

# 烟气再循环对生物质炉排炉燃烧影响的数值模拟

陆燕宁<sup>1</sup>, 章洪涛<sup>1</sup>, 许岩韦<sup>2</sup>, 朱燕群<sup>1</sup>, 万凯迪<sup>1</sup>, 邵哲如<sup>2</sup>, 王智化<sup>1</sup>

(1. 浙江大学能源清洁利用国家重点实验室, 浙江杭州310027; 2. 光大环保技术研究院(南京)有限公司, 江苏南京211000)

摘要: 针对生物质锅炉

实际运行过程中常出现水冷壁腐蚀严重、屏式过热

器积灰多和NO<sub>x</sub>

排放量高等问题, 以一台某电厂额定蒸发量为130t/h的生物质往复式水冷炉排炉为研究对象, 提出二次风掺混再循环烟气燃烧的方法, 采用计算流体力学(CFD)数值模拟技术对炉内燃烧过程进行热态模拟, 旨在为锅炉的实际运行操作提供理论指导。计算结果表明, 采用烟气再循环可以增强炉膛上部气流扰动, 改善炉内温度分布的均匀性, 提高燃尽率, 同时降低屏区火焰温度, 减轻大屏积灰结渣风险; 后墙下二次风掺混再循环烟气后, 主燃区形成还原性气氛, 温度下降, 有效抑制热力型NO<sub>x</sub>的生成。后墙下二次风掺混30%再循环烟气的工况炉内气流均匀饱满, 高温烟气分布从炉膛深度中心向前、后墙两侧稳定下降, NO<sub>x</sub>排放质量浓度相对于无再循环烟气时减少了32.1%。

我国拥有丰富的生物质能资源, 据统计可知, 我国秸秆产量约为6亿t/a。目前, 除少量生物质被用于农村家庭燃料或饲料外, 绝大多数生物质被露天焚烧、填埋, 或直接丢弃在田间地头进行生物降解[1-4]。

生物质发电兼具环境效益与社会效益, 利用生物质发电可以在替代化石能源、促进环境保护、带动农民增收等方面带来诸多积极影响[5]。根据国家能源局《生物质能发展“十三五”规划》[6]可知, 到2020年, 生物质能基本实现商业化和规模化利用。生物质发电总装机容量达到 $1.5 \times 10^7$  kW, 年发电量为 $9 \times 10^{10}$  kW·h, 其中农林生物质直燃发电 $7 \times 10^6$  kW, 城镇生活垃圾焚烧发电 $7.5 \times 10^6$  kW, 沼气发电 $5 \times 10^5$  kW。预计2020年, 生物质能产业新增投资1960亿元。其中, 生物质发电新增投资约400亿元。

适用于生物质直燃燃料的常见炉型有以下几种形式: 循环流化床炉、水冷振动炉排炉、往复式炉排炉等[7]。目前, 国内应用最广泛的是流化床和水冷振动炉排生物质直燃炉型。

锅炉排放的氮氧化物(NO<sub>x</sub>)

是造成大气严重污染的产物之一, 它可以形成酸雨、酸雾甚至光化学烟雾, 给人类的生活健康带来严重的威胁[8]。生物质固体成型燃料燃烧生成的NO<sub>x</sub>来源于原料中的氮元素以及空气中N<sub>2</sub>的高温氧化[9], 根据其来源, 可以将NO<sub>x</sub>分为3种类型: 热力型NO<sub>x</sub>、快速型NO<sub>x</sub>和燃料型NO[10]。烟气再循环技术是为降低NO<sub>x</sub>的生成而使用的低空气比燃烧技术, 属于脱硝技术的一种[11]。国内外对于烟气再循环技术在燃气锅炉上的应用研究较多。宋少鹏等[12]研究烟气再循环率对天然气低氮燃烧特性的影响, 结果表明, 在燃气锅炉上, 10%的烟气再循环率可以减少65%的氮氧化物排放。胡满银等[13]对某电站四角切圆燃烧锅炉有、无烟气再循环时的燃烧过程进行数值模拟, 结果表明

, 有烟气再循环时, 炉内平均温度分布和最大温度分布整体明显降低; 炉膛出口CO<sub>2</sub>体积分数有一定幅度的上升, O<sub>2</sub>体积分数有较大幅度的下降; NO<sub>x</sub>排放质量浓度有较大幅度的降低。目前, 有关烟气再循环在生物质直燃炉上应用的研究较少。

针对生物质炉排锅炉实际运行过程中存在的前后拱及侧墙水冷壁腐蚀严重, 出现爆管事故、屏式过热器积灰多和NO<sub>x</sub>生成量高的问题, 本文以一台电厂额定蒸发量为130t/h的光大往复式水冷炉排炉为研究对象, 采用数值方法对炉内生物质燃烧进行模拟, 提出二次风掺混再循环烟气燃烧的方法。考察不同再循环烟气配风布置下锅炉内温度分布、流场分布、燃尽率和排放的污染物质量浓度发生的改变, 为生物质炉排炉的设计及优化提供理论参考。

## 1 研究对象及计算模型

### 1.1 物理模型

研究对象是一台额定蒸发量为130t/h的生物质往复式水冷炉排炉，炉排总长为9.3m，炉排宽度为12.0m，炉排运行速度为18.6m/h，整个炉型自出渣口到锅筒顶部高度为20.69m。配风分为4级，一次风由炉排下方由高到低分6级灰斗配送，6个灰斗长度分别为1.47、1.47、1.47、1.47、1.47、1.95m，配风体积比为18% 22% 30% 20% 5% 5%。点火风分3列布置，上、中、下3列喷口下倾角分别为70°、80°、90°；前墙下二次风分2列布置，下倾角分别为15°和20°；后墙下二次风分2列布置，下倾角分别为40°和50°；前、后墙上二次风喷口均分2列布置，配风方向为水平方向。

出于控制烟气中NO<sub>x</sub>考虑，模拟计算中总过量空气系数取1.2，其中一次风的总过量空气系数为0.7。再循环烟气量取总烟气质量的30%，由上、下二次风分配至主燃区，以降低主燃区的温度，同时增强炉膛上部扰动，提高燃尽率，减少CO的残留。

设计燃料按照黄秆灰秆7:3的质量比掺混而成，掺混后的生物质燃料元素分析（折算收到基）和工业分析（收到基）如表1所示。由元素分析得到单位质量燃料所需的理论空气量为2.487m<sup>3</sup>/kg。当过量空气系数取1.2时，每小时满负荷所需空气量为123259m<sup>3</sup>/h，燃烧生成理论烟气量为200843m<sup>3</sup>/h。

表 1 生物质层料的元素分析和工业分析<sup>1)</sup>

Tab.1 Ultimate analysis and proximate analysis of tested biomass

元素分析w <sub>B</sub> /%					工业分析w <sub>B</sub> /%			
C	H	O	N	S	M	V	FC	A
26.66	3.37	23.41	0.41	0.10	32.4	44.79	9.15	13.66

注: 1)表中数据为收到基。

根据锅炉实际尺寸，使用Solidworks建立锅炉模型，如图1所示，使用Ansysmeshing划分网格，炉膛网格均采用六面体网格，其中，对二

次风入口区域进行局部加密处理。构建的计算网格模型最小尺寸为1.430 × 10<sup>-8</sup>m，最大尺寸为6.109 × 10<sup>-3</sup>m，二次风入口采用局部加密处理，网格总数为297.89万。

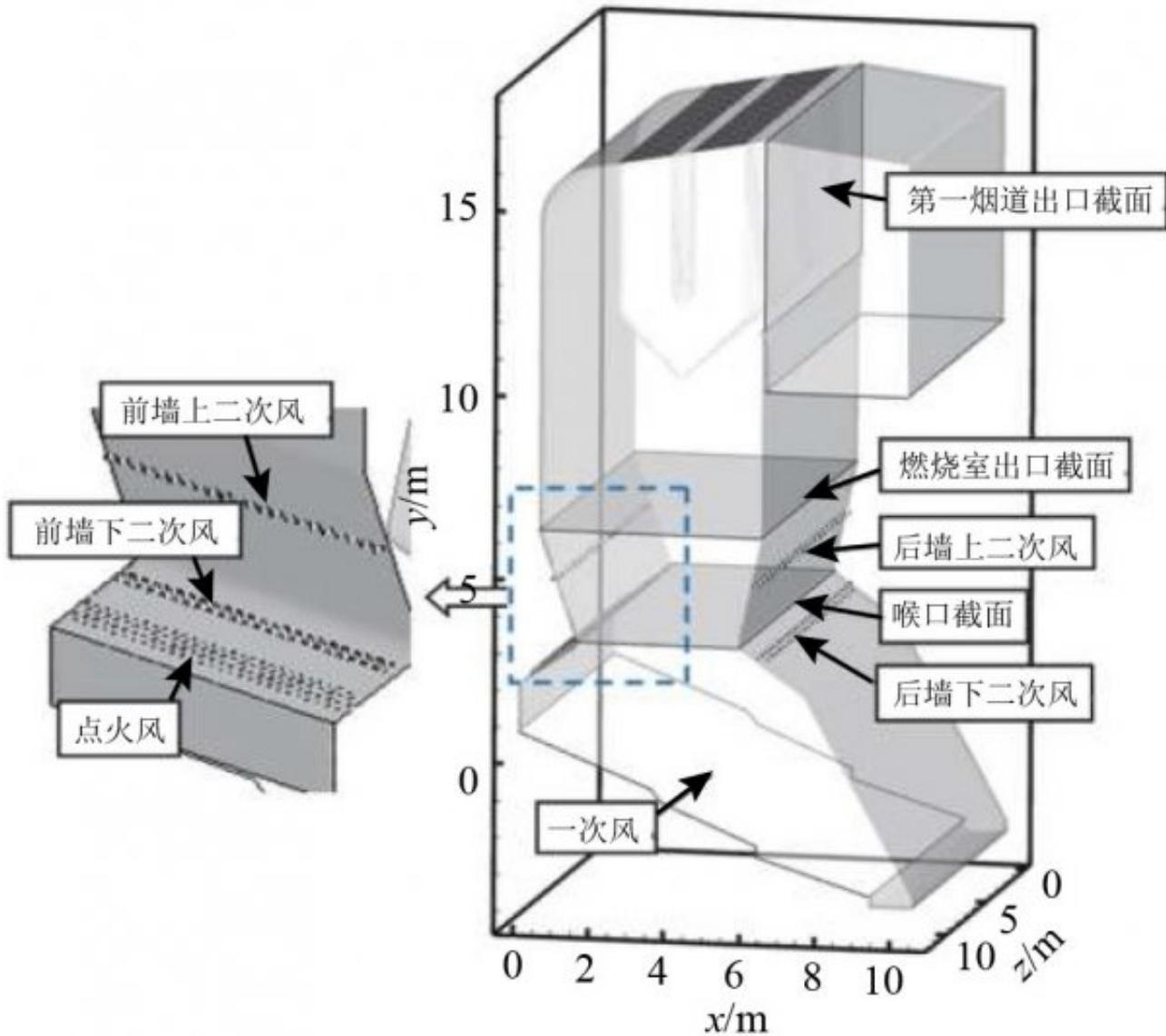


图 1 生物质炉排炉炉膛几何模型

Fig.1 Geometry model of simulated biomass grate furnace

### 1.2数学模型

生物质燃料在炉排炉的燃烧过程可以分解为固体可燃颗粒在炉排上床层内的燃烧和固相析出可燃物（挥发分、炭粒）在炉膛内稀相空间的燃烧。

固相燃烧反应采用谢菲尔德大学垃圾焚烧中心自主开发的模拟平台FLIC。床层上固相反应由Yang等[14-16]的运动模型描述。考虑层料床层的移动[17]，固相控制方程如下。

连续性方程为

$$\frac{\partial \rho_{sb}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{sb} (V_s - V_B)) = S_s. \quad (1)$$

动量方程为

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho_{sb} V_s}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{sb} (V_s - V_B) V_s) = \\ -\nabla \cdot \sigma - \nabla \cdot \tau + \rho_{sb} g + A. \end{aligned} \quad (2)$$

组分输运方程为

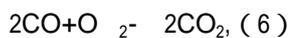
$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho_{sb} Y_{is}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{sb} (V_s - V_B) Y_{is}) = \\ \nabla \cdot (D_s \nabla (\rho_{sb} Y_{is})) + S_{yis}. \end{aligned} \quad (3)$$

能量方程为

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho_{sb} H_{is}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{sb} (V_s - V_B) H_{is}) = \\ \nabla \cdot (\lambda_s \nabla T_s) + \nabla \cdot q_r Q_{sh}. \end{aligned} \quad (4)$$

式中： $\rho_{sb}$ 为床层上固体层料颗粒的密度， $V_s$ 和 $V_b$ 分别为颗粒速度和床层速度， $S_s$ 为固体颗粒的质量源项， $\sigma$ 、 $\tau$ 和 $g$ 分别为作用在固体颗粒上的正应力、切应力和重力， $A$ 为因颗粒随机运动引起的动量交换， $Y_{is}$ 为颗粒组分（水、挥发分、固定碳、灰分）的质量分数， $D_s$ 为表征颗粒随机运动的混合系数， $S_{yis}$ 为颗粒各组分源项， $H_{is}$ 为颗粒各组分的焓， $\lambda_s$ 与 $T_s$ 分别为颗粒导热系数和颗粒温度， $q_r$ 为辐射热流， $Q_{sh}$ 为颗粒热源项。

炉膛的气相燃烧反应计算应用通过商业软件ANSYSFLUENT进行模拟，床层固相燃烧计算得到的炉排上方气体的温度、速度及组分信息，作为炉膛气相燃烧模拟的入口边界条件以UDF的形式导入，具体炉排及炉膛计算的耦合方法参见文献[17]。气相燃烧反应的黏性模型采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型，壁面函数为标准壁面函数，组分输运为通用有限速率模型，气相燃烧源项采用有限速率/涡耗散（EDC）模型计算，化学反应如下：



辐射模型为DO模型，采用Simple算法求解压力速度耦合方程，控制方程的离散形式为二阶迎风。炉膛壁面采用绝热边界条件，设置底部炉排及上下层二次风均为速度入口，炉膛顶部为压力出口。开始计算时，求解温度场、流场、动量方程、颗粒场、燃烧和辐射换热，当残差小于设定标准且烟道出口计算参数稳定，即认为燃烧计算收敛。

$\text{NO}_x$

排放计算采用燃烧的后处理计算

方法，在燃烧计算收敛后，根据燃烧数值解开启 $\text{NO}_x$

反应的模

拟计算，此时流动

模型、湍流模型、能量方程、辐射模

型和组分计算模型不再进行迭代求解， $\text{NO}_x$ 反应与燃烧过程计算不耦合。 $\text{NO}_x$

生成过程较复杂，在计算过程中重点关注燃料型 $\text{NO}_x$ 和热力型 $\text{NO}_x$

的转化过程（见图2）， $\text{NO}_x$ 的具体转化模式见文献[18,19]。

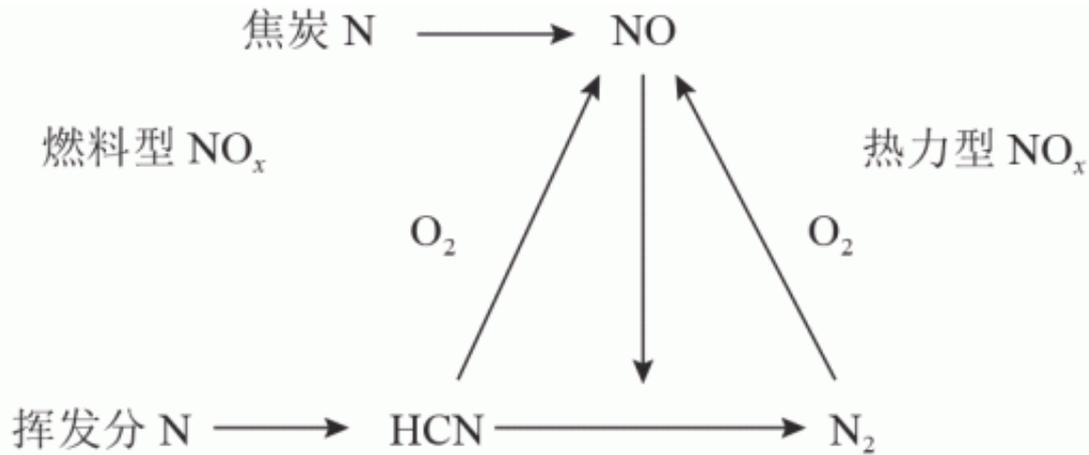


图 2 NO<sub>x</sub> 转化模型的示意图<sup>[18]</sup>

Fig.2 Schematic of NO<sub>x</sub> transformation model

采用的床层和炉膛气固两项燃烧耦合的计算方法的准确性已在本课题组对往复式垃圾炉排炉的研究中，通过对比现场测试结果得到了验证。刘瑞媚[20]将该计算方法应用于一台500t/d大型垃圾焚烧炉排炉的模拟研究，并于光大南京垃圾

焚烧电厂

对该炉型进行现场

热态测试。通过试验得到的炉膛出口

温度为1154K，出口氧量为7.36%，出口NO<sub>x</sub>

质量浓度为112mg/m<sup>3</sup>，与

模拟计算得到的炉膛出口温度1155K、出口氧量7.97%

、出口NO<sub>x</sub>

排放质量浓度120mg/m<sup>3</sup>吻合良好，通过实验测得的灰渣残碳量7.6%与模拟结果8.0%十分接近。由此，验证了该计算方法的可靠性。

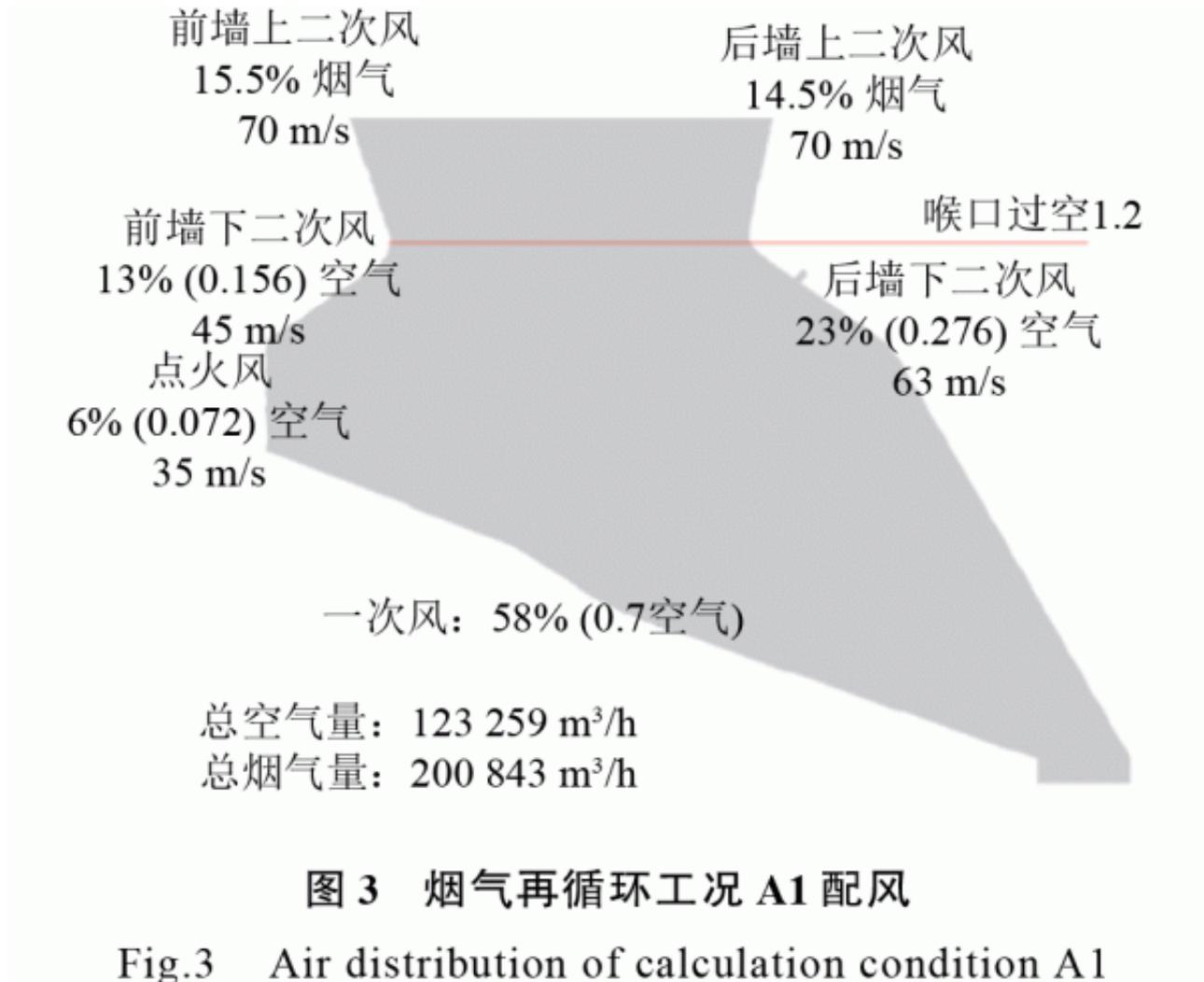
## 2计算工况

### 2.1原始工况

原始工况A0总过量空气系数取1.2，一次风风速由FLIC计算导入，风温为220℃；点火风风速为35m/s，风温为220℃；前墙下二次风风速为45m/s，风温为45℃；后墙下二次风风速为63m/s，风温为45℃；前、后墙上二次风停运，原始配风不添加再循环烟气。

### 2.2上二次风掺混再循环烟气工况

为了解决前后拱、侧墙水冷壁高温腐蚀及炉膛上部火焰的偏斜问题，对原始工况配风通过掺混烟气的方法进行优化改造。抽取总烟气量的30%作为再循环烟气，由前、后墙上二次风喷口水平通入，上二次风风速为70m/s，烟气温度为120℃。上二次风掺混再循环烟气工况A1配风布置形式分别如图3所示。



2.3下二次风掺混再循环烟气工况

为了缓解炉膛后拱局部温度过高的问题,进一步降低锅炉  $\text{NO}_x$  排放质量浓度,抽取一定比例(30%、50%、70%)的再循环烟气混入后墙下二次风通入后墙下二次风喷口,并从后墙下二次风抽取相同质量流量的空气混合再循环烟气后通入后墙上二次风喷口. 5个计算工况空气的分配比例如表2所示,  $\alpha_1$ 为一次风空气占炉膛总空气量的百分比,  $\alpha_{\text{ign}}$ 为点火风空气占炉膛总空气量的百分比,  $\alpha_{21}$ 、 $\alpha_{22}$ 、 $\alpha_{23}$ 、 $\alpha_{24}$ 分别为前墙下二次风、前墙上二次方、后墙下二次风、后墙上二次风空气占炉膛总空气量的百分比;再循环烟气的分配比例如表3所示,  $\beta_{21}$ 、 $\beta_{22}$ 、 $\beta_{23}$ 、 $\beta_{24}$ 分别为前墙下二次风、前墙上二次方、后墙下二次风、后墙上二次风混入的烟气占理论总烟气量的百分比.

表2 所有计算工况空气的分配比例

Tab.2 Air distribution of calculation conditions

工况编号	$\alpha_1/\%$	$\alpha_{\text{ign}}/\%$	$\alpha_{21}/\%$	$\alpha_{22}/\%$	$\alpha_{23}/\%$	$\alpha_{24}/\%$
A0	58.1	6.0	12.8	0	23.1	0
A1	58.1	6.0	12.8	0	23.1	0
B1	58.1	6.0	12.8	0	18	5.1
B2	58.1	6.0	12.8	0	14.6	8.5
B3	58.1	6.0	12.8	0	11.2	11.9

表3 所有计算工况再循环烟气的分配比例

Tab.3 Flue gas distribution of calculation conditions

工况编号	$\beta_{21}/\%$	$\beta_{22}/\%$	$\beta_{23}/\%$	$\beta_{24}/\%$
A0	0	0	0	0
A1	0	15.5	0	14.5
B1	0	15.5	4.4	10.1
B2	0	15.5	7.3	7.3
B3	0	15.5	10.1	4.4

### 3 计算结果与分析

#### 3.1 原始工况计算结果

原始计算工况A0中心截面温度分布和流场分布分别如图4、5所示，焚烧炉内主燃区位置在喉口截面下方，靠近前后拱区域火焰温度很高，这与锅炉实际运行中后拱腐蚀严重的描述相符。炉膛上部火焰细长，且存在一定程度的偏斜，高温烟气主要集中在前墙，导致屏式过热器的前、后侧对流换热面产生较大温差。后墙侧因前墙气流卷吸产生回流区，气流上升速度明显下降，对飞灰的携带能力下降，容易产生积灰问题。

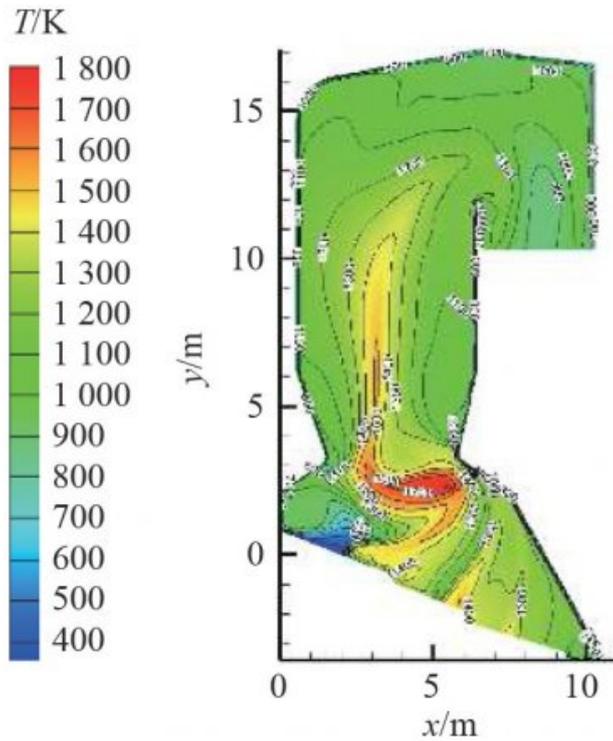


图4 原始计算工况 A0 中心截面温度分布

Fig.4 Temperature distribution on center cross section of A0

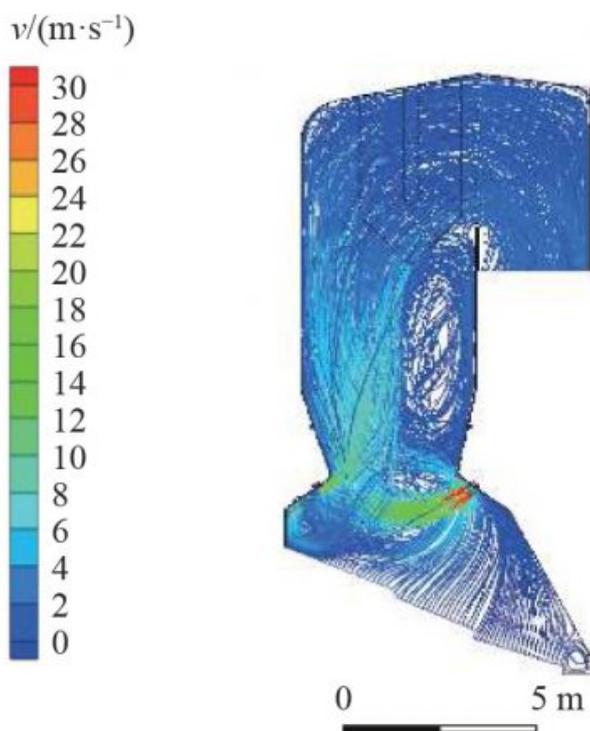


图5 原始计算工况 A0 炉内流场分布

Fig.5 Pathline distribution of A0

统计该工况炉膛喉口和第一烟道出口2个特征截面的温度、组分信息，炉膛喉口截面平均温度为1277K，第一烟道出口截面温度为993K， $O_2$ 体积分数为3.6%， $CO$ 体积分数为 $2.22 \times 10^{-3}$ ，燃尽程度很差， $NO_x$ 排放质量浓度为 $304.2mg/m^3$ 。

### 3.2二次风掺混再循环烟气对炉内温度特性和流场分布的影响

如图6所示为A1工况中心截面温度分布。可以看出，前、后墙上二次风通入的再循环烟气促进了炉膛上部气流扰动，使炉膛上部火焰原本的偏斜现象有明显改善，提高了温度均匀性，减轻了屏式过热器前、后侧的热偏差，改善了屏区火焰温度局部过高的现象，可以降低大屏积灰结渣风险。上二次风的布风形式对喉部主燃区温度没有明显影响，且上二次风补充的氧气使得主燃区范围进一步扩大。从图6可以看出，该工况的后拱附近存在一个明显的高温区，不利于后拱安全。

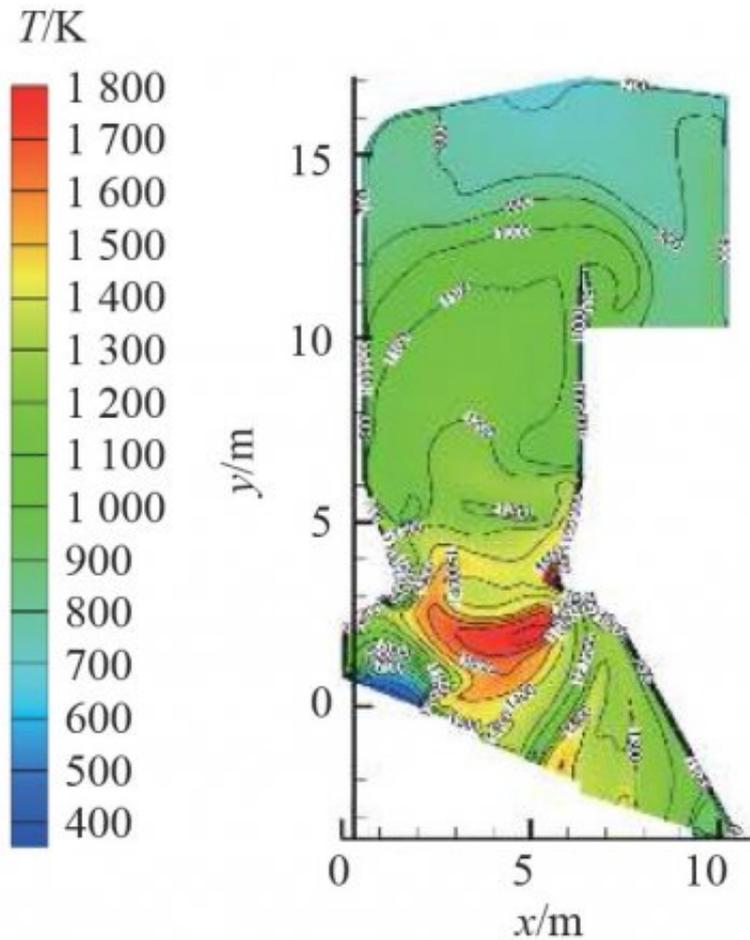


图 6 工况 A1 中心截面温度分布

Fig.6 Temperature distribution on center cross section of A1

观察A1工况的炉膛流线分布（见图7）可知，上二次风明显改善炉膛上部的气流偏斜现象，原始工况中的大回流区因上二次风的扰动而消失，炉膛流线充满程度提高。

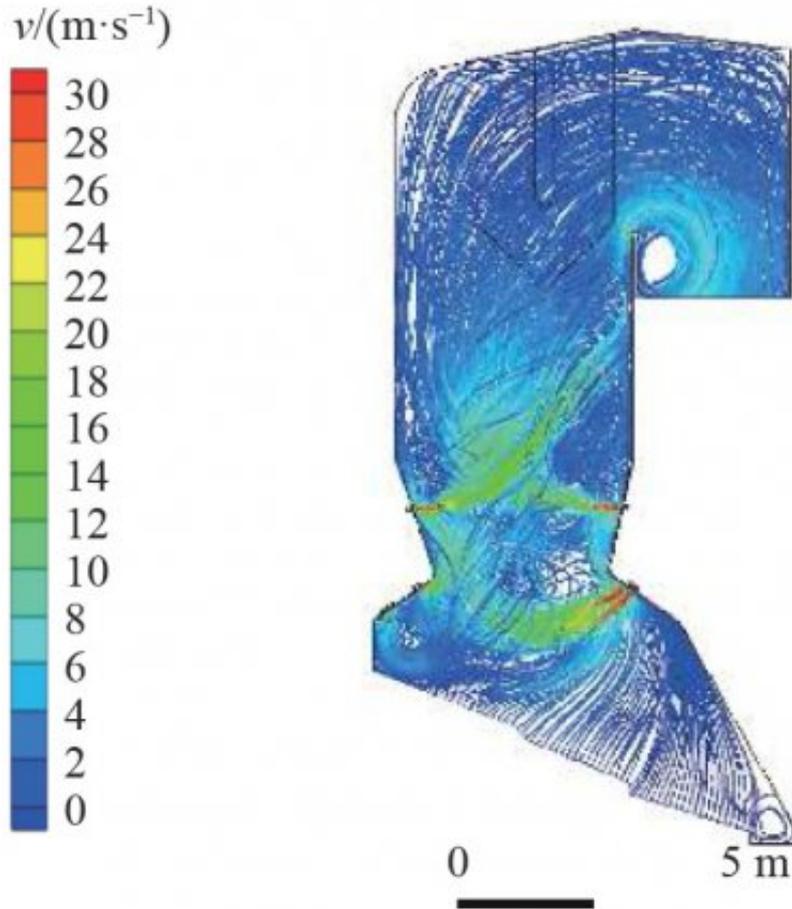


图 7 工况 A1 炉膛流场分布

Fig.7 Pathline distribution of A1

统计喉部截面以及燃烧室出口截面温度及组分数据可知，工况A1炉膛喉口截面平均温度为1010，第一烟道出口截面温度为680，第一烟道出口截面CO质量浓度下降为0.002mg/m<sup>3</sup>，说明炉膛气相燃烧效率提升。

下二次风掺混再循环烟气3个工况B1-B3炉膛中心截面的温度分布如图8所示。可见，随着后墙下二次风掺混再循环烟气比例的增大，主燃区O<sub>2</sub>的供给量下降，燃烧速率下降，主燃区温度降低。后墙上二次风补充的O<sub>2</sub>使未燃尽组分继续燃烧，再燃区沿炉膛高度和深度方向范围扩大，上部炉膛的整体温度提高。

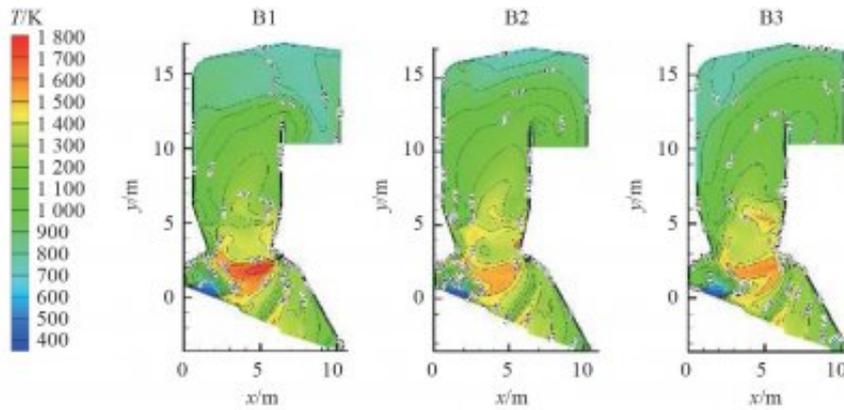


图 8 下二次风掺混再循环烟气工况 ( B1, B2, B3 ) 炉膛中心截面的温度分布

Fig.8 Temperature distribution on center cross section under conditions with lower secondary air mixing recycling flue gas ( B1, B2, B3 )

所有模拟计算工况炉膛喉部、燃烧室出口及第一烟道出口的温度、组分统计结果如表4所示。表中， $T_t$ 为炉膛喉部截面平均温度， $T_f$ 为燃烧室出口截面平均温度， $T_o$ 为第一烟道出口截面平均温度， $\varphi_{O_2}$ 为第一烟道出口截面平均 $O_2$ 体积分数， $\varphi_{CO}$ 为第一烟道出口截面平均CO体积分数。采用烟气再循环4个工况烟道出口CO的体积分数均小于 $10^{-6}$ ，说明上述分级配风给氧的方式能够保证较高的燃烧效率。

表 4 不同二次风配风工况 ( A0, A1, B1, B2, B3 ) 计算结果统计

Tab.4 Statistical values under conditions with different secondary air arrangements( A0, A1, B1, B2, B3 )

工况编号	$T_t / K$	$T_f / K$	$T_o / K$	$\varphi_{O_2} / \%$	$\varphi_{CO} / 10^{-6}$
A0	1277	1242	993	3.6%	2 220
A1	1283	1128	953	3.4%	<1
B1	1291	1138	959	3.6%	<1
B2	1266	1149	973	3.3%	<1
B3	1286	1135	990	3.6%	<1

水冷壁的温度对腐蚀有很大影响。当壁温低于350 时，腐蚀速度较小；从350 开始，腐蚀加快；当壁温大于400 时， $H_2$  S和[S]气体的腐蚀速率迅速增大。当炉内流场组织不良产生近壁燃烧或刷墙时，会加速水冷壁的高温腐蚀[21]。为了量化比较烟气再循环对炉膛燃烧均匀性的影响，提取炉膛喉口截面和燃烧室出口截面温度数据并对同一前后墙深度方

向不同宽度的数据进行统计平均，获得喉口截面和燃烧室出口截面沿炉膛深度方向x的温度变化规律。

如图9所示为Tt沿炉膛深度方向的变化规律。可以看出，烟气再循环的配风方式对靠近前墙侧炉内烟气温度的影响较大。当后墙下二次风掺混再循环烟气比例由0提高至50%（A0到B2）时，喉口截面近前墙侧温度最大降幅可达150K，继续提高后墙下二次风掺混烟气的比例，前墙侧烟气温度几乎不再下降，靠近后墙侧烟气温度上升。总体来说，下二次风掺混一定比例的烟气，可以使喉口截面的温度分布更加均匀，但不会影响喉口截面温度沿炉膛深度方向的总体变化趋势。

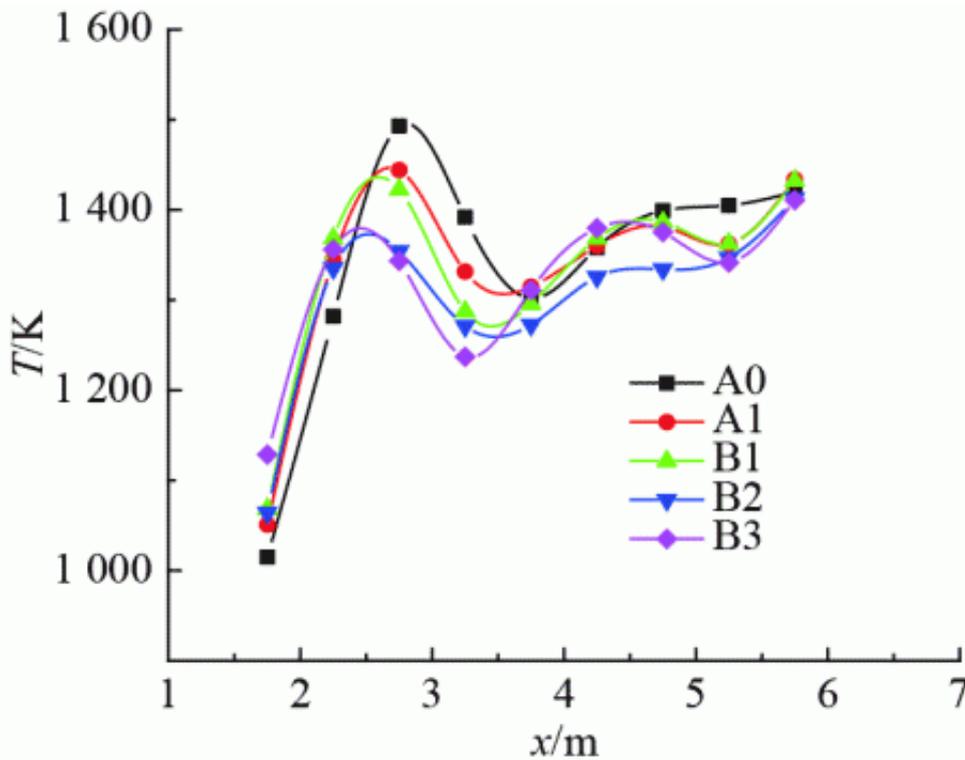


图9 不同二次风配风工况（A0，A1，B1，B2，B3）喉口截面沿x方向平均温度分布

Fig.9 Average temperature distribution along x direction on throat plane under conditions with different secondary air arrangements (A0, A1, B1, B2, B3)

Tt沿x的变化规律如图10所示。在无烟气再循环的原始工况A0下，燃烧室出口截面温度沿炉膛深度方向差异明显，高温烟气呈现出明显向前墙偏斜的分布规律。区域内统计的最高温度约为1400K，且统计曲线的最大温差接近400K，烟气分布极不均匀，高温烟气呈现明显向前墙的侵蚀特征。在二次风掺混烟气配风后，燃烧室出口截面温度下降明显，烟气高温区向炉膛中心移动，前墙附近温度下降而后墙附近温度上升，截面整体温度分布趋于均匀，提高了炉膛整体容积对燃烧放热的稀释作用。工况B1的高温烟气分布从炉膛深度中心向前、后墙两侧稳定下降，有效降低了高温烟气对设备侵蚀的可能性，气流分布较理想。

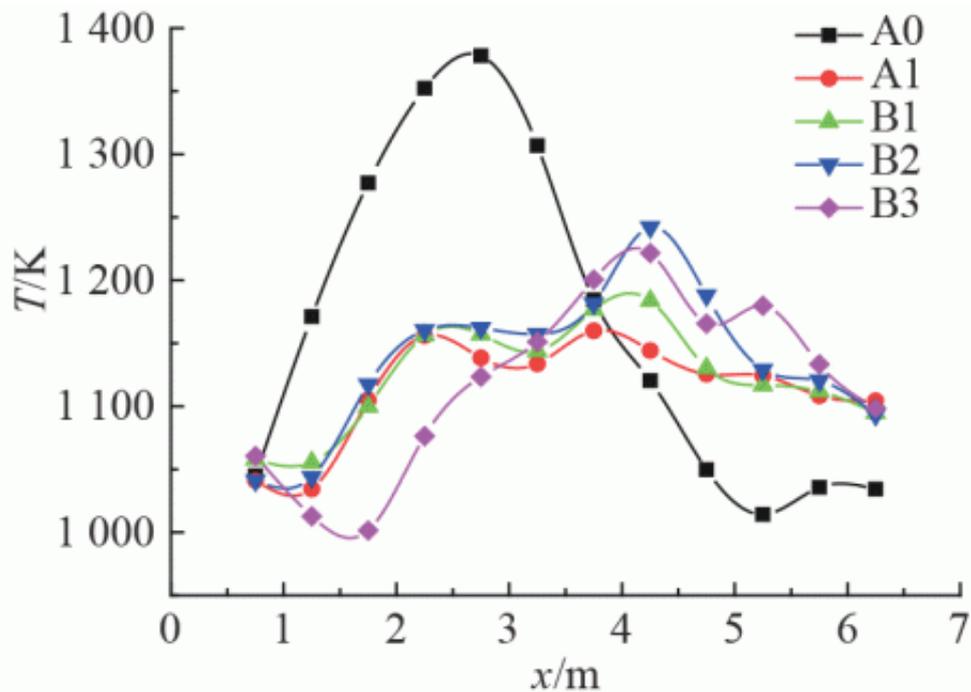


图 10 不同二次风配风工况 ( A0, A1, B1, B2, B3 ) 燃烧室出口截面沿 x 方向平均温度分布

Fig.10 Average temperature distribution along x direction on incinerator outlet plane under conditions with different secondary air arrangements ( A0, A1, B1, B2, B3 )

观察下二次风掺混再循环烟气的3个计算工况炉膛流线分布，如图11所示。可以看出，随着后墙下二次风掺混再循环烟气比例的增加，上部炉膛烟气向后墙偏转的趋势越来越明显，这是因为各计算工况下各二次风口送风质量流量相同；随着后墙下二次风掺混再循环烟气比例的增加，后墙上二次风中空气比例相应增加，45°下的空气密度（ $1.121\text{kg/m}^3$ ）大于120°下的烟气密度（ $0.873\text{kg/m}^3$ ），因此混入空气后，后墙上二次风体积流量减小，风速降低，动量下降。当后墙上二次风明显动量小于前墙二次风动量时，前墙上二次风会吹动烟气向后墙偏转，冲刷后墙，易导致后墙位置发生结焦结渣。

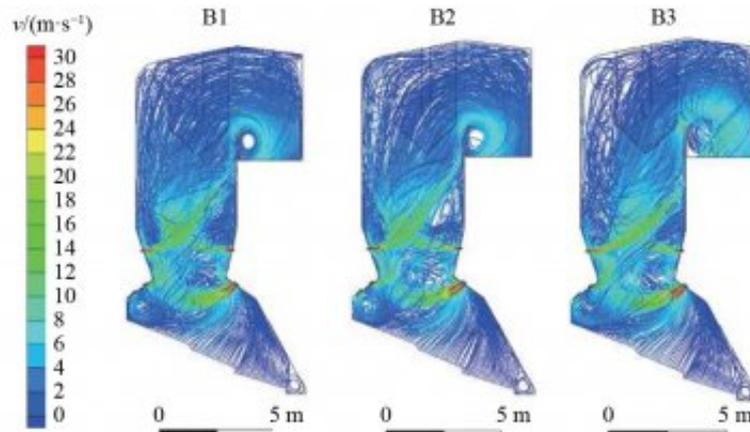


图 11 下二次风掺混再循环烟气工况 ( B1, B2, B3 ) 炉膛流线分布

Fig.11 Pathline distribution under conditions with lower secondary air mixing recycling flue gas ( B1, B2, B3 )

### 3.3 二次风掺混再循环烟气对污染物NO<sub>x</sub>排放质量浓度的影响

统计所有工况第一烟道出口NO<sub>x</sub>排放质量浓度 NO<sub>x</sub>，如表5所示。可以看出，所有掺混烟气的燃烧工况的污染物NO<sub>x</sub>

排放量均低于原始计算工况，说

明烟气再循环应用于生物质炉排炉能够有效抑制NO<sub>x</sub>的生成，原因包括以下3

个方面[12,22-24]：1) 由于降低了主燃区温度，再循环烟气中含有H<sub>2</sub>O和CO<sub>2</sub>

等比热容较大的三原子分子，添加烟气再循环相当于添加惰性气体稀释空气，使主燃区温度降低，从而减少了热力型NO<sub>x</sub>

的生成；2) 由于二次风掺混再循环烟气降低了二次风中的氧体积分数，相当于降低了助燃空气中的氧分压，使燃烧反应速率下降，在一定程度上抑制了热力型NO<sub>x</sub>

的生成；3) 由于再循环烟气促进了主燃区气流扰动，加速了混合，减少了快速型NO<sub>x</sub>的生成。

**表 5 不同二次风配风工况（A0，A1，B1，B2，B3）第一烟道出口 NO<sub>x</sub> 排放质量浓度**

**Tab.5 Simulation results of NO<sub>x</sub> under conditions with different secondary air arrangements (A0, A1, B1, B2, B3)**

工况编号	$\rho_{\text{NO}_x}/(\text{mg}\cdot\text{m}^{-3})$
A0	304.2
A1	246.3
B1	206.4
B2	247.8
B3	253.6

对比不同掺混工况下的NO<sub>x</sub>排放结果，后墙下二次风掺混一定比例的再循环烟气有利于降低炉内NO<sub>x</sub>的生成。在所有添加再循环烟气工况中，后墙下二次风掺混30%再循环烟气的工况第一烟道出口NO<sub>x</sub>质量浓度最低，为206.4mg/m<sup>3</sup>，与无再循环烟气的原始工况相比，NO<sub>x</sub>排放质量浓度下降32.1%。

综合考虑炉膛内的温度气流分布情况可知，后墙下二次风掺混30%再循环烟气的工况（B1）燃烧状况最佳，气流均匀饱满，炉内主燃区温度下降，且高温烟气分布从炉膛深度中心向前后墙两侧稳定下降，明显改善了炉膛上部火焰原本的偏斜现象，降低了高温烟气对设备的侵蚀可能性。考察上述优化工况的污染物NO<sub>x</sub>排放情况可知，工况B1第一烟道出口的NO<sub>x</sub>质量浓度最低，为206.4mg/m<sup>3</sup>，具有最好的综合表现。

#### 4结论

（1）采用烟气再循环可以提高生物质炉燃烧的均匀性。后墙上二次风通入再循环烟气促进了炉膛上部气流扰动，提高了炉内温度均匀性，减轻了屏式过热器前、后侧的热偏差，改善了屏区火焰温度局部过高的现象，可以降低大屏积灰结渣风险。后墙下二次风掺混一定比例的烟气可以降低主燃区温度，保护喉口。

（2）采用烟气再循环的配风方式，提高了生物质炉的燃尽率。上二次风补充的O<sub>2</sub>促进燃烧室出口未完全燃烧气体的再燃，采用烟气再循环的各工况下第一烟道出口CO的质量浓度均小于1mg/m<sup>3</sup>，具有较高的燃烧效率。

（3）将烟气再循环技术应用于生物质炉排

炉，能够有效降低炉内NO<sub>x</sub>的生成。二次风掺混烟气的配风方式使主燃区形成还原性气氛，燃烧速率下降，温度下降，从而降低了NO<sub>x</sub>的生成。

(4) 综合考虑炉膛内的温度、气流分布情况和污染物

NO<sub>x</sub>

排放状况可知，后墙下二次风掺混30%再循环烟气的工况（B1）燃烧状况最佳，气流均匀饱满，高温烟气分布从炉膛深度中心向前、后墙

两侧稳定下降，有效降低了高温烟气对设

备侵蚀的可能性，且该工况下NO<sub>x</sub>排放质量浓度最低，为206.4mg/m<sup>3</sup>，相对于无再循环烟气时减少了32.1%。

## 参考文献 (References):

- [1] 雒廷亮. 生物质能的应用前景分析 [J]. *能源研究与信息*, 2003(04): 194–197.  
LUO Ting-liang. Application prospect analysis of biomass energy [J]. *Energy Research and Information*, 2003(04): 194–197.
- [2] 高尚武. 森林能源研究 [M]. 北京: 中国科学技术出版社, 1999.
- [3] 娄喜艳, 丁锦平. 生物质能源发展现状及应用前景 [J]. *中国农业文摘-农业工程*, 2017, 29(02): 12–14.  
LOU Xi-yan, DING Jin-ping. Research on the current development and application prospect of biomass energy [J]. *Agricultural Science and Engineering in China*, 2017, 29(02): 12–14.
- [4] 曾宇, 谭四军. 利用光合菌发酵对玉米秸秆进行转化的研究 [J]. *微生物学通报*, 2002, 28(6): 5–9.  
ZENG Yu, TAN Si-jun. Studies on the utilizing the photosynthetic bacterium fermentation for biotransformation on corn straw [J]. *Microbiology*, 2002, 28(6): 5–9.
- [5] 2016 年我国生物质发电现状及发展前景分析 [EB/OL]. [2016-11-28]. <http://www.chyxx.com/industry/201611/471934.html>.
- [6] 国家能源局. 生物质能发展“十三五”规划 [EB/OL]. (2016-10-28)[2018-03-20]. [http://www.gov.cn/xinwen/2016-12/06/content\\_5143612.htm](http://www.gov.cn/xinwen/2016-12/06/content_5143612.htm).
- [7] 赵杰. 生物质气再燃还原  $\text{NO}_x$  的实验研究 [D]. 上海: 上海应用技术大学, 2016.  
ZHAO Jie. Experimental study on  $\text{NO}_x$  reduction by biomass reburning [D]. Shanghai: Shanghai Institute of Technology, 2016.
- [8] 熊义. 生物质层燃炉内燃烧与  $\text{NO}_x$  排放模型研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2016.  
XIONG Yi. Study on the combustion and  $\text{NO}_x$  emission model for the grate furnace of biomass [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2016.
- [9] 韩海燕. 生物质层燃炉内燃烧特性的数值模拟研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.  
HAN Hai-yan. Numerical simulation of combustion in biomass grate furnaces [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2012.
- [10] 黄长华, 程永霞. 生物质直燃发电厂锅炉炉型选择探讨 [J]. *南方能源建设*, 2015, 2(02): 70–75.  
HUANG Chang-hua, CHEN Yong-xia. Biomass

- power plant boiler type selection of direct combustion [J]. **Energy Construction**, 2015, 2(02): 70–75.
- [11] 张建东. 烟气再循环技术在垃圾焚烧中的效果分析 [J]. 山东工业技术, 2014(10): 43.  
ZHANG Jian-dong. Analysis of flue gas recirculation effect on solid waste combustion [J]. **Shandong Industrial Technology**, 2014(10): 43.
- [12] 宋少鹏, 卓建坤, 李娜, 等. 燃料分级与烟气再循环对天然气低氮燃烧特性影响机理 [J]. 中国电机工程学报, 2016, 36(24): 6849–6858.  
SONG Shao-peng, ZHUO Jian-kun, LI Na, et al. Low  $\text{NO}_x$  combustion mechanism of a natural gas burner with fuel-staged and flue gas recirculation [J]. **Proceedings of the CSEE**, 2016, 36(24): 6849–6858.
- [13] 胡满银, 乔欢, 杜欣. 烟气再循环对炉内氮氧化物生成影响的数值模拟 [J]. 华北电力大学学报: 自然科学版, 2007(06): 77–82.  
HU Man-yin, QIAO Huan, DU Xin. Numerical simulations of the influence of flue gas recycle on nitrogen oxide formation in boiler [J]. **Journal of North China Electric Power University: Natural Science Edition**, 2007(06): 77–82.
- [14] YANG Y B, YAMAUCHI H, NASSERZADEH V, et al. Effects of fuel devolatilisation on the combustion of wood chips and incineration of simulated municipal solid wastes in a packed bed [J]. **Fuel**, 2003, 82(18): 2205–2221.
- [15] RYU C K, YANG Y B, NASSERZADEH V, et al. Thermal reaction modeling of a large municipal solid waste incinerator [J]. **Combustion Science and Technology**, 2004, 176(11): 1891–1907.
- [16] RYU C K, CHOI S. 3-dimensional simulation of air mixing in the MSW incinerators [J]. **Combustion Science and Technology**, 1996, 119(1-6): 155–170.
- [17] 刘瑞娟, 刘玉坤, 王智化, 等. 垃圾焚烧炉排炉二次风配风的 CFD 优化模拟 [J]. 浙江大学学报: 工学版, 2017, 51(03): 500–507.  
LIU Rui-mei, LIU Yu-kun, WANG Zhi-hua, et al. CFD simulation and optimization of secondary air distribution for waste combustion in grate furnace [J]. **Journal of Zhejiang University: Engineering Science**, 2017, 51(03): 500–507.
- [18] 吕钰, 王智化, 杨卫娟, 等. 大型燃煤锅炉 SNCR 过程数值研究 [J]. 浙江大学学报: 工学版, 2010, 44(04): 750–755.  
LV Yu, WANG Zhi-hua, YANG Wei-juan, et al. Numerical study of SNCR process in coal-fired boiler with large capacity [J]. **Journal of Zhejiang University: Engineering Science**, 2010, 44(04): 750–755.
- [19] 岑可法, 姚强, 骆仲泱, 等. 燃烧理论与污染控制 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2004: 435–445.
- [20] 刘瑞娟. 大型炉排炉垃圾焚烧过程的 CFD 模拟研究 [D]. 浙江: 浙江大学, 2017.  
LIU Rui-mei. CFD simulation study on combustion of municipal solid waste in the large-scale grate incinerator [D]. Zhejiang: Zhejiang University, 2017.
- [21] 周克毅, 冷伟, 钟辉, 等. 锅炉原理 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2009: 292–294.
- [22] BALTASAR J, CARVALHO M G, COELHO P, et al. Flue gas recirculation in a gas-fired laboratory furnace: measurements and modeling [J]. **Fuel**, 1997, 76(10): 919–929.
- [23] CHO E S, CHUNG S H. Characteristics of  $\text{NO}_x$  emission with flue gas dilution in air and fuel sides [J]. **KSME International Journal**, 2004, 18(12): 2303–2309.
- [24] YU B, LEE S, LEE C E. Study of  $\text{NO}_x$  emission characteristics in  $\text{CH}_4$ /air non-premixed flames with exhaust gas recirculation [J]. **Energy**, 2015, 91: 119–127.
- 原文地址: <http://www.china-nengyuan.com/tech/174347.html>