

中心分级低污染燃烧室贫油熄火模型

肖 为

(中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 为了准确掌握中心分级燃烧室火焰稳定边界的影响因素, 建立中心分级燃烧室贫油熄火边界预测模型, 对中心分级燃烧室的熄火过程进行了试验与理论研究。研究获取了燃烧室结构、雾化和工况参数对燃烧室贫油熄火边界的影响规律, 建立并验证了中心分级燃烧室熄火半经验预测模型。结果表明: 相比反向涡流器, 同向涡流器下游具有更大的回流区、更低的回流速度和更长的停留时间, 从而减弱了主燃级与值班级之间的湍流交换, 导致同向旋流火焰的贫油熄火性能明显优于反向旋流火焰的熄火性能。中心分级燃烧室熄火边界预测模型对单头部和全环燃烧室熄火性能预测的最大误差为 20%, 满足燃烧室工程设计需要。

关 键 词: 中心分级; 低污染; 燃烧室; 贫油熄火; 湍流交换

中图分类号: V231.2

文献标志码: A

Lean blowout model for concentric staged low emission combustor

XIAO Wei

(Hunan Aviation Powerplant Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: With an aim to develop a prediction model and obtain the key factors influencing the lean blowout limits in concentric staged combustors, experimental and theoretical investigations were conducted based on the flame blowout process inside a gas turbine combustor. The influences on the lean blowout limits of combustor geometry, atomization and conditions were investigated, and a method to optimize the flame stability performance was also proposed. An improved prediction model of the lean blowout limits was developed and validated. It was found that the co-swirl led to the larger recirculation zone, lower recirculated velocity and longer resistance time compared with counter-swirl, resulting in weak turbulent exchange between pilot and main flame. Consequently, the lean blowout performance of co-swirl flame was better than the counter-swirl flame. The maximum error of 20% was validated by comparing the annular and single dome combustor experimental data with the lean blowout model, which can be used in the stage of primary design of combustors.

Keywords: concentric staged; low emission; combustor; lean blowout; turbulent exchange

目前, 贫油燃烧是实现航空发动机低污染排放的主要途径, 贫油燃烧在降低 NO_x 排放的同时, 又带来了另一个问题, 即火焰不稳定的风险明显升高。因此, 在工作包线内同时实现贫油火焰的稳定燃烧和低污染排放, 对燃烧室设计人员来说是一个很大的挑战, 这也要求燃烧室设计人员在不同设计阶段不断的对火焰稳定边界进行快速精

确的评估。然而, 目前贫油燃烧室火焰稳定边界预测模型的缺失, 进一步使得对火焰稳定边界进行快速精确评估的这一需求显得更为迫切。

湍流燃烧是一种高度非线性、强耦合的过程。火焰在旋流的作用下扭曲, 在切应力的作用下拉伸^[1], 而燃烧释放的热量又会改变流体的物性参数, 进而又会影响湍流流动。Candel 等^[2]认为湍

收稿日期: 2022-07-07

基金项目: 国家自然科学基金(51906234)

作者简介: 肖为(1988—), 男, 高级工程师, 博士, 主要从事航空发动机气动热力方面的研究。E-mail: xiaowei5478@163.com

引用格式: 肖为. 中心分级低污染燃烧室贫油熄火模型[J]. 航空动力学报, 2023, 38(5): 1038-1046. XIAO Wei. Lean blowout model for concentric staged low emission combustor[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(5): 1038-1046.

流与火焰之间的相互作用主要体现在火焰的拉伸上,并提出了利用单元火焰面积变化率来衡量湍流交换速率;Doan 等^[3]在此基础上进一步提出了面积平均切向应变率的指标,并利用直接数值模拟算法和波段过滤技术定量地比较了不同尺度的涡对湍流交换的影响;Aspden 等^[4-5]认为 Karlovitz 数能够较好地体现剪切层与火焰之间的湍流交换速率,而且对于不同的燃料,均发现随着 Karlovitz 数的增加,火焰速度随之增大,化学反应速率随之降低,火焰更容易受到湍流混合作用的影响。Shanbhogue 等^[6]总结了目前3种主要的湍流火焰的熄火机理:①大涡挟带未燃反应物进入回流区,造成燃烧放热量与点火需求热量之间的不平衡;②回流区中未燃气与热气流之间的接触时间小于点火时间;③局部熄火产生大量的切应变,使得火焰发生破裂;低温未燃混合物穿透火焰,进而导致回流区温度降低。然而,许多学者认为实际燃烧室熄火过程并非由上述中的某一种机理所决定的,而是在其共同作用下引起的。Hodzic 等^[7-8]利用大涡模拟算法对稳定状态和熄火状态下的预混钝体稳流器火焰进行模拟,其认为熄火主要是由于随着当量比的降低,火焰体积减小并被压缩至回流区,使得中间产物及未燃反应物开始进入回流区下游,回流区温度和化学反应速率逐渐降低,直至无法点燃剪切层,最终加速熄火过程。

基于对火焰稳定机理的认识,目前的火焰稳定边界预测模型分为3类:①Longwell 等^[9-10]提出的均匀搅拌器模型;②Zukowski 等^[11]提出的特征时间模型;③准则数模型。Ballal 和 Lefebvre^[12-14]基于均匀搅拌器模型提出了燃烧室火焰稳定模型,该模型在八种发动机中(J79-17A、J79-17C、F101、TF41、TF39、J85、TF33、F100)得到了验证,模型的预测误差可以在 $\pm 30\%$ 以内。随后,Rizk 等^[15]、Ateshkadi 等^[16]以及黄勇团队^[17-18]都先后对 Lefebvre 模型进行了改进。伊利诺斯州立大学的 Hacker^[19]以及普渡大学 Mellor 团队中的 Peters^[20]、Schmidt 等^[21]、Duffy^[22]、Leonard 等^[23]秉承了 Zukowski 等的特征时间理论,将其分别成功地运用到预混旋流火焰和单管、环管燃烧室的火焰稳定预测中。Sturgess 等^[24]采用了一个组合载荷参数来预测燃气轮机燃烧室的贫油熄火边界,但是预测结果显示该载荷参数的通用性不太理想,不能对不同燃烧室进行预测。此外,Swithenbank 等^[25]、Hoffmann 等^[26]采用了 Peclet 数等特征数对旋流火焰的贫油熄火边界进行预测。上述这些准则数模型

都存在一个共同的缺点,即准则数中的一些特征尺寸选取缺乏统一的标准。

综合来看,低维度的理论模型依然是目前最有效的燃烧室熄火边界预测工具。然而,由于中心分级低污染燃烧室较常规燃烧室在结构和燃烧组织方面存在显著差异,现有的熄火边界预测模型均无法准确预测中心分级低污染燃烧室的熄火性能。本文中心分级低污染燃烧室开展火焰稳定边界研究,采用不同燃烧室结构、不同燃油喷嘴对中心分级燃烧室的熄火性能进行研究,建立了中心分级燃烧室熄火边界预测模型,并基于熄火试验数据对该模型进行了验证。

1 试验方法

1.1 TSS 中心分级燃烧室

本研究采用一种由中国航发湖南动力机械研究所自主研发的三级喷雾旋流 TSS(triple spray and swirl)燃烧室^[27]开展熄火边界研究。该燃烧室采用中心分级结构形式,由一个三油路离心-气动组合式喷嘴、三级组合涡流器以及火焰筒组成,如图1所示。其中,主燃级与值班级涡流器之间有一个台阶结构,用于稳定火焰根部^[28]。三油路喷嘴包含一个双油路离心喷嘴和一个主燃级喷嘴,三级组合涡流器包括一个双级轴向值班级涡流器和一个单级轴向主燃级涡流器。

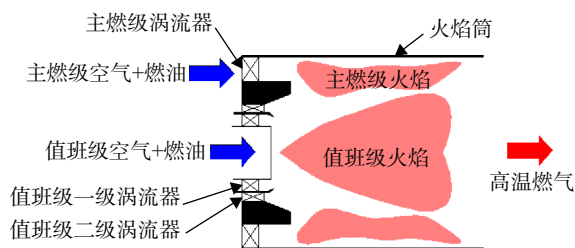


图1 TSS 燃烧室示意图

Fig. 1 Schematic diagram of TSS combustor

在点火状态下,只有值班级双油路喷嘴的副油路供油,当快达到慢车状态时,值班级双油路喷嘴的主油路开始供油,这种分级供油方式可以实现燃烧室较好的点火起动性能,并且可以兼顾慢车状态下的喷嘴雾化性能及燃烧效率。当发动机达到起飞及爬升状态时,主燃级喷嘴开始供油。整个燃烧室分为2个火焰区,分别是值班级火焰区和主燃级火焰区,在爬上及起飞状态下,这两个火焰区均处于贫油燃烧状态。在慢车状态下,值班级火焰为富油燃烧状态。

本研究所用的TSS燃烧室头部结构示意图

如图 2 所示。试验件前后侧面及火焰筒内环均开有 90 mm×90 mm 的观察窗,用于开展贫油熄火和冷态流场的可视化观测和粒子图像测速仪 PIV (particle image velocimetry) 流场测试。火焰筒采用全发散冷却方式,冷却气量约占整个燃烧室气量的 24%。燃烧室头部采用贫油设计,主燃级气量约占整个燃烧室气量的 45%,值班级气量约占整个燃烧室气量的 25%,头部冷却气量约占整个燃烧室气量的 6%。

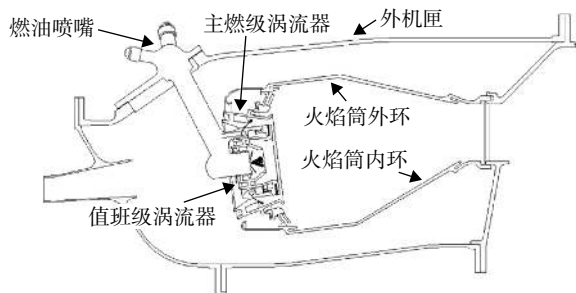


图 2 TSS 燃烧室单头部试验件
Fig. 2 Experiment rig of TSS single dome combustor

1.2 试验方案

燃烧室采用三油路喷嘴供油,燃料采用的是 RP-3 航空煤油。其中,值班级喷嘴为双油路离心喷嘴。在熄火测试试验中,只有值班级副油路喷嘴供油。采用了两个不同值班级喷嘴用于研究雾化对熄火性能的影响,具体结构参数见表 1,文献 [29] 介绍了这两个喷嘴相关的雾化性能。这两个值班级喷嘴的主油路喷口直径相同,副油路的喷口直径和流量系数不同,流量系数 C_d 的表达式如下:

$$C_d = \frac{q_{m,f}}{A_n \sqrt{2\rho_f \Delta p}}$$

(1)

式中 $q_{m,f}$ 为燃油流量, A_n 为喷嘴喷口面积, ρ_f 为燃油密度, Δp 为喷嘴压损。由文献 [30] 可知,离心喷嘴的雾化粒径随喷口直径减少和下降。因此,通过改变喷嘴直径,可以获得不同雾化质量对燃烧室熄火性能的影响。

为了研究涡流器及流场结构对燃烧室熄火性

能的影响,在本研究中,主燃级涡流器保持不变,采用了两个不同结构的值班级涡流器用于熄火试验测试。这两个值班级涡流器的一级和二级涡流器流量数与旋流器均保持一致,主要区别在于其一级涡流器和二级涡流器的旋向,分别为同向双级轴向涡流器和反向双级轴向涡流器,其结构参数如表 2 所示。

表 2 值班级涡流器试验方案
Table 2 Experimental schemes for pilot swirler

涡流器方案	旋流数		旋向	
	一级涡流器	二级涡流器	一级涡流器	二级涡流器
SA	1.2	1.1	顺时针	顺时针
SB	1.2	1.1	顺时针	逆时针

本研究的试验方案如表 3 所示, TOS (test of scheme) 是指试验测试件方案。保持主燃级涡流器和喷嘴不变,采用 4 种涡流器和喷嘴组合方案开展熄火试验测试。

表 3 火焰稳定边界试验方案
Table 3 Experimental schemes for flame stability boundary

编号	值班级涡流器	值班级喷嘴
TOS1	SA	NA
TOS2	SA	NB
TOS3	SB	NB
TOS4	SB	NB

1.3 测试方法

为了获取燃烧过程的瞬态图像,采用了一台高速摄影仪 (Photron FASTCAM SA4) 对熄火过程进行拍摄。试验中,高速摄影仪的拍摄帧率为 10 000 帧/s,快门速度为 0.000 02 s,曝光量为 0.000 196 lx (照度)。

在熄火边界测试中,首先打开值班级燃油喷嘴的控制阀门,将燃油流量调节至设定流量,然后再启动点火装置形成电火花,电火花的持续时间为 10 s。如果 10 s 之内燃烧室没有形成稳定火焰,则点火失败,反之则点火成功。在点火成功后,逐步调节到测试工况规定的进气温度和压力,待火焰稳定后,保持进气压力和温度不变,逐步减少燃油流量直到熄火,每次熄火边界测试 3 次,熄火油气比取平均值,熄火油气比的不确定度为 1.9%。

在冷态流场测试中,采用一套 PIV 系统对 TSS 燃烧室的内部速度场进行测量。该 PIV 测量系统由 Lavision 公司提供,主要由计算机、同步器、激

表 1 值班级喷嘴试验方案
Table 1 Experimental schemes for pilot atomizer

喷嘴方案	副油路喷口直径/mm	副油路流量系数 C_d
NA	0.4	0.4
NB	0.6	0.3

光器、导光臂、激光发射端、图像传感器、圆偏振镜、滤光镜、可变视场透镜、示踪粒子发生器等组成,其测量精度可达1%。试验时,将经过过滤、干燥后的压缩空气分出一路先进入示踪粒子发生器,携带示踪粒子后与主气流混合再进入试验件。本次试验采用橄榄油作为示踪粒子,雾化后粒径为2~5 μm 。

1.4 测试工况

在常温常压下,对TSS单头部燃烧室开展熄火试验测试,测试工况如表4所示,TOC(test operation conditions)是指测试工况方案。在本研究中,单头部燃烧室试验均在常温常压下进行,因此熄火试验测试中只有值班级喷嘴的副油路工作。为了便于分析工况参数对燃烧室熄火边界的影响,本研究采用了3个参数来表征燃烧室工况,分别是燃烧室压力损失 Δp 、燃烧室停留时间 τ_{res} 和燃烧室参考速度 U_r 。停留时间 τ_{res} 的表达式如下:

$$\tau_{\text{res}} = \frac{\rho_a V_c}{q_{m,a}} \quad (2)$$

式中 ρ_a 为空气密度, V_c 为火焰筒体积, $q_{m,a}$ 为燃烧室空气流量。燃烧室参考速度的表达式 U_r 如下:

$$U_r = \frac{q_{m,a}}{\rho_a A_r} \quad (3)$$

式中 A_r 为火焰筒最大横截面积。

表4 火焰稳定边界测试工况

Table 4 Test operating conditions of flame stability boundary

TOC 编号	$\Delta p/\%$	$\tau_{\text{res}}/\text{ms}$	$U_r/(\text{m/s})$
TOC1	1	29	4.2
TOC2	2	20	5.9
TOC3	3	17	7.4
TOC4	4	14	8.6
TOC5	5	12	9.7

2 试验结果与分析

2.1 热态燃烧试验

图3为TSS燃烧室时均速度场和OH基体积分分数场的数值仿真结果。从图3(a)中可以看到,TSS燃烧室主燃区内有2个回流区:中心回流区和台阶回流区。中心回流区对火焰稳定有两方面正面作用,一是通过回流增加油气混合物在燃烧室内的停留时间,二是通过高温燃气回流为火焰根部提供自由基和热源。台阶回流区的主要作用是为火焰根部^[28]提供低速区和新鲜油气混合物。

在图3(a)中,主燃级气流与中心回流区之间有一个剪切层。根据文献[31]的研究,进动涡核伴随大量的OH基就位于这个剪切层内。图3(b)可以看到OH基分布呈现“V”字型,其空间位置与剪切层重叠,这一结果与文献[28,31]的结论一致。

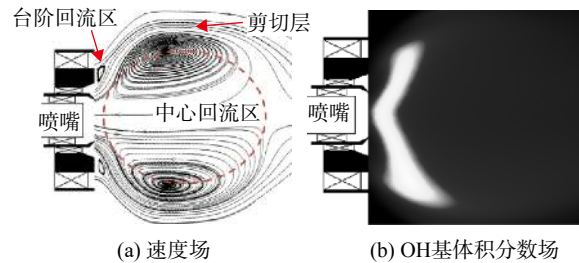


图3 TSS燃烧室流场及OH基浓度仿真结果

Fig. 3 Simulated velocity field and OH chemiluminescence of TSS combustor

由于剪切层内速度梯度较大,剪切层内存在剧烈的湍流交换。在临近熄火时,主燃级涡流器出口的气流与中心回流区之间通过湍流交换的形式进行质量和热量交换。中心分级燃烧室临近熄火时主燃级喷嘴不工作,主燃级气流温度较低,大量主燃级气流通过湍流交换的形式进入中心回流区,会导致中心回流区内的油气比和燃气温度的降低,不利于火焰的稳定。因此,中心回流区对火焰稳定有正反两方面影响,高温燃气和自由基回流促进火焰稳定,回流区与主燃级气流之间的湍流交换抑制火焰稳定。

图4为高速摄影拍摄的燃烧室内局部熄火及复燃的时序图,气流从左向右流动。在图4中,时间 $t=0$ ms时刻燃烧室内已形成充分发展湍流燃烧火焰。从 $t=5$ ms开始,燃烧室内出现局部熄火,熄火位置从靠近头部位置向下游发展。到 $t=14$ ms时,燃烧室内大部分的区域均处于熄火状态,只有位于台阶回流区附近的火焰没有熄灭,这个就是燃烧室的火焰根部。随着回流区继续提供自由基和高温燃气,火焰根部得以稳定燃烧并且引燃值班级出口的新鲜混气,燃烧室内的火焰也重新复燃。

图5显示了燃烧室内火焰发光强度随时间的周期性变化规律,频率约为50 Hz。定义燃烧室内火焰从局部熄火到复燃的周期时长为火焰恢复时间 τ_{rec} 。燃油液滴在燃烧室内先雾化蒸发,随后形成油气混合物,发生化学反应并形成高温燃气微团,在强旋流的作用下高温燃气微团回流进入中心回流区,高温燃气微团被输运至位于台阶回

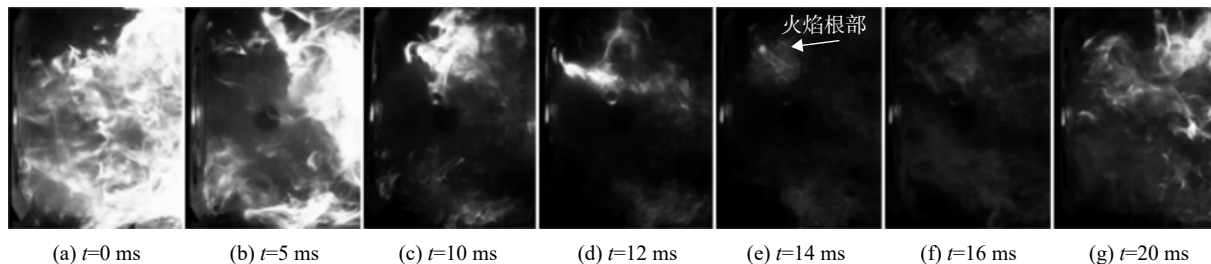


图 4 火焰熄火与复燃时序图 (TOS2、TOC1)

Fig. 4 Image of flame extinction and reignition sequence (TOS2, TOC1)

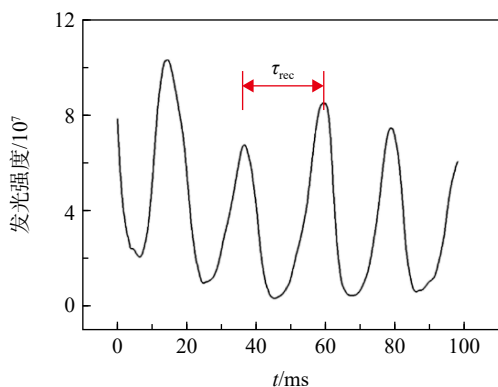


图 5 TSS 燃烧室火焰发光强度随时间变化(TOS2、TOC1)

Fig. 5 Evolution of flame luminous intensity over time in TSS combustor (TOS2, TOC1)

流区的火焰根部, 为火焰根部提供自由基和热量, 从而确保火焰根部持续稳定燃烧。燃烧室内这种周期性的局部熄火与复燃, 主要是由于高温燃气微团的湍流输运造成的, 高温燃气微团在中心回流区的停留时间内不发生淬熄是维持火焰稳定的关键, 火焰恢复时间越长, 熄火的概率越高。中心回流区与主燃级之间的湍流交换量就越大, 大量主燃级低温气流会通过湍流交换带回流区内高温燃气微团的热量并降低回流区油气比, 越不利于火焰稳定。

2.2 冷态流场试验

图 6 为冷态常温常压下由 PIV 测试的 TSS 燃烧室中心截面轴向速度(u)分布云图, 气流从左向右流动。 X 表示燃烧室下游到头部之间的距离, Y 表示距离喷嘴中心线的径向高度, $Y=0$ mm 表示喷嘴中心线, 颜色代表轴向速度大小。图 6(a) 为值班级装配同向涡流器的 TSS 燃烧室 PIV 测试结果, 图 6(b) 为值班级装配反向涡流器的 TSS 燃烧室 PIV 测试结果。从图 6 中可以看出, 无论是装配同向还是反向涡流器, 燃烧室均存在明显的中心回流区, 同向涡流器的中心回流区的尺寸要明显大于反向涡流器的中心回流区尺寸, 并且在值

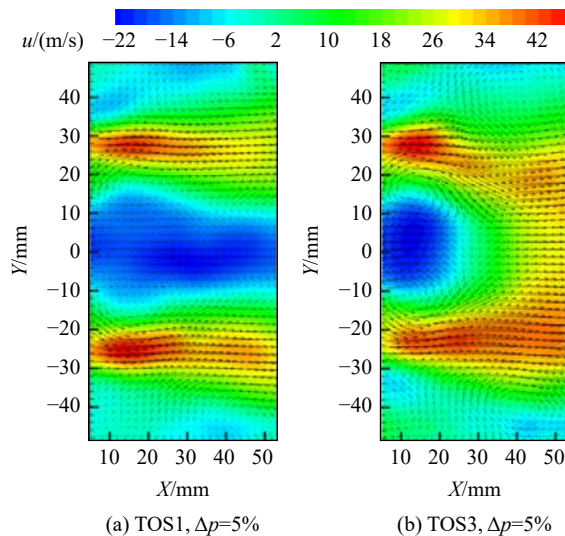


图 6 TSS 燃烧室中心截面轴向速度分布

Fig. 6 Axial velocity profile of at central plane of TSS combustor

班级与主燃级气流之间的中心回流区边界存在明显的剪切层。

图 7 为由 PIV 测试得到的距离燃烧室头部 $X=5, 20, 30$ mm 处的轴向速度分布, 黑色数据点表示值班级同向涡流器的下游轴向速度, 红色数据点表示值班级反向涡流器的下游轴向速度。从图 7 中可以看到, 不同位置的轴向速度均呈现双峰分布, 且峰值出现的位置与主燃级气流的位置重合, 说明主燃级气流的切向分量较少, 主要沿轴向流动。从图 7(a) 和图 7(b) 可以看到, 值班级涡流器由同向改为反向, 对主燃区气流的影响非常小, 由主燃区气流形成的轴向速度峰值大小和位置均未发生明显变化。然而, 值班级涡流器旋向对值班级出口气流的影响非常显著。从图 7(a) 和图 7(b) 可以看出, 同向涡流器的中心回流区回流速度要明显小于反向涡流器的中心回流区回流速度。这主要是因为反向涡流器的速度梯度更大, 从而造成更大的压力梯度, 从而提高回流气流的速度。从图 7(c) 可以看到, 反向涡流器在 $X=30$ mm 处的

回流已经消失,而同向涡流器在 $X=30\text{ mm}$ 处的回流气流依然存在,且回流的最高轴向速度依然达到 20 m/s ,这说明同向涡流器下游的回流区长度更长,这与图6展示的流场云图结果一致。

综合图6和图7可以发现,值班级涡流器的旋向对中心回流区的尺寸和回流速度均有着重要影响。根据文献[32]的研究,中心回流区的尺寸和停留时间对湍流交换量有着重要影响。主燃级与值班级之间的湍流交换量可以表示为:

$$q_{m,\text{ex}} = \frac{\rho_g V_{\text{CRZ}}}{\tau_{\text{CRZ}}} \quad (4)$$

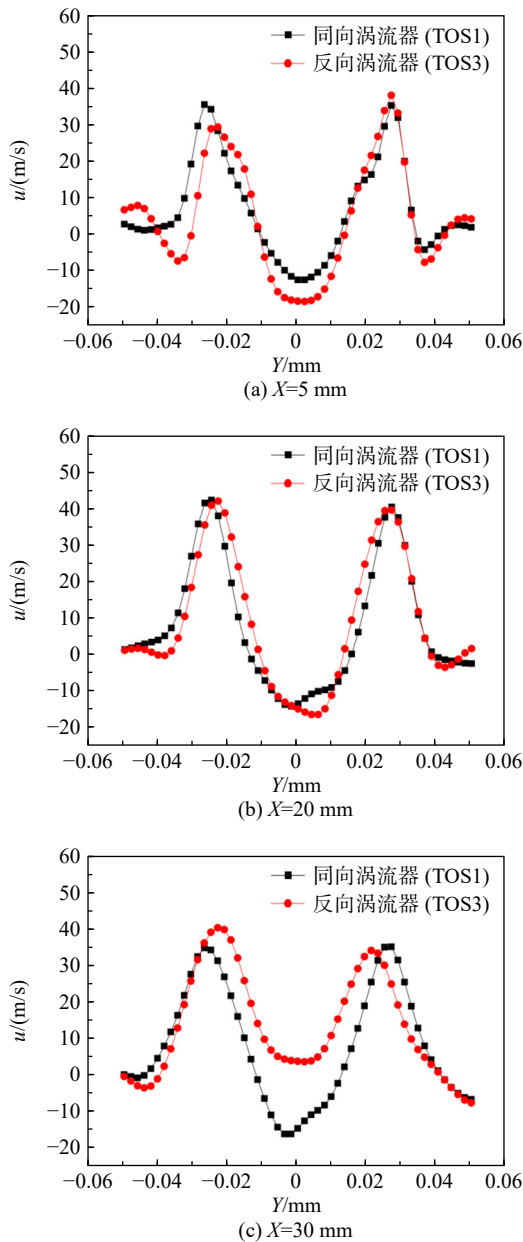


图7 TSS燃烧室不同轴向位置的速度分布

Fig. 7 Axial velocity distribution of TSS combustor at different axial positions

式中下标 ex 表示湍流交换量,下标 CRZ 表示回流区。 $q_{m,\text{ex}}$ 为主燃级与值班级之间的湍流质量交换流量, ρ_g 为气体密度, V_{CRZ} 为中心回流区体积, τ_{CRZ} 为中心回流区的停留时间。从式(4)可以看出,值班级与主燃级的湍流交换量与中心回流区的尺寸和停留时间相关。

通过湍流交换进入中心回流区的主燃区气流就越多,回流区内的高温燃气微团的淬熄效应就更为明显,就越不利于火焰稳定。尽管同向值班级涡流器的回流区尺寸相比反向涡流器更大,但是由于其平均回流速度更低,回流区停留时间更长,导致其主燃级与值班级之间的湍流交换量相比反向涡流器可能更少,这意味着更少的主燃区冷气流通过湍流交换进入中心回流区,使得同向涡流器下游的中心回流区在燃烧状态下将具有更高的局部油气比和更高的局部温度,有利于火焰在中心回流区内维持快速的火焰传播和稳定的燃烧。

2.3 旋流对贫油熄火边界的影响

图8展示了中心分级燃烧室值班级涡流器旋向对火焰恢复时间的影响。从图8中可以看到,同向涡流器的火焰恢复时间要明显小于反向涡流器的火焰恢复时间。从试验结果中还发现,在燃烧室停留时间大于 20 ms 时,同向涡流器的火焰恢复时间降低至 0 ms ,燃烧室内的火焰发光强度不再出现周期性的变化。火焰恢复时间的减少,意味着中心回流区内的高温燃气微团受到主燃级未燃冷却空气淬熄作用减弱,从而使得中心回流区附近的火焰发生局部熄火的概率进一步降低,可以始终维持火焰根部的热量和自由基的供给,更有利于燃烧室内火焰的稳定燃烧。

涡流器的旋流数 S 可以表示为

$$S = \frac{G_\phi}{RG_x} \quad (5)$$

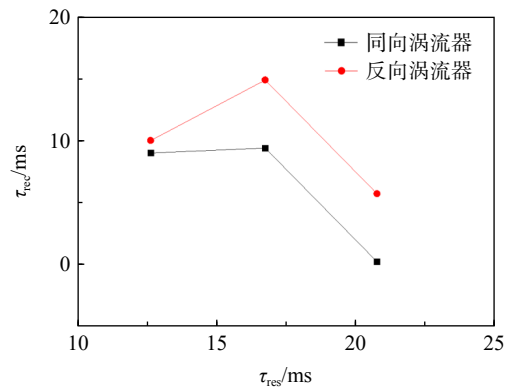


图8 同向与反向涡流器对火焰恢复时间的影响

Fig. 8 Influence of co-swirler and counter-swirler on flame recovery time

式中 G_ϕ 为涡流器出口的切向动量矩, G_x 为涡流器出口的轴向动量, R 为涡流器出口外半径。因此, 对于双级涡流器来说, 同向涡流器和反向涡流器的旋流数分别可以表示为

$$S_{\text{co-swirl}} = \frac{G_{\phi,1} + G_{\phi,2}}{R (G_{x,1} + G_{x,2})} \quad (6)$$

$$S_{\text{counter-swirl}} = \frac{G_{\phi,1} - G_{\phi,2}}{R (G_{x,1} + G_{x,2})} \quad (7)$$

式中的下标 1 和 2 分别表示一级涡流器和二级涡流器。本研究中采用的同向涡流器和反向涡流器的旋流数分别为 1.46 和 0.52。

图 9 展示了同向涡流器和反向涡流器的熄火边界测试试验结果, 下标 LBO(lean blowout)表示贫油熄火, q_{LBO} 表示贫油熄火油气比。可以看到, 不管采用 NA 还是 NB 喷嘴, 同向涡流器的贫油熄火油气比均比反向涡流器的贫油熄火油气比降低约 15%。这一结果也与图 8 展示的结果保持一致, 即同向涡流器的火焰稳定性能要明显优于反向涡流器。这主要是由于同向涡流器相比反向涡流器下游的值班级与主燃级湍流交换量更少, 火焰区内的高温燃气微团具有更高的温度和油气比, 因此其火焰稳定性更好。

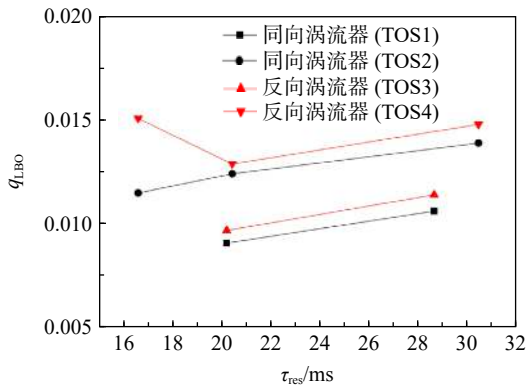


图 9 同向与反向涡流器对贫油熄火边界的影响

Fig. 9 Influence of co-swirl and counter-swirl on lean blowout limit

综合图 8 和图 9 可以发现, 增大旋流数可以降低火焰恢复时间, 并且随着燃烧室进气流量的增大, 同向涡流器的火焰恢复时间进一步缩短至 0 ms。此外, 增大旋流数还可以进一步降低贫油熄火油气比, 这说明值班级涡流器的旋流数对贫油熄火边界的影响非常显著, 提高值班级旋流数将改变贫油熄火性能。当值班级涡流器由反向改为同向时, 值班级涡流器的旋流数增大, 中心回流区尺寸及其停留时间均增加, 但是停留时间增长更为

明显, 导致值班级与主燃级之间的湍流交换量降低, 从而促进贫油熄火边界的进一步降低。

3 贫油熄火模型

将值班级燃烧区近似为一个均匀搅拌器(perfect stirred reactor), PSR 表示均匀搅拌器, 如图 10 所示。根据 Lefebvre^[33] 的研究, 燃烧区的贫油熄火油气比 $q_{\text{LBO,PSR}}$ 可以表示为

$$q_{\text{LBO,PSR}} \propto \left(\frac{1}{V_f} \right) \left(\frac{q_{m,c}}{p_3^{1.3} \exp(T_3/300)} \right) \left(\frac{D_0^2}{\lambda_{\text{eff}} V_{\text{LHV}}} \right) \quad (8)$$

式中 $q_{m,c}$ 表示进入燃烧区的空气流量, V_f 表示火焰体积, p_3 表示燃烧室进口压力, D_0 表示喷嘴平均雾化粒径, λ_{eff} 表示蒸发常数, V_{LHV} 表示燃料热值(low heat value, LHV)。将燃烧区油气比换算成整个燃烧室的油气比, 则有

$$q_{\text{LBO}} \propto \left(\frac{f_c^2}{V_f} \right) \left(\frac{q_{m,a}}{p_3^{1.3} \exp(T_3/300)} \right) \left(\frac{D_0^2}{\lambda_{\text{eff}} V_{\text{LHV}}} \right) \quad (9)$$

式中 f_c 表示燃烧室内进入值班级燃烧区的空气占燃烧室全部气量的百分比, $q_{m,a}$ 表示燃烧室的进气量。进入值班级燃烧区的空气由两部分组成, 一部分是值班级涡流器的进气, 一部分是主燃级通过湍流交换进入火焰区的气流, 因此, f_c 可以表示为

$$f_c = \frac{q_{m,p} + q_{m,\text{ex}}}{q_{m,a}} \quad (10)$$

式中 $q_{m,p}$ 表示值班级涡流器的进气量, $q_{m,\text{ex}}$ 表示值班级与主燃级之间的质量湍流交换量。

中心回流区的停留时间 τ_{CRZ} 与燃烧室的停留时间 τ_{res} 以及值班级旋流数有关, 增大旋流数会增大气流的切向速度分量和回流区长度, 从而增大回流区的停留时间, 当旋流数趋近于 0 时, 燃烧室内无法形成回流区, 因此回流区停留时间也将趋近于 0 ms。同时, 燃烧室的停留时间与回流区的停

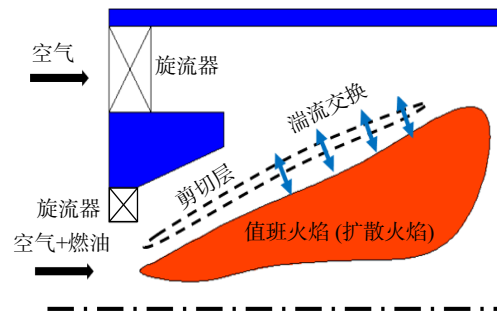


图 10 中心分级燃烧室贫油熄火物理模型

Fig. 10 Physical model of lean blowout process in the concentric staged combustor

留时间是正相关关系, 增大燃烧室停留时间意味着燃烧室气流参考速度降低或燃烧室尺寸增大, 必然导致中心回流区的停留时间增大。因此, 中心回流区停留时间可以表示为

$$\tau_{CRZ} \propto S \cdot \tau_{res} \quad (11)$$

式中 S 为值班级涡流器的旋流数。将式(4)、式(10)和式(11)带入式(9), 可得燃烧室贫油熄火边界为

$$q_{LBO} \propto \left(\frac{1}{V_c} \right) \left(\frac{\alpha}{\sqrt{\beta}} + \frac{\sqrt{\beta}}{S} \right)^2 \times \left(\frac{q_{m,a}}{p_3^{1.3} \exp(T_3/300)} \right) \left(\frac{D_0^2}{\lambda_{eff} V_{LHV}} \right) \quad (12)$$

式中 α 表示值班级进气量占燃烧室进气量百分比, β 表示火焰体积与燃烧室体积之比。根据文献 [34] 的研究, β 可以表示为

$$\beta = \frac{\phi S q_{LBO}}{\alpha} \quad (13)$$

式中 ϕ 表示化学恰当比, 将式(13)带入式(12)可得

$$q_{LBO}^2 = \left(\frac{C}{S V_c} \right) \left(\sqrt{\frac{\alpha^3}{\phi}} + q_{LBO} \sqrt{\frac{\phi}{\alpha}} \right)^2 \times \left(\frac{q_{m,a}}{p_3^{1.3} \exp(T_3/300)} \right) \left(\frac{D_0^2}{\lambda_{eff} V_{LHV}} \right) \quad (14)$$

式中右侧第一项是 C 是经验常数, 其值取决于燃烧室的几何结构和燃烧组织。式(14)右侧括号内第一项和第二项代表中心分级低污染燃烧室结构对贫油熄火边界的影响, 括号内第三项代表燃烧室工况对贫油熄火边界的影响, 括号内第四项代表喷嘴雾化及燃料特性对熄火边界的影响。

图 11 示了中心分级单头部燃烧室贫油熄火边界试验值与预测值的对比, $q_{LBO, predicted}$ 表示贫油熄火油气的预测值, $q_{LBO, measured}$ 表示贫油熄火油气的试验值, 图中误差带为 $\pm 20\%$ 。图 12 展示了中心分级全环燃烧室贫油熄火边界试验值与预测值的对比, 并列出了全环燃烧室贫油熄火边界试验数据的工况参数, T_3 表示燃烧室进口温度, p_3 表示燃烧室进口压力。经过试验数据拟合, 式(14)中的常数 $C=0.1$ 。图 12 中的全环燃烧室值班级采用同向涡流器, 试验验证工况包括地面常温常压状态、地面慢车状态、空中慢车状态等。图 11 和图 12 的贫油熄火边界验证结果表明, 式(14)对单头部和全环燃烧室贫油熄火边界的预测误差均在 20% 以内。

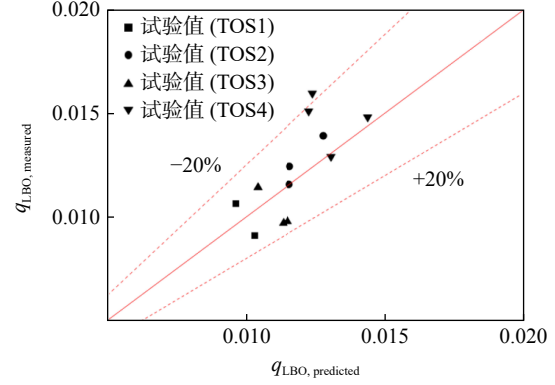


图 11 单头部 TSS 燃烧室熄火油气比预测值与试验值对比
Fig. 11 Comparison of predicted and measured values of q_{LBO} from single dome TSS combustor

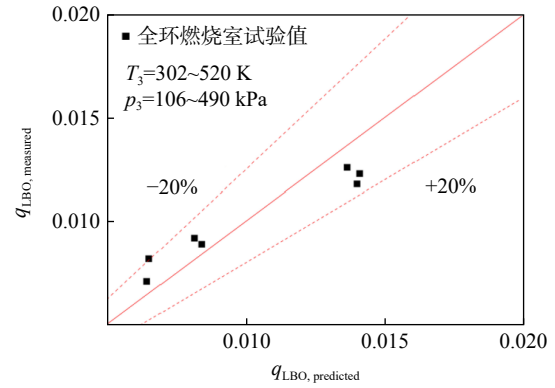


图 12 全环 TSS 燃烧室熄火油气比预测值与试验值对比
Fig. 12 Comparison of predicted and measured values of q_{LBO} from annular TSS combustor

验证结果表明, 式(14)能够预测工况、雾化粒径及燃烧室结构变化对燃烧室熄火边界的影响。相比 Lefebvre^[33] 和黄勇团队^[17-18] 提出的贫油熄火预测公式, 式(14)通过引入值班级旋流数来表征值班级与主燃级湍流交换对贫油熄火边界的影响, 因此可以实现对采用不同涡流器结构的中心分级低污染燃烧室贫油熄火性能进行预测, 而现有的公式^[17-18, 33] 则无法预测值班级涡流器结构变化对中心分级燃烧室贫油熄火性能的影响。在航空发动机方案论证和方案设计阶段, 利用式(14)可初步预测中心分级燃烧室的熄火边界, 为中心分级低污染燃烧室贫油熄火性能的进一步优化提供快速有效的理论工具支撑。

4 结 论

本研究开展了中心分级低污染燃烧室熄火过程中的关键影响因素研究, 并建立了贫油熄火边界半经验预测模型, 可以得出如下结论:

1) 相比双级反向值班级涡流器, 采用双级同

向值班级涡流器的中心分级燃烧室具有更长的中心回流区结构、更低的回流速度和更长的回流区停留时间。

2) 相比值班级反向涡流器, 中心分级燃烧室值班级采用同向涡流器更有利于火焰稳定, 熄火油气比可以降低 15%, 同向涡流器下游的主燃级与值班级湍流交换量更少, 提高燃烧室火焰的稳定性。

3) 基于中心分级燃烧室特征时间建立了一种贫油熄火边界半经验模型, 模型最大误差为 20%, 可在燃烧室方案论证和方案设计阶段预测用于预测中心分级贫油燃烧室熄火边界。

参考文献:

- [1] STEINBERG A M, DRISCOLL J F. Stretch-rate relationship for turbulent premixed combustion LES subgrid models measured using temporally resolved diagnostics[J]. *Combustion and Flame*, 2010, 157(7): 1422-1435.
- [2] CANDEL S M, POINSOT T. Flame stretch and the balance equation for the flame area[J]. *Combustion Science and Technology*, 1990, 70(1/2/3): 1-15.
- [3] DOAN N A K, SWAMINATHAN N, CHAKRABORTY N. Multi-scale analysis of turbulence-flame interaction in premixed flames[J]. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2017, 36(2): 1929-1935.
- [4] ASPDEN A J. A numerical study of diffusive effects in turbulent lean premixed hydrogen flames[J]. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2017, 36(2): 1997-2004.
- [5] ASPDEN A J, BELL J B, DAY M S. Turbulence-flame interactions in lean premixed dodecane flames[J]. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2017, 36(2): 2005-2016.
- [6] SHANBHOGUE S J, HUSAIN S, LIEUWEN T. Lean blow-off bluff body stabilized flames: scaling and dynamics[J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2009, 35(1): 98-120.
- [7] HODZIC E, JANGI M, SZASZ R Z. Large eddy simulation of bluff body flames close to blow-off using an Eulerian Stochastic field method[J]. *Combustion and Flame*, 2017, 181: 1-15.
- [8] HODZIC E, ALENIUS E, DUWIG C. A large eddy simulation study of bluff body flame dynamics approaching blow-off[J]. *Combustion Science and Technology*, 2017, 189(7): 1107-1137.
- [9] LONGWELL J P, WEISS M A. High temperature reaction rates in hydrocarbon combustion[J]. *Industrial and Engineering Chemistry*, 1955, 47(8): 1634-1643.
- [10] LONGWELL J P, FROST E E, WEISS M A. Flame stability in bluff body recirculation zones[J]. *Industrial and Engineering Chemistry*, 1953, 45(8): 1629-1633.
- [11] ZUKOWSKI E E. Flame stabilization on bluff bodies at low and intermediate Reynolds numbers[D]. San Luis Obispo, US, California Institute of Technology, 1954.
- [12] BALLAL D R, LEFEBVRE A H. The influence of spark discharge characteristics on minimum ignition energy in flowing gases[J]. *Combustion and Flame*, 1975, 24: 99-108.
- [13] BALLAL D R, LEFEBVRE A H. Weak extinction limits of turbulent flowing mixtures[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1979, 101(3): 343-348.
- [14] BALLAL D R, LEFEBVRE A H. Weak extinction limits of turbulent heterogeneous fuel/air mixtures[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1980, 102(2): 416-421.
- [15] RIZK N K, MONGIA H C. Three-dimensional analysis of gas turbine combustors[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2011, 7(3): 445-451.
- [16] ATESHKADI A, MCDONELL V G, SAMUELSEN G S. Lean blowout model for a spray-fired swirl-stabilized combustor[J]. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2000, 28(1): 1281-1288.
- [17] XIE F, HUANG Y, HU B, et al. Improved semiempirical correlation to predict lean blowout limits for gas turbine combustors[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2012, 28(1): 197-203.
- [18] HU B, HUANG Y, WANG F. FIA method for LBO limit predictions of aero-engine combustors based on FV model[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2013, 28(1): 435-446.
- [19] HACKER D S. A simplified mixing length model of flame stability in swirling combustion[J]. *AIAA Journal*, 1974, 12(1): 65-71.
- [20] PETERS J E. Predicted TF41 performance with the AGARD research fuel[J]. *Journal of Aircraft*, 2015, 21(10): 787-791.
- [21] SCHMIDT D A, MELLOR A M. Characteristic time correlation for combustion inefficiency from alternative fuels[J]. *Journal of Energy*, 1979, 3(3): 167-176.
- [22] DUFFY K T. Characteristic time model development for direct injection diesel engines[D]. Knoxville, US: Vanderbilt University, 1998.
- [23] LEONARD P A, MELLOR A M. Correlation of lean blow off of gas turbine combustors using alternative fuels[J]. *Journal of Energy*, 2015, 7(6): 729-732.
- [24] STURGESS G J, SHOUSE D. Lean blowout research in a generic gas turbine combustor with high optical access[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1997, 119(1): 108-118.
- [25] SWITENBANK J, POLL I, VINCENT M W, et al. Combustion design fundamentals[J]. *Symposium (International) on Combustion*, 1973, 14(1): 627-638.
- [26] HOFFMANN S, HABISREUTHER P, LENZE B. Development and assessment of correlations for predicting stability limits of swirling flames[J]. *Chemical Engineering and Processing*, 1994, 33(5): 393-400.
- [27] 肖为, 江立军, 罗莲军, 等. 一种油气高效混合的低污染燃烧室: CN113154449A[P]. 2021-07-23.
- [28] STÖHR M, BOXX I, CARTER C, et al. Dynamics of lean blowout of a swirl-stabilized flame in a gas turbine model combustor[J]. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2011, 33(2): 2953-2960.
- [29] XIAO Wei, JIANG Lijun, CHEN Sheng. Spark ignition model for combustor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2021, 36(1): 25-33.
- [30] LEFEBVRE A H, WANG X F. Mean drop sizes from pressure-swirl nozzles[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 1987, 3(1): 11-18.
- [31] STÖHR M, SADANANDAN R, MEIER W. Experimental study of unsteady flame structures of an oscillating swirl flame in a gas turbine model combustor[J]. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2009, 32(2): 2925-2932.
- [32] WINTERFELD G. On processes of turbulent exchange behind flame holders[J]. *Symposium (International) on Combustion*, 1965, 10(1): 1265-1275.
- [33] LEFEBVRE A H. Fuel effects on gas turbine combustion-ignition, stability and combustion efficiency[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1985, 107(1): 24-37.
- [34] XIAO W, HUANG Y. Lean blowout limits of a gas turbine combustor operated with aviation fuel and methane[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2016, 52(5): 1015-1024.