鹏, 陈林根, 孙丰瑞 1995 电站系统工程 **11** 29]
- [3] Kang D H, Lorente S, Bejan A 2013 *Int. J. Energy Res.* **37** 153
- [4] Lorente S, Bejan A 2002 *Int. J. Heat Mass Transfer* **45** 3313
- [5] Xie Z H, Chen L G, Sun F R 2010 *Sci. China: Tech. Sci.* **53** 2278
- [6] Chen L G, Xie Z H, Sun F R 2011 *Int. J. Therm. Sci.* **50** 1782
- [7] Xie Z H, Chen L G, Sun F R 2014 *Int. Comm. Heat Mass Transfer* **54** 141
- [8] Bejan A 2000 *Shape and Structure, from Engineering to Nature* (Cambridge: Cambridge University Press) pp1-314
- [9] Bejan A, Lorente S 2008 *Design with Constructal Theory* (New Jersey: Wiley) pp1-516
- [10] Chen L G 2012 *Sci. China: Tech. Sci.* **55** 802
- [11] Rocha L A O, Lorente S, Bejan A 2013 *Constructal Law and the Unifying Principle of Design* (Berlin: Springer) pp1-321
- [12] Bejan A, Lorente S 2013 *J. Appl. Phys.* **113** 151301
- [13] Bejan A 2014 *Sci. Rep.* **4** 4017
- [14] Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G 2007 *Int. J. Heat Mass Transfer* **50** 2545
- [15] Li Z X, Guo Z Y 2010 *Field synergy principle of heat convection optimization* (Beijing: Science Press) pp78-97 (in Chinese) [李志信, 过增元 2010 对流传热优化的场协同理论 (北京: 科学出版社) 第78—97页]
- [16] Guo Z Y, Cheng X G, Xia Z Z 2003 *Chin. Sci. Bull.* **48** 406
- [17] Hu G J, Cao B Y, Guo Z Y 2011 *Chin. Sci. Bull.* **56** 2974
- [18] Guo Z Y 2014 *Energy* **68** 998

- [19] Chen L G 2012 *Chin. Sci. Bull.* **57** 4404
- [20] Chen Q, Liang X G, Guo Z Y 2013 *Int. J. Heat Mass Transfer* **63** 65
- [21] Cheng X T, Xu X H, Liang X G 2011 *Acta Phys. Sin.* **60** 118103 (in Chinese) [程雪涛, 徐向华, 梁新刚 2011 物理学报 **60** 118103]
- [22] Chen L G, Feng H J, Xie Z H, Sun F R 2013 *Acta Phys. Sin.* **62** 134401 (in Chinese) [陈林根, 冯辉君, 谢志辉, 孙丰瑞 2013 物理学报 **62** 134401]
- [23] Zhao T, Chan Q 2013 *Acta Phys. Sin.* **62** 234401 (in Chinese) [赵甜, 陈群 2013 物理学报 **62** 234401]
- [24] Zhou B, Cheng X T, Liang X G 2013 *Chin. Phys. B* **22** 084401
- [25] Chen L G, Xiao Q H, Xie Z H, Sun F R 2013 *Int. J. Heat Mass Transfer* **67** 506
- [26] Feng H J, Chen L G, Xie Z H, Sun F R 2013 *Sci. China: Tech. Sci.* **56** 299
- [27] Wang W H, Cheng X T, Liang X G 2013 *Chin. Phys. B* **22** 110506
- [28] Sun C, Cheng X T, Liang X G 2014 *Chin. Phys. B* **23** 050513
- [29] Cheng X T, Liang X G 2014 *Energy Convers. Mgmt.* **80** 238
- [30] Wu J, Guo Z Y 2014 *Industrial & Engng. Chem. Res.* **53** 1274
- [31] Jia H, Liu Z C, Liu W, Nakayama A 2014 *Int. J. Heat Mass Transfer* **73** 124
- [32] Chen Q, Xu Y C, Hao J H 2014 *Appl. Energy* **113** 982
- [33] He Y L, Tao W Q 2014 *Int. J. Heat Mass Transfer* **74** 196
- [34] Feng H J, Chen L G, Xie Z H, Sun F R 2012 *Sci. China: Tech. Sci.* **55** 3322
- [35] Feng H J, Chen L G, Xie Z H, Sun F R 2014 *Int. Comm. Heat Mass Transfer* **52** 26
- [36] Feng H J, Chen L G, Xie Z H, Sun F R 2014 *Chin. Sci. Bull.* **59** 2470

# Constructal optimization of variable cross-section insulation layer of steel rolling reheating furnace wall based on entransy theory\*

Feng Hui-Jun Chen Lin-Gen<sup>†</sup> Xie Zhi-Hui Sun Feng-Rui

(Institute of Thermal Science and Power Engineering, Naval University of Engineering; Military Key Laboratory for Naval Ship Power Engineering, Naval University of Engineering; College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

( Received 29 July 2014; revised manuscript received 2 September 2014 )

## Abstract

Based on the entransy dissipation extremum principle for thermal insulation process, the constructal optimizations of a variable cross-sectional insulation layer of the steel rolling reheating furnace wall with convective and compound heat transfer (mixed convective and radiative heat transfer) boundary conditions are carried out. An optimal construct of the insulation layer with minimum entransy dissipation rate can be obtained. Results show that the global thermal insulation performance of the variable cross-sectional insulation layer at minimum entransy dissipation rate is better than that of the constant cross-sectional one. The optimal constructs of the insulation layer obtained based respectively on the minimizations of the entransy dissipation rate and heat loss rate are different. The optimal construct of the insulation layer at minimum heat loss rate leads to a reduction of the energy loss, and that at minimum entransy dissipation rate leads to an improvement of the global thermal insulation performance. The difference between the optimal constructs of the variable cross-sectional insulation layer based on the minimizations of the entransy dissipation rate and the maximum temperature gradient is small. This makes the global thermal insulation performance and thermal safety of the insulation layer improved simultaneously. The constructal optimization of the insulation layer based on entransy theory can provide some new guidelines for the optimal designs of the insulation systems.

**Keywords:** constructal theory, entransy dissipation rate minimization, variable cross-sectional insulation layer, generalized thermodynamic optimization

**PACS:** 44.10.+I, 47.55.pb, 44.40.+a

**DOI:** 10.7498/aps.64.054402

---

\* Project supported by the National Key Basic Research and Development Program of China (Grant No. 2012CB720405), and the National Natural Science Foundation of China (Grant Nos. 51176203, 51356001).

<sup>†</sup> Corresponding author. E-mail: [lgchenna@yahoo.com](mailto:lgchenna@yahoo.com), [lingenchen@hotmail.com](mailto:lingenchen@hotmail.com)