

基于交叉射流与切向旋流的 CH_4 柔和燃烧特性对比

黄明明^{1,2,3}, 邵卫卫^{1,2}, 张哲巅^{1,2}, 熊 燕^{1,2}, 刘 艳^{1,2},
雷福林^{1,2}, 肖云汉^{1,2}

- (1. 中国科学院 工程热物理研究所 先进能源动力重点实验室, 北京 100190;
2. 中国科学院 能源动力研究中心, 江苏 连云港 222069;
3. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘 要: 轴向分级柔和燃烧器中, 采用了交叉射流、切向旋流两种掺混方式, 通过实验结合数值计算的方法, 从流场和组分分布角度比较了两种掺混方式的掺混特点, 从火焰特征、NO/CO 排放方面比较了燃烧性能。实验以甲烷为燃料, 热功率为 16.2~25.9 kW, 相对切向旋流, 交叉射流延缓了燃料、空气的直接混合, 燃料、空气燃烧前经回流烟气充分预热和稀释, 火焰根部有抬升, 反应区体积大, 火焰特征更接近柔和燃烧。同时, 交叉射流分级燃烧器的污染物排放性能更优, 回流比例为 0.5、当量比为 0.6 时, 烟气中 NO 和 CO 体积分数均仅为 4×10^{-6} 。

关 键 词: 分级燃烧; 柔和燃烧; 交叉射流; 切向旋流; OH^* ; NO/CO 排放

中图分类号: V231.2⁺5

文献标志码: A

Comparison of CH_4 moderate or intense low-oxygen dilution combustion characteristics based on cross-flow jet mixing and swirl mixing

HUANG Ming-ming^{1,2,3}, SHAO Wei-wei^{1,2}, ZHANG Zhe-dian^{1,2},
XIONG Yan^{1,2}, LIU Yan^{1,2}, LEI Fu-lin^{1,2}, XIAO Yun-han^{1,2}

- (1. Key Laboratory of Advanced Energy and Power,
Institute of Engineering Thermophysics,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;
2. Research Center for Clean Energy and Power,
Chinese Academy of Sciences, Lianyungang Jiangsu 222069, China;
3. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: Two axially-staged moderate or intense low-oxygen dilution (MILD) configurations, based on cross-flow jet mixing and swirl mixing, were numerically and experimentally studied to compare their mixing performance from flow field pattern and species distribution, and to compare their combustion property from flame behavior and NO and CO emissions. The experiment fuel was methane and the heat load was regulated in the range of 16.2 to 25.9 kW. The mixing between fuel and air stream is delayed in the cross-flow jet mixing configuration compared to the swirl mixing configuration, and thereby the recirculated hot flue gas preheats and dilutes the fuel and air stream before spontaneous reaction in the former

configuration. Compared to the swirl mixing configuration, higher flame lift-off height and more spatially distributed flame are observed in the cross-flow jet mixing configuration, of which flame behavior is also closer to MILD combustion. Furthermore, lower NO and CO emissions are observed for the cross-flow jet mixing staged combustor; at gas recirculation ratio of 0.5 and equivalence ratio of 0.6, the volume fractions of NO and CO in the flue gas are both 4×10^{-6} .

Key words: staged combustion; MILD combustion; cross-flow jet mixing; swirl mixing; OH^* ; NO/CO emission

CH_4 的碳氢摩尔分数比低,燃烧时相对其他烃类燃料产生较少量温室气体,是燃气轮机燃烧室的重要燃料^[1]. 燃气轮机燃烧技术朝高燃烧效率、低污染物排放、宽可燃极限方向发展,稀预混、旋流扩散、稀释扩散和干低 NO_x (dry low NO_x , DLN) 是 CH_4 燃料的传统燃烧技术. 稀预混燃烧技术中反应物以低当量比工况燃烧,实现了低火焰温度与低 NO_x 排放,为进一步减排 NO_x ,需降低贫油燃烧极限,往 CH_4 中添加 H_2 可拓宽可燃范围、提高低当量比时的燃烧稳定性^[1],但可能诱发回火;旋流扩散燃烧中,旋流促进了回流烟气与新鲜未燃气的掺混^[2],增加了反应物在燃烧器内的停留时间,降低了 CO 排放,但火焰锋面上的反应物以近化学当量比工况燃烧,火焰温度高,不利于减排 NO_x ^[2];稀释扩散燃烧利用水或水蒸气稀释反应物,吸收反应放热,降低火焰温度,能减少 NO_x 排放,然而减排潜力有限^[3],且可能引起 CO 排放增加^[4];DLN 是燃气轮机制造商基于天然气燃料广泛应用的燃烧室技术,通用电气公司的 MS9001H 天然气燃气机采用该技术时 NO_x 和 CO 排放分别为 2.5×10^{-5} 和 1.5×10^{-5} (文中所述排放量均指体积分数)^[3]. 随着人们对环境问题的日益重视和传统化石能源的不断消耗,有必要发展能同时减排 NO_x 和 CO 的燃烧技术.

柔和燃烧起源于高温空气燃烧^[5],具备应用于燃气轮机燃烧室的潜力,能实现 NO_x 与 CO 同时减排,燃烧稳定,烟气出口温度分布均匀,且噪声低. 实现柔和燃烧要求烟气回流,且反应物初始温度应高于混合物自燃温度,反应温升低于自燃温度^[6].

Yu 和 Wünnig 等^[7-8]指出烟气回流比例是柔和燃烧研究中的关键参数. 通过回流烟气和入口反应物的混合来提高反应物的温度和降低氧的体积分数,进而实现柔和燃烧所需的高温低氧条件. 不同学者研究回流烟气对柔和燃烧性能影响时采用不同结构型式的燃烧器,根据柔和燃烧实

现方式可将燃烧器分为两类:烟气内循环燃烧器和分级燃烧器.

Szegö 等^[9]建立烟气内循环燃烧器,为避免空气和燃料直接接触,将烟气出口布置在空气和燃料喷嘴之间,基于空燃动量比(空气射流动量和燃料射流动量的比值)确定柔和燃烧发生条件、判断柔和燃烧实现的依据,将 NO_x 排放小于 7×10^{-5} , CO 排放不大于 10^{-4} 定义为柔和燃烧. 烟气内循环燃烧器结构简单,但不利于精确控制烟气回流比例. 为了调节烟气回流比例,可以采用分级燃烧器. Dally 等^[10]基于分级燃烧器,将一定比例的烟气和空气、惰性气体混合形成高温低氧化剂,然后和燃料掺混并发生柔和燃烧,氧的质量分数降到 3% 时,反应温升低至 100 K. 学者们基于分级燃烧器研究了温度、氧的质量分数对柔和燃烧性能的影响,研究烟气回流比例对柔和燃烧性能的影响的报道比较缺乏.

前期,作者所在实验室基于燃气轮机燃烧室应用开展了大量的柔和燃烧研究^[11],建立了分级燃烧器(如图 1 所示),研究了反应动力学因素和流动特征对柔和燃烧性能的影响. 结果表明:高温烟气需在点火延迟阶段、有限空间内将燃料和空气预热、稀释至一定温度与氧的摩尔分数^[12-13]. 因此,选择合适掺混方式、合理布局分级燃烧器掺混区的燃料空气喷嘴是实现柔和燃烧的关键.

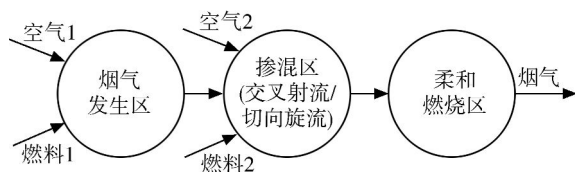


图 1 分级燃烧器示意图

Fig. 1 Schematic diagram of staged combustor

Arghode 等基于交叉射流^[14]、切向旋流^[15]结构建立了柔和燃烧器,合理布置空气和燃料喷嘴,组织燃烧器内部流场,促进空气、燃料反应前和回

流烟气的混合,从火焰特征、污染物排放等方面比较了交叉射流与切向旋流的燃烧性能^[16-17],结果表明,交叉射流掺混结构更有利于空气、燃料反应前与回流烟气的充分混合,热强度为 $5.6 \times 10^{-4} \text{ MW}/(\text{m}^3 \cdot \text{Pa})$ ^[16] 和 $8.4 \times 10^{-4} \text{ MW}/(\text{m}^3 \cdot \text{Pa})$ 时 NO 排放均小于 5×10^{-6} ^[17]. 这是基于烟气内循环燃烧器得到的结论,分级燃烧器将回流烟气与新鲜未燃气解耦,回流烟气密度不受掺混区结构影响,回流比例可独立调节,而烟气内循环燃烧器内回流烟气物性、回流烟气量由掺混结构决定,因此分级燃烧器内部掺混特征不同于烟气内循环燃烧器. 交叉射流和切向旋流在分级燃烧器内的燃烧性能优劣需重新评估.

本文设计了两种分级燃烧器,烟气发生区均采用旋流扩散燃烧方式,掺混区分别基于交叉射流掺混和切向旋流掺混. 实验对比研究了两种分级燃烧器在不同烟气回流比例和当量比时的火焰形态、NO(CH₄ 燃烧烟气中 NO 占 NO_x 排放的 90%^[18],本文仅获得 NO 排放)和 CO 排放,并开展了燃烧器冷态掺混模拟,比较了两者的混合性能;分析了交叉射流掺混方式下的 OH^{*} 分布特点.

1 实验方法

轴向分级燃烧器如图 2(a)所示,烟气发生区的主流高温烟气进入掺混区和新鲜未燃气混合,

然后在柔和燃烧区燃烧. 图 2(b)是掺混区和柔和燃烧区的示意图. 如图 2(c)所示,燃烧器掺混区采用两种掺混结构,分别基于交叉射流掺混和切向旋流掺混,切向旋流掺混结构的喷嘴方向相对交叉射流的逆时针偏转 45°,尺寸不变. 掺混区由圆形管道和空气、燃料喷嘴组成,柔和燃烧区采用石英玻璃罩,掺混区和柔和燃烧玻璃罩的详细尺寸见文献[13]. 反应区可通过玻璃罩向外界散热,导致燃烧场温度降低,但对流场和燃烧特性的影响很小.

烟气发生区空气和燃料质量流量分别记为 $\dot{m}_{a1}$ 和 $\dot{m}_{f1}$,掺混区空气和燃料质量流量分别记为 $\dot{m}_{a2}$ 和 $\dot{m}_{f2}$,烟气发生区和掺混区当量比 Φ 相等,烟气回流比例 r 定义如下:

$$r = \frac{\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{f1}}{\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{f1} + \dot{m}_{a2} + \dot{m}_{f2}} \quad (1)$$

实验以纯度为 99.9% 的 CH₄ 为燃料,工况如表 1(P 为热功率),根据前期实验结果^[12-13] 设定 4 组工况的回流比例为 0.4~0.7,结合燃气轮机燃烧室运行特征,实验中固定空气质量流量,通过改变燃料质量流量调节当量比;燃料、空气均为常温,工作压力为常压.

实验中,用佳能 IXUS 220HS 相机拍摄火焰图片. OH^{*} 是燃烧中间产物,其分布表征反应区的体积和位置^[19],含窄带滤光片(BP 307/10 nm)

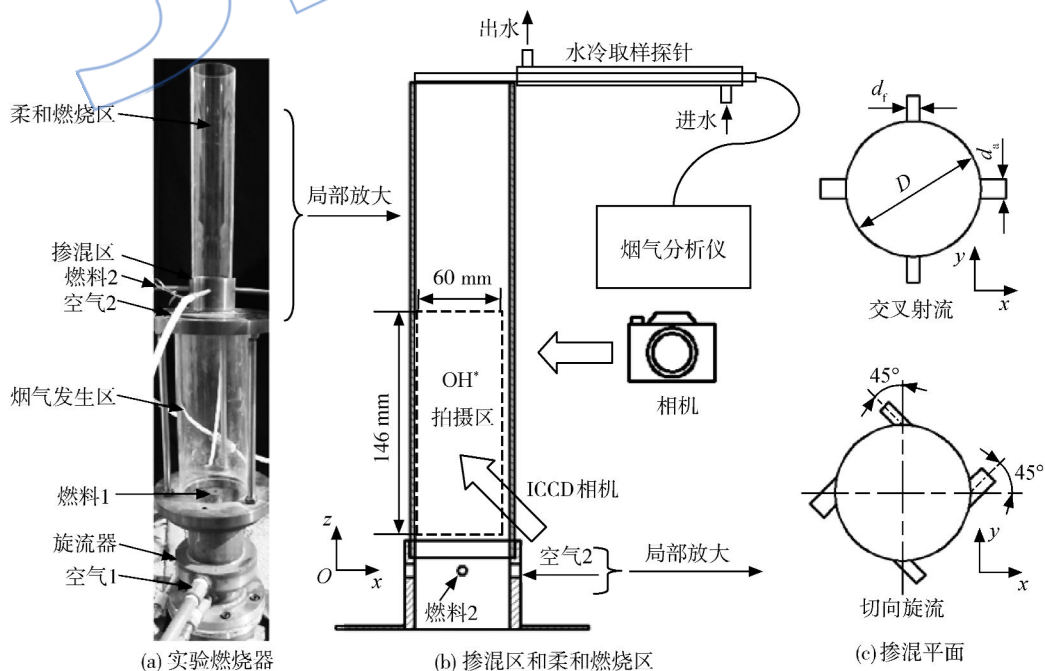


图 2 燃烧器和实验方法

Fig. 2 Combustor and experimental method

表 1 CH_4 柔和燃烧实验工况
Table 1 Operating condition for CH_4 MILD
combustion experiment

工况	Φ	P/kW	r
1	0.5~0.8	16.2~25.9	0.4
2	0.5~0.8	16.2~25.9	0.5
3	0.5~0.8	16.2~25.9	0.6
4	0.5~0.8	16.2~25.9	0.7

的增强型电荷耦合相机(intensified charge-coupled device, ICCD)捕获 OH^* 荧光信号,光圈设置为 $f-4.5$,曝光时间为 0.6 s ,各工况连续拍摄 100 幅图片,背景修正处理后得到平均图.火焰抬升、反应区域分布是研究柔和燃烧的重要信息, OH^* 捕获位置始于掺混区出口,具体位置如图 2(b).柔和燃烧区出口布置水冷取样探针(探针头部 60 mm 长度范围内均匀布置 5 个等面积烟气取样孔,取样时,取样孔正对烟气来流方向,且取样孔沿燃烧区出口径向均匀分布,保证取样烟气的成分代表烟气出口截面上烟气成分的平均值),取样烟气引入 Testo 350 加强型烟气分析仪,电化学传感器分析烟气中 O_2 、 NO 、 CO 的体积分数,待实验工况稳定、 NO 和 CO 排放量波动不超过 $\pm 10^{-6}$ 时读取数据.污染物排放分析误差主要源于分析仪的系统误差, NO 分析精度为 $\pm 0.5 \times 10^{-6}$ 或读数的 $\pm 5\%$, CO 分析精度为 $\pm 0.5 \times 10^{-6}$ 或读数的 $\pm 5\%$.

2 计算方法

采用商用 CFD 软件 Fluent 计算 $\Phi=0.6$ 、 $r=0.4\sim 0.7$ 时的冷态流场.严格按照图 2(a)燃烧器实物的尺寸结构建模并划分网格,烟气发生区的空气逆时针(俯视)旋流进入烟气发生区,燃料射流方向竖直向上,即燃料和空气在烟气发生区发生旋流扩散燃烧.烟气发生区和掺混区入口新鲜燃料、空气质量流量根据 $\Phi=0.6$ 工况给定.为了模拟烟气发生区主流高温烟气和掺混区空气、燃料的混合过程,设置烟气发生区空气和燃料入口边界条件时,温度根据 $\Phi=0.6$ 时 CH_4 和空气完全燃烧产物的绝热火焰温度设定,为 1658 K ,组分根据 CHEMKIN 程序计算的烟气中 CO_2 、 H_2O 、 O_2 和 N_2 等的质量分数给定,即数值计算过程中,进入烟气发生区空气旋流器和燃料喷嘴的是高温烟气.掺混区入口给定新鲜燃料和空气.

计算过程中采用稳态不可压缩隐式流动求解

器;可实现 $k-\epsilon$ 模型模拟湍流,近壁面采用标准壁面函数;压力速度耦合采用 SIMPLE(semi-implicit method for pressure linked equation)算法,动量、能量、组分方程采用 2 阶迎风格式;入口和出口湍流强度设置为 0.05 ;燃烧器出口监视速度和组分体积分数变化,待速度和组分体积分数稳定且所有变量的残差小于 10^{-4} 时计算收敛.在网格无关性验证基础上确定网格数目为 139 万.

3 结果与讨论

3.1 冷态掺混

图 3 是不同回流比例时掺混平面(掺混区燃料空气喷嘴中心所在横截面)上的 CH_4 质量分数和迹线分布.其中,图 3(a)与图 3(b)基于交叉射流掺混,图 3(c)和图 3(d)基于切向旋流掺混. $r=0.4$ 时,掺混区空气质量流量大于烟气发生区的,高速空气射流进入掺混区诱导强旋涡,如图 3(a)与图 3(c)中的迹线所示.图 3(a)中,两空气射流对冲,形成 4 个小涡;图 3(c)中,两空气射流错开,形成中心大涡,涡流方向和空气射流方向一致,为顺时针.由于涡强度高,空气进入掺混区后立即与燃料射流掺混.

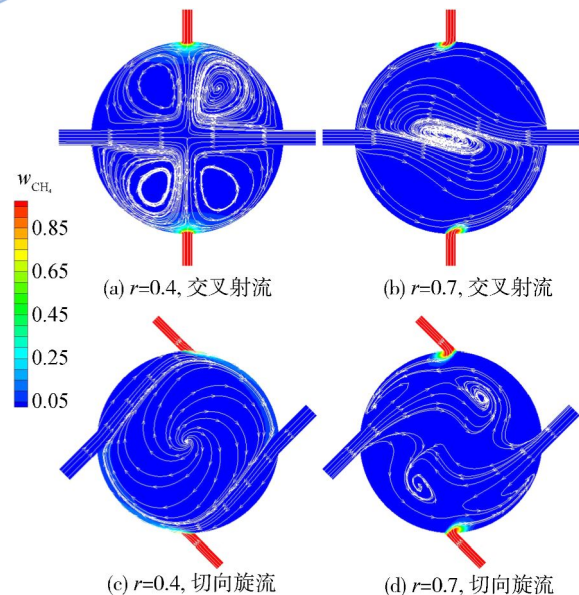


图 3 掺混平面上的 CH_4 质量分数和迹线分布
Fig. 3 CH_4 mass fraction and pathline distribution on mixing plane

r 增加时,掺混区空气质量流量减少,空气诱导旋涡的强度减弱.对比图 3(a)和图 3(b)中的迹线分布, $r=0.7$ 工况的旋涡明显小于 $r=0.4$ 工况,且前工况的旋涡集中在掺混区中心.另外, $r=$

0.7 工况的燃料射流贴近壁面,且逆时针偏斜,如图 3(b)中的 CH₄ 质量分数云图所示,因为 r 较高时,烟气发生区的主流高温烟气质量流量大于掺混区气体质量流量,高温烟气主导流场,而烟气经空气旋流器进入烟气发生区,然后进入掺混区导致掺混区燃料射流偏斜.高回流比例时,空气集中在掺混区中心,燃料贴近壁面,两者先分别和高温烟气掺混,经高温烟气预热后再反应,符合柔和燃烧实现条件.但切向旋流时,由于空气射流方向正对燃料喷嘴出口(图 3(d)),燃料和空气接触时间相对交叉射流时提前.

燃烧器轴向设定为 z 轴,原点位于掺混平面中心, $z/D=0, 0.38, 0.72$ 三个横截面的温度云图如图 4 所示.对比图 4(a)与图 4(c),交叉射流掺混时,两空气喷嘴相对布置,空气射流对冲后再向周围运动,先后和主流高温烟气、燃料混合;而切向旋流掺混时,空气喷嘴指向燃料喷嘴出口,高速空气射流直接向燃料运动,空气和燃料接触前与主流高温烟气的混合时间极短.空气未经高温烟气充分预热、稀释至一定温度与氧的体积分数,而过早和燃料接触燃烧不利于柔和燃烧反应条件的建立,因此,从冷态掺混角度看,切向旋流掺混结构不利于柔和燃烧的实现.相同掺混方式下,回流比例增加有利于掺混区空气射流速度的下降, r 增加到 0.7 时,空气射流代表的低温区收缩到掺混区中心,高温烟气将空气和燃料隔开(如图 4(b)和图 4(d)),即空气和燃料进入掺混区时未立即混合,而是先分别和高温烟气接触,有利于反应

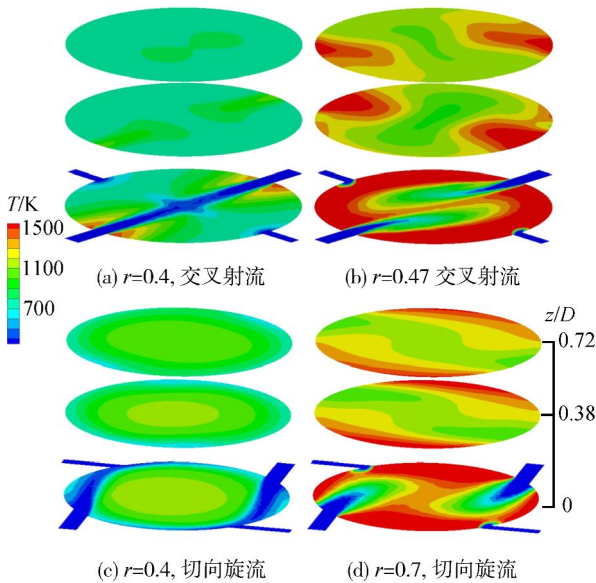


图 4 横截面温度云图

Fig. 4 Temperature contours of cross sections

物的自燃和多点同时着火.

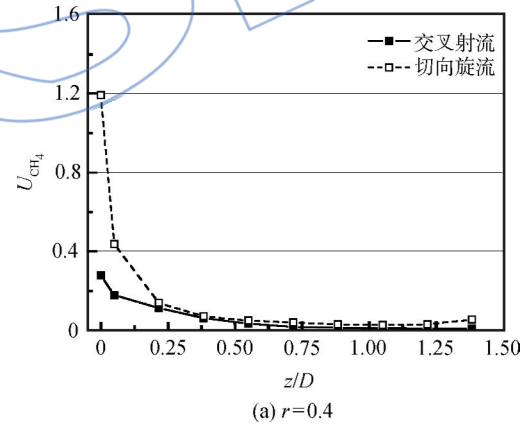
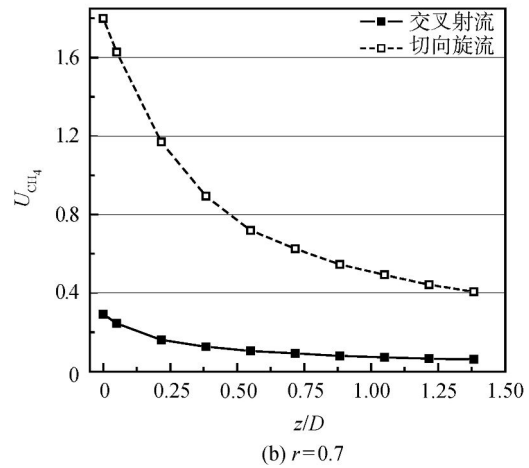
基于 CH₄ 质量分数 w_{CH_4} 建立混合不均匀度 U_{CH_4}

$$U_{CH_4} = \frac{\iint |w_{CH_4} - \overline{w_{CH_4}}| dA}{\overline{w_{CH_4}} A} \quad (2)$$

式中 A 为面积. 其中

$$\overline{w_{CH_4}} = \frac{\iint w_{CH_4} dA}{A} \quad (3)$$

掺混平面及其下游横截面的 U_{CH_4} 如图 5 所示, $r=0.4$ 和 0.7 时,交叉射流的 U_{CH_4} 均小于切向旋流,说明交叉射流掺混方式下主流高温烟气和掺混区燃料、空气的掺混更均匀.反应物的均匀掺混,有利于烃类燃料的氧化^[20]、温度的均匀分布^[21]以及峰值火焰温度的下降^[22]. r 从 0.4 增加到 0.7 时,交叉射流掺混的 U_{CH_4} 略微增加,而切向旋流的 U_{CH_4} 显著提高,以掺混平面 $z/D=0$ 为例,交叉射流的 U_{CH_4} 从 0.28 增加到 0.29,而切向旋流的 U_{CH_4} 从 1.20 增加到 1.80.

(a) $r=0.4$ (b) $r=0.7$ 图 5 不同横截面上基于 CH₄ 质量分数的混合不均匀度Fig. 5 Spatial unmixedness based on CH₄ mass fraction on different cross sections

3.2 热态实验

3.2.1 火焰形态

交叉射流掺混时柔和燃烧区的火焰长度大于切向旋流的,两种掺混方式下柔和燃烧区分别采用长度为500 mm和300 mm的玻璃罩,不同工况的火焰照片如图 6 和图 7 所示。

图 6 中的火焰基于交叉射流, $r=0.4$ 时,火焰末端呈深红色, $r>0.4$ 时,火焰末端呈淡红或淡蓝色,说明 $r=0.4$ 工况的火焰温度最高,且 r 增加时火焰温度下降。这可能因为 r 较低时,掺混区空气诱导强旋涡导致燃料、空气较早接触(图 3(a)),接近扩散燃烧特征,使得火焰温度较高。 $r=0.4$ 或 0.5 时,掺混区出口及下游 100 mm 以内火焰亮度大,说明主反应区集中于此;且随着 Φ 从 0.5 增加到 0.8 ,火焰长度增加近 3 倍,即反应区体积增大。反应区体积和主流高温烟气、掺混区燃料、空气掺混形成的混合物的温度以及氧的摩尔分数相关^[23]。利用 CHEMKIN 程序建立分级燃烧器化学反应网络模型,计算主流高温烟气和掺混区燃料、空气完全混合产物的温度和氧的摩尔分数,具体计算方法参考文献[13]。结果显示, $r=0.5$, Φ 从 0.5 增加到 0.8 时,混合物温度 T_m 从 920 K 增加到 1206 K ,氧的摩尔分数 x_{O_2} 从 0.15 降到 0.12 。混合物温度升高和氧的摩尔分数下降两个因素的综合作用导致柔和燃烧区反应区体积

增大^[23]。 $r=0.6$ 工况下掺混区出口附近的火焰亮度低且反应区分散,因为该工况火焰根部有火焰抬升,即掺混区燃料、空气进入掺混空腔时未立即燃烧,而是先和主流高温烟气充分掺混,空气经烟气预热、稀释后形成“高温低氧”氧化剂,燃料在“高温低氧”氧化剂氛围中自燃,符合柔和燃烧形成机制,具备柔和燃烧火焰温度低、反应区分散、温度分布均匀的特点。 $r=0.7$, $\Phi=0.7\sim 0.8$ 时,火焰根部也有抬升(图 6(d)),因为掺混区燃料、空气被主流高温烟气隔开(图 4(b)),刚进入掺混区时不具备燃烧条件,掺混至一定温度和氧的摩尔分数后自燃。 $r=0.7$, $\Phi<0.6$ 时,燃烧不稳定,可能因为低当量比时主流烟气温度低、密度大,且 $r=0.7$ 工况掺混区燃料、空气质量流量相对其他回流比例时小,烟气密度大、射流质量流量小,不利于掺混区反应物均匀掺混,致使反应物局部过富或过贫,导致不稳定燃烧^[12]。

图 7 中的火焰基于切向旋流,相对交叉射流,切向旋流时柔和燃烧区的火焰长度较短、亮度较低,因为反应物主要在掺混区空腔内燃烧。以图 7(d)中 $r=0.7$, $\Phi=0.6$ 工况的火焰为例,其左下角有一块亮红色区域,这是 304 不锈钢管被掺混区腔内火焰加热的缘故,说明燃料、空气切向进入掺混区空腔瞬间即具备燃烧条件并发生反应,因为空气射流方向正对燃料喷嘴出口(图 3(d)和图

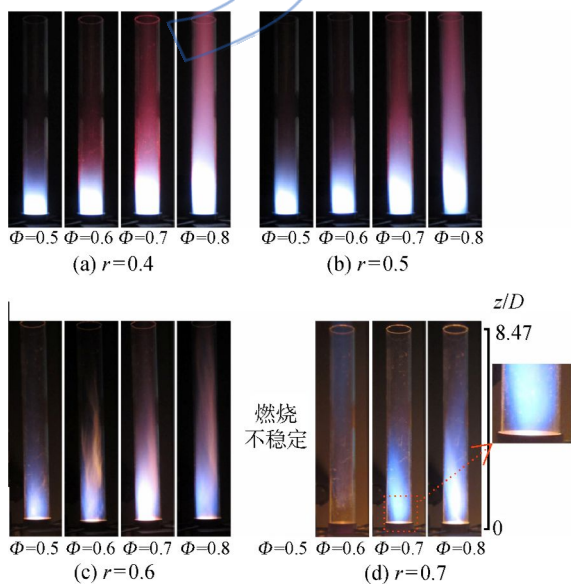


图 6 交叉射流掺混时柔和燃烧区的火焰照片

Fig. 6 Photographs of flame in MILD combustion zone based on cross-flow jet mixing

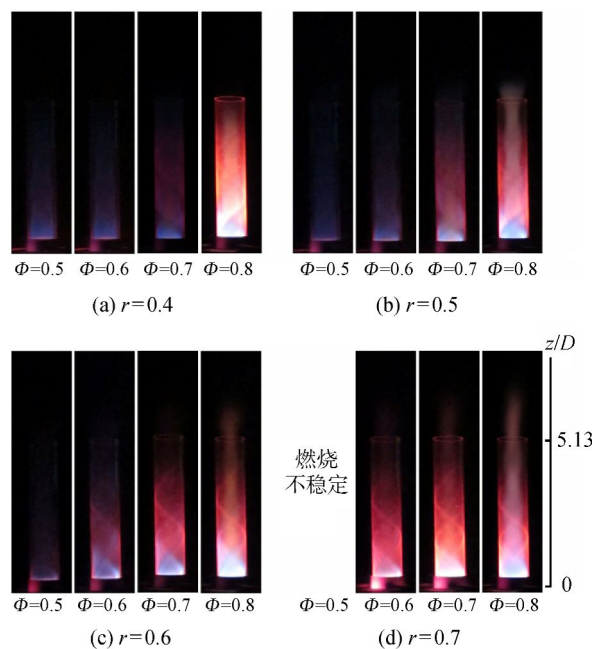


图 7 切向旋流掺混时柔和燃烧区的火焰照片

Fig. 7 Photographs of flame in MILD combustion zone based on swirl mixing

4(d)),空气提供氧气,高温烟气提供热源和活性自由基,燃料在“高温高氧”氛围中易于着火。 $\Phi=0.5$ 和 $r=0.4\sim 0.6$ 时,柔和燃烧区火焰亮度很低,当量比较低时,燃料氧化所需的时间短,主反应区集中在掺混区空腔内,因此柔和燃烧区几乎观察不到火焰。

比较交叉射流和切向旋流的火焰,认为前者更接近柔和燃烧,因为交叉射流时火焰体积大、反应区分散,主反应区在柔和燃烧区,掺混区空腔内几乎无火焰,高回流比例时火焰根部甚至有火焰抬升(图6(d)),即主流高温烟气、燃料、空气先充分掺混然后自燃,符合柔和燃烧形成条件。

3.2.2 OH* 分布

图8是交叉射流掺混方式下 $\Phi=0.6$, $r=0.4\sim 0.7$ 时柔和燃烧区的粒子数OH*分布,拍摄区域如图2(b)所示。采用Matlab程序计算OH*分布图片上不同轴向高度上的OH*峰值,不同轴向高度的OH*峰值如图9所示。

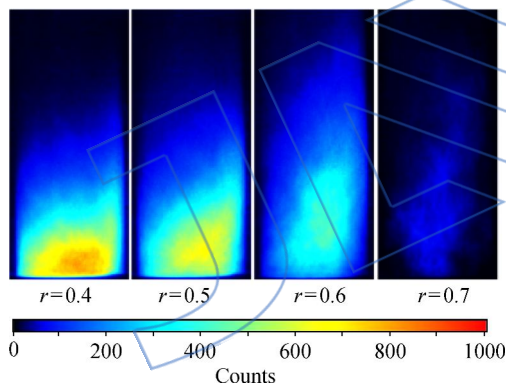


图8 柔和燃烧区的OH*分布($\Phi=0.6$)^[13]

Fig.8 OH* chemiluminescence distribution in MILD combustion zone ($\Phi=0.6$)^[13]

低回流比例时,掺混区空气诱导强旋涡,致使燃料、空气未经主流高温烟气充分稀释和预热而直接接触燃烧(图3(a)),因此,图8中 $r=0.4$ 时,OH*集中在掺混区出口附近、OH*强度高,说明反应区集中、火焰温度高,且火焰根部无抬升,呈现扩散燃烧特征。 r 从0.5增加到0.7时,OH*强度降低,OH*分布更加分散,火焰根部开始有火焰抬升,说明回流比例增加有利于火焰温度的下降、温度场的均匀分布,促进了柔和燃烧的实现。

图9显示, r 从0.4增加到0.7时,OH*峰值最大值从853降到98,最大值所在轴向高度从 $z=6.7\text{ mm}$ 变化到 $z=19.8\text{ mm}$,说明回流比例增加引起主反应区向下游移动,掺混区燃料、空气和

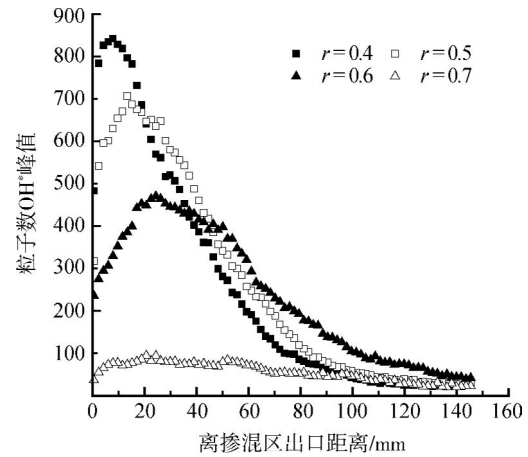


图9 不同轴向高度OH*峰值($\Phi=0.6$)^[13]

Fig.9 OH* peak value with different axial distances ($\Phi=0.6$)^[13]

主流高温烟气反应前混合空间增大,也为“高温低氧”条件的建立、柔和燃烧的实现赢得了时间。

采用前述分级柔和燃烧化学反应网络模型计算 $\Phi=0.6$, $r=0.4\sim 0.7$ 时掺混区出口混合物的温度、自燃温度以及柔和燃烧区的反应温升。结果显示 $r=0.4$ 时,混合物温度低于自燃温度,但从 $r=0.5$ 开始混合物温度高于自燃温度,且反应温升低于自燃温度。说明从热力学条件角度分析, r 增加到0.5以后可以实现柔和燃烧。图8中OH*分布也证实 $r=0.5$ 以后反应区分散、无局部高温点,符合柔和燃烧特点。

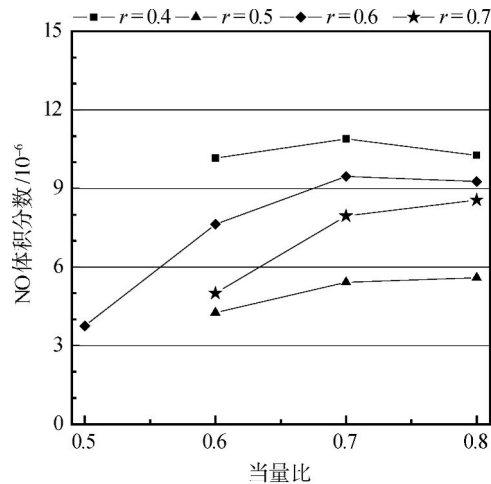
切向旋流掺混方式下主反应区集中在掺混区空腔内,未获取其OH*分布。

3.2.3 NO和CO排放量

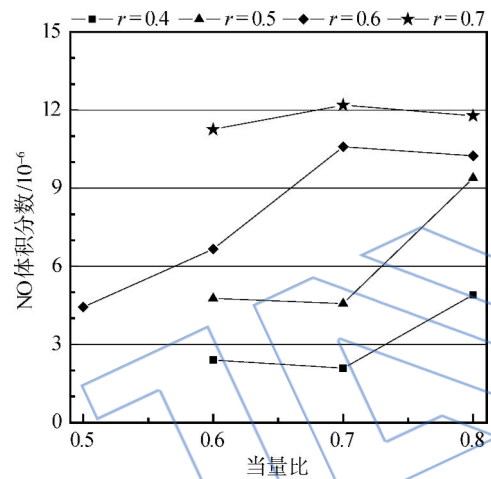
热力型和快速型机制是烃类燃料燃烧生成NO的主要路径^[24]。热力型机制的主导反应是 $\text{N}_2 + \text{O} = \text{NO} + \text{N}$,该反应的活化温度高(38370 K)^[25]。火焰温度高于1800 K时,热力型机制主导NO生成^[21],该机制生成的NO和体积分数(主要是氧的体积分数)、高温区停留时间、峰值火焰温度成正比^[20]。快速型机制的初始反应是 $\text{N}_2 + \text{CH} = \text{HCN} + \text{N}$ ^[20],该反应的反应物中含CH自由基,富燃或低温条件促进该机制生成NO^[22]。

柔和燃烧反应区分散,峰值火焰温度低,主要抑制热力型机制生成的NO。

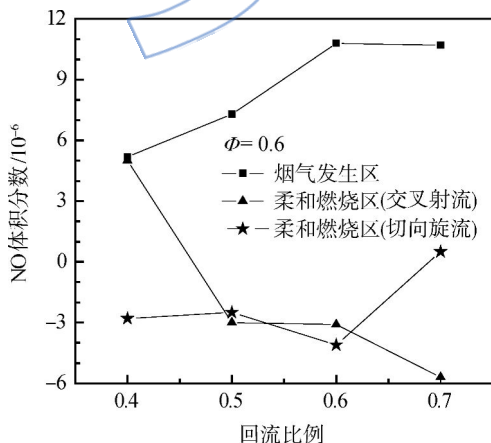
图10(a)和图10(b)分别给出了交叉射流和切向旋流时不同工况下的总NO排放量,其中NO数值已折算为15% O₂基准工况。分级燃烧器的烟气发生区和柔和燃烧区均排放NO。 r 增加时,主流高温烟气和掺混区空气、燃料先充分混合



(a) 交叉射流



(b) 切向旋流



(c) 烟气发生区和柔和燃烧区

图 10 NO 排放量

Fig. 10 NO emissions

再燃烧,为柔和燃烧发生营造了有利条件,减少了柔和燃烧区的 NO 排放量,但进入烟气发生区发生扩散燃烧的燃料体积分数增多,增加了烟气发生区的 NO 排放量.因此,总 NO 排放量随回流比

例的变化趋势综合了回流比例对柔和燃烧区和烟气发生区 NO 排放量的影响.为更清楚地分析回流比例对 NO 排放量的影响,实验分析了烟气发生区出口烟气中的 NO 排放量(记为 N_1),由总 NO 排放量(记为 N_t)和 N_1 折算出柔和燃烧区 NO 排放量(记为 N_2)

$$N_2 = N_t - \frac{N_1 \times q_{v1}}{q_v} \quad (4)$$

式中 q_{v1} 是烟气发生区入口新鲜燃料、空气的体积流量, q_v 是总的新鲜燃料、空气的体积流量. $\Phi=0.6$ 时折算后烟气发生区和柔和燃烧区的 NO 排放量如图 10(c) 所示.

图 10(a) 和图 10(b) 显示,回流比例固定,当量比从 0.5 增加到 0.8 时,交叉射流和切向旋流两种掺混方式下的总 NO 排放量都呈上升趋势.图 10(c) 中的数据表明 NO 主要在烟气发生区生成,柔和燃烧区的净 NO 排放量为负数,说明烟气发生区生成的 NO 进入柔和燃烧区后部分被还原.可见,总 NO 排放量随当量比增加呈上升趋势的原因是:当量比增加时,烟气发生区扩散火焰的温度升高,导致烟气发生区热力型 NO 排放量增加.

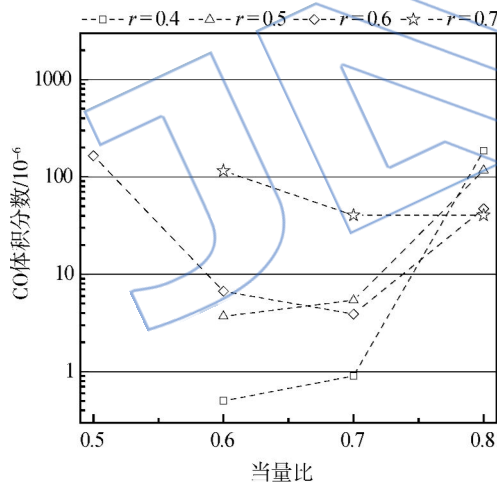
交叉射流时, $r=0.4$ 工况的总 NO 排放量最高,因为该工况掺混区燃料、空气直接接触燃烧,柔和燃烧区也呈现扩散燃烧特征,火焰温度高(图 8 和图 9).总体上, r 从 0.4 变化到 0.7 时,总 NO 排放量呈波动特征(图 10(a)).以 $\Phi=0.6$ 工况为例, r 从 0.4 增至到 0.7 时,总 NO 排放量先从 10^{-5} 降到 4×10^{-6} ,然后增到 8×10^{-6} ,最后又降到 5×10^{-6} .其原因可结合图 10(c) 中的数据分析, r 从 0.4 增至到 0.7 时,烟气发生区的 NO 排放量从 5×10^{-6} 升高到 1.1×10^{-5} ,而柔和燃烧区的净 NO 排放量从 5×10^{-6} 变化到 -6×10^{-6} ,因为高回流比例时,柔和燃烧区火焰温度很低,低温抑制了热力型 NO 的排放量;混合物贫燃燃烧,快速型 NO 的排放也受到抑制;而低温贫燃条件有助于 N_2O 的排放, N_2O 通过反应 $N_2O + H = N_2 + OH$ 还原为 N_2 ^[26],因此高回流比例时柔和燃烧区净 NO 排放量为负数.综上所述,回流比例增加时,烟气发生区 NO 排放量升高而柔和燃烧区净 NO 排放量减小,两者的综合作用导致回流比例增加时总 NO 排放量波动.

切向旋流时,总 NO 排放量随着 r 的增加而增加,如 $\Phi=0.6$, r 从 0.4 增加到 0.7 时,总 NO 排放量从 2×10^{-6} 增加到 1.1×10^{-5} .结合图 10(c) 中的数据分析, r 从 0.4 增加到 0.7 时,烟气发

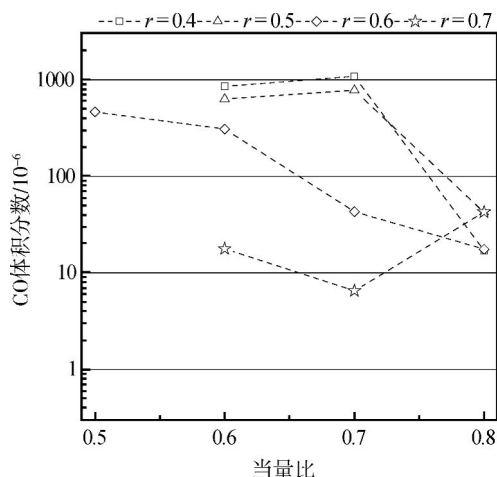
生区的 NO 排放量从 5×10^{-6} 升高到 1.1×10^{-5} , 而柔和燃烧区的净 NO 排放量先在稳定在 -3×10^{-6} 附近, 然后增至 10^{-6} , 两者的综合作用导致总 NO 排放量随着 r 的增加而增加。

比较两种掺混方式下的 NO 排放量, $r=0.4$ 时, 交叉射流掺混的 NO 排放量大于切向旋流的, 但从 $r=0.5$ 开始, 前者的 NO 排放量逐渐小于后者, 如 $r=0.7$, $\Phi=0.7$ 时, 交叉射流的 NO 排放量比切向旋流小 83.3%。说明 r 较高时, 交叉射流的 NO 排放性能优于切向旋流, 因为交叉射流时主流高温烟气和燃料、空气的掺混时间较充足(图 4)、混合均匀性较高(图 5), 柔和燃烧区发生反应区分散、峰值火焰温度低的柔和燃烧, 而切向旋流时燃料、空气过早接触, 发生扩散燃烧, 火焰集中在掺混区空腔内, 反应温度高。

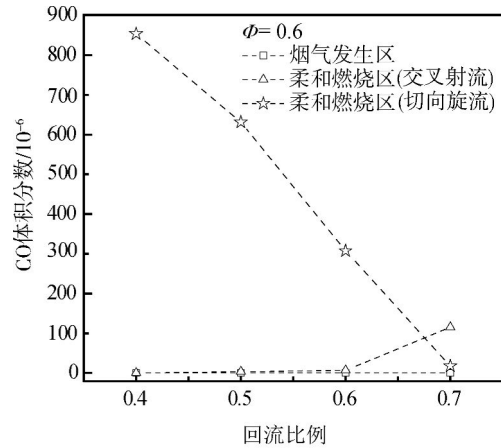
图 11(a) 和图 11(b) 分别给出了交叉射流和切向旋流时不同工况下的总 CO 排放量, $\Phi=0.6$ 时折算后烟气发生区和柔和燃烧区的 CO 排放量如图 11(c) 所示, 其中 CO 数值折算为 15% O_2 基准工况。



(a) 交叉射流



(b) 切向旋流



(c) 烟气发生区和柔和燃烧区

图 11 CO 排放量

Fig. 11 CO emissions

交叉射流掺混方式下, $\Phi=0.8$ 时, 氧的摩尔分数偏低, CO_2 还原反应相对 CO 氧化反应占主导, 而 CO_2 还原反应受温度影响, r 增加时, 燃烧场温度降低(见图 6), CO_2 分解反应受到抑制, 因此 $\Phi=0.8$ 时, 总 CO 排放量随着 r 的增加而降低, 如图 11(a) 所示。图 11(b) 中, 切向旋流掺混方式下, $\Phi=0.8$, $r=0.4 \sim 0.7$ 时, 总 CO 排放量在 3×10^{-5} 附近波动。因为反应物在切向旋流分级燃烧器中发生扩散燃烧, 火焰温度几乎不受 r 影响, r 变化时, CO_2 离解反应未受到明显抑制或促进。

$\Phi < 0.8$ 时, 两种掺混方式下总 CO 排放量随回流比例的变化趋势相反, 交叉射流时, r 增加导致总 CO 排放量升高, 而切向旋流时, r 增加引起总 CO 排放量降低。图 11(c) 中的数据显示, $\Phi=0.6$, r 从 0.4 变化到 0.7 时, 烟气发生区出口烟气中 CO 的体积分数极低, CO 排放主要源于柔和燃烧区的不完全燃烧。交叉射流时, 柔和燃烧区 CO 排放量从 10^{-6} 增加到 1.15×10^{-4} ; 切向旋流时, 柔和燃烧区 CO 排放量从 8.53×10^{-4} 降到 1.8×10^{-5} 。前述冷态掺混和混合均匀性(图 3 和图 5)的分析表明交叉射流掺混有利于柔和燃烧的实现, 而切向旋流时空气和燃料混合时间较早且组分分布均匀性较低, 因此易于发生扩散燃烧。而柔和燃烧条件下, 反应物先充分掺混然后多点同时着火, 反应区温度决定了 CO 排放量。 $\Phi < 0.8$ 时, 氧气相对充足, CO 氧化反应占主导, r 增加时, 反应区温度下降(图 8 和图 9), 低温抑制了 CO 的氧化, 所以交叉射流方式下, 总 CO 排放量随 r 的增加而升高 ($\Phi < 0.8$)。扩散燃烧时, 火焰温度几乎不受 r 影响, 反应物初始温度决定了 CO 氧化速率, r 增加时, 更多的主流高温烟气和相对

较少的燃料、空气混合,混合物温度即柔和燃烧区反应物初始温度升高,高初始温度促进了CO的氧化,所以切向旋流方式下,总CO排放量随 r 的增加而降低($\Phi < 0.8$).

相同工况时比较两种掺混方式下的总CO排放量,交叉射流掺混的总CO排放量更低,因为交叉射流掺混时,掺混区燃料、空气和主流烟气的混合更均匀(图5),促进了CO的氧化^[20].

综合比较两种掺混方式的NO和CO排放量,交叉射流的排放性能更优, $r=0.5$ 和 $\Phi=0.6$ 时,NO和CO排放量均仅为 4×10^{-6} .

4 结 论

基于燃气轮机燃烧室开展柔和燃烧研究,并适应柔和燃烧要求回流烟气与新鲜燃料、空气在点火延迟阶段、有限空间内快速、均匀混合的掺混特点,选择合适掺混方式是关键.结合前期开展的柔和燃烧化学与流动特性研究基础,基于烟气回流量精确可调分级燃烧器,采用交叉射流与切向旋流两种掺混方式,以 CH_4 为燃料,计算了回流比例对冷态流场及掺混的影响,对比了两种掺混方式的掺混特点,实验比较了两种掺混方式下的火焰特征与NO和CO排放量,获得以下结论:

1) 空气未经高温烟气充分稀释、预热,而过早与燃料接触燃烧不利于柔和燃烧机制的建立.相对切向旋流,交叉射流掺混延缓了燃料、空气的直接混合,并为柔和燃烧的发生赢得了更多的时间与空间来营造“高温低氧”氧化剂氛围.

2) 相对切向旋流,交叉射流掺混方式下的火焰特征更接近柔和燃烧:火焰根部有抬升、反应区体积大.同时,交叉射流分级燃烧器的污染物排放性能更优,回流比例 $r=0.5$ 、当量比 $\Phi=0.6$ 时,NO和CO排放量均仅为 4×10^{-6} .

参考文献:

- [1] Shy S S, Chen Y C, Yang C H, et al. Effects of H_2 or CO_2 addition, equivalence ratio, and turbulent straining on turbulent burning velocities for lean premixed methane combustion [J]. *Combustion and Flame*, 2008, 153 (4): 510-524.
- [2] Solero G, Coghe A. Effect of injection typology on turbulent homogeneous mixing in a natural gas swirl burner [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2000, 21 (4): 162-170.
- [3] Davis L B, Black S H. Dry low NOx combustion systems for GE heavy-duty gas turbines [R]. GE Power Systems, GER-3568G, 2010.
- [4] Benini E, Pandolfo S, Zoppellari S. Reduction of NO emissions in a turbojet combustor by direct water/steam injection numerical and experimental assessment [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29 (17/18): 3506-3510.
- [5] Hasegawa T, Mochida S, Gupta A K. Development of advanced industrial furnace using highly preheated combustion air [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2002, 18 (2): 233-239.
- [6] Cavaliere A, Joannon M D. MILD combustion [J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2004, 30 (4): 329-366.
- [7] YU Yu, WANG Gaofeng, LIN Qizhao, et al. Flameless combustion for hydrogen containing fuels [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2010, 35 (7): 2694-2697.
- [8] Wünnig J G. Flameless oxidation to reduce thermal NO formation [J]. *Progress in Energy Combustion Science*, 1997, 23 (1): 81-94.
- [9] Szegö G G, Dally B B, Nathan G J. Operational characteristics of a parallel jet MILD combustion burner system [J]. *Combustion and Flame*, 2009, 156 (2): 429-438.
- [10] Dally B B, Karpets A N, Barlow R S. Structure of turbulent non-premixed jet flames in a diluted hot coflow [J]. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2002, 29 (1): 1147-1154.
- [11] 陈钦. 燃气轮机燃烧室柔和燃烧条件与特征的研究 [D]. 北京: 中国科学院, 2010.
CHEN Qin. Investigation of realization condition and characteristics of MILD combustion for gas turbine application [D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2010. (in Chinese)
- [12] 黄明明, 张哲巍, 邵卫卫, 等. 低排放分级燃烧器中 CH_4 柔和燃烧特性 [J]. *燃气轮机技术*, 2013, 26 (1): 33-39.
HUANG Mingming, ZHANG Zheduan, SHAO Weiwei, et al. Methane MILD combustion characteristic on axially-staged combustor [J]. *Gas Turbine Technology*, 2013, 26 (1): 33-39. (in Chinese)
- [13] 黄明明, 邵卫卫, 刘艳, 等. 交叉射流分级燃烧器中 CH_4 柔和燃烧特性分析 [J]. *中国电机工程学报*, 2013, 33 (8): 22-29.
HUANG Mingming, SHAO Weiwei, LIU Yan, et al. Investigation of methane MILD combustion characteristics in cross-flow jet mixing staged burners [J]. *Proceedings of the Chinese Society for Electrical Engineering*, 2013, 33 (8): 22-29. (in Chinese)
- [14] Arghode V K, Gupta A K, Bryden K M. High intensity colorless distributed combustion for ultra low emissions and enhanced performance [J]. *Applied Energy*, 2012, 92 (4): 822-830.
- [15] Khalil A E E, Gupta A K. Distributed swirl combustion for gas turbine application [J]. *Applied Energy*, 2011, 88 (12): 4898-4907.
- [16] Arghode V K, Gupta A K. Investigation of reverse flow distributed combustion for gas turbine application [J]. *Applied Energy*, 2011, 88 (4): 1096-1104.

- [17] Arghode V K, Gupta A K. Hydrogen addition effects on methane-air colorless distributed combustion flames[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2011, 36(10): 6292-6302.
- [18] Hill S C, Smoot L D. Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2000, 26 (4/5/6): 417-458.
- [19] Dandy D S, Vosen S R. Numerical and experimental studies of hydroxyl radical chemiluminescence in methane air flames[J]. Combustion Science and Technology, 1992, 82 (1/2/3/4/5/6): 131-150.
- [20] Lefebvre A H. Gas turbine combustion[M]. 2nd ed. Ann Arbor, US: Edwards Brothers, 1998.
- [21] Arghode V K, Gupta A K. Effect of flow field for colorless distributed combustion(CDC) for gas turbine combustion [J]. Applied Energy, 2010, 87(5): 1631-1640.
- [22] Arghode V K, Gupta A K. Investigation of forward flow distributed combustion for gas turbine application[J]. Applied Energy, 2011, 88(1): 29-40.
- [23] Gupta A K, Bolz S, Hasegawa T. Effect of air preheat temperature and oxygen concentration on flame structure and emission[J]. Journal of Energy Resources Technology, 1999, 121(3): 209-216.
- [24] Correa S M. A review of NO_x formation under gas-turbine combustion conditions[J]. Combustion Science and Technology, 1992, 87(1/2/3/4/5/6): 329-362.
- [25] 姚强, 李永清, 王宇. 燃烧学导论[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009.
- [26] Kuo K K. Principles of combustion [M]. 2nd ed. New York: John Wiley and Sons, 2005.