

doi: 10.3969/j.issn.1005-3026.2017.04.017

微波瓣燃烧器的燃烧特性

谢 翌, 钟 晨, 阮登芳, 刘 坤
(重庆大学 汽车工程学院, 重庆 400044)

摘 要: 采用三维仿真方法对微波瓣燃烧器、环形圆柱燃烧器的流动及燃烧情况进行了模拟,研究了甲烷与氧气的不同当量比对燃烧器燃烧特性的影响规律. 结果表明:微波瓣燃烧器中流向涡的存在及甲烷同氧气混合面积的增加有助于燃料同氧化剂的混合,从而强化燃烧,提高燃烧效率及燃烧温度. 此外,虽然微波瓣燃烧器的燃烧温度、燃烧效率在不同当量比下始终高于环形圆柱燃烧器,但随着当量比的减小,两者在相同位置处气体的温差及燃烧效率之差随之减少.

关 键 词: 微波瓣燃烧器; 环形圆柱燃烧器; 当量比; 温度分布; 燃烧效率

中图分类号: TK 432 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-3026(2017)04-0536-06

Combustion Characteristics of Micro-lobed Burner

XIE Yi, ZHONG Chen, RUAN Deng-fang, LIU Kun
(School of Automotive Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China. Corresponding author: XIE Yi, E-mail: claudexie@cqu.edu.cn)

Abstract: A 3D simulation method was used to simulate the flow and combustion of micro-lobed burner and splitter burner, and the influence law of equivalence ratio between methane and oxygen on combustion characteristics was studied. The results showed that the streamwise vortices and augmentation in the mixing area between methane and oxygen could improve the mixing between fuel and oxidant, which can thus strengthen combustion to increase the combustion efficiency and temperature. Besides, although the combustion efficiency and temperature of micro-lobed burner are higher than that of the splitter burner, the combustion temperature and efficiency differences between these two burners at the same position go down as equivalence ratio decreases.

Key words: micro-lobed burner; splitter burner; equivalence ratio; temperature distribution; combustion efficiency

现代航空航天中,微型卫星、火箭及飞行器的出现对动力系统提出了更高的要求. 高能量密度的燃料为微型发动机的应用提供了可能. 近年来,各国对微型发动机进行了相关研究, Epstein 等^[1-2]设计了一种发电量为 50 W/h 的微燃气涡轮发电机; Isomura 等^[3]提出了世界上最小的燃气轮机,外径和长度仅为 10 cm 和 15 cm,但工作转速却高达 36×10^4 r/min. 微型燃烧器作为核心部件,相对传统燃烧器掺混燃烧过程,其面临着至少三个方面的挑战:①微型燃烧系统中,燃料同氧化剂混合燃烧的驻留时间约为常规发动机的 1%,故微型发动机内很难实现完全燃烧;②微型发动机燃烧系统的特征尺寸与点火尺寸及淬熄尺寸相近,这增加了燃烧的不稳定性;③微发动机燃烧室面容比较大,这将影响发动机的热效率、燃烧温度及着火极限.

波瓣混合器能够产生流向涡阵列,实现流体在短距离内的充分混合^[4-5]. 由于该特性,波瓣混合器在航空发动机增推、降噪等方面^[6-7]及空气涡轮火箭/冲压发动机快速掺混、强化燃烧等方面较传统混合器具有独到的优势. 根据流动相似律,在毫米级波瓣喷管中,也将出现流向涡、正交涡等结构,故将毫米级波瓣喷嘴应用于微型燃气涡轮的燃烧室中. 如果在微波瓣下游也能出现涡系阵

列,这将强化燃料同氧化剂的混合,提高燃烧效率及火焰稳定性,故需要对微波瓣燃烧器的应用进行研究.但目前,仅有的报道都是基于分米级别的波瓣燃烧器,鉴于此,本文对毫米级微波瓣燃烧器的特性进行了研究,并同环形圆柱燃烧器进行了对比.

1 数值仿真模型

1.1 几何模型

由于燃烧系统左右对称,故采用实际模型的一半作为计算域,其结构如图 1 所示.计算域包括 4 部分:燃烧器、混合燃烧室、次流缓冲腔及外流域.计算域中,Z 轴(中轴线)为流动方向,X 轴(半径方向)为氧气入口中心的连线,Y 轴与 XZ 所形成的平面相垂直,坐标原点为燃烧器出口中心.

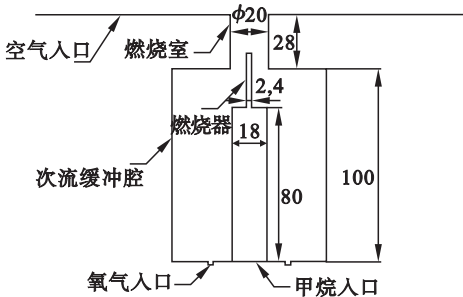


图 1 燃烧系统结构

Fig. 1 Schematic diagram of combustion system

图 2 为燃烧器仿真模型.在图 2a 中,次流缓冲腔为圆柱体,内径 79 mm,高度 100 mm.缓冲腔底部有 2 个氧化剂进气孔,孔径为 4 mm.燃烧室为圆柱结构,内径和高度均为 20 mm.在图 2b 中,喷管内径 1.9 mm,壁厚 0.25 mm,波瓣燃烧器为 4 瓣结构,瓣高 1.87 mm,瓣宽 2.8 mm;在图 2c 中,环形圆柱燃烧器内径 1.9 mm,外径 2.4 mm.

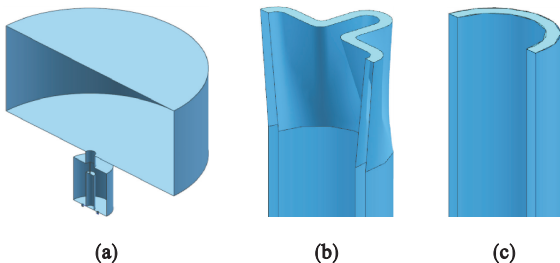


图 2 燃烧器仿真模型

Fig. 2 Combustion device model

(a)—计算域;(b)—微波瓣燃烧器;
(c)—环形圆柱燃烧器.

1.2 物理模型

本文采用基于雷诺平均的 N - S 方程对微波

瓣、环形圆柱燃烧器的流场进行仿真.由于燃料、氧化剂气体流速低,故将其简化为不可压缩流体.湍流模型方面,由文献[8 - 9]可知,Realizable $k - \varepsilon$ 模型能更好地描述波瓣及环形圆柱喷嘴的流场,故本文采用 Realizable $k - \varepsilon$ 模型,配合标准壁面函数模拟微波瓣/微环形圆柱燃烧器中的流动.燃烧模型方面,由于甲烷同氧气的混合,反应为非预混燃烧,故本文采用非预混燃烧概率密度函数模型作为燃烧模型,采用 Beta 函数作为概率函数,化学模型选取平衡化学模型.

1.3 网格划分

本文将整个计算域分为两个部分:外界大气部分和由燃烧器、次流缓冲腔及燃烧室组成的内流部分.对于内流部分,采用非结构化网格进行划分,并对壁面采用五层棱柱网格作为边界层网格.对于外界大气部分,采用结构化网格进行划分.由网格无关性验证可知,微波瓣、环形圆柱燃烧装置的最佳网格数分别为 102 万和 82 万,壁面平均 Y^+ 约为 1,网格划分的最终结果如图 3 所示.



图 3 网格划分

Fig. 3 Computational mesh

1.4 边界条件

燃烧器入口为甲烷,次流缓冲腔入口为氧气,两者均采用质量流量边界条件,具体如表 1 所示.表 1 中, Re, p^*, T 分别表示雷诺数、总压和总温.外流入口采用压力入口边界条件,参数设定为标准大气状态.计算域对称面采用对称边界条件,各固壁面均采用无滑移壁面边界条件.

表 1 边界条件
Table 1 Boundary conditions

工况	组分	Re	T/K	p^*/MPa
1	CH ₄	80.4	300	0.24
	O ₂	1 256.1	300	0.45
2	CH ₄	80.4	300	0.24
	O ₂	1 394.8	300	0.45

1.5 离散方法与收敛标准

控制方程离散时,压力项采用二阶格式,动能项及湍流项采用二阶迎风格式,其他项采用

QUICK 格式. 速度和压力的耦合采用 SIMPLE 算法,收敛精度为 10^{-6} .

2 实验及数值方法验证

为了验证微波瓣燃烧器具有强化燃烧的能力及本文仿真方法的计算精度,对微波瓣燃烧器及环形圆柱燃烧器进行了实验测试和数值仿真.

2.1 实验设备

微波瓣及微环形圆柱燃烧器实验测试系统如图 4 所示,采用浮子流量计测定氧气和甲烷的流量. 采用热电偶测量温度,测点位置为氧气、甲烷气瓶出口阀门后及燃烧室出口. 为了测量火焰温度,本文在燃烧室出口布置了 5 个测温点,其位置分别在 $X/D = \pm 0.1, \pm 0.2$ 和 0 处,其中 X 为水平方向, D 为燃烧室出口内径. 对于氧气、甲烷的入口静压,本文通过气压表进行测量.

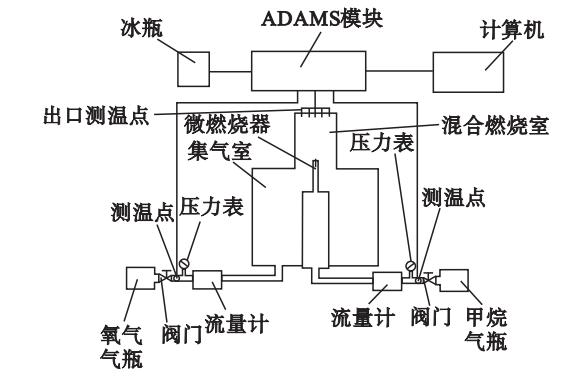


图 4 实验系统
Fig. 4 Experiment system

2.2 实验工况

实验工况为: 氧气流量 800 mL/min, 甲烷流量 60 mL/min, 氧气入口压力 0.45 MPa, 甲烷入口压力 0.24 MPa.

2.3 实验结果及仿真模型的验证

燃烧室出口水平位置处,火焰温度沿径向分布的测试值与仿真结果的对比如图 5 所示. 可知计算值与实验值的变化趋势一致,且相差不大. 微波瓣燃烧器测量温度与计算温度的最大相对误差为 13%,平均相对误差为 6.4%;微环形圆柱燃烧器测量温度与计算温度的最大相对误差为 12%,平均相对误差为 6.7%. 故本文所采用的计算方法具有较强的可行性和准确性. 由图 5 还可知,在燃烧室出口中心位置,微波瓣燃烧器的测试温度较微环形圆柱燃烧器高 91.8 K,仿真温度较环形圆柱燃烧器高 88.75 K. 从实验观察看,微波瓣燃烧器火焰明亮,呈圆球状;微环形圆柱燃烧器火焰

较波瓣长,火焰颜色不如波瓣明亮. 这说明微波瓣燃烧器的着火范围和燃烧温度均大于微环形圆柱燃烧器. 由此可知,在微小尺度下,微波瓣燃烧器仍具有强化混合,增强燃烧的能力.

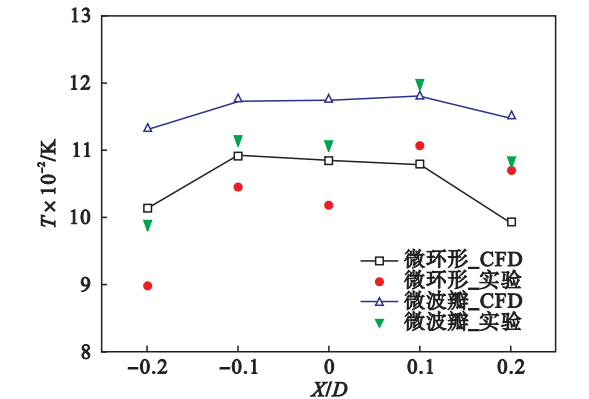


图 5 燃烧器出口截面温度的分布
Fig. 5 Temperature distribution at burner exit

3 不同工况下燃烧器流动特性分析

3.1 流场分析

燃烧器的流动特性将直接影响化学反应的进行,从而决定燃烧效率及稳定性. 为了描述波瓣流场中重要的涡结构——流向涡,定义流体涡量沿流动方向(Z 轴方向)的分量为

$$\omega_z = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (1)$$

式中, u, v 分别为流体在 X, Y 方向上的分速度.

对于微波瓣燃烧器而言,式(1)所定义的涡量沿流动方向的分量为流向涡的涡量. 在工况 1、工况 2 下,微波瓣燃烧器流向涡沿流动方向的变化规律及微环形圆柱燃烧器涡量沿流动方向分量的变化规律分别如图 6、图 7 所示.

由图 6、图 7 可知,在 $Z/D = 0.01$ 截面处,微波瓣燃烧器存在着一宏观尺度的涡流结构,且该涡的尺度与波瓣高度相当;而微环形圆柱燃烧器却没有这样的宏观涡结构. 在涡量大小方面,在 $Z/D = 0.01$ 截面处,微波瓣燃烧器涡量沿流向分量(流向涡涡量)远大于微环形圆柱燃烧器. 在工况 1、2 中,微波瓣燃烧器涡量沿流向分量(流向涡涡量)约为微环形圆柱燃烧器的 10 倍. 流向涡的搅拌作用实现了甲烷同氧气的对流混合,这强化了甲烷同氧气的混合,增加了甲烷的驻留时间,为促进燃烧奠定了基础. 由于工况 1 中流体的流动速度大于工况 2,其中,在 $Z/D = 0.01$ 截面中心处,微波瓣燃烧器及微环形圆柱燃烧器在工况 1 下的速度较工况 2 分别大 3.02 m/s 和 3.16 m/s,

所以在工况 1 下,微波瓣燃烧器及微环形圆柱燃烧器的 ω_z 均大于工况 2. $Z/D=0.01$ 截面处,工况 1 中微波瓣燃烧流向涡量为 10 856,较工况 2 的微波瓣燃烧器高出 154%;对于微环形圆柱燃烧器,工况 1 中其涡量沿流向分量为 1 124,为工况 2 的 2.45 倍.随着流动的发展,微波瓣燃烧系统中的流向涡逐渐扩张,作用范围逐渐增大,甲烷同氧气的混合进一步增强.在微环形圆柱燃烧系统中,随着剪切层扩张,沿流动方向的涡分量逐渐无规则化.涡量方面,随着流动的发展,流体微团间的摩擦加剧,微波瓣燃烧系统中流向涡的涡量逐渐降低.在工况 1 中, $Z/D=0.04$ 截面处,流向涡最大涡量为 3 766,为 $Z/D=0.01$ 截面最大涡量的 35%;在工况 2 中,流向涡最大涡量为 2 008,

为 $Z/D=0.01$ 截面最大涡量的 47%.微环形圆柱燃烧系统中,涡量沿流向分量的变化规律虽然与微波瓣燃烧系统相同,但其值明显小于微波瓣燃烧系统. $Z/D=0.04$ 截面处,工况 1 中微环形圆柱燃烧系统中涡量沿流向分量的最大值为 881,为相同工况下微波瓣燃烧系统的 23%.当 Z/D 在 0.04 至 0.08 区间变化时,在湍流耗散效应作用下,涡量进一步减小,流向涡逐渐破碎.在 $Z/D=0.08$ 截面处,流向涡形状由椭圆形变得不规则;在涡量方面,工况 1,2 中流向涡最大涡量分别为 388 和 303.由此可知,流向涡涡量很小,其对甲烷同氧气混合的强化作用已经很弱.对于微环形圆柱燃烧器,在 $Z/D=0.08$ 截面处,其涡量沿流向分量的形状已呈现出明显的无规则化.

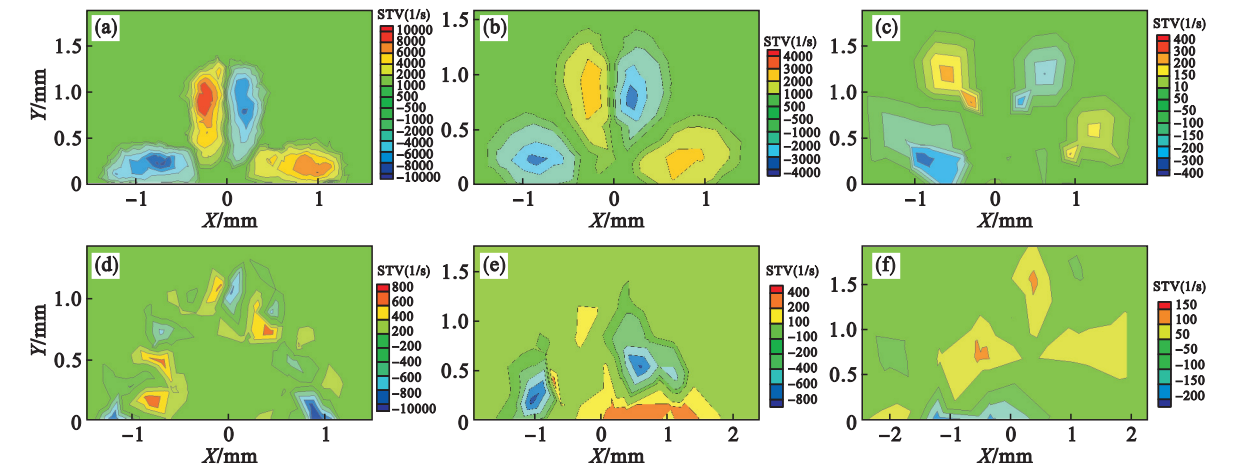


图 6 工况 1 下微燃烧器附近沿流向的涡分量

Fig. 6 Streamwise vorticity near the exit of micro burner under case 1

(a)—微波瓣燃烧器, $Z/D=0.01$; (b)—微波瓣燃烧器, $Z/D=0.04$; (c)—微波瓣燃烧器, $Z/D=0.08$;
(d)—微环形圆柱燃烧器, $Z/D=0.01$; (e)—微环形圆柱燃烧器, $Z/D=0.04$;
(f)—微环形圆柱燃烧器, $Z/D=0.08$.

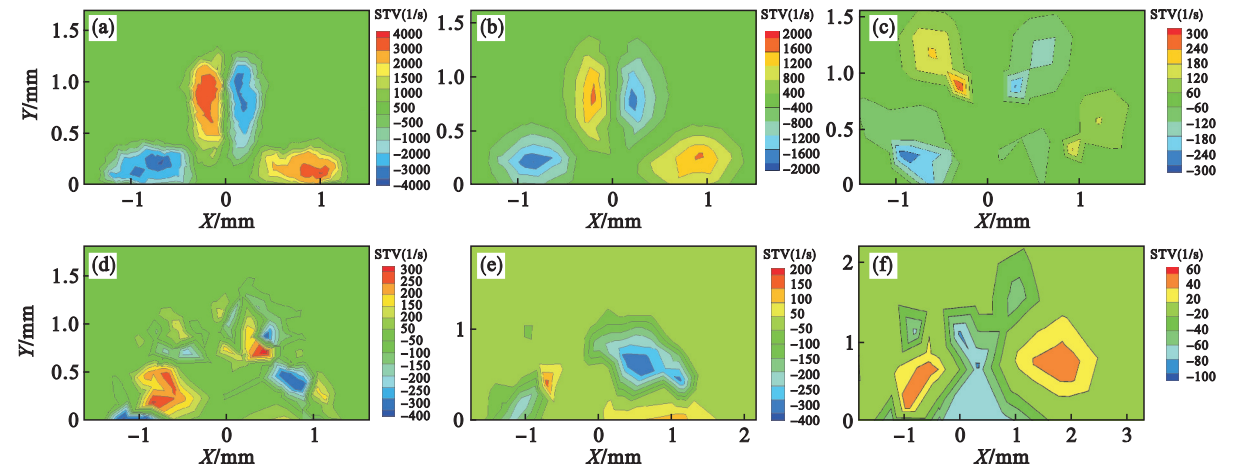


图 7 工况 2 下微燃烧器沿流向的涡分量

Fig. 7 Streamwise vorticity near the exit of micro burner under case 2

(a)—微波瓣燃烧器, $Z/D=0.01$; (b)—微波瓣燃烧器, $Z/D=0.04$; (c)—微波瓣燃烧器, $Z/D=0.08$;
(d)—微环形圆柱燃烧器, $Z/D=0.01$; (e)—微环形圆柱燃烧器, $Z/D=0.04$;
(f)—微环形圆柱燃烧器, $Z/D=0.08$.

3.2 温度分析

微波瓣与环形圆柱燃烧器对称面上不同流向截面处的径向温度分布如图 8 所示. 可知,在相同燃烧工况下,微波瓣燃烧器的燃烧温度高于环形圆柱燃烧器. 工况 1 中,在对称面上 $Z/D=0.6$, $Z/D=1$ 处,微波瓣燃烧器的最高燃烧温度、最低燃烧温度分别为 1 783,1 585 K,较环形圆柱燃烧器提升了 487, 488 K;燃烧室出口位置处 ($Z/D=1$),微波瓣燃烧器的最高燃烧温度、最低燃烧温度分别为 2 304,2 025 K,较环形圆柱燃烧器提升了 707,659 K. 工况 2 下,在 $Z/D=0.6$, $Z/D=1$ 处,微波瓣燃烧器的最高燃烧温度较环形圆柱燃烧器提升了 192,244 K. 这是因为:①微波瓣燃烧

器尾缘附近,流向涡的存在强化了甲烷同氧气的混合,使甲烷在射流中心位置的质量分数低于微环形圆柱燃烧器,在靠近燃烧室壁面区域氧气密集区的质量分数高于环形圆柱燃烧器. 这保证了在射流中心位置及燃烧室壁面附近有足够的氧气与甲烷发生反应. ②流向涡的存在还增加了甲烷在微燃烧系统中的运动路径,从而增加了甲烷的滞留时间,这将使甲烷有更多的时间同氧气完全发生化学反应. ③当流向涡对混合影响很小时,剪切层的扩散为混合的主要动力,由于微波瓣燃烧器具有外凸内凹的花瓣形结构,这增加了甲烷同氧气的接触面积,增强了燃料同氧化剂的混合.

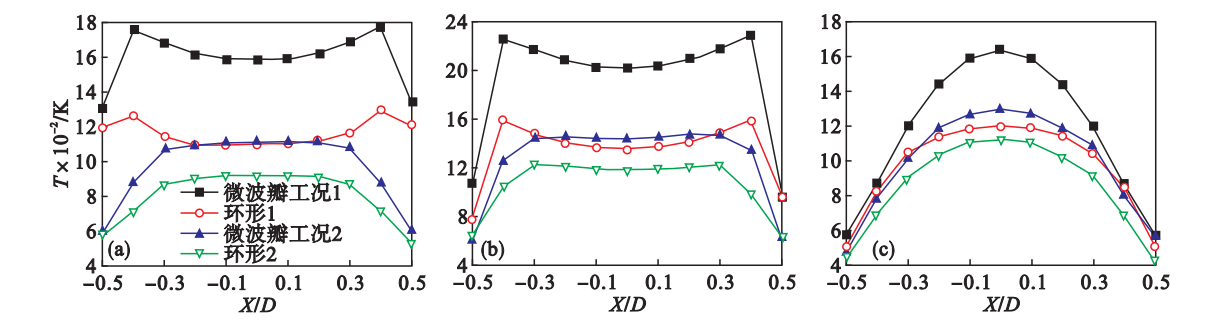


图 8 不同工况下微波瓣与环形圆柱燃烧器下游截面温度沿径向的分布
Fig. 8 Temperature distribution of micro-lobed burner and splitter burner along radial direction under different cases
(a)— $Z/D=0.6$; (b)— $Z/D=1$; (c)— $Z/D=1.5$.

4 不同当量比下的燃烧特性

为了进一步研究微波瓣燃烧器和微环形圆柱燃烧器在不同当量比下的燃烧特性,本文通过减小氧气的质量流量,改变了甲烷与氧气的当量比 Φ ,

使其分别为 0.06,0.07,0.09,0.12,0.19 及 0.45.

4.1 温度分布

不同当量比下,微波瓣及微环形圆柱燃烧器在不同对称面横截面的径向温度分布如图 9 所示,图中的 S,L 分别为微环形圆柱和微波瓣燃烧器.

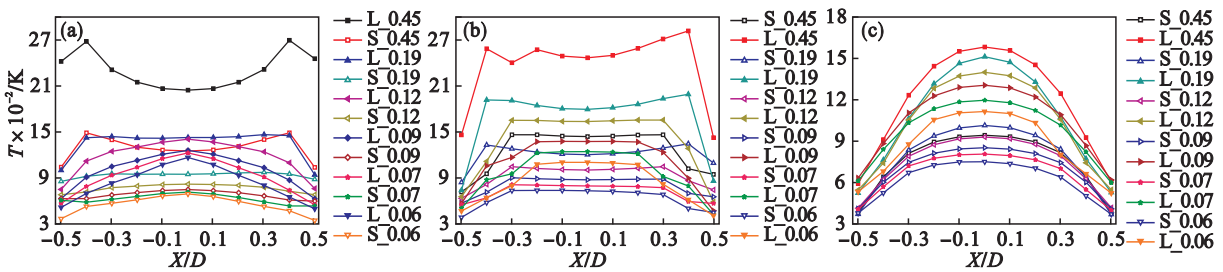


图 9 不同当量比下温度沿径向的分布
Fig. 9 Temperature distribution along radial direction under different equivalence
(a)— $Z/D=0.6$; (b)— $Z/D=1$; (c)— $Z/D=1.5$.

由图 9 可知,由于微波瓣燃烧器的混合强化作用,微波瓣燃烧器的燃烧温度均高于微环形圆柱燃烧器. 此外,随 Φ 的降低,微波瓣燃烧器与微环形圆柱燃烧器在相同位置处的温差逐渐减少. 在 $r/D=0$, $Z/D=0.6$ 位置处, Φ 为 0.45,0.06

时,微波瓣燃烧器燃烧温度分别为 2 049,1 175 K,较环形燃烧器分别提高了 790,473 K;而在 $r/D=0$, $Z/D=1$ 处, Φ 为 0.45,0.06 时,微波瓣燃烧器燃烧温度为 2 458,1 098 K,较环形燃烧器分别提高了 1 026,371 K. 这是因为随着当量比的减小,

氧气流量逐渐增加, 尽管环形圆柱燃烧器的掺混能力较微波瓣差, 但在逐渐过量的氧气中, 环形圆柱燃烧器也能使甲烷与氧气充分接触反应, 其燃烧温度与微波瓣燃烧器燃烧的差值逐渐减小。

4.2 燃烧效率

采用燃烧器轴线位置甲烷的燃烧效率来描述微波瓣燃烧器与微环形圆柱燃烧器的化学反应情况, 其定义为

$$\eta = \frac{[w_{\text{CH}_4}]_1 - [w_{\text{CH}_4}]_2}{[w_{\text{CH}_4}]_1} \quad (2)$$

式中, $[w_{\text{CH}_4}]_1$ 和 $[w_{\text{CH}_4}]_2$ 分别表示燃烧器入口和燃烧室内中心轴线上某点甲烷的质量分数。燃烧室出口中心位置处的燃烧效率分布如图 10 所示。可知, 在不同当量比下, 微波瓣燃烧器的燃烧效率均高于微环形圆柱燃烧器, 且随着当量比的增大, 微波瓣与微环形圆柱燃烧器燃烧效率的差值不断增大。当量比为 0.06, 0.45 时, 在燃烧室出口中心位置, 微波燃烧器的燃烧效率分别为 0.987, 0.963, 较环形圆柱燃烧器分别提高了 0.026, 0.093。这表明, 在流向涡及混合面积增加的作用下, 微波瓣燃烧器能够强化甲烷同氧气的化学反应, 且该强化作用随着当量比的增加逐渐显著。

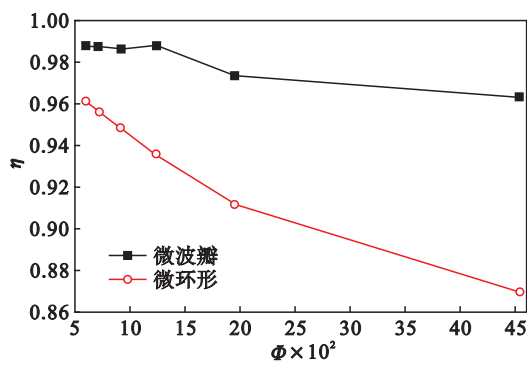


图 10 燃烧效率随当量比的变化

Fig. 10 Change of combustion efficiency with equivalence ratio

5 结 论

1) 甲烷在微波瓣燃烧系统中能更好地同氧

气混合, 其燃烧温度、燃烧效率高于微环形圆柱燃烧器。

2) 随着当量比的减小, 微波瓣燃烧器与微环形圆柱燃烧器在相同位置处的气体温差逐渐降低。

3) 不同当量比下, 微波瓣燃烧器的燃烧效率均高于环形圆柱燃烧器; 随着当量比降低, 微波瓣燃烧器与环形圆柱燃烧器燃烧效率的差值不断减小。

参考文献:

[1] Epstein A H, Senturia S D, Al-Midani O, et al. Micro-heat engines, gas turbines, and rocket engines—the MIT microengine project [C]//The 28th Fluid Dynamics Conference. Snowmass Village, 1997:1 – 7.

[2] Epstein A H, Senturia S D, Anathasuresh G, et al. Power MEMS and microengines [C]// The 9th International Conference on Solid-State Sensors and Actuators, Transducers. Chicago, 1997:753 – 756.

[3] Isomura K, Tanaka S, Togo S I, et al. Development of high-speed micro-gas bearings for three-dimensional micro-turbo machines [J]. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2005, 15(9):222 – 227.

[4] Paterson R W. Turbofan mixer nozzle flow of an mixer nozzle flow field—a benchmark experimental study[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1984, 106(3):692 – 698.

[5] Skebe S A, Paterson R W, Baber T J. Experimental investigation of three-dimensional forced mixer lobe flow field [C]// The 1st National Fluid Dynamics Conference. Cincinnati, 1988:1999 – 2006.

[6] Presz W M, Reynolds G, McCormick D C. Thrust augmentation using mixer ejector diffuser systems [C]// Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, 1994:1 – 10.

[7] Presz W M. Mixer/ejector noise suppressors[C]// The 27th Joint Propulsion Conference. Sacramento, 1991:1 – 10.

[8] Cooper N J, Merati P, Hu H. Numerical simulation of the vertical structures in a lobed jet mixing flow[C]// The 43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, 2005:1 – 13.

[9] Andrew T T, Christopher K W. Computation of turbulent axisymmetric and nonaxisymmetric jet flows using the $k-\epsilon$ model[J]. *AIAA Journal*, 1996, 34(2):309 – 316.