# 燃用重整气和煤油的燃烧室燃烧流场数值研究\*

潘 刚,郑洪涛,张智博,陈 曦,刘 倩

(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院,黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要:为考察不同气液燃料对燃烧室性能的影响以及双燃料燃烧室设计时重整气显焓的影响,采 用Fluent软件对双燃料燃烧室的燃烧流场进行了数值研究,并将重整气和煤油流场的计算结果进行了对 比分析。数值模拟采用了Realizable *k-e*湍流模型、PDF燃烧模型、离散相模型和SIMPLE算法。结果表 明:燃烧室燃用不同气液燃料时,燃烧室内的回流区结构尺寸大体相同。当重整气和煤油的焓值相同 时,重整气燃烧室内的最大轴向回流速度约为煤油燃烧室的5倍,温度降低约300K,火焰变短,出口截 面温度分布系数降低7.5%,出口径向温度分布更均匀。进行气液燃料流量换算时,应考虑重整气显 焓,否则会导致重整气燃烧室内的最大轴向回流速度增大约12%,火焰拉长,燃烧室出口温度分布系数 增大。

关键词: 双燃料燃烧室; 重整气; 燃烧流场; 数值模拟 中图分类号: V235.1 文献标志码: A 文章编号: 1001-4055 (2014) 08-1102-08 DOI: 10.13675/j. cnki. tjjs. 2014. 08. 013

# Numerical Simulation on Combustion Flow Field in Combustor with Reformed Gas and Kerosene

PAN Gang, ZHENG Hong-tao, ZHANG Zhi-bo, CHEN Xi, LIU Qian

(College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: In order to investigate the effects of gas/liquid fuel on combustor performance and sensible enthalpy of reformed gas on dual-fuel combustor design, numerical simulation of dual-fuel combustor was performed by Fluent software. A comparative analysis of combustion flow field in combustor with reformed gas and kerosene was carried out. The Realizable  $k-\varepsilon$  turbulence model, PDF (Probability Density Function) combustion model, discrete phase model and SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations) algorithm were adopted. The simulation results show that the structure size of recirculation zone is almost the same when the combustor is fueled with gas and liquid fuel. When the inlet enthalpy values of the kerosene and reformed gas are same, the maximum back flow velocity in the reformed gas combustor is about 5 times of kerosene combustor, the temperature in reformed gas combustor lowers about 300K, flame length becomes shorter, OTDF (Overall Temperature Distribution Factor) decreases by 7.5% and the combustor outlet radial temperature distribution is more uniform. The sensible enthalpy of reformed gas should be considered when kerosene is replaced by reformed gas. Otherwise, the maximum back flow velocity in reformed gas combustor will increase by about 12%, the flame will become longer and OTDF will become larger.

Key words: Dual-fuel combustor; Reformed gas; Combustion flow field; Numerical simulation

<sup>\*</sup> 收稿日期: 2013-08-24; 修订日期: 2013-10-25。

作者简介: 潘 刚(1985—), 男, 博士生, 研究领域为燃气轮机双燃料喷嘴设计、双燃料燃烧流场组织。 E-mail: markpg0808@gmail.com

## 1 引 言

化学回热循环是近年来发展的一种先进循环, 该循环在提高能源利用率以及降低污染物排放方面 具有巨大的潜力<sup>[1]</sup>。在化学回热循环燃气轮机中,烟 气余热被水蒸汽与燃油间的吸热反应回收利用;另 外,由于该反应生成的重整气中含有大量的氢气和 水蒸汽,因此燃烧室燃用重整气有助于降低燃烧室 出口NO<sub>x</sub>排放量。目前,国内外学者对于化学回热循 环燃气轮机的研究主要集中在循环效率方面<sup>[2,3]</sup>,对 于燃烧室燃用重整气方面的研究还不够充分。

重整气属于中低热值气体,如何在燃烧室内合 理燃用重整气成为了发展化学回热循环燃气轮机的 一个重要环节。近年来,国内外学者针对不同热值 燃料在燃烧室内的合理利用进行了大量研究。İlbas 等[4]的研究结果表明甲烷与氢气混合物中氢含量的 提高会使燃料的燃烧温度升高。Adachi等<sup>[5]</sup>的试验 结果表明生物气的燃烧效率与甲烷相同,但由于生 物气中CO2成分的存在,燃烧室出口的NOx排放量降 低。Reddy 等<sup>[6]</sup>的试验结果表明煤油在分级燃烧室 内进行无焰燃烧可行。Liu等<sup>[7]</sup>的研究结果表明西门 子 DLE 燃烧室可以燃用多种热值的气体燃料,降低 燃料韦伯数有助于降低 NO<sub>x</sub> 排放量。Dinesh 等<sup>[8]</sup>的 研究表明相对于 CO含量高的 H<sub>2</sub>/CO 合成气燃料, H<sub>2</sub> 含量高的合成气形成的火焰层较厚。Cheng等<sup>[9]</sup>的试 验结果表明,随着合成气中H2含量的增加,火焰由抬 升火焰变成附着火焰,郑韫哲等<sup>[10]</sup>的研究也得到了 相似的结果。Koyama等<sup>[11]</sup>对燃用煤油和沼气的双燃 料燃烧室进行了研究,但作者只是详细考察了沼气 的燃烧情况,并没有对煤油的燃烧流场进行研究。 以上学者主要研究了烧室中气体或液体单相燃料的 燃烧情况,没有开展不同气液燃料对于燃烧室燃烧 性能影响的对比研究,对重整气在燃烧室内的燃烧 情况的研究还不够充分。

穆勇等<sup>[12]</sup>对比研究了燃烧室中裂解气和庚烷的 燃烧情况,但在相同工况下进行燃料流量换算时,作 者忽略了气体燃料的显焓。相对于液体燃料,忽略 气体燃料显焓会导致进入燃烧室内的燃料能量偏 大,进而会影响燃烧室性能,因此,为了更好地考察 不同气液燃料在燃烧室内的燃烧情况,需要对重整 气是否考虑显焓的情况进行对比研究,为相关燃烧 室实验方案的设计提供指导。 本文采用 Fluent 软件对燃用重整气和煤油的双 燃料燃烧室进行了三维数值计算,在燃料进口焓值 和热值分别相同的情况下,分析了不同气液燃料对 燃烧室性能的影响。该工作可以为重整气在燃烧室 内的合理利用以及双燃料燃烧室结构的优化设计提 供理论支持。

### 2 几何模型

本文中的双燃料燃烧室是由某环管型燃烧室改造而成,几何结构如图1所示。由于几何和环管流动的周期性,本文只选取了一个火焰筒进行数值模拟,其中火焰筒的长度为0.515m。由于联焰管的主要作用是传播火焰,对于燃烧室稳态燃烧流场的影响很小,因此文中对联焰管做简化处理,假设联焰管与燃烧室两侧均为壁面。为了燃用重整气和煤油两种燃料,本文对原型燃烧室的喷嘴进行了重新设计,采用了一体式的双燃料喷嘴结构<sup>[13]</sup>,如图2所示。喷嘴共拥有三层通道,其中重整气通过最内层和最外层通道进入燃烧室,煤油通过中间层通道进入燃烧室。



Fig. 2 Dual-fuel nozzle

## 3 计算模型与网格划分

#### 3.1 计算模型

本文采用 Fluent 软件对双燃料燃烧室的燃烧流 场进行了数值研究。其中,采用离散相模型对煤油 颗粒轨迹进行了追踪。湍流模型采用了 Realizable *k*-ε模型<sup>[14]</sup>,近壁面采用标准壁面函数,燃烧模型采用非预混概率密度函数(PDF)模型<sup>[15,16]</sup>。

#### 3.2 网格划分

本文采用四面体网格对燃烧室进行了划分,并 对喷嘴以及火焰筒气膜冷却孔处的网格进行了加密 处理,燃烧室的网格生成数量约为350万,如图3所 示。



Fig. 3 Mesh for combustor

#### 3.3 边界条件

本文对三种不同工况的燃烧室进行了数值研究。在数值模拟过程中,将重整气进口设定为质量 流量进口,对于燃油的喷射采用了压力-雾化喷嘴模 块进行模拟。具体边界条件如表1所示。

其中工况1与工况3中燃料的焓值相同;工况2 与工况3中燃料的热值相同(即忽略了工况2中重整 气的显焓),因此工况2中进入燃烧室内的燃料能量 要高于工况1和3。

#### 3.4 模型验证

30

50

70

80

100

为了验证文中所用模型的合理性,本文对原型 燃烧室不同负荷下的燃烧流场进行了数值模拟,并

1195

1321

1416

1461

1543

将出口温度与试验值进行了对比。数值模拟结果和 试验数据如表2所示。由表2可知,不同负荷下,出 口温度的计算值要高于试验值,这是由于在数值模 拟时,燃油的燃烧更完全。计算值与试验值的相对 误差随着燃烧室负荷的增加不断增大,但均小于 2%,该相对误差可以接受。因此,文中采用的相关模 型合理,采用相同的模型对于燃烧室其他工况进行 计算,得到的相关数据具有很大的参考价值。

## 4 计算结果与分析

本文采用Fluent软件对燃用重整气和C<sub>12</sub>H<sub>23</sub>的双 燃料燃烧室的流场和温度场进行了数值模拟计算, 并将燃烧室的数值计算结果进行了对比分析。

#### 4.1 速度场分析

图4为不同工况下燃烧室子午面的轴向速度分 布云图。由图可知,对于不同燃料,燃烧室头部均形 成了稳定的回流区,这有助于燃料在燃烧室内的稳 定燃烧。由图还可知,重整气燃烧室回流区内的回 流速度要高于煤油燃烧室。这是因为相对于煤油燃 烧室,重整气燃烧室在保证来自旋流器空气对火焰 筒中轴线附近燃气的抽吸能力的同时,喷嘴喷出的 高速重整气进一步强化了该抽吸能力,因此重整气 燃烧室回流区内的回流速度较大。

回流区的大小和形状对燃烧室的稳定工作具有 重要影响,为了精确地考察燃烧室燃用重整气和煤 油两种燃料时主燃区流场的变化情况,本文在燃烧 室主燃孔前回流区最大截面处选择了参考线A(X轴

19

23

25

26

28

1.59

1.74

1.77

1.78

1.81

Table 1 Boundary conditions				
		Condition 1(Reformed gas)	Condition 2(Reformed gas)	Condition 3(Kerosene)
Air inlet	Mass flow/(kg/s)		2.7	
	Temperature/K	673		
Fuel inlet	Species	$\label{eq:constraint} CO \sim 6.04\%,  H_2 \sim 43.62\%,  CO_2 \sim 10.74\%,  H_2O \sim 39.6\% \ \mbox{(volume fraction)}$		$C_{12}H_{23}$
	Mass flow/(kg/s)	0.3047	0.34	0.06667
	Temperature/K	723	723	300
Outlet	Pressure/MPa	1.01325		
Table 2       Experiment and simulation values of original combustor outlet temperature under different loads				
Load/% Experime		nent value/K Simulation value	e/K Difference/K	Error/%

1214

1344

1441

1487

1571

坐标为0.12m),并通过考察参考线A和火焰筒中轴线 上的轴向速度分布,对燃用重整气和煤油的燃烧室 回流区进行了比较分析。参考线A以及火焰筒中轴 线的位置如图5所示。



Fig. 4 Axial velocity contours on combustor meridian plane



Fig. 5 Position of line A, central axis and section B

图 6 给出了不同工况下燃烧室火焰筒中轴线上 的轴向速度分布。由图可知,由于来自主燃孔空气 的截流作用,燃烧室燃用重整气和煤油不同燃料时 回流区的轴向长度基本相同。不同之处在于,燃用 重整气时,由于重整气流量较煤油增大显著,喷射速 度大,强化了来自旋流器空气的抽吸能力,因此重整 气燃烧室中轴线上的轴向回流速度显著增大。同

理,工况2中的回流速度大于工况1中的回流速度。 工况1,2和3燃烧室内中轴线上的最大轴向回流速 度分别为68,76和13m/s。由图6还可知,由于燃料 流量的增加,重整气燃烧室出口的速度要高于煤油 燃烧室。图7给出了燃烧室内参考线A上的轴向速 度分布。从图7可看出,由于重整气经喷嘴喷出后具 有一定的径向速度,增加了重整气与空气混合物的 径向扩张能力,因此重整气燃烧室回流区径向宽度 要略大于煤油燃烧室。相对于工况1,工况2中重整 气的轴向速度增大,减弱了其径向的扩张能力,因此 工况2中的回流区宽度略小。但总体来讲,重整气的 喷射并未改变空气的流动结构,因此三种工况中的 回流区结构一致,均位于火焰筒中轴线附近,满足燃 烧室稳定工作的要求。由图7还可知,由于燃料流量 的增加,燃烧室燃用重整气时不同径向位置的轴向 回流速度均大于煤油燃烧室。工况1,2和3燃烧室 内参考线A上的最大轴向回流速度分别为65,73和 13m/s。因此,当保证进入燃烧室的燃料焓值相同时, 重整气燃烧室回流区内的最大轴向回流速度约为煤 油燃烧室的5倍;而当忽略重整气的显焓时,重整气燃 烧室回流区内的最大轴向回流速度会增大12%左右。



Fig. 6 Axial velocity distribution along central axis



Fig. 7 Axial velocity distribution along line A

图 8 给出了燃烧室内截面 B 上的涡量值分布,其 中截面 B 位于燃烧室主燃区,X 轴坐标与参考线A 的 相等(如图 5 所示)。由图可知,工况1和2中截面 B 上的涡量值要大于工况3中的涡量值,这说明燃烧室 在燃用重整气时,回流区内的流体速度梯度变化剧 烈,进而使得流体旋转强烈,这有利于重整气与空气 间的掺混,能加速燃烧反应的进行。由图还可知,工 况1和2中截面 B 上的涡量分布大体一致,但由于工 况2中燃烧室内的回流速度较大,导致工况2中涡量 值也较大。



Fig. 8 Vorticity contours on section *B* 

## 4.2 温度场分析

图 9 为不同工况下燃烧室子午面的温度场分布 云图。由图 9 可知, 三种工况下, 燃烧室内高温区均 位于主燃孔下方。这是因为原型燃烧室采用了头部 富油的设计方法, 本文只对喷嘴结构进行了改进, 火 焰筒结构保持原型, 因此燃烧室头部的空气不足以 将燃料完全燃烧。未完全燃烧的混合物会与由主燃 孔流入的新鲜空气再次进行深度反应。比较图9(a) 和(b)可知,燃烧室燃用重整气的两种工况下,燃烧 室内的火焰形状大体相同,燃烧室内的最高温度相 同,但工况2中燃烧室内的高温区后移。这主要是因 为随着燃料的增加,在进口空气流量不变的情况下, 需要更长的距离进行掺混燃烧,因此导致高温区的 后移。从图9还可以看出,相对于煤油,燃烧室燃用 重整气时,燃烧室内的温度较低,最高温度降低约 300K。这是因为重整气中含有的大量惰性气体(H<sub>2</sub>O 和 CO<sub>2</sub>)会吸收一部分燃料燃烧所释放的热量。由图 9(c)可知,燃烧室燃用煤油时,主燃孔后面存在一个 高温区,而当燃烧室燃用重整气时,此处高温区消失, 这说明燃烧室燃用重整气有利于防止火焰筒过热。



(c) Condition 3



图 10 给出了截面 B 上的温度分布。由图可知, 燃烧室燃用重整气时,火焰筒壁面附近和火焰筒中 心部位存在高温区,而煤油燃烧室中只在火焰筒壁 面附近存在高温区,中心部位不存在明显的高温 区。这是因为重整气燃烧室内的涡量大,重整气从 喷嘴喷出后,位于火焰筒壁面附近的重整气与经旋 流器过来的空气掺混燃烧,而位于火焰筒中心部位 的重整气也能与从主燃孔卷吸过来的空气快速掺混



燃烧,所以燃烧室燃用重整气时燃烧室火焰筒壁面 附近和中心部位均存在明显的高温区。对于煤油燃 烧室,煤油从喷嘴喷出后,在来自旋流器的高温空气 的作用下,一部分煤油与空气在燃烧室壁面附近进 行掺混燃烧,因此火焰筒壁面附近存在高温区;而燃 烧室中心部位的涡量较火焰筒壁面附近减小,减弱 了煤油与空气间的掺混效果,在此处煤油不能完全 燃烧,同时煤油的雾化蒸发也吸收了一定的热量,因 此火焰筒中心没有明显的高温区。由图还可知,工 况2中截面B上的温度要低于工况1,这是因为工况2 中随燃料进入燃烧室内的惰性气体增多,吸收了一 部分热量。

图 11 给出了火焰筒中轴线上的温度分布。由图 可知,相对于煤油燃烧室,重整气燃烧室内的最高燃 烧温度低,高于1800K的温度区域小,而由于燃料流 量的增加,燃烧室内燃气的轴向速度略高(即停留时 间略短),这有利于降低燃烧室出口NOx的排放量。 当燃烧室燃用重整气时,在喷嘴到 x=0.17m 的范围 内,火焰筒中轴线上工况1的温度要大于工况2的温 度,并随着轴线距离的增加而不断升高,这是因为工 况2中的重整气流量增大,其所含有的惰性气体需要 更多的热量来达到平衡温度。而在x=0.17m 到燃烧 室出口的范围内,工况2的温度要高于工况1的温 度,这是因为随着距离的增加,工况2中的燃料与空 气掺混燃烧的越充分,由于其流量较大,因此释放的 热量比工况1多。当燃烧室燃用煤油时,在喷嘴到x= 0.17m的范围内,其中轴线温度要远远低于重整气燃 烧室的温度,这是因为煤油在燃烧之前要经历雾化 蒸发的过程。而随着轴向距离的增加,煤油蒸发燃 烧的越充分,因此其温度要高于重整气燃烧室。由 图还可知,燃烧室燃用重整气时燃烧室内的高温区 相对煤油更靠近喷嘴,增大重整气流量会使高温区 远离喷嘴。

由于 CO 的燃烧速率低,因此本文选取 CO 的摩 尔分数来表征火焰的长度。由图 12 可知,燃烧室燃 用重整气时火焰长度要短于煤油燃烧室,这是因为 重整气在燃烧室内没有雾化和蒸发过程,能够与空 气进行快速掺混燃烧。对比燃烧室燃用重整气的两 种工况,由于工况2中燃料流量增加,需要与更多的 空气掺混燃烧,因此火焰向后偏移,但仍短于煤油燃 烧室。



Fig. 11 Temperature distribution along central axis



Fig. 12 Mole fraction of CO distribution along central axis

为了更好的了解双燃料燃烧室的出口温度场品 质,本文对燃烧室出口截面上的温度分布系数 OTDF 和径向温度分布系数 RTDF 进行了研究。OTDF 和 *RTDF*的定义如下<sup>[17,18]</sup>

$$OTDF = \frac{T_{14 \max} - T_{14 \text{ave}}}{T_{14 \text{ave}} - T_{13 \text{ave}}}$$
(1)

$$RTDF = \frac{T_{t4ave} - T_{t4ave}}{T_{t4ave} - T_{t3ave}}$$
(2)

式中 T<sub>14max</sub> 为出口燃气温度最大值; T<sub>14ave</sub> 为出口 燃气平均温度; T<sub>13ave</sub> 为燃烧室进口平均温度; T<sub>14ave</sub> 为燃烧室出口径向温度分布沿周向的最大平均值。

图 13 为不同工况下燃烧室出口截面的温度分布 云图。由图 13 可知, 三种工况下燃烧室出口截面高 温区的位置大体相同。由于重整气中含有大量水蒸 汽,因此燃烧室燃用重整气时出口截面的温度要低 于煤油燃烧室。当保证燃料进口焓值相同时,相对 于煤油,燃用重整气的燃烧室出口截面温度分布更 均匀, OTDF降低 7.5%。这主要是因为相对于煤油, 重整气没有雾化蒸发过程,能够与空气快速掺混燃 烧,火焰缩短,燃烧室内的掺混效果增强。当保证燃 料进口热值相同时,燃用重整气的燃烧室出口截面 温度分布系数高于煤油燃烧室,增大 2.8%。这是因 为重整气的流量增大,虽然其火焰长度仍短于煤油, 但重整气燃烧室内的轴向速度的增加占据了主导地 位,减弱了来自掺混孔空气与高温燃气的掺混作用,



Fig. 13 Temperature contours on combustor outlet

使得燃烧室出口温度分布恶化。三种工况下燃烧室 出口截面的 OTDF 分别为 0.235, 0.261 和 0.254。

图 14给出了三种工况下燃烧室出口的径向温度 分布系数。由图可知,相对于煤油,当燃烧室燃用重 整气时,燃烧室出口径向温度分布更均匀。对比工 况1和2可知,忽略重整气的显焓得到的燃烧室出口 截面的径向温度分布较优。



## 5 结 论

本文采用 Fluent 软件对双燃料燃烧室内的煤油 和重整气燃烧流场进行了数值分析。数值研究结果 如下:

(1)对于不同气液燃料,燃烧室头部均能形成稳定的回流区,且回流区结构尺寸大体相同。

(2)当保证进入燃烧室的燃料焓值相同时,与煤 油燃烧室相比,重整气燃烧室回流区内的最大轴向 回流速度为前者的5倍左右,燃烧室内温度降低 300K左右,高温区更靠近喷嘴,火焰缩短,OTDF降 低7.5%,燃烧室出口截面温度场品质更好。

(3)进行气液燃料换算时,忽略重整气显焓,会 使进入燃烧室的重整气流量增大,进而导致重整气 燃烧室内最大轴向回流速度增大约12%,高温区后 移,火焰拉长,出口截面的OTDF增大。

#### 参考文献:

- [1] Nakagaki T, Ogawa T, Hirata H, et al. Development of Chemically Recuperated Micro Gas Turbine [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003, 125(1): 391–397.
- Han W, Jin H G, Zhang N, et al. Cascade Utilization of Chemical Energy of Natural Gas in an Improved CRGT Cycle [J]. *Energy*, 2007, 32(4): 306–313.
- [3] Cocco D, Tola V, Cau G. Performance Evaluation of Chem-

ically Recuperated Gas Turbine (CRGT) Power Plants Fuelled by Di-methyl-ether (DME)[J]. *Energy*, 2006, 31 (10–11): 1446–1458.

- [4] İlbas M, Yılmaz İ, Kaplan Y. Investigations of Hydrogen and Hydrogen– Hydrocarbon Composite Fuel Combustion and NO<sub>x</sub> Emission Characteristics in a Model Combustor [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2005, 30 (10): 1139–1147.
- [5] Adachi S, Iwamoto A, Hayashi S, et al. Emissions in Combustion of Lean Methane-air and Biomass-air Mixtures Supported by Primary Hot Burned Gas in a Multi-stage Gas Turbine Combustor [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2007, 31(2): 3131-3138.
- [6] Reddy V M, Sawant D, Trivedi D, et al. Studies on a Liquid Fuel Based Two Stage Flameless Combustor [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2013, 34(2): 3319– 3326.
- [7] Liu K X, Sanderson V. The Influence of Changes in Fuel Calori fi c Value to Combustion Performance for Siemens SGT-300 Dry Low Emission Combustion System [J]. Fuel, 2013, 103(Special): 239-246.
- [8] Dinesh K K J R, Luo K H, Kirkpatrick M P, et al. Burning Syngas in a High Swirl Burner: Effects of Fuel Composition [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2013, 38(21): 9028–9042.
- [9] Cheng R K, Littlejohn D, Strakey P A, et al. Laboratory Investigations of a Low-Swirl Injector with H<sub>2</sub> and CH<sub>4</sub> at Gas Turbine Conditions [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2009, 32(2): 3001-3009.
- [10] 郑韫哲,朱 民,姜 羲. 合成气旋流预混燃烧的大涡 模拟[J]. 推进技术, 2013, 34(5): 664-671. (ZHENG Yun-zhe, ZHU Min, JIANG Xi. Large Eddy Simulation of Premixed Swirling Combustion with Synthesis Gases [J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(5): 664-671.)

- [11] Koyama M, Fujiwara H. Development of a Dual-Fuel Gas Turbine Engine of Liquid and Low- Calorific Gas [J]. JSME International Journal Series B, 2006, 49 (2): 224– 229.
- [12] 穆 勇,郑洪涛,李智明,等. 燃气轮机双燃料燃烧室流场对比研究 [J]. 航空动力学报,2009,24(9):1937-1944.
- [13] 杨洪磊. 双燃料喷嘴设计与燃烧流场数值模拟[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学, 2010.
- [14] Eldrainy Y A, Saqr K M, Aly H S, et al. Large Eddy Simulation and Preliminary Modeling of the Flow Downstream a Variable Geometry Swirler for Gas Turbine Combustors [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2011, 38(8): 1104–1109.
- [15] 邓远灏, 颜应文,朱嘉伟,等. LPP 低污染燃烧室两相喷 雾燃烧数值研究 [J]. 推进技术, 2013, 34(3): 353-361.
   (DENG Yuan-hao, YAN Ying-wen, ZHU Jia-wei, et al. Numerical Study of Two- Phase Spray Combustion for Lean Premixed Prevaporized Low-Emission Combustor [J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(3): 353-361.)
- [16] 常 峰, 索建秦, 梁红侠, 等. 同心圆式主副模分区燃烧 组织燃烧室数值研究 [J]. 推进技术, 2012, 33(5): 760– 764. (CHANG Feng, SUO Jian-qin, LIANG Hong-xia, et al. Numerical Study of Co- Axial Pilot and Main Module Combustor [J]. Journal of Propulsion Technology, 2012, 33 (5): 760–764.)
- [17] 黎 明,吴二平,唐 明. 高温升蒸发型双腔燃烧室的设计[J]. 推进技术, 2010, 31(4): 418-422. (LI Ming, WU Er-ping, TANG Ming. Design of Vaporing Combustor with Double Chambers and High Temperature Rise [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2010, 31(4): 418-422.)
- [18] 金 戈,李孝堂,尹家录,等.改烧焦炉煤气后燃气轮机 燃烧室的改进[J].动力工程,2008,28(6):875-878.

(编辑:梅 瑛)