

燃空当量比对液体燃料无焰燃烧影响的研究

崔运静, 叶桃红, 林其钊

(中国科学技术大学热科学和能源工程系, 安徽合肥 230027)

摘要:以微型燃气轮机为应用背景,设计了基于液雾无焰燃烧的模式燃烧室,以实验为主、数值模拟为辅的手段研究了0#柴油/空气的燃空当量比对模型燃烧室的流场结构、燃烧模式、无焰燃烧范围、燃烧温度及分布和污染物排放的影响。结果表明:燃烧室流场呈现明显的环形回流涡,为高温烟气循环提供了流体动力学基础;燃料喷孔附近的混合情况对整个燃烧模式的转变具有重要影响;该燃烧室工作在无焰燃烧模式的燃空当量比 Φ 范围为0.25~0.50,无焰状态下燃烧室内温度分布均匀;燃烧室平均温度 T_{avg} 和污染排放受到 Φ 和输入功率的影响,在实验范围内,输入功率相同时,随 Φ 减小,燃烧室平均温度降低,CO和 NO_x 排放浓度增加,另外, Φ 相同时,输入功率越低, T_{avg} 越低,CO排放浓度越大,且输入功率越低CO排放浓度增长越快, NO_x 受输入功率的影响相对小得多。从实验结果分析,适当提高空气预热温度是增强低燃空当量时的贫燃稳定性、拓展贫燃极限和强化燃烧的有效措施。

关键词:无焰燃烧;燃空当量比;液雾燃烧;污染物排放

中图分类号:TK16

文献标识码:A

doi:10.3969/j.issn.0253-2778.2012.04.010

引用格式: Cui Yunjing, Ye Taohong, Lin Qizhao. Effect of fuel air equivalence ratio on the flameless combustion of liquid hydrocarbon[J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2012,42(4):325-334.

崔运静,叶桃红,林其钊. 燃空当量比对液体燃料无焰燃烧影响的研究[J]. 中国科学技术大学学报, 2012,42(4):325-334.

Effect of fuel air equivalence ratio on the flameless combustion of liquid hydrocarbon

CUI Yunjing, YE Taohong, LIN Qizhao

(Department of Thermal Science and Energy Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, China)

Abstract: A laboratory scale model combustor was designed based on flameless combustion of liquid spray in a microturbine atmosphere. The effects of fuel (0# diesel)/air equivalence ratio Φ on the flow field, combustion regime, range of flameless mode, temperature and pollution emissions of the model combustor were studied mainly through experiments and supplementally numerical computation. The results indicate that there is an obvious ring vortex in the flow field, which provides a basis of fluid dynamics for the recirculation of high-temperature exhaust gases. The mixture of species around the fuel nozzle is significant

收稿日期:2011-12-28;修回日期:2012-04-18

基金项目:国家重点基础研究发展(973)计划(2010CB227302)资助。

作者简介:崔运静,女,1979年生,博士生。研究方向:清洁燃烧技术。E-mail:cuisq@mail.ustc.edu.cn

通讯作者:林其钊,博士/教授。E-mail:qlin@ustc.edu.cn

to the conversion of the combustion regime. The operation range of the flameless mode in the model combustor is $0.25 \leq \Phi \leq 0.50$, and in which the combustion temperature is homogeneous. The average chamber temperature T_{avg} and pollutant emissions are impacted by Φ and the thermal input. At the same thermal input conditions, T_{avg} increases and the emissions of CO and NO_x drop with increasing Φ in the experimental range. At the same Φ condition, T_{avg} drops and the emissions of CO and NO_x increase with the decrease in thermal input. The lower the thermal input, the faster the growth in CO emission amount, while NO_x is affected much less. It can be concluded from the analysis that appropriate preheating of combustion air is an effective way to enhance the lean combustion stability with low chamber heat density and expand lean flammability.

Key words: flameless combustion; fuel/air equivalence ratio; spray combustion; pollutant emissions

0 引言

无焰燃烧是一种新型燃烧方式,由于反应弥散在整个燃烧室空间进行,消除了火焰锋面,反应区温度均匀,燃烧效率高污染排放低而被称为新世纪最有前景的燃烧方式之一。

1997年 Wunning 等^[1-2]报道了采用高温空气实现无焰燃烧,降低污染排放。无焰燃烧已有研究主要集中于各种气体燃料^[1,3-9],近年来在其他燃料方面的研究越来越多,但是有关液体燃料无焰燃烧的研究报道仍然较少^[3,10-14]。国际火焰基金会 IFRF^[3]采用高温空气技术完成了一系列半工业规模的实验,燃料分别为天然气,轻油、重油和煤,从实验角度证明节能环保的无焰燃烧新技术燃用各种燃料的潜力。多数研究者^[1,3,15-16]认为燃烧空气预热到一定温度才能保证稳定的无焰工况,这就限制了该技术的应用范围。2006年中国科学技术大学刑献军等^[4]利用燃烧搅拌反应器和蓄热体强化炉内换热实现了常温空气(300 K)的气体燃料无焰燃烧,简化了无焰燃烧的实现条件,使该项技术具有更广泛的应用范围,之后他们将该技术应用于煤气化研究^[17]。北京大学的米建春^[6-8,18-19,21]等研究了常温空气(288 K)条件的燃烧炉内天然气无焰燃烧,认为无焰燃烧不仅在局部高温低氧低速环境下发生,而且在局部高温高氧高速环境下也能发生。米建春和 Dally 等^[6-8,19-23]完成了大量细致的基础和应用研究工作,主要针对无焰燃烧的实现条件、特性和燃料适应性进行了大量实验和数值研究,利用实验和数值计算方法详细分析了多个操作参数及结构参数对初始混合、稀释和污染排放的影响,得出了如临界射流动量和临界雷诺数等能够揭示无焰燃烧内部特征的重要参数。

由于无焰燃烧技术有望解决燃气轮机的污染问题和稳定性问题,近年来许多学者分别采用理论^[24]、实验^[5,10,25-26]和数值模拟^[13-14]的方法研究该燃烧技术在燃气轮机中的应用。其中 Flamme^[10]、Clercq 等^[13]和 Torresi 等^[14]研究了无焰燃烧燃用液体燃料的适应性,实验研究均使用了预热空气的手段。中国科学院工程热物理研究所的研究人员^[5,27-28]对富氢燃料气的无焰燃烧技术应用于微小型燃气轮机展开了理论分析、实验分析测试和数值分析,认为该技术具有一定的燃料适应性和稳定性,通过解耦烟气和燃料空气的掺混展开实验研究和数值分析,确定了无焰燃烧的发生条件,认为该技术具有较高的变负荷性能^[26]。目前国内工业上多使用蓄热式燃烧器实现不同燃料的高温空气燃烧,暂无研究非预热空气条件下液体燃料无焰燃烧的研究报道,国际上非预热条件下液体燃料无焰燃烧的研究报道也很少见。空气不必预热至燃料自燃点能够降低燃烧设备成本,因此本文以微型燃气轮机为应用背景,主要通过实验研究非预热空气条件下液体燃料的无焰燃烧特性,并利用数值模拟作为必要的辅助研究手段,为无焰燃烧的应用提供重要参考。

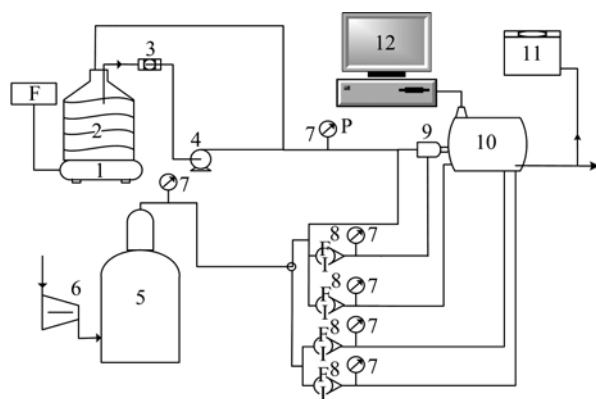
无焰燃烧是一种中低反应强度的空间反应模式,特定燃料的局部反应速率主要受局部燃空当量比、温度和速度的影响,但是局部燃空当量比很难通过实验测量得到。而进料温度一定时,整体反应速率主要受整体燃空当量比和射流动量的影响,燃料流量和进气尺寸一定时,空气射流动量与空气流量呈平方关系。因此低燃空当量比时整体燃空当量比(以下简称燃空当量比,用 Φ 表示)能够反映无焰燃烧的整体反应速率、温度分布和污染物排放特征,即燃空当量比的变化影响燃烧特征。因此本文以燃

空当量比为切入点,主要研究其变化对无焰燃烧的影响。

1 实验装置与测试仪表

为了实现液体燃料无焰燃烧并寻找无焰燃烧的操作参数和燃烧模式的转变,设计了如图1所示的实验装置.燃料采用0#柴油(燃料的碳氢比为6.34,含碳量85.55%,含氢量13.49%,含氧量0.66%,含氮量0.04%,含硫量0.25%,含灰量0.01%),采用系列中心单孔压力雾化式喷嘴,外围有一股辅助雾化旋流气.空气压缩机输出压力小于0.8 MPa,空压机向储气罐连续充气使储气罐压力保持在0.4 MPa,储气罐输出的压缩空气作为氧化剂,进入燃烧室前的温度在313~323 K之间。

由于实验喷嘴的燃料流量较小,在启动直至熄火的一组实验过程中难以改变,故在实验中通过改变空气流量来改变燃空当量比.多组实验的燃料流量范围为1~2.2 kg/h,燃料温度在313~333 K之间.每次点火启动后,调定燃料表压,待燃烧室温度基本稳定后分别改变空气总量和各级空气比例来研究燃烧特征,一般顺序是逐渐增加总空气量测量不同当量比的各项性能参数.另外,还改变进气孔直径完成了多组实验观察孔径变化带来的影响.为了防止停工后油嘴内残留燃油在高温环境下结焦堵塞喷嘴,停工后立即用一股吹扫空气将油嘴内燃油清扫干净(见图1).实验测量仪器和仪表如表1所示.燃烧室压力从顶部测得.烟气成分及含量采用MRU增强型烟气分析仪测量,包括 O_2 , CO , CO_2 , NO_x , SO_2 和 UHC 等。



1-电子秤;2-油桶;3-过滤器;4-油泵;5-储气罐;
6-空压机;7-压力表;8-转子流量计;9-喷嘴;
10-燃烧室;11-烟气分析仪;12-计算机

图1 实验系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental system

表1 实验测量仪器和仪表

Tab. 1 Apparatus and instruments for experiments

待测量	仪器或仪表	精度或分度
空气流量 Q_{Ai}	LZB型转子流量计	0.5 m ³ /h
油量 Q_{oil}	TCS-100电子台秤	20 g
油压 P_{oil}	耐震压力表	1.6
进气压力 P_{Ai}	普通压力表	1.6
燃烧室压力 P_c	U形液体压力计	0.01 kPa
燃烧室内温度 T	K型热电偶	—
烟气温度及成分	MRU增强型烟气分析仪	—

NO_x , SO_2 和 UHC 等。

燃烧室结构对无焰燃烧的实现具有关键作用,因为它决定了燃烧室内的湍流结构和烟气循环量,这些直接影响反应物和生成物的混合和传热.模型燃烧室的尺寸为260 mm(长)×150 mm(宽)×160 mm(高),图2为实验用模型燃烧室的剖视图,喷油孔中心所在轴向竖直平面为燃烧室的对称面.常压燃烧室的设计功率为20 kW.为了解燃烧室内空气动力场和烟气循环对燃烧模式的影响,将燃烧空气分为4级,即图2中所示的A0, A1, A2和A3,每级空气均由开在深入燃烧室的管子上的5个均布圆孔射入燃烧室,孔径有8, 4和2.5 mm几个规格,5孔均布是为了使燃烧室内平行于 xz 平面的截面流场结构尽量一致. A0为辅助雾化旋流气,目的是改变油雾分布并促进雾化、蒸发和混合,而A1~A3则为燃烧空气动力场提供导向性循环动力并调整气流温度分布.多股气将燃烧过程包围在内部进行,以降低燃烧室壁面温度.图2中数字1~9表示测量燃烧室内各处温度的热电偶标号及位置,数字10为烟气出

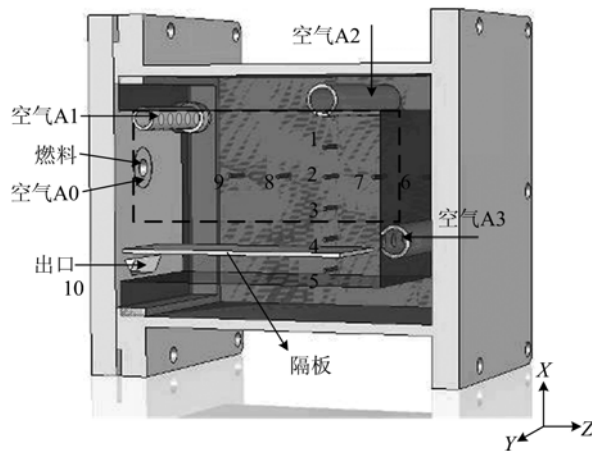


图2 燃烧室结构及热电偶布置

Fig. 2 Structure of the combustor and the thermocouples layout

口外 200 mm 处的热电偶,用于测量烟气温度. 热电偶头部测温点平面距离燃烧室中心剖面 15 mm. 2 号热电偶位于与燃料喷嘴轴向相距 150 mm 的同一高度处,9 号,8 号,2 号,7 号和 6 号热电偶位于同一水平直线上,50 mm 等距分布,1 号,2 号,3 号,4 号和 5 号热电偶位于同一竖直直线上,30 mm 等距分布. 燃烧室下部内置一耐火隔板,5 号热电偶置于耐火隔板与燃烧室底面之间. 燃烧室外部用 20 mm 厚的岩棉再加保温砖保温. 图 2 中的虚线矩形框为观察窗的位置,观察窗采用石英光学玻璃.

2 实验结果与讨论

由于燃料雾化过程中燃料滴与周围气体的两相混合过程以及混合程度均不同于均相混合,油滴蒸发时附近的当量比较高,容易导致小离散火焰的出现,这就需要更大的射流动量卷吸更多的惰性组分对其进行稀释并将反应区进行剪切拉伸. 祁海鹰等^[30]指出,液体燃料的高温低氧燃烧需要针对燃油特点专门设计燃油喷嘴. 液体燃料的雾化质量对于燃烧模式的转变具有重要影响. 若液雾颗粒大,那么燃料喷入燃烧室以后边吸热蒸发边燃烧,油滴燃烧和油气的有焰燃烧同时进行,在与高质量油雾实现无焰燃烧相同的射流动量和进料温度下很难达到无焰燃烧状态,而且大颗粒燃烧不完全时会降低燃烧效率;若油雾喷束偏离轴线,则容易造成燃烧室内燃料浓度分布差异大,就很难实现温度均匀的无焰燃烧. 对所使用的喷嘴进行了冷态自由射流的雾化实验,雾化介质为水,水表压为 0.83 MPa,与热态实验(柴油表压 0.8 MPa)接近. 结果发现:喷嘴的射流动量大于 $0.097 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ (该值为文献[6]所述实现无焰燃烧的临界射流动量),液雾的 Sauter 直径为 $30 \sim 60 \mu\text{m}$,平均粒径低于 $50 \mu\text{m}$,雾滴数量符合偏高斯分布,外部旋流气 A0 可以明显改变液雾体积通量的分布、增大雾化锥角,可以适应不同燃烧室尺寸要求. 根据雾化实验结果认为,该喷嘴的射流雾化性能能够满足实现无焰燃烧的需要.

2.1 流场结构

燃烧室流场结构对燃空混合、整个燃烧火焰形态、燃烧室内温度分布和排放起到决定作用. 该模型燃烧室利用多个方向的空气高速射流卷吸高温烟气在较小的燃烧室内循环,提供了形成无焰燃烧的低氧氛围,增加了反应物和生成物的停留时间,并完成

了反应物吸热蒸发/生成物放热、混合、慢速反应放热的一系列耦合过程,体现了热量再循环的超焓思想. 采用 Fluent 软件对燃空当量比(以下简称当量比或 Φ , 其定义为 $\Phi = (Q_{\text{oil实际}}/Q_{\text{a实际}})/(Q_{\text{oil理论}}/Q_{\text{a理论}})$,其中 Q 为质量,下标 oil, a 分别表示燃料和空气)等于 0.494、各股空气比例为 0:6.4:7.7:85.9 的燃烧室实验工况进行了等温流动模拟计算. 使用结构化和非结构化网格对 3 维燃烧室模型分块划分网格,并使用 size function 功能细化小孔周围的网格,计算中采用 Realized $k-\epsilon$ 双方程湍流模型,用物质组分输运方程计算气相中颗粒相的输运特性,根据雾化实验结果给定颗粒相的初始喷雾条件,离散化方程采用 SIMPLE 算法求解,离散格式为 2 阶精度. 迭代收敛标准除能量方程为 10^{-6} 外,其他项均为 10^{-4} . 图 3 为燃烧室竖直轴面的等温流场等值线图,可以明显看到中心的回流涡,高速射流对整个流场的剪切作用明显,气流运行速度较高,能够卷吸大量烟气回流,这说明该燃烧室为液体燃料无焰燃烧的实现提供了较好的流体动力学基础.

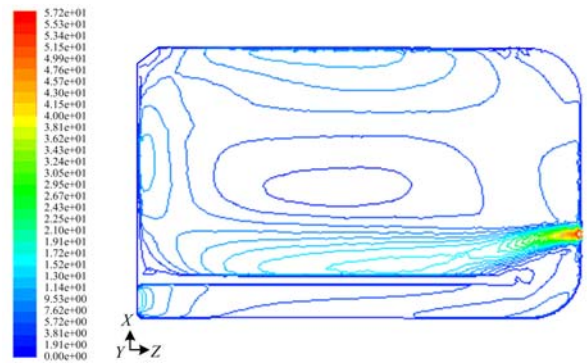


图 3 燃烧室等温流场等值线图(单位: m/s)

Fig. 3 Velocity contour in the isothermal combustor

2.2 燃烧模式

本文通过改变燃油量 Q_{oil} 或在燃油量相同时改变空气量比例来研究模型燃烧室的燃烧模式. 图 3 为预热阶段及不同当量比下拍摄的模型燃烧室的实验照片,实验照片均使用 Canon 相机垂直于观察窗拍摄. 实验结果表明,该模型燃烧室能够维持稳定无焰燃烧的 Φ 介于 0.25~0.50 之间. 采用 $0.6 < \Phi < 1.0$ 的可燃混合气预热燃烧室(如图 4(a)所示),当燃烧室壁面温度达到稳定之后, Φ 介于 0.6~1.0 时燃烧室内呈现稀薄火焰(如图 4(b)所示),当量比从 0.6 下降至 0.4 之间时,由于空气量增加使射流动量增

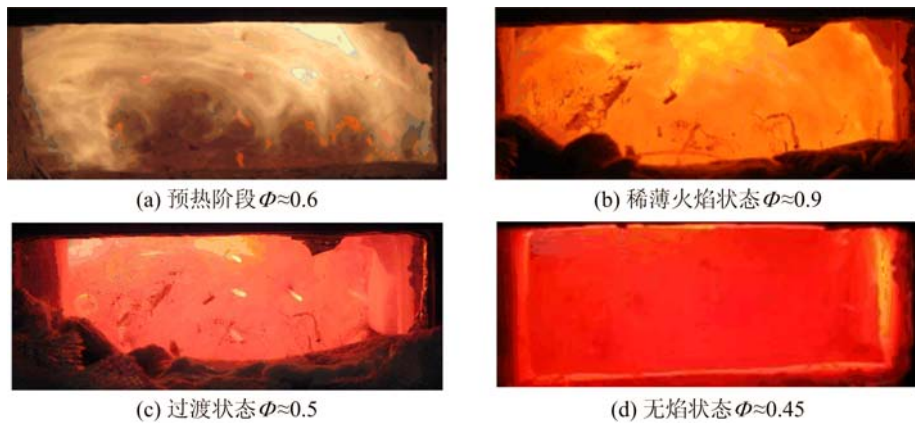


图 4 燃烧模式图

Fig. 4 Combustion modes

大,燃烧室内仅在燃料出口附近形成少许蓝色火焰和燃烧室上部有少许离散小火焰(如图 4(c)所示),说明在喷孔附近的高燃空当量比区域生成大量 CH 自由基呈现蓝色火焰,文献[13]也说明了这一点,而燃烧室中上部的少许离散火焰是由于该处生成的 OH 自由基浓度较大,烟气稀释程度不够所致.继续增大空气流量,减小 Φ 至 0.50~0.25 之间时,高温烟气循环改善了燃料喷孔附近的混合程度,降低了特征混合时间,延迟了燃料的着火,增大了特征反应时间,使整个燃烧室处于贫燃料燃烧,达到了安静稳定的无焰燃烧状态(如图 4(d)所示).继续增加空气量, Φ 降低至 0.25 以下时燃烧室内气流行进速度增大、剪切作用增强且温度降低,不能提供足够的点火能量,在无外部预热的情况下达到了熄火极限,燃烧不能自维持.由于大的射流动量才能改善燃料喷孔附近的稀释混合状况,因此对于相同进料温度和输入功率(本文实验条件为 12.2~27.1 kW)来说,该模型燃烧室实现无焰的燃空当量比低于有焰状态.在 Φ 较高的贫燃料状况下可以通过减小反应物的射流面积来增加射流动量、加强对高温烟气的卷吸来缩短特征混合时间,延长特征反应时间,实现稳定的无焰模式.

由于燃烧空气分级,在输入功率和燃空当量比相同时,各级气量比例不一定相同,导致呈现不同的火焰形态,故前面分析中不同燃烧状态出现当量比交叉.下面根据实验结果简单分析各股空气对燃烧模式的贡献.增加空气 A0 气量会增加切向旋转动量,增大火焰直径,减弱反应物和所卷吸高温烟气的轴向拉伸动量,该处 Φ 比较高,故反应物在靠近喷

嘴的位置发生有焰反应,该股气量较大时会发生贴盘,导致喷孔结焦堵塞,由于该股气量决定了喷孔附近的 3 维流场结构,因此它对燃烧模式具有重要影响.空气 A1 有助于提高进料附近的循环烟气引射量,增大 A1 气量会明显拉长反应区长度,但由于该气靠近燃料入口,燃料氧化剂过早接触不利于无焰模式的实现,故气量不宜过大.空气 A2 为沿轴向前进的高温气流提供向下转弯的动力,增大 A2 气量将会减少烟气在燃烧室内的滞留时间,升高烟气出口温度,它对烟气出口温度的影响明显大于对燃烧模式的影响.在无焰燃烧模式中空气 A3 所占比例最大,它将大量高温烟气从隔板上方带回燃料喷孔附近,并与反应物混合为低氧浓度混合气体,A3 气量越大,所卷吸夹带的高温烟气越多,因此该股气对燃烧模式具有决定性影响.

反应物射流动量也是促进燃烧模式转变的一个重要因素^[6,20],本文中仅考虑空气的射流动量,尤其是 A3.图 5 表示不同 A3 质量流量时进气孔径与射

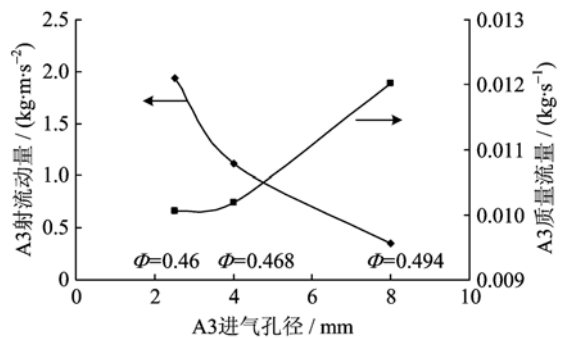


图 5 进气孔径与射流动量的关系

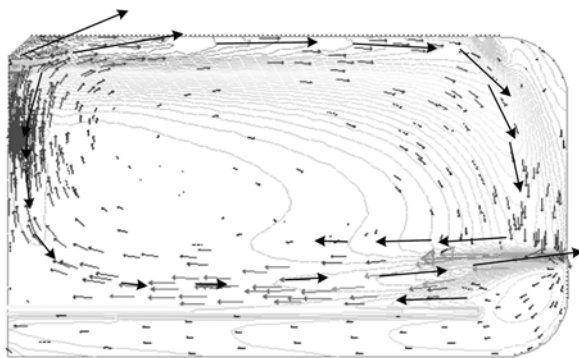
Fig. 5 Relationship of the A3 injection diameter and momentum

流动量的关系,可以看出,随进气孔径减小,射流流量快速增大,即使空气 A3 的质量流量减小,射流流量仍是增长很多.

$\Phi < 0.5$ 时,燃烧室内氧浓度不低于 10%,此时能够实现无焰燃烧,说明射流的大动量造成混合气的轴向行进速度较高,将火焰锋面拉伸开来无法形成传统火焰,但只要燃烧室内各处的温度均匀且高于燃料的着火点,分布式燃烧反应仍能发生,这与李鹏飞^[19]的研究结论是一致的.

2.3 燃烧温度

根据 Weinberg^[32] 的超焓燃烧思想,利用回流烟气携带的热量可以控制反应温度,根据烟气再循环率不同,反应区温度不同.在所设计的模型燃烧室中,该部分循环热量用来预热常温空气和蒸发液体燃料,提供反应所必需的能量,即将预热过程放在燃烧室内,简化外部预热系统条件.燃烧室体积只有 0.006 m^3 ,这样传热过程就需要较高的传热速率.根据场协同原理^[33],如图 6 所示,燃烧室外圈流场的速度矢量(灰色箭头)与热流矢量方向一致,反应物与燃烧产物在行进过程中的传热速率很高,因此比较适合空间较小的模型燃烧室.而燃烧室中心为不断搅拌的回流涡,温度相对均匀得多,速度相对较低,因此不必考虑.图 6 经 Fluent 计算反应流场得到.具体方法为:以前面所述等温流场收敛解为基础,增加有限速率反应/涡破碎模型考虑湍流与化学反应,加入正庚烷两步反应机理,采用 DO 辐射模型计算气体热辐射.迭代计算时除能量方程和 DO 辐射强度两项的收敛标准为 10^{-6} 外,其他项均为 10^{-4} .



黑色箭头表示热流矢量,灰色箭头为速度矢量,
等值云图为燃烧室温度

图 6 速度矢量与热流矢量

Fig. 6 The velocity vectors and heat flow vectors

图 7 为燃油流量 $Q_{oil} = 1.42 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, $\Phi = 0.388$ (A0~A3 各股气比例为 0:6.1:7.4:86.5) 时无焰工况的温度测量结果,可以看出燃烧室内温度波动很小.模型燃烧室最高温度由 2# 热电偶测得,为 1304.76 K ,最低温度由 7# 热电偶测得,为 1217.2 K ,最大温差为 87.56 K .最低温度出现在 7# 热电偶处,据分析是因为掺混较多空气 A2 的气流正好经过该热电偶附近,导致该处温度最低.以下取 1#~9# 热电偶所测温度的均方根代表燃烧室平均温度(简称为 T_{avg}),该值并非物理意义上的燃烧室平均温度.图 7 所示工况燃烧室平均温度为 1252.13 K ,在图中用灰色水平面表示,温度波动与燃烧室平均温度之比为 6.99% ,在 Kumar 等^[34]提出的 15% 以内,因此整个燃烧室温度均匀.

根据模型燃烧室内空气动力场、气流方向以及所测量温度的小幅波动,可以看出燃烧室内的反应动力学过程.以图 7 为例,图中 1~5 为 x 方向的 1#~5# 一排热电偶,9,8,2,7,6 为 z 方向的一排热电偶, xz 底平面上黑色带箭头曲线表示气流流动的方向.按照气流流动方向 $4 \rightarrow 9 \rightarrow 1 \rightarrow 6 \rightarrow 4$ (或 5),根据对应热电偶的温度,可以了解 $\Phi = 0.388$ 时整个燃烧室内传质传热和化学反应的过程. $4 \rightarrow 9$ 为空气与所卷吸高温烟气混合并传热传质的区域,4# 热电偶位于该区域内,此处当量比很低,低温空气所占比例较大,故该处温度较低,9# 热电偶位于液体燃料刚喷入燃烧室吸热蒸发的区域内,为富燃料区,反应

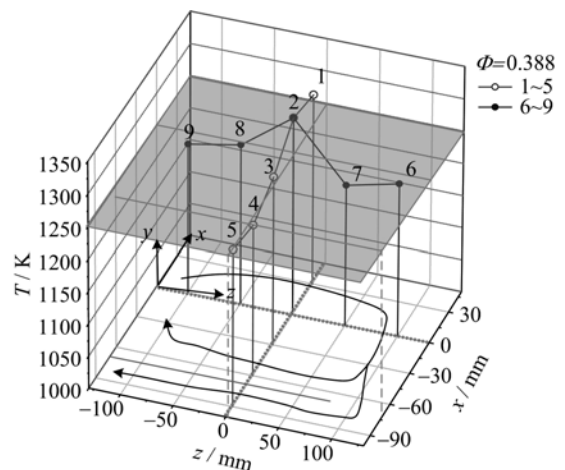


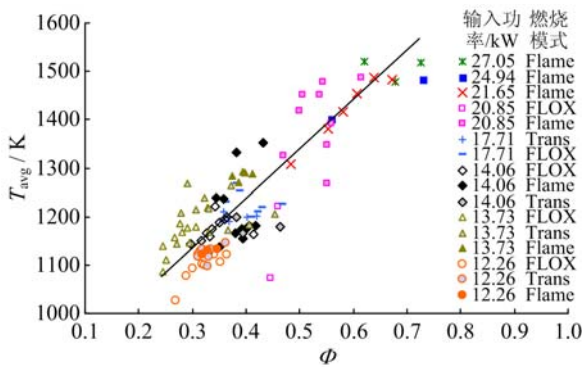
图 7 $Q_{oil} = 1.42 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, $\Phi = 0.388$ 时各测温点温度值

Fig. 7 Temperatures measured

at $Q_{oil} = 1.42 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, $\Phi = 0.388$

放热小于液雾蒸发吸热,故该处温度很低,9→1 为燃烧放热并与少量空气 A1 混合的阶段,故该段热电偶的温升较缓和,1→6 为在管路内被预热的常温空 A2 喷入并与少量反应中的混合组分混合的过程,为温度下降过程. 中间的回流涡为速度相对较低的区域,能量向外传递较慢,在 7→2→8 方向上为两端吸热传质中间放热的过程,在 2→3→4 方向则为具有不同温度的组分在垂直于周围环流方向上的传热传质的过程,2# 热电偶是燃烧反应放热区域,温度最高.

不同输入功率时 Φ 与模型燃烧室平均温度和燃烧模式的实验结果如图 8 所示. 图 8 表明:无焰状态集中在较低当量比的区域,较高燃空当量比区域为有焰燃烧状态;输入功率相同时, Φ 越大,燃烧室平均温度越高,反之亦然; Φ 相同时,输入功率越大,平均温度越高,反之亦然.



Flame: 有焰燃烧状态, FLOX: 无焰燃烧状态, Trans: 过渡状态

图 8 不同输入功率时 Φ 与 T_{avg} 的关系

Fig. 8 Relationship of Φ and T_{avg} at different thermal input

对于同一输入功率来说, Φ 比较低时,大量过剩空气吸收一部分热量,因此燃烧室的平均温度和氧化反应速度降低, Φ 降低至一定值的时候,燃烧室平均温度不能为反应物提供足够的反应活化能量,会发生熄火;而 Φ 比较高时,燃烧室平均温度比较高,但烟气循环量不足或者射流动量不足无法消除火焰锋面,因此呈现燃烧火焰.

Φ 相同时,输入功率越小,燃烧室内热密度越低,燃烧室平均温度越低. 当输入功率减小到一定值时,大量常温空气在进入燃烧室后与高温气体的换热量比较大,致使反应速率下降,所经之处供能不足,气流继续吸热待达到一定温度后释放部分自由基缓慢反应放热,该部分热量加快了自由基的生成,大量自由基在达到化学当量比时有焰形式集中反

应释放能量,提高了燃烧室的瞬时局部温度,由于空气量比较大加上燃烧室的壁面散热,导致燃烧室内温度和压力的周期性波动,此时燃烧室必须依靠外部热量的加入才能维持很低当量比的稳定无焰燃烧.

由于空气分级喷入,各股气流分配比例不同,在当量比和输入功率相同时燃烧室内的烟气循环量和燃烧模式不同,化学反应过程和发生位置不同,释放能量分布不同,滞留时间不同,会导致不同的燃烧室平均温度和排烟温度甚至污染排放,比如 $Q_{oil} = 1.101 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ 且 $\Phi = 0.32$ 时出现两个温度不同的数据,在图 8 中用黑色椭圆圈出.

总之, $\Phi < 1$ 时,燃烧室平均温度随 Φ 的增大而升高;输入功率越大,模型燃烧室平均温度越高;与有焰燃烧相比,无焰燃烧模式发生在更小的 Φ 燃空当量比条件下;该模型燃烧室中 Φ 相同时会出现不同的燃烧室平均温度.

2.4 污染物排放

图 9 为输入功率为 17.7 kW 时模型燃烧室的烟气排放情况,所有数据换算为烟气中氧体积分数 15% 的标准. 在实验范围内 NO_x 的体积分数低于 70×10^{-6} , CO 的体积分数低于 45×10^{-6} , SO_2 的体积分数低于 32×10^{-6} ,未燃碳氢化合物为 0. SO_2 是由于燃料中含 S 元素所致. NO_x 和 CO 的排放浓度高于 Derudi 等^[12] 所述 $\varphi(\text{NO}_x) < 30 \times 10^{-6}$ 和 $\varphi(\text{CO}) < 30 \times 10^{-6}$ 的无焰燃烧界限,据分析是燃料的区别,这一点文献^[13] 也有体现.

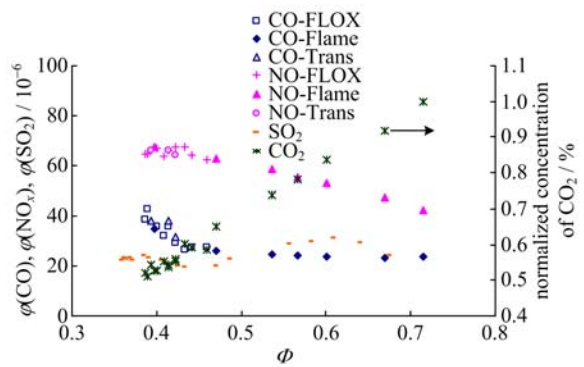


图 9 CO , NO_x , CO_2 的排放浓度

Fig. 9 Emission concentrations of CO , NO_x and CO_2

从图 9 可以看出,随着 Φ 的减小, CO 和 NO_x 的排放浓度均呈现增大的趋势,即无焰状态两种污染物的排放浓度高于有焰状态,该结果不同于

Duwig 等^[33]的结论,却与 Verissimo 等^[34]的结果具有相似之处.这与人们常规认识中的结果似乎不同,这是因为该燃烧室的结构决定了在较高当量比的贫燃料状态下也是带有少量烟气循环的稀薄燃烧状态,消除了高温峰值,不存在生成大量热力 NO_x 的温度条件,因此污染排放浓度很低.随 Φ 降低,燃烧室平均温度下降,反应速率降低,燃料不完全燃烧的几率增加,故出现 CO 排放浓度增加的趋势,与之相似的是 Duwig 等^[33]在实验中发现,在 $\Phi(0.42)$ 时 CO 排放浓度随 Φ 的降低而增加.这里 NO_x 的排放规律与 Duwig 等所述 NO_x 随 Φ 的减小而减小的规律完全不同,这与实验过程中造成燃空当量比变化的实验参数有关,本文通过增大空气流量来减小燃空当量比,而 Duwig 等则是通过减小燃料量来实现.这里随着 Φ 的降低, NO_x 稍有增加,据分析是燃烧室内的 N_2 含量增加,在燃料入口附近的富燃料区与 CH 基相遇生成了更多的 NO_x .如果 Φ 继续降低,大量未参与反应的空气带走了较多的能量使燃烧室平均温度继续降低,如果无系统外部能量加入,燃烧室将不能提供足够的反应活化能,CO 排放浓度将大幅增加, NO_x 变化相对小得多.也就是说,如果对燃烧空气进行适当预热能够提高燃烧室平均温度和低燃空当量比时 CO 向 CO_2 的转化率,并能提高此时的燃烧稳定性.烟气中 CO_2 排放浓度随 Φ 增大而增加, O_2 随当量比增加而减少,文献^[19]也有相似报道,在化学当量比附近 O_2 含量将降到最低,几乎全部 O_2 参与反应.

有焰转变为无焰状态后燃烧室内的吼声消失,燃烧过程变得平稳而安静.有焰状态的噪声主要是由火焰中大的温度梯度产生快速体积膨胀引起^[13].

实验发现污染物 CO 排放浓度与输入功率有很大关系, NO_x 与输入功率的关系小得多,如图 10 所示.在输入功率较高时 CO 和 NO_x 受其影响较小;在输入功率低于 15 kW 之后,CO 排放浓度大大增加,而 NO_x 变化相对小得多.这是因为在低输入功率下燃料释放的热量较少,尤其在低燃空当量比时不能提供足够的反应能量,燃烧速率降低,燃烧室的氛围不利于 CO 氧化生成 CO_2 ,从而导致不完全燃烧增加,烟气中 CO 排放大幅提高,与文献^[35]一致.若对燃烧空气进行预热并适当减少燃料量以保证相同输入功率,那么空气温度升高能够提高其射流速度,会增强低燃空当量比的稳定性,并拓展贫燃

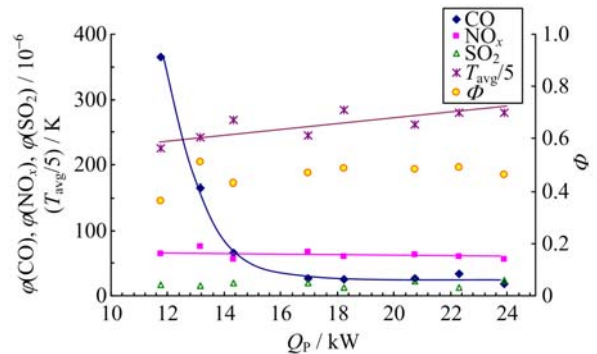


图 10 输入功率与污染物排放浓度的关系

Fig. 10 Relationship of the input power and the pollutant emissions

极限.

3 结论

本文以微型燃气轮机为应用背景,设计了液体燃料无焰燃烧室,搭建了非预热空气条件的试验平台,并以 0# 柴油为燃料进行了系列燃烧试验,研究了不同燃空当量比时的燃烧特征,得出如下结论:

(I) 对于液体燃料来说,喷孔附近的液雾与烟气混合物的稀释和混合程度对整个燃烧模式的转变具有重要影响.

(II) 该模型燃烧室能够在 0# 柴油/空气燃空当量比为 0.25~0.50 的贫燃料状况下获得稳定的无焰燃烧.输入功率相同时, Φ 越小,燃烧室平均温度越低; Φ 相同时,输入功率越低,燃烧室平均温度越低.

(III) 对于所设计的模型燃烧室,由于烟气循环量不同造成有焰状态的污染物排放低于无焰状态.随燃空当量比降低,CO 排放浓度增加, NO_x 稍有增加.CO 排放浓度与燃烧室的输入功率有很大关系,输入功率降低到一定程度,低当量比时 CO 生成量大幅增加,而 NO_x 受其影响很小.

(IV) 如果对燃烧空气进行适当预热,能够增强低输入功率或者低燃空当量比的稳定性,拓展贫燃极限,燃烧更充分.

参考文献 (References)

- [1] Wüning J A, Wüning J G. Flameless oxidation to reduce thermal NO formation[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 1997, 23(1): 81-94.
- [2] Milani A, Wüning J G. Flameless oxidation

- technology [C]// Advanced Combustion and Aerothermal Technologies; Environmental Protection and Pollution Reductions. Kiev, Ukraine: Springer, 2007; 343-352.
- [3] Weber R, Smart J P, Kamp W V. On the (MILD) combustion of gaseous, liquid, and solid fuels in high temperature preheated air [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2005, 30(2): 2 623-2 629.
- [4] Xing Xianjun. Research on normal temperature air flameless combustion and its application to reconstructing boiler from coal-burning to gas-burning [D]. Hefei: University of Science and Technology of China, 2006.
邢献军. 常温空气无焰燃烧研究及其在燃煤锅炉煤改气中的应用[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2006.
- [5] Cui Yufeng, Lü Xuan, Xu Gang, et al. Dynamic analysis of a flameless combustion model combustor [J]. Science China: Technological Sciences, 2010, 53(8): 2 291-2 298.
- [6] Mi Jiachun, Li Pengfei, Dally B B, et al. Importance of initial momentum rate and air-fuel premixing on moderate or intense low oxygen dilution (MILD) combustion in a recuperative furnace [J]. Energy & Fuels, 2009, 23(11): 5 349-5 356.
- [7] Li Pengfei, Mi Jiachun, Dally B B, et al. Premixed moderate or intense low-oxygen dilution (MILD) combustion from a single jet burner in a laboratory-scale furnace [J]. Energy & Fuel, 2011, 25(7): 2 782-2 793.
- [8] Mi Jiachun, Li Pengfei, Zheng Chuguang. Numerical simulations of flameless premixed combustion in a recuperative furnace [J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2010, 18(1): 10-17.
- [9] Li G Q, Gutmark E J, Overman N, et al. Experimental study of a flameless gas turbine combustor [C]// Proceedings of the ASME Turbo Expo 2006; Vol 1. Barcelona, Spain: ASME, 2006: 793-804.
- [10] Flamme M. New combustion systems for gas turbines (NGT) [J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(11/12): 1 551-1 559.
- [11] Wu S R, Chang W C, Chiao J. Low NO_x heavy fuel oil combustion with high temperature air [J]. Fuel, 2007, 86 (5/6): 820-828.
- [12] Derudi M, Rota R. Experimental study of the mild combustion of liquid hydrocarbons [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2011, 33(2): 3 325-3 332.
- [13] Le Clercq P, Schlieper M, Noll B, et al. Liquid fuel flameless combustion RANS simulation [C]// Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008; Vol 3. Berlin: ASME, 2008: 445-456.
- [14] Torresi M, Camporeale S M, Fortunato B, et al. Diluted combustion in a aerodynamically staged swirled burner fueled by diesel oil [C]// Processes and Technologies for a Sustainable Energy. Ischia; 2010: 1-8.
- [15] de Joannona M, Cavaliere A, Faravellic T, et al. Tregrossi. Analysis of process parameters for steady operations in methane mild combustion technology [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2005, 30(2): 2 605-2 612.
- [16] Cavaliere A, de Joannon M. Mild combustion [J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2004, 30(4): 329-366.
- [17] Tang Zhiguo, Ma Peiyong, Li Yongling, et al. Design and experiment research of a novel pulverized coal gasifier based on flameless oxidation technology [J]. Proceedings of the CSEE, 2011, 30(8): 50-55.
唐志国, 马培勇, 李永玲, 等. 基于无焰氧化的煤粉气化炉模型设计与试验研究 [J]. 中国电机工程学报, 2011, 30(8): 50-55.
- [18] Li Pengfei, Mi Jiachun, Dally B B, et al. Progress and recent trend in MILD combustion [J]. Science China: Technological Sciences, 2011, 54 (2): 255-269.
- [19] Li Pengfei, Mi Jiachun, Dally B B, et al. Effects of equivalence ratio and mixing pattern of reactants on flameless combustion [J]. Proceedings of the CSEE, 2011, 31(5): 20-27.
李鹏飞, 米建春, Dally B B, 等. 当量比和反应物混合模式对无焰燃烧的影响 [J]. 中国电机工程学报, 2011, 31(5): 20-27.
- [20] Mi Jiachun, Wang Feifei, Li Pengfei, et al. Modified vitiation in a moderate or intense low-oxygen dilution (MILD) combustion furnace [J]. Energy & Fuels, 2012, 26(1): 265-277.
- [21] Mi Jiachun, Li Pengfei, Zheng Chuguang. Impact of injection conditions on flame characteristics from a parallel multi-jet burner [J]. Energy, 2011, 36(11): 6 583-6 595.
- [22] Szegő 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.
- [23] Dally B B, Shim S H, Craig R A, et al. On the burning of sawdust in a MILD combustion furnace [J]. Energy & Fuels, 2010, 24: 3 462-3 470.
- [24] Levy Y, Sherbaum V, Arfi P. Basic thermodynamics

- of FLOXCOM, the low-NO_x gas turbines adiabatic combustor[J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(11/12): 1 593-1 605.
- [25] Technion, Israel institute of technology. Low NO_x flameless oxidation combustor for high efficiency gas turbines[EB/OL]. (2004-12-22)[2011-11-10]. http://floxcom.ippt.gov.pl/flox_reports.html.
- [26] Chen Qin. A study on reaction conditions and characteristics of mild combustion of gas turbine combustor application [D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2010.
陈钦. 燃气轮机燃烧室柔和燃烧条件与特征的研究[D]. 北京:中国科学院工程热物理研究所,2010.
- [27] Lü Xuan. Investigation of flameless combustion technology for hydrogen-rich fuels in micro gas turbine [D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2010.
吕焯. 适用于微小型燃气轮机富氢燃料的无焰燃烧技术[D]. 北京:中国科学院工程热物理研究所,2010.
- [28] Yang Xiaolong, Cui Yufeng, Xu Gang, et al. Chemical reactor network approach for a gas turbine combustor [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(9): 1 585-1 588.
杨小龙,崔玉峰,徐纲,等. 燃气轮机燃烧室化学反应器网络模型研究[J]. 工程热物理学报,2009,30(9): 1 585-1 588.
- [29] Qi Haiying, Li Yuhong. Recent development of high temperature air combustion technology in the world [J]. Industrial Heating, 2003, 32(1): 1-7.
祁海鹰,李宇红. 高温空气燃烧技术的国际发展动态[J]. 工业加热,2003,32(1):1-7.
- [30] Weinberg F J. Combustion temperature: The future? [J]. Nature, 1971, 233 (5317): 239-241.
- [31] Guo Zengyuan. Physical mechanism and control of convective heat transfer: Field synergy of velocity and thermal flow [J]. Chinese Science Bulletin, 2000, 45(19): 2 118-2 122.
过增元. 对流换热的物理机制及其控制:速度场与热流场的协同[J]. 科学通报,2000,45(19): 2 118-2 122.
- [32] Kumar S, Paul P J, Mukunda H S. Studies on a new high-intensity low-emission burner[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2002, 29(1): 1 131-1 137.
- [33] Duwig C, Stankovic D, Fuchs L, et al. Experimental and numerical study of flameless combustion in a model gas turbine combustor [J]. Combustion Science and Technology, 2008, 180(2): 279-295.
- [34] Verissimo A S, Rocha A M A, Costa M. Operational, combustion, and emission characteristics of a small-scale combustor [J]. Energy & Fuels, 2011, 25(6): 2 469-2 480.
- [35] Arghode V K, Gupta A K. Development of high intensity CDC combustor for gas turbine engines [J]. Applied Energy, 2011, 88 (3): 963-973.