

薄壁蓄热器最大相对温度和最佳切换时间

艾元方, 梅 焱, 黄国栋, 蒋绍坚

(中南大学 热工设备仿真与优化研究所, 湖南 长沙 410083)

摘 要: 用基于单参数摄动的半解析数值算法研究薄壁蓄热器结构参数对传热性能的影响。研究表明: 存在最大相对温度和最佳切换时间; 最大相对温度与气流通道长度成正比; 通道内周长的变化, 会导致最大相对温度的改变; 最佳切换时间与间壁厚度成正比; 壁厚 1.0 mm 时最佳切换周期解析值 2.5 s 和高温空气气化中间试验的 4 s 及低氧弥散燃烧工业试验的 10 s 基本吻合。证实了用渐近解析法进行蜂窝陶瓷蓄热器结构设计和操控优化的可行性。

关 键 词: 薄壁蓄热器; 蜂窝陶瓷蓄热体; 最大相对温度; 最佳切换时间; 半解析数值法

中图分类号: TK513.5; TF066.2 文献标识码: A

1 前 言

低氧高温空气燃烧具有高效节能和超低 NO_x 排放双重优越性^[1-4]。它是一种在特定低氧高温条件下^[2], 以燃气自燃为前提条件, 燃烧区分散、燃烧点弥散、燃烧过程延时性可控的一种新型燃烧, 本文称之为低氧弥散燃烧。这种燃烧的技术优势较大程度取决于蜂窝陶瓷蓄热器切换周期取值的合理性。显然, 蓄热器切换周期的选择, 须考虑其相对温度高, 且能有利于炉内低氧燃烧条件的形成。缩短切换周期, 可提高切换过渡时间在整个切换周期中所占的比例, 从而强化炉内滞留的烟气稀释空气含氧体积分浓度的效果。把握蓄热器传热性能的变化规律, 特别是最大相对温度和相应的切换时间, 是开发这种燃烧技术的关键。日本研发的蜂窝陶瓷蓄热器^[5], 气流通道边长约 2.8~3.0 mm, 壁厚 0.4~1.0 mm, 运行中切换周期短且相对温度高, 实现了高效节能和炉内低氧燃烧的和谐统一, 因而得到广泛应用。我国先后经历了跟踪并推广高效蓄热概念, 用数值法和实验法验证蓄热器优良的热工性能, 及蓄热器结构优化设计等阶段。由于研究方法的限制,

加上受传统蓄热经验的影响, 报道的蜂窝蓄热器最大相对温度大小不一, 最佳切换时间维持在 30~40 s 水平, 与国际先进水平相比差距明显。

蜂窝蓄热器壁薄到气流通道内对流换热热阻远大于固体内部导热热阻的程度, 本文称之为薄壁蓄热器。用数学解析法研究蓄热器传热过程, 能高效、经济和便捷地获得实质性规律。Klein 在薄壁蓄热、平衡对称(两气流水当量相等)、快速切换(切换周期 $\tau_0 \rightarrow 0$)假设下^[6], 将气固温度分布函数, 简化成关于切换时间的泰勒级数, 并将一阶近似解和数值计算结果进行对比, 未能证实存在最大相对温度现象。国内蓄热器传热数学解析研究只局限于陶瓷球蓄热器。薄壁蓄热器传热数学解析研究报道少, 以解析规律为依据进行其优化设计和运行, 和有关最大相对温度和最佳切换时间的系统的定量研究更是少见。本文在对蓄热器非稳态传热半解析数值解的基础上, 研究蓄热器结构参数—壁厚、通道内周长和通道长度变化对蓄热器传热性能的影响, 论证最大相对温度所要求的切换周期条件, 和蓄热器以最优工况(同时达到最大相对温度和最佳切换时间的要求)运行的可行性, 为缩短我国蓄热燃烧技术与国际前沿的差距创造条件。

2 非稳态传热数学模型

蓄热器气流分布均匀且为稳流。取厚 0.5δ 的环形固体和通道内气流为研究对象, 固体外侧与外界绝热。沿垂直于流动方向 $\lambda_s = \infty$, 沿长度方向 $\lambda_{sx} \neq 0$ 。气体为理想气体。 λ_f 忽略不计, 热物性参数、气固综合传热系数和气流进口温度为常数。

对烟气放热, 坐标原点为烟气进口处。对烟气放热, 取 x 处的 dx 微元段(见图 1)分析, 气固换热满足:

收稿日期: 2005-11-14; 修订日期: 2006-02-23

基金项目: 国家高技术研究发展计划专项基金资助项目(2001AA514013)

作者简介: 艾元方(1968-)男, 湖南邵阳人, 中南大学副教授, 博士

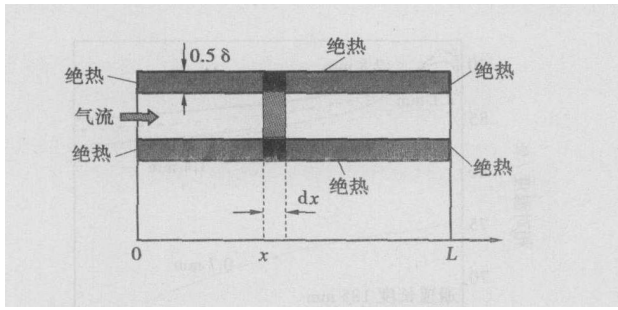


图 1 蓄热器固体吸热传热分析

$$S\rho_s c_{p,s} \frac{\partial t_s}{\partial \tau} - S\lambda_s \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} = U\alpha(t_y - t_s)$$

$$A\rho_y u_y c_{p,y} \frac{\partial t_y}{\partial x} = -U\alpha_y(t_y - t_s)$$

边界条件为: $t_y(0, \tau) = t_{y0}, \frac{\partial t_s(0, \tau)}{\partial x} =$

$\frac{\partial t_s(L, \tau)}{\partial x} = 0$; 初始条件为: $t_s(x, 0) = f(x)$

对空气预热, 气流流向相反, 固体能量方程式只差一个负号, 满足 $t_a(L, \tau) = t_{al}$ 。

式中: $f(x)$ —初始时 t_s 连续函数; c_p —一定压比热容, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 或 $\text{kJ}/(\text{m}^3\cdot\text{K})$; S —固体截面积, m^2 ; A —通道截面积, m^2 ; λ —导热系数, $\text{kJ}/(\text{m}\cdot\text{K})$; α —气固综合传热系数, $\text{kJ}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$; ρ —密度, kg/m^3 ; U —通道内周长; L —通道长度, m ; u —气流速度, m/s 。下标 y —烟气; a —空气; s —固体。

引入无量纲变量 $\theta = \frac{\alpha U \tau}{S\rho_s c_{p,s}}, X = \frac{x}{L}$ 和 $W =$

$$\frac{t_s - t_{al}}{t_{y0} - t_{al}}, \text{常数 } \lambda = \frac{\lambda_s S}{\alpha U L^2} \text{ 和 } k = \frac{\alpha U L}{A\rho_y u c_{p,y}}, f \text{ 为空气。}$$

考虑到方程中固体导热项系数较小, 可用渐近分析法求取蓄热器气固温度分布解析式, 再进行编程, 可迅速获得其近似解, 求得的固体温度分布为:

$$W(x, \theta) = 1 + e^{-\theta} \times \left\{ h(X) + k \int_0^X \left[h(X-u) e^{-ku} \frac{dI_0(2\sqrt{ku\theta})}{du} \right] du \right\} +$$

$$\sqrt{\lambda} \cdot \left\{ ke^{-\theta} [(f(0)-1)H(X, \theta) - f(1)K(X, \theta) + e^{-k}M(X, \theta) + 2k^2N(X, \theta) * \int_0^1 f(1-u)ue^{-ku} I_1(2\sqrt{k\theta u}) / (2\sqrt{k\theta u}) du] \right\}$$

式中: $H(X, \theta) = \text{erfc}\left(\frac{X}{2\sqrt{\lambda\theta}}\right) * \frac{\sinh\sqrt{2kX\theta}}{\sqrt{0.5\pi kX}}$

$$K(X, \theta) = \text{erfc}\left(\frac{1-X}{2\sqrt{\lambda\theta}}\right) * \frac{\sinh\sqrt{2k(1-X)\theta}}{\sqrt{0.5\pi k(1-X)}}$$

$$M(X, \theta) = \text{erfc}\left(\frac{1-X}{2\sqrt{\lambda\theta}}\right) * \frac{\sinh\sqrt{2k(3-X)\theta}}{0.5\pi(3-X)}$$

$$h(X) = f(X) - 1$$

$$N(X, \theta) = \text{erfc}\left(\frac{1-X}{2\sqrt{\lambda\theta}}\right) * \left[P(X, \theta) - \int_0^\theta P(X, u) du \right]$$

$$P(X, \theta) = \frac{\sinh\sqrt{2k(1-X)\theta}}{\sqrt{0.5\pi k(1-X)}}$$

式中: I_0, I_1 —零阶、一阶变形贝塞尔函数; erfc —余误差函数; $*$ —时间卷积。

蓄热器非稳态传热数学解析结果很复杂, 需借助 matlab 功能求出气固温度分布数值解。蓄热器相对温度定义为:

$$\eta_t = \left[\int_0^{2\tau_0} t_{ad} d\tau / (2\tau_0) - t_{al} \right] / (t_{y0} - t_{al}) \times 100\%$$

3 最优传热性能

固定气体流量及成份和固体材质, 变化壁厚、通道长度或内周长, 可计算出各个切换时间所对应的周期平均相对温度, 从而可分析相对温度的变化规律。计算条件为冷气流 ($\text{O}_2 10.0\%、\text{H}_2\text{O} 8.1\%$ 和 $\text{CO}_2 6.1\%$) 流量为 $135.6 \text{ m}^3/\text{h}$, 热气流 ($\text{O}_2 2.554\%、\text{H}_2\text{O} 13.62\%$ 和 $\text{CO}_2 10.21\%$) 流量为 $139.6 \text{ m}^3/\text{h}$, 固体材质为 Al_2O_3 , 两蓄热室各有 6 912 个通道。

固定通道边长和长度, 不同壁厚条件下相对温度随切换周期变化而变化的规律如图 2 所示。

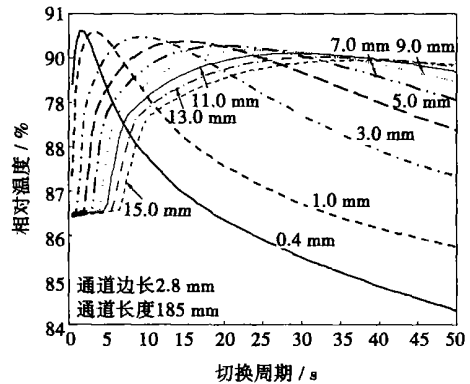


图 2 壁厚变化对蓄热器相对温度的影响

由图 2 可知, 对应于不同的壁厚值, 存在最大相对温度和相对应的最佳切换时间。 δ 加厚, 出现 η_{max} 所对应的 $\tau_{0\text{opt}}$ 明显变长, 壁厚 δ 是影响 $\tau_{0\text{opt}}$ 的重要参数。 δ 单位为 mm , $\tau_{0\text{opt}}$ 单位为 s , 图 2 中 9 条曲线的最高点所对应的 $\tau_{0\text{opt}}$ 和相应的 δ 可用 $\tau_{0\text{opt}} = 2.425\delta + 1.804$ 关联。随 δ 的加大, η_{max} 在 $89.8\% \sim 90.6\%$ 之间变化, 可认为 η_{max} 与 δ 关联不大。在 δ

= 0.5 ~ 1 mm 时, 缩短切换时间到 2.5 s 左右, 能实现好的节能效果, 且实现以炉内烟气滞留稀释空气为主的低氧弥散燃烧。

固定通道边长和壁厚, 不同通道长度条件下得到的相对温度随切换周期变化而变化的规律如图 3 所示。

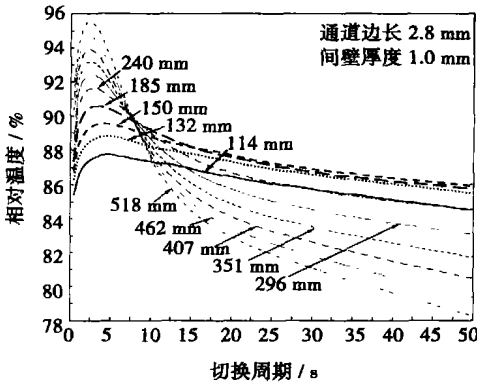


图 3 通道长度变化对蓄热器相对温度的影响

由图 3 可知, 加长 L , 对应于 η_{\max} 的 $\tau_{0\text{opt}}$ 从 2.3 s 增加到 4.8 s, 变化幅度不大, 可认为 $\tau_{0\text{opt}}$ 与 L 关联性不大。随 L 的增加, η_{\max} 将接近于 1。 L 减小, η_{\max} 下降。故 L 存在一个合适范围。低于下限值, 将不出现真正的 η_{\max} ; 高于上限值, η_{\max} 提高的效果不明显。 L 单位为 mm, η_{\max} 单位为 %, 图 3 中 10 条曲线的最高点 η_{\max} 与 L 可用 $\eta_{\max} = 0.0174 L + 86.8421$ 关联。 L 固定时, η_i 随 τ_0 的变化是先增大后减少。 τ_0 过短时, 固体加热不足, 而 τ_0 过长时, 固体冷却过度, 两方面都会使 η_i 下降。经过此峰值后, η_i 随 L 减小而线性下降。 L 越短, η_i 下降速度越慢。对较短的 L , η_i 变化平缓; 对较长的 L , η_i 变化明显。当 τ_0 在 $\tau_{0\text{opt}}$ 附近时, 长蓄热器相对温度高; 当 τ_0 偏离 $\tau_{0\text{opt}}$ 较远时, 短蓄热器相对温度高。

固定通道长度和壁厚, 不同通道内周长条件下得到的相对温度随切换周期的变化如图 4 所示。

由图 4 可知, 当内周长较大时, 随着内周长的减少 η_{\max} 缓慢减少, 而通道内周长较小时 η_{\max} 明显减少, 特别是在内周长减少到 0.7 mm 时, 出现固体加热不足而直接过冷现象。变化内周长, 出现 η_{\max} 的 $\tau_{0\text{opt}}$ 小于 2.5 s, 没有引起 $\tau_{0\text{opt}}$ 的明显改变。与相同特征长度(边长或直径)的三角形、正方形和圆形通道比较而言, 正方形通道的 η_{\max} 会稍高, 但 $\tau_{0\text{opt}}$ 相差不大。

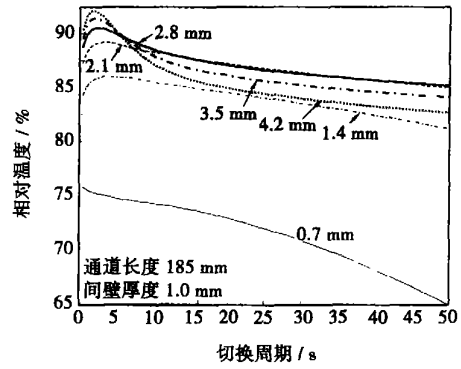


图 4 通道内周长变化对蓄热器相对温度的影响

4 试验验证

在应用壁厚 0.5 ~ 1 mm 蜂窝蓄热体的低氧弥散燃烧工业试验中, 日本归纳出如图 5 所示的蓄热器传热性能和 τ_0 关系曲线^[5]。 $Q/(2\tau_0) = G_a C_{pa} \int_0^{2\tau_0} (t_{a0} - t_{al}) d\tau / (2\tau_0)$ 。设 $G_a C_{pa}$ 、 t_{aL} 、 t_{y0} 为常数, 并设常数 $k = G_a C_{pa} (t_{y0} - t_{al})$, 结合 η_i 定义, 则:

$$Q/(2\tau_0) = k \left[\int_0^{2\tau_0} (t_{a0} - t_{al}) d\tau / (2\tau_0) \right] / (t_{y0} - t_{al})$$

$$= k \left[\int_0^{2\tau_0} t_{a0} d\tau / (2\tau_0) - t_{al} \right] / (t_{y0} - t_{al}) = k \cdot \eta_i$$

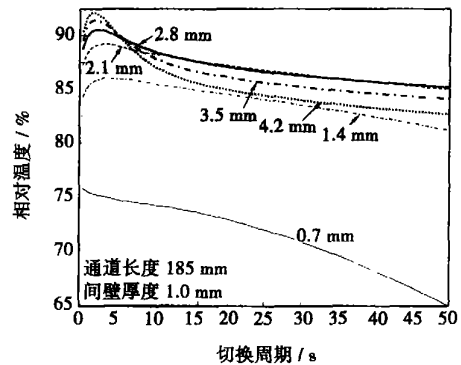


图 5 蜂窝陶瓷蓄热体传热速率与换向时间关系

这样, $Q/(2\tau_0)$ 和 η_i 随 τ_0 变化是一致的, 大小成正比。图 5 中传热速度最大工况就是 η_{\max} 工况。故存在 η_{\max} , 对应的 $\tau_{0\text{opt}}$ 约为 10 s; η_i 曲线趋势和图 2~图 4 是一致的; 但延长 τ_0 时, 图 5 的 η_i 急剧下降, 没有体现出实际的 η_i 缓慢下降特征。

日本使用壁厚 1 mm 的蓄热器, 将 τ_0 缩短至 4

s, 达到了炉内低氧燃烧和为高温气化中试装置高效产生高温气化剂的双重效果^[7]。4 s 与本文的 2.5 s 是相近的。

5 结 论

(1) 系统定量地研究了最大相对温度和最佳切换时间的变化规律。用摄动半解析数值法研究薄壁蓄热器传热问题, 更易较全面地揭示其客观规律。

(2) 证实了存在最大相对温度和对应的最佳切换周期现象, 和试验及纯数值计算吻合。壁厚影响最佳切换周期, 通道长度和内周长影响最大相对温度。可供低氧弥散燃烧和高温空气气化设计和操控优化参考。

参考文献:

- [1] HIROSHI T, GUPTA A, HASEGAWA T, *et al.* High temperature air combustion from energy conservation to pollution reduction[M]. Sweden: The CRC Press, 2003.
- [2] 艾元方, 蒋绍坚, 周子民, 等. 高温无焰燃烧及其火焰特性的实验研究[J]. 热能动力工程, 2001, 16(6): 263-265.
- [3] 钟水库, 马宪国, 赵无非, 等. 高温低氧燃烧过程中 NO_x 排放规律研究[J]. 热能动力工程, 2004, 19(5): 483-486.
- [4] 蒋绍坚, 彭好义, 艾元方, 等. 高温空气燃烧新型锅炉及特性分析[J]. 热能动力工程, 2000, 15(4): 348-351.
- [5] 须藤 淳, 多田 健. ハニカム型 リジエネ燃焼 システムの開発と应用事例[J]. 工业加热, 1998, 35(3): 26-35.
- [6] KLEIN H, EIGENBERGER G. Approximate solutions for metallic regenerative heat exchangers[J]. *International Journal Heat and Mass Transfer*, 2001, 44: 3553-3563.
- [7] MOHRI T, YOSHIOKA T, HOZUMI Y, *et al.* Development on advanced high-temperature air combustion technology for steam reforming [A]. *Proceedings of 2001 Joint International Combustion Symposium* [C]. Hawaii: AFRC, JFRC & IEA, 2001.

设计趋势

超高临界蒸汽参数汽轮机装置的技术方案

《Электрические Станции》2005 年 10 月号列举了从 1997 年开始的 СКП (超高临界) 蒸汽参数机组的技术特性, 包括功率、汽轮机结构型式(汽缸配置)、锅炉的结构型式、新蒸汽和二次过热蒸汽的温度、新蒸汽的压力、给水的温度、冷凝器内的压力。

随着蒸汽初温的提高, 要合理地提高蒸汽的初压, 因为这能增加循环的热效率。应该考虑到, 只是在大功率下超高临界压力才是合理的。例如, 在相同的流量和相同的 580 °C 初温下, 压力从 23.5 MPa 提高到 30 MPa 可使蒸汽的比容减小三分之一; 并且相应地使前几级叶片高度减少三分之一。

论述了中间再热压力的选择。根据初步计算, 从机组最大效率观点来看, 可以取高压缸后的蒸汽压力等于 4.0 MPa, 汽轮机中压缸前的蒸汽压力为 3.8 MPa。

从经济指标观点来看, 研制具有二次中间再热的动力机组是最合理。

МЭИ (莫斯科动力学院) 的计算表明, 对于每一种汽轮机装置存在某一个在热力学上是最佳的给水温度, 在该温度下效率达到最大值。在汽轮机装置设计时, 取实际的给水温度小于热力学上的最佳值。这允许减少回热系统的基本投资费用, 但是降低了它的效率。

分析了改进热力循环参数所能提高经济性的潜力。蒸汽参数从用于俄罗斯标准的超临界值 ($P_0 = 24 \text{ MPa}$, $t_0 = 540 \text{ }^\circ\text{C}$) 提高到本文所述的超高临界值 ($P_0 = 30 \text{ MPa}$, $t_0 = 600 \text{ }^\circ\text{C}$), 汽轮机装置的效率约增加 3.6%。

(吉桂明 供稿)

ents, the heat exchange performance and flow resistance characteristics of a single spirally fluted pipe were first studied and a non-dimensional relationship of heat-exchange and flow-resistance characteristics was ascertained. Thereafter, a test tube bundle was made by use of the spirally fluted tubes of the most common specifications currently used on air preheaters of power plants. High temperature air flows inside the tubes, and low temperature air outside the tubes transversely sweeps across the tube bundle. By changing the transverse and longitudinal tube pitch of the staggered tube bundles, a non-dimensional relationship between the Nusselt number and Euler number of each tube bundle on the one hand and various other factors on the other can be obtained. Through an analysis, the tendency of influence exercised by the above-cited transverse and longitudinal tube pitch on the heat-exchange and flow-resistance characteristics can also be revealed. On the basis of the conclusions made from the foregoing, a comparatively rational transverse tube pitch ($S_1=66\text{ mm}$) and longitudinal tube pitch ($S_2=48\text{ mm}$) of the tube bundles may be determined, providing a design basis for the use of spirally fluted tubes in air preheaters and attaining a combined benefit of optimum heat-exchange and flow-resistance characteristics. **Key words:** spirally fluted tube, staggered tube bundle, Nusselt number, Euler number

薄壁蓄热器最大相对温度和最佳切换时间 = Maximal Relative Temperature and Optimum Switching-over Time for a Thin-wall Heat Accumulator [刊, 汉] / AI Yuan-fang, MEI Chi, HUANG Guo-dong, et al (Research Institute of Thermodynamic Equipment Simulation and Optimization under Zhongnan University, Changsha, China, Post Code: 410083) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(4). — 362 ~ 365

A study is conducted of the impact of structural parameters of a thin-wall heat accumulator on its heat transfer performance by using a single parameter perturbation-based semi-analytic numerical calculation method. The research results show that there exists a maximal relative temperature and optimum switching-over time; the maximal relative temperature is directly proportional to the air flow passage length and any change of the circumferential length in the passage can result in a change of the maximal relative temperature; the optimal switching-over time is directly proportional to partition wall thickness. When the wall thickness is 1.0 mm, the optimum switching-over cycle analytic value of 2.5 s is basically in agreement with 4 s of the high temperature gasification intermediate test and 10 s of the low oxygen dispersion-combustion industrial test. The foregoing confirms the feasibility of conducting structural design and operation-and-control optimization of honeycomb-ceramic heat accumulators by use of asymptotic analytic methods. **Key words:** thin-wall heat accumulator, honeycomb-ceramic heat accumulator, maximal relative temperature, optimum switching-over time, semi-analytic numerical method

石灰石的爆裂与磨耗特性研究 = A Study of the Explosive Cracking and Wear Characteristics of Limestone [刊, 汉] / WANG Jin-wei, LI Shao-hua, YANG Hai-ri, et al (Thermal Energy Engineering Department, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(4). — 366 ~ 369

An experimental study was conducted for the explosive cracking. The wear characteristics of limestone of Turkish origin on a fluidized-bed test rig electrically preheated by a small-sized boiler. The calcination temperature and the partial pressure of CO_2 in fluidized media have a very important influence on the explosive cracking of the limestone. When the partial pressure of CO_2 is greater than the equilibrium pressure of limestone decomposition, the calcination reaction will be restrained and the limestone explosive cracking degree is very small. When the partial pressure of CO_2 is smaller than the equilibrium pressure of limestone decomposition, the precipitation of CO_2 produced in the calcination reaction will result in an increase of both the internal pressure and explosive cracking. The particle diameter of calcination products are obviously smaller than that of the original limestone. Moreover, the porosity is also increased by a relatively great degree, which will be conducive to the process of sulfur retention reaction. The calcination product of the limestone has in the fluidized bed the wear characteristics similar to those of coal ash and the wear rate constant basically conforms with the time function of an exponential attenuation. **Key words:** limestone, fluidized bed, explosive cracking, wear

石灰石煅烧过程中产物 CaO 孔隙分布变化研究 = A Study of the Change in Pore Distribution of CaO Produced in the Process of Limestone Calcination [刊, 汉] / WANG Chun-bo, LI Yong-hua, WEI Ri-guang, et al (Energy Source and Power Engineering Institute under the North China University of Electric Power, Baoding, China, Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(4). — 370 ~ 372