

燃烧参数影响高温空气燃烧特性的数值分析

杨艳超, 苏亚欣

(东华大学 环境科学与工程学院, 上海 201620)

摘要: 高温空气燃烧技术具有高效节能和低 NO_x 排放等多重优越性, 是一种新型燃烧技术。为了深入研究高温空气燃烧机理和低氮氧化物排放特性, 将湍流 N-S 方程与扩散燃烧模型和热力型 NO 生成模型相结合, 研究了低氧浓度条件下, 燃烧参数, 如燃气供应量, 过量空气系数, 进口空气预热温度以及进口空气氧含量对燃烧的影响, 为发展高温空气燃烧技术提供了理论依据。

关键词: 工业炉; 高温空气燃烧; 数值模拟

中图分类号: TK411.2

文献标志码: A

文章编号: 1002-1639(2009)01-0026-04

Numerical Analysis of High Temperature Air Combustion Influenced by Combustion Parameters

YANG Yan-chao, SU Ya-xin

(College of Environment Science and Engineering, Donghua University, Shanghai 201620, China)

Abstract: The high temperature air combustion is a new combustion technology with highly efficient energy saving and low NO_x emission level. In order to better understand its mechanism and formation of pollutants, a numerical simulation combined with the turbulent N-S equation, diffusion combustion model and thermal NO model has been performed in this paper. Influences of combustion parameters such as flow rates of fuel and preheated air, air preheated temperature and oxygen concentration on combustion process have been investigated. The calculated results can be used as fundamental data for developing the high temperature air combustion technology.

Key words: industrial furnace; high temperature air combustion; numerical simulation

高温空气燃烧技术 (High Temperature Air Combustion) 实现了极限节能和降低 NO_x 排放量的双重目的, 广泛应用于冶金、石化、机械、建材、锅炉等行业的热工设备上^[1]。该燃烧技术的基本思想是让燃料在高温低氧浓度 (体积) 气氛中燃烧。燃料在这种高温低氧气氛中, 先进行诸如裂解等重组过程, 造成与传统燃烧过程完全不同的热力学条件, 在与贫氧气体作延缓状燃烧下释出热能, 不再存在传统燃烧过程中出现的局部高温高氧区, 抑制了热力型 NO_x 的生成。我国有关研究人员也已经注意到了此技术, 进行了一些探索^[2-3], 并在冶金等行业中改造了一些工业炉。高温空气燃烧技术已从原来的气体燃烧逐渐扩大到煤粉等燃料领域^[4], 并取得了显著的节能减排燃烧效果。

目前, 数值模拟研究已经成为研究高温空气燃烧过程的强有力工具, 研究人员采用不同的模型应用数值模拟方法对不同结构的燃烧器内高温空气燃烧过程等进行了模拟研究^[5-7], 并取得了一定的研究成果。但是, 这些成果主要针对于新型燃烧器结构的设计和高温空气燃烧的效果等, 而燃烧参数对高温空气燃烧特性的影响研究较少。

因此, 本文运用数值模拟方法, 将湍流 N-S 方程与扩散燃烧模型和热力型 NO 生成模型相结合, 综合考虑了低氧浓度条件下, 燃烧参数, 如燃气供应量、过量空气系数、进口空气预热温度以及进口空气氧含量对燃烧

的影响, 为发展高温空气燃烧技术提供了理论依据。

1 数值模拟

1.1 流动控制方程

所采用的质量、动量和能量守恒方程^[8]如下:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = \rho f_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_h \frac{\partial}{\partial x_j} H \right) + \frac{\partial P}{\partial t} + Q_{rad} + Q_R \quad (3)$$

燃烧室内采用标准的 $k-\varepsilon$ 湍流模型求解湍流流动。其中湍流动能 k 和湍流耗散率 ε 的运输方程为

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4)$$

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (5)$$

式中: G_k 是由于平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项, G_b 是由于浮力引起的湍动能 k 的产生项, Y_M 代表可压湍流中脉动扩张的贡献, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ 为经验常数, σ_k 和 σ_ε 分别是与湍动能和耗散率对应的普朗特数, S_k 和 S_ε 是用户定义的源项。模型常数 $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , σ_k , σ_ε 的取值为

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

1.2 燃烧模型

根据燃料和氧化剂分别供入的特点, 可认为燃烧按照扩散燃烧方式进行, 因此采用扩散燃烧模型, 即混合

收稿日期: 2008-08-13; 修回日期: 2008-11-14

作者简介: 杨艳超 (1983—), 男, 热能工程硕士研究生, 研究方向为燃烧器的优化设计和高温空气燃烧。

分数的 PDF 模型。标量 ϕ (温度、密度和化学组分的质量分数) 由燃料和氧化剂的混合分数的函数来确定, 并假定混合分数 f 的脉动可以用 β 形式的概率密度函数来描述。

平均混合分数 $\bar{f}$ 及其均方根 $\bar{f}^2$ 的守恒方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{f}) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{f}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_f} \nabla \bar{f} \right) + S_m + S_{user} \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{f}^2) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{f}^2) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_f} \nabla \bar{f}^2 \right) + C_g \mu_t (\nabla^2 \bar{f}) - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} \bar{f}^2 + S_{user} \quad (7)$$

式中: $f' = f - \bar{f}$ 。常数 σ_f 、 C_g 和 C_d 分别取 0.85、2.86 和 2.0, S_{user} 为用户定义源项。

1.3 辐射传热模型

由离散坐标 (Discrete Ordinates) 辐射模型求解有限数量离散立体角的辐射强度。在该模型中, 辐射输运方程的个数与空间坐标系中的方向矢量个数相同。其数学表达式为

$$\frac{d(I_{s_i})}{dx_i} = -(a + \sigma_s)I(r, s) + \frac{a^2 \sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r, s') \Phi(s, s') d\Omega' \quad (8)$$

1.4 NO_x生成模型

燃烧过程中生成的 NO_x有三个来源: 热力 NO_x、燃料 NO_x和快速 NO_x^[9]。由于本文所用燃料中不含氮, 故这里不考虑燃料型 NO_x。NO_x是燃烧产物中各氮氧化物的总称, 其中主要的氮氧化物为 NO 和 NO₂, 而 NO 占 90%左右。因此, 对于热力型和快速型 NO_x, 只需求解关于 NO 质量分数的传输方程, 即

$$\frac{\partial \rho m_{NO}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i m_{NO}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_s \frac{\partial m_{NO}}{\partial x_i} \right) + R_{NO} \quad (9)$$

式中: 源项 R_{NO} 为热力型与快速型 NO 之和, 有

$$R_{NO} = R_{Thermal, NO} + R_{Prompt, NO} = \frac{M_{NO}}{M_{NO}} \frac{d[NO]_{Thermal} + d[NO]_{Prompt}}{dt} \quad (10)$$

式中: M_{NO} 表示 NO 的分子量。

1.5 计算条件

计算采用的燃烧室内尺寸为 800 mm × 800 mm × 1 400 mm, 烧嘴布置于炉膛底部中心, 炉膛顶部有烟气排放口。网格划分采用六面体结构, 在烧嘴附近采用局部加密, 网格数为 10 万左右。烧嘴结构如图 1 所示, 燃料进口位于中心, 直径为 8 mm。助燃空气进口位于燃料进口的下方, 直径为 50 mm。燃料进口与空气进口的中心距为 90 mm, 两者中心连线之间的夹角 β 为 60°。燃料为甲烷与氮气的混合气体, 其中甲烷的体积浓度为 35%, 燃料通过喷嘴与空气成 15°夹角匀速射入燃烧室。进口采用速度边界条件, 给定空气和燃料射流速度。出口采用压力出口边界条件, 出口压力设为 $p = 1.013 \times 10^5$ Pa, 壁面采用绝热边界条件。本文利用数值分析方法研究了燃

气供应量、空气过量系数、空气预热温度和进口空气氧含量对高温空气燃烧特性的影响。数值计算采用商业软件 FLUENT6.3 进行计算。

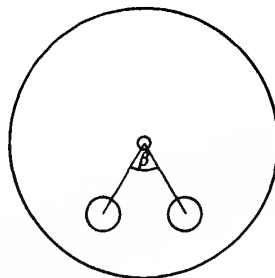


图 1 喷嘴结构图

2 计算结果与分析

为确保数值计算的可靠性, 利用本文的计算模型和计算方法对文献 [10] 研究的一个 580 kW 高温空气燃烧器的燃烧状况进行了数值模拟, 并将模拟结果与文献 [10] 的试验结果进行了对比。图 2 ~ 图 3 分别表示在燃烧室 $Y=0$ m 平面, 长度方向 $X=0.15$ m 处, 燃烧温度、NO_x浓度沿燃烧室径向距离的变化情况。由图可知, 本文数值模拟结果与试验结果具有较好的一致性, 从而说明本文所采用的数值计算模型和计算方法能够很好的模拟高温空气燃烧现象, 计算结果可信。

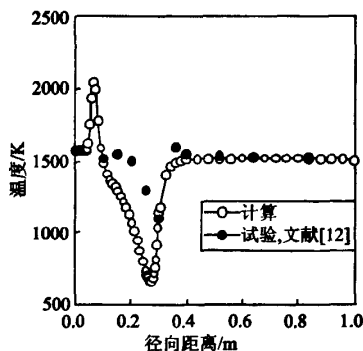


图 2 温度沿径向距离的变化 ($Y=0$ m, $X=0.15$ m)

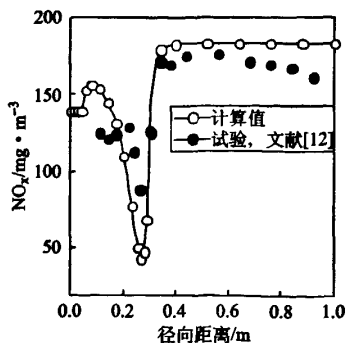


图 3 NO_x浓度沿径向距离的变化 ($Y=0$ m, $X=0.15$ m)

2.1 燃气流量的影响

计算中燃气流量分别为 8, 10, 12 m³/h, 助燃空气流量为 100 m³/h, 氧含量为 12% (体积分数), 预热温度为 1 273 K。图 4 和图 5 分别表示了燃烧温度和 NO 排放浓度随燃气流量的变化。由图所知, 在保持空气流量不变的情况下, 随着燃料流量的增加, 燃烧室内火焰最高温度 $T_{\max}$ 、平均温度 T_{avg} 以及 NO 排放量 $\varphi(\text{NO})$ 都逐渐增加。其中平均温度 T_{avg} 由燃气流量 8 m³/h 时的 1 696 K, 增加到燃气流量 12 m³/h 时的 1 825 K, 相应的 NO 排放浓度也由 40×10^{-6} 增加到 266×10^{-6} 。这主要是因为增加燃气流量相当于增加单位时间内送入炉膛的热量, 提高了炉膛容积热负荷, 导致炉膛温度上升, 增加了热力型 NO_x 的排放量。

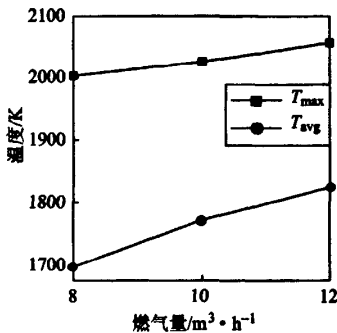


图 4 燃烧温度随燃气流量的变化

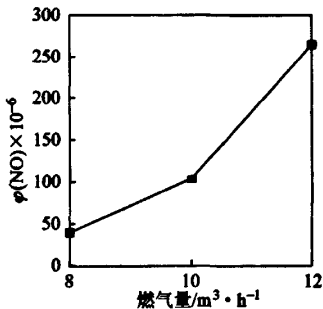


图 5 NO 排放随燃气流量的变化

2.2 过量空气系数的影响

保持燃气流量为 10 m³/h 不变, 改变助燃空气流量, 从而改变燃烧过程的空气过量系数, 助燃空气氧含量均为 12% (体积), 预热温度为 1 273 K。燃烧温度和 NO 排放浓度随空气过量系数的变化情况, 如图 6 和图 7 所示。由图 6 所示, 燃烧火焰最高温度 $T_{\max}$ 和平均温度 T_{avg} 随空气过量系数的增加而降低, 并且平均温度随空气流量的增加降低较快, 由过量空气系数 $\alpha=1.2$ 时的 1 874 K, 降低到 $\alpha=2.5$ 时的 1 634 K, 降低幅度达到 240 K。这主要是由于温度低于炉内温度的过量空气喷入炉膛将吸收燃烧反应热, 抑制炉内温度的上升, 进入炉膛的过量空气越多, 吸收的反应热越多, 炉内平均温度越低, 但随着空气量的进一步增加, 炉内平均温度降低幅度减小。由图 7 所示, 燃烧室出口 NO 排放浓度 $\varphi(\text{NO})$ 随过量空气

系数的增加, 呈指数形式下降, 当过量空气系数 $\alpha > 2.0$ 时, NO 排放浓度变化较小。这主要是由于随着空气量的增加炉膛平均温度下降的幅度逐渐减小和燃烧室内氧气含量逐渐增加, 这两方面的因素共同造成的。因此, 在本文条件下, 在保证燃烧工艺的条件下, 适当增加燃烧过程空气过量系数, 可以实现 NO 的低排放目标。

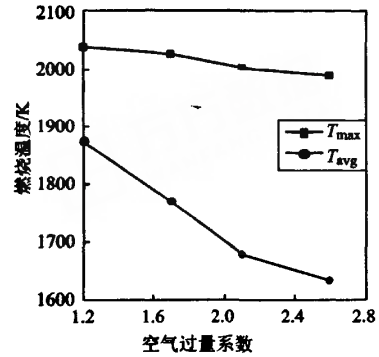


图 6 燃烧温度随空气过量系数的变化

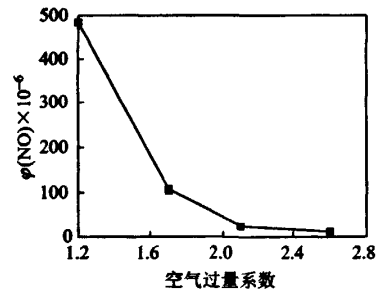


图 7 NO 排放随空气过量系数的变化

2.3 进口空气预热温度的影响

计算中, 燃气流量为 10 m³/h, 空气流量为 120 m³/h, 氧含量为 12% (体积分数), 进口空气预热温度分别为 1 073, 1 173, 1 273, 1 373, 1 473 K。图 8 ~ 图 10 分别绘出了燃烧室内最高温度 $T_{\max}$ 、平均温差 $\Delta T = T_{\max} - T_{\text{in}}$ 和 NO 排放浓度 C_{NO} 随进口空气预热温度 T_{in} 的变化。由图 8 所示, 在相同的进口氧浓度条件下, 最高温度 $T_{\max}$ 随进口空气预热温度 T_{in} 近似线性递增。由图 9 所示, 全场平均温差 ΔT 则与 T_{in} 基本上呈线性递减关系, 这是因为燃料燃烧放热占空气所带入的总热量的比例越来越小的缘故。计算结果与文献 [11] 具有相同的变化趋势。

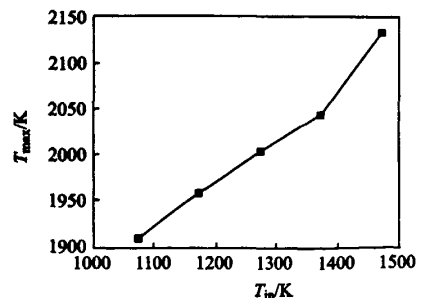


图 8 最高燃烧温度随空气预热温度的变化

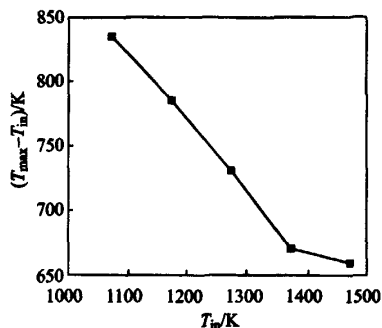


图 9 平均温差随空气预热温度的变化

如图 10 所示, 由于燃烧温度随 T_{in} 显著升高, NO 浓度随之呈指数关系增大。当 $T_{in}=1073\text{ K}$ 时, NO 排放浓度比较低, 仅为 3.5×10^{-6} , 当 $T_{in} > 1300\text{ K}$ 后, NO 的排放浓度迅速上升, 当到达 1473 K 时, NO 排放浓度达到 214×10^{-6} , 与 $T_{in}=1073\text{ K}$ 时相比, 增加了 60 多倍。因此, 尽管提高空气预热温度有利于扩大可燃范围和燃烧稳定性, 但是过高的预热温度将不利于降低 NO 的排放。在保证稳定燃烧和燃烧工艺的前提下, 应该适当降低空气预热温度水平。

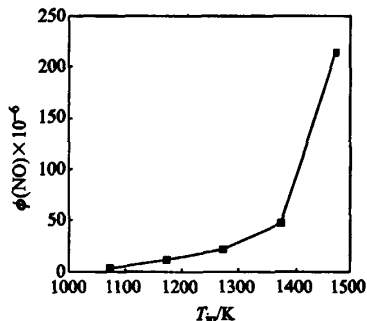


图 10 NO 排放随进口空气预热温度的变化

2.4 进口空气氧含量的影响

计算中, 燃气流量为 $10\text{ m}^3/\text{h}$, 为保证在最低进气氧浓度 (4%) 时, 燃烧空间的总过量空气系数, 使燃料完全燃烧, 助燃空气流量保持为 $200\text{ m}^3/\text{h}$, 预热温度为 1273 K , 氧含量 (体积分数) 分别为 4%、8%、12%、16% 和 21%。图 11 和图 12 分别给出了燃烧室内最高温度和平均温差随进口氧含量的变化。由图 11 和图 12 所示, 最高温度和平均温差随氧含量基本上呈线性增长的关系。最高温度由氧含量 (体积分数) 为 4% 时的 1608 K 增加到氧含量 21% 时的 2302 K , 增加了将近 700 K 。这是由于氧浓度越低, 局部过量空气系数越偏离化学当量比, 燃烧放热减小, 并且燃烧范围扩大, 燃料在较大的空间释放热量, 从而使得燃烧最高温度降低, 平均温差减小。计算结果与文献 [12] 具有相同的变化趋势。

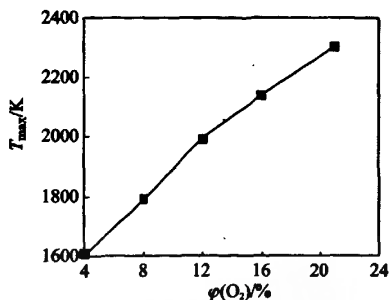


图 11 最高燃烧温度随进口氧含量 (体积分数) 的变化

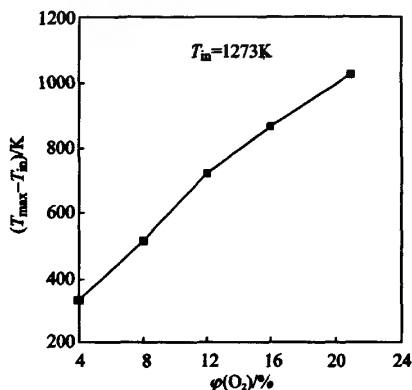


图 12 平均温差随进口氧含量 (体积分数) 的变化

图 13 显示了 NO 的排放浓度随进口氧含量的变化情况。由图 13 可以看出, 随进口空气氧含量的增加呈指数增加。进口空气氧含量每增加 4%, $\phi(\text{NO})$ 就增加一个数量级。当氧含量 $\phi(\text{O}_2) > 12\%$ 时, $\phi(\text{NO})$ 迅速增加; 氧含量 $\phi(\text{O}_2) < 12\%$ 时, NO 排放基本可以忽略。当 $\phi(\text{O}_2) = 16\%$ 时, $\phi(\text{NO})$ 为 66×10^{-6} ; 而当 $\phi(\text{O}_2) = 21\%$ 时, $\phi(\text{NO})$ 为 334×10^{-6} 。因此, 为保证燃烧过程 NO 的排放量低于 100×10^{-6} , 就必须控制进口空气的氧含量低于 16%。

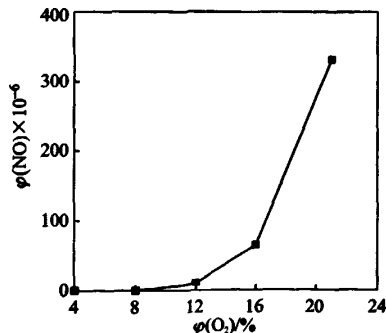


图 13 NO 的排放浓度随进口氧含量的变化

3 结论

- (1) 本文采用的计算模型和方法可以较好地模拟高

(下转第 38 页)

在燃烧过程中, 氮的浓度基本上不变。影响 NO_x 生成量的主要因素是温度、氧气浓度和停留时间。所以控制其生成的方法主要是降低燃烧温度水平, 降低氧气浓度, 缩短其在高温区内的停留时间等。图 4 显示的是不同套管位置时, 烟气中 NO_x 的质量浓度。从图 4 中可以明显看出随着套管与燃烧室出口距离的增加, 烟气中 NO_x 的浓度明显下降。

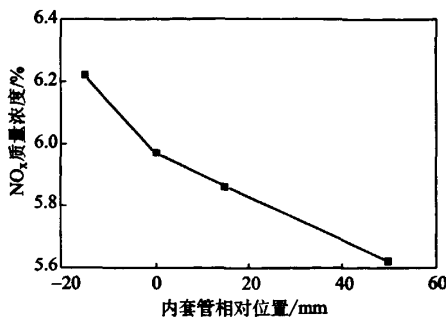


图 4 内套管相对位置对 NO_x 浓度的影响

4 结 论

本文通过利用 FLUENT 软件对自身预热式辐射管进行了数值模拟, 给出了其温度场和烟气中 NO_x 的质量浓度的分布规律, 以及在不同套管位置的情况下, 研究分

(上接第 29 页)

温空气燃烧过程, 计算结果可以为以后的实际应用提供一定的理论依据。

(2) 在保持空气流量一定的情况下, 燃气流量增加, 炉膛热负荷增加, 炉膛平均温度和 NO 排放都增加。

(3) 炉膛内平均温度和出口 NO 排放随空气过量系数的增加而减小, 在保证燃烧工艺的条件下, 适当增加燃烧过程空气过量系数, 可以实现 NO 的低排放目标。

(4) 燃烧区最高温度和平均温差随进口空气预热度呈近似线性变化关系, NO 排放浓度随进口空气预热度呈指数变化关系。

(5) 燃烧区最高温度和平均温差与进口空气氧含量呈近似线性关系, NO 排放浓度随进口空气氧含量呈指数形式的变化关系。

参考文献:

- [1] T HIROSHI, M MITSUNOBU, A NORIO, et al. Paper on Exergy Saving Type High Temperature Air Combustion[J]. Journal of the Japan Institute of Energy, 2000, 79 (10): 1006-1010.
- [2] 朱 彤, 朱尚龙, 曹甄俊, 等. 高温空气燃烧 NO_x 排放特性的实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2006, 27 (5): 894-896.
- [3] 朱尚龙, 朱 彤. 高温空气燃烧参数对 NO_x 排放影响的试验研究 [J]. 动力工程, 2007, 27 (2): 287-291.
- [4] HAI ZHANG, GUANGXI YUE, JUNFU LU, et al. Development

析辐射管温度以及烟气中 NO_x 浓度的变化规律。当增加套管和燃烧室出口的距离时, 辐射管外壁温度、套管平均温度和烟气平均温度有所增加; 辐射管表面温度分布不均匀性没有明显变化。烟气中 NO_x 的质量浓度明显下降。由于相应实验数据的缺乏, 因此所得出的结论还有待实验的进一步验证。

参考文献:

- [1] 罗晓春, 梁卫民, 蒋漫文. HTAC 辐射管在燃气真空热处理炉中的应用 [J]. 冶金能源, 2004, 23 (4): 30-33.
- [2] 王政民. 高温低氧燃烧方法的热工规律和扩大应用 [J]. 冶金能源, 2003, 22 (2): 24-29.
- [3] MEI F, MEUNIER H. Numerical and Experimental Investigation of a Single Ended Radiant Tube [C] // Proceedings of ASME HTD, 1997, 341: 109-18.
- [4] LANKHORST A, VELTHUIS FM. Ceramic Recuperative Radiant Tube Burners: Simulations and Experiments [J]. Transport Phenomena in Combustion, 1995, (2): 1330-41.
- [5] 高 茵, 高惠民, 龙 锋. W 型蓄热式辐射管表明温度分布的数值模拟 [J]. 冶金能源, 2005, 24 (4): 24-29.
- [6] 欧俭平, 马爱纯, 占树华, 等. U 型蓄热式辐射管表明温度分布模拟研究 [J]. 金属热处理, 2005, 30 (1): 74-76.
- [7] 杨思安, 姜泽毅, 张欣欣, 等. P 型蓄热式辐射管设计与数值模拟 [J]. 工业加热, 2005, 34 (3): 4-6.
- [8] of High Temperature Air Combustion Technology in Pulverized Fossil Fuel Fired Boilers [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2007, 31: 2779-2785.
- [5] W YANG, W BLASIAK. Mathematical Modelling of NO_x Emissions from High-temperature Air Combustion with Nitrous Oxide Mechanism [J]. Fuel Processing Technology, 2005, 86 (9): 943-957.
- [6] W YANG, W BLASIAK. Numerical Simulation of Properties of a LPG Flame with High-temperature Air [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2005, 44: 973-985.
- [7] W YANG, W BLASIAK. Combustion Performance and Numerical Simulation of a High-temperature Air-LPG Flame on a Regenerative burner [J]. Scandinavian Journal of Metallurgy, 2004, 33 (2): 113-120.
- [8] 赵坚行. 燃烧的数值模拟 [M]. 北京: 科学出版社, 2002.
- [9] 苏亚欣, 毛玉如, 徐 璋. 燃煤氮氧化物排放控制技术 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [10] M MANCINI, R WEBER, U BOLLETTINI. Predicting NO_x Emissions of a Burner Operated in Flameless oxidation Mode [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2002, 29: 1155-1163.
- [11] 李宇红, 祁海鹰, 苑 皎, 等. 预热温度影响甲烷高温空气燃烧特性的数值分析 [J]. 工程热物理学报, 2001, 22 (2): 257-260.
- [12] 祁海鹰, 李宇红, 由长福, 等. 高温低氧燃烧条件下氮氧化物的生成特性 [J]. 燃烧科学与技术, 2002, 8 (1): 17-22.