

300 MW 燃煤锅炉 O₂/CO₂、 烟气再循环燃烧的数值模拟

刘彦丰¹, 王建强², 梁秀俊¹, 高正阳¹

(1. 华北电力大学 能源与动力工程学院, 河北 保定 071003; 2. 中国核电工程有限公司 河北分公司, 河北 石家庄 050021)

摘要:以一台 300 MW 四角切圆煤粉锅炉为研究对象, 通过 ICEM 建立炉膛的三维结构框架及网格生成, 在 TASCFLOW 中选择合适的炉内湍流流动、燃烧与传热的数学模型, 进行煤粉在氧气体积比为 29% 时 O₂/CO₂ 气氛下燃烧过程的数值模拟。研究发现: 采用 O₂/CO₂ 均匀混合送入炉膛时, 煤粉的点火和燃烧较空气助燃时的状况有一定的延迟, 火焰中心和炉膛内的高温区有明显扩大的趋势, 火焰中心更接近炉膛中心, 且沿炉膛高度有所上移; 采用烟气再循环时, O₂ 直接送入炉膛有利于煤粉的点火和燃烧, 大大提高炉膛内的温度水平。

关键词:300 MW 锅炉; O₂/CO₂; 烟气再循环; 燃烧; 数值模拟
中图分类号: TK229.2 文献标识码: A

引 言

近年来, 世界上已有许多的研究机构和研究者开始对电站燃料烟气中 CO₂ 的收集和储存技术进行研究。在常规煤粉炉燃烧方式下, 烟气中的 CO₂ 含量较低, 使得分离过程复杂, 成本过高。组织煤粉在 O₂/CO₂ 混合气体中的燃烧, 能大幅度地提高燃烧产物中的 CO₂ 浓度, 使分离和捕集 CO₂ 的工艺相对简单, 且成本降低, 并可以大幅度减少, 甚至消除燃煤产生的其它污染物的排放, 实现大气污染物零排放^[1-4]。O₂/CO₂ 燃烧技术由 Home 和 Steinburg 于 1981 年提出, 美国阿贡国家实验室的研究证明, 只需将常规锅炉进行适当的改造即可采用此技术。加拿大政府的能源技术研究中心于 1994 年建成了一个 0.3 MW 的煤粉 O₂/CO₂ 燃烧半工业规模试验系统, 用以评价煤粉燃烧的火焰、传热与污染物的形成等特性。我国华中科技大学、浙江大学近年来也开展了对该项技术的研究, 研究内容主要集中在该煤粉燃烧技术中 SO_x 和 NO_x 的排放特性。

本研究以山东某电厂一四角切圆燃煤锅炉为原型, 采用了大型数值计算软件 CFX-TASCFLOW, 对其在 O₂/CO₂ 气氛下炉膛内的燃烧、传热和流动等过程进行

数值模拟研究, 分析了 O₂/CO₂ 气氛下煤粉的着火燃烧、炉膛内辐射力分布以及壁面热负荷分布等特点。

1 模拟对象

模拟的对象是由上海锅炉厂引进美国燃烧工程公司技术设计和制造的亚临界、中间再热、强制循环和燃煤汽包锅炉。该锅炉为单炉膛 II 型布置, 配有正压直吹式中速磨系统, 采用四角切圆燃烧, 直流摆动式燃烧器, 固态排渣, 锅炉的最大连续蒸发量为 1 025 t/h。炉膛断面尺寸为 11 790 mm×14 059 mm (深×宽), 整个炉膛的净高度为 43 700 mm。整组燃烧器设 5 层一次风喷口、7 层二次风喷口、一次风和二次风间隔布置, 其中顶部布置的二次风口为燃尽风, 用于控制 NO_x 的生成。锅炉及燃烧器的结构如图 1 所示。锅炉燃用煤粉颗粒的直径最小为 10 μm, 最大为 200 μm, 颗粒直径分布遵循 Rosin-Rammler 分布规律。锅炉的设计煤种为山东混合烟煤, 煤质分析如表 1 所示。

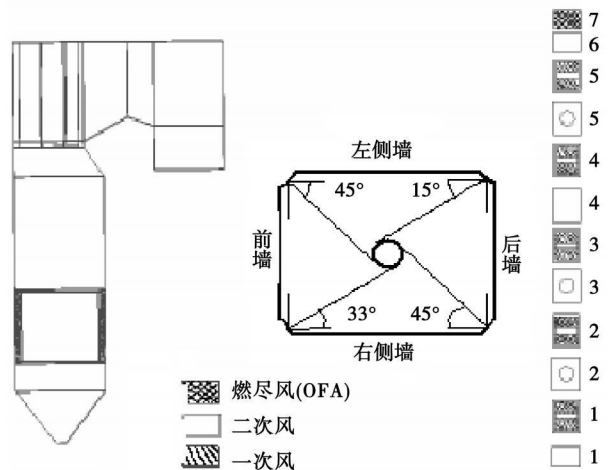


图 1 锅炉与燃烧器结构简图

表 1 燃用煤种的工业分析和元素分析

工业分析/ %				元素分析/ %				$Q_{\text{net,ar}}$ /MJ·kg ⁻¹
V _{ar}	A _{ar}	M _{ar}	C _{ar}	H _{ar}	S _{ar}	N _{ar}	O _{ar}	
24.65	27.59	8.6	50.85	3.38	2.03	0.88	5.77	22.8

2 网格划分、模型及边界条件的选取

2.1 网格划分

锅炉本体的构建基本采用原始数据, 以保持与实际锅炉结构基本一致, 仅对壁厚作了简化, 采用无壁厚的炉墙, 模拟空间从冷灰斗底部延伸到水平烟道尾部。考虑到屏式过热器对减小炉膛出口气流残余旋转有一定作用, 并且与炉膛中心高温烟气之间存在辐射换热过程, 故在炉膛本体结构图中添加了前、后屏。由于燃烧器区域的流动、传热、传质以及化学反应比较剧烈, 故将燃烧器所在区域网格划分得细密, 保证燃烧器出口处一、二次风在不同的网格中; 另外将燃烧器出口附近轴向的网格数增加, 这样不但可以避免伪扩散的影响, 而且可以更准确地模拟沿燃烧器出口区域的煤粉燃烧过程^{5~7}。本文中采用 ICEM 软件进行网格划分, 贴近壁面处网格加密, 最后生成的网格总数为 786 689, 如图 2 所示。

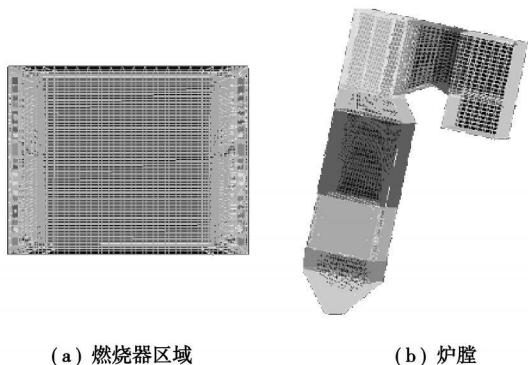


图 2 锅炉网格划分

2.2 计算模型

模拟过程中将气相和颗粒相分别采用不同的方法处理, 把气相作为连续介质, 在欧拉(Eulerian)坐标系中描述, 把煤粉颗粒相看作离散相物质, 在拉格朗日(Lagrangian)坐标系中描述, 并考虑两相之间的质量、动量和能量的相互作用^[8~11]。参考文献[12~14], 本文中气相湍流模型选用标准的 $k-\epsilon$ 双方程模型, 颗粒相的处理采用随机轨道模型, 煤粉颗粒热解选用单反应速率模型, 煤粉颗粒的燃烧选用动

力学-扩散表面反应模型, 炉膛内的辐射换热选用软件自带的 Diffusion Model for Radiation 模型。

2.3 边界条件的选取

模拟过程中所有的湍流壁面按统一方式处理, 处理为非渗透性的固定光滑壁面, 对于不同的区域根据具体的情况, 设不同的壁面温度值。壁面边界条件按无滑移条件取值, 对于气相流体近壁区域, 采用壁面函数近似。

3 模拟结果与分析

表 2 各工况的主要参数及风口投运情况

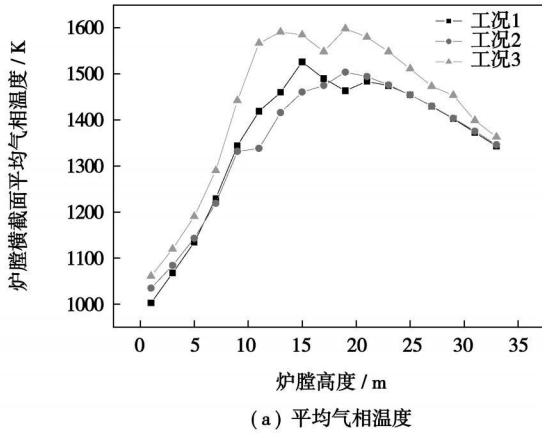
	工况 1	工况 2	工况 3
O ₂ /CO ₂ 体积比	空气	29/71	29/71
煤粉量/ kg·s ⁻¹	31.84	31.84	31.84
氧煤比	2.139	2.139	2.139
需要氧量/ kg·s ⁻¹	68.107	68.107	68.107
CO ₂ 量/ kg·s ⁻¹	0	227.647	227.647
总风量/ kg·s ⁻¹	292.306	295.754	295.754
总风量/ m ³ ·s ⁻¹	226.594	190.339	190.339
一次风风口投运情况	1, 2, 3, 4	1, 2, 3, 4	1, 2, 3, 4
二次风风口投运情况	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7	1, 2, 3, 4, 5	1, 2, 3, 4, 5
周界风风口投运情况	1, 2, 3, 4, 5	1, 2, 3, 4, 5	1, 2, 3, 4

参考文献[15], 氧气浓度为 29% 时的气相温度分布与空气助燃时的温度分布较接近, 选取氧气浓度为 29% 作为模拟时的氧气浓度。模拟过程分为 3 个工况进行, 工况 1 是在空气下的燃烧状况, 工况 2 为煤粉在 O₂/CO₂ 均匀混合下的燃烧状况, 工况 3 为烟气再循环方式, 将烟气作为一次风和部分二次风送入炉膛, 烟气中含有一定量残余的氧, 浓度与工况 2 炉膛出口烟气中的氧浓度相同, 将其余的纯氧当作周界风和部分二次风直接送入炉膛; 工况 2 和工况 3 中煤粉量、氧煤比与工况 1 相等。各工况的配风方式采用均等配风; 工况 1 的一次风占总风量的比例为 20%; 考虑到送粉的需要, 工况 2 和工况 3 的一次风量与工况 1 相同, 剩余的为二次风。各工况的主要参数及风口投运情况如表 2 所示, 各风口所投气体的含氧量情况如表 3 所示。

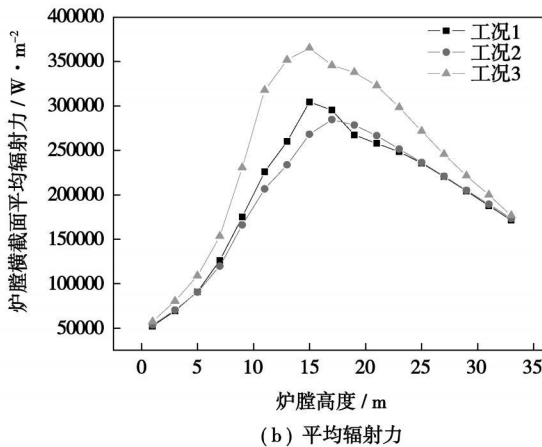
表 3 各工况中风口所投气体的含氧量 (%)

	一次风口	二次风口							周界风口
		1	2	3	4	5	6	7	
工况 1	空气	空气	空气	空气	空气	空气	空气	空气	空气
工况 2	29	29	29	29	29	29	无	无	29
工况 3	4.4	4.4	纯氧	4.4	4.4	4.4	无	无	纯氧

3.1 各工况下炉膛内的横截面平均气相温度分布特征



(a) 平均气相温度



(b) 平均辐射力

图 3 炉膛横截面平均参数分布

图 3(a)是工况 1~工况 3 中炉膛横截面平均气相温度的分布情况。从图中可以看出, 工况 2 的炉内气相温度水平与工况 1 相接近, 但峰值要略低于工况 1, 且峰值所在的位置比工况 1 滞后 4 m 左右, 这说明煤粉在 O₂/CO₂ 气氛下的燃烧有一定的延迟, 火焰中心有所上移; 工况 3 的炉内气相炉膛的温度水平则明显超过工况 1 和工况 2, 且出现两个峰值, 每个峰值温度都要明显高于工况 1, 第一个峰值所

在的位置大约在二次风口 2 所处的炉膛高度, 这说明 O₂ 的直接注入有利于煤粉的点燃, 同时不仅强化了炉膛局部煤粉的燃烧, 对整个炉膛内的温度水平的提高都有帮助。

3.2 各工况下炉膛内的横截面平均辐射力分布特征

图 3(b)是工况 1~工况 3 中炉膛横截面平均辐射力沿炉膛高度的分布情况。图中显示, 工况 2 的平均辐射力分布与工况 1 接近, 工况 3 则远远超过工况 1, 这说明辐射力主要还受炉内气相温度的影响; 同时与气相温度的分布特点相比, 工况 2 的辐射力的峰值低于工况 1, 滞后 2 m 左右, 比气相温度的滞后提前了 2 m, 工况 3 辐射力的峰值只出现了一个, 这表明辐射力不完全由气相温度控制。

3.3 各工况下炉膛中心的纵截面气相温度分布特征

图 4(a)~(c)是工况 1~工况 3 中炉膛纵截面温度分布图。比较(a)与(b), 可以发现: 对于炉内火焰中心最高温度, 工况 2 要比工况 1 低 150 °C 左右, 但工况 2 的炉内火焰中心有明显扩大的趋势, 且位置较工况 1 接近炉膛中心, 并沿炉膛高度有一定上移; 工况 2 炉膛内的高温区要明显大于工况 1 中的高温区。通过分析认为, CO₂ 具有较大的比热, 这使得在 O₂/CO₂ 气氛下炉内烟气的蓄热量增大, 温度水平有一定的下降, 煤粉点火延迟, 火焰传播速度减慢^[16~18]。比较(a)与(c)还发现: 工况 3 的炉内火焰中心最高温度要高于工况 1 400 °C, 且火焰中心的位置在燃烧器出口附近, 与工况 1 的位置相近, 这表明纯氧的直接注入有利于煤粉的点火和燃烧^[19]。

从图 4 中还可以发现, 由于高温区的扩大, 工况 2 中贴近水冷壁的位置温度要明显高于工况 1, 这可能会引起水冷壁上的结渣; 工况 3 的炉膛截面温度与工况 1 比较相像。因此, 工况 3 的配氧方式更适用于锅炉的设计和改造。

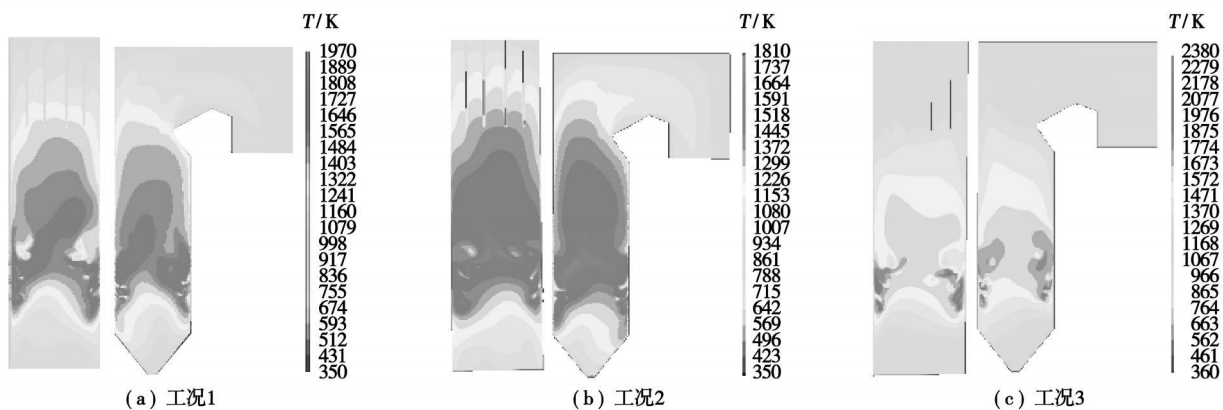


图 4 各工况炉膛中心的纵截面温度分布

3.4 各工况下炉膛不同壁面平均热流密度分布特征

图 5 是炉膛不同壁面的定义, 表 4 是各工况下不同壁面的平均热流密度比较。从表中可以发现, 工况 2 的热流密度与工况 1 相近, 而工况 3 则明显高于工况 1, 且最大值均出现在燃烧器区域, 这表明热流密度的大小主要由炉膛内的烟气温度决定。

表 4 各工况下不同壁面的热流密度 (W/m²)

	工况 1	工况 2	工况 3
壁面 1	66 836.16	81 259.4	91 201.42
壁面 2	57 077.87	67 365.16	84 436.67
壁面 3	163 788.2	163 421.9	236 363.5
壁面 4	240 572.9	207 296.6	372 795.8
壁面 5	181 202.7	183 319.5	234 876.9
壁面 6	114 963.8	116 185.5	130 506

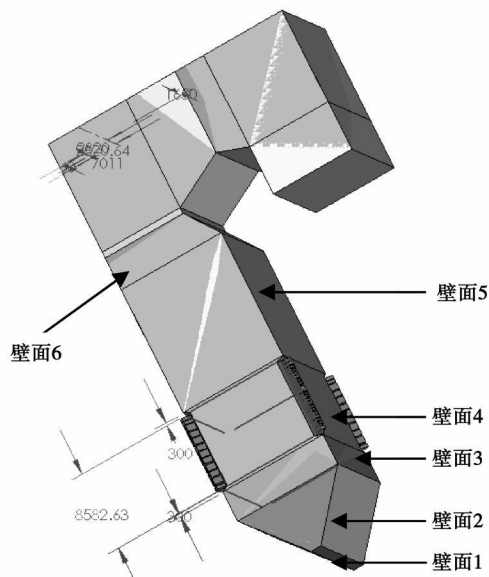


图 5 炉膛不同表面的定义

3.5 各工况下炉膛内煤粉颗粒轨迹的分布特征

图 6(a)~(c) 分别是工况 1~工况 3 炉内煤粉颗粒的运动轨迹图, 颗粒的颜色由颗粒中残留碳含量

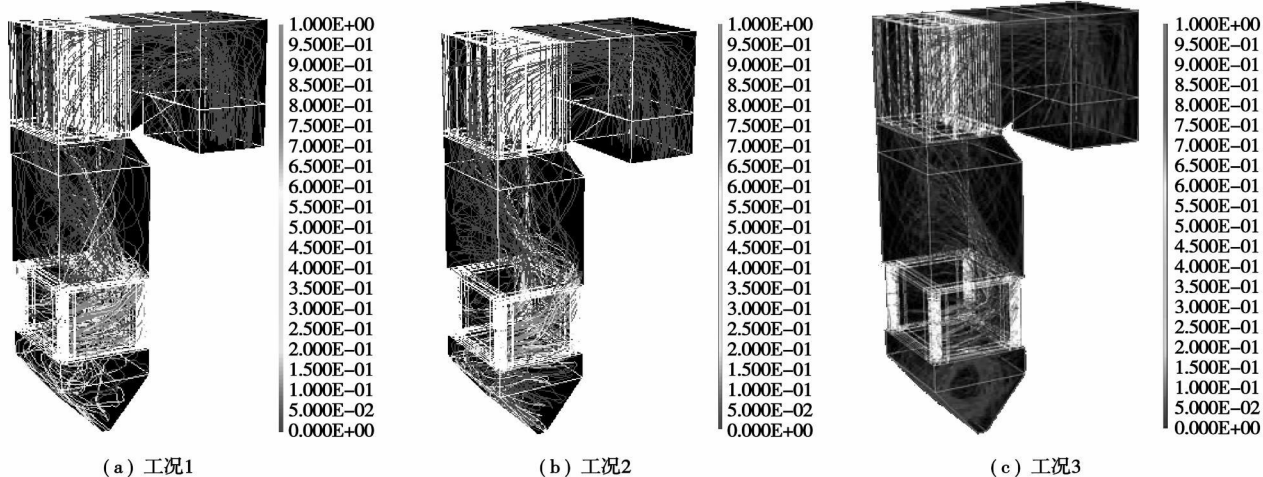


图 6 各工况中煤粉颗粒的运动轨迹

量的多少定义。煤粉的着火首先是挥发分的着火, 然后是焦炭的燃烧, 煤粉的燃尽过程主要取决于焦炭的燃尽速度, 而它与温度有着密切的关系。从图(b)中颗粒轨迹颜色来看, 在工况 2 中, 尽管煤粉颗粒的着火、燃烧有一定延迟, 但燃尽程度却是很好的, 甚至优于空气气氛下煤粉燃尽程度。分析认为, 工况 2 中高温区的扩大使得煤粉颗粒在高温区的停留时间增长, 有利于煤粉的燃尽。比较图(a)、(b)和(c), 可以发现: 工况 3 的煤粉燃尽程度虽然不如工况 2 好, 但与工况 1 相近, 是可以接受的。

最后, 通过分析计算, 在工况 1 中炉膛水平烟道出口平均截面烟温为 1 071.0 K, 工况 2 为 1 082.3 K, 工况 3 为 1 073.6 K, 工况 3 与工况 1 更接近, 进一步证明了采用烟气再循环方式更适用于煤粉锅炉 O₂/CO₂ 燃烧的设计和改造。

4 结 论

在对煤粉燃烧过程数值模拟研究的基础上, 选取了较为合适的数值模型以及边界条件, 对煤粉在空气及 29%O₂ 浓度下的 O₂/CO₂ 燃烧状况进行了模拟, 得到如下结果:

(1) O₂/CO₂ 均匀混合助燃时, 火焰中心和炉膛内的高温区有明显扩大的趋势; 火焰中心更接近炉膛中心, 且沿炉膛高度有一定上移。主要原因为: 一是在 O₂/CO₂ 气氛下, 煤粉的点火、燃烧都有一定的延迟; 二是 CO₂ 具有较大的比热, 炉内烟气的蓄热量增大。

(2) O₂ 的直接注入有利于煤粉的点燃, 同时强化了炉膛局部煤粉的燃烧, 对整个炉膛内的温度水平的提高都有帮助。

(3) 考虑到炉膛内气相温度分布、煤粉的点燃和燃烧以及炉膛出口烟温, 采用烟气再循环, 纯 O₂ 直接注入炉膛的方式更适用于现代电站锅炉 O₂/CO₂ 燃烧的设计和改造。

参考文献:

- [1] 阎维平. 洁净煤发电技术[M]. 北京: 中国电力出版社, 2002.
[2] 毛玉如, 骆仲泮, 王树荣, 等. 火电厂 CO₂ 排放降低和控制技术

研究[J]. 热力发电, 2003, 32(1): 39-41.

- [3] ZHENG LIGANG, TAN YEWEN, RICHARD POMALIS, et al. Integrated emissions control and its economics for advanced power generation systems // 31st International Technical Conference on Coal Utilization and Fuel Systems[C]. Florida: U S Department of Energy coal Technology Association, 2006. 89-100.
[4] WALL TEERY F. Combustion processes for carbon capture[J]. Proceeding of the Combustion Institute, 2007, 31(1): 31-47.
[5] 潘 维, 池作和, 斯东波, 等. 200 MW 四角切圆燃烧锅炉改造工况数值模拟[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(8): 110-115.
[6] 王志刚, 褚玉群, 陈昌和, 等. 四角切圆锅炉炉场伪扩散效应网格的研究[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(5): 22-28.
[7] 张 颖, 孙 锐, 吴少华, 等. 200 MW 旋流燃烧方式煤粉炉内燃烧试验和数值研究[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(8): 215-220.
[8] CHUI EDDY H, DOUGLAS MARK A, TAN YEWAN. Modeling of oxy-fuel combustion for a western Canadian sub-bituminous coal[J]. Fuel, 2003, 82(10): 1201-1210.
[9] 周 武, 庄正宁, 刘泰生, 等. 切向燃烧锅炉炉膛结渣问题的研究[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(4): 131-135.
[10] 郑楚光, 柳朝晖, 段学农, 等. 大型电站锅炉实际运行工况的数值预报[J]. 中国电机工程学报, 2000, 20(6): 79-83.
[11] 刘安源, 刘 石, 马玉峰, 等. 流化床锅炉热烟气点火过程的离散颗粒模拟[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(3): 120-124.
[12] 李永华, 陈鸿伟, 刘吉臻, 等. 800 MW 锅炉混煤燃烧数值模拟[J]. 中国电机工程学报, 2002, 22(6): 101-104.
[13] 周月桂, 章明川, 徐通模, 等. 四角切圆燃烧锅炉烟道烟速偏差的实验研究与数值模拟[J]. 中国电机工程学报, 2001, 21(1): 68-72.
[14] 王志刚, 张 海, 陈昌和, 等. 煤焦反应动力学参数对电站锅炉燃烧影响的数值研究[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(2): 20-24.
[15] 刘彦丰. 煤粉在高浓度 CO₂ 下的燃烧与气化[D]. 保定: 华北电力大学, 2001.
[16] BUHRE B J P, ELLIOTT L K, SHENG C D, et al. Oxy-fuel combustion technology for coal-fired power generation[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2005, 31(4): 283-307.
[17] KIMURA N, OMATA K, KIGA T, et al. The characteristics of pulverized coal combustion in O₂/CO₂ mixture for CO₂ recovery[J]. Energy Conversion and Management, 1995, 36(6-9): 805-808.
[18] KIGA T, TAKANO S, KIMURA N, et al. Characteristics of pulverized coal combustion in the system of oxygen/ recycled flue gas combustion[J]. Energy Conversion and Management, 1997, 38(Supplement 1): 129-134.
[19] NOZAKI TOMOHIRO, TAKANO SHINICHI, KIGA TAKASHI. Analysis of the flame formed during oxidation of pulverized coal by an O₂-CO₂ mixture[J]. Energy, 1997, 22(2-3): 199-205.

(编辑 滨)

The exergy optimization analysis of an endo-reversible Joule-Brayton power-and-heating cogeneration system has been performed by using the theory of thermodynamics optimization. Established was the target function of a total exergy with system design parameters serving as variables, and introduced was an equivalent temperature for calculating the exergy of a heat recovery device in its heat transfer process. The exergy efficiency and optimum design parameters of the power-and-heating cogeneration system at a maximum non-dimensional total exergy were obtained, and the influence of various parameters on the system exergy performance was also discussed. By adopting a numerical analytic method, obtained were a maximum non-dimensional total exergy and optimization relationship between the corresponding exergy efficiency and other parameters. It has been found through an analysis that the system performance does not exhibit a monotone tendency of variation with the power-heating ratio. Within the range satisfying the demand of heat-users and for a given heat-user temperature parameter, it is possible to enhance the exergy performance of the power-and-heating cogeneration system by increasing the system circulating temperature ratio. The endo-reversible Joule-Brayton power output model represents a special case of the model for endo-reversible Joule-Brayton power-and-heating cogeneration cycles. **Key words:** power and heating cogeneration, total exergy, exergy efficiency, optimization

300 MW 燃煤锅炉 O₂/CO₂、烟气再循环燃烧的数值模拟 = **Numerical Simulation of O₂/CO₂ Recycled Flue Gas Combustion in a 300 MW Boiler** [刊, 汉] / LIU Yan-feng, LIANG Xiu-jun, GAO Zheng-yang (College of Energy Source and Power Engineering, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003), WANG Jian-qiang (Hebei Subsidiary of China Nuclear Power Engineering Co. Ltd., Shijiazhuang, China, Post Code: 050001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(2). — 177 ~ 181

With a 300 MW tangentially corner-fired pulverized coal boiler serving as an object of study, the three-dimensional framework and mesh generation of a furnace was established by using software ICEM. A proper mathematical model for in-furnace turbulent flows, combustion and heat transfer was chosen in TASCFLOW to numerically simulate the pulverized-coal combustion process in O₂/CO₂ atmosphere at a volumetric ratio of oxygen assessed at 29%. It has been found that when the mixture of O₂/CO₂ was uniformly fed into the furnace, the pulverized-coal ignition and combustion will be delayed to a definite extent as compared with the case characterized by the presence of combustion-supporting air. The high-temperature zone in the flame center and furnace tends to be expanded conspicuously with the flame center being located more close to the furnace center and somehow moving upward along the furnace height. When the flue gas is recycled, oxygen is directly fed into the furnace, which would be favorable for the pulverized-coal ignition and combustion, greatly increasing the temperature in the furnace. **Key words:** O₂/CO₂, flue gas recirculation, 300 MW boiler, combustion, numerical simulation

5 000 t/d 干法水泥线余热发电热工参数的计算分析 = **Calculation Analysis of the Thermotechnical Parameters of a Waste-heat Power Generation System in a 5 000 t/d Dry-method Cement Production Line** [刊, 汉] / DONG Chen, ZHAO Qin-xin, ZHOU Qu-lan, et al (College of Energy Source and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(2). — 182 ~ 187

For a 5 000 t/d new type dry-method cement kiln system, a pure low-temperature dual-pressure waste-heat power generation system was designed, and a theoretical calculation analysis of various parameters of the system, performed. Obtained was a law governing the influence on the power generated by the system by the following items: main steam temperature and pressure, feedwater temperature, high-pressure node temperature difference and approach point temperature difference, low-pressure steam temperature and pressure, low-pressure node temperature difference and approach point temperature difference as well as system feedwater temperature within the system mentioned earlier. The calculation results show that a relatively large number of factors have a bearing on the power generated by the cement kiln waste-heat power generation system. When a waste-heat power generation system is being designed, its power generated and cost-effectiveness