

基于正交试验的双P型辐射管三级燃烧器低 NO_x 仿真

冯俊小^{1,2)}, 陈艳梅¹⁾✉, 刘兴杰¹⁾, 吴启明³⁾

1) 北京科技大学能源与环境工程学院, 北京 100083 2) 北京科技大学北京高校节能与环保工程研究中心, 北京 100083

3) 北京京诚凤凰工业炉工程技术有限公司, 北京 100176

✉ 通信作者, E-mail: achou521@126.com

摘 要 为降低双P型辐射管 NO_x 排放, 运用扩散式分段燃烧的低 NO_x 均匀化燃烧技术, 设计一种辐射管三级燃烧器, 对其进行数值模拟, 经过验证模型可靠。对燃烧器结构及运行参数进行正交试验和单因素研究。研究表明: 空气预热温度、空气分级配比和空气过剩系数对出口 NO_x 排放浓度有显著的影响, 相互无交互作用; 一次风量由10%增大到20%时 NO_x 生成量由 65.2×10^{-6} 增加到 108.2×10^{-6} , 一次风量增加到30%以上时出口 NO_x 体积分数增加速率趋缓; 空气预热温度每增加 100°C , 最高燃烧温度增加约 50°C , 排放气体中 NO_x 体积分数由 50.9×10^{-6} 以22%、23.2%、25.3%、27.2%、27.3%和29.5%的速率增加; 随空气过剩系数增加, 出口 NO_x 体积分数由 82×10^{-6} 呈22.1%、1.9%、2.1%、24%和2.5%的波动增长趋势。

关键词 燃烧器; 辐射加热; 氮氧化物控制; 数值模拟; 正交试验

分类号 TF055

Numerical simulation of low NO_x emission three-stage burners for double-P type radiant tubes based on orthogonal test

FENG Jun-xiao^{1,2)}, CHEN Yan-mei¹⁾✉, LIU Xing-jie¹⁾, WU Qi-ming³⁾

1) School of Energy and Environmental Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China

2) Beijing Engineering Research Center for Energy Saving and Environmental Protection, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China

3) CERI Phoenix Industrial Furnace Co. Ltd., Beijing 100176, China

✉ Corresponding author, E-mail: achou521@126.com

ABSTRACT A kind of three-stage burner for double-P type radiant tubes was designed by using diffusion-type low- NO_x -burning technology. Numerical simulation was performed to verify the model. The structure and operation parameters of the burner were analyzed by orthogonal test and single factor analysis. The research results show that air preheating temperature, air staged proportion and excess air coefficient have significant effect on the outlet NO_x emission concentration without mutual interaction. When the primary air increases from 10% to 20%, the amount of NO_x increases from 65.2×10^{-6} to 108.2×10^{-6} ; but when the primary air increases to more than 30%, the outlet NO_x concentration increase rate decreases. The maximum combustion temperature increases about 50°C with each increase in air preheating temperature of 100°C , and the NO_x emission concentration increases from 50.9×10^{-6} at the rates of 22%, 23.2%, 25.3%, 27.2%, 27.3% and 29.5%. With the increase of excess air coefficient, the outlet NO_x concentration increases from 82×10^{-6} at the rates of 22.1%, 1.9%, 2.1%, 24% and 2.5%.

KEY WORDS burners; radiant heating; nitrogen oxide control; numerical simulation; orthogonal test

收稿日期: 2015-11-21

基金项目: 重点研发计划——产业前瞻与共性关键技术资助项目(BE2015206)

辐射管是一种较新型的加热装置,它的主要原理是燃料在管内燃烧发热,通过热辐射的方式将热量传递出去,有减少被加热工件氧化和加热均匀的优点,主要用于连续退火炉等。当今社会和环境对节能减排提出更高的要求,而以天然气等为燃料的辐射管会生成较多的 NO_x ^[1-2],所以辐射管 NO_x 排放问题越来越受到重视。近期有关降低氮氧化物排放的研究成果中,扩散式分段燃烧的低 NO_x 均匀化燃烧技术受到重视^[2-5]。辐射管内燃烧空间狭长,燃烧最高温度偏高,而火焰温度越高,热力型 NO_x 的增加越显著^[6-7],烟气温度超过 1500°C 的情况下 NO_x 对温度的升高变得极为敏感,温度超过 2000°C 时短时间内便会产生大量热力型 NO_x ^[8-9]。

扩散式分段燃烧是指在燃烧区域,使空气和燃料在燃烧行程的不同部位供给参加燃烧,导致当地燃料与空气分级配比不均衡,在降低燃烧火焰温度的同时抑制 NO_x 生成,实现降低 NO_x 排放的燃烧技术^[10-11];扩散式分段燃烧由于碳氢化合物的高温裂解,形成碳颗粒,使得火焰辐射能力大大增强,烟气温度降低,减小排烟热损失,同时降低燃烧火焰温度,实现均匀化燃烧^[12]。本文根据扩散式分段燃烧的均匀燃烧理论设计了辐射管三级燃烧器,运用正交试验手段研究该燃烧器的结构及运行参数对 NO_x 排放的影响及显著性,在正交试验的基础上,对显著影响三级燃烧器 NO_x 排放性能的因素进行进一步的研究,旨在为工业辐射管燃烧器的研究和运行提供参考。

1 模型建立

1.1 物理模型

双P型辐射管及三级燃烧器如图1和图2所示。该辐射管燃烧器的基本工作过程如下:一次空气(3)与一次燃气(9)在燃烧室(4)燃烧,火焰由燃烧室喷口(8)喷出卷吸二次燃气(6)与二次空气(5)进行燃烧,由于燃烧室喷出的高速气流会卷吸循环支管的烟气,从而会稀释二次空、燃气,使得燃烧温度降低,火焰继续前行并与三次燃气喷口(7)的燃气相遇继续燃烧。整个辐射管管长 6750 mm ,中心管直径为 244 mm ,支管直径为 186 mm ,中心管与支管中心距为 406 mm 。

1.2 网格划分

该物理模型为对称结构,本文对其采用1/4模型

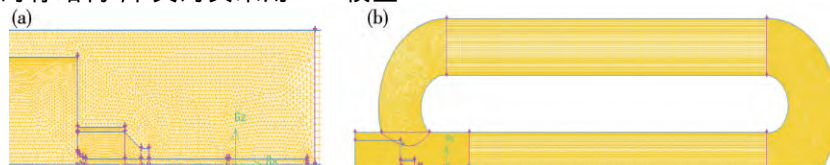


图3 三级燃烧器及管体网格划分。(a) 燃烧器网格示意图;(b) 辐射管整体网格示意图

Fig. 3 Grid partition of the three-stage burner: (a) mesh generation of the burner section; (b) whole mesh generation of the radiant tube

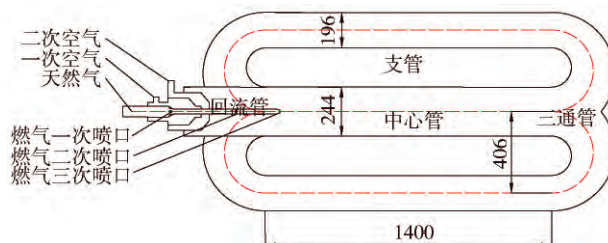


图1 双P型辐射管示意图(单位: mm)

Fig. 1 Schematic diagram of the double-P type radiant tube (unit: mm)

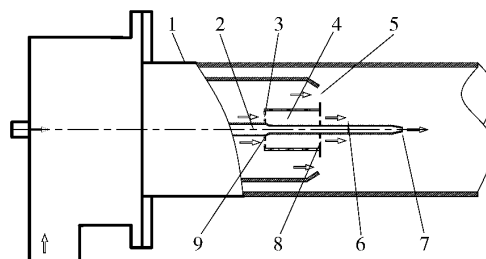


图2 三级燃烧器示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the three-stage burner

建模,对辐射管及燃烧器网格划分,由于燃烧器处结构复杂,进行网格加密处理,其余部分采用结构化网格,网格经独立性检验,数量从100万增加到300万,计算显示出口 NO_x 浓度仅有3.5%变化率,说明网格具独立性,具体如图3所示。本文选取网格数为150万个,网格扭曲度95%在0.5以下。

1.3 基本假设

辐射管及燃烧器内燃烧是一个复杂的热过程,包括流动、燃烧化学反应以及传热。为了能够较准确地模拟辐射管管内的热过程,本文对使用的数学模型进行以下假设:(1)流体为不可压缩流体,流动和燃烧状态稳定;(2)燃气为天然气,辐射气体为 CO_2 和 H_2O ,且气体的辐射系数不受组分特性的影响;(3)因辐射管管壁金属导热良好忽略其导热热阻。

1.4 数学模型

1.4.1 流场和温度场求解

采用FLUENT软件进行求解,控制方程包括连续性方程、动量方程和能量守恒方程,以及计算湍流的 $k-\epsilon$ 模型;计算化学反应的非预混燃烧模型组分传输模型^[13]和计算辐射的离散坐标(DO)辐射模型^[14],具体如下。

(1) 非预混燃烧模型(PDF 模型). 非预混燃烧模型可用于模拟快速反应的紊流扩散火焰形状和结构. 采用非预混燃烧模型需要求解时间平均混合分数 \bar{f} 和平均混合分数均方值 $\overline{f^2}$ 守恒方程.

\bar{f} 方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{f}) + \nabla(\rho \bar{v} \bar{f}) = \nabla \left(\frac{\eta_t}{\sigma_t} \nabla \bar{f} \right) + S_m + S_{\text{user}}. \quad (1)$$

$\overline{f^2}$ 方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{f^2}) + \nabla(\rho \bar{v} \overline{f^2}) = \nabla \left(\frac{\eta_t}{\sigma_t} \nabla \overline{f^2} \right) + C_g \eta_t (\nabla^2 \bar{f}) - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} \overline{f^2} + S_{\text{user}}. \quad (2)$$

式中: t 为时间 ρ 是流体密度 \bar{v} 表示运动黏性系数 η_t 表示湍流黏性系数 k 表示湍动能 ε 表示湍动能耗散率 模型常数 σ_t 、 C_g 和 C_d 分别取 0.85、2.86 和 2.0 S_m 表示燃料质量转变为气相的质量源项; S_{user} 为用户自定义源项 此处取为 0.

(2) DO 辐射模型. 将沿 s 方向传播的辐射方程视为一个场, 在位置 r 处沿着方向 s 的辐射传递方程为

$$\frac{dI(r, s)}{ds} + (a + b) I(r, s) = an^2 \frac{BT^4}{\pi} + \frac{b}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r, s') \Phi(r, s') d\Omega'. \quad (3)$$

式中 I 为辐射强度 s 表示辐射热流沿程长度 r 为位置向量 s 为方向向量 a 为吸收系数 b 为散射系数 n 为折射系数 B 为斯蒂芬-玻耳兹曼常数 T 为当地温度 Φ 为凝聚相散射相函数 s' 为散射方向向量 Ω' 为空间角.

1.4.2 NO_x 生成量的求解

NO_x 生成机理分为热力型 NO_x、瞬时型 NO_x 和燃料型 NO_x 三种. 以天然气为燃料的辐射管在高温燃烧

条件下, NO_x 的生成主要以 NO 的形式存在, NO 约占最初排放的 NO_x 的 95%. 辐射管内生成的 NO_x 主要包括热力型 NO_x 和瞬时型 NO_x 两种. NO_x 综合生成速率^[15] 为

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2k_1 [\text{O}] [\text{N}_2] \frac{1 - \frac{k_{-1}k_{-2} [\text{NO}]^2}{k_1k_2 [\text{O}_2] [\text{N}_2]}}{1 + \frac{k_{-1} [\text{NO}]}{k_2 [\text{O}_2]}} + 6.4 \times 10^6 C_f \exp \left(\frac{-36483.4}{T} \right) \left(\frac{RT}{p} \right) [\text{O}_2]^l [\text{N}_2] [\text{Fuel}]. \quad (4)$$

式中: $k_{\pm 1}$ 和 $k_{\pm 2}$ 为正逆反应速率常数; C_f 为瞬时性 NO_x 生成速率的修正因子; R 摩尔气体常数 $\text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; T 为温度, K; p 为压力, Pa; l 为氧气反应指数; $[\text{O}]$ 、 $[\text{N}_2]$ 、 $[\text{NO}]$ 和 $[\text{Fuel}]$ 为氧基、N₂、NO 和燃料浓度 $\text{mol} \cdot \text{m}^{-3}$.

2 求解及验证

2.1 边界条件

本文中燃料选用天然气, 辐射管设计功率 160 kW, 燃气入口温度 298 K, 空气入口温度 873 K. 标准空气状况下组分含量及热值等见表 1, 计算的边界条件见表 2.

表 1 气体组分含量及热值
Table 1 Gas composition and calorific values

组分	体积分数 / %	热值 / ($\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$)	总热值 / ($\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$)
CH ₄	92.7	35715.11	
C ₂ H ₆	5.5	63768.01	
C ₃ H ₈	1	91276.6	38002.6
C ₄ H ₁₀	0.4	118680.5	
N ₂	0.4	0	

表 2 边界条件设置参数
Table 2 Boundary conditions

位置	项目	类型	分配比	数值
入口	燃料	质量流量	1:4.5:4.5	$2.93 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
	空气	质量流量	1:9	$5.96 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
出口	烟气	压力		-100 Pa
壁面	无滑移/壁面函数法	对流和辐射		$\alpha = 1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ $\varepsilon = 0.85$
环境		实验测定的炉温平均值		1223 K

辐射管外壁与炉内环境的热交换包括对流和辐射. 忽略壁面导热热阻, 设定辐射管外温度为 1223 K, 管材为 601 合金钢, 管壁发射率取定值 $\varepsilon = 0.85$, 对流换热系数 α 表达式如下:

$$\alpha = 0.53 \frac{\lambda}{d} (GrPr)^{0.25}. \quad (5)$$

$$Gr = \frac{g(T_w - T_0)d^2}{1100\nu^2}. \quad (6)$$

式中: 空气导热系数 $\lambda = 8.5 \times 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, 普朗特常数 Pr 取 0.76, 空气的运动黏度 ν 取 $1.993 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, d 指当量直径, Gr 为格拉晓夫数.

2.2 模型验证

利用开发的模型对该双P型辐射管进行了数值模拟,并与相同工况下的实验数据进行了对比,其中壁面平均温度实验值为981.3℃,模拟值为976.1℃,偏差都在1%以内;NO_x排放体积分数依《轧钢工业大气污染物排放标准》(GB 28665—2012)折算成8%含氧量下的体积分数值,经分析可知出口NO_x排放体积分数实验值为236×10⁻⁶,模拟值为250.9×10⁻⁶,NO_x体积分数的数值计算与实验结果误差最大为6.3%,说明模型符合实际。

3 仿真结果与分析

为了研究结构参数和运行参数对三级燃烧器性能的影响,本文通过建立正交试验方案,考察指标为三级燃烧器及辐射管NO_x排放体积分数,找出影响

三级燃烧器的NO_x生成体积分数的主次因素及较优水平。

3.1 正交试验表格设计与结果分析

3.1.1 试验方案设计

本试验的主要目的是探究不同因素对三级燃烧器性能影响的主次及趋势,以及不同因素之间的交互作用,选取L₁₆(2¹⁵)正交表,其中2表示该正交试验因素是2水平,16代表正交表有16行(表示试验次数为16次),15代表该正交表列数为15列。选取的因素及水平如表3所示,正交试验表头设计见表4。其中,燃烧器0mm位置指两回流管中心线的公共切线与主管轴线的交点处;喷口间距指二次燃气喷口与燃烧室及三次燃气喷口的距离。

3.1.2 试验结果

试验结果如表5所示。

表3 正交试验因素水平表
Table 3 Factors and levels of the orthogonal test table

水平	因素						
	A, 燃烧器 位置/mm	B, 喷口 间距/mm	C, 燃气二次 喷口尺寸/mm	D, 空气 配比	E, 燃气 配比	F, 空气预 热温度/K	G, 空气 系数
1	0	50	2.5	1:9	1:4.5:4.5	873	1.1
2	100	100	5	3:7	3:3.5:3.5	1073	1.2

表4 正交试验设计表L16(2¹⁵)表头设计
Table 4 Table top design of the orthogonal test table

列号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
因素分布	A	B	A×B	C	A×C	B×C		D	A×D	B×D	E	C×D	F	G	C×E

注:第7列为空列,极差分析时可粗略表示误差。

表5 正交试验结果数据表
Table 5 Results of the orthogonal test

试验号	最高燃烧温度/K	最高壁面温度/K	最低壁面温度/K	热效率/%	出口NO _x 体积分数/10 ⁻⁶
1	2279.8	1339.7	1261.5	0.65	69.6
2	2366.0	1343.2	1264.7	0.67	207.5
3	2441.5	1344.0	1266.5	0.69	89.6
4	2385.9	1334.3	1258.9	0.62	111.8
5	2208.2	1334.2	1257.8	0.62	102.6
6	2368.1	1344.8	1263.8	0.71	313.3
7	2347.7	1350.0	1268.2	0.74	140.8
8	2243.3	1333.5	1256.6	0.61	69.0
9	2296.2	1353.2	1266.1	0.70	159.1
10	2354.7	1341.0	1256.2	0.62	104.3
11	2202.7	1338.7	1255.9	0.61	61.2
12	2426.6	1353.7	1263.4	0.71	200.6
13	2271.8	1345.4	1266.9	0.70	68.8
14	2316.3	1339.5	1259.8	0.64	150.0
15	2329.7	1337.0	1256.0	0.64	68.2
16	2433.5	1339.4	1265.4	0.70	177.8

3.1.3 正交试验 NO_x 排放分析

研究分析 NO_x 排放情况及影响因素, 目的在于分析各因素对 NO_x 生成的影响大小, 为后续的优化研究作参考. 表 6 为辐射管出口 NO_x 排放体积分数的极差分析. 由极差 R 值可知影响出口 NO_x 排放体积分数因素的主次关系是 $F > D > G > A \times C > C > A \times B$. NO_x 排放体积分数是一个值愈小愈好的指标, 对应于各因素中取使 k_i ($i = 1 \sim 2$) 值最小的水平 k_i 表示 i 水平试验结果平均值. F 取 1 水平, D 取 1 水平, G 取 2 水平; 分析 $A \times B$ 交互作用表 7 可知, 由于交互作用因素 $A \times B$ 的重要性大于 B , 所以遵循次要服从主要的原则, B 因素取 1 水平. 其余因素按照此方法选出较优水平, 最终的较优组合为 $A_1 B_1 C_2 D_1 E_1 F_1 G_2$.

表 6 正交试验 NO_x 排放体积分数的极差分析

Table 6 Range analysis of NO_x emission concentration in the orthogonal test

列号	因素	K_1	K_2	k_1	k_2	R
1	A	1104.2	977.0	138.0	122.1	15.9
2	B	990.7	1090.5	123.8	136.3	12.5
3	$A \times B$	943.3	1137.9	117.9	142.2	24.3
4	C	1175.2	906.0	146.9	113.3	33.7
5	$A \times C$	1187.8	893.4	148.5	111.7	36.8
6	$B \times C$	996.3	1084.9	124.5	135.6	11.1
7	—	954.5	1126.7	119.3	140.8	21.5
8	D	746.9	1334.3	93.4	166.8	73.4
9	$A \times D$	1035.3	1045.9	129.4	130.7	1.3
10	$B \times D$	1076.6	1004.6	134.6	125.6	9.0
11	E	983.4	1097.8	122.9	137.2	14.3
12	$C \times D$	959.3	1121.9	119.9	140.2	20.3
13	F	723.7	1357.5	90.5	169.7	79.2
14	G	1213.4	867.8	151.7	108.5	43.2
15	$C \times E$	1034.6	1046.6	129.3	130.8	1.5
主次因素		$F > D > G > A \times C > C > A \times B$				

注: K_i ($i = 1 \sim 2$) 表示 i 水平对应的所有试验结果之和; k_i ($i = 1 \sim 2$) 表示 i 水平对应的所有试验结果平均值; R 为极差, 表示 k_i ($i = 1 \sim 2$) 中最大值和最小值之差.

表 7 交互作用计算表

Table 7 Calculation of interaction

$A \times B$	A_1	A_2	$A \times C$	A_1	A_2
B_1	119.6	128.1	C_1	173.3	120.6
B_2	156.4	116.2	C_2	102.8	123.7

方差分析法把各种偶然因素所引起的数据波动和试验条件不同所引起的数据波动加以区分, 然后判断数据的波动主要是由试验误差引起的还是试验条件的改变引起的. 表 8 为 NO_x 排放体积分数的方差分析.

其中 S_i 为各因子的偏差平方和, 每号试验结果由 y_j ($j = 1, 2, \dots, 15$) 表示, $S_j = 8 \left(\frac{K_1}{8} - \bar{y} \right)^2 + 8 \left(\frac{K_2}{8} - \bar{y} \right)^2 = \frac{(K_1 - K_2)^2}{16}$, 贡献率为 $\text{Contri} = S_j / \sum_1^n S_j$, 各列的自由度 = 水平数 - 1, F 比的公式为 $F_j = \frac{S_j/f_j}{S_{\text{误}}/f_{\text{误}}}$, F 临界值由 F 临界值表上查得. 若 $F_j > F_{\alpha}$, 就有 $(1 - \alpha) \times 100\%$ 的把握说明 j 列对应的因素对结果有显著影响, 其中 α 表示显著水平, 对于不同的显著性水平 α , 有不同的 F 分布表, 常用的有 $\alpha = 0.01$, $\alpha = 0.05$, $\alpha = 0.1$. 为了区别显著性的程度, 当 $F_j > F_{0.01}(f_j, f_e)$ 时, 就有 $(1 - 0.01) \times 100\%$ 即 99% 的把握说第 j 列对应因素的改变, 对试验结果有高度显著的影响, 记作 ***; $F_{0.01}(f_j, f_e) > F_j > F_{0.05}(f_j, f_e)$ 时, 就有 95% 的把握说 j 列对应因素的改变, 对试验结果有显著的影响, 记作 **; $F_{0.05}(f_j, f_e) > F_j > F_{0.1}(f_j, f_e)$ 时, 就有 90% 的把握说 j 列对应因素的改变, 对试验结果有一定影响, 记作 *; 若 $F_j > F_{0.05}(f_j, f_e)$, 则我们就有 90% 的把握说 j 列对应因素的改变, 对试验结果没有影响. 由表 8 分析得出: 因素 D (空气分级配比)、因素 F (空气预热温度) 和因素 G (空气过剩系数) 对试验结果影响高度显著, 因素 C 对

表 8 正交试验 NO_x 排放浓度的方差分析

Table 8 Analysis of variance of NO_x emission concentration by the orthogonal test

列号	方差来源	S_i	贡献率/%	自由度	F_j	显著性
1	A	1011.24	1.38	1	1.72	
2	B	622.50	0.85	1	1.06	
3	$A \times B$	2366.82	3.23	1	4.02	*
4	C	4529.29	6.18	1	7.69	**
5	$A \times C$	5416.96	7.40	1	9.19	**
6	$B \times C$	490.62	0.67	1	0.83	
7	—	1853.30	2.53	1	3.15	
8	D	21564.92	29.45	1	36.60	***
9	$A \times D$	7.02	0.01	1	0.01	
10	$B \times D$	324.00	0.44	1	0.55	
11	E	817.96	1.12	1	1.39	
12	$C \times D$	1652.42	2.26	1	2.80	
13	F	25106.40	34.28	1	42.61	***
14	G	7464.96	10.19	1	12.67	***
15	$C \times E$	9.00	0.01	1	0.02	
误差		4124.41		7		

注: 表中 F 指 F 分布函数, 查表得 F 临界值: $F_{0.01}(1, 7) = 12.2$, $F_{0.05}(1, 7) = 5.59$, $F_{0.1}(1, 7) = 3.59$. 若 $F_j > F_{0.01}(f_j, f_e)$, 记作 ***; $F_{0.01}(f_j, f_e) > F_j > F_{0.05}(f_j, f_e)$, 记作 **; $F_{0.05}(f_j, f_e) > F_j > F_{0.1}(f_j, f_e)$, 记作 *; $F_j > F_{0.05}(f_j, f_e)$ 没有影响.

试验结果有显著影响,因素A和因素B对试验结果没有影响,但A×C交互作用对试验结果有显著影响,交互作用A×B对试验结果有一定的影响。

综上所述,方差分析表明:因素D、F和G水平的改变对 NO_x 排放体积分数有高度显著的影响,方差分析下关于降低指标值 NO_x 排放体积分数的较优水平组合为 $A_1B_2C_2D_1E_1F_1G_2$,与极差分析的差别在于B因素的水平,但由表8可知B因素方差比空列方差还小,在分析过程中,认为它是试验误差,B因素变化对指标的改善几乎无影响。

3.2 空气分级配比对 NO_x 排放的影响研究

设定燃气分级配比为2:4:4,取一、二次风量配比为1:9、2:8、3:7、4:6和5:5时研究其对出口 NO_x 体积分数的影响,空气系数取1.2。图4给出不同风量配比下最高燃烧温度与出口 NO_x 体积分数的变化。结果表明:一次风量逐渐增加时,燃烧区域向燃烧器处靠近,燃烧高温区增大。一次风量由10%增加到30%,由于一次空、燃气的量逐渐趋于化学当量比附近,且二、三次燃烧时因为有回流烟气的稀释作用(与文献[4]效果类似),此时的燃烧最为剧烈,最高燃烧温度由2231 K增大到2361 K;一次风量在30%以上时,一次空气量远高于一次燃气量,有较强的稀释作用,最高燃烧温度稳定于2310 K左右,不再有明显的变化。

对于出口 NO_x 体积分数变化,可以看出,一次风量增加时出口处 NO_x 体积分数增加,一次风量由10%增大到20%,最高燃烧温度的剧烈变大使得 NO_x 生成量也变大,由 65.2×10^{-6} 增加到 108.2×10^{-6} ,这也说明 NO_x 的生成主要以热力型为主;一次风量增加到30%以上时,出口 NO_x 浓度增加缓慢约为3%,说明随着一次风量的增大,燃烧区域靠前,虽然燃烧高温区域扩大,但最高燃烧温度因稀释作用而相对较低,趋于稳定,热力型 NO_x 生成量不再迅速增加。

3.3 预热温度对 NO_x 排放的影响研究

利用烟气余热对助燃空气进行加热以回收利用余热余能,降低排烟损失,但预热温度的升高会促进燃烧的强度,引起辐射管内 NO_x 排放量过高的问题,通过设定不同空气预热温度对辐射管 NO_x 排放规律进行模拟及分析。

设定空气预热温度为573, 673, ..., 1173 K七种工况,研究出口 NO_x 体积分数随不同空气预热温度的变化规律。图5为不同空气预热温度下最高燃烧温度与出口 NO_x 体积分数变化曲线。由图可知,三级燃烧器燃烧区最高温度基本随预热温度的增加而呈线性增加,空气预热温度每增加100℃,最高燃烧温度上升约50℃,辐射管出口 NO_x 排放体积分数值也随空气预热温度增加而增大,且增加幅度逐渐变大,当空气预热温度为573 K时出口 NO_x 排放体积分数为 50.9×10^{-6} ,

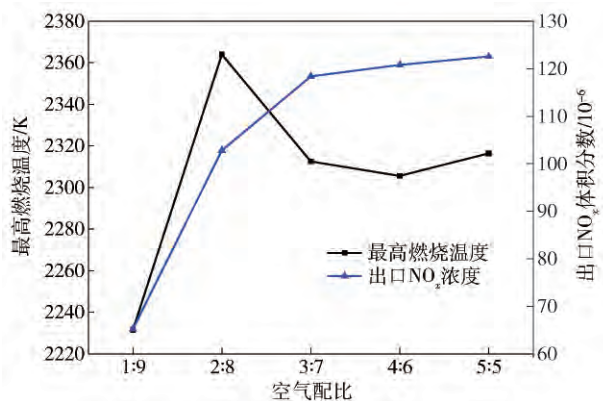


图4 不同空气分级配比下燃烧区最高温度与出口 NO_x 体积分数

Fig. 4 Change of maximum temperature and outlet NO_x concentration in the combustion zone with air ratio

排放体积分数以22%、23.2%、25.3%、27.2%、27.3%和29.5%的速率增加,烟气循环抑制了 NO_x 排放体积分数随温度升高而增加的速率,说明在满足排放要求的情况下可适当提高空气预热温度以利用余热余能。

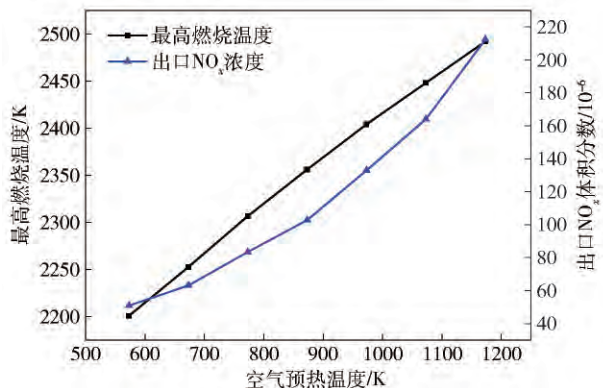


图5 不同空气预热温度下最高燃烧温度与出口 NO_x 体积分数

Fig. 5 Change of maximum combustion temperature and outlet NO_x concentration with air preheating temperatures

图6和图7分别为不同空气预热温度下辐射管内轴向截面的燃烬率变化曲线和 NO_x 生成体积分数变化曲线。由Arrhenius定律 $k = Ae^{-\frac{E_a}{RT}}$ 可知温度对燃烧速率具有重要影响。结合图6可看出,空气预热温度增加使得燃烧剧烈程度增大,在辐射管内同一位置预热温度越高则燃料燃烬率越大。空气预热温度为573 K时,在轴向位置 $x = 1300$ mm附近处燃烬率为100%;空气预热温度大于773 K时,在轴向位置 $x = 750$ mm附近处燃烬率为100%;即空气预热温度处于573~773 K范围时对增大燃烧速率的贡献较大,空气预热温度大于773 K时燃烧速率不再明显变化。由图7可知,辐射管内 NO_x 体积分分布较均匀,以空气预热温度为973 K为例:在 $x = 0 \sim 2000$ mm之间,未燃空气与燃气稀释回流烟气的 NO_x 体积分数,燃料燃烧高温使 NO_x

体积分数略有增加,从 123×10^{-6} 增加到 133×10^{-6} , 之后有少量 NO_x 生成。联系图 5 和图 6 可知,燃烧使得热力型 NO_x 生成量增加,从燃料开始燃烧至燃烧完全,热力型 NO_x 开始产生,在烟气温较高的三通管 ($x = 2000 \text{ mm}$ 之前) 一直有 NO_x 生成。

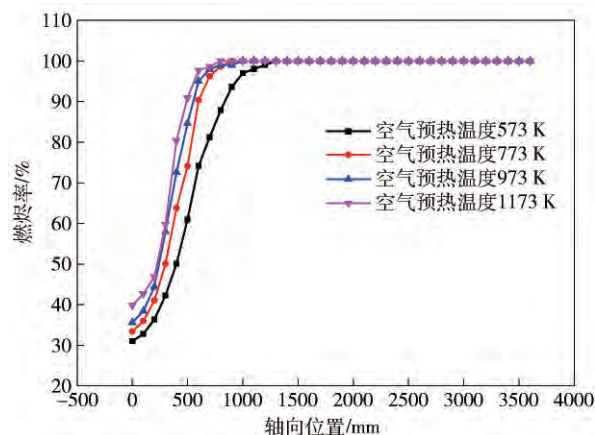
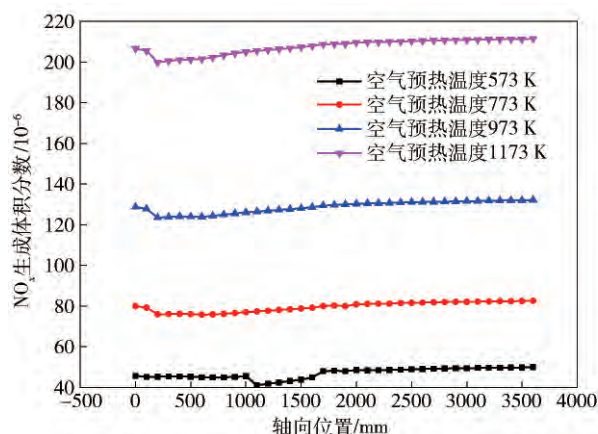


图 6 不同空气预热温度下轴向燃烬率

Fig. 6 Axial burn rate at different air temperatures

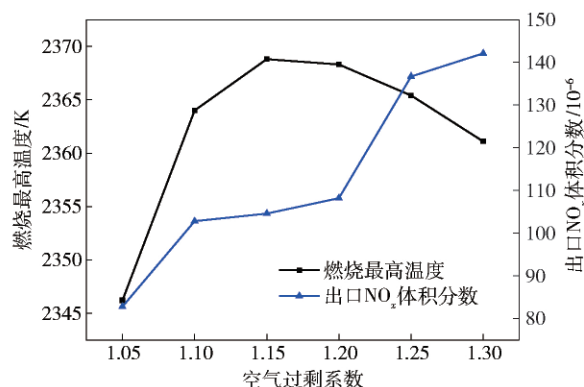
图 7 不同空气预热温度下辐射管内轴向 NO_x 生成体积分数Fig. 7 Axial NO_x concentration at different air preheating temperatures

3.4 空气过剩系数对 NO_x 排放的影响研究

以空气、燃气分配比例为 2:8 和 2:4:4 为例,研究不同空气系数对燃烧器生成 NO_x 体积分数大小的影响。取空气系数值为 1.05、1.1、1.15、1.2、1.25 和 1.3。

图 8 为不同空气系数下燃烧最高温度与出口 NO_x 体积分数的变化曲线。空气系数由 1.05 开始增大,则助燃空气中氧的总量增大,使得燃气与氧气的接触几率增大,从而燃烧更加剧烈,最高温度随之增加,大量产生受温度影响明显的热力型 NO_x ;空气系数为 1.15 时,燃烧最高温度最大,此时 NO_x 排放体积分数为 104.6×10^{-6} ;空气系数增大到 1.15 以上时,大量多余的空气形成稀释作用,虽然会降低燃烧温度,但也会扩大高温区域,导致出口 NO_x 排放量增加。

由图可知,出口 NO_x 体积分数随空气系数增长变化并不是单调递增趋势,也不与燃烧最高温度变化趋势相同,分别是 22.1%、1.9%、2.1%、24% 和 2.5%。据此推断该情况出现的原因,应是随空气量增加,辐射管内气体流速变大,一方面流速增加会缩短氮与氧的接触时间,但接触几率降低,另一方面氧量增加,却又增加了氮与氧的接触几率,两种情况共同作用下产生出口 NO_x 体积分数变化的波动性。工业实际中,要保证燃气燃尽的前提下尽量减少过剩氧量,采用较小的空气系数。

图 8 不同空气过剩系数下最高燃烧温度与出口 NO_x 体积分数Fig. 8 Change of maximum combustion temperature and outlet NO_x concentration with air excess coefficient

4 结论

(1) 正交试验表明,空气预热温度、空气分级配比和空气过剩系数对 NO_x 排放体积分数有显著的影响,相互无交互作用。

(2) 一次风量由 10% 增大到 20% 时 NO_x 生成量由 65.2×10^{-6} 增加到 108.2×10^{-6} ,一次风量增加到 30% 以上时出口 NO_x 体积分数增加速率趋缓。

(3) 空气预热温度每增加 100°C ,最高燃烧温度增加约 50°C , NO_x 排放量由 50.9×10^{-6} 以 22%、23.2%、25.3%、27.2%、27.3% 和 29.5% 的速率增加;烟气循环抑制了 NO_x 排放体积分数随温度升高而增加的速率。

(4) 随空气系数增加,出口 NO_x 体积分数由 82×10^{-6} 呈 22.1%、1.9%、2.1%、24% 和 2.5% 的波动增长趋势;流速增加缩短氮与氧的接触时间,但氧量的增加又增加了氮与氧的接触几率,两种情况共同作用下产生了出口 NO_x 体积分数变化的波动性。

参考文献

- [1] Tsioumanis N, Brammer J G, Hubert J. Flow processes in radiant tube burner: combustor flow. *Energy Convers Manage*, 2011, 52 (7): 2667
- [2] Scribano G, Solero G, Coghe A. Pollutant emissions reduction

- and performance optimization of an industrial radiant tube burner. *Exp Therm Fluid Sci*, 2006, 30(7): 605
- [3] Normann F, Anderson K, Leckner B, et al. High-temperature reduction of nitrogen oxides in oxy-fuel combustion. *Fuel*, 2008, 87(17): 3579
- [4] Shen J, Liu J X, Zhang H, et al. NO_x emission characteristics of superfine pulverized anthracite coal in air-staged combustion. *Energy Convers Manage*, 2013, 74: 454.
- [5] Flamme M. Low NO_x combustion technologies for high temperature applications. *Energy Convers Manage*, 2001, 42(15): 1919
- [6] Gong Z J, Chen W P, Wu W F, et al. Study on NO_x formation in flat-flame combustion with HTAC technology. *Energy Metall Ind*, 2007, 26(6): 31.
(龚志军, 陈伟鹏, 武文斐, 等. 高温低氧条件下平焰燃烧 NO_x 生成特性的研究. 冶金能源, 2007, 26(6): 31)
- [7] Feng J X, Jiang M, Zhou W H, et al. Flow heat transfer and NO_x emission characteristic of W-shaped radiant tubes with flue gas circulation. *J Univ Sci Technol Beijing*, 2014, 36(11): 1552
(冯俊小, 姜敏, 周闻华, 等. 带烟气循环的 W 型辐射管流动传热及 NO_x 排放特性. 北京科技大学学报, 2014, 36(11): 1552)
- [8] Tsai J S, Yoshikawa K, Iwahashi T, et al. Thermal performance of a high temperature air combustion boiler // *Proceedings of the 37th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Aerospace Sciences Meetings*. Reno, 1999: 99
- [9] Suzukawa Y, Hsiao TC, Kunio Y. Regenerative burner heating system // *Proceeding of Beijing Symposium on High Temperature Air Combustion*. Beijing, 1999: 167
- [10] Tanaka R, Kishimoto K, Hasegawa T. High efficiency heat transfer method with use of high temperature pre-heated air and gas recirculation. *Combust Sci Technol Jpn*, 1994, 1(4): 265
- [11] Suzukawa Y, Sugiyama S, Hino Y, et al. Heat transfer improvement and NO_x reduction by highly preheated air combustion. *Energy Convers Manage*, 1997, 38(10-13): 1061
- [12] Wang J T, Qi H Y, Li Y H, et al. Pyrolysis of hydrocarbons and soot formation in high temperature air combustion. *Energy Technol*, 2001, 22(5): 221
(王皆腾, 祁海鹰, 李宇红, 等. 碳氢燃料在高温空气燃烧过程中的裂解和烟炱生成. 能源技术, 2001, 22(5): 221)
- [13] Li P F, Xu M Y, Wang F F. *Proficient in CFD Engineering Simulation and Case Study*. Beijing: People's Posts and Telecommunications Press, 2011
(李鹏飞, 徐敏义, 王飞飞. 精通 CFD 工程方法与案例实战. 北京: 人民邮电出版社, 2011)
- [14] Fluent Inc. *Fluent 6.3 User's Guide*. Fluent Inc., 2006, 9
- [15] Wu X, Huang G Q, Liang H Y. Release control model of NO_x in natural gas combustion. *Chem Ind Eng Prog*, 2007, 26(1): 109
(吴筱, 黄国强, 梁红英. 天然气燃烧中 NO_x 减排的数学模型. 化工进展, 2007, 26(1): 109)