

## 多点喷射贫预混喷嘴流场及排放特性研究\*

孙付军<sup>1</sup>, 高非凡<sup>1</sup>, 李洁<sup>2</sup>, 索建秦<sup>1</sup>, 刘振侠<sup>1</sup>

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072;

2. 中国航发沈阳发动机研究所, 辽宁 沈阳 110015)

**摘要:** 基于燃料喷射孔与旋流器中空叶片相耦合的发展趋势和避免贫预混喷嘴发生回火和自燃, 本文提出了一种新型的带收敛出口、壁面开冷却孔且中空叶片叶背开喷射孔的多点喷射贫预混喷嘴, 试验研究了其流场和污染排放特性, 并采用数值计算方法对流场和燃料/空气混合特性进行了补充研究。结果表明: 主回流区脱离喷嘴出口一段距离, 有利于产生脱体火焰而防止发生自燃和回火, 且本文喷嘴出口温度监测结果也证实了在喷嘴内未发生自燃和回火; 不同压力状态下喷嘴出口截面混合不均匀度  $SMV$  (Spatial Mixing Variance) 均在4.7%左右, 满足低污染燃烧室  $SMV$  低于5%的要求; 并且污染物排放试验结果表明, 贫预混喷嘴能同时满足  $NO_x$  和  $CO$  排放要求 (@15% $O_2$ ) 的  $\Phi_{dome}$  范围较宽, 为0.65~0.82, 能减少其应用在全环燃烧室的分级数, 另外当  $\Phi_{dome}$  低于0.70时, 贫预混喷嘴的  $NO_x$  排放低于  $1 \times 10^{-5}$  (@15% $O_2$ )。本文提出的新型贫预混喷嘴能满足燃气轮机低污染排放要求。

**关键词:** 燃气轮机; 低污染燃烧室; 多点喷射; 贫预混喷嘴; 预混不均匀度; 排放特性

中图分类号: V231.2 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2022) 07-210330-11

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.210330

## Flowfield and Emission Characteristics of Lean Premixed Injector with Multi-Point Injection

SUN Fu-jun<sup>1</sup>, GAO Fei-fan<sup>1</sup>, LI Jie<sup>2</sup>, SUO Jian-qin<sup>1</sup>, LIU Zhen-xia<sup>1</sup>

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China)

**Abstract:** Based on the development trend of incorporating fuel holes into hollow swirler-vanes and avoiding the auto-ignition and flashback of lean premixed injectors, an original lean premixed injector with multi-point injection and the convergent outlet was proposed. Its fuel holes are located on the swirler-vanes basin and there are a number of cooling holes in its premixing section. The flowfields and emission characteristics of the lean premixed injector were investigated by experiments, and supplementary study on flowfields and fuel/air premixing uniformities were carried out by numerical simulations with the verification of experimental results. The results show that: the main recirculation zone (MRZ) is separated from the injector outlet for a certain distance, which is conducive to the generation of detached flame and avoid the risk of auto-ignition and flashback. The monitoring temperature results of the injector outlet in this paper also confirm that there is no spontaneous combustion and tempering in the injector. The spatial mixing variance ( $SMV$ ) values at the outlet of the nozzle are all

\* 收稿日期: 2021-05-26; 修订日期: 2021-08-16。

基金项目: 国家科技重大专项 (2017-III-0006-0031)。

作者简介: 孙付军, 博士生, 研究领域为贫预混低污染燃烧技术。

通讯作者: 索建秦, 硕士, 教授, 研究领域为航空发动机燃烧与燃烧室。

引用格式: 孙付军, 高非凡, 李洁, 等. 多点喷射贫预混喷嘴流场及排放特性研究[J]. 推进技术, 2022, 43(7):210330. (SUN Fu-jun, GAO Fei-fan, LI Jie, et al. Flowfield and Emission Characteristics of Lean Premixed Injector with Multi-Point Injection[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(7):210330.)

about 4.7% under different pressure conditions, which meets the requirement that  $SMV$  of low emission combustor should be less than 5%. The emissions experiment results show that dome equivalence ratio ( $\Phi_{dome}$ ) of the lean premixed injector, at which its  $NO_x$  and CO emissions (@15% $O_2$ ) could both meet the emission requirements, ranges from 0.65 to 0.82, and its wide range of  $\Phi_{dome}$  can reduce the number of stages used in full ring combustor. In addition, when  $\Phi_{dome}$  is lower than 0.70, the lean premixed injector is capable of achieving  $NO_x$  emissions below  $1.0 \times 10^{-5}$  (@15% $O_2$ ). Therefore, the original lean premixed injector proposed in this paper could meet the stringent emission standards of industrial gas turbine.

**Key words:** Gas turbine; Low emission combustor; Multi-point injection; Lean premixed injector; Spatial mixing variance; Emission characteristics

## 1 引言

随着污染物( $NO_x$ )排放标准的日益苛刻<sup>[1-3]</sup>,贫预混燃烧技术被广泛应用于地面燃气轮机和航空衍生燃气轮机低污染燃烧室设计。良好的燃料/空气预混是贫预混燃烧技术实现低排放的关键<sup>[4-5]</sup>,随着燃烧室进口温度和压力的不断升高,自燃延迟时间大大减低<sup>[6-7]</sup>,因此需要对贫预混喷嘴结构进行优化,使其能在尽可能短的预混距离内实现燃料/空气的混合均匀。基于贫预混燃烧技术形成的一系列成熟的且具有代表性的燃烧器喷嘴均沿着缩短预混距离的趋势发展:应用于美国通用电气公司的航空衍生燃气轮机 LM6000 的三代双环反向旋流器(Double Annular Counter-Rotating Swirler, DACRS)<sup>[8-9]</sup>,DACRS I 的燃料从旋流器出口侧的中心体上的小孔垂直喷入旋流空气,燃料穿透深度不足,燃料/空气预混效果不佳,致使某些工况点的  $NO_x$  排放值高于  $1.00 \times 10^{-4}$ ;在 DACRS I 原燃料开孔位置处装设 8 根径向燃料杆,每个燃料杆上各开有 3 个燃料小孔,沿垂直于气流方向喷射燃料,形成了 DACRS II,其大大提高了燃料/空气混合均匀性,可实现个位数的  $NO_x$  排放;但由于燃料杆对预混喷嘴流场影响较大,DACRS III 抛弃燃料杆,将燃料喷射孔开在外旋流器叶片出气边上,取得了与 DACRS II 相当的预混效果, $NO_x$  排放同样降低至个位数。同样由美国通用电气公司设计的 DLN 系列燃烧器,DLN 1 和 DLN 2 的燃料喷孔均位于旋流器下游的中心体上<sup>[10]</sup>,而在其改进方案 DLN 2+ 和 DLN 2.6 上,多个燃料喷射孔开在位于上游的中空直叶片上<sup>[11]</sup>,大大提高了燃料/空气混合均匀性,使  $NO_x$  排放值降低至  $9 \times 10^{-6}$ 。日本三菱公司研制的用于 G 型燃气轮机上的 DLN Mk-7 的预混喷嘴燃料喷孔同样位于旋流器叶片下游的中心体上,而其改型 DLN Mk8-4 预混喷嘴的燃料喷孔开在了旋流器叶片上,使燃料/空气混合更加均匀,其  $NO_x$  排放值也由  $2.5 \times 10^{-5}$  降至

$1.5 \times 10^{-5}$  以下<sup>[12]</sup>。因此贫预混低污染燃烧技术的关键是提高燃料/空气混合均匀性,而将燃料喷射孔与中空叶片相耦合既简化了燃料供应结构(减短了喷嘴长度),又提高了燃料/空气混合均匀度而降低了  $NO_x$  排放,是目前贫预混喷嘴燃料供应方式的发展趋势<sup>[13]</sup>。

另外,回火同样是贫预混燃烧需要避免的问题<sup>[14]</sup>。针对回火问题,国内外开展了机理研究和关键参数化研究,例如田晓晶等<sup>[15]</sup>研究了旋流器关键几何结构等对回火发生机理的影响,De 等<sup>[16]</sup>研究了燃料组分比例等气动参数对回火的影响。根据经典回火机理和回火特性的参数化研究,避免回火可以从三方面考虑:(1)控制壁温;(2)降低靠近壁面处油气比;(3)提高喷嘴出口气流速度<sup>[17]</sup>。与其相对应的解决措施通常有:(1)在喷嘴壁面开冷却孔,形成隔离气膜,既降低喷嘴壁面温度(也能降低发生自燃风险),又使壁面附面层气体流动起来,降低近壁面处燃料/空气比;(2)喷嘴出口为收敛型,加速空气流动<sup>[18]</sup>。

针对贫预混喷嘴燃料喷射孔和旋流器中空叶片耦合的燃料供应发展趋势和防止贫预混喷嘴发生回火的措施,基于国内航空衍生燃气轮机气动参数和几何尺寸参数并参考 GE 公司 LM6000 燃气轮机喷嘴排布方式<sup>[8]</sup>,本文提出了一种新型的带收敛出口的、壁面开有冷却孔和燃料喷射孔开在中空旋流器叶片盆部的贫预混喷嘴<sup>[19]</sup>。针对提出的新型贫预混喷嘴,本文采用试验方法对其流场和排放特性进行研究,并采用经过试验验证的数值计算方法对其流场和燃料/空气混合特性进行补充研究。

## 2 方法

### 2.1 试验方法

#### 2.1.1 贫预混喷嘴结构

基于国内航空衍生燃气轮机燃烧室的气动参数

和几何尺寸参数,本文提出并设计了一种新型的贫预混喷嘴模型,该喷嘴模型由轴流式旋流器、燃料流路、预混段和收敛型出口组成,如图 1(a)所示。旋流器包括 12 个等厚度的中空叶片,其叶片角度为  $40^\circ$ ,且每个中空旋流器叶片上等距均匀分布 2 个燃料喷射孔,能最大限度地与来流空气充分混合。预混段上开有切向进气发散冷却小孔,在壁面能形成旋转贴壁气膜,加速壁面附面层空气流动,避免发生自燃和回火。全部燃烧空气由喷嘴进入,在旋流器通道内与中空叶片喷射孔喷出的燃料初步混合,然后在旋流空气剪切和湍流脉动的作用下,燃料与空气在预混段中充分混合,最终混合均匀的燃料/空气混合物经过收敛型出口加速流向下游火焰筒进行燃烧。收敛型出口能提高燃料/空气混合物流出喷嘴的速度,避免发生回火。喷嘴主要结构如图 1(b)所示。

2.1.2 冷态流场特性试验台

本文流场试验在西北工业大学燃烧实验室的常

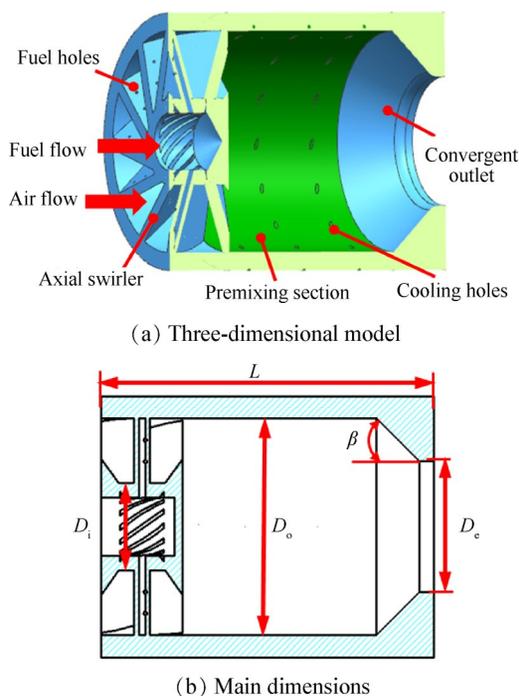


Fig. 1 Schematics of the lean-premixed injector

温常压冷态试验台上进行,试验台示意图如图 2 所示。该试验台包括供气子系统、混合段、测量段、试验段和 PIV 系统组成。其中试验段由喷嘴和可视化方形火焰筒组成,方形火焰筒由有机玻璃制成,长度为 200mm,高和宽为 50mm。

气流由双螺杆连续式压缩机产生,其流量由流量计测得并由调节阀控制。在混合段中沿周向布置 6 个多孔靶,每个靶子上开有 4 个直径为 2mm 的圆孔,以保证示踪粒子空间分布均匀性。在进入燃烧室之前,气流先在混合段与示踪粒子混合,然后在测量段中进行一步混合后通过喷嘴流入试验段,最终喷入到大气中。在混合段后的测量段上装配有热电偶和压力探针分别用于测量燃烧室进口温度和压力。

冷态流场的试验工况如表 1 所示。

本文采用的是德国 Lavisision 公司生产的 2D2C PIV 系统,主要包括粒子发生器、双脉冲激光器、导光臂、CCD 相机和同步器。本实验相机拍摄控制在  $50\text{mm} \times 100\text{mm}$  的矩形区域,以保证每张图片的像素密度不低于  $0.05\text{mm}/\text{pixel}$ 。PIV 系统的具体技术参数如表 2 所示。

Table 1 Non-reacting flowfields test conditions

Parameter	Value
Mainstream air/(g/s)	17.52
Inlet temperature/K	289.3
Inlet pressure/kPa	106.81
Seeding air/(g/s)	1.20

2.1.3 污染排放特性试验台

本文污染物排放特性试验在西北工业大学飞行器动力实验中心燃烧实验室进行,其试验台如图 3(a)所示,由空气供给系统、天然气供给系统、燃气分析系统、数据采集系统、水冷系统和单头部单管试验件组成。使用连续性气源和电加热器实现高温压缩空气供气,空气流量由罗斯蒙特孔板流量计进行计

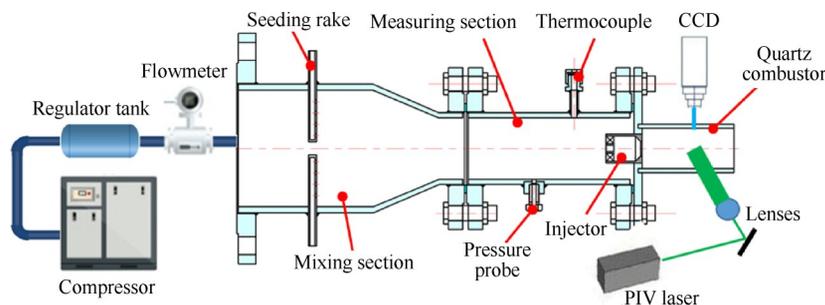


Fig. 2 Schematics of cold flowfield test rig system

**Table 2** Technical details of the PIV setup

PIV measurement	
Laser pulse duration/ns	5
Laser pulse energy/mJ	200
Laser sheet width/mm	1
Double-pulse delay/ $\mu$ s	15
PIV repetition rate/Hz	5
PIV camera objective	Image SX 4M 2360 $\times$ 1776, 31fps

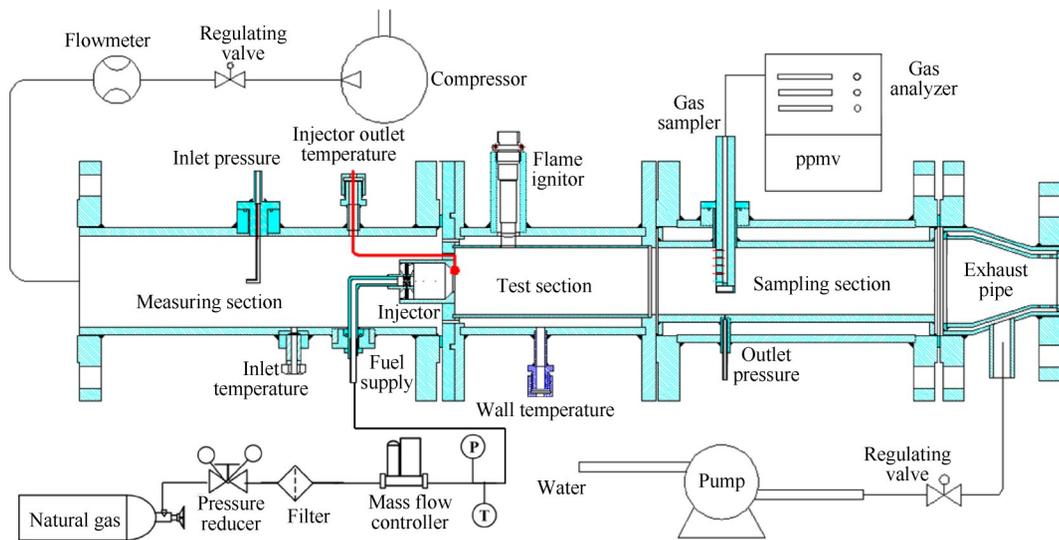
量。燃料采用天然气气瓶供给,其流量由 Parker 热式质量流量控制器计量和控制。水冷系统用于冷却后测量段、燃气取样耙和尾气喷水降温。燃气分析系统完全符合国际民航组织污染物取样和测量要求<sup>[20]</sup>,高温燃气经过取样耙5个取样孔在中心样气管中混合,经样气运输管路进入预处理系统。运输管路采用电伴热的方式将样气保温在(165 $\pm$ 15) $^{\circ}$ C,防止燃气中UHC和水蒸汽等组分冷凝影响测量结果的准确性。燃气分析系统详细介绍可参考文献[21]。所有气动参数和污染物排放数据均通过数据采集系统采集处理。

基于2.1.1节所介绍的新型贫预混喷嘴,本文设计了一套单头部单管试验件(如图3所示),包括前测量段、试验段、后测量段(取样段)和后转接段(排气段)。前测量段布置有进口温度 $T_3$ 、进口压力 $p_3$ 测点和燃料进口安装座,另外还布置有喷嘴出口温度 $T_{out}$ 测点,用来检测喷嘴出口燃料/空气混合物温度以判断是否发生自燃和回火。试验段由贫预混喷嘴、机匣、火焰筒、燃料管路和点火器组成,在火焰筒壁面焊有7个温度测点,用来监测壁面温度。取样段布置有燃气取样耙测量排放。采集燃气的取样耙开有5个等距分布的孔径1.0mm的小孔,耙体采用水冷方法降温。本文主要研究进口温度 $T_3$ 、进口压力 $p_3$ 和燃料/空气比(用头部燃料空气当量比 $\Phi_{dome}$ 表征)对污染排放( $NO_x$ 和CO)和燃烧效率的影响规律,其试验工况如表3所示。

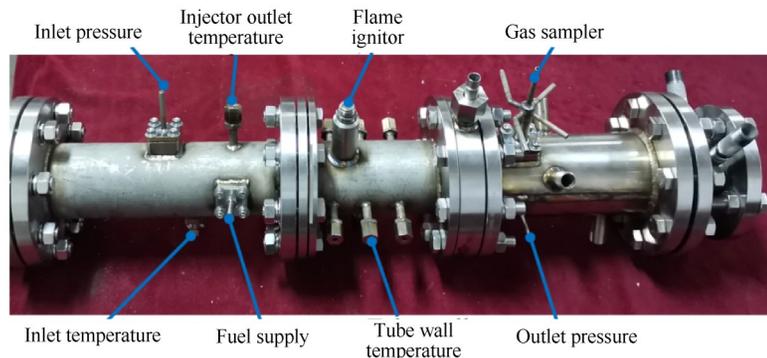
**2.2 数值计算方法**

**2.2.1 燃烧室模型和网格划分**

数值计算所采用的喷嘴模型结构和尺寸与流场和污染排放特性试验喷嘴试验件完全一致,而其结



(a) Test rig system



(b) Single injector combustor

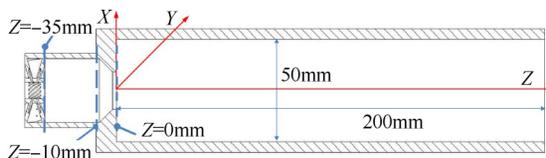
**Fig. 3** Single injector combustor test rig

**Table 3 Aerodynamic conditions of emissions characteristics test**

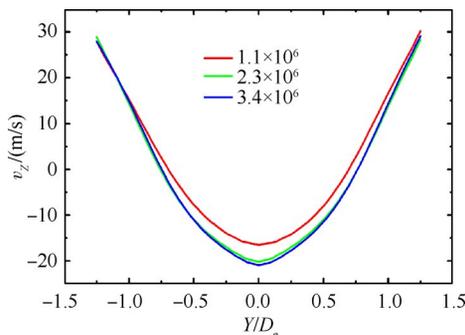
Case	$T_3/K$	$p_3/kPa$	$\Phi_{dome}$
1	480	250~600, 8 points	0.776
2	370~715, 5 points	300	0.783
3	620	305	0.739~0.883, 6 points
4	620	390	0.683~0.886, 10 points
5	715	295	0.653~0.868, 10 points

构简图如图 4 所示。喷嘴收敛出口与燃烧室头部法兰平齐, 空气流动方向为 +Z 方向。

本文采用数值计算前处理软件 ICEM 对贫预混燃烧室流体域进行网格划分。对轴向旋流器、燃料孔、预混段及火焰筒内靠近喷嘴区域等核心结构的流体域网格不断加密以提高计算精度, 而其它燃烧室结构的网格尺寸适当加大以提高计算效率。选取网格数分别为 110 万, 230 万和 340 万来进行网格无关性验证, 获得的轴向速度计算结果对比如图 5 所示, 网格数为 110 万的中心位置处轴向速度偏差较大, 而网格数为 230 万与 340 万的轴向速度计算结果在中心位置处及两侧处几乎无差别, 因此本文认为 230 万网格数已经达到无关, 贫预混燃烧室网格数量确定为 230 万。



**Fig. 4 Structure sketch of lean pre-mixed combustor**



**Fig. 5 Axial velocity in radial for different grids**

2.2.2 计算模型

本文采用商用软件 Fluent 对燃烧室冷态流场和燃料/空气混合特性进行数值模拟, 其中质量、动量、能量及组分的时均控制方程均采用有限体积方法。采用雷诺平均方法求解时均化的 N-S 方程。并且已有研究结果表明可以通过稳态流动分析预测旋流涡

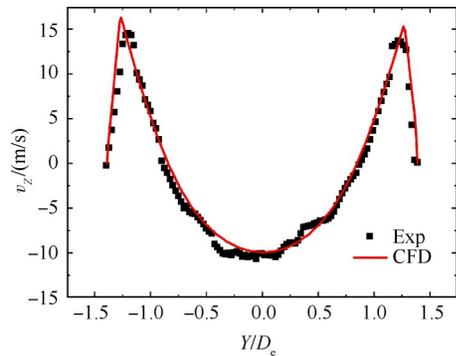
破碎过程<sup>[22]</sup>。

文献[23]针对美国通用电气公司提出的旋流杯模型, 分别采用 Standard  $k-\epsilon$ , Realizable  $k-\epsilon$ , RNG  $k-\epsilon$ , Standard  $k-\Omega$  和 Reynolds Stress Model 五种常用的湍流模型进行流场数值模拟, 并将计算结果与由 LDV 得到的实验结果对比发现, Standard  $k-\epsilon$  模型计算结果与实验结果最接近, 因此本文采用 Standard  $k-\epsilon$  湍流模型, 压力速度耦合采用 SIMPLE 求解算法, 选择标准壁面函数, 燃烧室空气进口和气体燃料进口均采用质量流量进口边界条件, 而出口则选用压力出口边界条件。燃料/空气混合均匀性计算则以甲烷为燃料, 组分计算采用组分输运模型。

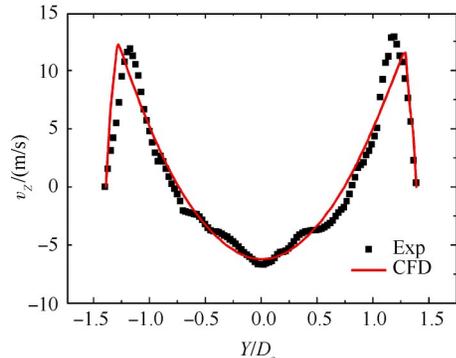
2.2.3 计算模型验证

(1) 燃烧室冷态流场验证

针对本文提出的贫预混喷嘴燃烧室, 在表 1 工况条件下, 分别采用 2.1.2 节 PIV 试验方法和 2.2.2 节计算模型获得冷态流场速度分布。图 6 为轴向位置  $Z=45mm$  和  $55mm$  处轴向速度沿径向分布曲线, 图中  $v_z$  是轴向速度,  $Y$  和  $D_c$  分别为径向位置和喷嘴出口直径。从图中可以看出, 两个轴向位置处数值计算和试验得到的速度径向分布曲线的趋势均相吻合, 即数值计算能较准确地预测回流速度峰值及其位置和回流区尺寸(回流速度峰值及回流区尺寸的最大相



(a)  $Z=45mm$



(b)  $Z=55mm$

**Fig. 6 Axial velocity profile in radial for experimental and CFD method**

对误差分别为4.27%和3.74%),因此本文所采用的数值计算模型能够较准确地模拟贫预混喷嘴燃烧室冷态流动特性。

(2)燃烧室燃料分布特性验证

以西门子公司提出的单旋流贫预混矩形燃烧室模型进行燃烧室燃料分布特性的数值模拟方法验证<sup>[24]</sup>。文献[24]中提出的单旋流贫预混燃烧室结构、空气流动及气体燃料/空气混合方式均与本文燃烧室相似,且其流场结构和组分分布由PIV和激光拉曼光谱技术测量而得,可信度较高,因此采用该文献的燃烧室模型和试验数据来验证本文数值模拟方法具有较强的说服力。计算边界条件根据文献[24]中的试验工况A进行设置,进口温度412℃,进口压力0.3MPa,空气质量流量175g/s,燃料流量6.2g/s。

按照2.2.2节中的计算模型设置方法进行组分场及速度场验证。图7是通过数值计算和试验获得的Z=18.6mm和38.6mm处轴向速度和Z=18.6mm处燃料质量分数沿径向分布曲线。横坐标为燃烧室径向位置,纵坐标为燃烧室内轴向速度或燃料质量分数。数值计算和试验获得的轴向速度和燃料质量分数沿径向的变化趋势相一致。另外如图7(b)所示,在r=45mm处计算和试验所获得的燃料质量分数分别为0.03610和0.03319,其差值最大,但它们相对误差为

4.79%,在可接受范围内。因此本文2.2.2节所介绍的数值计算模型能够较准确地模拟贫预混燃烧室燃料/空气混合特性。

3 结果与讨论

3.1 空气流量分配比例检查

燃烧室空气流量分配是燃烧室设计、研发中的基本问题,尤其是头部空气(喷嘴空气)比例会直接影响燃烧区当量比,进而会影响燃烧室火焰稳定、燃烧效率及污染排放等各方面性能。因此本文首先采用堵孔法<sup>[25]</sup>查看各流道空气流量分配是否与设计值一致,试验结果与设计值对比如表4所示。由于本燃烧室方案的流场特性、污染排放水平和燃烧效率主要由喷嘴空气比例决定,而喷嘴空气比例试验值与设计值相对误差为1.25%,因此本文设计加工的贫预混单喷嘴单管燃烧室流量分配实验值与设计值的一致性可以接受,可用来开展流场特性和污染排放特性试验。

Table 4 Comparison of flow distribution between design value and experimental value

Parameter	Design value	Experimental value	Relative error/%
Injector air ratio/%	72	71.09	-1.25
Cooling air ratio/%	18	18.86	4.82
Dilution air ratio/%	10	10.61	6.12

3.2 燃烧室冷态流场

由于PIV试验测量区域是从喷嘴下游10mm处开始的,试验结果未捕捉到喷嘴出口至主回流区(Main Recirculation Zone, MRZ)的形成过程,所以基于经过验证的2.2.2节计算模型,对此未测量区域的流场进行数值计算以作为补充。基于表1冷态流场气动条件获得的流场特征如图8所示。从图8(a)可以看出,在喷嘴下游的火焰筒中心区域存在轴向逆流,形成了关于中心对称的大尺寸主回流区,有利于燃烧室火焰稳定。另外与常规的文氏管出口喷嘴形成的回流区紧贴或回缩喷嘴内不同<sup>[26]</sup>,本文喷嘴主回流区形成于喷嘴下游0~5mm处,脱体回流区有助于形成脱体火焰,进而有利于降低发生自燃和回火风险。这也是本文喷嘴设计为收敛型出口的初衷。

主回流区是燃烧室内最重要的流动特征,为进一步分析主回流区特征速度的分布规律,图8(b)给出了不同轴向位置(Z=5mm, 15mm, 35mm, 65mm和105mm)处轴向速度的径向分布。在主回流区发展阶

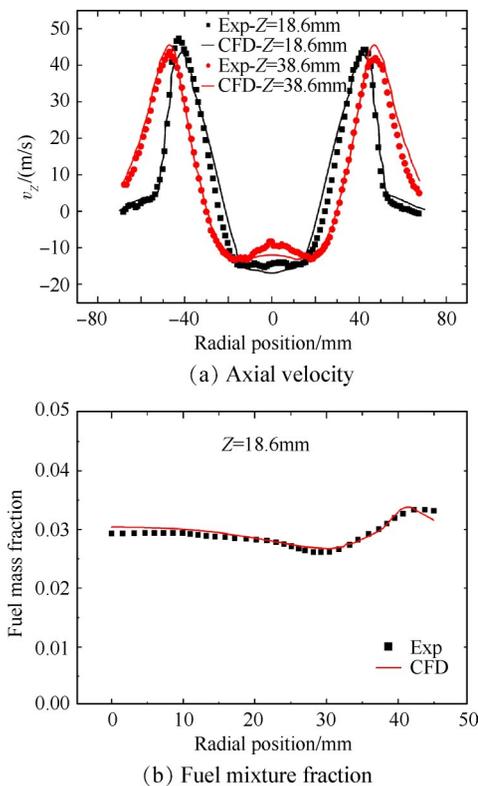


Fig. 7 Comparison of CFD and Exp results of axial velocity and fuel mixture distribution

段 ( $Z=5\sim 105\text{mm}$ ), 轴向速度在径向关于中心轴对称分布, 且呈现“双峰”结构。随着轴向距离的增大, 轴向速度峰值逐渐减小, 且其径向位置逐步靠近火焰筒壁面, 这说明空气在离心力作用下逐步向外扩展, 有助于在火焰筒内部形成主回流区。另外随着距喷嘴出口距离的增大, 主回流区径向尺寸和最大回流速度均呈现先增大后减小的趋势, 在  $Z=105\text{mm}$  处, 主回流区基本消失。在  $Z=5\text{mm}$  处, 轴向速度的双峰值对应于图 8(a) 所示的从喷嘴收敛型出口喷出的两股高速气流, 有利于避免发生回火。

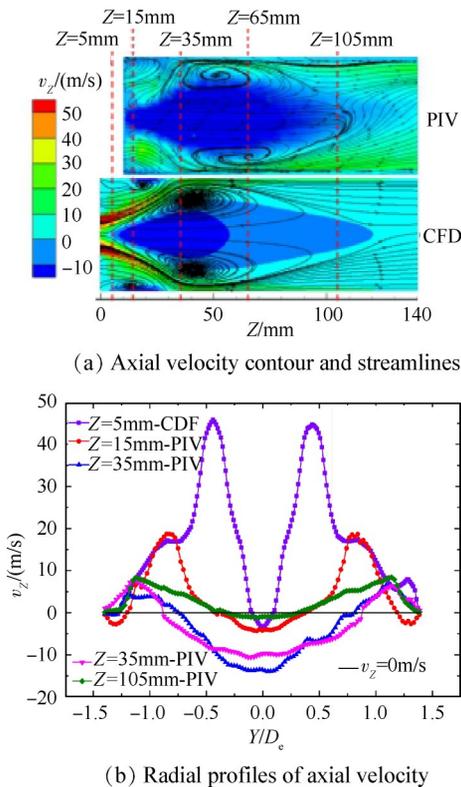


Fig. 8 Non-reacting flow characteristics of lean premixed combustor

另外, 喷嘴内部流动特性是提升燃料/空气混合均匀度的关键, 图 4 选择了喷嘴内部 3 个特征截面 ( $Z=-35\text{mm}, -10\text{mm}$  和  $0\text{mm}$ ), 对其流动特性进行分析。3 个特征截面上的轴向速度云图和切向速度云图分别如图 9, 图 10 所示, 由于旋流器叶片通道叶根与叶尖流通能力的差异以及叶背气流分离影响, 旋流器出口  $Z=-35\text{mm}$  截面的轴向速度和切向速度分布在周向和径向上都很不均匀 (如图 9(a) 和图 10(a) 所示); 随后在旋流空气强扰流和强扩散能力的作用下, 旋流空气在喷嘴平直段充分发展, 消除了叶片尾迹, 缩小了各流体微团的速度差异, 使得轴向速度和切向速度的周向分布趋于均匀 (如图 9(b) 和图 10(b))

所示)。当旋流空气经过喷嘴出口收敛段后, 空气加速流出喷嘴; 另外旋流空气在离心力的作用下, 均向外侧流动, 所以喷嘴出口处  $Z=0\text{mm}$  处的轴向速度和径向速度均呈“内低外高”分布 (如图 9(c) 和图 10(c) 所示), 与图 8(b) 中轴向速度的径向分布规律相对应。

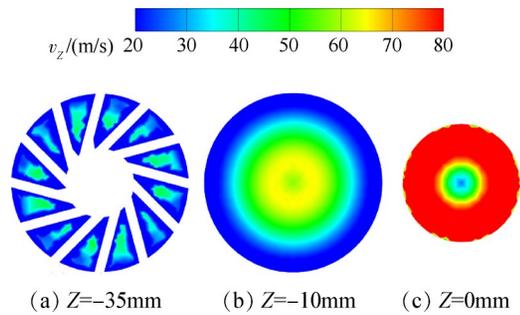


Fig. 9 Axial velocity contours

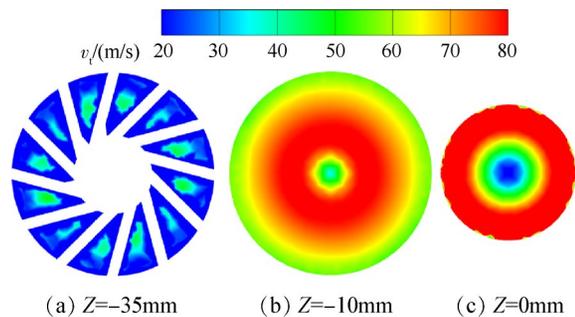


Fig. 10 Tangential velocity contours

### 3.3 燃烧室燃料/空气混合特性

贫预混燃烧技术的关键是在尽量短的预混距离内实现燃料与空气的均匀快速混合。燃料/空气预混程度用混合不均匀度 (Spatial Mixing Variance,  $SMV$ ) 来衡量<sup>[27]</sup>,  $SMV$  越小则表示混合效果越均匀, 越大则表示混合效果越差,  $SMV$  计算公式为

$$SMV = \frac{\iint |f - \bar{f}| dA}{A\bar{f}} \quad (1)$$

式中  $A$  为所选截面面积,  $f$  为燃料质量分数,  $\bar{f}$  为截面上燃料平均质量分数。

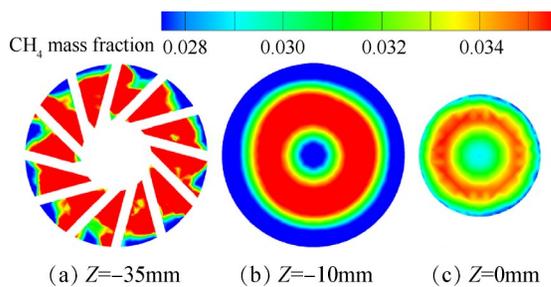
基于商业软件 Fluent, 本文选取 Case 1 中四个工况点研究贫预混喷嘴燃料/空气混合特性, 各工况下贫预混喷嘴收敛出口截面处  $SMV$  如表 5 所示; 不同进口压力下喷嘴出口的  $SMV$  均在 4.7% 附近, 满足贫预混燃烧室将燃料/空气混合不均匀度控制在 5% 以下的要求<sup>[28]</sup>。

图 11 为喷嘴内 3 个特征截面的  $\text{CH}_4$  质量分数云图, 来详细了解喷嘴内燃料与空气混合过程。如图

**Table 5 SMV on different operating conditions**

	$T_3/K$	$p_3/kPa$	$\Phi_{dome}$	SMV/%
Point 1		247.6		4.74
Point 2	480	349.3	0.776	4.67
Point 3		449.9		4.75
Point 4		541.8		4.77

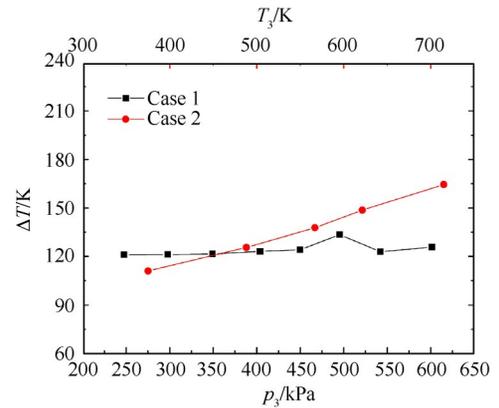
11(a)所示,由于旋流器流道的叶根与叶尖处、叶背与叶盆处空气流量的差异,旋流器出口处的燃料浓度存在径向和周向分布不均匀。在喷嘴平直段内,旋流空气的切向流动进一步强化了燃料周向扩散和混合,使得燃料浓度的周向分布逐步趋于均匀,而径向分布仍存在较大差异(如图11(b)所示)。但是经过收敛段的气流加速,加大了不同燃料浓度层之间在径向间的组分扩散和交换,缩小了喷嘴出口处的各燃料浓度层之间的差异((如图11(c)所示)),使得燃料/空气混合均匀性进一步提高。这说明本文提出的燃料喷射孔与旋流器中空叶片相耦合的燃料供应方式能充分利用旋流及其强湍流效应促进燃料对流扩散,在短距离内实现燃料/空气均匀混合。



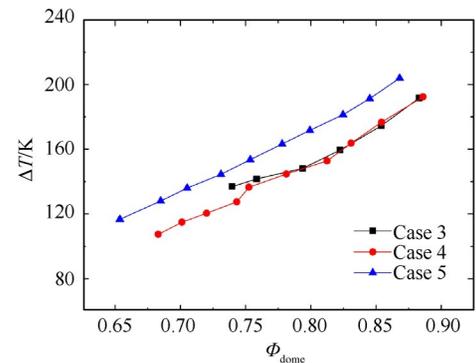
**Fig. 11 CH<sub>4</sub> mass fraction contours**

### 3.4 喷嘴出口温度监测

回火和自燃是贫预混燃烧室常见到的问题,也是贫预混喷嘴设计必须要避免发生的。因此本文开展燃烧室热态前,在贫预混喷嘴收敛型出口处布置1根热电偶监测喷嘴出口温度 $T_{out}$ ,并以 $T_{out}$ 与进口温度 $T_3$ 的温差 $\Delta T$ 来判断其是否发生自燃或回火。不同工况下的如图12所示, $\Delta T$ 随进口压力 $p_3$ 增大基本无变化,而 $\Delta T$ 随着进口温度 $T_3$ 和 $\Phi_{dome}$ 的增大会缓慢增加,其原因是头部燃烧区火焰温度升高。再者各工况下 $\Delta T$ 在100~210K,远低于其当量比下的燃烧温升,因此可以判定贫预混喷嘴内未发生自燃和回火。究其原因,与传统文丘里喷嘴不同,本文收敛型出口喷嘴在出口形成的高速气流(如图9(c)所示)使回流区脱离喷嘴出口一段距离(如图8(a)所示),有利于产生脱体火焰,避免了发生回火和自燃。



(a) Temperature difference at different  $p_3$  and  $T_3$



(b) Temperature difference at different  $\Phi_{dome}$

**Fig. 12 Temperature difference at different operating conditions**

### 3.5 燃烧室污染物排放特性和燃烧效率

针对本文提出的贫预混单喷嘴单管燃烧室,采用燃气分析仪获得不同进口压力 $p_3$ 、进口温度 $T_3$ 及头部当量比 $\Phi_{dome}$ 对燃烧效率 $\eta$ 及污染物排放( $NO_x$ 和CO)的影响规律。燃烧效率 $\eta$ 通过燃气分析法(式(2))获得,而污染物排放水平以排气氧浓度15%  $O_2$ 下的CO和 $NO_x$ 的体积分数(式(3)和式(4))来评判<sup>[18]</sup>。

$$\eta = \left[ 1 - 10109 \frac{EICO}{H_c} - \frac{EIC_x H_y}{1000} \right] \times 100\% \quad (2)$$

$$(NO_x)_{15\%O_2} = (NO_x)_{meas} \times \frac{21 - 15}{21 - (O_2)_{meas}} \quad (3)$$

$$(CO)_{15\%O_2} = (CO)_{meas} \times \frac{21 - 15}{21 - (O_2)_{meas}} \quad (4)$$

式中 $EICO$ 和 $EIC_x H_y$ 分别为CO和 $C_x H_y$ 的排放指数,单位为g/kg; $H_c$ 为天然气低热值,本文选取为 $4.7989 \times 10^7$  J/kg。

#### 3.5.1 不同压力下污染物排放和燃烧效率

在 $T_3=480K$ , $\Phi_{dome}=0.776$ 条件下(表3的Case 1工况),8个不同进口压力工况点的污染物排放水平和燃烧效率如图13所示,当进口压力从250kPa升高至

600kPa,  $\text{NO}_x$  排放量逐渐增大。可根据  $\text{NO}_x$  生成机理进行解释,此工况燃烧区火焰温度在 1900K 左右,热力型  $\text{NO}_x$  生成占主导,  $\text{NO}_x$  生成量正比于  $p_3^n$ 。对本文喷嘴  $\text{NO}_x$  试验数据曲线拟合,此工况下  $n$  值为 0.436, 低于常规燃烧室的 0.5~0.8, 这也证实了本喷嘴方案燃料/空气混合良好。另外随着  $p_3$  的增大, CO 排放量逐渐减小, 而燃烧效率逐渐增大, 这是因为压力升高会增大湍流脉动速度, 进而使得湍流预混火焰传播速度增大, 最终加快燃烧室燃料燃烧速率。此外, 在  $T_3=480\text{K}$ ,  $\Phi_{\text{dome}}=0.776$ ,  $p_3=260\sim 600\text{kPa}$  条件下,  $\text{NO}_x$  和 CO 能同时满足国内燃气轮机的排放标准 ( $\text{CO}\leq 5.0\times 10^{-5}$ ,  $\text{NO}_x\leq 2.5\times 10^{-5}$ , @15% $\text{O}_2$ <sup>[1]</sup>)。

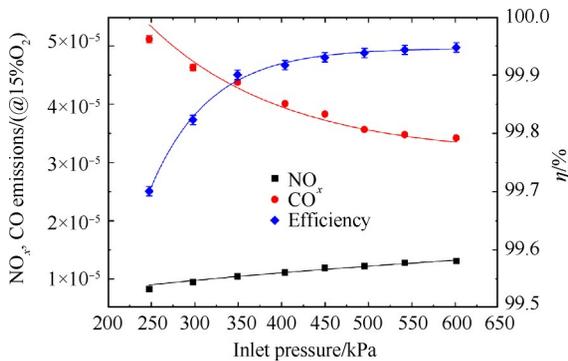


Fig. 13 Emissions and combustion efficiency at different inlet pressure

3.5.2 不同温度下污染物排放和燃烧效率

在  $p_3=300\text{kPa}$ ,  $\Phi_{\text{dome}}=0.783$  条件下(表 3 的 Case 2 工况), 污染物排放水平和燃烧效率随进口温度的变化曲线如图 14 所示, 当头部燃烧区当量比保持不变, 随着进口温度从 350K 增大至 715K, 燃烧区火焰温度也逐渐升高, 热力型  $\text{NO}_x$  生成量增多, 所以  $\text{NO}_x$  排放量逐渐增大, 从  $5.2\times 10^{-6}$  增大到  $1.53\times 10^{-5}$ 。另外随着燃烧区火焰温度的升高, 燃料化学反应速率增大, 促进了 CO 的氧化反应, 因而 CO 排放降低, 相应的燃烧

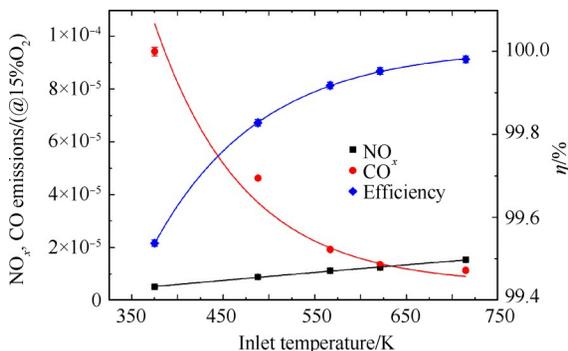


Fig. 14 Emissions and combustion efficiency at different inlet temperature

效率升高。

3.5.3 不同头部当量比下污染物排放和燃烧效率

在 Case 3, Case 4 和 Case 5 工况条件下,  $\text{NO}_x$  排放量随  $\Phi_{\text{dome}}$  变化规律如图 15 所示, 不同进口温度和压力条件下,  $\text{NO}_x$  排放量随着  $\Phi_{\text{dome}}$  增大而增加, 尤其是当  $\Phi_{\text{dome}}$  高于 0.8 时,  $\text{NO}_x$  排放量大幅增加, 这是因为头部当量比增大导致燃烧区火焰温度升高, 而热力型  $\text{NO}_x$  生成量与火焰温度呈指数关系。对比 Case 3 和 Case 4 工况的  $\text{NO}_x$  曲线图, 相同  $\Phi_{\text{dome}}$  下, 进口压力越高,  $\text{NO}_x$  排放量越高, 其原因在 3.5.1 节已解释过; 另外随着  $\Phi_{\text{dome}}$  增加, Case 3 和 Case 4 两个工况下  $\text{NO}_x$  生成量的差值逐渐增大, 其原因仍可根据热力型  $\text{NO}_x$  生成量正比于  $p_3^n$  来解释: 随着  $\Phi_{\text{dome}}$  增加, 相应燃烧区火焰温度升高, 引起压力函数指数  $n$  提高。再对比 Case 3 和 Case 5 工况的  $\text{NO}_x$  曲线图, 相同  $\Phi_{\text{dome}}$  下, 进口温度越高,  $\text{NO}_x$  排放量越高; 且随着  $\Phi_{\text{dome}}$  增加, Case 3 和 Case 5 两个工况下  $\text{NO}_x$  生成量的差值逐渐增大, 这是因为随着  $\Phi_{\text{dome}}$  增加, 相应燃烧区火焰温度升高, 而热力型  $\text{NO}_x$  生成量与火焰温度呈指数关系。从不同工况下  $\text{NO}_x$  曲线图可知, 当  $\Phi_{\text{dome}}$  小于 0.82 时,  $\text{NO}_x$  生成量满足排放标准。

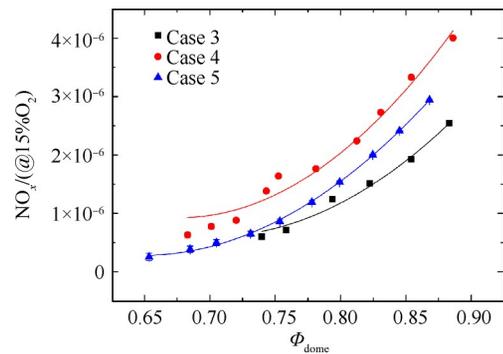


Fig. 15  $\text{NO}_x$  emissions at different dome equivalence ratio

在 Case 3, Case 4 和 Case 5 工况条件下, CO 排放量和燃烧效率随  $\Phi_{\text{dome}}$  的变化规律分别如图 16~图 17 所示。从图 16 可以看出, 3 种不同工况条件下 CO 排放随  $\Phi_{\text{dome}}$  的变化曲线特征一致。可以看出随着  $\Phi_{\text{dome}}$  的提高, CO 排放量减小, 然而当  $\Phi_{\text{dome}}$  为 0.68~0.78 左右时达到最低值(不同工况下最低 CO 排放对应的  $\Phi_{\text{dome}}$  有差异), 随后 CO 排放随着  $\Phi_{\text{dome}}$  的提高而呈现上升趋势。在低  $\Phi_{\text{dome}}$  下, 由于燃烧温度低, CO 氧化反应慢, 导致 CO 生成多。随着  $\Phi_{\text{dome}}$  的提高, 火焰温度上升, 促进了 CO 的氧化反应, 因而 CO 排放降低。但是当火焰温度高于 1800K 时,  $\text{CO}_2$  在高温下分解产生 CO 占据主导地位, 使得 CO 排放量出现增长。因

此只有  $\Phi_{\text{dome}}$  处于某一狭窄范围内, CO 排放水平才相对较低。另外由于不同工况下达到  $\text{CO}_2$  解离火焰温度所需的  $\Phi_{\text{dome}}$  不同, 所以进口温度  $T_3$  和进口压力  $p_3$  越高, 其 CO 排放最低值所对应的  $\Phi_{\text{dome}}$  越低。

从图 17 可以看出, 3 种不同工况条件下燃烧效率随  $\Phi_{\text{dome}}$  的变化曲线特征一致, 即随着  $\Phi_{\text{dome}}$  增加, 燃烧效率先增大后减小, 且与 CO 变化趋势相反, 这是因为 CO 作为燃烧室最主要的不完全燃烧产物, 其排放值直接影响燃烧室燃烧效率, 燃烧效率与 CO 等不完全燃烧产物排放量呈负相关, 各工况下喷嘴燃烧效率均高于 99.9%, 燃烧比较充分。

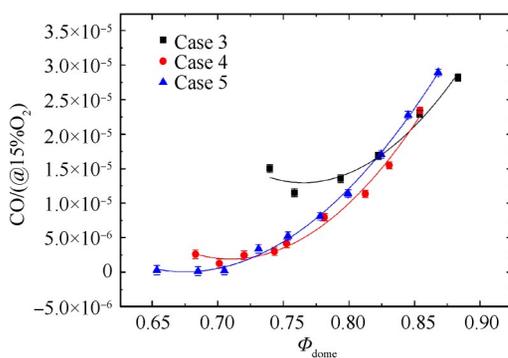


Fig. 16 CO emissions at different dome equivalence ratio

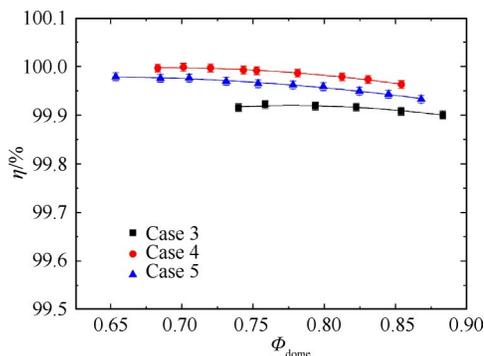


Fig. 17 Combustion efficiency at different dome equivalence ratio

综合 Case 3, Case 4 和 Case 5 三种工况不同  $\Phi_{\text{dome}}$  下  $\text{NO}_x$  和 CO 排放规律, 当  $\Phi_{\text{dome}}=0.65\sim 0.82$ ,  $\text{NO}_x$  和 CO 均能同时满足国内燃气轮机的排放标准, 因此本文提出的贫预混喷嘴有相当宽的  $\Phi_{\text{dome}}$  来满足低污染排放要求, 能减少其应用在全环燃烧室的分级数。

## 4 结论

针对本文提出的单元贫预混喷嘴, 研究了其流场特性、燃料/空气混合特性和污染物排放特性, 得到以下结论:

(1) 不同于传统文丘里喷嘴的回流区紧贴喷嘴

出口, 本文收敛型贫预混喷嘴的回流区脱离喷嘴出口一段距离, 有利于产生脱体火焰, 能防止发生回火和自燃风险。

(2) 不同工况下贫预混喷嘴收敛型出口截面处的 SMV 均在 4.7% 附近, 满足贫预混燃烧室将燃料/空气混合不均匀度控制在 5% 以下的要求。

(3) 不同工况下喷嘴出口处  $T_{\text{out}}$  与  $T_3$  的差值在 100~210K, 即各工况下喷嘴内均未发生自燃和回火。

(4) 在各试验工况条件下, 贫预混喷嘴能同时满足  $\text{NO}_x$  和 CO 排放要求的  $\Phi_{\text{dome}}$  为 0.65~0.82, 说明本文提出的贫预混喷嘴有相当宽的  $\Phi_{\text{dome}}$  来满足低污染排放要求, 能减少其应用在全环燃烧室的分级数。

致谢: 感谢国家科技重大专项基金的资助。

## 参考文献

- [1] GB 13223-2003. 火电厂大气污染物排放标准[S].
- [2] GB 13223-2011. 火电厂大气污染物排放标准[S].
- [3] DB11/847-2011, 固定式燃气轮机大气污染物排放标准[S].
- [4] Fric T F. Effects of Fuel-Air Unmixedness on  $\text{NO}_x$  Emissions [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 1993, 9 (5): 708-713.
- [5] Biagioli F, Guethe F. Effect of Pressure and Fuel-Air Unmixedness on  $\text{NO}_x$  Emissions from Industrial Gas Turbine Burners [J]. *Combustion and Flame*, 2007, 151 (1/2): 274-288.
- [6] Spadaccini L J, Colket M B. Ignition Delay Characteristics of Methane Fuels [J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 1994, 20(5): 431-460.
- [7] Guin C. Characterization of Autoignition and Flashback in Premixed Injection Systems [C]. *Lisbon: AVT Symposium on Gas Turbine Combustion Emissions and Alternative Fuels*, 1998.
- [8] Leonard G, Stegmaier J. Development of an Aeroderivative Gas Turbine Dry Low Emissions Combustion System [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1994, 116(3): 542-546.
- [9] Joshi N D, Epstein M J, Durlak S. Development of a Fuel Air Premixer for Aero-Derivative Dry Low Emissions Combustors [C]. *Hague: ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, 1994.
- [10] Davis L B. Dry Low  $\text{NO}_x$  Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbines [C]. *Birmingham: ASME 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, 1996.
- [11] Vandervort C L. 9ppm  $\text{NO}_x/\text{CO}$  Combustion System for "F" Class Industrial Gas Turbines [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2001, 123 (2):

- 317-321.
- [12] Tanimura S, Nose M, Ishizaka K, et al. Advanced Dry Low NO<sub>x</sub> Combustor for Mitsubishi G Class Gas Turbines [C]. Berlin: ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air, 2008.
- [13] 祝俊宗, 胡羽, 夏单城, 等. 改善低NO<sub>x</sub>燃烧室预混均匀性的结构优化策略[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(21): 6353-6362.
- [14] 金如山, 索建秦. 先进燃气轮机燃烧室[M]. 北京: 航空工业出版社, 2016.
- [15] 田晓晶, 崔玉峰, 邢双喜, 等. 预混段结构对旋流预混氢火焰回火形式影响的数值研究[J]. 推进技术, 2015, 36(3): 345-351. (TIAN Xiao-jing, CUI Yufeng, XING Shuang-xi, et al. Numerical Investigation on the Effects of Mixing Zone Structure on Flashback Type for Swirl-Premixed Hydrogen Flame[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2015, 36(3): 345-351.)
- [16] De A, Acharya S. Dynamics of Upstream Flame Propagation in a Hydrogen-Enriched Premixed Flame[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2012, 37(22): 294-309.
- [17] Fiorentino A J, Greene W, Kim J C. Lean Premixed Pre-vaporized Fuel Combustor Conceptual Design Study[R]. NASA CR-159647, 1979.
- [18] 尉曙明. 先进燃气轮机燃烧室设计研发[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2014.
- [19] 孙付军, 索建秦, 梁红侠, 等. 一种燃料从叶片喷射的贫预混模喷嘴及全环燃烧室[P]. 中国专利: 108800206A, 2018-06-06.
- [20] Society of Automotive Engineers. Procedure for the Continuous Sampling and Measurement of Gaseous Emissions from Aircraft Turbine Engines [R]. SAE ARP1256D, 2011.
- [21] 李乐, 索建秦, 于涵, 等. 燃气分析系统优化设计及应用研究[J]. 西北工业大学学报, 2020, 38(1): 104-113.
- [22] 于涵, 索建秦, 郑龙席. 带收敛出口的单元贫油直喷燃烧室冷态和热态流动特性研究[J]. 推进技术, 2019, 40(3): 608-618. (YU Han, SUO Jian-qin, ZHENG Long-xi. Investigation of Non-Reaction and Reaction Flow Characteristic of Single Element Lean Direct Injection Combustor with Convergent Outlet[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(3): 608-618.)
- [23] Hsiao G, Mongia H. Swirl Cup Modeling Part 3: Grid Independent Solution with Different Turbulence Models [C]. Reno: 41st Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, 2015.
- [24] Stopper U, Meier W, Sadanandan R, et al. Experimental Study of Industrial Gas Turbine Flames Including Quantification of Pressure Influence on Flow Field, Fuel/Air Premixing and Flame Shape [J]. *Combustion and Flame*, 2013, 160(10): 2103-2118.
- [25] 常峰, 程明, 林宏军, 等. 改进堵孔法在主燃烧室上的试验研究[J]. 推进技术, 2020, 41(4): 161-166. (CHANG Feng, CHENG Ming, LIN Hong-jun, et al. Experimental Study on Improved Hole Plugging Method of Combustor[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(4): 161-166.)
- [26] 姜磊, 熊健, 肖波, 等. 旋流杯结构及进气参数对燃烧性能的影响[J]. 推进技术, 2020, 41(3): 130-139. (JIANG Lei, XIONG Jian, XIAO Bo, et al. Effects of Swirl Cup Structure and Inlet Parameters on Combustion Characteristics [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(3): 130-139.)
- [27] 邵卫卫, 赵岩, 刘艳, 等. 燃气轮机燃烧室预混燃烧器天然气燃料/空气掺混均匀性研究[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(3): 795-802.
- [28] Krmer H, Dinkelacker F, Leipertz A, et al. Optimization of the Mixing Quality of a Real Size Gas Turbine Burner with Instantaneous Planar Laser-Induced Fluorescence Imaging [C]. Indianapolis: ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, 1999.

(编辑:朱立影)