

壁面微通道冷却对旋流燃烧室性能影响实验

林志伟¹, 黄玥¹, 邢菲¹, 沈倩¹, 李爱成²

(1. 厦门大学 航空航天学院, 福建 厦门 361005;

2. 南京机电液压工程研究中心 航空机电系统综合航空科技重点实验室, 南京 211106)

摘 要: 为了探索微通道高效换热技术在低污染燃烧室壁面冷却中的应用, 实验研究了壁面微通道冷却对模型旋流燃烧室性能的影响。结果表明: 微通道结构对燃烧室热壁面具有显著的冷却效果, 在雷诺数小于350时, 雷诺数增加对壁面冷却有明显提升作用, 在雷诺数大于350后, 雷诺数的增大对冷却效果提高的促进作用减小; 雷诺数增大对相同进气工况下CH*化学发光信号表征的火焰时均结构几乎不产生影响, 但在个别工况下会使火焰产生黄色火星, 甚至间歇地产生黄色火焰, 带来不完全的燃烧; 雷诺数增大会增强微通道对流换热程度, 加大壁面传热速率, 加剧火焰和微通道换热间的相互作用, 使火焰表面发生较大的热量损失, 最终造成CO排放量增加, NO_x排放量降低, 并使整体燃烧效率下降。

关 键 词: 旋流燃烧室; 微通道; 壁面冷却; 燃烧性能; 燃烧效率

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Experiment on effects of wall cooling with microchannels on performances of swirl combustor

LIN Zhiwei¹, HUANG Yue¹, XING Fei¹, SHEN Qian¹, LI Aicheng²

(1. School of Aerospace Engineering,

Xiamen University, Xiamen Fujian 361005, China;

2. Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Aero Electromechanical System Integration, Nanjing Engineering Institute of Aircraft Systems, Nanjing 211106, China)

Abstract: In order to explore the cooling application of microchannels in gas turbine lower emissions combustors, the effects of wall cooling with microchannels on the performances of swirl combustor were studied with water as the coolant. Results showed that the microchannels had significant cooling effect on the combustor walls with high temperature. When Reynolds number of coolant passing through microchannels was less than 350, the increase of Reynolds number of coolant had a significant influence on the decrease of wall temperature, but when Reynolds number was greater than 350, the decrease of wall temperature was almost negligible as the flow rate increased. At fixed values of air mass flow rate and equivalent ratio, the flame structures characterized by CH* chemiluminescence signal hardly changed as Reynolds number of coolant increased, but swirl flame contained yellow sparks or

收稿日期: 2018-04-27

基金项目: 国家自然科学基金(51406171); 福建省自然科学基金(2016J06011); 中央高校基本科研业务费(20720180058); 航空科学基金(20152868006)

作者简介: 林志伟(1992—), 男, 硕士生, 主要从事航空发动机燃烧与冷却技术的研究。

通讯作者: 黄玥(1983—), 男, 副教授, 博士, 主要研究方向为新概念燃烧技术。E-mail: huangyue@xmu.edu.cn

引用格式: 林志伟, 黄玥, 邢菲, 等. 壁面微通道冷却对旋流燃烧室性能影响实验[J]. 航空动力学报, 2019, 34(2): 376-386. LIN Zhiwei, HUANG Yue, XING Fei, et al. Experiment on effects of wall cooling with microchannels on performances of swirl combustor[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(2): 376-386.

even yellow flame, leading to incomplete combustion in a relatively high Reynolds number. As Reynolds number of coolant increased, the heat transfer rate of wall was raised, which enhanced the interaction between the flame and heat transfer of microchannels during combustion and led to results such as bigger heat loss on the flame surface, more CO emission, less NO_x emission and lower overall efficiency of swirl combustion.

Key words: swirl combustor; microchannel; wall cooling; combustion performance; combustion efficiency

先进燃气轮机燃烧室设计朝着低污染和高温升方向发展^[1-2]。以贫燃预混燃烧为代表的低污染燃气轮机燃烧室中,大量空气用于头部掺混,可用于火焰筒的冷却空气量大大减小,传统的气膜冷却技术逐渐不能满足冷却需求。为了保证发动机的可靠性和寿命,进一步发展高效快速的主动冷却技术至关重要,其根本目的就是以动力循环付出最小的能量代价获得最大的冷却效果。

由于微通道热交换结构具有换热能力强、尺寸小、质量轻等优点^[3-9],微通道冷却系统成为解决航空航天动力系统高热流密度难题的理想选择之一。微通道通常是指水力当量直径小于或等于1 mm的通道^[4],其换热比表面积可达10 000 m²/m³以上,最早在1981年由Tuckerman等^[5]提出。他们在硅片上开设数条平行矩形微通道,研究了水在微通道内层流换热情况,发现硅片温度保持在110℃下时微通道壁面热通量最大可达790 W/cm²,减小微通道槽道的水力直径时,微通道结构冷却剂的表面传热系数能够显著提高。这一研究结果显示了微通道优越的散热能力。此后,国内外对微通道强迫对流换热特性开展了大量的研究。

Yu等^[6]提出不规则树状的微通道结构,并实验研究了其结构高宽比在雷诺数从150~1 200范围内微通道的换热效果,结果表明不规则树状的微通道结构比直通结构具有更高的表面传热系数。Halefadi等^[7]以碳纳米管纳米流体为冷却剂,在矩形微通道中进行强迫对流换热优化实验,研究发现纳米流体可有效降低换热系统的热阻,并显著增强对流换热能力。Asthana等^[8]以水和轻质矿物油的混合液为冷却剂,在横截面100 μm×100 μm的蛇形微通道中进行换热实验研究,发现水和油混合液冷却剂的努塞尔数是纯水冷却剂的4倍。Choi等^[9]研究了氮气在直径为8.1~8.2 μm的圆形截面微通道中的流动摩擦和传热特性,发现该尺度下冷却剂阻力特性已经和常规管道状况下有显著的区别,层流区、过渡区

和湍流区的摩擦因数均比使用常规管道经验关联式得到的计算值要小。

众多研究者^[6-12]从微通道截面形状、冷却剂种类、制造材料等多方面探究了微通道换热的现象规律、影响因素和微热流体动力学传热机理。

研究者也积极探索微通道换热结构在燃气轮机燃烧室中的应用。普惠公司在E3计划中提出了基于浮动壁火焰筒冷却技术的逆向平行流翅片壁结构冷却方案,其核心思想就是采用微通道换热技术冷却火焰筒壁面^[13],冷却气在冷热壁面之间的微尺度密集小孔内对流冷却,然后流到热侧表面进行气膜冷却。普渡大学的沸腾与两相流实验室^[14]提出交错液态燃油/空气流动的微通道换热技术用于高马赫数飞行的航空发动机,冷态燃油进入微通道与交错空气流换热,利用冷态燃油作为冷源冷却高温空气,实验验证了这种紧凑换热结构设计用于航空发动机的可行性。国内苗辉^[15]采用数值模拟的方法研究了微通道用于火焰筒壁面冷却性能,在火焰筒壁面开设轴向平行、截面1 mm×1 mm的正方形微通道,以空气作为冷却剂,发现含有微通道换热结构的火焰筒,能以较少的冷却气量维持较低的壁面温度,冷却气流吸热后升温明显,冷却利用率可达40%。陈海刚等^[16]实验研究了航空煤油和水在铝基微通道中的传热性能,实验雷诺数在10~100的层流范围,微通道横截面为1 mm×1 mm的正方形,微通道长径比为100。实验结果显示,航空煤油和水在实验微通道中的传热性能没有本质区别,航空煤油总体平均努塞尔数比水大10%左右。

内嵌微通道火焰筒冷却装置中涉及冷却壁面和火焰的相互作用,相关研究少有开展,但对于不同传热特性的壁面与火焰相互作用的理论开展了一些工作。比如Owston等^[17]数值模拟研究了正庚烷预混火焰和单壁面间的淬熄特性,发现当壁面温度超过400 K时,与壁面相互作用的火焰的热释放率比自由发展的火焰更大。Luo等^[18]实验研究了乙烯扩散火焰与垂直壁面的相互作

用,发现不同喷嘴结构、喷射间距和进气雷诺数下的火焰会在壁面留下不同碳烟分布和纳米结构。Jainski 等^[19]用粒子图像测速技术和激光诱导荧光技术测量了与平行壁面接触的甲烷预混火焰的速度和火焰前缘,观察壁面对火焰形状的影响,发现火焰与低温壁面接触的锋面化学反应速率会骤减。研究表明,火焰与壁面的相互作用对燃烧性能会产生重要的影响。

国内外的研究显示了微通道换热结构在燃烧动力系统的高热流密度部件冷却上具有广泛的应用前景。但总体而言,微通道换热技术在燃烧室壁面冷却上应用的研究仍然较少,现有研究也主要关注微通道的强化冷却效果。燃烧室壁面微通道冷却会急剧加快壁面的热流损失速率,进而可能影响火焰参数,改变燃烧室性能。对其开展相关研究,既能探索微通道冷却技术应用于燃气轮机燃烧室壁面的可行性,也能研究壁面热量损失对旋流燃烧特性的影响,为热量损失对火焰影响的相关理论研究提供参考。

本文设想将微通道换热结构用于低污染燃气轮机燃烧室火焰筒壁面的冷却,在关注微通道冷却效果的基础上,重点研究壁面微通道冷却对燃烧室燃烧性能的影响。本文设计了方形横截面的贫燃预混旋流燃烧室,在燃烧室壁面内部内嵌矩形微通道,以水为冷却剂,研究不同冷却工况下燃烧室的燃烧性能。

1 实验系统与方法

1.1 实验模型

本文的直流贫燃预混旋流燃烧室主要由进气预混段、燃烧室主框架、出口收缩段和微通道壁面等部件模块化组装而成,燃烧室主要结构和微通道壁面结构分别如图 1 和图 2(a)所示。其中,燃烧室长度 $L=160\text{ mm}$,预混腔长度 $l=48\text{ mm}$,预混腔小径 $d_2=22\text{ mm}$,旋流器外流路直径 $D=32\text{ mm}$,旋流器内流路直径 $d_1=15\text{ mm}$,燃烧室主腔体内部横截面为边长 $a=80\text{ mm}$ 的正方形。在进气预混段中,经过轴流旋流器的空气和由中心锥体径向流出的甲烷进行掺混,最后以旋流状态进入燃烧室。燃烧室采用直叶片轴流旋流器,旋流器由 8 片直叶片和轮毂构成,叶片倾角为 47° ,旋流数 S 是根据旋流器的几何参数计算所得,计算公式见参考文献[20]。

预混段出口采用收敛的形式增加气体的速度梯度,以抑制回火的发生^[21]。燃烧室主框架的前

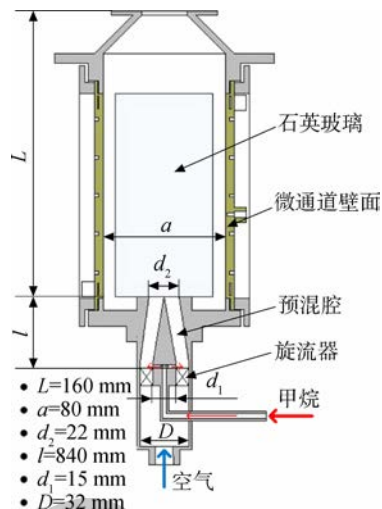


图 1 旋流燃烧室结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of swirl combustor structure

后两侧安装石英玻璃,作为火焰观察拍摄用,左右两侧安装微通道壁面,作为微通道冷却研究。石英玻璃和微通道均由阶梯状外压板通过螺钉安装在燃烧室主框架上,各安装面均用陶瓷纤维垫片(耐热温度最高达 $1600\text{ }^\circ\text{C}$)进行密封。燃烧后的废气经由燃烧室收缩段出口排出。

实验模型中用到的两块微通道壁面均以 304 不锈钢为材料,通过 3D 打印技术直接加工成型。28 条细长的微小通道平行地分布在每块壁面内部。每条微通道的截面均是 $1\text{ mm}\times 1\text{ mm}$ 的正方形,相邻两条微通道的间距为 1 mm 。各条微通道两端均分别汇总到一个主流道,整体构成连通的流动腔体。两端的主流道朝外各开设入口孔和出口孔,两个孔对角分布,分别作冷却剂进出用。两块微通道壁面中间各轴向等距地开设 5 个盲孔,作热电偶测量壁面温度用。盲孔直径为 1.5 mm ,深为 3 mm ,其底面和微通道底面平齐。热电偶分布形式如图 2(b)所示。

1.2 实验系统

本文搭建了集燃烧、冷却与测量功能于一体的实验系统。实验系统包括燃气供给系统、冷却剂供给系统、实验模型和数据采集系统,具体原理如图 3 所示。实验系统运行时,一方面由燃气供给系统为模型旋流燃烧室提供空气和燃料,使燃烧室实现稳定的贫燃预混燃烧,另一方面由微通道冷却系统对其壁面进行冷却,同时通过数据采集系统采集实验过程的各项参数值,从而研究燃烧室壁面微通道内不同冷却剂雷诺数对旋流燃烧特性的影响。

在燃气供给系统中,空气和甲烷分别作为燃

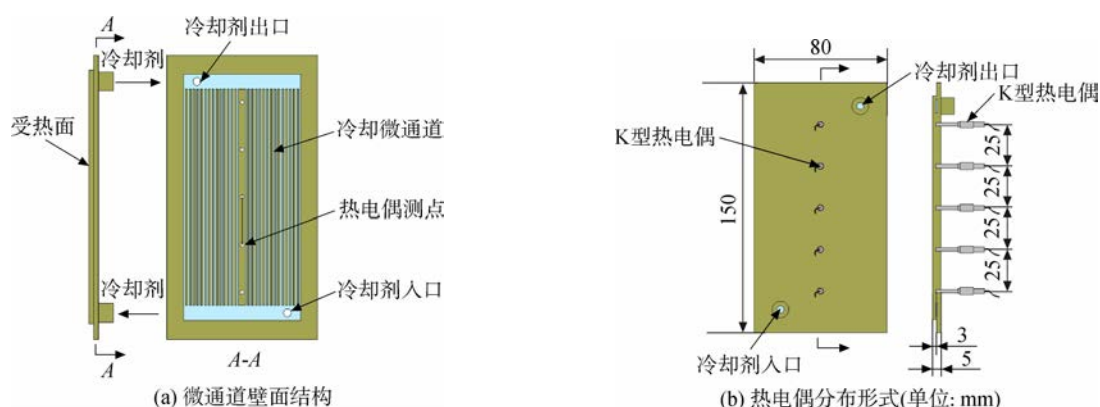


图 2 微通道壁面结构及热电偶分布形式示意图

Fig. 2 Schematic diagram of wall structure with microchannels embedded in it and thermocouple distribution

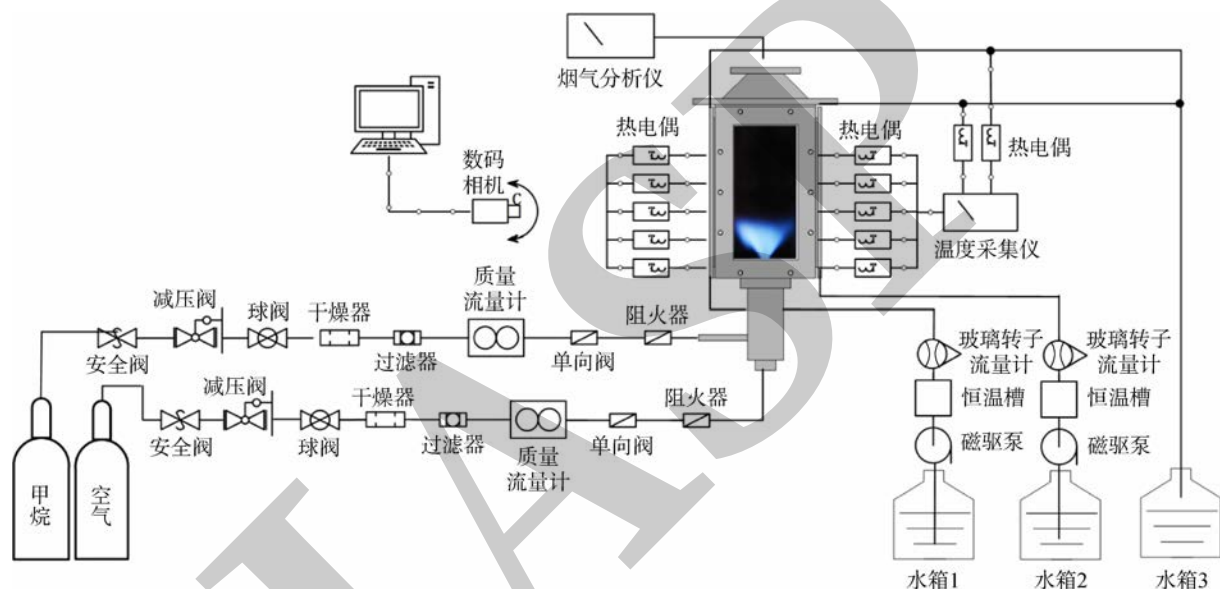


图 3 实验系统原理示意图

Fig. 3 Schematic diagram of experimental system principle

烧室的氧化剂和燃料,它们由高压气瓶供应。空气和甲烷从高压气瓶流出后,经过减压阀降低压力,由过滤器和干燥器过滤气体中的杂质与水蒸气,然后经由 Alicat MC (mass gas flow controllers) 系列质量流量(以下简称流量)控制器控制流量,以一定的当量比流入燃烧室。控制空气和甲烷流量的流量控制器量程分别为 $0 \sim 0.00431 \text{ kg/s}$ 和 $0 \sim 0.000539 \text{ kg/s}$,精度均为读数值的 $\pm 0.4\%$,由此控制的燃烧室入口当量比精度为 $\pm 0.57\%$ 。

在冷却剂供给系统中,水作为冷却燃烧室壁面的冷却剂,由磁驱泵从1号和2号水箱中抽取,流经低温恒温槽(型号:DC-2006,调温范围为 $-20\sim 100\text{ }^{\circ}\text{C}$,调温精度为 $\pm 0.01\text{ }^{\circ}\text{C}$)和玻璃转子流量计后,自下而上流入两侧壁面微通道冷却燃烧室壁面,最后流到3号水箱。其中,磁驱泵可通过调节转速来控制冷却剂的流量,冷却剂具体流

量由玻璃转子流量计显示。在低温恒温槽中,冷却剂流经过多圈环形铜盘管与恒温水浴进行对流换热,使冷却剂与水浴温度相同,以此控制壁面微通道冷却剂的入口温度。经过测量,其入口温度在实验过程中基本保持在 20°C 左右。

在数据采集系统中,燃烧室壁面温度和冷却剂出口温度由 K 型热电偶(精度为 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$)采集信号,并通过 TP700 多路数据采集仪显示相应温度。每个微通道壁面各采集 5 个温度点。燃烧火焰形状由配有通过波长为 $430\pm 5\text{ nm}$ 滤光片的数码相机尼康 D3200 通过石英玻璃窗口进行图像拍摄,将相机的曝光时间设为 1 s 以获得火焰的时均形状。燃烧尾气的排放量由 NOVApplus 烟气分析仪测量,测量组分包含 O_2 、 CO 、 CO_2 、 NO_x 和 CH_4 ,各成分的测量方法及分辨率、测量精度,如表 1 所示,表中 FS(full scale)表示该项精度基于

表 1 NOVAplus 烟气分析仪技术参数

Table 1 Technical parameters of NOVAplus gas analysis system

组分	测量方法	体积分数/% (测量范围)	分辨率/%	精度/%
CO	红外吸收	0~0.4	0.001	± 5
CH ₄	红外吸收	0~3	0.001	±2(FS)
CO ₂	红外吸收	0~20	0.01	± 5
O ₂	电化学	0~21	0.1	±0.2
NOx	电化学	0~0.1	0.000 1	±5

满量程测定。

实验过程中,先对燃烧室壁面的微通道结构供应一定冷却剂,并保持入口冷却剂温度恒为 20℃,然后以适当的进气流量和当量比点燃燃烧室火焰,火焰燃烧稳定后再将进气流量调节到研究工况下的当量比,接着改变冷却剂流量获得不同微通道入口冷却剂的雷诺数,待每一工况燃烧稳定且壁面温度平衡后再采集相应的实验数据。以燃烧室预混腔的出口截面为特征截面,以冷态预混气的流量估计,实验过程燃烧室头部进气雷诺数范围在 6 000~7 600,火焰处于湍流燃烧范围。实验冷却剂的雷诺数是以燃烧室壁面横截面上各条微通道的横截面积之和为有效流通面积,计算它们的水力当量直径,以此为特征长度,并以冷却剂进出口平均温度为参考温度,按入口冷却剂的流量换算所得,冷却剂流动雷诺数均在 600 以内,当其单相流动时处于层流状态。

2 实验结果与分析

本文研究了不同冷却剂雷诺数下,壁面微通道冷却对贫燃预混旋流燃烧室壁面温度、火焰形状、尾气排放和燃烧效率的影响。相关数据处理、结果与分析具体如下。

2.1 壁面微通道冷却对壁面温度的影响

燃烧室壁面温度直接决定了燃烧室的工作寿命,是燃烧室设计必须关注的重要参数。贫燃预混旋流燃烧室温度燃烧时,空气和甲烷发生剧烈的化学反应,火焰发光并释放出大量的热,燃烧室壁面在热对流和热辐射的综合作用下温度会逐渐升高。本文取燃烧室左右两个壁面共 10 个测点温度的算术平均来衡量壁面平均温度,即

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2 + \cdots + t_{10}}{10}$$

(1)

其中 $t_1、t_2、\cdots、t_{10}$ 分别是各个热电偶测得的温度(℃)。

在开展燃烧实验研究前,先选取单个微通道壁面对其换热性能进行测试研究,利用恒温加热板(JF-976C 型号,加热范围为室温至 450℃,加热精度为 0.01℃)对微通道壁面的底面进行恒温加热,用恒温槽保持入口冷却剂温度为 20℃,调节恒温加热板至不同的加热温度 $t_{\text{heating-panel}}$,并改变冷却剂流量,测量不同加热温度和冷却剂雷诺数下微通道壁面的平均温度,结果如图 4 所示。

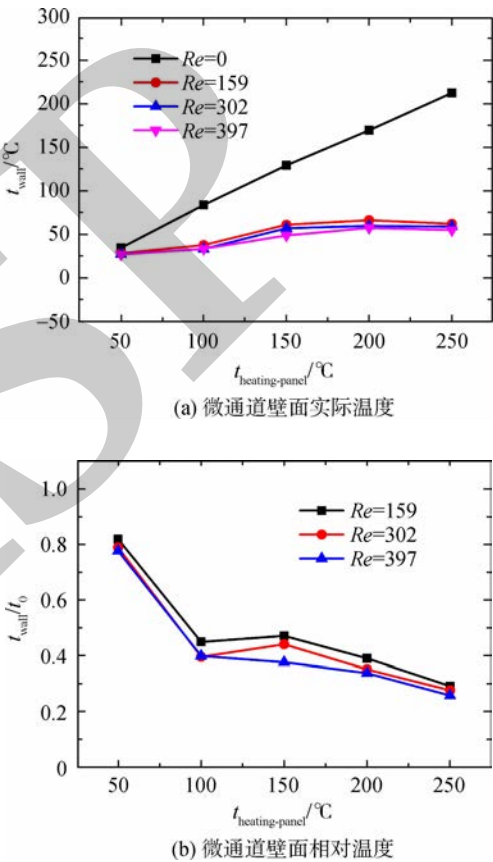


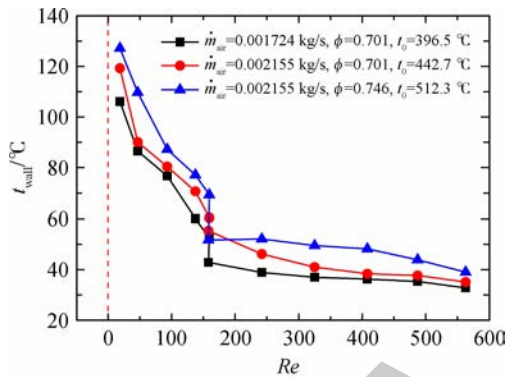
图 4 加热温度对微通道壁面平均温度的影响

Fig. 4 Effects of heating-temperature on average temperature of wall with microchannels

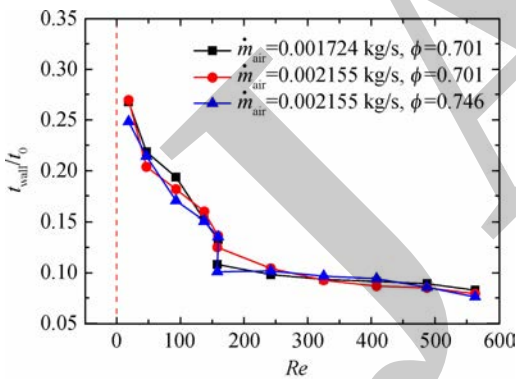
实验结果显示,微通道结构具有突出的冷却性能,可对受热的壁面实现高效降温,且实验件受热温度越高,冷却效果越显著。以不通冷却剂($Re=0$)情况下的实验件壁面温度 t_0 为参考基准,求出不同冷却剂条件下的壁面平均温度 t_{wall} 与 t_0 的比值,研究不同工况下实验件壁面相对温度 t_{wall}/t_0 随加热温度变化情况,具体观察壁面温度的冷却效率,如图 4(b)所示。整体而言,实验件壁面相对温度随着加热温度的升高而降低。当加热温度较低时,微通道冷却效果不明显;当加热

温度较高时,冷却能力增强,在加热温度为 250 ℃ 时,壁面相对温度约为 0.3。

接着,对安装有微通道壁面的模型旋流燃烧室进行实验研究。实验过程中,燃烧室在常温常压环境下进行贫燃预混燃烧,控制进气空气流量 $\dot{m}_{\text{air}}=0.001\,744\text{ kg/s}$ 和 $\dot{m}_{\text{air}}=0.002\,155\text{ kg/s}$,改变甲烷的流量获得 $\phi=0.701$ 和 $\phi=0.746$ 的当量比,研究了 3 种进气工况下不同冷却剂雷诺数对燃烧室壁面温度的影响情况,类似地研究燃烧室壁面实际温度与相对温度的变化,结果如图 5 所示,图中 t_0 是不同冷却剂情况下的燃烧室壁面温度。



(a) 燃烧室壁面实际温度



(b) 燃烧室壁面相对温度

图 5 冷却剂雷诺数对燃烧室壁面平均温度的影响

Fig. 5 Effects of Reynolds number of coolant on average temperature of combustor wall

实验结果显示,没有冷却时,壁面温度可达 400 ℃ 以上,增加微通道冷却后燃烧室壁面降温效果显著,壁面温度随着微通道冷却剂雷诺数的增大而减小。雷诺数大于 150 后,各个工况的壁面平均温度均低于 60 ℃,壁面相对温度均小于 0.15。壁面温度下降趋势主要分为两个阶段:雷诺数从 0 增大到 350 的过程中,壁面温度下降明显,其中空气流量为 0.001 744 kg/s、当量比为 0.638 时,冷却剂雷诺数到达 150 时就可使壁面

温度从 396 ℃ 下降到 52 ℃,温度下降幅度达 86.9%,相对温度约为 0.132;而雷诺数大于 350 后,壁面温度下降趋势逐渐变缓,随着冷却雷诺数的增大,壁面温度下降幅度均在 10 ℃ 以内,由此可见大雷诺数下,冷却剂雷诺数增加对微通道的冷却效果提升的促进作用变小。

微通道内流体边界层厚度小,扩散阻力小^[7],同时微通道结构增大了冷却剂和燃烧室壁面对流换热的比表面积,集成的微通道增强了燃烧室壁面的表面传热系数,可对壁面起到高效冷却的效果。燃烧室壁面温度是火焰加热和微通道冷却共同作用下的结果。实验过程中,一方面,甲烷和空气的旋流预混气在燃烧室中心回流区燃烧形成旋流火焰,火焰受到燃烧室空间限制而与壁面相互接触对壁面进行热量输入。另一方面,由于微通道结构具有突出的换热能力,燃烧室壁面在微通道内低温冷却剂的对流换热作用下发生较快的热量损失,壁面温度会有效降低。当微通道内冷却剂从壁面带走的热量和火焰对壁面输入的热量相等时,壁面温度就会处于平衡状态。

相同冷却剂雷诺数下,对流换热程度相近,由于不同当量比和空气流量下,燃料和空气反应的剧烈程度不同,燃烧火焰对燃烧室壁面的加热功率不同,因此它们平衡后壁面温度不同。

在进气当量比和空气流量相同时,冷却剂雷诺数增大,微通道内对流换热出现不同程度的加大,微通道内对流换热也降低了火焰对壁面的加热功率。两者共同作用使得壁面温度下降。

在火焰燃烧方面,雷诺数增大,对流换热程度增加,使得火焰面在壁面处发生的热量损失速率加大,导致燃烧充分性下降,降低了火焰对壁面的加热功率,逐渐减少了壁面热量的输入量。

在微通道换热方面,在冷却剂雷诺数从 0 逐渐增大到 100 的过程,壁面温度基本在 70 ℃ 以上,此时冷却剂在微通道内部出现不同程度的汽化和沸腾,相变迅速带走壁面热量,急剧降低壁面温度。在冷却剂雷诺数从 100 逐渐增大到 520 的过程,冷却剂在微通道结构中基本均呈液相,此时冷却剂的流动可分为有无充分发展两个阶段,对壁面温度下降趋势造成不同程度的影响。

实验中基于微通道特征尺度的雷诺数较小 ($Re < 600$),冷却剂都处于层流状态。由传热学理论^[22]可知,在层流状态下管道混合热进口段长度由格莱兹 (Graetz) 数的倒数决定,其中格莱兹数 Gz_d

$$Gz_d = \frac{D_h Re Pr}{x} \tag{2}$$

式中 D_h 为微通道的水力当量直径; x 为微通道内某点距离进口的长度; Pr 为冷却剂的普朗特数, 取冷却剂进出口平均温度为参考温度。当 $Gz_d^{-1} \approx 0.05$ 时, 冷却剂在微通道中流动可以充分发展, 而当 $Gz_d^{-1} < 0.05$ 时微通道内的冷却剂则处于热入口段。由式(2)可以看出, Gz_d^{-1} 主要受雷诺数和普朗特数影响, 且 Re 增大时冷却剂平均温度降低, 普朗特数会增大, 因此 Gz_d^{-1} 随雷诺数增大而减小。

在本文实验中, 取微通道长度为 x 进行计算, 分析冷却剂在微通道出口处的流动状态。当 Re 较小 ($100 < Re < 350$) 时, 计算得 $Gz_d^{-1} > 0.0486 \approx 0.05$, 此时冷却剂在微通道中流动可以充分发展, 热入口长度小于微通道长度, 随雷诺数增大, 热边界层在微通道上的分布长度增加, 由于热边界层的表面传热系数较大, 冷却剂带走壁面热量能力的增加量较大, 因此壁面温度随雷诺数增大而减小趋势明显。

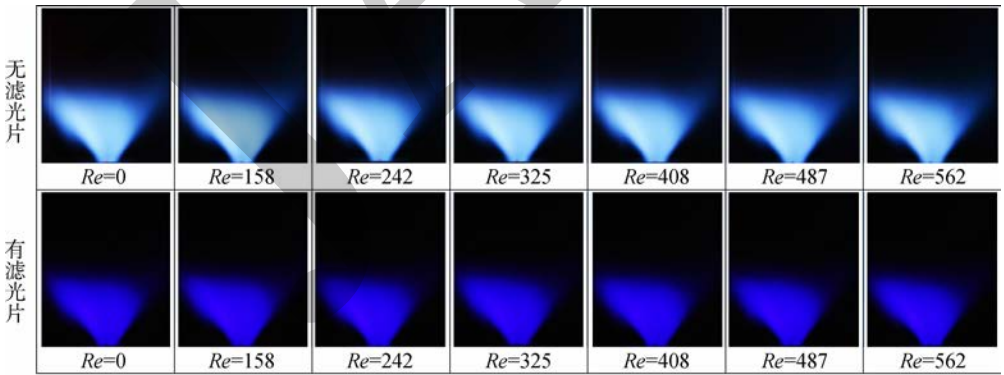
而当 $Re > 350$ 时, 计算出 $Gz_d^{-1} < 0.0486 \approx 0.05$, 此时冷却剂在微通道中流动无法充分发展, 热入口长度大于微通道长度, 随着雷诺数增大, 热边界层在微通道上的分布长度已经不变, 且流速

增大, 冷却剂和微通道表面接触时间变短, 冷却剂在壁面厚度方向上来不及充分换热, 从而导致冷却剂带走热量能力的增加量变小, 因此壁面温度下降趋势变缓。

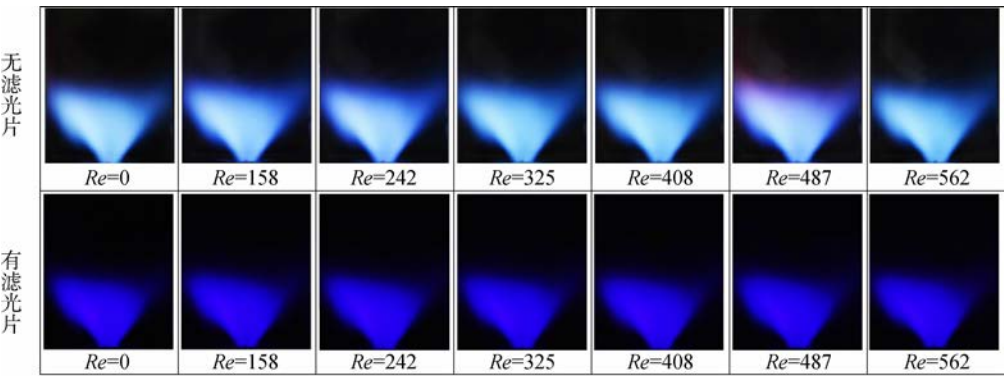
2.2 壁面微通道冷却对火焰外形的影响

燃烧火焰形状可以体现燃烧室的燃烧状态, 本文研究了不同冷却剂雷诺数对燃烧火焰形状的影响情况。为了获取燃烧过程中 CH^* 化学发光信号表征的火焰宏观结构^[20], 在数码相机镜头前安装通过波长为 $430 \pm 5 \text{ nm}$ 的滤光片, 拍摄有滤光片和无滤光片两种情况下的火焰形状。实验固定空气流量为 0.002155 kg/s , 调整甲烷流量, 分别研究了 0.701 、 0.746 和 0.986 三种当量比下, 燃烧室火焰形状随冷却雷诺数的变化情况, 火焰外形如图 6 所示, 其中每幅图片中上排图像为无滤光片时拍摄的火焰外形, 下排图像为加滤光片后拍摄的火焰外形。

实验结果显示, 实验过程并未发生回火, 旋流火焰稳定在预混段的出口, 不加滤光片所拍摄的火焰外观整体呈淡蓝色, 加滤光片所拍摄的火焰外观呈蓝紫色。其外形在当量比较小时呈倒锥型, 在当量比较大时则呈近似“W”型, 当量比增加, 火焰三维外形体积有所增大, 火焰推举距离加



(a) $\phi=0.701$



(b) $\phi=0.746$

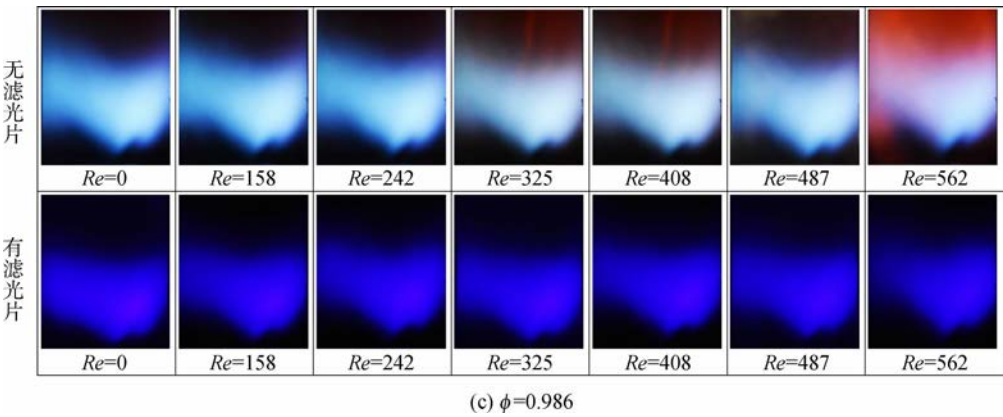


图 6 冷却剂雷诺数对旋流燃烧火焰形状的影响($\dot{m}_{\text{air}}=0.002155\text{ kg/s}$)

Fig. 6 Effects of Reynolds number of coolant on swirl flame shape ($\dot{m}_{\text{air}}=0.002155\text{ kg/s}$)

大。CH * 化学发光信号表征的火焰宏观形状几乎不因壁面微通道冷却而发生变化,但火焰的实际颜色却会受到影响。

随着冷却剂雷诺数的增大,当量比为 0.701 时,火焰外形在各个冷却剂雷诺数下基本相同,燃烧较为充分。当量比为 0.746 时,火焰基本保持淡蓝色,个别工况出现了黄色火星。而当量比为 0.986 时,燃烧室则明显间歇地出现黄色火焰,使火焰面发生剧烈抖动并伴随声响。

在固定进气流量,研究不同冷却剂雷诺数对燃烧的影响时,由于空气流量、甲烷流量、预混结构等燃烧室主流入口条件并未发生变化,燃烧的核心工况条件并未改变,因此相同进气条件、不同冷却剂雷诺数的 CH * 化学发光信号表征的火焰形状基本一致,并未发生明显变化。但是,在燃烧室相同进气条件下,壁面微通道的冷却则会影响火焰颜色。

火焰对燃烧室壁面的加热使壁面和冷却剂间产生温度差,微通道内发生高效的对流换热。这种微通道的对流换热反过来也影响了火焰的燃烧状况。在没有冷却剂和冷却剂雷诺数较小时,微通道对流换热程度很小,火焰受微通道对流换热影响的程度小,此时能实现更为稳定、完全的燃烧,燃烧火焰保持着淡蓝色外形。随着冷却剂雷诺数的增大,微通道对流换热能力增强,冷却剂会迅速带走燃烧室壁面热量,壁面的传热速率增大,火焰面在低温壁面处发生速率极大的热流损失,燃烧火焰和壁面在相互接触过程中,化学反应、热传导和热对流相耦合,影响了壁面附近火焰的化学反应过程,造成了燃烧不完全,从而产生黄色火星和黄色火焰。当量比为 0.986 时,燃烧火焰体积变大,受燃烧室空间的限制,火焰面与壁面的接

触面积增加,火焰燃烧和微通道对流换热相互作用的程度更强,因此这种出现黄色火焰的现象也更加明显。

2.3 壁面微通道冷却对燃烧尾气排放的影响

尾气排放是燃烧室设计关注的重要参数。本文研究了不同冷却剂流量对燃烧室 CO 和 NO_x 排放情况的影响。为便于在不同工况下进行比较,将实际测量的污染物体积分数算到干基燃气 15%氧体积分数条件下的体积分数,则有^[23]

$$\varphi_{\text{CO}@15\%\text{O}_2} = \frac{21-15}{21-100 \times \varphi_{\text{O}_2}} \times \varphi_{\text{CO}} \quad (3)$$

$$\varphi_{\text{NO}_x@15\%\text{O}_2} = \frac{21-15}{21-100 \times \varphi_{\text{O}_2}} \times \varphi_{\text{NO}_x} \quad (4)$$

其中 15 为统一参考氧气体积分数(即 15%中的数值“15”), φ_{CO} 和 φ_{NO_x} 分别指燃烧室出口实际测得的 CO 和 NO_x 的体积分数,单位为%。不同冷却剂雷诺数下的燃烧室 CO 和 NO_x 体积分数变化情况如图 7 所示。

实验结果表明,在没有微通道冷却时,CO 排放量最小,随着冷却剂雷诺数的增加,CO 的排放量逐渐增大,在冷却剂雷诺数从 0 上升到 150 的过程中,CO 排放量上升趋势尤其明显,当冷却剂雷诺数从 0 升为 150 后,各个进气工况下的 CO 排放上升幅度均超过 75%。另一方面,相同当量比下,空气流量为 0.002155 kg/s 时的 CO 排放量大于空气流量为 0.001744 kg/s 时的排放量;相同空气流量下,当量比为 0.746 时的 CO 大于当量比为 0.701 时的排放量。

而没有微通道冷却时,NO_x 的排放量则处于最大值。随着冷却剂雷诺数的增大,NO_x 的排放量逐渐减小,当冷却剂雷诺数从 0 升为 100,各个进气工况下的 NO_x 排放下降幅度均超过 20%。

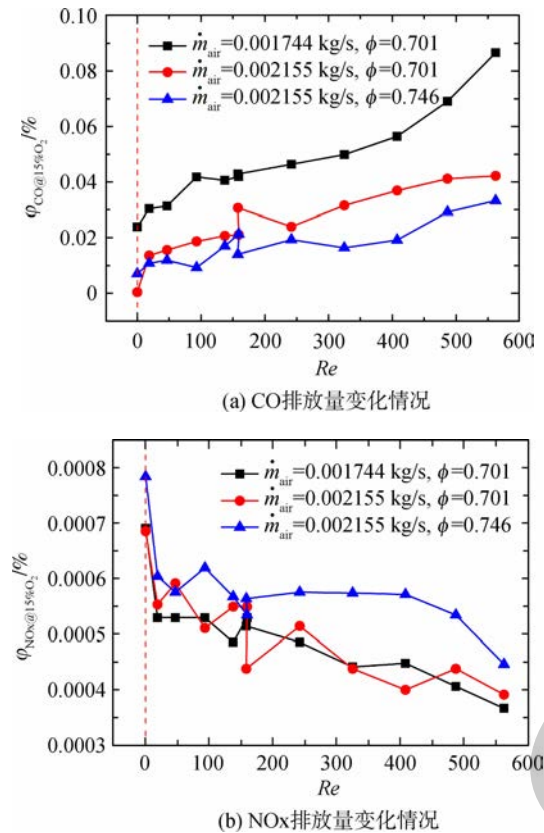


图 7 冷却剂雷诺数对燃烧室 CO 和 NOx 排放量的影响
Fig. 7 Effects of Reynolds number of coolant on emissions of CO and NOx of combustor

另一方面,相同当量比下,空气流量为 0.002 155 kg/s 时 NOx 的排放量大于空气流量为 0.001 744 kg/s 时的排放量;相同空气流量下,当量比为 0.746 时的 NOx 的排放量大于当量比 0.701 时的排放量。

在没有冷却或冷却剂雷诺数较小时,微通道换热带走的壁面热量较小,壁面维持在较高的温度,且微通道对流换热程度较弱,使得与壁面接触的火焰表面热量损失小,带来更充分的燃烧,火焰温度较高,减小了 CO 的排放量,也带来较大的 NOx 排放量。随着冷却剂雷诺数的增大,微通道内的对流换热能力增强,冷却剂快速带走燃烧室壁面的热量,壁面存在极大的传热速率。此时,高温的旋流火焰由于燃烧室空间限制而与低温的微通道壁面相接触。火焰面在燃烧室壁面处存在热对流与热传导的耦合作用,使得与壁面相互接触的火焰表面在微通道冷却作用下迅速散失热量,且冷却剂雷诺数越大,微通道内对流换热程度越强,壁面温度越低,火焰表面的热释放率越大^[24]。这就降低了燃烧过程中化学反应的速率,最终使燃烧充分性减小,也降低了燃烧火焰温度,也从而

造成较大的 CO 排放量。而根据 Zeldovich NOx 生成机理^[23],NOx 排放与火焰温度变化趋势一致,壁面微通道冷却带来的燃烧不充分使火焰温度有所下降,从而造成较低的 NOx 排放量。

2.4 壁面微通道冷却对燃烧效率的影响

燃烧效率的高低对燃烧室设计至关重要,本文最后研究了不同冷却剂雷诺数对燃烧室燃烧效率的影响情况,燃烧效率采用烟气分析法计算^[25-26]。不同冷却剂雷诺数下的燃烧室燃烧效率如图 8 所示。

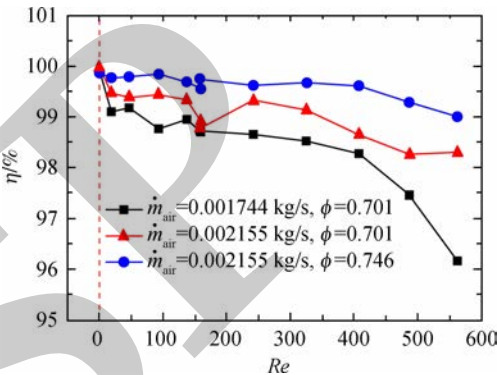


图 8 冷却剂雷诺数对燃烧室燃烧效率的影响
Fig. 8 Effects of Reynolds number of coolant on combustion efficiency of combustor

本文中预混燃烧绝大部分实验工况的燃烧效率高于 97%,当空气流量为 0.002 155 kg/s、当量比为 0.746 时,各个冷却剂雷诺数工况下的燃烧效率均超过 99%,且在贫燃工况下,空气流量和当量比的增加,均有利于燃烧效率的增大。在没有冷却作用时,燃烧效率最高,实验研究工况的燃烧效率均接近 100%。随着冷却剂雷诺数的逐步增大,燃烧室燃烧效率逐渐降低。整体而言,3 个进气工况在雷诺数从 0 增大到 150 的过程中,燃烧效率下降明显,其中当量比为 0.701 的两个进气工况下燃烧效率从 99.9%下降为 98.4%左右,下降幅度为 1.5%,而当量比为 0.746 的工况燃烧效率仅下降 0.4%。在雷诺数从 150 增大到 350 的过程中,燃烧效率的下降趋势有所放缓。但当雷诺数大于 350 时,又出现比较明显下降趋势,尤其当空气流量为 0.001 744 kg/s、当量比为 0.701 时下降十分明显,从 98.3%降为 96.2%,下降幅度为 2.1%。

本文实验的空气和甲烷先经过掺混再参与燃烧,一方面燃烧室进气旋流增大了气流的湍流度,促进了空气和燃料的混合,另一方面混合气体流

经较长的预混段,有充分的预混时间,空气和甲烷能实现较均匀的预混,使得进入燃烧室主燃区的混合气能实现充分燃烧,整体燃烧效率较高。当空气流量和当量比一定,没有微通道冷却或冷却剂雷诺数较低时,微通道内对流换热能力较小,燃烧室壁面热传导、热对流的传热速率小,壁面温度较高,火焰与微通道对流换热的相互作用程度较弱,尾气维持较小的 CO 和 CH_4 排放量,可实现较高的燃烧效率。当冷却剂雷诺数为 0,即没有微通道冷却作用时,壁面受到燃烧室火焰的加热,热量损失又极小,燃烧室壁面温度最大可达 500°C ,此时燃烧室整体处于高温状态,使得燃烧过程具有较大的化学反应速率,燃烧十分充分,燃烧效率接近 100%。随着冷却剂雷诺数的增大,微通道内对流换热能力增强,燃烧室壁面传热速率变大,火焰面在燃烧室壁面处发生的热损失变大,造成燃烧不够完全,尾气中 CO 和 CH_4 排放量逐渐增大,不完全燃烧的产物含量升高,因此燃烧效率逐渐降低。且湍流火焰燃烧化学反应极其复杂,燃烧效率对不同冷却剂雷诺数带来的火焰热损失速率可能存在不同的敏感度,从而导致燃烧效率下降的趋势在不同雷诺数下有所不同;不同进气当量比和不同进气流量时燃烧效率下降的敏感区也不一样,比如空气流量为 0.002155 kg/s 时,当量比为 0.701 更接近贫燃极限,火焰燃烧对火焰面热量损失的影响也更加敏感,因而冷却剂雷诺数增加使当量比为 0.701 的燃烧效率下降得比当量比为 0.746 的更加明显。

3 结 论

研究结果表明

1) 内通冷却剂的微通道结构对燃烧室热壁面具有显著的冷却效果,空气流量为 0.001744 kg/s 、当量比为 0.638 时,冷却雷诺数达到 95 就可使壁面温度从 396°C 下降到 52°C ,温度下降幅度达 86.9%,相对温度约为 0.132,可有效对燃烧室壁面进行热防护。

2) 随着冷却剂雷诺数的增大,壁面温度不断降低,在冷却雷诺数小于 350 时,冷却剂雷诺数增加对壁面冷却效果的提升效果十分明显;在冷却雷诺数大于 350 后,随着冷却剂雷诺数的增大,壁面温度下降幅度逐渐减小,此时冷却剂雷诺数增大对冷却效果提高的促进作用降低。

3) 壁面微通道冷却对 CH^* 化学发光信号表征的主体火焰形状几乎不产生影响,但会改变旋

流火焰的实际颜色,在冷却剂雷诺数较大的工况下,燃烧室壁面传热速率加大,火焰与微通道对流换热存在较强的相互作用,会使火焰产生黄色火星,甚至随机产生黄色火焰,带来较不完全的燃烧。

4) 壁面微通道冷却会对燃烧室的尾气排放和燃烧效率带来重要影响。随着冷却剂雷诺数的增大,燃烧室壁面传热速率加大,旋流火焰与微通道换热相互作用程度增强, CO 排放逐渐增加, NO_x 排放逐渐减小,燃烧室燃烧效率也逐渐降低。

参考文献:

- [1] LIU Y, SUN X, SETHI V, et al. Review of modern low emissions combustion technologies for aero gas turbine engines[J]. Progress in Aerospace Sciences, 2017, 11(3): 20-33.
- [2] BOYCE P. Gas turbine engineering handbook [M]. Waltham, US: Elsevier, 2012.
- [3] 葛琪林, 柳建华, 张良, 等. 微通道换热研究进展综述[J]. 低温与超导, 2012, 40(9): 76-80.
GE Qilin, LIU Jianhua, ZHANG Liang, et al. Review on study of heat exchanging in microchannel[J]. Refrigeration, 2012, 40(9): 76-80. (in Chinese).
- [4] LUO L, FAN Y, TONDEUR D, et al. Heat exchanger: from micro to multiscale design optimization[J]. International Journal of Energy Research, 2007, 31(13): 1266-1274.
- [5] TUCKERMAN B, PEASE F. High-performance heat sinking for VLSI[J]. IEEE Electron Device Letters, 1981, 2(5): 126-129.
- [6] YU X, ZHANG C, TENG J, et al. A study on the hydraulic and thermal characteristics in fractal tree-like microchannels by numerical and experimental methods[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(25/26): 7499-7507.
- [7] HALELFADL S, ADHAM M, MOHDGHAZALI N, et al. Optimization of thermal performances and pressure drop of rectangular microchannel heat sink using aqueous carbon nanotubes based nanofluid[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 62: 492-499.
- [8] ASTHANA A, ZINOVIK I, WEINMUELLER C, et al. Significant Nusselt number increase in microchannels with a segmented flow of two immiscible liquids: an experimental study[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(7/8): 1456-1464.
- [9] CHOI S B. Fluid flow and heat transfer in microtubes[J]. Micromechanical Sensors, Actuators, and Systems, 1991, 4(3): 123-134.
- [10] PALM B. Heat transfer in microchannels[J]. Microscale Thermophysical Engineering, 2001, 5(3): 155-175.

- [11] SHEN S, XU J L, ZHOU J J, et al. Flow and heat transfer in microchannels with rough wall surface[J]. *Energy Conversion and Management*, 2006, 47(11/12): 1311-1325.
- [12] HARIRCHIAN T, GARIMELLA S V. Microchannel size effects on local flow boiling heat transfer to a dielectric fluid[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(15/16): 3724-3735.
- [13] TANRIKUT S, MARSHALL L, SOKOLOWSKI E. Improved combustor durability-segmented approach with advanced cooling techniques[R]. AIAA 81-1354, 1981.
- [14] NACKE R, NORTH CUTT B, MUDAWAR I, et al. Theory and experimental validation of cross-flow micro-channel heat exchanger module with reference to high Mach aircraft gas turbine engines[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(5): 1224-1235.
- [15] 苗辉. 微通道传热用于火焰筒壁面冷却的性能[J]. *燃气涡轮试验与研究*, 2013, 26(4): 18-21.
MIAO Hui. Application of micro-and mini-channel heat transfer technology to liner cooling in aero-engine combustor[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2013, 26(4): 18-21. (in Chinese)
- [16] 陈海刚, 黄勇, 苗辉. 航空煤油在微通道中传热性能的实验研究[J]. *热能动力工程*, 2011, 26(5): 551-554.
CHEN Haigang, HUANG Yong, MIAO Hui. An experimental study on the heat transfer performance of kerosene in microchannel[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2011, 26(5): 551-554. (in Chinese)
- [17] OWSTON R, MAGI V, ABRAHAM J. A numerical study of thermal and chemical effects in interactions of n-heptane flames with a single surface[J]. *Combustion and Flame*, 2007, 148: 127-147.
- [18] LUO M, YING Y, LIU D. Soot in flame-wall interactions: Views from nanostructure and reactivity[J]. *Fuel*, 2018, 21(2): 117-131.
- [19] JAINSKI C, RIßMANN M, BÖHM B, et al. Experimental investigation of flame surface density and mean reaction rate during flame-wall interaction[J]. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2017, 36(2): 1827-1834.
- [20] KHEIRKHAH S, CIRTWILL M, SAINI P, et al. Dynamics and mechanisms of pressure, heat release rate, and fuel spray coupling during intermittent thermoacoustic oscillations in a model aeronautical combustor at elevated pressure[J]. *Combustion and Flame*, 2017, 185: 319-334.
- [21] 金如山, 索建秦. 先进燃气轮机燃烧室[M]. 北京: 航空工业出版社, 2016.
- [22] BERGMAN T L, INCROPERA F P, DEWITT D P, et al. *Fundamentals of heat and mass transfer*[M]. Jefferson City, USA: John Wiley and Sons, 2011.
- [23] LEFEBVRE H. *Gas turbine combustion: alternative fuels and emissions*[M]. Boca Raton, US: Chemical Rubber Company Press, 2010.
- [24] DREIZLER A, BÖHM B. Advanced laser diagnostics for an improved understanding of premixed flame-wall interactions[J]. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2015, 35(1): 37-64.
- [25] 黄勇, 林宇震, 樊未军, 等. 燃烧与燃烧室[M]. 北京: 航空航天大学出版社, 2009.
- [26] KIM G, LEE D, SOHN H, et al. Experimental investigation on combustion and emission characteristics of a premixed flame in a gas turbine combustor with a vortex generator[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 77: 57-64.

(编辑: 王碧珺)