

高温低热值煤气燃烧器结构优化的实验研究

李 鲲, 王 剑, 张世红, 陈汉平

(华中科技大学 煤燃烧国家重点实验室 湖北 武汉 430074)

摘 要: 对一种高温低热值煤气燃烧器进行了改进和优化设计, 在低热值煤气管内增加了中心管, 并将原燃烧器空气管的渐缩喷口改成渐扩喷口, 去掉煤气管的渐缩喷口。对比优化前后燃烧器的热态实验数据, 结果表明: 改进后燃烧器能持续稳定燃烧以 CH_4 和 N_2 配制的热值为 3.9 MJ/m^3 和以 CO 和 N_2 配制的热值为 4.0 MJ/m^3 且预热温度均为 660°C 的低热值煤气, 火焰稳定不脱火; 而原燃烧器仅能燃烧热值大于 16.31 MJ/m^3 、预热温度为 660°C 的低热值煤气, 且火焰不稳定根部出现严重的脱火现象。

关 键 词: 燃烧器; 高温低热值煤气; 预热温度; 火焰特性

中图分类号: TK223.2

文献标识码: A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2014.06.019

引 言

国内现有的流化床高温烟气技术, 主要是采用沸腾炉进行直接燃煤或气化后燃烧的方式, 由于存在煤种灰熔点低时, 当产生高于 1200°C 烟气时, 烟灰易结焦的问题, 严重制约了它的应用范围。本研究是通过将流化床高温烟气炉技术与劣质煤煤气化技术相结合, 在理论上解决流化床高温烟气炉产生的高温烟气不能超过 1200°C 这一瓶颈^[1]。这项技术将在回转窑等水泥工业中产生巨大经济效益。

低热值煤气面临的最大问题是燃烧不稳定、着火困难、燃烧效率偏低等^[2-3], 而采用预热的方式可以稳定低热值煤气的燃烧和提高最终烟气的温度, 该工艺中低热值煤气 (4 MJ/m^3) 和含氧烟气 (含氧率 16%) 预热温度最高可达 900°C 。因此两股气流送入燃烧室燃烧之前不允许混合, 否则低热值煤气会发生回火甚至爆炸。这决定了低热值煤气和含氧烟气的燃烧不能采用预混式, 只能采用扩散式燃烧。

本研究对文献 [4] 所提出的高温低热值煤气燃

烧器进行了热态模化实验, 并对原燃烧器 (如图 1 所示) 内部结构进行了改进和优化, 对比分析了两种燃烧器的燃烧效果, 并进一步分析了过量空气系数对优化后燃烧器燃烧效果的影响。

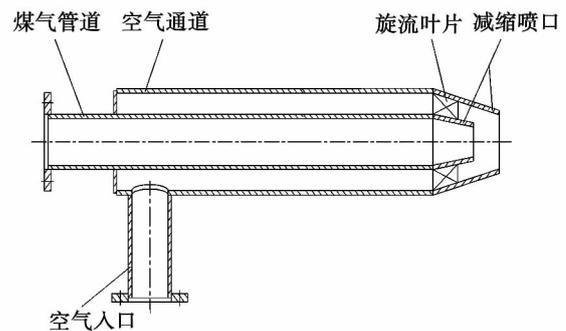


图 1 原型燃烧器结构图

Fig. 1 Structural drawing of the prototype burner

1 实验系统及实验装置

实验系统包括低热值煤气配制系统、含氧烟气配制系统、预热系统、燃烧器、燃烧室、尾部换热器、温度检测及显示系统和数码相机, 具体实验系统图如图 2 所示。

燃烧器安放在燃烧室进口封板上, 封板的孔口和燃烧器结合处用保温材料和耐火材料填实, 燃烧器喷口的中心线和燃烧室中心线保持重合。在燃烧室侧面与燃烧器喷口垂直的地方有一个 $\Phi 50 \text{ mm}$ 的点火孔, 可以插入火炬给燃烧器点火。在点火孔左侧有一个 $100 \text{ mm} \times 400 \text{ mm}$ 的长方形开口, 用双层石英玻璃封闭, 可以方便观察火焰形状并拍照。

收稿日期: 2014 - 01 - 21; 修订日期: 2014 - 05 - 15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51021065); 国家重点基础研究专项经费项目 (2010CB227003)

作者简介: 李 鲲 (1985 -), 男, 湖北武汉人, 华中科技大学硕士研究生。

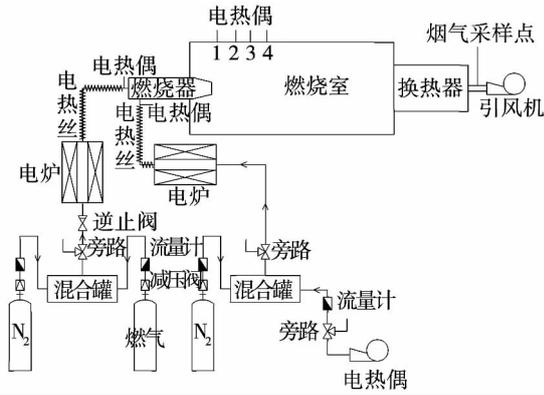


图 2 热态实验系统图

Fig. 2 Hot-state test system diagram

主要实验设备和测量仪器: 空气压缩机, 型号 RAH-10, 产气量 $0.84 \text{ m}^3/\text{min}$; K 型热电偶, 测温范围 $0-1000 \text{ }^\circ\text{C}$, 从左到右序号依次为 T_1-T_6 ; 空气转子流量计, 型号 LZB-15, 测量范围分别为 $1-10 \text{ m}^3/\text{h}$ 和 $1.2-12 \text{ m}^3/\text{h}$; 氮气流量计, 型号 LZB-10, 测量范围为 $0.6-6 \text{ m}^3/\text{h}$; 二氧化碳流量计, 型号 LZB-10, 测量范围为 $0.1-1 \text{ m}^3/\text{h}$; 电炉功率分别为 3.3 kW 和 3.7 kW , 升温极限值 $950 \text{ }^\circ\text{C}$; 管道保温电热丝, 升温极限值为 $750 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

2 原型燃烧器热态实验分析

为考察原型燃烧器低热值煤气的燃烧情况, 采用 CH_4 混合 N_2 的方式配制煤气, 具体的实验工况如表 1 所示。工况 1 下的煤气热值为 $16.31 \text{ MJ}/\text{m}^3$, 工况 2 下的煤气热值为 $22.42 \text{ MJ}/\text{m}^3$, 两工况下煤气均能燃烧, 但都出现了严重的脱火现象, 热值越小脱火距离越大, 如图 3(A\C) 所示; 火焰形状小且不稳定, 如图 3(B\D) 所示。在实验过程中发现, 甲烷流量稍有减小, 工况 1 下的火焰立即熄灭, 说明该燃烧器无法稳定燃烧热值处于 $16.31 \text{ MJ}/\text{m}^3$ 以下的煤气。

分析原因, 一方面是因为燃烧器出口处流场没有形成中心回流区, 不利于火焰根部的着火燃烧和稳燃, 容易出现脱火现象, 特别是对于低热值煤气。另一方面是因为燃烧器出口是一个渐缩喷口, 使得气流速度在燃烧器出口处达到最大值, 超过了低热值煤气燃烧火焰的传播速度, 导致了严重的脱火现象。

表 1 甲烷和氮气混烧实验工况

Tab. 1 Test conditions for blended combustion of CH_4 and N_2

实验工况	工况 1	工况 2
甲烷流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	0.25	0.50
氮气流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	0.30	0.30
混合煤气温度/ $^\circ\text{C}$	630	630
混合煤气出口速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	3.15	4.57
空气流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	8	8
空气预热温度/ $^\circ\text{C}$	574	574
空气出口速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	12.52	12.52
过量空气系数	3.36	1.68

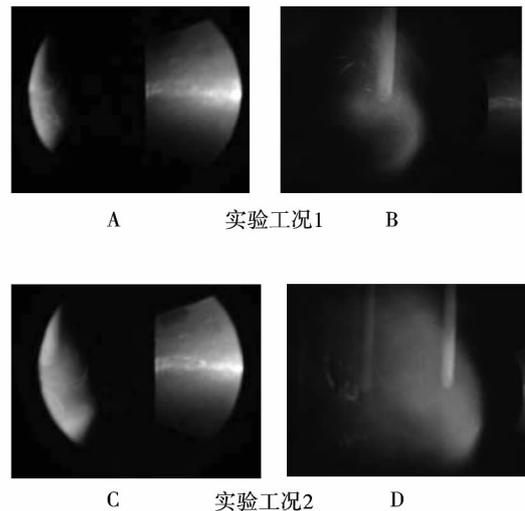


图 3 甲烷混合氮气燃烧火焰图像

Fig. 3 Flame image of burning a mixture of CH_4 and N_2

3 原燃烧器结构改进和优化

原燃烧器存在煤气和空气混合效率低、易脱火的问题, 不能稳定燃烧热值在 $16.31 \text{ MJ}/\text{m}^3$ 以下煤气。燃烧器的改进目标是提高煤气和空气混合效率、提高火焰根部温度、优化喷口处流场。因此对此次实验的燃烧器结构进行了改进和优化, 燃烧器结构的改变可以调整非预混燃烧中低热值煤气和含氧烟气的混合程度和燃烧速度^[5], 以适应更低热值煤气的稳定燃烧。

首先, 为提高气流动出口的旋流强度, 增强低热值煤气和含氧烟气的混合效果, 主要优化方法是将旋流叶片到燃烧器喷口的距离减少 8 mm , 叶片的倾斜角度和数量不变; 其次, 在煤气管中心设置一个中心

管易于在燃烧器出口形成中心回流区;最后,将燃烧器的渐缩喷口改成渐扩喷口,扩口角度设计为 10° 。一方面渐扩喷口可以减小燃烧器出口速度,另一方面可以起到一个稳燃罩的作用,保证火焰根部有高温辐射而能稳定着火燃烧,防止脱火^[6]。改进后燃烧器具体结构如图4所示。

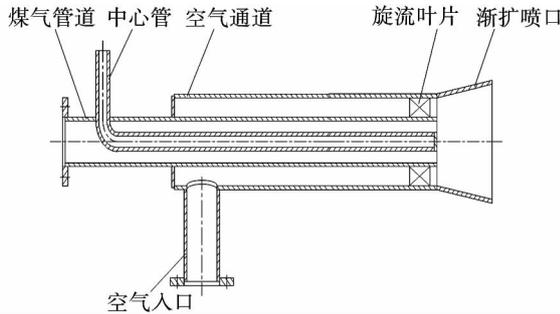


图4 优化后燃烧器结构图

Fig. 4 Structural drawing of the burner after optimization

4 优化后燃烧器热态实验分析

4.1 模型气体 CH_4 混合 N_2 的燃烧特性

为考察优化后燃烧器对更低热值煤气的燃烧效果,煤气低位热值设定为 3.9 MJ/m^3 ,比实际工艺的煤气热值 4.125 MJ/m^3 更低^[1]。含氧烟气采用空气混合 N_2 的方式配得,含氧率在 16% 到 17% 之间,与含氧烟气的实际含氧率相当。具体实验工况如表 2 所示。

表2 燃烧器优化后的甲烷混合氮气热态实验工况
Tab. 2 Hot-state test conditions for burning a mixture of CH_4 and N_2 after optimization of the burner

实验工况	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5	工况 6	工况 7
煤气(CH_4) / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
煤气(N_2) / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	4.1	4.1	4.1	4.1	4.1	4.1	4.1
煤气温度 / $^\circ\text{C}$	661	658	655	659	661	665	662
煤气速度 / $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	13.84	13.80	13.75	13.81	13.84	13.90	13.86
过量空气系数	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4
含氧烟气(空气) / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	3.8	4.3	4.8	5.2	5.7	6.2	6.7
含氧烟气(N_2) / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5
含氧烟气温度 / $^\circ\text{C}$	605	606	610	613	610	607	609
含氧烟气速度 / $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	3.55	4.01	4.48	4.87	5.31	5.75	6.21

通过实验发现,优化后燃烧器能稳定燃烧以

CH_4 配制的热值为 3.9 MJ/m^3 、预热温度为 $660 \text{ }^\circ\text{C}$ 低热值煤气,含氧烟气的预热温度为 $610 \text{ }^\circ\text{C}$ 左右。低热值煤气燃烧过程没有出现脱火现象,证明优化后燃烧器结构更合理,效果明显。

图5 是不同工况下低热值煤气燃烧的火焰图像,从图中可以看出,随着过量空气系数的增大,火焰长度逐渐变长,火焰根部宽度变大,从热电偶的烧红程度和亮度可知火焰区范围扩大,温度升高。此外,火焰形状不对称,均出现了往上偏斜现象,这是由于燃烧器加工时,内部叶片的间距没能均匀布置,导致含氧烟气出口速度分布不均。

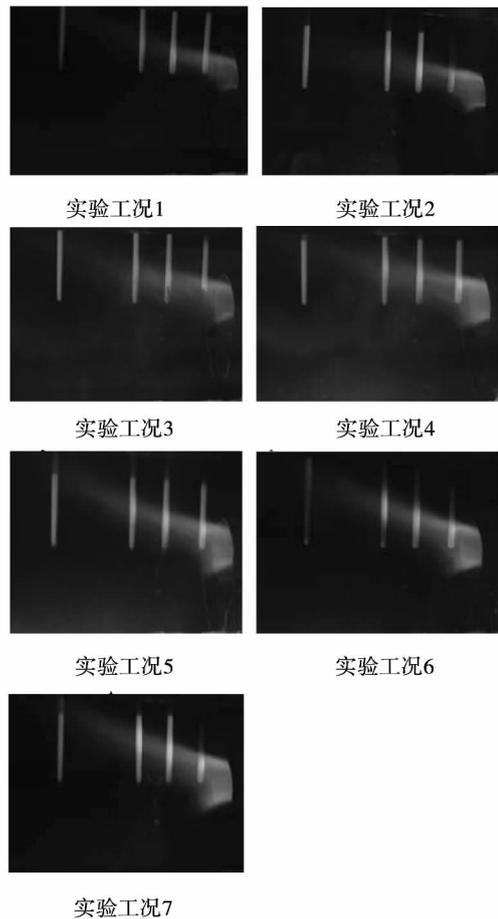


图5 不同过量空气系数下低热值煤气燃烧火焰图

Fig. 5 Flame image of burning coal gas with a low heating value under different excess air ratios

图6 是中心轴线温度随不同过量空气系数的变化图,图中最高温度为 1073 K 。随着过量空气系数增大,中心轴线处整体温度呈上升趋势,这是由于燃烧强度加大和含氧烟气带入了更多物理热。1 号和

2 号热电偶在火焰区 温度较高, 由于火焰长度的变化 2 号热电偶温度出现不规则变化。此外火焰偏转 使 3 号和 4 号热电偶脱离了火焰区, 以及耐火材料的吸热使得这两处的温度急剧下降, 之后热电偶温度趋于稳定。

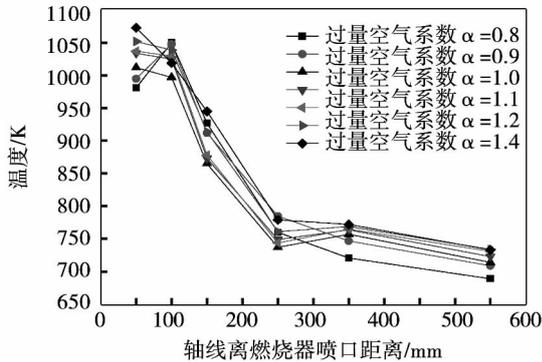


图 6 中心轴线温度随 α 变化情况

Fig. 6 Changes of the temperature in the centerline axis with the excess air ratio α

燃烧实验过程中对尾气进行了检测计算, 采用质量守恒原理计算了煤气的燃烧效率, 具体结果如图 7 所示。从图中可知 随着过量空气系数的增大, CO_2 的浓度先增加后减小, O_2 浓度和燃烧效率一直增加。这是由于过量系数增大, O_2 的供给量越来越大, 尾气中未反应的 O_2 浓度也持续增加。

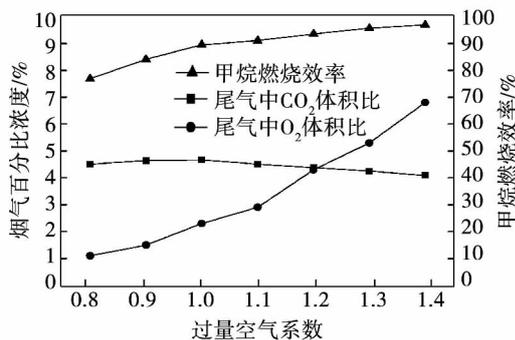


图 7 烟气浓度和燃烧效率随 α 变化情况

Fig. 7 Changes of the flue gas concentration and combustion efficiency with the excess air ratio α

CO_2 的浓度在过量空气系数等于 1.0 时出现最大值, 在这之前, CO_2 浓度随着过量空气系数的增加而增加, 这是由于供氧越来越充分, 燃烧反应得到强化所致。当过量空气系数大于 1.0 后, CO_2 浓度开始降低, 主要是过量的含氧烟气对尾气的稀释作用。

对于非预混煤气燃烧器, 提高过量空气系数, 可以明显提高煤气和 O_2 的混合机率, 使燃烧更加完全, 从而提高煤气的燃烧效率, 通过计算得出最高燃烧效率为 96.8%。

4.2 模型气体 CO 混合 N_2 的燃烧特性

由于实际工艺的低热值煤气主要可燃成分是 CO, 且单位体积 CO 完全燃烧所需空气量是单位体积 CH_4 完全燃烧的四分之一, 所以相同工况下, 用 CO 配制的低热值煤气与含氧烟气的速度比比用 CH_4 配制的低热值煤气与含氧烟气的速度比大 25%。因此, 为考察改进后的燃烧器对实际工艺产生的低热值煤气的燃烧效果, 逐采用 CO 和 N_2 配制热值为 4.0 MJ/m^3 的煤气。具体实验工况如表 3 所示。

表 3 一氧化碳混合氮气热态实验工况

Tab. 3 Hot-state test conditions for burning a mixture of CO and N_2

实验工况	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5	工况 6	工况 7
煤气(CO) / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25
煤气(N_2) / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7	2.7
煤气温度/ $^{\circ}\text{C}$	664	662	659	660	658	661	662
煤气速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	11.93	11.90	11.86	11.87	11.85	11.89	11.90
过量空气系数	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4
含氧烟气(空气) / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	2.4	2.7	3.0	3.3	3.6	3.9	4.2
含氧烟气(N_2) / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	0.6	0.7	0.75	0.8	0.9	1.0	1.05
含氧烟气温度/ $^{\circ}\text{C}$	608	609	609	608	607	605	607
含氧烟气速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	2.27	2.58	2.84	3.10	3.40	3.70	3.97

通过实验发现, 改进后燃烧器能稳定燃烧以 CO 配制的热值为 4.0 MJ/m^3 、预热温度为 $660 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右的低热值煤气, 含氧烟气的预热温度为 $607 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右。燃烧能持续稳定进行, 火焰没有出现脱火现象, 而且火焰形状更符合的要求。证明改进后燃烧器的结构对实际工艺产生的低热值煤气更适合, 更合理。

图 8 是不同工况下以 CO 配制的低热值煤气燃烧的火焰图像, 从图中可以看出, 火焰形状比较对称, 虽然出现了火焰稍稍上偏的现象, 但是比以甲烷配制的低热值煤气燃烧火焰改善很多。主要原因是用 CO 配制的煤气与含氧烟气的速度比增大, 中心煤气的直流风增强, 含氧烟气的旋流风对火焰形状的影响变弱。

图 9 是中心轴线温度随不同过量空气系数的变

化图,图中最高温度为 1 027 K,温度不高主要是由于燃烧室空间热负荷过小。随着过量空气系数的增大,中心轴线处整体温度是上升的,这是由于燃烧强度的加大和含氧烟气带入了更多的物理热。1 号和 2 号热电偶在火焰核心区,温度较高,而由于 3 号热电偶在火焰区边缘,温度较 1 号 2 号降幅较大。之后由于燃烧室的吸热散热,尾气温度逐步降低。

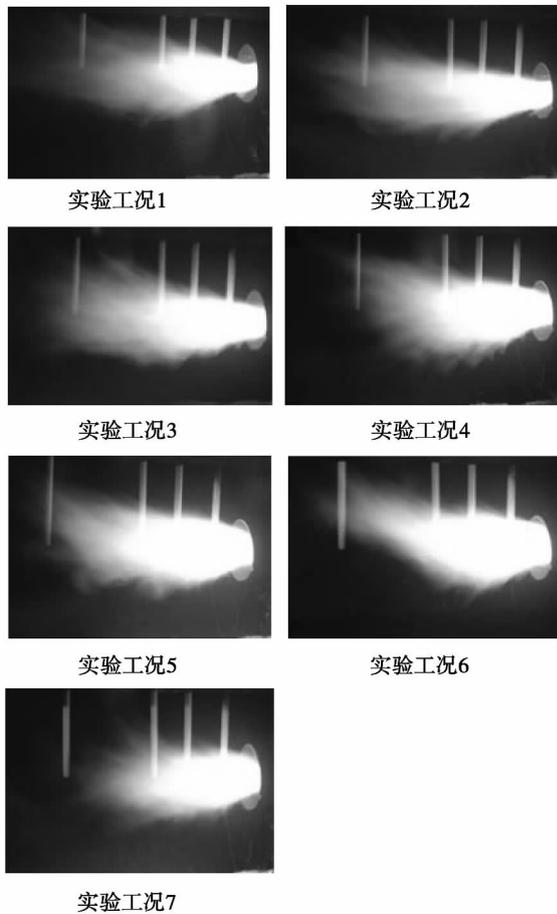


图 8 不同过量空气系数下低热值煤气燃烧火焰图

Fig. 8 Flame image of burning coal gas with a low heating value under different excess air ratios

同样对燃烧实验过程中的尾气进行了测量,并计算了低热值煤气的燃烧效率,具体实验结果如图 10 所示。从图中可以看出,随着过量空气系数增大,CO₂的浓度先增加后减小,O₂浓度和燃烧效率一直增加,与 CH₄配制的低热值煤气燃烧规律相同,而最高燃烧效率为 94.6%,比以 CH₄配制的低热值煤气燃烧效率略低。

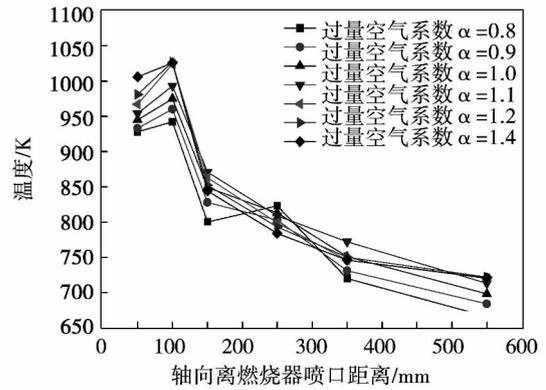


图 9 中心轴线温度随 α 变化情况

Fig. 9 Changes of the temperature in the centerline of the axis with the excess air ratio α

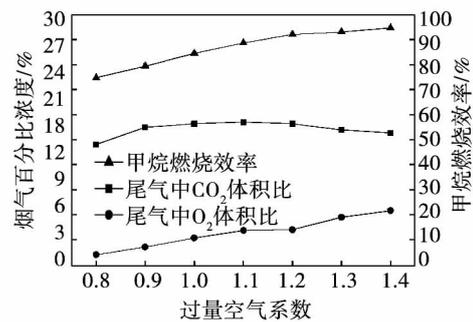


图 10 烟气浓度和燃烧效率随过量空气次数 α 变化情况

Fig. 10 Changes of the flue gas concentration and combustion efficiency with the excess air ratio α

5 结 论

(1) 原型燃烧器能燃烧以 CH₄ 和 N₂ 配制的热值为 16.31 MJ/m³、预热温度为 630 °C 的煤气,空气预热温度为 574 °C,但燃烧火焰出现了严重的脱火现象,火焰非常不稳定,易熄灭。该结构燃烧器不能稳定燃烧更低热值煤气。

(2) 优化后燃烧器能稳定燃烧以 CH₄ 和 N₂ 配制的热值为 3.9 MJ/m³ 的低热值煤气,氧化剂为含氧率 17% 左右的含氧烟气,低热值煤气和含氧烟气预热温度分别为 660 °C 左右和 610 °C 左右。燃烧过程未出现脱火现象,优化后燃烧器燃烧性能远优于原型燃烧器。

(3) 优化后燃烧器燃烧以 CH₄ 和 N₂ 配制的低热值煤气时,随着过量空气系数的增大,燃烧室整体

温度上升,火焰长度逐渐增加,尾气中 CO_2 的浓度先增加后减小, O_2 浓度和燃烧效率一直增加,其最高燃烧效率为 96.8%。

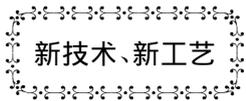
(4) 改进后燃烧器能稳定燃烧以 CO 和 N_2 配制的热值为 4.0 MJ/m^3 的低热值煤气,氧化剂为含氧率 17% 左右的含氧烟气,低热值煤气和含氧烟气预热温度分别为 $660 \text{ }^\circ\text{C}$ 左右和 $607 \text{ }^\circ\text{C}$ 左右。燃烧过程未出现脱火现象,火焰形状更合理,改后燃烧器结构更适合实际工艺提供的低热值煤气和含氧烟气。

(5) 改进后燃烧器燃烧以 CO 和 N_2 配制的低热值煤气时,随着过量空气系数的增大,燃烧室整体温度上升,火焰长度逐渐变短,外侧火焰宽度变窄,尾气中 CO_2 的浓度先增加后减小, O_2 浓度和燃烧效率一直增加,其最高燃烧效率为 94.6%。

参考文献:

- [1] 陈小琛. 流化床超高温烟气生产工艺及燃烧器模拟研究[D]. 广州: 华中科技大学 2008.
CHEN Xiao-chen. Ultra-high temperature flue gas production process and simulation study of its burners[D]. Guangzhou: Central China University of Science and Technology 2008.
- [2] Shuhn-Shyurng Hou, Chien-Ying Lee, Ta-Hui Lin. Efficiency and emissions of a new domestic gas burner with a swirling flame[J]. Energy Conversion and Management 2007 48: 1401 - 1410.
- [3] LIZhengqi, SUN Rui. Effect of primary air flow types on particle distributions in the near swirl burner region[J]. Fuel 2002 81: 829 - 835.
- [4] 严 阵. 低热值高温煤气燃烧器流场冷态试验模拟研究[D]. 武汉: 华中科技大学 2011.
YAN Zhen. Cold-state experimental study and simulation research of the flow field in a low heating value and high temperature coal gas burner[D]. Wuhan: Central China University of Science and Technology 2011.
- [5] James F. Driscoll. Turbulent premixed combustion: Flamelet structure and its effect on turbulent burning velocities[J]. Progress in Energy and Combustion Science 2008 34 (1): 91 - 134.
- [6] 成志建. 大功率双旋流燃烧器的设计[J]. 工业锅炉, 2008, (06): 25 - 27.
CHENG Zhi-jian. Design of a high power dual-swirling burner[J]. Industrial Boiler 2008 (06): 25 - 27.

(陈 滨 编辑)



新技术、新工艺

845 MW 电站每年减少水费超过 300 万美元

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2014.06.020

据《Gas Turbine World》2014 年 5 - 6 月刊报道,GE 公司借助于先进的水处理系统,特纳斯卡盖特韦 845 MW 天然气联合循环电站从 2010 年以来每年已经节省超过 320 万美元的运行费用,并显著减少了水处理介质的使用量和费用。

从 2010 年起,已经提高了现有主要净水器的离子交换技术。余热锅炉和冷却塔用水也已经过处理。

GE 宣称将更少使用水处理介质,这有利于防止水质降低,并避免补充处理。该电站不需要常用再生除盐装置,这使回到环境中的已处理水减至最少,从而节省了开支。

特纳斯卡盖特韦天然气联合循环电站位于得克萨斯州腊斯克镇附近,由 3 台 Fr7FA 燃气轮机、3 台余热锅炉和 1 台 GE 汽轮机组成。

(吉桂明 摘译)

单压制冷系统中变截面管气泡泵的实验分析 = **Experimental Analysis of a Variable Cross Section Tube Bubble Pump in an Einstein Refrigeration System** [刊, 汉] CHEN Yong-jun, LIU Dao-ping, ZHAO Rong-xiang, LU Yin-zhe (Refrigeration Technology Research Institute, Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014, 29(6). - 671-675

In order to broaden the domain under investigation in bubble pumps and their application range and solve the problems concerning the low efficiency of bubble pumps and ineffective utilization of low grade energy sources etc., proposed was a novel continuous converging type variable cross section tube (the inner diameter gradually changes from 11 mm to 8 mm) bubble pump device and experimental analysis was made of its lifting performance. With water at a normal pressure and the temperature of 100 °C serving as the working medium, the influence of various heating powers and immersing ratios on the lifting efficiency of a liquid was studied. Moreover, the lifting performance of the variable cross section tube bubble pumps was contrasted with those of straight tube bubble pumps having an inner diameter of 10 mm and 9 mm. It has been found that when the heating power falls in a range from 200 to 650 W and the immersing ratio is 0.4, the lifting efficiency of the variable cross section tube bubble pump can increase by 8.2% at the most outside, indicating that the variable cross section tube bubble pump boasts a relatively high lifting edge and the heating power is relatively low, capable of fully accommodating to low grade heat sources and having an importance significance for expanding the scope for utilizing energy sources and enhancing the performance of Einstein refrigerating machines. **Key Words:** Einstein cycle, bubble pump, variable cross-section tube, lifting efficiency

高温低热值煤气燃烧器结构优化的实验研究 = **Experimental Study of the Structural Optimization of a High Temperature Low Heating Value Coal Gas Burner** [刊, 汉] LI Kun, WANG Jian, ZHANG Shi-hong, CHEN Han-ping (National Key Laboratory on Coal Combustion, Central China University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014, 29(6). - 676-681

A high temperature low heating value coal gas burner was improved and optimization designed and a central tube was additionally mounted inside the low heating value coal gas tube with the converging spout on the air tube of the original burner being changed to a diverging one and the converging spout on the coal gas tube being removed. A contrast of the hot state test results of the burner before and after the optimization shows that the improved burner can sustainably and stably burn the fuel prepared by CH₄ and N₂ with its heating value being 3.9 MJ/Nm³ and the heating value of the fuel prepared by CO and N₂ being 4.0 MJ/Nm³, of which the preheating temperatures of the low

heating value coal gases are all 660 °C. The flame is stable and cannot be blown off. However, the prototype burner can only burn the low heating value coal gases with their heating values being greater than 16.31 MJ/Nm³ and the preheating temperature being 660 °C. Furthermore, the flame is unstable and serious flame-out phenomena occur at the root of the flame. **Key Words:** burner, high temperature low heating value coal gas, preheating temperature, flame characteristics

水力旋流器分离石膏浆液的试验研究 = **Experimental Study of a Hydrocyclone in Separating Gypsum Slurry** [刊 汉] ZHANG Xian-chen, WANG Hai-quan, LU Xiao-feng (National Key Laboratory on Low Grade Energy Source Utilization Technology and Systems, Chongqing University, Chongqing, China, Post Code: 400030) ZHENG Xian-guo (Hangzhou Yunzhong Electric Power Science and Technology Co. Ltd., Hangzhou, China, Post Code: 310000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014 29(6) . - 682 - 687

In the light of such problems as the underflow concentration being excessively low in engineering applications of gypsum hydrocyclones and the classification precision being poor, from the angle of optimizing the flow division ratio, separation efficiency, underflow concentration and classification precision, explored were the methods for enhancing the separation performance of a gypsum hydrocyclone. Through an experimental study, the law governing the influence of the structural parameters, operation parameters and physical parameters of the hydrocyclone on its separation performance was identified. It has been found that under the precondition of guaranteeing the underflow concentration being not lower than 50%, when the concentration at the inlet is 16%, the underflow tube diameter at which optimum separation performance can be obtained is 23 mm and at such a time, the flow division ratio is not less than 0.16 and the classification precision is the highest. **Key Words:** hydrocyclone, gypsum slurry, classification precision, separation performance

大流量标准 Y 型喷嘴内部流动特性的数值模拟 = **Numerical Simulation of the Flow Characteristics Inside a Large Flow Rate Y Type Nozzle** [刊 汉] CHEN Peng-fei, FEI Jun, LI Long-fei, YANG Wei-dong (Xi'an Space-flight Power Research Institute, Xi'an, China, Post Code: 710100) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014 29(6) . - 688 - 692

By using the methods proposed in the CFD, numerically simulated were the flow characteristics inside a large flow rate standard Y type nozzle, emulated and calculated were the flow characteristics inside the nozzle and studied was the influence of the change in the air consumption rate on the flow state at the outlet of the nozzle. The calculation results show that when the air consumption rate is relatively small, the flow at the outlet of the nozzle displays the annular flow characteristics. When the air consumption rate is relatively big, the flow at the outlet of the nozzle ex-