

超音速、超高压、微重力和微尺度燃烧

文章编号:1001-2060(2023)05-0137-09

乙醇微型燃烧室燃烧特性的数值模拟研究

刘 栗, 李爱寒, 邢 畅, 邱朋华

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要:为了解决化石燃料储备不足与环境污染问题,生物质燃料作为石油替代能源得到大力提倡,如何合理地将化石燃料替换为生物质燃料且维持设备正常运行成为工程上亟待解决的问题。本文采用CFD软件研究了车载5 kW生物乙醇微型燃烧室的燃烧特性,对比分析了不同功率(0.5~5 kW)和出口温度(840~960 K)时的回流区长度与宽度、回流量、出口温度分布系数(OTDF)、出口NO体积分数等特征参数。结果表明:随着出口温度升高,回流区长度逐渐缩短,回流量减少,出口温度均匀性逐渐变差,出口NO体积分数明显增加;随着燃烧室功率增大,回流区长度变长,回流量增加,OTDF先增大后减小,NO体积分数随着功率的降低而显著升高,最大值出现在1 kW时,达到满负荷时的7倍。因此,为了实现稳定燃烧和减少污染物排放,该乙醇微型燃烧室应在较高的空燃比(即较低的出口温度)和功率下运行。

关 键 词:生物乙醇;微型燃烧室;数值模拟;燃烧特性

中图分类号:TK16 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.05.017

[引用本文格式]刘 栗,李爱寒,邢 畅,等.乙醇微型燃烧室燃烧特性的数值模拟研究[J].热能动力工程,2023,38(5):137-145. LIU Li, LI Ai-han, XING Chang, et al. Numerical simulation of combustion characteristics of micro-combustion chamber fueled by ethanol[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(5): 137-145.

Numerical Simulation of Combustion Characteristics of Micro-combustion Chamber Fueled by Ethanol

LIU Li, LI Ai-han, XING Chang, QIU Peng-hua

(School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code:150001)

Abstract: To solve problems of fossil fuel shortage and environmental pollution, biomass fuels are strongly advocated as an alternative energy source to petroleum. Therefore, how to reasonably replace fossil fuels with biomass fuels and maintain normal operation of equipment has become an urgent problem in engineering. In this paper, CFD software is used to study the combustion characteristics of a vehicle-mounted 5 kW bioethanol micro-combustion chamber. The characteristic parameters such as the length and width of the recirculation zone, the recirculation mass flow rate, the outlet temperature distribution factor (OTDF) and the outlet NO volume fraction were compared and analyzed at different powers (0.5 to 5 kW) and average outlet temperatures (840 to 960 K). The results show that as the average outlet temperature increases, the length of the recirculation zone gradually shortens, the recirculation mass flow rate decreases, the uniformity of the outlet temperature gradually deteriorates, and the outlet NO volume fraction increases significantly; as the power of the combustion chamber increases, the length of the recirculation zone becomes longer, the recirculation mass flow rate increases, and OTDF first increases and then decreases. The NO volume fraction increases significantly at lower power, and the maximum value appears

收稿日期:2022-10-11; 修订日期:2023-01-13

作者简介:刘 栗(1983-),女,哈尔滨工业大学副教授。

通讯作者:邱朋华(1973-),男,哈尔滨工业大学教授博导。

at 1 kW, which is 7 times that of full load. Therefore, in order to ensure stable combustion and reduce pollutant emissions, the ethanol micro-combustor should be operated at a higher air-fuel ratio (i. e. lower outlet temperature) and power.

Key words: bioethanol, micro-combustor, numerical simulation, combustion characteristics

引 言

目前,化石燃料储备不足与环境污染问题备受关注,石油替代能源的开发利用已经成为全球敏感战略技术。因此,生物乙醇和生物柴油等生物质燃料的应用受到大力提倡。其中,生物乙醇因其可以通过多种方式生产、成本低且容易获得的优点而被国内、外专家学者广泛关注^[1]。使用生物乙醇作为驻车加热器的燃料可以减少抗爆剂(MTBE)添加,不仅可以保护环境,也有利于人类呼吸系统健康。同时,乙醇含氧量高,也有利于燃料充分燃烧,降低尾气排放。

近年来国内外科研工作者对乙醇燃料在微型燃气轮机燃烧室中的应用进行了一些探索。张弛等人^[2]对常温常压下的 5 kW 微型燃气轮机乙醇燃烧室进行了实验研究,研究表明,常温常压下采用旋流器结构的某乙醇燃烧室,其吹熄极限和富燃极限均随空燃比增大而减小。玄哲浩等人^[3]针对乙醇、汽油、汽油/乙醇混合物(E50)3 种燃料,在某 5 kW 驻车加热器上进行了燃烧特性实验,结果表明,3 种燃料在燃烧室内各点温度变化规律与额定工况下相同。Santos 等人^[4]对 30 kW 再循环燃气涡轮发动机进行热性能实验,结果表明,将柴油燃料更换为乙醇后,燃气轮机的热性能并没有显著变化。Laranci 等人^[5]在最初设计燃料为天然气的 80 kW 微型燃气轮机中使用生物乙醇燃料进行数值模拟,结果表明,更换燃料后燃烧室的功率和燃烧效率均与原燃烧室相当。张财红等人^[6]对燃烧室内生物乙醇预混气体燃烧过程及不稳定性展开了模拟研究,结果表明,预热温度升高使预混气体燃烧稳定性提高,但不利于减少 NO 排放;适中的预混旋流强度可提高预混气体燃烧稳定性,并且降低 NO 排放量。Ulfiana 等人^[7]利用磁化作用研究了生物乙醇燃料对设计燃料为汽油的燃烧室燃烧温度的影响,结果表明,随着生物乙醇添加量的增加,燃烧室内温度的

峰值有所下降。

目前,国内外对于如何将生物乙醇应用于微型燃气轮机燃烧室的研究还不够充分,主要有以下不足:(1)以实验为主,获得的数据有限,难以对燃烧室内的流场和温度场开展分析;(2)一些研究只在原有燃料中掺混了部分乙醇,并没有实现燃料的完全替换;(3)缺乏对于变工况下乙醇燃烧室燃烧特性系统性的研究。而在实际应用中,变工况下稳定运行是微型燃气轮机乙醇燃烧室在工程中成功应用的重要前提。

为了推动我国微型燃气轮机乙醇燃烧室燃烧技术的发展,获得该燃烧室变工况时燃烧特性的一般规律,本文对其内部燃气的流动与燃烧特性进行了数值模拟研究,获得了不同功率及出口温度下回流区的长度和宽度、回流量、出口温度分布系数(OTDF)和出口 NO 体积分数等特征参数的变化规律,分析该燃烧室在不同工况下的着火、燃烧和排放特性。

1 数值模拟方法

1.1 研究对象

微型燃气轮机燃烧室结构如图 1 所示。

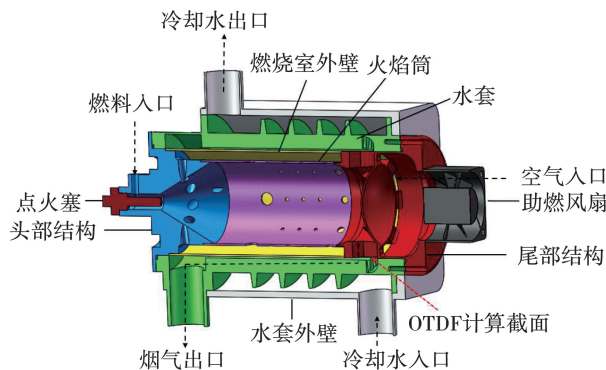


图 1 燃烧室结构

Fig. 1 Combustion chamber structure

由图 1 可知,该燃烧室由头部结构、外壁、火焰筒、尾部结构、水套和助燃风扇等部件组成。其头部结构上垂直于轴线开了 1 排旋流孔,8 个孔均匀分

布;火焰筒上开了 5 排均匀分布的孔,每排 8 个,从头部开始依次为 1 排主燃孔、3 排冷却孔和 1 排掺混孔。空气从燃烧室尾部进入,沿着火焰筒外侧流

向头部。以火焰筒内径为基准,燃烧室几何结构参数如表 1 所示,表中各参数为以火焰筒内径为基准的无量纲量。

表 1 无量纲化燃烧室几何结构参数
Tab. 1 Dimensionless combustion chamber geometry parameters

轴向 总长度	燃料入 口内径	燃料入 口外径	火焰筒 内径	火焰筒 长度	燃烧室 壁面外径	旋流孔 直径	主燃孔 直径	掺混孔 直径	冷却孔 直径
4.09	0.11	0.20	1.00	1.89	1.31	0.11	0.16	0.09	0.04

1.2 模型建立与网格划分

由于燃烧室的结构复杂,因此对固体域简化后采取了分区处理。先分别建立燃烧室的头部结构、外壁、火焰筒、尾部结构等零件,再组建成装配体。完成固体域建模后,利用布尔运算抽取流体域作为计算域。

燃烧室模型存在旋流器及开孔等复杂结构,不适用于划分结构化网格。而非结构化网格具有节点不受模型结构形状限制的优点,可以使划分的网格更好地处理边界^[8],因此本文采用非结构网格对流体域进行网格划分。燃烧室网格结构如图 2 所示。为了提升网格质量,在旋流器及开孔等位置进行了单独的网格加密处理。

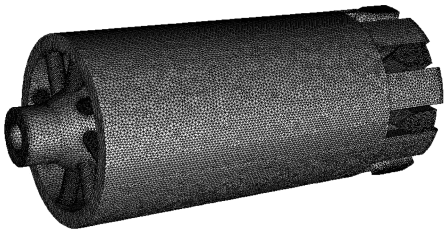


图 2 燃烧室网格
Fig. 2 Combustion chamber grids

1.3 网格无关性验证

为了进行网格无关性验证,建立了网格数量分别为 275 万、357 万和 460 万的 3 种非结构化网格,网格质量均大于 0.3,分别利用这 3 种网格结构进行冷态模拟并计算至收敛。在燃烧室轴线位置上距入口不同距离处等间距取 17 个监测点,绘制出各网格数量下监测点的轴向速度分布图,如图 3 所示。

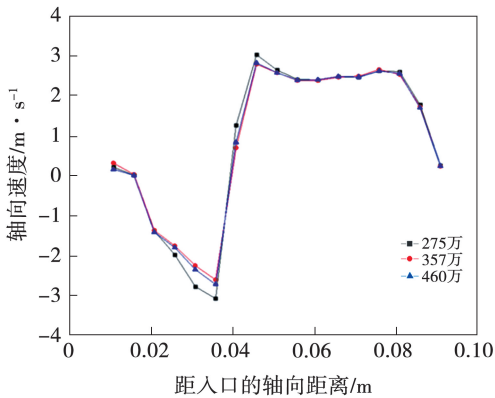


图 3 不同网格数量下轴向速度分布
Fig. 3 Axial velocity distribution at different numbers of grids

从轴向速度分布可以看出,275 万网格的轴向速度分布与其他 2 个网格有明显不同,而 357 万与 460 万网格的轴向速度分布无明显区别。可以认为,当网格数量超过 357 万后,计算结果与网格数量无关。为了节省计算资源,选用 357 万网格进行后续模拟计算。

1.4 模型选择及边界条件

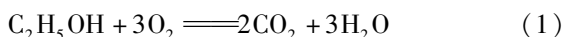
在湍流燃烧中,湍流流动和化学反应有强烈的相互关联和影响。湍流通过强化混合影响时均化学反应速率,同时化学反应放热过程又影响湍流^[9]。因此,湍流模型与燃烧模型的选取一直都是数值模拟工作中最重要的问题之一。

本文湍流模型选取 Realizable $k-\varepsilon$ 模型。该湍流模型在 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型的基础上为湍流粘性增加了 1 个公式,并为耗散率增加了额外的传输方程,对圆柱射流发散比率的预测更精确,且对旋转流动、腔道流动、边界层流动和流动分离均有更好的表

现。结合本文燃烧室结构及工质流动状态, Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型能更准确地描述流场状态。

在计算燃烧时选用有限速率化学反应模型中的涡耗散模型。利用涡耗散模型计算燃烧时, 燃料快速发生燃烧化学反应, 整体反应速率由湍流强度控制, 相较于 Arrhenius 公式的化学动力学计算节约了大量时间和成本。

本文的燃烧机理选用一步反应机理, 化学反应方程为:



由于燃烧室头部安装有电热塞和雾化网, 在实际工作过程中, 乙醇经燃烧室头部蒸发变为气态, 进入燃烧室内与空气混合燃烧, 因此可以忽略燃料的雾化过程, 将入口乙醇燃料设定为气态。

燃烧室边界条件设置为标准壁面函数条件、质量流量入口及压力出口, 湍流强度 5%, 操作压力 98 510 Pa, 求解方法为 Simple 算法, 动量、湍流动能和湍流耗散率均为二阶迎风格式。

张宁^[10]采用相同的数值模拟方法对与本文结构相同的 5 kW 微型燃气轮机柴油燃烧室燃烧特性进行了数值模拟, 并用实验结果验证了模拟结果的准确性。因此本文所采取的数值模拟方法是可靠的。

1.5 参数定义

重点研究变工况微型燃烧室的流动和燃烧特性, 工况变化包括出口温度变化和功率变化。其中, 出口温度变化通过改变空燃比实现。

空燃比是指可燃混合气中空气质量与燃料质量之比, 等同于入口空气质量流量与燃料质量流量之比:

$$\alpha = \frac{m_a}{m_f} \quad (2)$$

式中: α —空燃比; m_a —入口空气质量流量, kg/s; m_f —入口燃料质量流量, kg/s。

采用回流区长度及宽度、回流量、出口温度分布系数和折算到 15% O_2 条件下的出口 NO 体积分数(文中均为折算后的体积分数值, 后文不再赘述)作为定量分析燃烧室冷态流场和燃烧特性的特征参数。各参数定义如下:

回流区长度/宽度用回流区轴向/径向直径最大

处的长度估算, 单位为 mm。

回流量为回流区(速度小于 0 的区域)的混合物质量流量:

$$m_R = \sum_{i=1}^n m_{R,i} \quad (3)$$

式中: m_R —回流量, kg/s; n —回流区域内的网格总数; i —回流区域内第 i 个网格; $m_{R,i}$ —第 i 个网格的混合物质量流量, kg/s。

出口温度分布系数定义为燃烧室出口截面上的温度最大值与平均值之差与燃烧室温升的比值:

$$\text{OTDF} = \frac{T_{4,\max} - T_4}{T_4 - T_3} \quad (4)$$

式中: OTDF—出口温度分布系数, 无量纲量; $T_{4,\max}$ —出口截面上的温度最大值, K; T_4 —出口截面温度平均值, K; T_3 —入口截面温度平均值, 这里取空气入口温度 300 K。

出口 NO 体积分数一般需要折算到 15% O_2 条件下, 折算公式为:

$$\text{NO} = \frac{(20.9 - 15) \text{NO}_{\text{out}}}{20.9 - 100 \text{O}_{2,\text{out}}} \quad (5)$$

式中: NO—折算到 15% O_2 条件下的 NO 体积分数; NO_{out} —实际 NO 出口体积分数; $\text{O}_{2,\text{out}}$ —实际 O_2 出口体积分数。

实际 NO 或 O_2 出口体积分数由下式计算:

$$\frac{1}{A} \int \phi dA = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n \phi_i |A_i| \quad (6)$$

式中: A —出口截面总面积, m^2 ; ϕ —实际 NO 或 O_2 出口体积分数; n —出口截面上的网格总数; i —第 i 个网格; A_i —第 i 个网格的面积, m^2 ; ϕ_i —第 i 个网格的 NO 或 O_2 体积分数。

2 模拟结果及分析

2.1 出口温度对微型燃烧室流场及燃烧特性的影响

2.1.1 出口温度对流场的影响

流场回流区特性将直接影响燃烧室点火及燃烧性能, 所以在进行热态模拟之前, 需要先对燃烧室的冷态流场进行计算及分析^[11]。保持微型燃烧室的功率为 5 kW, 入口乙醇流量不变, 通过改变空燃比, 实现出口温度的变化。各工况下的出口温度、入口空气质量流量、燃料质量流量和空燃比见表 2。

表 2 不同出口温度下入口空气、燃料质量流量和空燃比

Tab.2 Inlet air, fuel mass flow and air – fuel ratio at different average outlet temperatures

工况	出口温度/K	入口空气质量流量/ $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$	入口燃料质量流量/ $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$	空燃比
1	840	7.92	0.186	42.58
2	870	7.46	0.186	40.11
3	900	7.04	0.186	37.85
4	930	6.66	0.186	35.81
5	960	6.32	0.186	33.98

不同出口温度下燃烧室轴向截面的速度云图如图 4 所示。从图 4 可以看出,在旋流器作用下,燃烧室头部形成了 1 个稳定的回流区,随着出口温度升高,回流区面积逐渐减小。这是由于入口空气量减少,同样流通面积下入口速度变小,因此回流区面积减小。

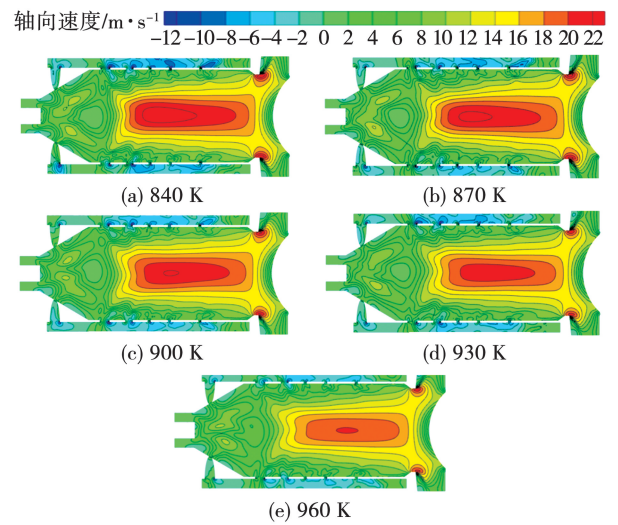


图 4 不同出口温度下燃烧室轴向速度分布
Fig.4 Axial velocity distribution of combustion chamber at different average outlet temperatures

不同出口温度下回流区长度、宽度和回流量的变化情况如图 5 所示。可以看出,在 840 ~ 960 K 温度范围内,出口温度每升高 30 K,回流区长度平均缩短 3.7%,而回流量平均减少达 11.2%,这同样是入口空气量减少导致的;随着出口温度升高,回流区的宽度大体呈增加趋势,而回流区长度以及回流量均逐渐减小,这验证了图 4 中的回流区分布规律。

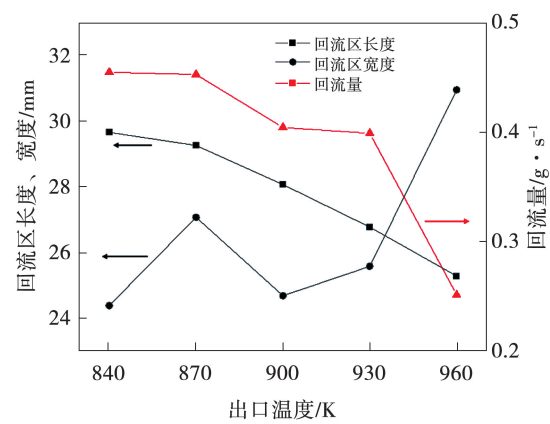


图 5 不同出口温度下回流区长度、宽度与回流量
Fig.5 Length,width and recirculation mass flow of recirculation zone at different average outlet temperatures

2.1.2 出口温度对燃烧特性的影响

燃烧室头部的 8 个垂直于燃烧室轴线的空气旋流孔使得入射空气形成稳定的旋流,在旋流作用下燃料和空气掺混更加均匀,并形成稳定的回流区。回流区的速度比较低,可以稳定火焰,增加预混气体的停留时间,有利于燃料完全燃烧,提高燃烧效率^[12]。

在驻车微型燃烧室出口段采用一种特殊结构,即空气入口与烟气出口(各 8 个)在燃烧室尾部交替排列,入口空气被预热。预热后的空气进入燃烧室外环的空气通道后,在从燃烧室尾部流向头部的过程中又被火焰筒加热。因此,空气从燃烧室头部旋流孔喷出或从火焰筒上的主燃孔、冷却孔和掺混孔进入燃烧室时已具有一定温度,较高的空气温度有利于不同工况下乙醇的点燃及燃烧。

基于以上两点,即回流区的存在和较高的空气温度,该乙醇燃烧室在较低的出口温度下也能维持稳定燃烧。

图 6 为不同出口温度下燃烧室温度分布。由图 6 可知,随着出口温度升高,截面高温区拉长,面积增大,高温区位置也逐渐后移,使得燃烧室出口温度分布均匀性变差。结合图 4 的速度场可以看出,由于入口空气量减少,入口速度降低,回流区面积减小,因此空气与燃料的掺混均匀性变差,使得燃烧推迟。

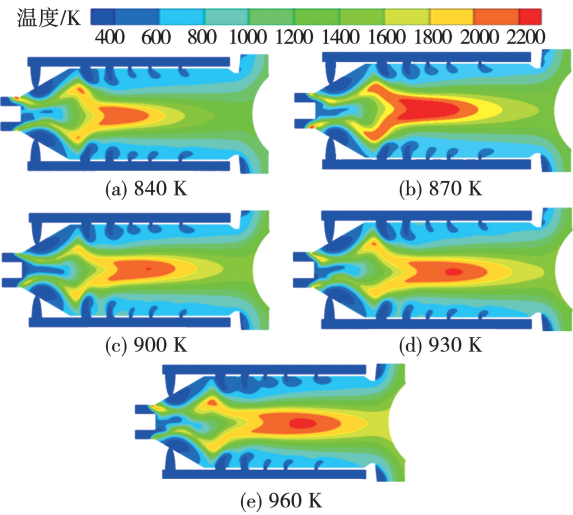


图 6 不同出口温度下燃烧室温度分布
Fig.6 Temperature distribution of combustion chamber at different average outlet temperatures

NO_x 排放主要受 3 方面因素影响:燃烧温度、燃烧均匀性和停留时间^[13]。燃料与空气混合均匀度降低也会增加燃烧室 NO 排放^[14]。图 7 为不同出口温度下燃烧室 NO 体积分数分布。从图 7 可以看出,随着出口温度升高,燃烧均匀性变差,燃烧室内 NO 体积分数明显增加,高体积分数区的面积增大并向燃烧室尾部偏移,这与高温区的变化规律一致。

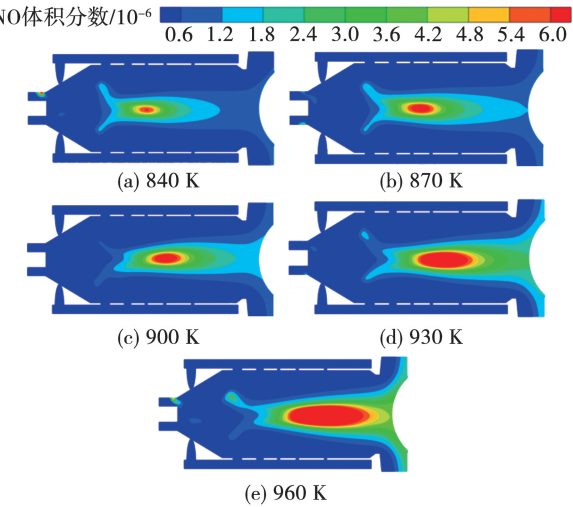


图 7 不同出口温度下燃烧室 NO 体积分数分布
Fig.7 NO volume fraction distribution of combustion chamber at different average outlet temperatures

不同出口温度下 OTDF 及出口 NO 体积分数变化如图 8 所示。可以看出,随着出口温度升高,出口温度分布均匀性逐渐变差,出口温度从 840 K 升高到 960 K,燃烧室 OTDF 从 0.557 增加到 0.804,增幅达到了 44.3%,说明乙醇燃烧室的出口温度分布均匀性受出口温度的影响很大。更确切地说,是乙醇燃烧室的出口温度分布均匀性受空燃比的影响很大。随着出口温度增高,空燃比降低,入口空气量减少,头部参与燃烧的空气量减少,高温区后移,入口空气量减少,掺混和冷却空气量也减少,烟气和冷却空气的掺混不足,燃烧过程拉长。这些因素共同作用,导致了出口温度均匀性下降。

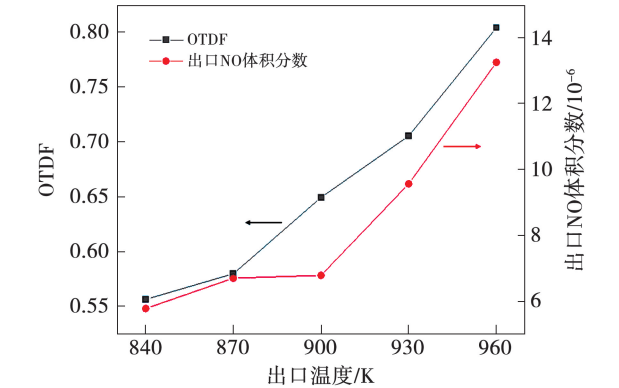


图 8 不同出口温度下 OTDF 及出口 NO 体积分数
Fig.8 OTDF and outlet NO volume fraction at different average outlet temperatures

从图 8 还可以看出,随着出口温度升高,出口 NO 体积分数也明显升高。出口温度从 840 K 升高到 960 K, NO 体积分数从 5.77×10^{-6} 升高到 13.24×10^{-6} ,升高幅度高达 129%。出口 NO 体积分数增高的原因有 3 点:(1)出口平均温度升高,使得燃烧室整体温度水平提高,而 NO 生成速率随温度的升高呈指数规律增长,造成 NO 生成量增加;(2)随着出口平均温度升高,出口温度分布均匀性变差,这意味着局部热点增多,进一步加剧了 NO 生成;(3)出口平均温度升高,高温区变长,意味着燃烧产物在高温区的停留时间增加,从而生成了更多的 NO 。

2.2 功率对微型燃烧室流场及燃烧特性的影响

2.2.1 功率对流场的影响

保持出口温度为 900 K 不变,即保持空燃比为 37.85 不变,通过等比例改变入口乙醇和空气流量,

实现功率从 0.5 ~ 5 kW 的变化,对应微型燃烧室低负荷到满负荷的运行条件。不同功率下入口空气及燃料质量流量如表 3 所示。

表 3 不同功率下入口空气及燃料质量流量
Tab.3 Inlet air and fuel mass flow at different power

工况	功率/kW	入口空气质量 流量/g·s ⁻¹	入口燃料质量 流量/g·s ⁻¹
1	0.5	0.704	0.018 6
2	1.0	1.41	0.037 2
3	1.5	2.11	0.055 8
4	2.0	2.82	0.074 3
5	2.5	3.52	0.092 9
6	3.0	4.22	0.112 0
7	3.5	4.93	0.130 0
8	4.0	5.63	0.149 0
9	4.5	6.34	0.167 0
10	5.0	7.04	0.186 0

不同功率下回流区的流场特性如图 9 所示。从图 9 可以看出,在保持出口温度不变、增大燃烧室功率时,流场的回流区长度有逐渐增加的趋势,回流区宽度存在波动。这是由于入口面积不变,增大功率即等比例增加空气及燃料质量流量时,空气及燃料的入口速度均增大,流场的整体速度增大,于是回流区变大,回流量增加,回流增强。由于燃烧室侧壁的限制,回流区宽度稳定在一定范围内。

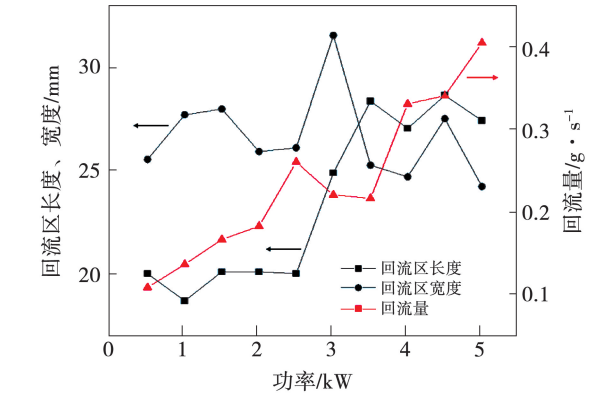


图 9 不同功率下回流区长度、宽度与回流量
Fig.9 Length,width and recirculation mass flow
of recirculation zone at different power

2.2.2 功率对燃烧特性的影响

不同功率下温度分布如图 10 所示。由图 10 可

以看出,随着功率增大,乙醇燃烧室的高温区面积先增加后减小。在燃烧室功率为 2 kW 时,高温区的面积达到了最大值,并且延伸到了燃烧室尾部。

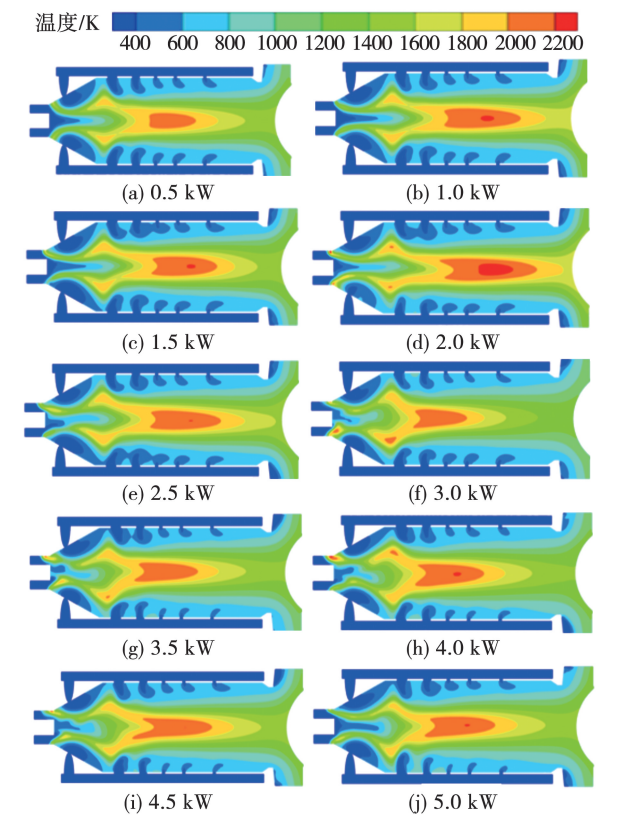


图 10 不同功率下温度分布
Fig.10 Temperature distribution at different power

不同功率下燃烧室的燃烧特性如图 11 所示。可以看出,随着乙醇燃烧室功率增加,燃烧室 OTDF 大体上呈现先增大后减小的趋势。结合图 10 可以看出,燃烧室 OTDF 分布与高温区分布呈现强相关性。高温区越靠前,燃烧后的高温烟气与冷却空气掺混越均匀,出口温度分布均匀性越好,OTDF 值越小;高温区越靠后,燃烧后的高温烟气来不及与掺混和冷却空气掺混均匀,出口温度分布均匀性越差,OTDF 值越大。燃烧室功率达到 2 kW 之前,燃料和空气量的增加导致燃烧时间变长,高温区随之后移;当燃烧室功率超过 2 kW 时,燃料和空气量增加使得入口空气旋流强度增强,高温区随之前移。因此,燃烧室 OTDF 随之呈现出先增大后减小的规律。无论是变出口温度还是变功率工况下,本文微型乙醇燃烧室的出口温度分布均匀性都主要由高温区的位置决定;出口 NO 体积浓度随着功率的降低而显著

升高,功率从满负荷减小到 1 kW 时,NO 排放量从 6.78×10^{-6} 急剧增加到 47.87×10^{-6} ,增加了 6 倍。这是因为 NO 生成速率和温度呈指数规律,出口平均温度不变,均匀性变差,意味着温度场存在局部热点,导致 NO 生成量上升。

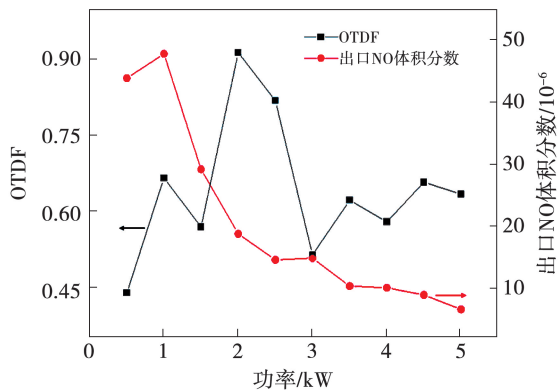


图 11 不同功率下 OTDF 及出口 NO 体积分数

Fig. 11 OTDF and outlet NO volume fraction at different power

3 结 论

本文建立了车载微型燃气轮机乙醇燃烧室的简化物理域及计算域模型,通过数值模拟,研究了变出口温度及变功率条件下,燃烧室燃烧特性的变化规律,分析可得:

(1) 随着出口温度升高,回流区的宽度大体呈增加趋势,回流区长度以及回流量逐渐减小。由于回流区的存在和空气的预热,使得乙醇燃烧室在较低的出口温度下也能维持稳定燃烧。由于入口空气量减少,高温区逐渐后移,出口温度升高,出口温度均匀性逐渐变差,这些因素同时导致了出口 NO 体积分数升高,出口温度从 840 K 升高到 960 K,NO 体积分数从 5.77×10^{-6} 升高到 13.24×10^{-6} 。

(2) 在保持出口温度不变,增大燃烧室功率时,回流区长度有逐渐增加的趋势,这是由于受到了空气和燃料入口速度的影响;回流区宽度虽然存在波动,但稳定在一定范围内,这是由于壁面的限制。随着乙醇燃烧室功率增加,燃烧室 OTDF 大体上呈现先增大后减小的趋势。无论是变出口温度还是变功率工况下,燃烧室 OTDF 的变化主要受高温区位置的影响。出口 NO 体积分数随着功率的降低而显著

升高,功率从满负荷减小到 1 kW 时,NO 体积分数从 6.78×10^{-6} 急剧增加到 47.87×10^{-6} ,增加了 6 倍。

(3) 基于以上的模拟和分析,为了降低污染物排放,应使燃烧室在较低的出口温度,即较高的空燃比下运行;为保证燃烧稳定和减少污染物排放,应尽量使燃烧室在较高的功率下运行。

参考文献:

- [1] 张 弛,王建臣,覃清钦,等. 乙醇燃料微型燃气轮机设计[J]. 北京航空航天大学学报,2009,35(9):1125-1129.
ZHANG Chi, WANG Jian-chen, QIN Qing-qin, et al. Design of ethanol micro gas turbine engine[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009, 35(9): 1125-1129.
- [2] 张 弛,王建臣,覃清钦,等. 微型燃气轮机乙醇燃烧室点火与熄火试验[J]. 航空动力学报,2009,24(9):1930-1936.
ZHANG Chi, WANG Jian-chen, QIN Qing-qin, et al. Experimental research on ignition and lean blowout for micro gas turbine ethanol combustor [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(9): 1930-1936.
- [3] 玄哲浩,黄 勇,马纯强,等. 驻车加热器燃用 3 种燃料的燃烧性能试验研究[J]. 汽车技术,2010(3):47-50.
XUAN Zhe-hao, HUANG Yong, MA Chun-qiang, et al. Experimental study on combustion performance of three fuels on parking heater [J]. Automobile Technology, 2010(3): 47-50.
- [4] SANTOS E C, NASCIMENTO M A R. Performance and emission experimental evaluation and comparison of a regenerative gas turbine using ethanol as fuel [C]// New York: American Society of Mechanical Engineers, 2012.
- [5] LARANCI P, BIDINI G, DESIDERI U, et al. CFD analysis of an annular micro gas turbine combustion chamber fuelled with liquid biofuels: preliminary results with bioethanol [C]// New York: American Society of Mechanical Engineers, 2013.
- [6] 张财红,刘 晖,李 楠,等. 生物乙醇低污染燃烧特性及不稳定性数值模拟[J]. 热能动力工程,2020,35(4):265-274.
ZHANG Cai-hong, LIU Hui, LI Nan, et al. Numerical simulation of bioethanol low-pollution combustion characteristics and instability [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(4): 265-274.
- [7] ULFIANA A, NUFUS T H, RIDWAN E, et al. A study of bioethanol fuel characteristics in the combustion chamber of gasoline engine using magnetization technology[J]. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2021, 109(1/6): 72-76.
- [8] 陈炫任. 燃料/空气预混特性对微燃机燃烧特性的影响研究[D]. 沈阳:沈阳航空航天大学,2020.

CHEN Xuan-ren. Research on the influence of fuel/air premixing characteristics on the combustion characteristics of micro-combustion turbines [D]. Shenyang:Shenyang Aerospace University,2020.

[9] 党 帛. 微型燃气轮机环形燃烧室的数值模拟与研究[D]. 上海:上海交通大学,2015.

DANG Bo. Numerical simulation and research of annular combustion chamber of micro gas turbine [D]. Shanghai : Shanghai Jiao Tong University,2015.

[10] 张 宁. 5 kW 微型燃烧室变工况燃烧性能研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2020.

ZHANG Ning. Research on the combustion performance of 5 kW micro-combustor under variable working conditions [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology,2020.

[11] 李昱泽. 生物质气微型燃气轮机低排放燃烧室燃烧性能研究[D]. 沈阳:沈阳航空航天大学,2019.

LI Yu-ze. Research on combustion performance of low-emission combustor of biomass gas micro-turbine [D]. Shenyang:Shenyang Aerospace University,2019.

[12] 刘 红,曾卓雄,郭开放. 当量比对微型燃气轮机 H₂/Air 燃烧特性的影响[J]. 热能动力工程,2022,37(5):72-78.

LIU Hong, ZENG Zhuo-xiong, GUO Kai-fang. Effect of equivalence ratio on H₂/Air combustion characteristics of micro gas turbine [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022,37(5):72-78.

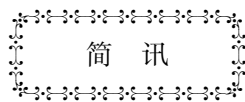
[13] 耿卅捷,潘禾吉田,杨 欢,等. 燃气轮机天然气掺氢燃烧及排放特性数值模拟研究[J]. 西安交通大学学报,2022,56(12):1-11.

GENG Sa-jie, PAN He-jitian, YANG Huan, et al. Numerical study on influence of H₂ blending on combustion and emission characteristics of gas turbine [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022,56(12):1-11.

[14] 汪凤山. 低 NO_x 排放微型燃气轮机燃烧室的数值模拟及实验研究[D]. 北京:中国科学院研究生院(工程热物理研究所),2009.

WANG Feng-shan. Numerical simulation and experimental study of low NO_x emission micro-turbine combustor [D]. Beijing: Graduate School of Chinese Academy of Sciences (Institute of Engineering Thermophysics),2009.

(刘 颖 编辑)



GE 燃气轮机将供捷克 1 GW 虚拟发电厂使用

美国通用电气(GE)公司于 2023 年 4 月 11 日宣布,已获得捷克投资集团的能源部门 UCED 集团的合同,向斯捷约夫市(Prostějov)的一家备用发电厂供应“安装速度快、占地面积小、操作灵活”的 LM6000 PC Sprint 航改型燃气轮机,以帮助稳定电网并支持捷克共和国的可再生能源增长。GE 公司计划于 2024 年初交付燃气轮机到现场,一旦投入运营,该机组将为国家输电系统增加约 50 MW 电力。该项目可通过增加天然气和可再生能源来实现能源多样化,并为捷克共和国摆脱对煤炭的依赖,到 2030 年将温室气体(GHG)排放量比 2005 年减少 30%。

UCED 计划在 2030 年之前增加和整合更多的电力区块,在捷克共和国建立一个 1 GW 的电力综合设施,预计投资超过 200 亿捷克克朗(9.31 亿美元)。Prostějov 发电厂将成为 UCED“虚拟发电厂”的一部分,由一个中央控制室控制的几个分散的、相互连接的电源组成。使用的主要能源将是天然气,包括天然气、沼气或氢混气体,虚拟综合体还将包括太阳能发电厂、风力发电厂、热电厂和生物质发电厂。

(孙嘉忆摘译自 <https://www.powerengineeringint.com>)