

燃气轮机燃烧室点火位置及点火过程计算

郑洪涛¹, 李雅军², 蔡 林³

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院 黑龙江 哈尔滨 150001;

2. 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所 燃气轮机事业部 黑龙江 哈尔滨 150078;

3. 中国船舶重工集团公司第七〇一研究所 动力与能源科室 湖北 武汉 430064)

摘 要: 采用 Fluent 软件模拟了某型燃气轮机燃烧室的点火位置及火焰传播过程, 得到了燃烧室的最优点火位置和湍流火焰传播速度以及火焰传播特性。结果表明: 可以通过逐渐减小火核半径的方法找到燃烧室的最佳点火位置; 燃烧室的最佳点火位置为 $x = 130 \text{ mm}$, $y = 85 \text{ mm}$, 最优点火位置位于第二排冷却孔与第三排冷却孔之间; 在最佳点火位置处, 存在一个二次回流区, 保证了点火的成功进行; 主回流区起到了稳定火焰的作用; 二次回流区和主回流区在燃烧室点火过程中起着不可替代的作用; 油滴的蒸发导致了点火的延迟; 湍流火焰传播速度约为 6.5 m/s 。

关 键 词: 燃气轮机; 燃烧室; 点火位置; 点火过程; 数值模拟

中图分类号: TK470.30; O242

文献标识码: A

引 言

燃气轮机燃烧室主燃区设计通常处于富油状态, 主燃区平均气流速度较低, 燃烧室点火成功率较高, 但是在启动点火时, 燃烧室出口经常伴有大量的黑烟生成, 为克服这一缺陷, 人们希望尽量在贫油状态下点火。主燃区如果采用贫油设计, 油气混合会更加均匀, 出口温度分布均匀性更加良好, NO_x 排放更低, 但是主燃区气流平均流速较高, 燃烧室点火特性较差^[1]。

燃烧室点火特性的研究主要有实验法和数值预测法两种。实验测量的手段需要花费大量的时间、复杂精密的实验设备, 且实验周期较长。另外, 实验往往受模型尺寸、流场扰动和测量精度等因素的限制, 有时很难通过实验的方法得到真实流场^[2~3]。燃烧理论与数值计算相结合的计算流体动力学分析 (CFD) 方法, 不受实验条件的限制, 可深入分析燃烧室内部的燃烧场和气动结构, 从而为实验研究和工程应用提供理论指导。

Marchione 和 Mastorakos 对正庚烷在燃烧室中的点火特性和点火过程进行了实验研究^[4~5], 其研

究发现: 火焰向上游的传播特性决定了点火的成功与否; 点火器安装在负速度区、小燃油颗粒区和可燃极限区时点火成功率高。Neophytou 采用 DNS 方法对油气混合物的点火机理进行了系统研究^[6~8], 分析了点火位置对点火成功的影响, 研究发现: 当燃油蒸发足够多时点火容易成功; 在喷嘴附近点火, 能得到较大的火核, 点火容易成功; 湍流特性和油气比对点火成功率有很大的影响。Eyssartier 提出了一个局部点火成功性的判断准则^[9~10], 用该准则预测了某航空发动机燃烧室的点火特性, 与实验结果吻合良好。William 采用 LES-PDF 方法模拟了某航空发动机燃烧室的点火过程^[11], 其研究发现把电火花放在回流区时容易点火成功。Boileau 和 Cuenot 等人采用 LES 方法对某直升机燃烧室的火焰传播过程进行了系统的分析^[12~15], 其研究发现: 液体燃料的喷射对点火持续时间有很大的影响; 中心回流区是点火时火焰传播和稳定的关键因素。

在燃烧室设计中, 点火器性能直接影响发动机的可靠性。点火系统的设计主要应当考虑点火位置、点火能量、持续时间、火核半径以及局部空气动力学等参数。点火位置的优化对点火成功率以及燃烧室设计有重要的影响, 因此研究燃烧室的贫油点火特性, 对点火器的设计和布局有重要的价值。

1 几何模型及边界条件

由于燃烧室模型的复杂性, 在对计算域生成网格时, 对点火位置进行网格加密, 全局采用结构化网格, 网格总数为 30 万。燃烧室几何模型及计算域网格如图 1 所示。

根据燃烧室的工作条件, 假定工质为理想气体, 混合物物性按照道尔顿定律近似计算, 忽略重力、浮力、热泳力和辐射换热, 采用 EDC 燃烧模型, 计算非稳态点火过程。

收稿日期: 2013-05-30; 修订日期: 2013-08-27

作者简介: 郑洪涛(1962-), 男, 黑龙江双鸭山人, 哈尔滨工程大学教授, 博导。

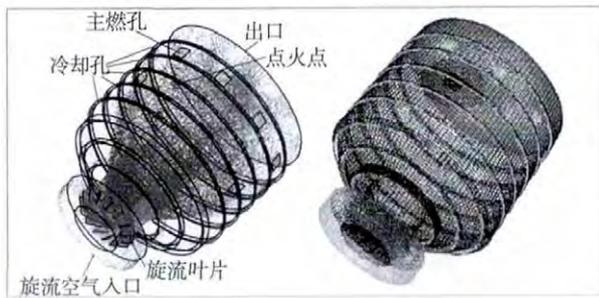


图 1 燃烧室计算域及网格图

Fig.1 Chart showing the calculation domain and grid inside the combustor

设计工况点火条件为: 空气流量 0.198 75 kg/s, 燃油流量 0.005 54 kg/s, 入口空气温度 366 K, 工作压力 218 000 Pa, 主燃区过量空气系数为 0.91。

2 计算分析及结果

2.1 计算方法验证

首先计算了某双旋流环形燃烧室流场, 验证数学模型的准确性, 在此基础上, 对环管型燃烧室的点火位置和点火过程进行计算。所采用的燃烧室模型取自文献 [16] (南京航空航天大学模型试验件), 双旋流环形燃烧室试验件和几何模型 (1/24) 如图 2 所示 [16-17]。

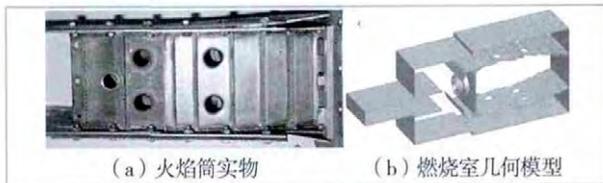


图 2 双旋流环形燃烧室 [17]

Fig. 2 Dual - swirling annular combustor

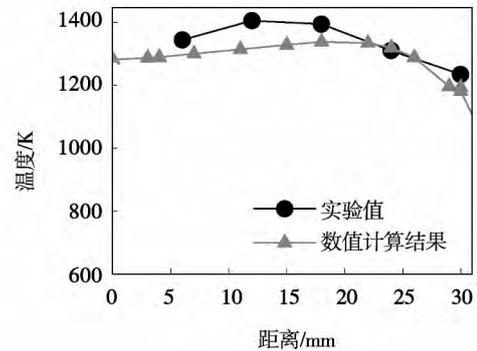
燃料为航空煤油, 采用 $C_{12}H_{23}$ 作为替代燃料, 分别计算了 3 种油气比时的稳定燃烧场, 计算工况和实验条件如表 1 所示。

表 1 实验工况

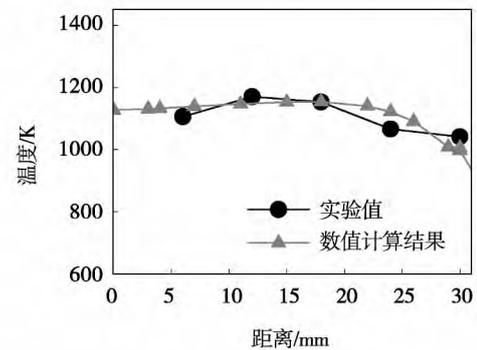
Tab.1 Test condition

| 工况 | 空气流量 / $kg \cdot s^{-1}$ | 空气温度 /K | 空气压力 /MPa | 燃油流量 / $g \cdot s^{-1}$ | 油气比 /f |
|-----|--------------------------|---------|-----------|-------------------------|----------|
| I | 0.24 | 500 | 0.13 | 7.94 | 0.033 08 |
| II | 0.24 | 500 | 0.13 | 6.24 | 0.026 00 |
| III | 0.24 | 500 | 0.13 | 4.68 | 0.019 50 |

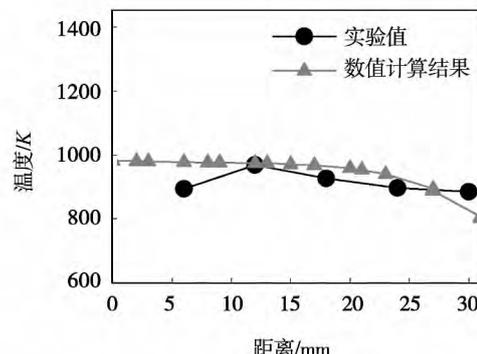
图 3 和图 4 给出了在 3 种不同油气比时, 数值计算结果与实验值的比较。从图中可以看到, 3 种不同的油气比时, 出口温度和 CO_2 质量分数沿径向分布的计算结果与实验值都吻合良好, 误差较小, 说明数值模拟的精度是可以接受的。



(a) $f=0.033\ 08$



(b) $f=0.026\ 00$



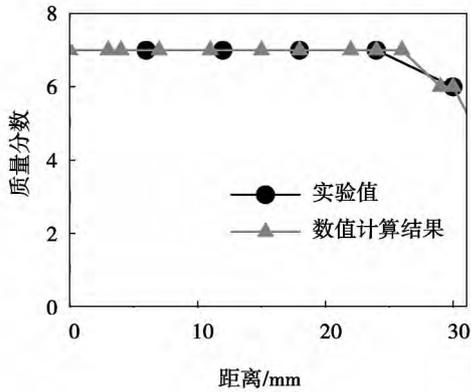
(c) $f=0.019\ 50$

图 3 燃烧室出口温度径向分布对比

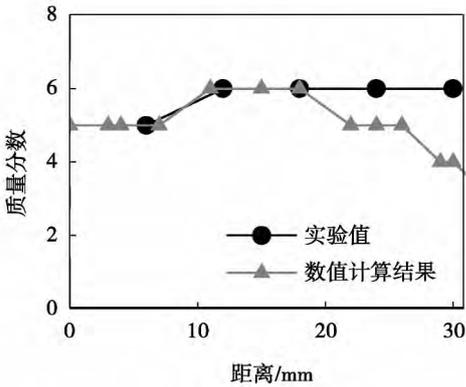
Fig. 3 Contrast of the temperature distribution along the axial direction at the outlet of the combustor

因为回流区的特征严重影响燃烧室的点火特性, 所以对回流区的准确捕捉非常重要。图 5 给出了该燃烧室冷态流场中截面流线图, 通过对比可知,

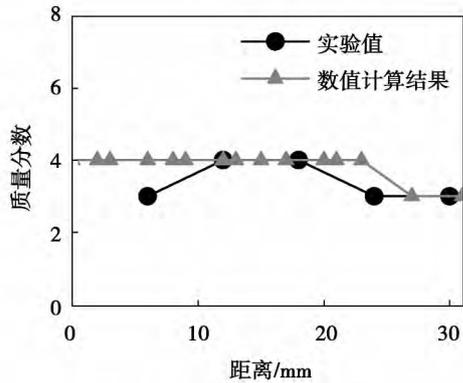
回流区的核心位置、形状和大小与实验值吻合良好，充分表明了数值计算的准确性。



(a) $f=0.03308$



(b) $f=0.02600$



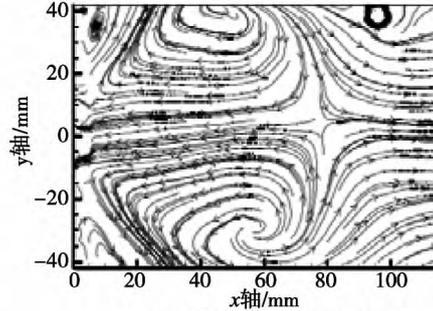
(c) $f=0.01950$

图4 燃烧室出口 CO₂ 质量分数径向分布对比
Fig. 4 Contrast of the CO₂ mass fraction distribution along the axial direction at the outlet of the combustor

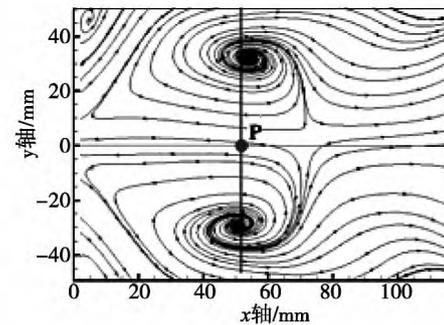
2.2 点火位置计算

燃烧室的点火位置涉及其轴向位置和径向位置。径向位置一般要求与火焰筒内表面接近平齐。如果点火器伸入火焰筒过深,那么高温烟气不断冲刷点火器,会缩短点火器寿命;如果伸入火焰筒过

浅,或者在火焰筒外侧,那么点火性能急剧下降,所以点火器的径向位置可变空间几乎很小。而点火器的轴向位置可变范围较大,因此有必要对点火器轴向位置进行系统的研究,确定最佳点火位置,从而降低点火能量,提高点火可靠性。



(a)文献【16】PIV实验结果



(b)计算结果

图5 双旋流环形燃烧室中截面
流线图计算结果和实验结果对比

Fig. 5 Contrast of the calculation results of the streamlines on the mid-section of the dual-swirling annular combustor with the test ones

为了寻找最佳轴向点火位置,先用较大的火核进行点火,找到一个大概的点火范围,然后逐渐缩小火核体积,最终找到最佳的点火位置。本研究在计算过程中选取的火核半径分别为 r_{20} 、 r_{15} 、 r_{10} 、 r_6 ,点火温度为 2 000 K。在寻找最佳点火位置时,没有必要选取过小的或真实的火核半径,因为过小的火核半径,可能会由于点火位置选取的不合适,始终无法点燃燃烧室,从而浪费大量的计算工作。图 6 给出了在 4 个火核半径下计算得到的能成功点火的区域。通过火核半径的调整最终得到最佳的点火位置为点($x = 130$ mm $y = 85$ mm) 将其定义为最佳点火位置 O,如图 6(d) 所示。由图可以看到,最佳点火位置 O 在轴向方向上位于主燃孔之前,第二排冷却孔与第三排冷却孔之间,径向位置几乎与火焰筒

平齐。

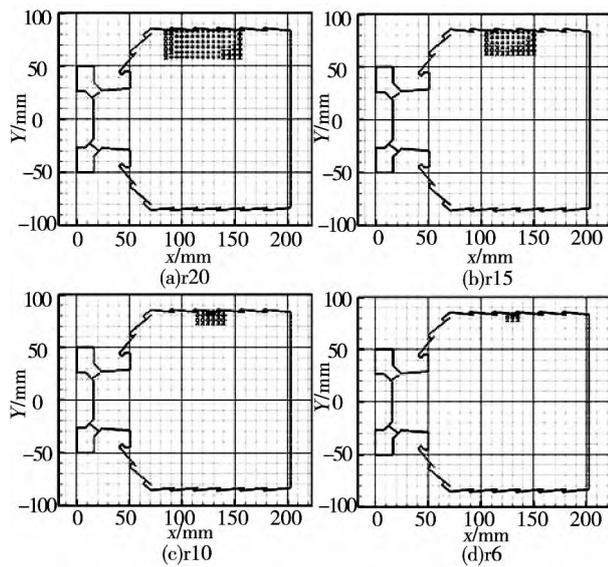


图 6 点火位置的确定

Fig. 6 Determination of the ignition location

从图 7 可以看到,在最佳点火位置 0 处燃料 $C_{16}H_{29}$ 的质量分数为 0.015 ~ 0.020, 相当量比为 0.22 ~ 0.29, 可见最佳点火位置处于一种贫油状态。从图中可以看出来,在近壁面区,燃料的最大质量分数只能达到 0.020, 而且最佳点火位置正好位于此处。可见燃料浓度对最佳点火位置的确定起重要作用。图 7(b) 给出了冷态场下油滴的雾化喷射特征, 在 $x = 130$ mm 的位置, 油滴能喷射到火焰筒壁面附近, 而当 $x < 130$ mm 时, 在近壁区油滴分布较少(例如 $x = 115$ 截面, 在近壁区 $C_{16}H_{29}$ 的质量分数为 0.004), 所以在 $x < 130$ mm 的位置, 很难点燃火焰; 而当 $x > 130$ mm 时, 虽然燃料分布较多, 但是后有主流孔进入的高速空气, 该高速气流使得火核变得不稳定, 从而容易熄灭。

在最佳点火位置截面的径向方向上, 越靠近火焰筒中心, 燃料浓度越高, 油气混合物越接近化学当量比状态($C_{16}H_{29}$ 的质量分数为 0.064 7), 然而越靠近中心, 燃烧室的点火特性却越差。从图 6 中可以看到, 当火核半径减小时, 有效点火区是有可燃下边界的, 这与在当量比为 1 的区域, 可燃混合物最容易点火的传统点火理论相矛盾的。引起这种矛盾的原因可以从图 8 中得到解释。当点火位置向火焰筒中心靠近时, 混合物的轴向速度逐渐增大, 高速的冷气团冲刷火核, 如果火核的热释放速率不足以补充被冷气流带走的热量, 则核心火团很容易被吹灭(当然是在回流区以外, 因为点火器不可能进入回流区,

虽然回流区内气流速度较低), 所以在径向方向上存在着最佳点火位置的下边界。而且图 8(b) 也表明, 在最佳点火位置 0 处, 存在一个二次回流区, 在这个区域内, 火核很容易随着混合物的旋转运动, 逐渐传播到中心回流区, 从而点燃整个火焰。所以在燃烧室设计时, 应合理组织头部流场, 尽量在合适的油气比处形成二次回流区, 使火核不容易被吹散, 而能顺利进入主回流区点燃主火焰。Marchione 研究也发现点火器安装在负速度区时, 点火成功率最高^[4]。

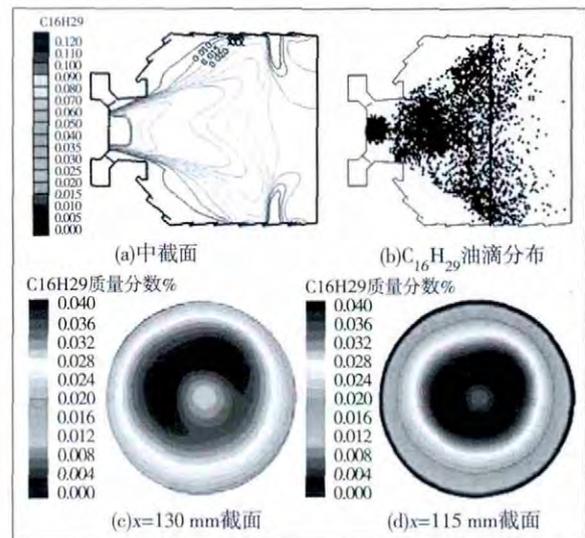


图 7 燃料 $C_{16}H_{29}$ 分布特性

Fig. 7 Distribution characteristics of fuel $C_{16}H_{29}$

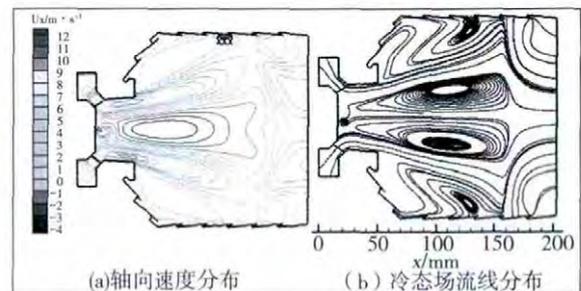


图 8 冷态速度场分布

Fig. 8 Cold - state velocity field distribution

图 9 给出了截面 $x = 130$ mm 的湍流特性, 可见越靠近中心, 流场湍流脉动越强烈, 火核与混合物之间的换热越强烈, 那么初始火焰的不稳定性就会增强, 从而火核更容易熄灭, 导致点火失败。

通过以上计算可知最佳点火位置是通过数值计算的方法确定的。

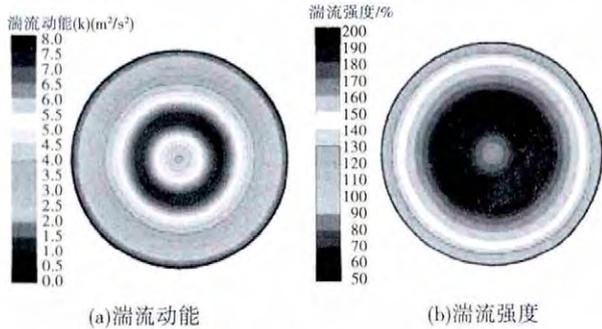


图 9 截面 $x = 130 \text{ mm}$ 湍流特性
Fig. 9 Turbulence flow characteristics on the section when $x = 130 \text{ mm}$

2.3 点火过程分析

发动机点火器的设计是一项非常艰难的工作，如果点火器设计的不合理，有时可能火核形成了，但是火核没有成功传播到回流区，以至于无法成功点燃火焰筒；有时单个火焰筒成功点火了，但是可能没能联焰成功，这些都会导致发动机点火失败。因此，有必要对燃烧室的点火过程进行系统的研究。

在真实的点火过程中，一旦喷油开关开启，点火器就立刻开始工作，点火过程是在一个冷态场中进行的。由于初始场的温度、压力都比较低，油雾很难完全蒸发，以至于在火焰筒头部，油气当量比较低，大多数的燃料都是液滴状态，所以开始时刻整个燃烧室内都充满了自由的油滴，然而当点火进入相对稳定阶段以后，高温燃烧场会使更多的燃油颗粒雾化蒸发，那么此时油雾就只存在于喷嘴附近，所以油滴分布以及燃料质量分数分布在整个点火过程中都发生着明显的变化。为了模拟这样一个过程，需要先得到流场内的油滴分布情况，所以首先需要对喷雾的非反应流进行模拟，在得到了稳定的冷态场以后，再启动点火模型，因此点火的初始阶段是比较漫长的。

图 10 给出了单火焰筒内的火焰传播过程。火核半径为 $r = 3 \text{ mm}$ ，点火能量为 6 J ，点火位置为 $x=130 \text{ mm}$ ， $y=85 \text{ mm}$ ，点火持续时间为 10 ms 。点火过程分析如下：

(1) $t = 0$ 时刻开始点火。在点火之前，由于流场的温度很低，所以燃油蒸发的质量较少，燃料的质量分数很低。在点火持续时间内，输入的点火能量一方面用来加热点火器附近的未蒸发油滴，使其蒸发，所以油滴的蒸发导致了点火的延迟；另一方面累积能量点燃已蒸发的油气混合物，当被点燃的油气混合物释放的热量大于被油气混合物吸收的热量

时，火核逐渐形成。

(2) $t = 20 \text{ ms}$ 时，初始火核基本形成。初始火核呈现“椭球形”，且沿周向方向的长度比沿轴向和径向都要长，主要是旋流产生的剪切应力强化了火焰在切向的传播。

(3) $t = 50 \text{ ms}$ 时，火焰传播到主燃孔附近，此时沿轴向的传播速度开始大于沿切向的传播速度，因为越向火焰筒中心发展，流场的轴向速度分量越高，如图 8 所示，所以沿轴向的传播逐渐加快。从图中可以清晰地看到，在开始时刻，火焰沿径向的传播速度较小，主要在二次回流区内沿周向和轴向传播，火焰还没有传进回流区，那么此时火焰并不稳定，随时都有熄火的风险。

(4) $t = 110 \text{ ms}$ 时，在燃烧室头部，火焰沿周向传播了 $3/4$ ，但是并没能沿径向传播进入主回流区；此时火焰筒内部形成了一个空心火焰，而在主燃孔处，火焰率先汇合至火焰筒中心，并进入回流区，随后火焰中心向前传播。

(5) $t = 150 \text{ ms}$ 时，火焰中心传播到喷嘴出口处，整个火焰已经封闭，回流区内被完全点燃，燃烧室进入稳定燃烧阶段。整个火焰基本对称，出现了高温中心锥，外围的二次回流区内存在另一个高温区，内外两层高温区之间有一层低温区存在，这可能是由于空气过多，存在大量燃油颗粒导致。

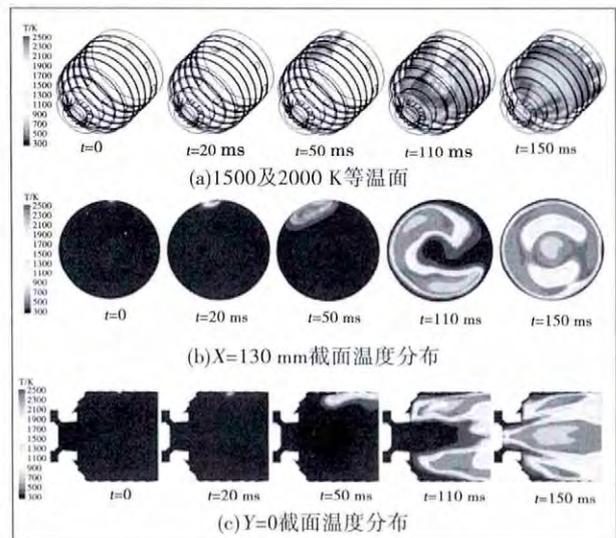


图 10 点火过程温度场

Fig. 10 Temperature field during the ignition process

从图 11 中可以看到，随着点火时间的推进，燃料的质量分数越来越高，也就意味着火焰筒内燃油颗粒蒸发的越来越多，可见流场温度对燃油颗粒的

雾化有很大的影响; 另一方面, 在开始时刻, 燃油并不是完全蒸发的, 而是随着点火的进行, 蒸发的颗粒才越来越多。所以, 如果要提高点火的成功率, 可以考虑将燃油预热, 从而提供其在冷态场时的蒸发分数。

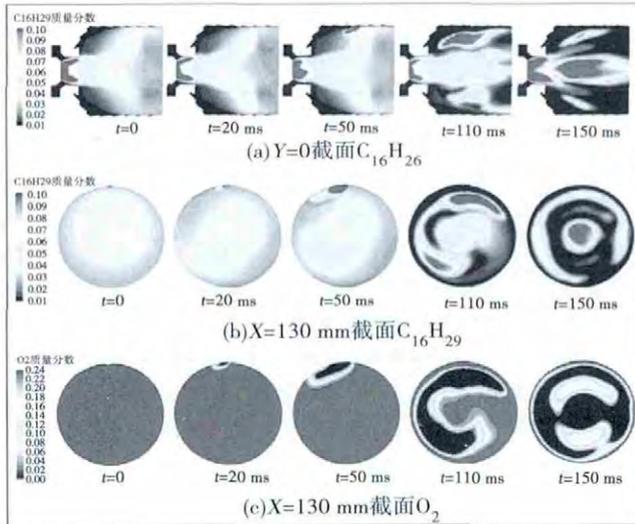


图 11 点火过程中组分质量分数随时间变化关系
Fig. 11 Changes of the component mass fraction during the ignition process with time

图 12 给出了在 $t = 130 \text{ ms}$ 、 140 ms 时的中截面温度场特性, 及火焰前锋的位置变化。由图可知, 当 $t = 130 \text{ ms}$ 时, 火焰前锋位置为 $x = 0.130 \text{ m}$; $t = 140 \text{ ms}$ 时, 火焰前锋位置为 $x = 0.065 \text{ m}$ 。由此估算出火焰传播速度约为:

$$V_{\text{flame}} = \frac{\Delta s}{\Delta t} = \left| \frac{0.065 - 0.130}{0.140 - 0.130} \right| = 6.5 \text{ m/s}$$

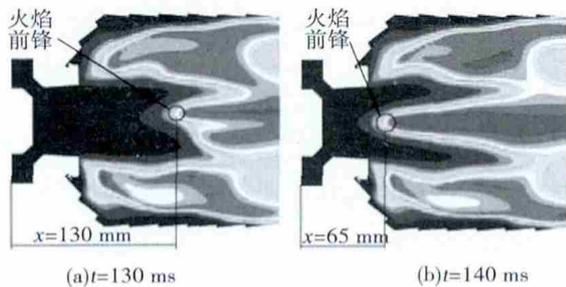


图 12 中心火焰的传播过程
Fig. 12 Diffusion process of the central flame

可见, 在点火过程中, 火焰并不是迅速传播进入中心回流区的, 而是先沿着二次回流区迅速传播, 将二次回流区完全点燃后, 火焰才汇合, 而且率先汇合的位置是主燃孔处。汇合后主火焰中心向上游的中

心回流区快速传播, 最终传播到喷嘴出口, 形成稳定的火焰。可见, 二次回流区的存在对火焰的稳定传播起到了引燃作用。如果没有二次回流区, 初始火核很可能被迅速吹灭, 从而导致点火失败。所以在点火的起始阶段, 二次回流区是决定点火成功与否的关键因素, 而当火焰传播到主回流区以后, 主回流区的特性决定了火焰的稳定特征。如果没有中心主回流区, 即使点火成功, 火焰也不可能稳定燃烧, 燃烧室容易再次熄火。所以二次回流区和主回流区在燃烧室点火和火焰稳定过程中起着不可替代的作用。

3 结 论

本研究采用 Fluent 软件计算了燃气轮机燃烧室的点火位置及火焰传播过程, 得到了燃烧室的最优点火位置和湍流火焰传播速度以及火焰传播特性。结论如下:

- (1) 可以通过逐渐减小火核半径的方法找到燃烧室的最佳点火位置; 本燃烧室的最佳点火位置为 $x = 130 \text{ mm}$ $y = 85 \text{ mm}$, 最优点火位置位于第二排冷却孔与第三排冷却孔之间; 在径向方向上, 存在点火下边界, 其下边界几何与火焰筒平齐。
- (2) 在最佳点火位置处, 存在一个二次回流区, 其存在保证了点火的成功进行; 主回流区起到了稳定火焰的作用; 二次回流区和主回流区在燃烧室点火过程中起着不可替代的作用;
- (3) 油滴的蒸发导致了点火的延迟;
- (4) 湍流火焰传播速度约为 6.5 m/s 。

参考文献:

[1] 李继保, 刘大响. 局部富油供油扩展燃烧室贫油点火熄火边界研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(2): 221 - 224.
LI Ji-bao, LIU DA-xiang. A study of the oil deficiency ignition and blowout limits of a local rich oil supply extension combustor [J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(2): 221 - 224.

[2] 穆 勇. 燃气轮机双燃料燃烧室流场及污染排放数值研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2010.
MU Yong. Numerical investigation of the flow field and pollutant emissions of the dual fuel combustor of a gas turbine [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2010.

[3] 王福军. 计算流体力学分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 120 - 130.
WANG Fu-jun. Computational Fluid Dynamic Analysis [M]. Beijing: Tsinghua University, 2004: 120 - 130.

[4] Marchione T, Ahmed S F, Mastorakos E. Ignition of turbulent swirl

ling n-heptane spray flames using single and multiple sparks [J]. Combustion and Flame. 2009 ,156(1) : 166 - 180.

[5] Mastorakos E. Spark ignition of turbulent nonpremixed flames: experiments and simulations [C]//Proceedings of the International Workshop. 2009 ,1190(1) : 63 - 67.

[6] Alexandre Neophytou ,Mastorakos E ,Cant R S. DNS of spark ignition and dege flame propagation in turbulent droplet-laden mixing layers [J]. Combustion and Flame. 2010 ,157(6) : 1071 - 1086.

[7] Alexandre Neophytou ,Mastorakos E ,Cant R S. DNS of spark ignition in turbulent droplet-laden mixing layers [C]//4th European Combustion Meeting ,Vienna ,Austria 2009.

[8] Alexandre Neophytou. Spark ignition and flame propagation in sprays [D]. University of Cambridge ,UK 2010.

[9] Eyssartier A ,Hannebique G ,Barre D ,et al. Ignition predictions from non-reacting LES: application and assessment on complex configuration [J]. C. R. Mecanique 2011 ,333: 1 - 12.

[10] Eyssartier A ,Cuenot B ,Gicquel L Y M ,et al. Using LES to predict ignition sequences and ignition probability of turbulent two-phase flames [J]. Combustion and Flame. 2013 ,160(7) : 1191 - 1207.

[11] William P Jones ,Artur Tyliczszak. Largeeddy simulation of spark ignition in a gas turbine combustor [J]. Flow turbulence combustion. 2010 ,85(3 -4) : 711 - 734.

[12] Boileau M ,Staffelbach G ,Cuenot B ,et al. LES of an ignition sequence in a gas turbine engine [J]. Combustion and Flame , 2008 ,154(1 -2) : 2 - 22.

[13] Boileau M ,Mossa J B ,Cuenot B ,et al. Toward LES of an ignition sequence in a full helicopter combustor [R]. Report No. TR/CFD/05/72.

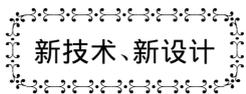
[14] Cuenot B ,Boileau M ,Pascaud S ,et al. Large eddy simulation of two-phase reacting flows [C]//Netherlands: European Conference on Computational Fluid Dynamics ECCOMAS CFD 2006.

[15] Gicquel L Y M ,Staffelbach G ,Sanjose M ,et al. Prediction of the ignition phases in aeronautical and laboratory burners using large eddy simulations [C]//AIP Conference Proceedings ,Czestochowa ,Poland 2008 ,1190: 3 - 12.

[16] 党新宪. 单头部双旋流器环形燃烧室性能试验研究和数值模拟 [D]. 南京: 南京航空航天大学 2005.
DANG Xin-xian. Experimental study and numerical simulation of the performance of a single-head dual swirling annular combustor [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics. 2005.

[17] 党新宪. 双旋流环形燃烧室试验研究与数值模拟 [D]. 南京: 南京航空航天大学 2009.
DANG Xin-xian. Experimental study and numerical simulation of the performance of a dual swirling annular combustor [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics. 2009.

(姜雪梅 编辑)



1 000 MW Fr7FA. 05 联合循环电站

据《Gas Turbine World》2013 年 3 - 4 月刊报道,在纽约州多佛市将建造以天然气为燃料的 1 000 MW 联合循环电站。

该电站将由 3 个 1 × 1GE 7FA0.5 联合循环装置供给电力,每个装置由 1 台 216.1 MW 7FA.05 燃气轮机装置、1 台管道补燃余热锅炉和 1 台 112 MW 汽轮发电机组组成。

项目开发和建筑费用估计约为 10 亿美元。用天然气作为燃料,每个联合循环动力机组的净额定输出功率为 323 MW,效率为 58.2%。

余热锅炉将配备有选择催化还原设备,以便控制 NO_x 排放,还有氧化催化器,以便控制 CO 排放。借助于采用空冷式冷凝器,将使水的需求量减到最小。

项目的施工工作预期在 2014 年开始。

(孙显辉 摘译)

燃气轮机燃烧室点火位置及点火过程计算 = **Calculation of the Ignition Location and Process for the Combustor of a Gas Turbine** [刊 汉] ZHENG Hong-tao ,LI Ya-jun (College of Energy and Power Engineering ,Harbin Engineering University ,Harbin ,China ,Post Code: 150078) ,LI Ya-jun (Department of Gas Turbine Cause ,CSIC Harbin No. 703 Research Institute ,Harbin ,China ,Post Code: 150078) ,CAI Lin (Department of Power and Energy Source ,CSIC Wuhan No. 701 Research Institute ,Wuhan ,China ,Post Code: 430064) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(1) . -22 ~ 28

By using the software Fluent ,the authors studied the ignition location and flame propagation process in the combustor of a gas turbine with the optimum ignition location ,turbulent flow flame propagation speed and flame propagation characteristics of the combustor being obtained. It has been found that it is capable of finding out the optimum ignition location inside the combustor by using the method gradually shortening the flame core radius. At the optimum ignition location ,there exists a secondary return flow zone and its presence ensures a successful ignition while the main flow return zone plays a role of stabilizing the flame. The secondary and main flow return zones play an irreplaceable role in the ignition process of the combustor. The vaporization of the oil drops leads to a delay of the ignition and the turbulent flow flame propagation speed is around 6.5 m/s. **Key words:** gas turbine ,combustor ,ignition location ,ignition process ,numerical simulation

低温余热蒸汽闪蒸-双工质联合循环发电系统热力分析 = **Thermodynamic Analysis of a Low Temperature Waste Heat Steam Flash Vaporization-Dual Working Medium Combined Cycle Power Generation System** [刊 汉] YANG Xin-le ,HUANG Fei-fei ,DAI Wen-zhi (College of Mechanical Engineering ,Liaoning University of Engineering Technology ,Fuxin ,China ,Post Code: 123000) ZHAO Yang-sheng (Mining Process Research Institute ,Taiyuan University of Science and Technology ,Taiyuan ,China ,Post Code: 030024) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(1) . -29 ~ 34

To fully recover the low temperature steam waste heat in the tail portion of hot production processes of various mine deposits ,proposed was a new type flash vaporization-dual working medium combined cycle power generation system. On the basis of the first and second law of the thermodynamics ,a model for such a system was established with R245fa serving as the working medium of the cycle and a program was prepared and designed to perform a thermodynamic analysis of the thermal efficiency ,output power and exergy efficiency of the system and a comparison of the performance between a simple flash vaporization and dual working medium Rankine cycle. It has been found that under the condition of the heat source attaining a temperature of 110 °C and a pressure of 0.14 MPa ,the net output power of the system will assume a tendency of first increase and then decrease with an increase of the flash vaporization pressure and the vaporization pressure of the dual working medium cycle. When the flash vaporization pressure stands at 0.04833 MPa and the vaporization pressure of the low pressure stage dual working medium cycle vaporiza-