

文章编号:1671-6833(2011)02-0001-05

多孔介质微燃烧器预混燃烧的数值研究

曹海亮, 王定标, 魏新利

(郑州大学 化工与能源学院, 河南 郑州 450001)

摘要:开发了带有回热夹层的多孔介质微燃烧器,对其预混燃烧性能进行了数值模拟,研究了燃烧功率和过量空气系数对微燃烧器的出口尾气温度、燃烧效率、壁面温度和热损失率的影响。结果表明:在较宽的燃烧范围内,微燃烧器具有较高的燃烧效率和较低的热损失率,而且随着燃烧热功率和过量空气系数的增大,微燃烧器的外壁面温度和热损失率反而减小;多孔介质微燃烧器的最佳燃烧功率为200 W,最佳的过量空气系数范围为 $2.5 < \alpha < 3.0$ 。通过对其温度场的分析表明,由于采用了特殊的回热夹层和多孔介质板相向的进气方式,使得反应气体的流动方向与散热方向相反,反应气体在回热夹层和多孔介质中吸收了向外散热,提高了燃烧效率,有效降低了微燃烧器的热量损失;所设计的多孔介质微燃烧器是一种燃烧效率高、热损失率低的微型燃烧器。

关键词:微燃烧器;预混燃烧;多孔介质;热损失

中图分类号:TK16 **文献标志码:**A

0 引言

作为微动力系统之一,基于微尺度燃烧的微透平发电系统由于具有能量密度高、体积微小、输出能量方式灵活等优点,可望为微型飞行器、微小卫星、便携电子设备等提供动力或者电能,因此在军事、民用等领域具有重要的应用前景^[1-2]。

微燃烧器是微燃烧透平发电系统的关键部件,其职能是将燃料的化学能转变为燃气的热能,获得合适的出口尾气温度,同时尽可能减少热损失,获得较高的热效率。随着尺度的减小,微燃烧器的表面积体积比(A/V)却反比增加,导致其热损失相应增大^[3]。在早期的实验研究^[4-5]中,微燃烧器的热损失非常大,甚至超过70%,导致微燃烧透平发电系统的热电转换效率很低。因此,开发热效率高、操作范围宽、热损失小的微燃烧器是开发微燃烧透平发电系统的关键。多孔介质燃烧是一种新颖的燃烧技术,具有燃烧效率高,可燃极限宽,污染物排放低等优点。为此,笔者开发了新型多孔介质微燃烧器,并采用数值模拟方法对微型多孔介质燃烧器的预混燃烧特性进行了数值研究。

1 数学模型和边界条件

1.1 几何模型

多孔介质不锈钢微燃烧器的结构如图1所示, H_2/Air 预混气体经四根均布的内径为 $\Phi 1.5$ mm的不锈钢管进入间隙为0.5 mm的回热夹层,然后经多孔介质板相向向内进入微燃烧室,燃烧尾气经直径为 $\Phi 2$ mm的尾气出口喷出。采用泡沫铜板作为微燃烧器的多孔介质,其孔隙率 ε 为0.89。考虑到其几何结构和流场的对称性,取其1/4建立模型,经过网格独立性考核,取25万网格较为适合,网格均为四面体网格。

1.2 控制方程

预混气体通过回热夹层经多孔介质板进入微燃烧室进行燃烧,由于多孔介质板较薄,而且平均孔径较小,因此不考虑预混气体在多孔介质中的燃烧反应,只考虑气体在多孔介质区中的流动和传热过程,而在其它区域仍为自由空间中的流动和燃烧问题,所以在泡沫铜板区采用描述多孔介质区域流动和传热的控制方程,包括质量守恒方程、动量方程和能量方程。

多孔介质区中的动量守恒方程^[6]为

收稿日期:2010-10-20;修订日期:2010-12-20

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50706046);2010年河南省高等学校青年骨干教师计划资助项目

作者简介:曹海亮(1976-),男,河南洛阳人,郑州大学副教授,博士,主要从事微小尺度燃烧和微动力系统研究, E-mail: caohl@zzu.edu.cn.

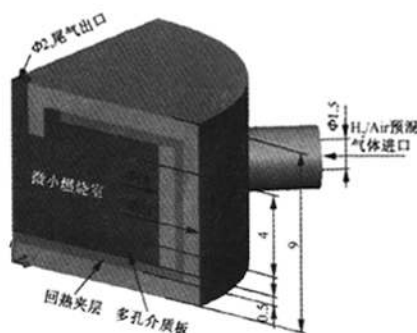


图1 多孔介质微燃烧器的三维结构

Fig.1 3D structure of the micro porous medium combustor

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_i \quad (1)$$

式中:动量源项 S_i 用于模拟多孔介质的作用,包括黏性损失项和惯性损失项两部分,即 $S_i = -\left(\frac{\mu}{a} u_i + C_2 \frac{1}{2} \rho u_{max} u_i\right)$, $1/a$ 、 C_2 分别为气体在多孔介质中流动时的黏性阻力因子和惯性阻力因子。

多孔介质区域中预混气体的能量方程为^[7]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon \rho_g C_p T_g) + \nabla \cdot (\rho_g C_p u T_g) + \varepsilon \sum \omega_i h_i W = \nabla \cdot (\varepsilon \lambda'_g \nabla T_g) + h_p(T_s - T_g) \quad (2)$$

式中: ε 为多孔介质板的孔隙率; T_g 为预混气体温度; T_s 为多孔介质固相温度; ρ_g 为预混气体密度; λ'_g 为考虑了多孔介质热弥散作用后修正的气体导热系数^[8], $\lambda'_g = \left\{ \varepsilon + 0.1 \left[Pr \left(\frac{\rho_g u d_p}{\mu} \right) \right] \right\} \lambda_g$, Pr 为普朗特数。

多孔介质区域中固体的能量方程为^[7]

$$\frac{\partial}{\partial t}[(1-\varepsilon)\rho_s C_p T_s] = \nabla \cdot [(1-\varepsilon)\lambda_{eff} \nabla T_s] - h_p(T_s - T_g) - \text{div} q_r \quad (3)$$

式中: h_p 为体积换热系数; ρ_s 为多孔介质固相密度; λ_{eff} 为有效导热系数, $\lambda_{eff} = \varepsilon \lambda_g + (1-\varepsilon)\lambda_s$ ^[9], 其中 λ_s 为固体导热系数。多孔介质中的辐射采用简化的 Rossland 模型近似计算,辐射项 $q_r(x) = -\frac{16}{3} \cdot \frac{\sigma T_s^3}{\beta} \cdot \frac{dT_s}{dx}$, $\beta = \frac{3}{d_p(1-\varepsilon)}$, d_p 为多孔介质颗粒平均直径。

1.3 化学反应机理和边界条件

应用 CFD 软件包 FLUENT6.2 进行求解,模拟过程中引入了 H_2/Air 燃烧的详细化学反应机

理 CHEMKIN 程序,该机理包含 19 个可逆的基元反应^[10],所有涉及反应的 9 种组份包括 H_2 、 O_2 、 H 、 HO_2 、 OH 、 O 、 H_2O 、 H_2O_2 、 M 。模拟过程中,先进行 H_2/Air 的单步反应,选用有限速率和涡耗散相结合的燃烧模型,再进行 19 步化学反应模拟,采用涡耗散概念模型。动量方程中的求解采用压力和速度耦合的 SIMPLE 算法。近壁面区采用标准的壁面函数。

入口为速度边界条件,根据工况给定预混气体入口速度和气体组份,气体温度为 298 K。出口为压力出口边界,相对压力为零,气体组份取空气的组份。内壁面默认为无滑移边界条件,设定为流固耦合,外壁面与环境之间的对流换热系数取 $5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,壁面的辐射率取 0.6,环境温度取 298 K。1/4 模型的两个对称面设定为对称边界。

进行不同氢气流量下的燃烧数值模拟,完全燃烧时所对应的燃烧热功率 P 分别为 100, 150, 200, 250, 300 W。对每一种氢气流量,进行了不同过量空气系数下的数值模拟,研究了过量空气系数和燃烧热功率对微燃烧器的出口尾气温度、燃烧效率、壁面温度和热损失的影响,最终确定了适合微燃烧透平发电系统的最佳操作范围。

2 计算结果与讨论

2.1 出口尾气温度

对于微燃烧透平发电系统,燃烧室出口尾气温度是决定燃烧透平效率高低的主要因素,尾气温度越高,透平效率越高,系统的热电转换效率也越高。为了获得较高的透平效率,同时防止透平叶片因温度过高而损坏,出口尾气温度必须处于合理的温度范围。对设计外径为 14 mm 的微透平转子,设计转速为 $1 \times 10^3 \text{ r/min}$ 时,按照等厚度叶轮应力计算其最大应力为 17.73 MPa,接近 316 不锈钢材质在其抗氧化温度 850°C 下的许用应力,因此设计中微燃烧室出口尾气温度取 1100 K 以下较为合理。

图 2 是不同燃烧功率下微燃烧室出口尾气温度 T_{out} 随过量空气系数 α 的变化曲线。当过量空气系数 $\alpha < 1.0$ 时,燃烧处于富燃料燃烧状态,随着 α 的增大,出口尾气温度逐渐升高。当 α 接近 1.0 时,氢气和空气在化学当量比处反应,出口尾气温度达到最高值,燃烧热功率为 200 W 时达到 1476 K。随着 α 继续增大,空气流量相应增加,燃烧室出口尾气温度逐渐降低。对于燃烧功率为 150 W 和 200 W、过量空气系数位于 $2.5 < \alpha < 3.0$

时,出口尾气温度在 1 100 K 左右,符合微燃烧透平发电系统的温度要求.当 $\alpha > 3.0$ 时,随着 α 的增大,出口温度下降较快,而且燃烧功率越大,出口尾气温度下降越快.这主要是由于在高过量空气系数下,燃烧功率越大,燃气质量流量越大,燃气在燃烧室内的停留时间则越短,所以燃烧功率越大,燃烧效率越低,燃烧室尾气温度越低.

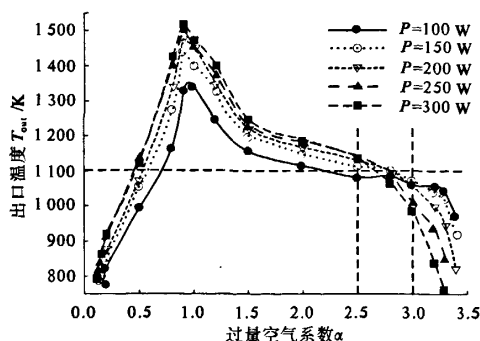


图2 微燃烧器的出口尾气温度

Fig.2 Exhaust temperature of the micro combustor

另外,燃烧功率从 100 W 增大到 200 W 时,燃烧室尾气温度增幅较大,当超过 200 W 后,随着燃烧热功率的增大,温度增幅逐渐减小.因此,设计的微型燃烧器的燃烧功率为 200 W 较为合适,而过量空气系数为 $2.5 < \alpha < 3.0$ 较为适宜.

2.2 燃烧效率

图3是不同燃烧热功率下微燃烧器的燃烧效率 η 随过量空气系数 α 的变化曲线.当 $\alpha < 1$ 时,燃烧处于富燃料燃烧状态,燃烧效率始终小于 1.随着 α 的增大,氧气含量逐渐增大,燃烧效率也逐渐升高.当 P 小于 200 W 时,过量空气系数在 $1.0 < \alpha < 3.0$ 之间,燃烧效率均较高,接近 100%;当 $\alpha > 3.0$ 时, η 开始明显下降.而 P 为 250 W 和 300 W,当 $\alpha > 2.5$ 时, η 已经开始明显下降.因此,为了获得合适的出口尾气温度和较高的燃烧效率,微燃烧器的燃烧功率应为 200 W,最佳的过量空气系数操作范围为 $2.5 < \alpha < 3.0$.

对于微小尺度燃烧室,燃烧效率 η 与邓克尔数 Da 有关, Da 是燃气在燃烧室的停留时间与燃烧反应时间的比值.当停留时间小于燃烧反应时间时, $Da < 1$,部分燃气在还未燃烧完全时便被吹出了燃烧室,导致燃烧效率小于 100%.反应气体在燃烧室内的停留时间与燃烧室的体积、操作压力成正比,与燃气质量流量成反比^[3].因此随着 α 的增大,燃气质量流量增大,反应气体在燃烧室内的停留时间大大减小,小于燃烧反应时间,部分氢

气还未来得及燃烧就被吹出了微燃烧室,所以当 $\alpha > 3.0$,微燃烧器的燃烧效率急剧降低,出口尾气温度也急剧下降.

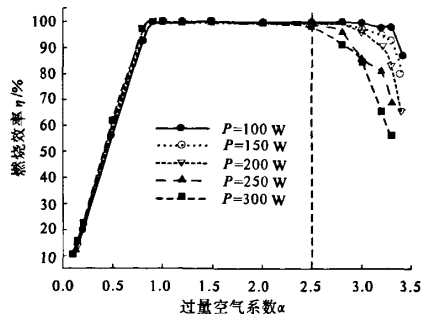


图3 微燃烧器的燃烧效率

Fig.3 Combustion efficiency of the micro combustor

2.3 微燃烧室外壁面温度

图4是过量空气系数 $\alpha = 2.5$ 时,不同燃烧热功率下外壁面的温度分布,从图中可以看到一个奇特的现象,随着燃烧热功率 P 从 100 W 增大到 300 W,燃烧器外壁面温度没有升高,反而逐渐降低,当燃烧热功率为 300 W 时,燃烧器外壁面的温度仅为 550 K 左右.一般情况下,随着燃烧热功率的增大,燃烧室释放热量也逐渐增大,燃烧器外壁面温度也应该逐渐增大,但是对于所设计的微型多孔介质燃烧器却恰恰相反,这主要是由于微型燃烧器特殊的结构决定的,可以由后面微燃烧器的温度场分析给予解释.

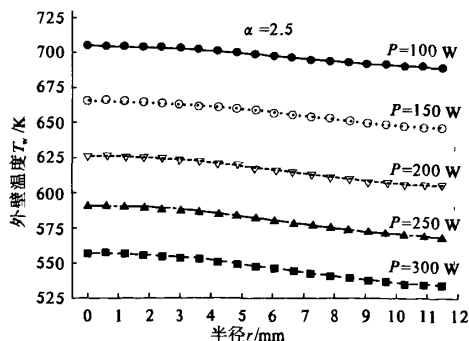


图4 不同燃烧功率下微燃烧器的外壁面温度

Fig.4 Outer wall temperature of the micro combustor at different combustion thermal powers

2.4 热损失率

定义燃烧器热损失 Q_L 与燃烧功率 P 的比值为热损失率,即 $\eta_L = Q_L / P \times 100\%$.图5是不同燃烧功率下燃烧器的热损失率 η_L 随 α 的变化曲线.从图中可以看出,燃烧热功率从 100 W 增大到 300 W 过程中,燃烧器的热损失率反而逐渐降低,

这一规律与微燃烧器外壁面温度的变化规律相似。燃烧功率为 200 W 时,其最大热损失率仅为 16.12%,当 $\alpha = 2.5$ 时,其热损失率仅为 5.26%。较小的热损失率意味着有更多的燃烧热可以转化为燃气的热能,微燃烧器的热效率更高。所设计的微燃烧器是一个高效、低热损微燃烧器。

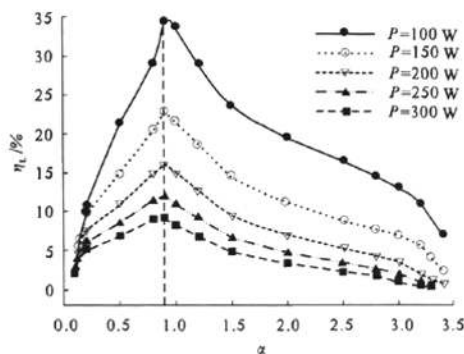


图5 微燃烧器热损失率

Fig. 5 Heat loss ratio of the micro combustor

2.5 燃烧室温度场

微型多孔介质燃烧器的热损失率与壁面温度的特殊变化规律是由微燃烧器的特殊结构决定的,可以由微燃烧器的温度场分布得以解释。图6是燃烧功率为 200 W、 $\alpha = 2.5$ 时微燃烧器的温度场分布。从图中可以看出, H_2/Air 预混气体由回热夹层通过泡沫铜板相向进入微燃烧室后,在多孔介质板两侧形成两个主燃区域,火焰锋面在燃烧室中心汇合,使得燃烧气体活性分子相互碰撞,提高了反应速度和燃烧反应强度,最终提高了微燃烧器的出口尾气温度和燃烧效率。

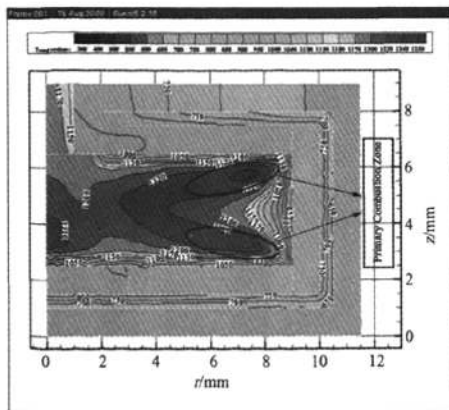


图6 $P = 200$ W 时微燃烧器的温度场

Fig. 6 Temperature fields of the micro combustor at the combustion thermal power of 200 Watt

图7是 $\alpha = 2.5$ 时,在微燃烧器半径为 r 为 7 mm 处的轴向温度分布,从图中可以明显的看出,在宽度为 0.5 mm 的回热夹层内产生了较大的温度梯度,燃烧功率为 $P = 200$ W 时的回热夹层两侧温差高达 196.6 K。这主要是因为一方面反应气体的导热系数较小,起到了一定的隔热作用,另一方面来流反应气体吸收了向外的散热,减少了热量的损失,同时提高了自身的温度和热焓,为气体的剧烈反应创造了条件。

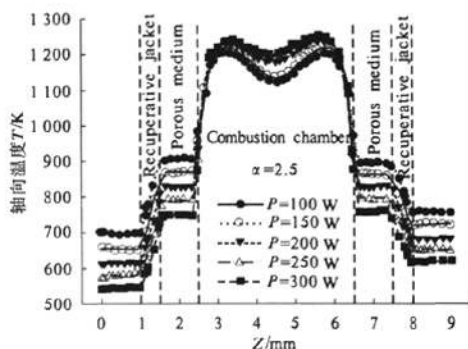


图7 微燃烧器在半径 7 mm 处的轴向温度分布

Fig. 7 Axial temperature distribution of the micro combustor at the radius of 7 mm

另外在泡沫铜板的内侧也产生了非常大的温度梯度。例如当燃烧功率为 $P = 200$ W 时,微燃烧室的温度从泡沫铜板内侧处的 0.7 mm 左右的薄层内的 830 K 迅速增加到火焰中心的 1232 K,表明气体经过泡沫铜板相向进入微燃烧器时,在火焰中心和泡沫铜板表面之间产生了一层极薄的气膜,在气膜内部产生了非常大的温度梯度,气膜起到了隔热作用。另外,微燃烧室经过泡沫铜板由内向外散热,而气体由外向内进入泡沫铜板,两者方向相反,因此,气体从回热夹层通过泡沫铜板进入微燃烧室时,吸收了较多的向外散热,提高了自身的温度和热焓,进一步加剧了微燃烧器内气体的燃烧反应强度和反应速度,提高了燃烧效率,同时减少了微燃烧器的向外散热。而且燃烧功率越高,反应气体流量越大,则回收的热量越多,微燃烧器的热损失越小,外壁面温度越低。

3 结论

(1) 所设计的多孔介质微燃烧器是一种燃烧效率高、热损失率小的微燃烧器,是开发微燃烧透平发电系统的理想选择。

(2) 多孔介质微燃烧器的最佳燃烧功率为 200 W,最佳的过量空气系数操作范围为 $2.5 < \alpha$

<3.0.

(3)对于相同的过量空气系数,燃烧功率越大,热损失率越低.对于相同的燃烧功率,过量空气系数越大,微燃烧器的热损失率越低.

(4)由于微燃烧器设计了回热夹层和采用了多孔介质轴向相向的进气方式,气体的流动方向和热量散失的方向相反,反应气体在回热夹层中和多孔介质板中能充分吸收微燃烧室的向外散热,提高了自身的热焓、微尺度燃烧的燃烧强度和燃烧效率,有效降低了微燃烧器的热损失.

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. Tsukuba, Japan; ISMME, 2003: 513-520.
- [2] SAKURAI T, YUASA S, HONDA T, et al. 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.
- [3] SPADACCINI C M, ZHANG X, CADOU C P, et al. Preliminary development of a hydrocarbon fueled catalytic micro-combustor[J]. Sensors and Actuators (A), 2003, 103: 219-224.
- [4] CAO Hai-liang, XU Jin-liang. Thermal performance of a micro-combustor for micro-gas turbine system[J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48: 1569-1578.
- [5] 徐进良, 胡建军, 曹海亮. 微燃烧透平发电系统的研制及性能测试[J]. 中国机械工程, 2008, 19(12): 1399-1405.
- [6] Fluent Inc. Fluent 6.0 User's Guide[M]. Lebanon, NH, USA: Fluent Inc, 1999.
- [7] HENNEKE M R, ELLZEY J L. Modeling of filtration combustion in a packed bed[J]. Combustion and Flame, 1999, 117(4): 832-840.
- [8] AMIRI A, VAFAI K. Analysis of dispersion effects and non-thermal equilibrium, non-Darcian, variable porosity incompressible flow through porous media[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1994, 37(6): 939-954.
- [9] 程文龙, 韦文静. 高孔隙率泡沫金属相变材料储能、传热特性[J]. 太阳能学报, 2007, 28(7): 739-744.
- [10] 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.

Numerical Investigation into Premixed Combustion of the Micro Porous Media Combustor

CAO Hai-liang, WANG Ding-biao, WEI Xin-li

(School of Chemical Engineering and Energy, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: A micro porous media combustor with the special recuperative jacket is developed and its combustion performances including the influences of combustion power and excess air ratio on exhaust gas temperature, combustion efficiency, external wall temperature and heat loss ratio of the micro combustor are numerically investigated. The results show that the designed micro combustor has some merits such as high combustion efficiency and low heat loss ratio in the wider operating range. Moreover, wall temperature and heat loss ratio reduce contrarily with the increasing of combustion thermal power and excess air ratio. The optimal combustion power of the micro porous media combustor is 200 Watt and the corresponding excess air ratio should be between 2.5 and 3.0. By analyzing further the temperature fields of the micro combustor, it is indicated that due to adopting the special structure of recuperative jacket and opposite direction inlet mode of reaction gas through porous media plates, flow direction of reaction gas is just against that of heat loss released from the micro combustor and part of heat lost can be recovered to increase the enthalpy of reacting gas in the recuperative jacket and porous media. As a result, combustion efficiency is enhanced and heat loss from the micro combustor to the external environment is obviously reduced. The micro porous media combustor is a high-efficiency and low-heat-loss micro combustion.

Key words: micro combustor; premixed combustion; porous media; heat loss