

蓄热式高温空气制备特性研究

高宁博^{1,2} 李爱民¹

(1. 大连理工大学环境学院, 工业生态与环境工程教育部重点实验室, 大连 116024

2. 清华大学固体废物处理与环境安全教育部重点实验室, 北京 100084)

摘要 在自行研制的蓄热式高温带压蒸气发生器上开展了高温空气制备实验。主要对不同换向周期及一个换向周期内工况条件下的高温空气的生产特性进行了研究, 相应地, 对不同换向周期条件下的高温带压蒸气发生器的热回收效率进行了计算。结果表明: 以空气为介质时 30 s 的换向周期为最佳换向周期。随着换向周期的增大, 热回收效率快速降低。在一个切换周期内, 随着换热时间的延长, 空气预热温度逐渐降低, 排烟温度总体较低, 蓄热体对烟气热量的吸收效果良好。

关键词 高温空气 高温带压蒸汽发生器 换向周期

中图分类号 X701 文献标识码 A 文章编号 1673-9108(2010)12-2893-04

Study on characteristics of regenerative high temperature air production

Gao Ningbo² Li Aimin¹

(1. Key Laboratory of Industrial Ecology and Environmental Engineering Ministry of Education, School of

Environment, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China

2. Key Laboratory for Solid Waste Management and Environment Safety Ministry of

Education, Tsinghua University, Beijing 100084, China

Abstract The hot experiments of high temperature air production in different and single switching periods were carried out on the high temperature pressured steam generator. The temperature efficiency and heat recycle efficiency were computed for different switching periods. The results showed that the optimal switching period of air preheat was 30 s. The temperature efficiency and heat recycle efficiency decreased as the switching period increased. In one switching period, the air preheating temperature declined with heat exchange time prolong. The exhaust temperature was low and it showed that the heating absorption of the regenerative porous ceramic was good.

Key words high temperature air, high temperature pressured steam generator, switching period

世界能源日趋紧张, 化石燃料价格持续高涨, 人们的目光又回到生物质类燃料的再利用上。生物质高温气化技术就是其中一个很重要的方面。生物质高温气态化技术是将生物质转化为再生能源的一种热化学处理方法。在当前能源供应日趋紧张的情况下, 这种技术的应用日益为世界各国所重视^[1,2]。近年来, 一些研究者提出了一种高温空气气化技术 (high temperature air gasification, 简称 HTAG), 它采用 1000℃以上的高温空气对生物质进行气化, 获得的燃气具有热值较高、焦油和酚类的含量极低、对外界的污染很小等特点^[3]。高温空气中所蕴含的热能可直接和物料反应, 避免了传统的气化物料吸收反应炉热量完成气化过程的能量转化路线, 从而有利于反应的高效快速进行。

本文主要针对高温气化中所必需的气化介质——高温空气的制备开展研究。本文中高温空气

的制备是在作者前期研究^[4,5]中提到的高温蒸汽发生器上完成的, 该装置不仅可以生产高温水蒸汽, 也可以产生高温空气, 本文的目的是研究高温空气的制备过程中, 换向周期对高温空气的生产及热回收效率的影响。

1 实验装置

本文所用的实验装置是自行研制的高温蒸气发生器 (见图 1)。该装置既可以生产高温过热水蒸

基金项目: 中国博士后科学基金资助项目 (20090451264), 清华大学固体废物处理与环境安全教育部重点实验室开放基金 (swmes2009-10)

收稿日期: 2009-10-28 修订日期: 2009-12-08

作者简介: 高宁博 (1978~), 男, 博士, 博士后, 主要从事固体废物处理与资源化应用方面的研究。

汽,也可以生产高温空气。关于高温蒸气发生器的结构及工作原理见文献[4]。蓄热室中填充的蓄热陶瓷体密度为 2.1 g/cm^3 , $20 \sim 1000 \text{ }^\circ\text{C}$ 时的热膨胀系数和比热容分别为 $6.2 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ 和 $850 \sim 1050 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$,蓄热陶瓷体最高使用温度为 $1600 \text{ }^\circ\text{C}$,其比表面积 $825 \text{ m}^2/\text{m}^3$,孔隙率为 65% 。

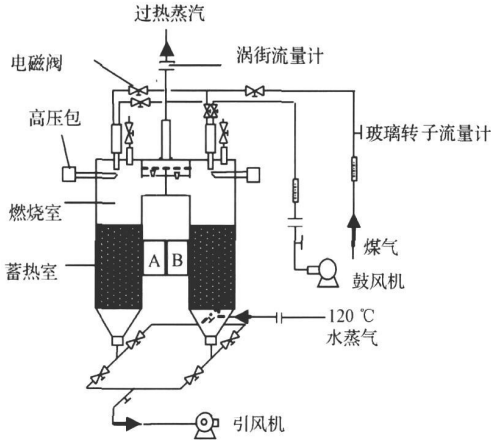


图1 高温过热蒸气发生器系统图

Fig 1 Schematic diagram of high temperature steam generator

2 高温空气热态实验研究

2.1 不同换向周期的影响

高温空气是一种重要的气化介质,本文重点考察了以 $20, 30, 60, 90, 120$ 和 240 s 为换向周期的高温空气预热过程。

图2为不同换向周期时的高温空气生产运行温度曲线。从图中可以看出,由于实际过程中的各种因素的影响,两侧蓄热室的蓄热与放热曲线并不完全一致,这种较小差异引起的变化随换向周期的不同而表现明显。 60 s 换向周期时,两侧换热曲线大体一致,偏离 60 s 换向周期时这种差异加大。因此实际过程中的操作对实验结果有一定影响。尾气温度反映的是蓄热室1的尾气排放温度。图2(d)、图2(e)和图2(f)中尾气总体下降趋势是因为在前次实验时,蓄热体处于较高温段,而图中实验时蓄热体总体温度略有下降的缘故。

同样,不同换向周期时,换热曲线的温度振幅也不同,图3为不同换向周期下的空气换热温度振幅变化曲线。加热阶段与放热阶段的温度振幅随换向周期的变化而变化。从图中可以看出,两侧蓄热室的温度振幅总体呈现增大趋势。在蓄热阶段,随着蓄热周期的延长,蓄热陶瓷获得的热量越多,表现为周期最高烟气温度的逐渐增大;同时在空气预热阶段,较长的换向周期又造成了大量的热量通过冷空气的换热流失,表现为陶瓷体温度的快速下降,因而造成了温度振幅随换向周期的增大而增大的现象。温度振幅的增大不利于空气预热的要求,因此在实际工程中应减少温度振幅的增大。从图上可以看出,在 240 s 时,温度振幅大幅增加(大于 $450 \text{ }^\circ\text{C}$),这主要是放热阶段蓄热体温度大幅降低所致,因为在蓄热体蓄热能力一定的前提下,增加蓄热体的蓄热时间并不能大幅增加蓄热体的温度,这时蓄热的

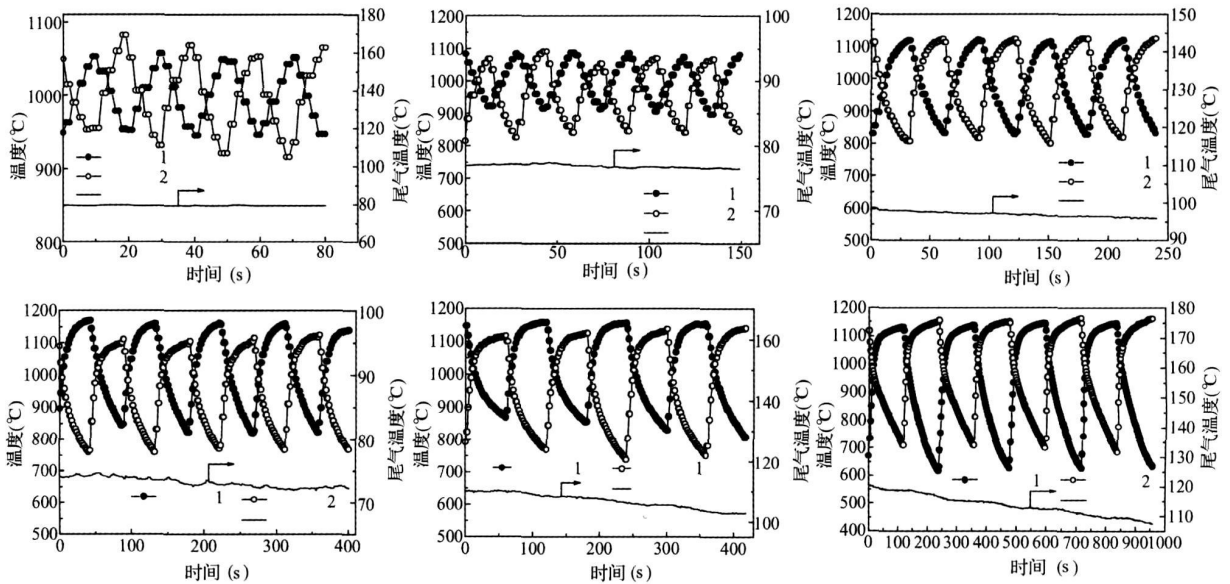


图2 不同换向周期的高温空气生产曲线

Fig 2 High temperature air production curves in different switching periods

热饱和度已经处于较高水平。而在放热阶段, 蓄热体随着冷空气的换热, 空气和蓄热体之间的温度梯度较大, 蓄热体温度可保持持续下降状态, 因此, 出现温度振幅大幅增加的现象。表 1 列出了蓄热体蓄热阶段的最大值和放热阶段的最小值。

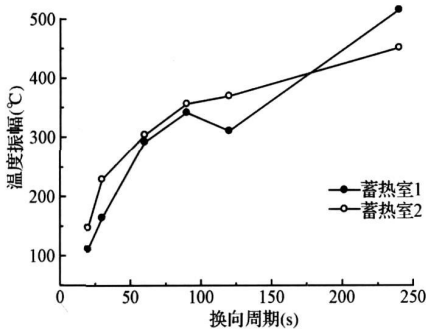


图 3 蓄热室温度振幅随换向周期变化曲线
Fig 3 Curves of change in temperature fluctuation with switching period

表 2 为不同换向周期内两侧蓄热室蓄热阶段和放热阶段的平均温度变化。蓄热室 1 在 20~120 s 换向周期时, 加热阶段烟气温度随换向周期的延长而增加, 但从 120~240 s 时又开始下降, 这主要是由于在 20~120 s 时, 换向周期内的蓄热量大于放热量, 而大于 120 s 换向周期以后的, 单位换向周期内的蓄热量小于放热量所致。从表中可以看出, 放热阶段中, 预热空气温度呈现先增大后减小的趋势, 这是因为单位换向周期中, 30 s 时蓄热体的蓄热量在相对于 20 s 时明显增大。虽然随着换向周期的延长, 蓄热体蓄积的热量增加, 但这种增加幅度由于饱和度的增大而减小, 而空气预热阶段的放热却随换向周期的延长大大增加, 因此造成空气预热温度的持续降低。

表 1 不同换向周期的温度最值

Table 1 Maximum and minimum temperature in different switching periods

换向周期 (s)	蓄热室 1		蓄热室 2	
	$T_{max}(^{\circ}C)$	$T_{min}(^{\circ}C)$	$T_{max}(^{\circ}C)$	$T_{min}(^{\circ}C)$
20 s	1 056.9	945.6	1 068.5	921.1
30	1 087.2	923.1	1 069.8	840.6
60	1 120.3	828.7	1 123.4	819.4
90	1 162.1	820.6	1 125.6	769.3
120	1 159.7	808.4	1 141.8	739.1
240	1 142.7	626.8	1 152.3	700.5

为了评价蓄热体的换向性能的优劣, 需要对烟气所含的余热利用情况进行研究, 为此, 通过引入温

表 2 不同换向周期平均温度
Table 2 Average temperature in different switching periods (°C)

换向周期 (s)	蓄热室 1		蓄热室 2		尾气 (°C)
	烟气 (°C)	空气 (°C)	烟气 (°C)	空气 (°C)	
20	1 010.3	962.3	1 027.5	956.9	79.3
30	1 014.2	984.4	987.2	936.3	198.1
60	1 019.7	939.7	1 033.2	833.2	93.2
90	1 110.5	927.9	1 047.1	875.9	73.3
120	1 112.7	933.6	1 066.8	867.0	106.9
240	1 084.1	796.0	1 108.9	845.0	113.8

度效率 η 和余热回收率 ξ 2 个指标参数对蓄热体的换热性能进行表征^[6]:

$$\eta = \frac{t_o - t_i}{t_g - t_i} \quad (1)$$

$$\xi = \frac{G_a (C_{pa0} t_o - C_{pai} t_i)}{G_g C_{pgi} t_i} \quad (2)$$

其中: t_i —空气流入蓄热体的温度, °C; t_o —空气流出蓄热体的温度, °C; t_g —烟气流入蓄热体的温度, °C; G_a —空气质量流量, kg/s; G_g —烟气质量流量, kg/s; C_{pa0} —流出蓄热体的空气定压比热, J/(kg·K); C_{pai} —流入蓄热体的空气定压比热, J/(kg·K); C_{pgi} —流入蓄热体的烟气定压比热, J/(kg·K)。

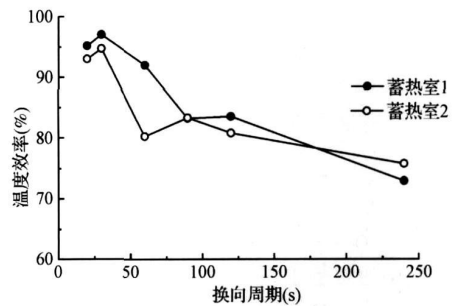


图 4 不同切换周期的温度效率曲线
Fig 4 Curves of temperature efficiency in different switching periods

由图 4 和图 5 知, 蓄热室温度效率和热回收效率随换向周期的增加而先增大后降低, 两侧蓄热室温度效率在换向周期为 30 s 时最大分别为 97.0% 和 94.7%, 热回收效率分别为 74.4% 和 71.9%。当换向时间增加至 240 s 时, 两侧蓄热室温度效率分别为 72.9% 和 75.76%, 而热回收效率只有 54.2% 和 56.8%, 如果再延长换向时间就不能满足高效蓄热的要求。由于换向周期为 30 s 时两侧蓄热室的温度效率和预热回收效率均达到最大值, 因此, 可以认为 30 s 为高温空气预热的最佳切换周期。部分

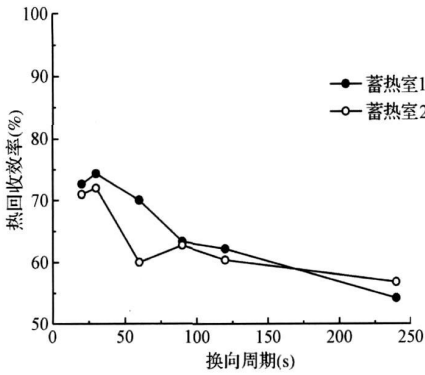


图5 不同切换周期的热回收效率曲线
Fig. 5 Curves of heat recovery efficiency in different switching periods

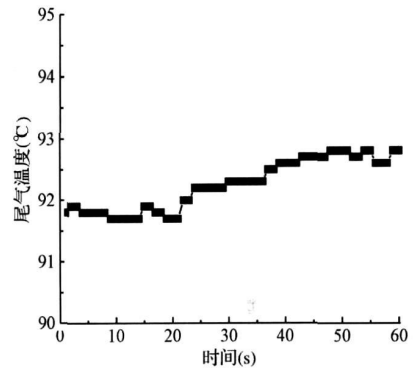


图7 1个周期内尾气排放温度曲线
Fig. 7 Curve of exhaust gas temperature in one switching period

文献中的高温空气预热换向周期为 30~60 s 之间, 曹小玲^[3]进行的高温空气发生器热态实验, 发现换向周期为 40~60 s 比较理想。温良英等^[7]用刚玉质小球作为蓄热体, 最佳换向周期为 60 s 左右, 而用高铝质和粘土质的小球时为 20~30 s。张先珍等^[8]进行的实验研究认为 40 s 为最佳换向周期。

2.2 一个换向周期内的换热

图6表示的是蓄热室1在一个切换周期内的空气预热温度随时间的变化关系。随着换热时间的延长, 空气预热温度逐渐降低。在前 20 s 空气预热温度从 1102.3°C 降低为 891.5°C, 下降幅度为总温度降幅的 71.7%, 而到 60 s 时, 空气预热温度降为 808.2°C, 降幅只占总温降幅的 28.3%。说明预热空气与蓄热室之间的温度梯度越大, 单位时间内的温度降低速度越大。图7表示的是一个切换周期内(加热期)排烟温度随时间的变化关系。蓄热体的加热时间越长, 热饱和度就会越大, 排烟温度就越高。但总的排烟温度只有 92°C 左右, 蓄热体对烟气热量的吸收效果良好。

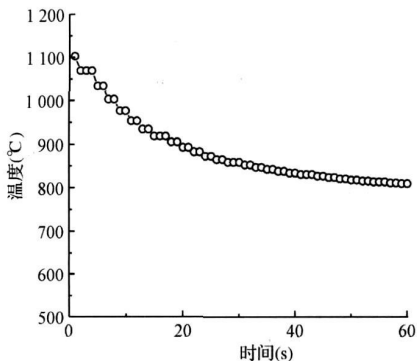


图6 1个周期内空气预热曲线
Fig. 6 Curve of heated air temperature in one switching period

3 结论

高温空气的温度振幅总体呈现增大趋势, 不同换向周期内蓄热室1在 20~120 s 换向周期时, 加热阶段烟气温度随换向周期的延长而增加。蓄热室温度效率和热回收效率随换向周期的增加而先增大后降低, 两侧蓄热室温度效率在换向周期为 30 s 时最大分别为 97.0% 和 94.7%, 热回收效率分别为 74.4% 和 71.9%。30 s 的换向周期为高温空气预热的最佳切换周期。在一个切换周期内随着换热时间的延长, 空气预热温度逐渐降低。总的排烟温度只有 92°C 左右, 蓄热体对烟气热量的吸收效果良好。

参考文献

- [1] Bergamo V, De Feo G, Della Rocca C, et al. Energy from gasification of solid wastes. *Waste Management* **2003**, 23(1): 1-15
- [2] Chum H L, Overend R P. Biomass and renewable fuels. *Fuel Processing Technology* **2001**, 71(1-3): 187-195
- [3] 曹小玲. 生物质高温空气气化的分析与探讨. *华东电力*, **2003** (10): 16-19
- [4] 高宁博, 李爱民, 宋庆斌. 蓄热式高温带压蒸气发生器设计. *环境工程学报*, **2008**, 2(10): 1433-1436
- [5] 李爱民, 高宁博. 多孔陶瓷高温带压水蒸气制备装置 (200610200415.9). **2006**
- [6] 欧俭平, 蒋绍坚, 萧泽强. 蜂窝型蓄热体传热过程热工特性的数值研究. *耐火材料*, **2003**, 37(6): 348-351
- [7] 温良英, 白晨光, 陈登福, 等. 高效蓄热室的传热数值模拟及实验分析. *重庆大学学报*, **2006**, 29(2): 68-71
- [8] 张先珍, 戴德彦. 换向时间对蓄热式燃烧的影响. *冶金能源*, **2005**, 24(4): 30-32