

# 多孔介质回热微燃烧器预混燃烧特性研究

曹海亮 张 凯 张硕果 赵纪娜

( 郑州大学 化工与能源学院 河南 郑州 450001)

**摘 要:** 设计了多孔介质回热微燃烧器,对微燃烧器内  $H_2/A_k$  的预混燃烧特性进行了实验研究和数值模拟,实验结果表明,当过量空气系数  $1.0 < \alpha < 3.0$  时,微燃烧器具有较高的燃烧效率,出口烟气温度和较低的燃烧热损失率,且燃烧热功率  $P$  越高  $\alpha$  越大,热损失率越小。当  $P = 100 \text{ W}$  时,其出口烟气温度最高可达到  $1\ 232 \text{ K}$ ,当  $\alpha = 3.0$  时,燃烧效率仍达到  $96.85\%$ ,而热损失率仅为  $14.87\%$ 。数值模拟结果表明,由于采用了回热夹层和多孔介质回热结构,有效地回收了热量损失,使得微燃烧器具有良好的热性能。证明设计的多孔介质回热微燃烧器是一种燃烧效率高、热损失率低的微燃烧器。

**关 键 词:** 多孔介质回热微燃烧器; 预混燃烧; 热损失; 数值模拟

中图分类号: TK16 文献标识码: A

## 引 言

微燃烧器是微能源系统的重要部件,微小尺度下,其表面积与体积比 ( $A/V$ ) 比常规尺度下要大 2-3 个数量级,加剧了燃烧热损失,导致了微小尺度燃烧不稳定、熄火和热效率降低等情况的出现<sup>[1-3]</sup>,从而降低了微能源系统的热电转换效率。为了提高系统效率,开发一种燃烧效率高、热损失小的微小燃烧器势在必行。多孔介质燃烧是一种新颖的燃烧方式,一些学者对多孔介质燃烧器燃烧进行了研究<sup>[4-6]</sup>,结果表明多孔介质燃烧方式具有燃烧强度大、燃烧效率高等优点。因此,为了开发高效的微燃烧透平发电系统,本研究结合多孔介质燃烧的优点开发了多孔介质回热微燃烧器,并进行了预混燃烧特性的实验研究和数值模拟。

## 1 实验装置与数据处理

### 1.1 实验装置

实验装置如图 1(a) 所示,氢气和空气的质量流

量分别由 D07-19A 型质量流量控制器来控制,量程分别为 1 SLM 和 45 SLM(标准升每分钟),测量精度为  $\pm 1\% \text{ F.S.}$ (满量程)。选用美国 Omega 公司的 K 型热电偶点焊于微燃烧器的前后壁面及侧面来测量其外壁面温度,热电偶丝直径为  $0.254 \text{ mm}$ ,测量误差  $\pm 0.5 \text{ K}$ 。在微燃烧器的烟气出口孔中心,距端部外  $1 \text{ mm}$  处通过特殊结构布置了一根 K 型热电偶来测量出口烟气温度,还可以直接抽取燃烧烟气,避免了重复定位热电偶造成的测量误差。实验测量的环境温度、壁面温度和烟气出口温度通过 Agilent 34970A 数据采集仪采集后存储在计算机中。部分燃烧烟气被微型真空泵抽取经干燥器干燥后储存于气体采样袋中,利用 GC-14C 型岛津气相色谱仪对其进行成份分析。此外,实验中还采用 RS-DL700E+ 型红外热像仪和热电偶对微燃烧器的壁面发射率进行了校核。

图 1(b) 为微燃烧器结构尺寸,预混气体通过 6 根内径  $1.5 \text{ mm}$  的进气管进入燃烧器,其中部分预混气体进入间隙为  $0.5 \text{ mm}$  的回热夹层,然后通过上下两块厚度为  $1.5 \text{ mm}$  的多孔介质板(材料为泡沫镍)进入燃烧室,另一部分气体则通过进气环室,由  $0.4 \text{ mm}$  的环形间隙(气体喷嘴)直接喷入燃烧室。在燃烧室内的气体喷嘴处安装一点火电极,通过高压放电实现点火。为了防止预混气体进入回热夹层后直接从烟气出口喷出,降低燃烧效率,多孔板采用不同孔隙率的阶梯分布,靠近中心区域的多孔介质板孔隙率较小( $\varepsilon = 0.72$ ),而外围多孔介质板孔隙率较大( $\varepsilon = 0.85$ )。

### 1.2 数据处理

由于 K 型热电偶的偶丝直径较小,由热电偶导热引起微燃烧器壁面的热量损失可以忽略。整个燃烧器的散热主要包括壁面与外界环境的自然对流散热和辐射散热。因为燃烧器壁面温度分布不均匀,所以采用平均温度来计算各个表面的自然对流散热

收稿日期: 2011-04-19; 修订日期: 2011-07-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50706046)

作者简介: 曹海亮(1976-),男,河南洛阳人,郑州大学副教授,博士。

( $\Phi_c$ ) ( $W/(m^2 \cdot K)$ ) 和辐射散热( $\Phi_r$ ) ( $W/(m^2 \cdot K)$ ) 即:

$$\Phi_c = Ah(T_w - T_\infty) \tag{1}$$

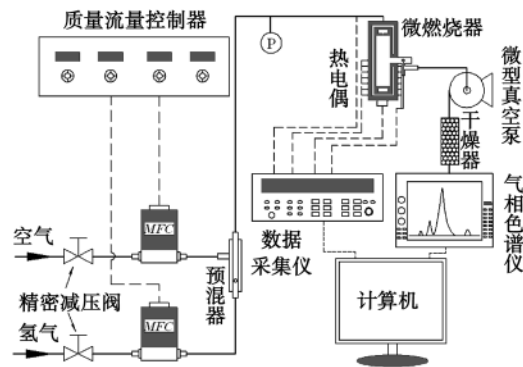
$$\Phi_r = A\varepsilon\sigma(T_w^4 - T_\infty^4) \tag{2}$$

式中:  $h$ —对流换热系数;  $T_w$ —壁面平均温度, K;  $T_\infty$ —环境温度, K;  $\varepsilon$ —壁面发射率;  $\sigma$ —黑体的辐射常数  $5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$ 。微燃烧器总热损失与燃烧热功率的比值为热损失率, 即:

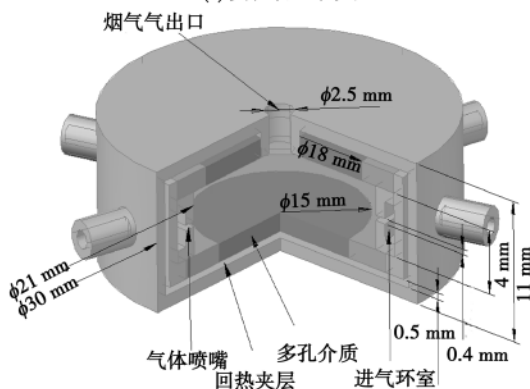
$$\eta_{loss} = (\Phi_c + \Phi_r) / P$$

采样烟气主要成份为氮气、氧气、氢气。经过气相色谱分析分别得到各自的质量百分含量  $C_H$ 、 $C_O$  和  $C_N$  根据氮平衡原则, 确定燃烧室的燃烧效率为:

$$\eta_c = (m_H - C_H \frac{0.767 m_A}{C_N}) / m_H \tag{3}$$



(a) 实验装置系统图



(b) 微燃烧器的三维图

图 1 实验装置示意图及微燃烧器的三维结构  
Fig. 1 Schematic drawing of the test device and three-dimensional structure of the micro burner

## 2 实验结果及讨论

### 2.1 燃烧效率

图 2(a) 为不同功率下燃烧效率  $\eta_c$  随过量空气

系数  $\alpha$  的变化曲线。从图可以看出, 当过量空气系数  $1.0 < \alpha < 3.0$  时, 燃烧效率均接近于 100%, 且随  $\alpha$  增大而缓慢下降, 降幅较小。当过量空气系数大于 3.0 时, 燃烧效率随  $\alpha$  的增大急剧下降。当过量空气系数为 4.5 ~ 5.0 时, 由于空气质量流量过大, 导致微小尺度燃烧出现吹熄现象。

### 2.2 出口烟气温

燃烧室出口烟气温度是决定微燃烧透平系统效率的主要因素之一, 出口烟气温度越高, 透平效率越高。但出口烟气温度过高, 微透平叶片材料的强度将显著下降, 严重时甚至会烧坏叶片。综合以上原因, 经过叶轮强度计算确定燃烧烟气温度选为 1 000 K 比较合适。图 2(b) 为不同燃烧功率下出口烟气温度随过量空气系数的变化曲线。从图中可以看出, 随着燃烧功率  $P$  的增加, 出口烟气温度随之增大。过量空气系数  $\alpha = 1.2$ , 燃烧功率  $P = 100 W$  时, 出口烟气温度达到 1 232 K。另外, 燃烧功率不同, 出口烟气温度达到最高时的过量空气系数也不同, 随着燃烧功率的降低, 出口烟气温度达到最高时的过量空气系数随之增大。  $P = 100 W$ ,  $\alpha = 1.0$  时出口烟气温度达到最高, 而  $P = 40 W$ ,  $\alpha = 2.0$  时出口烟气温度达到最高。

从图中还可以看出, 当燃烧效率大于 80 W 时, 微燃烧器在较宽的燃烧范围内 ( $0.8 < \alpha < 3.0$ ) 出口烟气温度均在 1 000 K 左右。由此可见, 所设计的燃烧器在较宽的燃烧范围内均能满足微透平系统的需要。

### 2.3 壁面热损失

微燃烧器热损失是决定微透平系统效率的重要因素, 热损失越小, 意味着燃烧产生的热量将更多地转化为燃气的热能, 系统的热电转换效率也越高。图 2(c) 为燃烧器热损失率  $\eta_{loss}$  随过量空气系数  $\alpha$  的变化曲线。从图中可以看出, 燃烧功率越高, 燃烧器的热损失反而越低。燃烧功率  $P = 100 W$ ,  $\alpha = 1.0$  时, 燃烧器最大热损失率为 48.35%, 当  $\alpha = 3.0$  时, 热损失率仅为 14.87%。另外, 当燃烧功率  $P$  一定,  $\alpha > 1.0$  时, 随着  $\alpha$  的增大, 燃烧器热损失逐渐降低, 当  $P = 60 W$ ,  $\alpha = 1.0$  时, 热损失率为 53.22%, 比早期环形燃烧器的热损失率 (70% 左右) 大大降低<sup>[7]</sup>。因此, 所设计的燃烧器具有较低的热损失, 特别是高过量空气系数下, 燃烧热损失率非常小, 这将会显著提高微燃烧透平的发电效率。

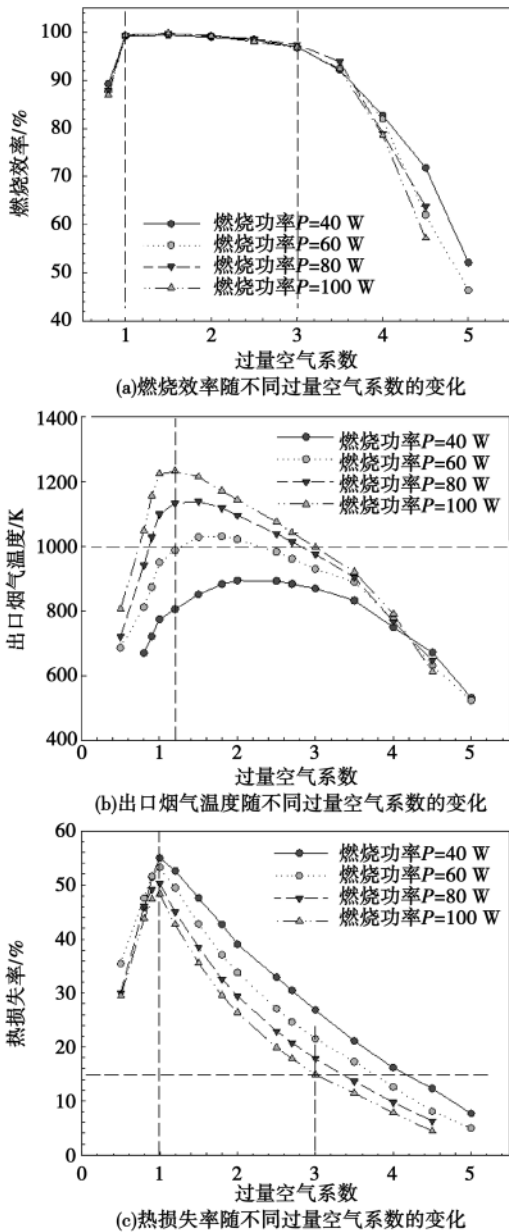


图 2 微型燃烧器燃烧效率、出口烟气温度和热损失率随过量空气系数的变化

Fig. 2 Change of combustion efficiency outlet exhaust gas temperature and heat loss rate with the excess air ratio of the micro burner

2.4 微燃烧器外壁面温度

图 3 为微燃烧器气体出口侧壁面不同半径 R 处外的壁面温度 T<sub>w</sub> 随燃烧热功率 P 和过量空气系数 α 的变化关系。从图中可以明显地看出,在相同的燃烧热功率 P 下,随着 α 的增大,外壁面温度持续降低,而且 P 越高外壁面温度降幅越大,当 α=4.0 时, P=100 W 与 P=80 W 时的外壁面平均温度相差仅为 3 K。对于设计的微型燃烧器,在较高的过

量空气系数和燃烧热功率下,壁面温度相对较低,其相应的热损失也将越小,这意味着将会有更多的燃烧热能转化为燃气的热能,从而提高微燃烧透平系统的效率,因此所设计的微型燃烧器具有较好的热性能。

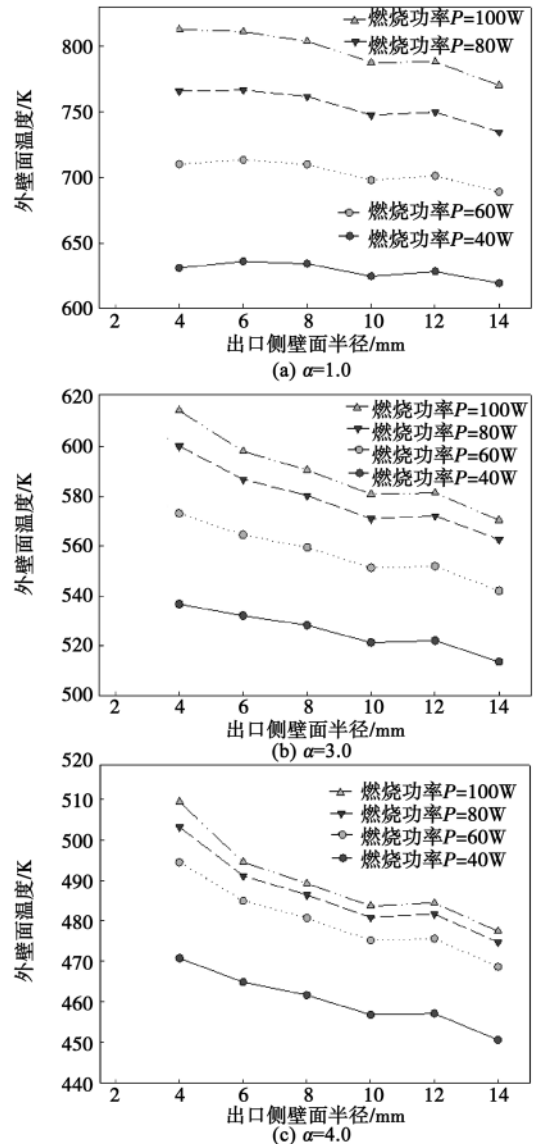


图 3 不同过量空气系数下外壁面温度随燃烧热功率的变化

Fig. 3 Change of the outer wall surface temperature with the combustion heat power at various excess air ratios

3 数值模拟结果分析

采用 Fluent 商业软件对多孔介质回热微燃烧器

内的微小尺度燃烧进行数值模拟,对多孔介质回热微燃烧器进行整体建模,经过网格独立性考核,取45万网格较为合适,网格均为四面体网格。模拟中将  $H_2/A_k$  预混气体和生成物均视为不可压缩理想气体。采用 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型,选用组分输运化学反应模型,辐射模型选用 DO 模型。压力和速度耦合采用 SIMPLE 算法。为了计算更接近于实际,模拟中引入了  $H_2/A_k$  燃烧的详细化学反应机理,该机理包含了19个可逆的基元反应<sup>[8]</sup>。气体入口为速度进口边界,给定入口速度、气体混合物中氢气和氧气的质量分数,出口采用压力出口边界条件,微燃烧器的外壁面采用混合热边界条件,综合考虑了外壁面与环境之间的对流换热和辐射换热的影响,对流换热系数和辐射率均采用实验值。

对燃烧热功率  $P = 100\text{ W}$  时的微燃烧进行了数

值模拟,得到了微燃烧器的燃烧特性随过量空气系数的变化趋势以及燃烧器内部流场矢量图和不同过量空气系数下的温度场等值线图,并把数值计算结果与实验结果进行了对比。

### 3.1 实验与数值模拟结果对比

图4是  $P = 100\text{ W}$  时微小尺度燃烧的实验值和数值模拟结果的比较,由图可知,燃烧器出口烟气温度、热损失率以及壁面温度的数值计算结果与实验结果的变化趋势基本一致。微燃烧器出口烟气温度的实验值和数值计算结果相差最大为118 K,热损失率的实验值与计算结果相差最大为7%,而壁面温度两者最大差距仅为80 K,数值计算结果与实验结果比较接近,计算结果可信。因此可以采用数值模拟结果较好地反映燃烧器内部的燃烧和流动过程。

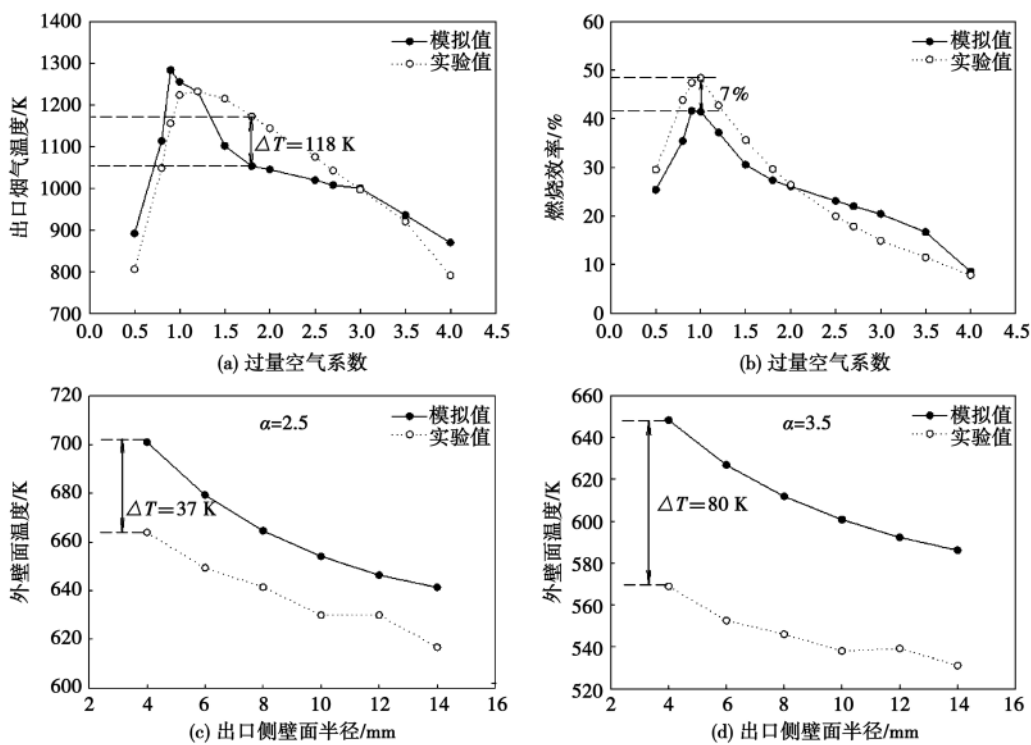


图4 燃烧热功率  $P = 100\text{ W}$  时实验值和数值模拟结果的对比

Fig. 4 Comparison of the test values with the numerical simulated ones when the combustion heat power is set at  $P = 100\text{ W}$

### 3.2 燃烧器内部流场及温度场

图5为  $P = 100\text{ W}$ ,  $\alpha = 1.0$  时微燃烧器内部温度场等值线图和流场矢量图。由于微燃烧器上下两侧多孔介质板的中心孔隙率较小,而周边孔隙率较大,因此回热夹层中的预混气体大部分通过周边多

孔板进入燃烧室,有效地防止了预混气体通过中心多孔介质板直接流出微燃烧器,提高了微燃烧效率。

从温度场等值线图可以看出,燃烧室内部温度场分布比较均匀,燃烧室两侧靠近多孔板区域的温度比中心火焰区域稍低。这是由于预混气体通过气

体喷嘴和多孔介质板进入燃烧室后,在其中心及两侧均形成火焰区域,而两侧火焰锋面在燃烧室中心汇合,使得中心区域燃烧气体活性分子相互碰撞混合,提高了燃气的温度。燃烧器内部燃烧产生的热量通过多孔介质板、回热夹层和燃烧器外壁面向外散失,此方向与预混气体相向向内的流动方向相反。部分未燃气体通过回热夹层和多孔介质板进入燃烧室时,吸收了较多的向外散热,增加了自身的温度和热焓,加剧了燃烧室内气体的燃烧反应强度和反应速度,同时降低了燃烧器的壁面温度和热损失。随着过量空气系数的增大,预混气体的流量逐渐增大,未燃气体回收的热量相应增多,导致微燃烧器在高燃烧功率和过量空气系数下的外壁面温度和热损失率反而更低。

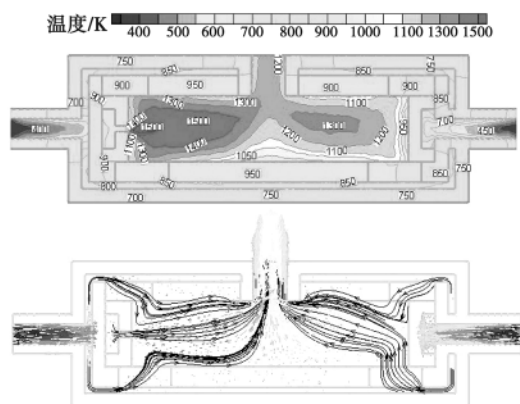


图5 微燃烧器内部温度场等值线和流场矢量图

Fig.5 Chart showing the vectors in the flow field and temperature field isolines inside the micro burner

## 4 结 论

设计了一种多孔介质回热微燃烧器,对其进行 $H_2/A_k$ 预混燃烧特性的实验研究和数值模拟,考察了燃烧热功率和过量空气系数对微燃烧器燃烧特性的影响,得到了以下结论:

(1) 微燃烧器在较宽的过量空气系数范围内都具有较高的燃烧效率,当 $1.0 < \alpha < 3.0$ 时,燃烧器的燃烧效率均接近于100%。

(2) 在较高的燃烧热功率下,微燃烧器在较宽的燃烧范围内都具有较高的出口烟气温度。当 $P >$

$80\text{ W}$ ,  $0.8 < \alpha < 3$ 时,出口烟气温度均在1000 K以上。

(3) 燃烧器壁面温度随过量空气系数的增大而降低,且燃烧热功率越高,过量空气系数越大,燃烧器壁面的热损失率越小。因此所设计的燃烧器具有燃烧效率高,热损失率低等优点,可以满足微燃烧透平系统的需要。

(4) 数值计算结果与实验结果比较接近,计算结果可信。通过对微燃烧器温度场和流场的分析表明,采用回热夹层回热技术和多孔介质板相向的进气方式,有效地回收了热量损失,使得微燃烧器在较宽的燃烧界限内表现出良好的热性能。

## 参考文献:

- [1] Jacobson S A, Epstein A H. An informal survey of power MEMS [C]//Proceeding of the International Symposium on Micro-Mechanical Engineering, Tsuchiura and Tsukuba, Japan, 2003: 513-520.
- [2] Fernandez Pello A C. Micro-power generation using combustion: issue and approaches [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2002, 29: 883-899.
- [3] Sakurai T, Yuasa S, Honda T. Heat loss reduction and hydrocarbon combustion in ultra-micro combustors for ultra-micro gas turbines [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2009, 32: 3067-3073.
- [4] Barra A J, Ellzey J L. Heat recirculation and heat transfer in porous burners [J]. Combustion and Flame, 2004, 137: 230-241.
- [5] Li J, Chou S K, Li Z W, et al. Experimental investigation of porous media combustion in a planar micro-combustor [J]. Fuel, 2010, 89: 708-715.
- [6] Abdul Mujeeb M, Abdullah M Z, Abu Bakar M Z, et al. Applications of porous media combustion technology - A review [J]. Applied Energy, 2009, 86(9): 1365-1375.
- [7] 曹海亮, 徐进良. 进气方式对回热型微燃烧器燃烧特性的影响 [J]. 自然科学进展, 2006, 16(12): 1598-1605.  
CAO Hai-liang, XU Jin-liang. Influence of the air admission mode on the combustion characteristics of a recuperator type micro burner [J]. Natural Science Advancement, 2006, 16(12): 1598-1605.
- [8] Markatou P, Pfefferle L D, Smooke M D. The influence of surface chemistry on the development of minor species profiles in the premixed boundary layer combustion of an  $H_2$ /air mixture [J]. Combustion Science and Technology, 1991, 79: 247-268.

(陈 滨 编辑)

the burner optimum values of which are 325 mm and 80 mm respectively. **Key words:** swirl burner, concentration ring,  $\text{NO}_x$ , numerical simulation

低热值煤层气燃烧器结构优化的实验研究 = **Experimental Study of the Structural Optimization of a LHV (low heating value) Coal-bed Gas Burner** [刊, 汉] CAI Song, ZHANG Li, PU Ge, ZHOU Jin (Education Ministry Key Laboratory on “Low Quality Energy Source Utilization Technologies and Systems”, Chongqing University, Chongqing, China, Post Code: 400030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012, 27(2). - 202 ~ 206

Optimized and designed was a LHV coal-bed gas burner with guiding vanes being mounted in the gas tube and a once-through air tube being additionally installed between the swirling flow air tube and the gas tube. Finally, a cold-state and hot-state test were performed respectively of the burner under discussion. The optimized burner has a smoother and slower swirling flow intensity descending along the center axes than the original one and the intensity of the optimized one at a same location on the center axes is bigger than that of the original. The former has a maximal swirling flow intensity of 0.53 and a combustion temperature rise quicker than the latter along the center axes. At a distance of 0.55 m on the center axes, the combustion temperature attains its maximal value of 1440 K. At a same heat load, the temperature peak value of the former is more close to the spout and also bigger than the latter. Furthermore, the original has a higher tail portion flame temperature, a longer flame and a lower local volumetric heat intensity. **Key words:** swirling flow intensity, flame temperature, burner, LHV (low heating value) coal-bed gas burner

多孔介质回热微燃烧器预混燃烧特性研究 = **Study of the Pre-mixed Combustion Characteristics of a Porous Medium Heat Recuperation Micro-burner** [刊, 汉] CAO Hai-liang, ZHANG Kai, ZHANG Suo-guo, ZHAO Ji-na (College of Chemical Engineering and Energy Source, Zhengzhou University, Zhengzhou, China, Post Code: 450001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012, 27(2). - 207 ~ 211

Designed was a porous medium heat recuperation micro-burner and experimentally studied and numerically simulated were its  $\text{H}_2/\text{A}_k$  premixed combustion characteristics. The test results show that when the excess air factor falls in a range of  $1.0 < \alpha < 3.0$ , the burner has a relatively high combustion efficiency and outlet flue gas temperature and a relatively low combustion heat loss. Furthermore, the higher the combustion heat power  $P$ , the bigger the  $\alpha$  and the smaller the heat loss rate. When  $P = 100 \text{ W}$ , the maximum outlet flue gas temperature can hit 1232 K. When  $\alpha = 3.0$ , the combustion efficiency still can reach 96.85% while the heat loss rate is only 14.87%. The numerical simulation results show that due to an adoption of a heat recuperation interlayer and porous medium heat recuperation

structure, the heat lost can be effectively recovered, making the micro-burner have a good heat performance. It has been proven that the porous medium heat recuperation micro-burner thus designed is regarded as one with a high combustion efficiency and a low heat loss rate. **Key words:** porous medium heat recuperation micro-burner, premixed combustion, heat loss, numerical simulation

旋流式气液同轴式喷油器在加压空间中流量特性的试验研究 = **Experimental Study of the Flow Rate Characteristics of a Swirling Flow Type Gas-liquid Coaxial Oil Sprayer in a Pressurized Space** [刊, 汉] WANG Yong-tang, WU Shao-hua (College of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001), CHEN Ming, DU Xiao-jian (CSIC Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(2). - 212 ~ 217

Under the pressurization condition, experimentally studied were the flow rate characteristics of a swirling flow type gas-liquid coaxial oil sprayer. At a variety of ambient back pressures, the influence of the gas/liquid ratio and ambient back pressure on the fuel oil flow coefficient and atomization air flow coefficient was investigated respectively. The research results show that the sprayer under discussion can have a stable fuel oil flow coefficient of 0.2971, not influenced by gas/liquid ratio and ambient back pressure etc. factors. The atomization air flow coefficient will decrease with an increase of the pressure ratio of the ambient back pressure and the pressure at the inlet of the atomization air passage of the oil sprayer, independent of the gas/liquid ratio. On the basis of the test data, a fitting formula of the atomization air flow coefficient can be obtained, which can accurately predict any test datum. **Key words:** swirling flow type gas-liquid coaxial oil sprayer, pressurized space, fuel oil flow coefficient, excess air ratio, fitting formula

滚筒式冷渣器灰渣运动实验与模拟 = **Experimental and Simulation Study of the Ash and Slag Movement in a Roller Type Slag Cooler** [刊, 汉] ZHUANG Yu (Shanghai Electrical and Power Plant Group Engineering Company, Shanghai, China, Post Code: 201199), CHEN Han-ping, WANG Xian-hua, ZHANG Shi-hong (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. - 2012 27(2). - 218 ~ 221

Through a movement test of slag inside a roller slag cooler, established was an axial movement model inside the roller and studied was the influence of the rotating speed, inclination angle, filling-up degree and diameter of the roller on the mean residence time of the slag. It has been found that in the rolling-down state, the residence time of the slag in the roller is about 1.5 times of that in the sliding movement state and the ash and slag are well mixed. Under the condition that other conditions are kept unchanged, the residence time of the ash and slag in the roller will