论文

烧结烟气余热驱动圆筒式两级热电发电装置 热力学分析与优化

熊兵, 陈林根*, 孟凡凯, 孙丰瑞

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

* E-mail: lingchen@hotmail.com; lgchenna@yahoo.com

收稿日期: 2015-09-13; 接受日期: 2015-11-26; 网络出版日期: 2016-01-05

国家重点基础研究发展计划(批准号: 2012CB720405)和国家自然科学基金(批准号: 11305266, 51576207)资助项目

摘要 针对钢铁工业中烧结烟气余热资源丰富但回收利用率低的现状, 建立了烧结烟气余热驱动圆筒式两级热电发电装置的有限时间热力学模型. 以最大功率输出为目标函数, 应用 Matlab 优化工具箱优化了热电单元尺寸和工作电流, 分析了烟气换热通道几何尺寸和多边形边数对优化变量和最优性能的影响, 并从经济性角度计算了投资回收周期. 结果表明: 对于正方形截面管道, 烧结烟气为 350℃ 时, 优化前功率为 5.59 kW, 优化后功率为 7.97 kW, 提高 42.39%. 热电模块价格为 40 元/块时, 设备回收周期为 6 年左右.

关键词 钢铁工业, 烧结烟气, 余热回收, 两级热电发电机, 经济性分析, 有限时间热力学

1 引言

钢铁行业是耗能大户, 有效地回收利用生产环节各工序、各环节产生的余能余热是节能降耗的重要途径^[1]. 烧结工序的能耗约占钢铁企业总能耗的 15%, 仅次于炼铁工序^[2]. 烧结工序中, 有 50% 左右的热能被烧结烟气和冷却机废气带走, 而现阶段烧结余热回收利用率尚不足 30%, 从经济性和环境保护层面分析均具有广阔的回收前景^[3,4].

烧结工序中废气余热回收利用的途径和方式主要分为两类: 一类是热回收, 一般用于预热助燃空气或预热混合料, 通过提高料温节省燃料消耗; 第二类是动力回收, 利用余热锅炉产生蒸汽推动透平及其

他装置转换成电能. 大量学者基于以上两类利用方式, 分别从技术方案改造^[5~7]、焓分析^[8,9]、节能效益^[10]等对烧结工序余热利用进行了分析.

在当前能源短缺、环境严重污染的大背景下, 寻求一种清洁能源尤为重要. 热电发电技术作为一种“绿色”的直接能量转换技术, 近年来受到广泛关注. 随着热电材料成本的下降以及研发技术的提升, 一些学者将热电发电技术应用到余热回收领域, 取得了一些新的研究成果, 包括流体热源布置方案^[11~18]、装置结构设计^[19~22]、装置普适模型^[23~27]等方面的研究. Suzuki 等人^[13~16]分别针对板式^[13]、圆柱式^[14~16]两种换热结构建立了流体热源余热热电回收装置的数学模型, 系统全面地分析了顺流、逆流和交叉流等多种

引用格式: 熊兵, 陈林根, 孟凡凯, 等. 烧结烟气余热驱动圆筒式两级热电发电装置热力学分析与优化. 中国科学: 技术科学, 2016, 46: 293–301
Xiong B, Chen L G, Meng F K, et al. Thermodynamic analysis and optimization for a two-stage thermoelectric generator device with cylindrical tubes driven by sintering flue gas heat (in Chinese). Sci Sin Tech, 2016, 46: 293–301, doi: 10.1360/N092015-00210

换热方式对装置性能的影响, 并比较了不同方案的优劣. Reddy 等人^[18]设计了用于回收流体形态余热的一体式热电发电装置, 运用 Fluent 软件分析比较了不同流道开口形状对装置性能的影响. 陈林根等人^[19]对热电发电技术应用于回收钢铁行业低温余热资源的可行性进行了分析, 计算表明该技术可作为钢铁工业节能减排的一条重要途径, 应用前景可观. 孟凡凯等人^[20,21]分别建立了平行板式、管壳式单级热电发电装置回收高炉冲渣水、烧结烟气余热的数学模型, 研究了其温度分布特征并优化了热电单元尺寸, 计算了其设备的投资回收周期. Xiong 等人^[22]基于文献[23,24]提出的两级热电发电机模型研究了高炉冲渣水余热驱动两级热电发电装置性能.

考虑到余热回收装置的布置受到企业场地的限制, 本文将在以上研究成果的基础上, 提出一种结构紧凑、布置简便的圆筒式两级热电发电装置, 用于回收钢铁企业产生的烧结烟气余热. 同平板式热电发电装置相比, 这种结构下装置的表面利用率较高且装置整体集成, 可减小装置尺寸. 有限时间热力学将热力学、传热学和流体力学相结合, 研究各种能量转换装置和过程在有限时间或有限传热面积下的性能优化问题, 是进行性能分析与优化的有力工具, 已在一般热机^[28~36]、相变过程^[37]、传热传质和化学反应^[38~41]、微型能量转换系统^[42~44]、复杂传热规律下热机性能^[45~51]等领域取得重要应用. 本文应用非平衡热力学与有限时间热力学相结合的方法, 建立装置数学模型, 以最大功率输出为目标, 以热电单元尺寸和工作电流为优化变量, 分析换热管道尺寸变化对装置性能的影响, 结合经济性分析对装置的可行性和实用性进行评估.

2 模型分析与求解

图 1 为烧结烟气余热驱动圆筒式两级热电发电装置的示意图, 图 2 为装置横截面示意图. 装置由内而外依次可分为 3 个部分: 最内层为正多边形截面的烟气流道, 紧贴烟气流道的外表面排列的两级热电发电模块, 紧贴热电模块上表面的冷却水流道. 考虑到换热器逆流换热效果较顺流好, 本文研究装置在烧结烟气与冷却水逆流换热时的性能.

热电模块包括上下两级热电单元, 第一级模块顶部、第一级与第二级之间以及第二级底部均由传热、电绝缘材料连接, 从而保证第一级热电模块下端面的放热量等于第二级热电模块上端面的吸热量. 考虑到简化装置结构、降低制造成本, 假设上下两级模块的热电单元几何尺寸(如长度 L 、横截面积 A)、填充系数 θ 等参数一致.

烟气温度和冷却水温度均随流道长度 L_f 变化, 分别为 $T_1(x)$ 和 $T_2(x)$; 考虑热源与模块上下端面的有限速率传热, 第一级顶部端面温度、中间层端面温度、第二级底部端面温度分别为 $T_h(x)$, $T_m(x)$ 和 $T_c(x)$. 高低温热源与热电模块间的换热量分别为 Q_1 和 Q_2 : 第一级顶部端面的吸热量为 Q_{h1} , 向中间层放热量为 Q_{c1} , 考虑热电单元不能紧密排列带来的空气间隙热漏, 间隙热漏量为 Q_{g1} ; 同理, 第二级顶部端面(即中间层)的吸热量为 Q_{h2} , 第二级底部端面放热量为 Q_{c2} , 考虑空气间隙热漏量为 Q_{g2} . 如图 3 所示, 单个热电单元长度为 L , 横截面积为 A , 内阻为 R , 第一级和第二级采用串接连接方式. 负载电阻为 R_L , 装置稳定工况时工作电流为 I . 取图 1 所示坐标轴原点为起点, 烟气和冷却水入口温度分别为 T_{10} 和 T_{20} , 质量流率分

图 1 烧结烟气余热驱动圆筒式两级热电发电装置示意图

图 2 装置横截面示意图

图 3 热电单元示意图

别为 G_1 和 G_2 , 定压比热容分别为 c_{p1} 和 c_{p2} . 烟气换热管道内径和外径分别为 r_1 和 r_2 , 多边形边数为 N .

相对矩形截面换热通道, 圆筒式换热通道的设计有利于烟气在内表面均匀流动同时与壁面均匀换热, 即烟气温度分布稳定有利于热电模块工作在最佳温区. 同时圆筒式结构有利于减小尺寸、结构紧凑, 但装置结构一体化设计也会导致维修不便、前期投资较大的缺点, 在实际应用中应根据实际需求选择装置结构.

取图 1 所示微元体积, 得第一级热电装置的吸放热流率为

$$dQ_1 = -G_1 c_{p1} dT_1(x), \quad (1)$$

$$dQ_1 = K_1 [T_1(x) - T_h(x)] \times 16r_1 \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) dx, \quad (2)$$

$$dQ_{h1} = \left[\alpha T_h(x) I + K(T_h(x) - T_m(x)) - \frac{I^2 R}{2} \right]$$

$$\frac{\theta \times 16r_1 \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) dx}{2A}, \quad (3)$$

$$dQ_{c1} = \left[\alpha T_m(x) I + K(T_h(x) - T_m(x)) + \frac{I^2 R}{2} \right] \frac{\theta \times 16r_1 \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) dx}{2A}. \quad (4)$$

同理可得第二级热电装置的吸放热流率为

$$dQ_2 = -G_2 c_{p2} dT_2(x), \quad (5)$$

$$dQ_2 = K_2 (T_c(x) - T_2(x)) \times 16r_1 \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) dx, \quad (6)$$

$$dQ_{h2} = \left[\alpha T_m(x) I + K(T_m(x) - T_c(x)) - \frac{I^2 R}{2} \right] \frac{\theta \times 16r_1 \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) dx}{2A}, \quad (7)$$

$$dQ_{c2} = \left[\alpha T_c(x) I + K(T_m(x) - T_c(x)) + \frac{I^2 R}{2} \right] \frac{\theta \times 16r_1 \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) dx}{2A}. \quad (8)$$

考虑空气间隙热漏量为

$$dQ_{g1} = K_{g1} [T_h(x) - T_m(x)] (1 - \theta) \times 16r_1 \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) dx, \quad (9)$$

$$dQ_{g2} = K_{g2} [T_m(x) - T_c(x)] (1 - \theta) \times 16r_1 \sin\left(\frac{\pi}{N}\right) dx, \quad (10)$$

式中, α 和 K 分别为热电单元的 Seebeck 系数和热导, K_1 和 K_2 分别为高温侧和低温侧换热器单位面积的热导, K_{g1} 和 K_{g2} 分别为上下两级空气间隙单位面积热导, 分别定义为 $K_{g1} = K_{g2} = \lambda_{air}/L$, λ_{air} 为空气导热系数.

联立以上各式, 可得关于 $T_1(x)$, $T_h(x)$, $T_m(x)$, $T_c(x)$ 和 $T_2(x)$ 的微分方程组如下:

$$T_1'(x) = \frac{K_1 [T_1(x) - T_h(x)] \times 16r_1 \sin\left(\frac{\pi}{N}\right)}{-G_1 c_{p1}}, \quad (11)$$

$$\begin{aligned} & K_1 (T_1(x) - T_h(x)) \\ &= \left[\alpha T_h(x) I + K(T_h(x) - T_m(x)) - \frac{I^2 R}{2} \right] \frac{\theta}{2A} \\ &+ K_{g1} (T_h(x) - T_m(x)) (1 - \theta), \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} & \left[K_{g1}(T_h(x) - T_m(x)) - K_{g2}(T_m(x) - T_c(x)) \right] (1 - \theta) \\ &= \left[K(2T_m(x) - T_c(x) - T_h(x)) - I^2 R \right] \frac{\theta}{2A}, \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} & K_2(T_c(x) - T_2(x)) \\ &= \left[\alpha T_c(x) I + K(T_m(x) - T_c(x)) + \frac{I^2 R}{2} \right] \frac{\theta}{2A} \\ &+ K_{g2}(T_m(x) - T_c(x))(1 - \theta), \end{aligned} \quad (14)$$

$$T_2'(x) = \frac{K_2[T_c(x) - T_2(x)] \times 16r_1 \sin\left(\frac{\pi}{N}\right)}{-G_2 c_{p2}}. \quad (15)$$

装置采用逆流换热结构, 故温度边界条件为

$$T_1(0) = T_{10}, \quad (16)$$

$$T_2(L_f) = T_{20}. \quad (17)$$

装置输出功率和效率分别为

$$P = G_1 c_{p1} [T_1(0) - T_1(L_f)] - G_2 c_{p2} [T_2(0) - T_2(L_f)], \quad (18)$$

$$\eta = 1 - \frac{G_2 c_{p2} [T_2(0) - T_2(L_f)]}{G_1 c_{p1} [T_1(0) - T_1(L_f)]}. \quad (19)$$

(11)~(15)式微分方程组属于微分代数混合方程组的边值问题, 采用试算法将边值问题转化为初值问题, 求解过程同文献[22]. 对于给定参数, 计算可得 $T_1(x)$, $T_h(x)$, $T_m(x)$, $T_c(x)$ 和 $T_2(x)$ 随流道长度 L_f 的变化关系, 代入(18)和(19)式, 即可得两级热电发电装置的输出功率、效率随各参数变化的关系。

3 数值分析与优化

采用数值计算的方法分析烟气换热管道内径、多边形边数等参数对最优热电单元长度和最优电流的影响. 以 350℃ 的烟气和 20℃ 的冷却水为热源和冷源, 其物性参数如表 1 所示. 考虑到常用的碲化铋 (Bi_2Te_3) 热电材料的最优工作温度在 200℃ 以下, 因此本文采用中温区热电材料——碲化铅 (PbTe) 合金, 其物性参数参考烟气与冷却水的入口平均温度选取, 即取 200℃ 时的物性参数, 如表 2 所示. 装置的几何参数如表 3 所示.

考虑到对于余热废热资源的回收, 回收的产出即输出功率的最大化应作为主要关注的目标, 因此本文以功率最大为目标进行优化计算. 采用 Matlab 软件中的多维约束非线性优化工具箱对性能进行优

表 1 热源参数

入口温度	质量流量	比热容	入口温度	质量流量	比热容
$T_{10}(\text{K})$	G_1 (kg s^{-1})	c_{p1} ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	$T_{20}(\text{K})$	G_2 (kg s^{-1})	c_{p2} ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
623	1.5	1150	293	10	4200

表 2 热电材料参数

材料	塞贝克系数 α ($\mu\text{V K}^{-1}$)	热导率 λ ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	电阻率 ρ (Ωm)	横截面积 A (mm^2)
P 型	143	0.81	5.0×10^{-5}	1.2 × 1.2
N 型	-105	1.05	2.0×10^{-5}	

表 3 装置几何参数

换热器隔板热导率	换热器隔板厚度	陶瓷基板热导率	陶瓷基板厚度	流道长度
λ_{ex} ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	σ_{ex} (mm)	λ_{cp} ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	σ_{cp} (mm)	L_f (m)
204	2.0	35.3	1.0	5.0

化, 目标函数设为

$$\max P(r_1, N, L, I); \quad (20)$$

优化变量为

$$V = [L, I]; \quad (21)$$

上下限约束为

$$LB = [0 \ 0], \quad (22)$$

$$UB = [\inf \ \inf]; \quad (23)$$

非线性约束为

$$\begin{bmatrix} Q_{h1} \\ Q_{h2} \\ Q_{c1} \\ Q_{c2} \end{bmatrix} > \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (24)$$

3.1 管道内径对最优性能的影响

为了描述单位面积热电模块的输出功率, 定义功率面密度如下:

$$P_{\text{per}} = \frac{P}{A_t}, \quad (25)$$

式中, P 和 A_t 分别为装置总输出功率和模块总面积.

图 4 给出了管道内径为 $r_1=0.2 \text{ m}$ 和多边形边数 $N=8$ 条件下, 热电发电装置的输出功率与工作电流、热电单元长度的三维曲面图. 由图可见, 在管道内径和多边形边数一定的条件下, 输出功率对工作电流、

热电单元长度均存在极值. 图5给出了管道内径对最优变量的影响, 图6给出了不同管道内径对最大功率 $P_{\max}$ 及其对应效率 η_P 的影响. 计算中, 取 $L_f=5.0$ m, $A=1.2$ mm $\times$ 1.2 mm, $\theta=0.5$. 图中功率 P 为优化前取 $L=2$ mm, $I=0.2$ A 时的计算结果.

由图可知, 当管道内径增大时, 最优电流 I_P 非线性减小, 最优热电单元长度 L_P 非线性增大. 优化前的输出功率 P 随管道内径 r_1 呈类抛物线变化, 且在 $r_1=0.36$ m 取得最大功率 $P_{\max}=5.59$ kW, 之后随管道内径增大而减小. 而经过优化后的最大功率 $P_{\max}$ 在取值区域范围内随管道内径增大而逐渐增大. 计算表明, 当内径进一步增大时, 优化后的最大功率 $P_{\max}$ 也会出现极值, 这表明内径并非越大越好, 而是有一个对应装置最大功率的最佳内径. 最大功率时对应的效率 η_P 随管道内径 r_1 的增大呈近似线性减小. 由于模块总面积正比于管道内径, 最大功率面密度 P_{per}

图4 功率-电流-热电单元长度曲面图

图5 管道内径对最优变量的影响

图6 管道内径对最大功率及其对应效率的影响

随管道内径的增大近似呈线性减小, 表明通过增大管道内径可增大装置输出功率, 但增长幅度逐渐减小, 即单位面积的模块输出功率减小.

3.2 正多边形边数对最优性能的影响

图7给出了正多边形边数 N 对最优变量的影响, 图8给出了正多边形边数 N 对最大功率 $P_{\max}$ 及其对应效率 η_P 的影响. 计算中, 取 $r_1=0.2$ m, $L_f=5.0$ m, $A=1.2$ mm $\times$ 1.2 mm, $\theta=0.5$. 图表中功率 P 为优化前取 $L=2$ mm, $I=0.2$ A 时的计算结果.

由图可知, 当正多边形边数 N 增加时, 最优工作电流 I_P 非线性增大, 最优热电单元长度 L_P 非线性减小. 优化后的输出功率 $P_{\max}$ 和最大功率面密度 P_{per} 均随正多边形边数 N 逐渐减小, 最大功率时对应的效率 η_P 逐渐增大. 当正多边形边数较小时, 如正四边

图7 正多边形边数对最优变量的影响

图8 正多边形边数对最大功率及其对应效率的影响

形、正六边形等，经优化后的功率较未优化时有较大的提升，如正四边形时，优化前功率为 5.59 kW，优化后可获得最大功率为 7.97 kW，较优化前提高 42.39%；当正多边形边数较大时，正多边形边数对装置功率提升影响较小。这主要是因为随着正多边形边数的增多，其最优的热电单元长度减小，因而更多的热量经热电偶臂通过热传导方式传递给冷源，即冷却水带走较多热量，导致模块冷热端面温差 ΔT_{hm} 和 ΔT_{mc} 减小，因此经热电模块输出的功率减小。

3.3 经济性分析

根据文献[25]中的方法对烧结烟气余热驱动圆筒式两级热电发电装置的可行性与经济性进行分析。系统建造成本包括热电模块成本和附属设备成本，在大型化的热电发电设备中，发电模块成本占总投资的绝大部分^[26]，且发电功率越大，其他附属设备成本所占比例越小，由于附属设备如泵站、管道、电源调制设备等不适合按单位发电量计算，本文中未计入。一般商用热电模块的使用寿命为 10~15 年，失效模块可以通过电路检测予以甄别替换，寿命对发电成本影响本文暂未计入。选用杭州大和热磁公司的 8001/127/040B 型商用热电模块(<http://www.Ferrotec.com.cn>)进行计算，参数如下：截面积 $A=1.2 \text{ mm} \times 1.2 \text{ mm}$ ，每一模块热电单元对数为 127 对，填充系数 $\theta=0.4$ 。烟气换热通道按正四边形截面设计，即 $N=4$ ，管道内径为 $r_1=0.2 \text{ m}$ ，流道长度 $L_f=5.0 \text{ m}$ 。烟气和冷却水的对流换热系数分别取为 $h_1=200 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ， $h_2=3000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ 。计算可得装置最大输出功率为 7.88 kW，最大功率面密度为 1.39 kW m^{-2} 。图 9 给出

图9 每千瓦时发电成本与运行时间关系

了烟气余热回收装置单位千瓦时发电成本随运行时间的变化关系。图中模块单价 1~3 分别指模块价格分别为 50, 40 和 30 元/块，市场电价取为 0.6 元/kWh。由图可见，装置的单位发电成本随运行时间逐渐下降，当单位发电成本与市场电价一致时，即可收回成本。对应于不同热电模块单价的投资回收周期分别为 7.5, 6.0 和 4.5 年。考虑到大批量购买及热电单元材料价格的逐年下降，计算可得当热电模块价格降为 20 元/块时，3 年即可收回成本。

3.4 烟气温度的影响

在钢铁企业烧结工序的实际运行中，烧结系统作业是周期性的，环冷机各区段烟气的温度均有所不同。图 10 给出了烟气温度对最大功率和投资回收周期的影响。计算中，烟气换热通道按正四边形截面设计，即 $N=4$ ，管道内径和流道长度分别为 $r_1=0.2 \text{ m}$ ， $L_f=5.0 \text{ m}$ ，模块单价取为 40 元/块。由于烟气温度对最优工作电流和最优热电单元长度同时优化，得到的数据难以形成平滑曲线，可知烟气温度对装置性能的多变量优化无规律性影响，因此本文未给出烟气温度对最优变量影响的变化曲线。

由图 10 可知，随着烟气温度的逐渐提高，最大功率呈线性增大，装置的投资回收周期非线性减小。计算可知，烟气温度每升高 10°C ，装置的最大功率平均约提高 0.32 kW，投资回收周期约减小 0.75 年。若提高烟气温度至 400°C ，装置最大输出功率为 7.88 kW，投资回收周期为 4.5 年。

图10 烟气温度对最大功率和投资回收周期的影响

4 结论

本文提出了一种结构紧凑、布置简便的烧结烟气余热驱动圆筒式两级热电发电装置,应用非平衡热

力学与有限时间热力学相结合的方法,建立了其数学模型,分析了烟气换热通道结构尺寸和多边形边数对装置性能和最优变量的影响,并计算了装置的投资回收周期,主要结论如下.

(1) 随管道内径增大,最优热电单元长度增大,最优电流减小,优化前功率会出现极值,优化后功率随管道内径增大而增大,且增幅逐渐扩大,最大功率对应的效率减小,最大功率面密度减小.

(2) 随多边形边数增大,最优热电单元长度减小,最优电流增大,输出功率减小,最大功率对应的效率增大,最大功率面密度减小.

(3) 以正方形截面管道为例,烧结烟气为 350℃ 时,优化前功率为 5.59 kW,优化后最大功率为 7.97 kW,较优化前提高 42.39%. 热电模块价格为 40 元/块时,装置的投资回收周期为 6 年左右.

(4) 随着烟气温度的提高,最大功率非线性增大,投资回收周期非线性减小. 烟气温度对最优热电单元长度和最优工作电流的影响较小.

参考文献

- 1 陆钟武, 蔡九菊. 系统节能基础. 沈阳: 东北大学出版社, 2010
- 2 王兆鹏, 胡晓民. 烧结余热回收发电现状及发展趋势. 烧结球团, 2008, 33: 31-34
- 3 蔡九菊, 王建军, 陈春霞, 等. 钢铁工业余热资源的回收与利用. 钢铁, 2007, 42: 1-7
- 4 连红奎, 李艳, 束光阳子, 等. 我国工业余热回收利用技术综述. 节能技术, 2011, 29: 123-133
- 5 胡深亚, 潘卫国, 姜未汀, 等. 烧结工艺余热利用多种技术方案的比较研究. 上海节能, 2010, 9: 27-30
- 6 蔡九菊, 董辉, 杜涛, 等. 烧结过程余热资源分级回收与梯级利用研究. 钢铁, 2011, 46: 88-92
- 7 Liu C X, Xie Z H, Sun F R, et al. System dynamics analysis on characteristics of iron-flow in sintering process. Appl Therm Eng, 2015, 82: 206-211
- 8 蔡海军, 张忠孝, 毕德贵, 等. 烧结余热利用的焓分析. 烧结球团, 2012, 37: 60-64
- 9 Liu X, Chen L G, Qin X Y, et al. Exergy loss minimization for a blast furnace with comparative analyses for energy flows and exergy flows. Energy, 2015, 93: 10-19
- 10 Chen L G, Yang B, Shen X, et al. Thermodynamic optimization opportunities for the recovery and utilization of residual energy and heat in China steel industry: A case study. Appl Therm Eng, 2015, 86: 151-160
- 11 Gao X, Andreasen S J, Chen M, et al. Numerical model of a thermoelectric generator with compact plate-fin heat exchanger for high temperature PEM fuel cell exhaust heat recovery. Int J Hydrogen Energy, 2012, 37: 8490-8498
- 12 Rezaia A, Yazawa K, Rosendahl L A, et al. Co-optimized design of microchannel heat exchangers and thermoelectric generators. Int J Therm Sci, 2013, 72: 73-81
- 13 Suzuki R O, Tanaka D. Mathematical simulation of thermoelectric power generation with the multi-panels. J Power Sources, 2003, 122: 201-209
- 14 Suzuki R O, Tanaka D. Mathematic simulation on thermoelectric power generation with cylindrical multi-tubes. J Power Sources, 2003, 124: 293-298
- 15 Suzuki R O. Mathematic simulation on power generation by roll cake type of thermoelectric double cylinders. J Power Sources, 2004, 133: 277-285
- 16 Suzuki R O, Tanaka D. Mathematic simulation on power generation by roll cake type of thermoelectric tubes. J Power Sources, 2004, 132: 266-274

- 17 Jang J, Tsai Y. Optimization of thermoelectric generator module spacing and spreader thickness used in a waste heat recovery system. *Appl Therm Eng*, 2013, 51: 677–689
- 18 Reddy B V K, Matthew B, John L, et al. Enhancement of thermoelectric device performance through integrated flow channels. *Front Heat Mass Transfer*, 2013, 4: 23001
- 19 陈林根, 孟凡凯, 孙丰瑞, 等. 热电发电技术回收钢铁工业余热节能潜力分析. *钢铁研究*, 2013, 41: 41–43
- 20 Meng F K, Chen L G, Sun F R, et al. Thermoelectric power generation driven by blast furnace slag flushing water. *Energy*, 2014, 66: 965–972
- 21 孟凡凯, 陈林根, 孙丰瑞. 烧结烟气余热发电模型与数值模拟. *工程热物理学报*, 2014, 35: 2323–2328
- 22 Xiong B, Chen L G, Meng F K, et al. Modeling and performance analysis of a two-stage thermoelectric energy harvesting system from blast furnace slag water waste heat. *Energy*, 2014, 77: 562–569
- 23 李军. 半导体热电装置的有限时间热力学分析与优化. 硕士学位论文. 武汉: 海军工程大学, 2004
- 24 Chen L G, Li J, Sun F R, et al. Performance optimization of a two-stage semiconductor thermoelectric generator. *Appl Energy*, 2005, 82: 300–312
- 25 Rowe D M, Min G. Evaluation of thermoelectric modules for power generation. *J Power Sources*, 1998, 73: 193–198
- 26 Uemura K I. History of thermoelectricity development in Japan. *J Thermoelectricity*, 2002, 3: 7–16
- 27 Chen L G, Meng F K, Sun F R. Thermodynamic analyses and optimizations for thermoelectric devices, the state of the arts. *Sci China Tech Sci*, 2015, doi: 10.1007/s11431-015-5970-5
- 28 Andresen B, Berry R S, Ondrechen M J, et al. Thermodynamics for processes in finite time. *Acc Chem Res*, 1984, 17: 266–271
- 29 Bejan A. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes. *J Appl Phys*, 1996, 79: 1191–1218
- 30 Chen L G, Wu C, Sun F R. Finite time thermodynamic optimization or entropy generation minimization of energy systems. *J Non-Equilib Thermodyn*, 1999, 24: 327–359
- 31 Chen L G, Sun F R. *Advances in Finite Time Thermodynamics: Analysis and Optimization*. New York: Nova Science Publishers, 2004
- 32 陈林根. 不可逆过程和循环的有限时间热力学分析. 北京: 高等教育出版社, 2005
- 33 Andresen B. Current trends in finite-time thermodynamics. *Angew Chem Int Edit*, 2011, 50: 2690–2704
- 34 Sieniutycz S, Jezowski J. *Energy Optimization in Process Systems and Fuel Cells*. Oxford, UK: Elsevier, 2013
- 35 杨爱波, 陈林根, 夏少军, 等. 基于焓损失最大的往复式热机最优构型. *科学通报*, 2014, 59: 1033–1039
- 36 戈延林, 陈林根, 孙丰瑞. 熵产生最小时不可逆 Otto 循环热机活塞运动最优路径. *中国科学: 物理学 力学 天文学*, 2010, 40: 1115–1129
- 37 夏少军, 陈林根, 孙丰瑞. 液-固相变过程焓耗散最小化. *中国科学: 技术科学*, 2010, 40: 1521–1529
- 38 夏少军, 陈林根, 孙丰瑞. 一类单向等温传质过程熵耗散最小化. *中国科学: 技术科学*, 2011, 41: 515–524
- 39 夏少军, 陈林根, 孙丰瑞. 换热器焓耗散最小优化. *科学通报*, 2009, 54: 2240–2246
- 40 夏丹, 陈林根, 孙丰瑞. 广义不可逆四源等温化学势变换器的最优性能. *中国科学 B 辑: 化学*, 2008, 38: 492–503
- 41 夏少军, 陈林根, 孙丰瑞. 有限库化学机最大输出功时循环最优构型. *中国科学: 化学*, 2010, 40: 492–500
- 42 丁泽民, 陈林根, 王文华, 等. 三类微型能量转换系统有限时间热力学性能优化的研究进展. *中国科学: 技术科学*, 2015, 45: 889–918
- 43 刘晓威, 陈林根, 吴锋, 等. 不可逆谐振子卡诺热机生态学优化. *中国科学 G 辑: 物理学 力学 天文学*, 2009, 39: 1687–1698
- 44 丁泽民, 陈林根, 孙丰瑞. 空间周期性温度场中布朗热泵的热力学特性. *中国科学: 物理学 力学 天文学*, 2010, 40: 16–25
- 45 宋汉江, 陈林根, 孙丰瑞. 辐射传热条件下一类内可逆热机最大效率时的最优构型. *中国科学 G 辑: 物理学 力学 天文学*, 2008, 38: 1083–1096
- 46 李俊, 陈林根, 孙丰瑞. 复杂传热规律下有限高温热源热机循环的最优构型. *中国科学 G 辑: 物理学 力学 天文学*, 2009, 39: 255–259
- 47 夏少军, 陈林根, 孙丰瑞. 线性唯象传热定律下 Otto 循环热机活塞运动的最优路径. *中国科学 G 辑: 物理学 力学 天文学*, 2009, 39: 698–708
- 48 夏少军, 陈林根, 孙丰瑞. 线性唯象传热定律下具有非均匀工质的一类非回热不可逆热机最大功率输出. *中国科学 G 辑: 物理学 力学 天文学*, 2009, 39: 1081–1089
- 49 舒礼伟, 陈林根, 孙丰瑞. 线性唯象传热规律下热驱动二元分离过程的最小平均耗热量. *中国科学 B 辑: 化学*, 2009, 39: 183–192
- 50 马康, 陈林根, 孙丰瑞. 线性唯象传热定律下光驱动发动机的最优路径. *中国科学: 化学*, 2010, 40: 1035–1045
- 夏少军, 陈林根, 孙丰瑞. 广义对流传热定律下多级热机系统功率优化的 Hamilton-Jacobi-Bellman 方程和动态规划法. *科学通报*, 2010, 55: 2874–2884

Thermodynamic analysis and optimization for a two-stage thermoelectric generator device with cylindrical tubes driven by sintering flue gas heat

XIONG Bing, CHEN LinGen, MENG FanKai & SUN FengRui

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

Focusing on the large quantity and low recovery rate of sintering flue gas heat in iron and steel industry, a finite time thermodynamic model of a two-stage thermoelectric generator device with cylindrical tubes driven by sintering flue gas heat is established. Both the length of thermoelectric elements and working electric current are optimized for the maximum power by using Matlab optimization toolbox. The effects of the geometric parameters of the pipe on the optimal variables and the invest recovery period of the device are analyzed as well. The results showed that the optimized power is 7.97 kW based on the pipe with square cross-section for sintering flue gas at 350°C, which is 42.39% improvement compared with the non-optimized power of 5.59 kW. The investment recovery period of the device is about 6 years when the price of the thermoelectric module is ¥40.

iron and steel industry, sintering flue gas, waste heat recovery, two stage thermoelectric generator, economic analysis, finite time thermodynamic

doi: 10.1360/N092015-00210