

煤粉低尘燃烧器内燃烧特性的数值模拟

汪小慈^{1,2}, 赵黛青², 陈思鉴², 何立波², 陈勇²

(1. 中国科学技术大学热科学与能源工程系, 安徽 合肥 230027; 2. 中国科学院广州能源研究所, 广东 广州 510640)

摘要:介绍了一种用于中小型工业窑炉的新型煤粉低尘燃烧技术, 利用计算机数值模拟考察了煤粉低尘旋流燃烧器的特性. 在合理选择气相流动、固相流动、煤燃烧及 NO 的生成等模型的同时, 针对旋流燃烧场中固体颗粒在壁面附近的碰撞及熔融特性, 探讨了煤粉在壁面处的运动模型, 并以此为基础考察了燃烧场的两相流动特性, 模拟了燃烧器内煤粉的燃烧过程及各物理量的分布. 在与实验比较的基础上, 对燃烧器的结构进行了改进. 结果表明, 在低化学计量比下, 改进后的燃烧器性能更好, 颗粒在燃烧器内充分燃尽, 在保证液排渣效果的同时, NO 的排放远低于常规液排渣旋流风器的 NO 排放量.

关键词:煤粉; 燃烧特性; 渣; 低尘燃烧; 数值模拟

中图分类号: O35 **文献标识码:** A **文章编号:** 1009-606X(2005)05-0479-06

1 前言

在现有的燃煤技术中, 燃煤直接加热方式的火焰和烟气中含有大量灰渣, 污染严重. 水煤浆的形态类似油, 但其燃烧特性基本类似普通煤粉燃烧, 火焰和烟气的含灰量仍很高. 目前在钢铁等大型行业中应用较多的煤气化技术, 附属设备较多, 操作较复杂, 成本较高, 一般中小型工业企业难以承受^[1,2]. 陈思鉴等^[3]在传统的液排渣旋流燃烧技术基础上提出了一种“煤粉低尘燃烧技术”, 使煤粉在一个圆柱形的燃烧室中进行欠氧燃烧, 煤中的灰渣在旋转流场作用下被燃烧室壁面捕集, 在高温下呈液态渣除去, 进入炉膛的是洁净的高温还原性火焰. 将这种燃烧技术应用于燃油工业窑炉进行以煤代油改造及对老式燃煤工业窑炉进行技术改造, 具有广阔的前景.

图 1 为煤粉低尘燃烧器示意图. 一次风(占 10%)采用压缩空气浓相送粉方式, 在端部的叶片中与二次风混合后送入燃烧器内; 热风进入燃烧器后, 一路作为三次风(占 30%)进入燃烧器出口处, 另一路经过燃烧器筒壁, 冷却筒壁, 然后经过环型叶片, 作为二次风进入燃烧器内, 形成的液渣由燃烧室前部的出渣口排出. 与传统的液排渣燃烧器相比, 这种煤粉低尘燃烧器在开发构思上有以下特点: (1) 首次提出取消燃烧室侧壁上的二次风进口, 采用端面预旋技术, 在燃烧室内部形成对称且无阻碍的旋转流场; (2) 把煤粉喷入外层旋转气流, 延长了煤粉的停留时间, 消除了煤粉因“短路”而逸出燃烧器的机会; (3) 采用分级燃烧技术, 在燃烧器内进行局部欠氧燃烧, 富含未燃成分的高温燃气在补入三次风后

进入窑炉进行二次燃烧, 一方面分级燃烧在燃烧器内形成还原气氛有利于降低渣熔点, 便于排渣, 另一方面可抑制氮氧化物的生成^[4]. 蒋利桥等^[5]对冷态流场进行了测试, 林伯川等^[6]进行了初步的热态中间实验, 证实了这种液排渣煤粉低尘燃烧器具有连续排渣、灰捕集率高、低氮氧化物排放等优点. 但这种燃烧方式的燃烧强度高于普通的煤粉燃烧器, 尤其是为了液态排渣, 壁面附近温度较高, 对材料的耐热性和减少热损失都提出了很高要求. 为了实现在液排渣前提下优化燃烧器的结构和操作条件, 把握炉内的传热特性、煤粉的运动和燃烧行为是十分必要的. 本研究对液排渣煤粉燃烧器的燃烧特点进行了计算机模拟与解析.

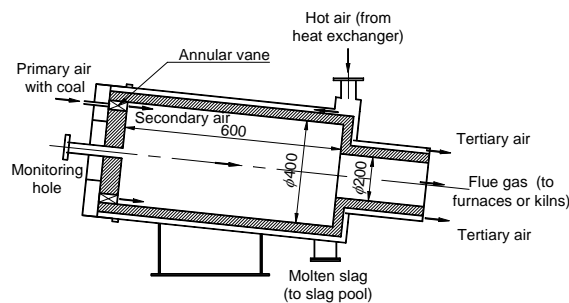


图 1 煤粉低尘燃烧器示意图
Fig.1 Schematic diagram of the novel low-dust slagging combustor (mm)

2 数学模型

对有反应的湍流气-固两相流动及煤粉的燃烧过程采用拉格朗日-欧拉混合模型, 在欧拉坐标系下求解气相的质量守恒、动量守恒和能量守恒方程, 颗粒运动采

收稿日期: 2004-12-01, 修回日期: 2005-04-04

基金项目: 中国科学院“百人计划”资助项目; 广东省重点科技攻关资助项目(编号: 2002B30803)

作者简介: 汪小慈(1978-), 男, 安徽省潜山县人, 博士研究生, 热能工程专业, E-mail: wangxh@ms.giec.ac.cn.

用拉格朗日法计算. 忽略气体密度脉动、阻力脉动及重力项, 对气-固相流动采用 $k-\varepsilon/\text{RNG}$ 模型和拉格朗日法颗粒随机轨道模型; 煤的燃烧考虑热解、焦炭燃烧、气相燃烧三部分, 分别采用双平行竞争反应模型、扩散-动力燃烧模型、EBU-Arrhenius 模型; 热力型 NO 的生成采用 Zeldovich 模型, 燃料型和快速型 NO 的生成采用 De Soete 模型; 辐射模型采用离散传播法(DT). 孙学信^[7]对上述模型的机理进行了详细介绍. 燃烧场视为稳态轴对称, 在二维柱坐标系下, 各物理量的控制方程可表示为以下通用形式:

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho W \varphi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V \varphi) = \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma_{\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma_{\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial r} \right) + S_{\varphi} + S_{\varphi p}, \quad (1)$$

式中 φ 代表速度、温度、浓度等不同的物理量, Γ_{φ} 表示广义扩散系数, S_{φ} 是气相湍流引入的源项, $S_{\varphi p}$ 是考虑颗粒影响的源项, 其具体含义及 $k-\varepsilon/\text{RNG}$ 湍流模型参数见文献[8].

3 数值解法及计算条件

3.1 数值解法

由于煤粉低尘燃烧器的出口条件较复杂, 为便于给出出口边界条件, 在燃烧器后部加上了炉膛的简化模型, 二者同场求解. 图 2 为整场的计算网格, 其中燃烧器部分设置 r 方向网格数为 56, z 方向网格数为 60, 在

近壁面物理量变化急剧的地方采用加密网格. 由于炉膛不是重点考察对象, 所以计算网格较稀. 计算平台用通用 CFD 软件 Star-CD3.10, 对气相控制方程组用有限体积数值解法稳态求解, 应用 MARS 二阶差分格式, 在计算域的各控制微元体内积分各控制方程, 得到变量在节点处的差分方程. 差分方程的求解采用 $p-v$ 修正的 SIMPLE 算法, 用代数多重网格法(Algebraic Multi-grid Method)加速收敛^[9], 考虑颗粒和气流间的相互作用, 两相耦合循环迭代.

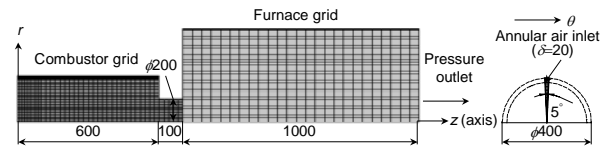


图 2 计算网格图

Fig.2 Computational grids for combustor and furnace (mm)

3.2 进出口边界条件

在实际运行中, 煤粉的进料点在环形叶栅附近(图 1), 且一次风量较小(占总风量 10%), 因此计算中将一次风和二次风合并在一起考虑. 本研究重点考察燃烧器内的燃烧情况, 所以暂时未考虑窑炉炉膛内引入的三次风. 二次风进风通道为口径 20 mm 的环形叶栅通道(图 2), 叶片偏转角约 85.5° , $z=0$ 的其他区域为壁面. 空气和煤粉的其他进口条件如表 1 所示. 炉膛出口取定压边界条件, 绝对压力设为 0.1 MPa.

表 1 进口边界条件

Table 1 Boundary conditions of inlet

Case	m_{air} (kg/s)	m_{coal} (kg/s)	a	T_{air} (K)	T_{coal} (K)	U_{air} (m/s)	V_{air} (m/s)	W_{air} (m/s)	U_{coal} (m/s)	V_{coal} (m/s)	W_{coal} (m/s)
1	0.123	0.026	0.70	580	300	0	79.63	8.07	0	0	10.00
2	0.141	0.026	0.80	580	300	0	91.00	9.22	0	0	10.00
3	0.176	0.026	1.00	580	300	0	113.75	11.53	0	0	10.00
4	0.193	0.026	1.10	580	300	0	125.13	12.68	0	0	10.00
5	0.211	0.026	1.20	580	300	0	136.50	13.83	0	0	10.00
6	0.264	0.051	0.77	580	300	0	170.79	17.30	0	0	10.00

3.3 壁面边界条件

热态下这种燃烧器“壁面”处的边界条件较复杂, 在燃烧过程中, 煤粉在靠近燃烧器侧壁附近投入, 壁面附近的燃烧强度高, 在壁面处形成高粘度、高粗糙度的渣层. 对于气相, 粗糙度的提高增加了流动的阻力. 对于颗粒运动而言, 颗粒运动到壁面时, 会由于熔渣层的粘附作用而被捕集难以再回到气相, 没有燃尽的煤粉将附在渣层上燃烧. 现阶段的计算还没有考虑渣层的运动特性, 对这种复杂的气固壁面流动和燃烧现象, 本计算针对实际熔渣的表面特性假设计算中的“壁面”条件, 采用改变近壁处的壁面函数和颗粒碰撞条件的方法来

进行合理的模拟.

(1) 气相流动采用无滑移的壁面边界条件, 近壁面区域采用以下完全粗糙条件下的壁面函数^[10]:

$$u^+ = u - u_w / u_{\tau}, \quad (2)$$

$$y^+ = \rho C_{\mu}^{1/4} k^{1/2} (y / \mu), \quad (3)$$

$$u^+ = A + \kappa^{-1} \log \left[\left(y^+ - D^+ \right) / \left(B + C y_0^+ \right) \right], \quad (4)$$

$$D^+ = \rho C_{\mu}^{1/4} k^{1/2} (D / \mu), \quad (5)$$

$$y_0^+ = \rho C_{\mu}^{1/4} k^{1/2} (y_0 / \mu). \quad (6)$$

Launder 等^[10]将特征厚度 D 定义为: 当与壁面的距离降到 y_0+D 时, 气流的速度减为 0(如图 3 所示). 考虑到与颗粒直接作用的表面是粗糙的熔渣表面, 参数的取值如表 2 所示. 增加壁面粗糙度的目的在于模拟气流由于熔渣层的粘滞造成的减速, 颗粒进入这个“滞止区”以后速度将大幅度降低.

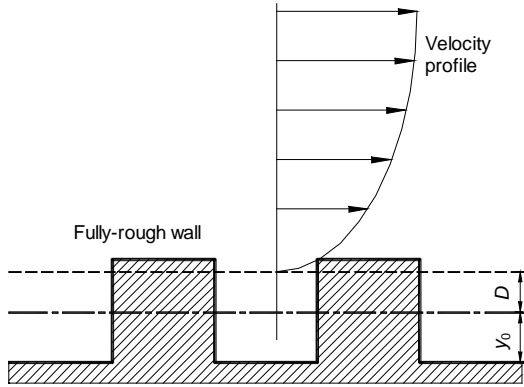


图 3 粗糙壁面示意图
Fig.3 Illustration of rough wall

表 2 壁面函数中的参数

Table 2 Coefficients for wall functions (fully rough wall)

κ	A	B	C	D (m)	y_0 (m)
0.4	0	0	0	0	0.001

表 3 煤样元素和工业分析(大同混煤)

Table 3 Coal elemental and proximate analysis (%)

C_{ad}	H_{ad}	O_{ad}	N_{ad}	S_{ad}	M_{ad}	A_{ad}	V_{daf}	Q_{net} (MJ/kg)
46.51	3.05	5.47	0.76	2.99	10.0	31.22	31.6	18.359

表 4 煤粉粒度分布

Table 4 Particle size distribution

Particle diameter (mm)	<0.041	0.041~0.054	0.054~0.1	0.1~0.15	0.15~0.2	>0.2
Mass fraction (%)	12.42	9.87	13.80	53.17	10.74	0

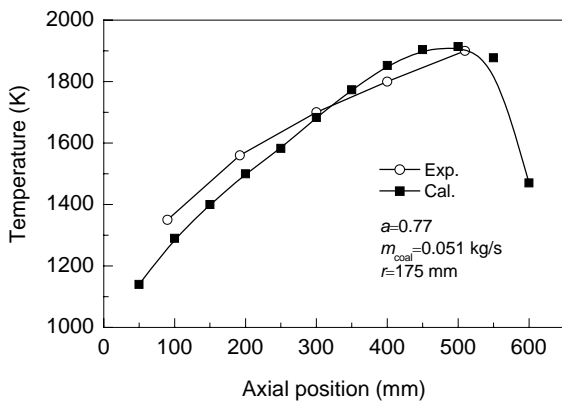


图 4 轴向温度分布
Fig.4 Temperature distribution in the axial direction

(2) 对燃烧器部分, 气相壁面传热采用第三类边界条件, 外壁面的冷却风温 580 K, 冷却介质、金属管壁、燃烧器衬料层、渣层的总热阻根据实验选取 $0.02 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$; 对炉膛部分, 壁面传热采用第一类边界条件, 根据设计温度, 取 1500 K.

(3) 固相颗粒和壁面间碰撞采用完全非弹性碰撞条件, 即颗粒与壁面发生碰撞后速度变为 0, 但可被气流再次携带, 再次碰壁, 如此循环, 直至颗粒燃尽, 以此近似模拟煤粉在壁面附近的运动情况.

3.4 煤种特性

现场实验中采用的大同混煤属于烟煤, 参照普通烟煤在高温及低温下的热解动力学参数, 煤中挥发分的析出采用双平行一级反应模型^[7]. 在焦炭燃烧中, 假定炭表面以生成 CO 为主; 在气相燃烧中, 考虑了挥发分的两步燃烧过程, 挥发分的元素组成可由元素分析结果求出, 本计算中将其描述为 $C_e H_f$, 其中 $e=0.6758$, $f=0.6483$. 反应的动力学参数见文献[11]. 煤样的元素和工业分析如表 3 所示, 煤样的粒度分布如表 4 所示. 煤颗粒密度 1200 kg/m^3 . 本计算根据实际煤粉的粒度分布, 设置了 0.025, 0.05, 0.075, 0.125, 0.175 mm 等 5 个粒径, 每个粒径根据投入位置的不同平均分为 8 组.

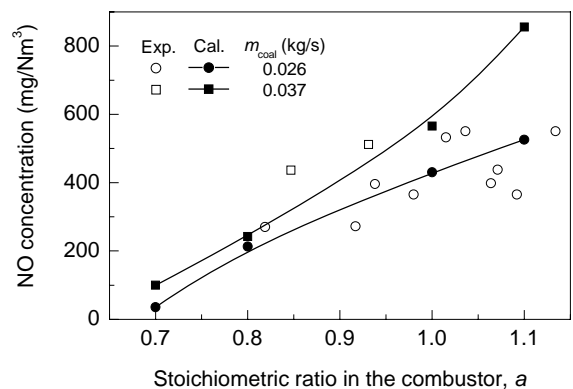


图 5 燃烧器尾部 NO 浓度随化学计量比的变化
Fig.5 NO concentration at the rear of combustor

4 结果与讨论

4.1 计算值与实验值的比较

为了检验模型设置的准确性, 图 4 给出了 $a=0.77$, $m_{\text{coal}}=0.051 \text{ kg/s}$ 条件下实测温度和计算温度的比较(测

点位于燃烧器内壁面约 25 mm, 即 $r=175 \text{ mm}$ 处, 沿轴向设置 5 个测量热电偶). 图 5 给出了不同化学计量比下燃烧器尾部 NO 标态浓度的变化(测点位于 $z=700 \text{ mm}$, $r=50 \text{ mm}$ 处).

从比较结果可以看出, 计算值和实验值吻合较好, 最大相对误差在 10% 以内. 说明关于颗粒近壁条件的设置是比较合理的, 数值模拟结果也能够反映燃烧器内部的燃烧特性, 以此为基础, 对燃烧器进行设计优化是可行的.

4.2 燃烧特性分析

4.2.1 流场分布

图 6 为 $a=1.0$ 时燃烧器内的纵截面速度矢量分布. 图 7 是燃烧器的截面流线图. 不同化学计量比下的流场形态相似, 大小有所差异. 与冷态测试结果^[5]不同, 在燃烧条件下, 中心气流受热膨胀, 中心回流区消失, 环室回流区发生阻断, 主气流区扩张, 在燃烧器的中后部和中心气流区合并, 环室回流区大大减小. 因此在实际燃烧过程中, “环室回流区” 将不足以使颗粒产生往复运动, 绝大部分颗粒受强旋流作用集中在壁面附近. 壁面附近局部氧浓度很低, 颗粒很快运动到 “无氧区” (图

8), 炭粒的燃烧效果不好, 在化学计量比较低($a=0.7, 0.8$) 时, 燃烧率仅为 70.1% 和 80.7%. 本燃烧系统若采取分级燃烧、而燃烧器内采用低化学计量比的燃烧方式, 如何最大程度地提高炭粒的燃烧率是一个很重要的问题.

4.2.2 温度场分布

图 9 为 $a=0.7\sim 1.1$ 时燃烧器内温度场的分布. 随着燃烧的进行, 温度沿轴向先升高后略有降低. 比较不同的化学计量比下的温度场分布, 低 $a(0.7, 0.8)$ 比高 $a(1.0, 1.1)$ 时的高温区更靠前, 在燃烧器端面观察孔处的肉眼观测结果也证明了这一点. 从总体来看, 燃烧区过分靠后, 出口截面温度都很高(1866~2032 K), 对 NO 的控制很不利. 在实际设计过程中, 希望主燃烧区能提前, 以利于降低出口截面的温度, 这样当炉膛内三次风补入, NO 的总生成量不会再次大幅度升高^[12]. 因此, 燃烧器结构需要进一步改进.

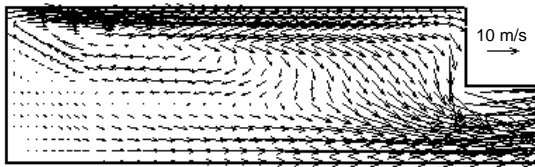


图 6 速度矢量分布
Fig.6 Distribution of velocity vectors

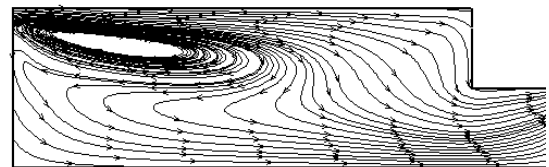


图 7 燃烧器截面流线图
Fig.7 Streamlines at the central section of combustor

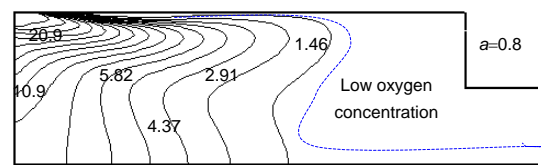
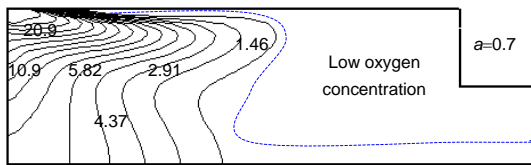


图 8 氧气质量分率分布
Fig.8 O₂ mass fraction distribution ($\times 10^{-2}$ kg/kg)

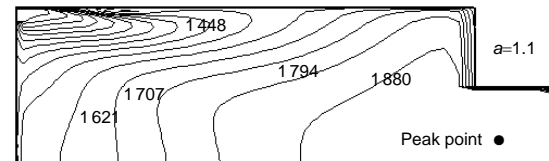
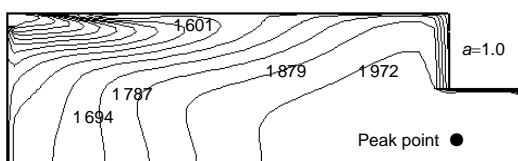
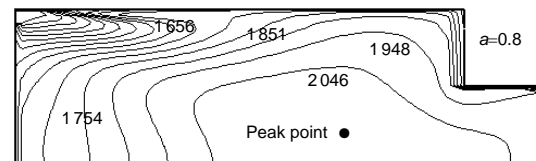
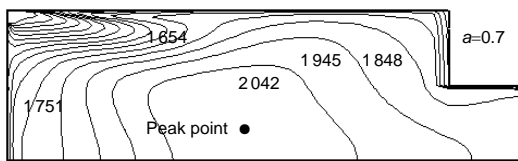


图 9 燃烧器内温度分布
Fig.9 Temperature distributions in the combustor (K)

4.2.3 煤粉低尘燃烧器灰渣的捕集

煤粉投入燃烧器后, 强烈的旋流使几乎所有的颗粒均在壁面附近运动, 旋流的离心分离作用使剩余颗粒难以随气流运动而被壁面熔渣层捕集. 虽然实验测到的捕渣率在 85% 以上, 也证实了燃烧器能实现液排渣, 产生接近重油燃烧的清洁燃气, 但在化学计量比较低(0.8)时, 渣中的含碳量达 10% 以上, 捕渣率的提高不应以燃烧效率的降低为代价.

4.3 煤粉低尘燃烧器的改进

燃烧效率、液排渣效果及污染物的排放情况是本燃烧器燃烧性能的主要考察因素, 但 3 个因素间又相互影

响. 燃烧效率的提高在很大程度上依赖温度水平的提高, 这对液排渣有利, 但对 NO 的排放不利. 要控制 NO 的排放, 就要适当降低燃烧室出口的温度水平, 营造室内还原气氛, 这显然会影响燃烧效率及液排渣的效果. 因而如何合理地平衡三者间的关系, 是煤粉低尘燃烧器设计的关键问题.

表 5 给出了不同化学计量比下燃烧器内一些特性参数的计算值比较. 在化学计量比较低时, 壁面附近更易处于缺氧状态, 不利于炭粒燃尽, 化学计量比较高($a=1.0, 1.1, 1.2$)时, 炭粒的燃烧率较高, 但出口温度的提高或出口氧浓度的提高都不利于 NO 的控制.

表 5 不同化学计量比下燃烧器内参数比较

Stoichiometric ratio in the combustor, a	0.7	0.8	1.0	1.1	1.2
Char burning efficiency in the combustor (%)	70.1	80.7	99.5	99.9	99.9
Temperature of slag layer at $z=500 \text{ mm}$ (K)	1472.1	1581.8	1598.1	1539.4	1510.8
Average temperature at the rear of combustor (K)	1866.2	1964.6	2032.2	1946.3	1923.5
O ₂ concentration at the rear of combustor (kg/kg)	0.0	0.0	0.015	0.032	0.046
NO concentration at the rear of combustor (mg/Nm ³)	35.0	213.2	430.8	525.6	593.2

表 6 改进前后燃烧特性参数的比较

Combustor	Char burning efficiency (%)	Temperature of slag layer (K)	Average temperature at the rear (K)	NO concentration at the rear (mg/Nm ³)
Old	80.7	1581.8	1964.6	213.2
New	99.5	1497.2	1710.5	118.6

针对以上一些矛盾和缺点, 本研究将燃烧器的尺寸加大, 直径由 400 mm 改为 500 mm, 长度由 600 mm 改为 1000 mm, 出渣口的位置延至 $z=800 \text{ mm}$ 处. 表 6 给出了 $a=0.8, m_{\text{coal}}=0.026 \text{ kg/s}$ 时改进前后的部分计算值比较. 从表可以看出, 由于环形进风通道面积及燃烧器长度的增加, 在同样质量流量下, 进风速度减小, 颗粒运动减慢, 停留时间变长, 颗粒的燃烧率得到提高; 主燃烧区相对提前, 出口截面温度下降, NO 的排放进一步降低, 在保证顺利排渣的前提下, 出渣口温度有所下降. 同时由于尺寸增大, 燃煤量可适当增加, 目前最新一代燃烧器的燃煤负荷已达到 0.056 kg/s . 初步实验结果证实^[3], 在 $a=0.8, m_{\text{coal}}=0.056 \text{ kg/s}$ 时, 炭粒的燃烧率达 99% 以上, 捕渣率达 90%, 渣中的含碳量小于 0.1%, 出口温度降到 1800 K, NO 的排放仅为 400 mg/Nm^3 , 远低于常规液排渣炉约 $850\sim 1150 \text{ mg/Nm}^3$ 的排放量^[13]. 进一步的研究和开发仍在进行中.

5 结论

将 $k-\varepsilon$ RNG 湍流流动模型、颗粒轨道模型、气相 EBU-Arrhenius 模型、焦炭的扩散动力燃烧模型和各种 NO 的生成模型相结合, 通过对壁面条件的处理, 探讨了液排渣煤粉燃烧器模拟中煤粉在壁面附近行为的模

型化方法, 模拟了煤粉低尘燃烧器内的燃烧过程和颗粒运动特性, 为进一步建立和完善煤粉的熔渣及附壁模型奠定了基础. 结果表明:

(1) 计算模型和计算方法较好地模拟了欠氧状态下燃烧器内的温度分布、浓度分布和氮氧化物的生成, 采用改变近壁处的壁面函数和颗粒碰撞条件模拟壁面处的煤粉行为是可行的.

(2) 由于燃烧实验中壁面条件的改变及气流受热膨胀加速, 冷态下强旋流造成的多重回流流场结构在热态下减弱甚至部分消失.

(3) 煤粉燃烧大部分集中在燃烧器壁面附近, 大部分灰分可在燃烧过程中以熔渣的形式除去.

(4) 针对燃烧效率、液排渣效果及污染物排放三者间的平衡关系, 将燃烧器加大加长, 一次燃烧仍采用欠氧燃烧条件, 解决了低化学计量比下颗粒燃烧率不高及出口截面温度过高的问题, 同时保证了液排渣效果和 NO 的低排放.

符号表:

a	燃烧器内的化学计量比
A, B, C	壁面函数中的模型参数
C_{μ}	湍流模型参数
D	壁面函数中的特征厚度 (m)
k	湍流脉动动能 (m^2/s^2)
m	质量流量 (kg/s)

r	径向坐标 (mm)
S	方程源项
T	温度 (K)
u	壁面函数中与壁面平行方向的速度 (m/s)
u_τ	壁面函数中的切应力速度 (m/s)
u_w	壁面函数中的壁面速度 (m/s)
U	径向速度 (m/s)
V	切向速度 (m/s)
W	轴向速度 (m/s)
y	第一个网格内节点与壁面的距离 (m)
y_0^+	无量纲表面粗糙度
y_0	表面粗糙度 (m)
z	轴向坐标 (mm)
κ	壁面函数中的模型参数
θ	切向坐标 (rad)
μ	湍流粘度 [kg/(m·s)]
ρ	空气密度 (kg/m ³)
上标	
+	无量纲化
下标	
ad	空干基 air 空气
daf	干燥无灰基 coal 煤粉
Net	低位(发热量)

参考文献:

- [1] 贾明生, 陈恩鉴. 热煤气发生炉的能耗分析及其工业应用 [J]. 冶金能源, 2002, 21(6): 33-36.
- [2] 贾明生, 陈恩鉴. 水煤浆代油燃烧技术的特性及其适用领域 [J]. 工业加热, 2003, 32(1): 8-12.
- [3] 陈恩鉴, 林伯川, 阎常峰. 煤粉低尘燃烧技术 [J]. 节能与环保, 2002, 11: 21-23.
- [4] 毛健雄, 毛健全, 赵树民. 煤的清洁燃烧 [M]. 北京: 科学出版社, 1998. 251-280.
- [5] 蒋利桥, 陈恩鉴, 林伯川, 等. 新型煤粉燃烧器冷态流场特性和热态实验 [J]. 燃烧科学与技术, 2002, 8(4): 293-296.
- [6] 林伯川, 陈恩鉴, 阎常峰, 等. 煤粉低尘燃烧器热态实验研究 [J]. 工程热物理论, 2002, 23(4): 517-519.
- [7] 孙学信. 煤粉锅炉燃烧试验技术与方法 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2001. 413-449.
- [8] 周力行. 湍流气力两相流动和燃烧的理论及数值模拟 [M]. 北京: 科学出版社, 1994. 126-195.
- [9] 刘超群. 多重网格及其在计算流体力学中的应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1995. 1-64.
- [10] Launder B E, Spalding D B. The Numerical Computation of Turbulent Flows [J]. Comput. Methods Appl. Mech. Eng., 1974, 3: 269-289.
- [11] 郭印诚, 王希麟, 王德新, 等. 旋风炉内气相燃烧及两相流动的数值模拟 [J]. 燃烧科学与技术, 2000, 6(3): 189-194.
- [12] 林伯川. 煤粉低尘燃烧技术研究及其应用 [D]. 北京: 中国科学院力学研究所, 2001. 95-108.
- [13] 曾汉才. 大型锅炉高效低 NO_x 燃烧技术的研究 [J]. 锅炉制造, 2001, 3(1): 1-11.

Numerical Simulation of Burning Characteristics of the Novel Low-dust Slagging Combustor of Pulverized Coal

WANG Xiao-han^{1,2}, ZHAO Dai-qing², CHEN En-jian², HE Li-bo², CHEN Yong²

(1. Dept. Thermal Sci. & Energy Eng., University of Science and Technology of China, Hefei, Anhui 230027, China;

2. Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou, Guangdong 510640, China)

Abstract: The technology of pulverized coal low-dust slagging combustion, which is most suitable to small industrial furnaces, was introduced. Numerical method was used to simulate the burning characteristics of a $\phi 400$ mm combustor. In addition to selecting several proper models for gaseous flow, solid phase flow, coal combustion and NO emission, the behavior of coal particles near the wall was discussed. Based on these models, the two-phase flow and combustion characteristics in the combustor were analyzed in detail. The predicted temperatures and NO concentrations were compared with the experimental data from the combustor, and acceptable agreement was achieved. Based on the experimental data and computational analysis, the old slag combustor was modified because of some defects. The recent experimental results proved that the performance of the new combustor was much superior to old one at low stoichiometric ratio, offering the advantages of high carbon burning efficiency, not very high temperature at the rear of combustor, high slag-capturing efficiency and low NO emission. When stoichiometric ratio is about 0.8, NO concentration at the rear of combustor is about 400 mg/Nm³, which is much less than that in conventional cyclone combustors.

Key words: pulverized coal; burning characteristics; slag; low-dust combustion; numerical simulation