

文章编号:1000-8055(2011)05-1052-07

火焰筒切向进气发散小孔冷却数值模拟

汪 涛, 索建秦, 梁红侠, 王蓉隼

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 针对发动机燃烧室由于高温升和低污染而使可用冷却空气大量减少的技术难题,设计了一套切向进气发散小孔的单管燃烧室模型. 使用热流固耦合方法,通过对 Navier-Stokes(N-S)方程的求解,对其流场特性和火焰筒壁温进行了数值模拟研究. 计算在三维坐标系下,采用拉格朗日法计算燃油颗粒的轨迹,非预混模型计算燃烧,离散坐标模型计算辐射,使用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型,在固壁附近运用壁面函数法,计算了两种工况的火焰筒壁温分布. 结果表明,在燃烧室总油气比为 0.046,冷却空气质量分数为 30%,进口空气总温为 830 K,总压为 3 MPa 工况下,燃烧室最高壁温为 1015 K,温度梯度最大为 22.5 K/cm,完全满足推质比为 12 一级的军用发动机和民用发动机对燃烧室火焰筒在冷却空气质量分数为 30%、总油气比为 0.046 条件下对于壁温的要求.

关 键 词: 燃烧室; 火焰筒; 冷却; 发散小孔; 高温升; 低污染燃烧

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Numerical study of tangential effusion cooling for combustor liner

WANG Tao, SUO Jian-qin, LIANG Hong-xia, WANG Rong-juan

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: To solve technical difficulties resulting from high temperature rise and low emission of new generation engine combustor, a single tube combustor model with tangential effusion cooling technology was designed. Numerical simulation was conducted to study the flow field characteristics and wall temperature distribution of combustor liner by solving Navier-Stokes (N-S) equations with thermal fluid-solid coupling method. The liner wall temperature distribution was computed under two conditions by three-dimensional coordinate system, the fuel particle trajectory by Lagrange method, the combustion by non-premixed model, the radiation by discrete ordinates model, the turbulence by the standard $k-\epsilon$ model, and the neighborhood of the solid wall by the wall-function. The results show that, at the 0.046 fuel-air ratio condition, 30% cooling air mass fraction, 830 K inlet air total temperature and 3 MPa inlet air total pressure, the maximum wall temperature is 1015 K and the maximum temperature gradient is 22.5 K/cm, which meet the need of wall temperature level for 12 thrust-mass ratio military engines and low emission civil engines at 30% cooling air mass fraction, and 0.046 fuel-air ratio condition.

Key words: combustor; liner; cooling; effusion hole; high temperature rise; low emission combustion

收稿日期:2010-05-06; 修订日期:2010-08-26

作者简介:汪涛(1985—),男,安徽铜陵人,硕士生,主要从事发动机燃烧与流动的研究.

军用发动机燃烧室的温升水平不断提高,使得燃烧室总油气比不断增加,目前国外正在研制的推质比为12一级的发动机,燃烧室总油气比高达0.046。高油气比对火焰筒的冷却技术提出了严峻的挑战。一方面,燃烧室内热流及可能的火焰辐射温度提高,导致向壁面的传热量增大,需要更多的空气参与冷却;另一方面,由于油气比提高,需要更多的空气参与燃烧,用于冷却的空气量非但不能增多,反而要减少^[1]。另外,由于高温升燃烧室要在更为苛刻的条件下工作,室壁的轴向温度梯度会增大,但对燃烧室的寿命要求并没有降低,至少要与过去的常规燃烧室同一水平。而对于民用低污染燃烧室,为了降低 NO_x 排放,需要控制燃烧区的最高温度,这需要大量的空气从火焰筒头部进入燃烧区参加掺混,可用于冷却的空气量同样大为减少。因此,对新一代高性能发动机燃烧室,迫切需要更为先进的冷却技术。

为实现满足以上要求的火焰筒设计,西方国家从20世纪70年代开始了高温升燃烧室火焰筒的冷却技术研究。其中的一些研究成果被应用到了新一代高性能发动机的燃烧室上。目前,对军用高温升与民用低污染燃烧室,冷却技术方案主要有以下三种。

瓦块式冷却结构燃烧室^[2]。其传热方式是冲击冷却与气膜冷却相结合,缺点是质量大。采用这种冷却室壁结构的发动机有F119、F135等。

多层多孔板冷却结构燃烧室^[3]。其内部传热效果较好,但总的冷却效果并不比瓦块式室壁结构的好,最大的缺点是加工复杂,成本高,焊缝处内部冷却空气流路被破坏,可维护性差。采用这种冷却室壁结构的发动机有F136。

发散小孔冷却结构燃烧室^[3]。这种冷却方式可用于单层壁火焰筒,其质量轻,结构简单,冷却有效性高,加工制造及维修成本低。采用这种冷却室壁结构的发动机有GE90、GENX等。

综合而言,发散小孔冷却结构无论在经济性还是实用性上,都更胜一筹。参考文献[4-5]通过研究冷气流入射角 α 对气膜冷却效果的影响发现,倾斜喷射较垂直喷射的效果要好, α 越大,冷却效果越差。但他们的研究是仅限于单孔、单排或双排孔的基础性研究。文献[6-7]研究了孔间距比、吹风比、主流和冷气流的密度比以及单位面积上冷气流的质量流率等因素对全覆盖多排孔气膜冷却的效率和换热的影响。参考文献[8-9]则分别分析了不同孔阵排列方式和偏角下多斜孔壁气膜

冷却效率的分布特征。

在以上研究中,多采用相似原理将孔径放大为1.5~2.5 mm,而实际发动机中的小孔直径 d 在0.3~0.7 mm之间。本文设计的发散小孔同样为倾斜喷射,但开孔方式与以上文献中的不同,采用的是切向进气技术,具体的开孔方式见参考文献[10],小孔直径为0.55 mm,与实际中的情况一致。

1 物理模型

参考文献[11]提出了关于燃烧室研发的技术成熟度划分的概念,即对于基础的技术研究,可以先在单管燃烧室上做,这样既节省成本又能降低初期的研究工作难度,并且在单管燃烧室上得到的技术大部分都可以直接在环形燃烧室上应用。

据此,本文设计了一套带切向进气发散小孔的单管燃烧室,后续的试验研究也将采用这个模型。设计的燃烧室没有主燃孔和掺混孔,总油气比为0.046。燃烧室总的有效流通面积为847.96 mm²,冷却空气的有效流通面积为254.4 mm²,即空气流量分配为70%质量分数的燃烧空气,30%质量分数的冷却空气。假定冷却空气完全不参加燃烧,得到火焰筒的油气比为0.0657,接近化学恰当比。

发散小孔的总数量为1260个,流量系数与参考文献[10]一样,取为0.86,则计算出的孔径约为0.55 mm,小孔在周向上按角度每排均布45个,在轴向上的排列见表1,总共28排小孔。

表1 小孔轴向排列
Table 1 Axial array of holes

	排				
	1~3	3~11	11~17	17~23	23~28
间距/mm	8	6	5	6	8

该单管燃烧室模型如图1所示,由进气段、头部、火焰筒、机匣以及出口燃气导管五部分组成。头部包含两排燃烧空气孔,每排16个,如图中⑤所示;两排冷却空气小孔,每排16个,如图中⑨所示;12个让冷却空气通过的槽,如图中⑦所示。头部中心安装轴向直叶片旋流器与单路压力雾化喷嘴,如图中⑥与④所示。来自进气段的压缩空气经过此头部分为四股:其中一股经过冷却空气槽,流入图中①与②之间的环腔(冷却空气通道),再经

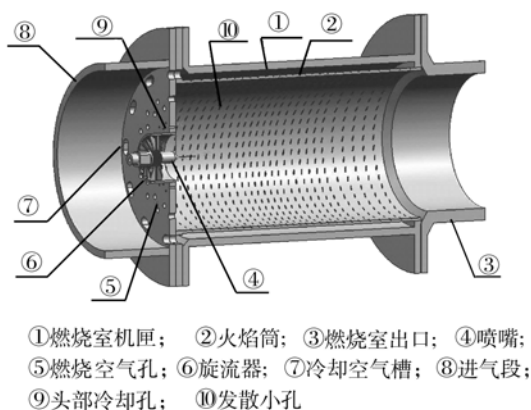


图1 本文设计的单管燃烧室
Fig. 1 Single tube combustor

过如图中⑩所示的发散小孔进入火焰筒。另外三股气体分别通过头部燃烧空气孔、头部冷却小孔以及旋流器流入火焰筒。

对于头部的冷却空气离散进气槽,设计时为了考虑进气的均匀性,将其数量定为12个,其流道物理面积设计成冷却空气有效流通面积的3倍,这样可以增加发散小孔上的压力降占燃烧室总压力降的比重,改善冷却空气的射流穿透。

设计的燃烧室总压损失为5%,火焰筒壁厚为2mm。

2 数值模拟

2.1 网格划分

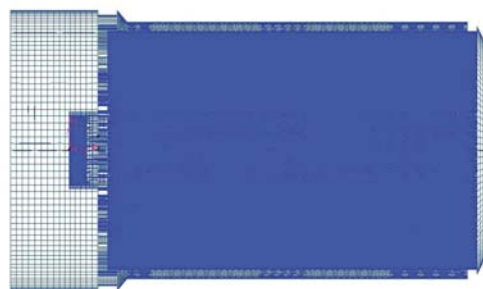
燃烧室的网格划分如图2所示。其中(a)为燃烧室整体网格,网格总数为185万。对于旋流器和发散小孔等复杂结构使用非结构化网格,如图中(b)和(c)所示。

2.2 计算方法

采用热流固耦合计算方法^[12],将固壁置于流场内部,给定整个计算域的外边界条件,通过壁面和流体之间的迭代得到壁温,对固壁的传热分析不再是孤立进行,流场与固壁相互作用得更充分,能更精确地反映流场和温度场的整个形态。

2.3 计算模型

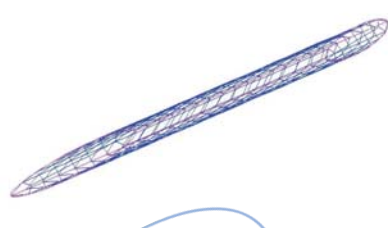
使用的计算模型为Navier-Stokes(N-S)方程计算空气场,拉格朗日法计算燃油颗粒的轨迹,非预混模型计算燃烧,离散坐标模型计算辐射^[13]。湍流模型使用标准 $k-\epsilon$ 方程,近壁区域采用增强壁面函数。



(a) 燃烧室整体网格



(b) 旋流器叶片



(c) 发散小孔

图2 燃烧室网格划分
Fig. 2 Meshing of combustor

2.4 计算工况及边界条件

工况一的参数设置与参考文献[10]相同,进口总温为755K,进口总压为1378020Pa,进口空气流量为0.752kg/s,总油气比分别为0.025,0.030,0.035,0.040,0.046,燃油喷射角为90°。

工况二参照某先进发动机燃烧室的工作参数设置。进口总温为830K,进口总压为3039750Pa,进口空气流量为1.85kg/s,总油气比为0.046,燃油喷射角为90°。

选取质量流量入口,压力出口,流固耦合处壁面边界采取默认值,其余部分壁面处为无滑移边界,燃料选为煤油。

3 计算结果与分析

工况一的壁温计算结果示于图3。通过分析计算结果得知,工况一在5种总油气比情况下的实际冷却空气质量分数均为31.3%,与设计状态下30%冷却空气质量分数的误差为4.3%。考虑到计算本身的误差,可以认为冷却空气质量分数就是30%。计算的总油气比从0.046到0.025的最高壁温分别为917.3,895.65,887.98,874.22,858.14K,将其示于图4,可见在一定范围内最高壁温与总油气比呈线性关系。随总油气比的降低最大壁温梯度分别为22.04,22.06,21.58,19.87,18.15K/cm,示于图5。

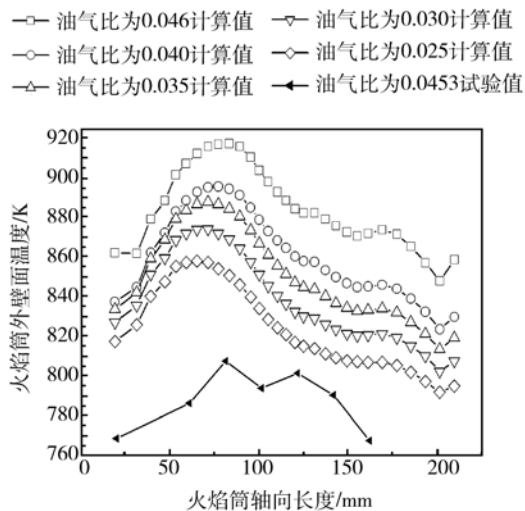


图3 工况一的火焰筒外壁面温度轴向分布曲线

Fig. 3 Distributions of outer liner wall temperature for condition 1

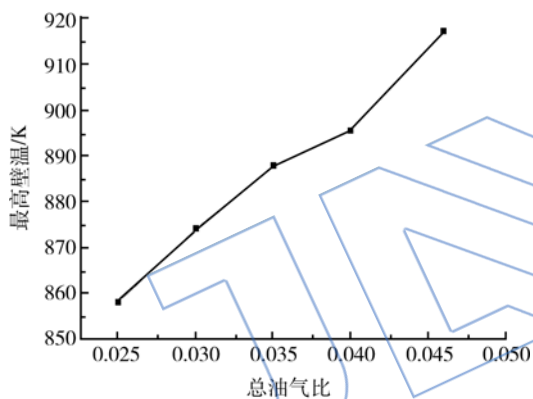


图4 工况一的最高壁温随总油气比的变化

Fig. 4 Distribution of maximum wall temperature of different fuel-air ratio (FAR) conditions for condition 1

图3中的试验值取自参考文献[10],是某次典型燃烧试验的壁温数据.在总油气比为0.0453时最高壁温为810 K,比进口空气温度高55 K,有些研究者将此定义为室壁温升,它是综合衡量冷却效果的指标.而计算的总油气比为0.046时室壁温升为162.3 K,与试验结果相比差别较大,对此,需要特别说明:参考文献[10]中单管燃烧室头部流量分配与本文不同,其冷却空气质量分数为24%,比本文冷却空气质量分数少了6%,但是壁温反而低.这是因为,在燃烧室总的空气流量及燃油流量均不变的情况下,减少冷却空气质量分数,则燃烧空气质量分数会上升,燃烧区由富油变贫油,其当量比下降,平均燃烧温度降低,则燃气对

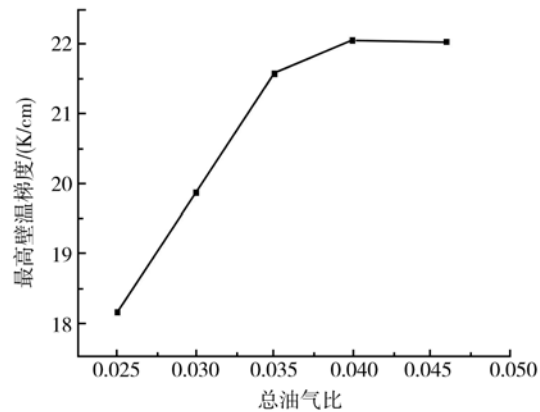


图5 工况一的最高壁温梯度随总油气比的变化

Fig. 5 Distribution of maximum wall temperature gradient of different FAR conditions for condition 1

壁面的辐射换热将减少.而燃烧室中辐射换热对壁温的影响是远远超出对流换热的.

例如,对于高油气比燃烧室,假设燃烧室进口总压为3039750 Pa,进口总温为850 K,燃烧室总油气比为0.046.原先设计情况为冷却空气质量分数为25%,掺混空气质量分数为10%,则燃烧区平均油气比为0.0708,当量比为1.04.如果将冷却空气质量分数改为15%,掺混空气质量分数还是10%,那么,燃烧区平均油气比为0.0613,当量比为0.9.这样,就算假设燃气的辐射系数 ϵ_g 不变(实际上燃烧区由富油变贫油,由少量发光火焰变成不发光火焰, ϵ_g 是降低的),而壁面的辐射系数 ϵ_w 与壁温 T_w 保持不变,则减少冷却空气之后的辐射换热只是原来的82.7%.

由此可见,对高油气比燃烧室,适当减少冷却空气质量分数是改善燃烧的一个重要措施,只是必须保证燃气对壁面的辐射换热可以随冷却空气一起减少,并且冷却空气的有效性不会下降.这样既可以使燃烧更加干净,壁温也不会高.实际上,对于高压比燃烧室,这一方法也同样适用.本文设计的燃烧室总油气比高达0.046,因此,虽然冷却空气质量分数比参考文献[10]中的多,但是壁温计算结果却比文献中高出较多.本文的30%冷却空气质量分数可以进一步地减少.

参考文献[10]中没有说明其发散小孔的轴向与周向排列.但是考虑到文献中的开孔方式与本文相同,都是采用切向进气的冷却结构,因此,在没有进行试验研究之前,参考文献[10]中的试验结果对本文有着非常重要的指导意义.

图6为工况二的壁温计算结果. 通过该计算结果的分析得知, 工况二的实际冷却空气质量分数为31.4%, 比工况一的值稍大, 相对于设计状态30%冷却空气质量分数的误差为4.67%, 没有超过计算本身允许的5%的误差限. 计算的最高壁温约为1015 K, 最大温度梯度为22.5 K/cm, 完全满足推质比为12一级的发动机对于冷却空气质量分数不超过30%, 总油气比达到0.046时燃烧室的最高壁温不超过1200 K以及温度梯度不超过44 K/cm的要求. 在火焰筒尾部, 壁温稍有上升, 这主要有两个原因: 一是火焰筒出口为收敛状, 使得热气更贴近壁面; 二是在火焰筒尾部, 相邻两排发散小孔的轴向间距增大, 冷却气膜在小孔出口下游贴壁效果变差, 壁温升高.

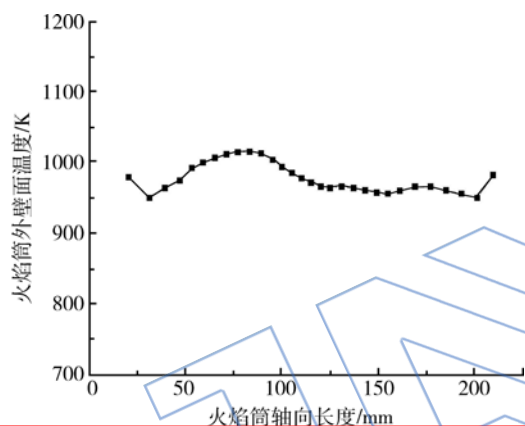


图6 工况二的火焰筒外壁面温度轴向分布曲线
Fig. 6 Distribution of outer liner wall temperature for condition 2

图7为近壁区域火焰筒剖面温度场分布.

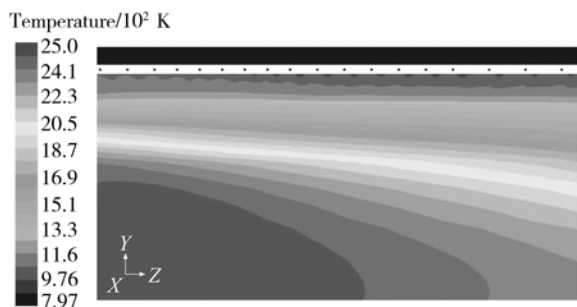


图7 火焰筒剖面温度场分布
Fig. 7 Distribution of temperature on profile

图8~图10取火焰筒的侧视图. 其中火焰筒内壁面的壁温分布如图8所示, 基本上沿周向均匀分布, 个别区域壁温稍高可能是因为燃油的喷

射、雾化、穿透及蒸发不是完全地沿周向均布, 导致不同区域的油气比有所差别. 壁面受到的对流传热与火焰辐射如图9与图10所示. 表面传热系数在这里是指火焰筒内壁面与贴壁冷却气膜之间的传热系数, 它与换热过程中的许多因素有关, 单位是 $W/(m^2 \cdot K)$. 而火焰筒内的燃气辐射正比于温度的四次方, 单位是 W/m^2 , 它是造成火焰筒壁温升高的最主要因素.

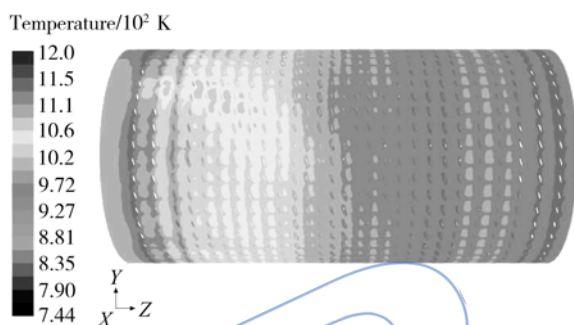


图8 火焰筒内壁面壁温分布
Fig. 8 Distribution of wall temperature on inner liner wall surface

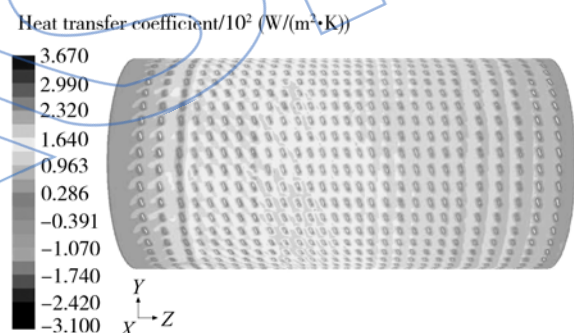


图9 火焰筒内壁面表面传热系数分布
Fig. 9 Distribution of heat transfer coefficient on inner liner wall surface

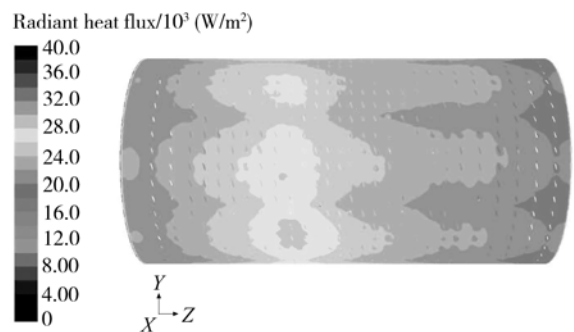


图10 火焰筒内壁面吸收的辐射热流密度分布
Fig. 10 Distribution of absorption radiant heat flux on inner liner wall surface

从图 6~图 8 可以看出,火焰筒最高壁温在第 7~11 排发散小孔之间,而由图 7 可知,此处正对着火焰筒内燃气的最高温度区,所以此处的表面传热系数与高温火焰辐射热流密度也最大.另外,图 7 清晰地显示了近壁处气膜孔对温度场的影响,在燃气温度最高的区域,近壁处的气流温度也较高,壁面受到的燃气热辐射及对流换热也最大,因此壁温在这个区域达到最高.由此看出这种切向进气结构的冷却效果非常显著,可以通过合理地安排冷却孔在轴向的排列改善火焰筒的壁温分布.

图 11 为发散小孔壁与火焰筒筒体之间以及贴壁的冷却气膜与火焰筒内壁面之间的表面传热系数分布图.在发散小孔冷却中,大量的热交换发生小孔内部,冷却气流通过小孔将壁面的热量带走.其中的一小部分热量又通过冷却气膜传递回火焰筒内壁,剩下大部分的热量随冷却气膜流出火焰筒.与发散小孔内的热交换相比,冷却气膜起到更为决定性的作用,参考文献[14]对此有详细的论述.

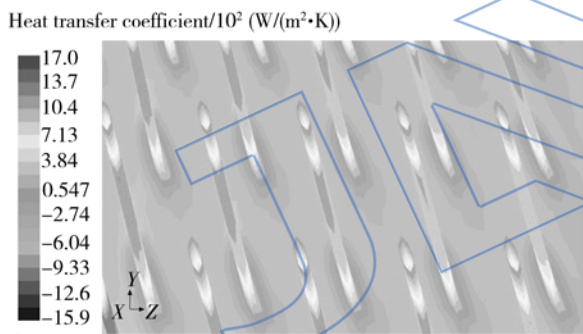


图 11 发散小孔内表面传热系数分布

Fig. 11 Distribution of heat transfer coefficient in effusion holes

图 12 为喷嘴出口下游 52 mm 处冷却空气紧贴火焰筒内壁的旋转流动速度矢量图,此处正是火焰筒内的最高温度区.可见火焰筒内存在两种最主要的旋转流动:由旋流器引起的旋转气流以及由切向发散小孔进入火焰筒的冷却气流.这种分布规律随轴向位置的改变会有不同,但整体上保持一致.另外,从图 8~图 12 还可以看出,设计的离散式冷却空气槽对于火焰筒内的冷却气膜的均匀性几乎没有影响,壁温的分布基本是均匀的.

图 13 为喷嘴出口下游 60 mm 处贴壁流动的冷却气膜速度矢量图.图的中部示出了发散小孔内部的流场,在其上部为冷却空气环道内的流场,其下部为火焰筒近壁面处的冷却气膜流场.

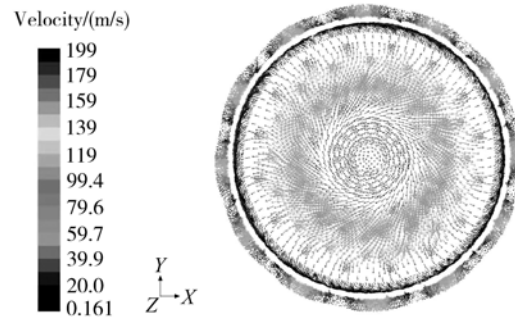


图 12 冷却空气紧贴火焰筒内壁的旋转流动速度矢量图

Fig. 12 Velocity vector diagram of rotating flow of cooling air

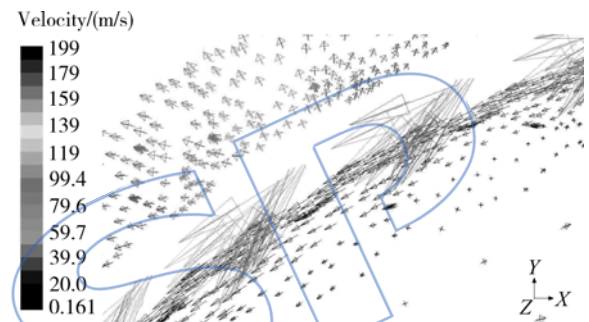


图 13 贴壁流动的冷却气膜速度矢量图

Fig. 13 Velocity vector diagram of cooling air film at near wall location

图 14 为贴壁流动的冷却气膜剖面图,展示了火焰筒内燃气温度最高区域的近壁处冷却气膜的速度分布.可见这种切向进气的发散小孔的流场特点是:空气由切向发散小孔进入火焰筒,形成贴壁的冷却空气膜,并以螺旋线方式运动.由于这种特定的运动方式,冷却空气与主流气的混合很少,使得冷却效率较高.使用参考文献[9]中的冷却效率公式计算得到工况二的冷却效率 η ,如图 15 所示,沿轴向逐渐增大,最大值接近 0.9.

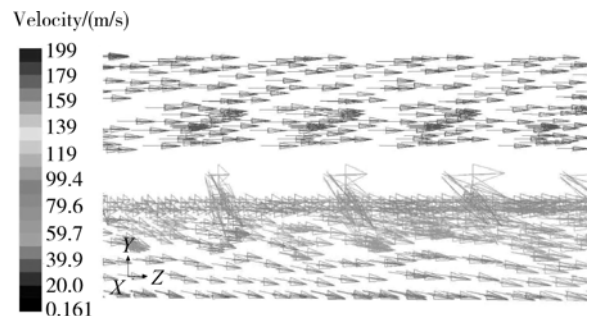


图 14 贴壁流动的冷却气膜剖面速度矢量图

Fig. 14 Velocity vector diagram of cooling air film at near wall location on profile

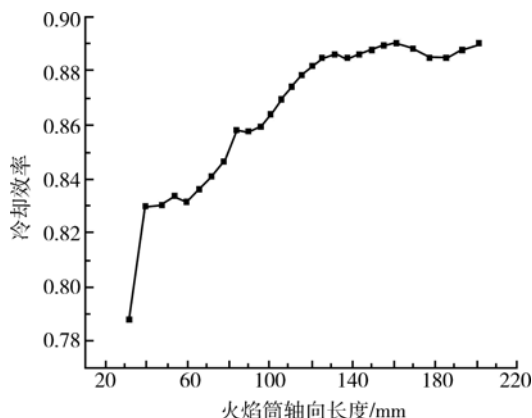


图15 冷却效率沿火焰筒轴向的分布

Fig. 15 Axial distribution of η

4 结 论

本文设计了一种采用切向进气发散冷却结构的单管燃烧室. 计算了两种不同工况下的燃烧室流场特性及壁温水平. 得到了最高壁温及温度梯度随总油气比的变化关系. 在燃烧室总油气比为0.046, 冷却空气质量分数为30%, 进口空气总温为830 K, 总压为3 MPa 工况下, 燃烧室最高壁温为1015 K, 温度梯度最大为22.5 K/cm, 完全满足推质比为12 一级的军用发动机和民用低污染发动机对燃烧室火焰筒冷却空气质量分数、燃烧室总油气比和壁温方面的要求. 下一步可以研究减少冷却空气质量分数, 提高燃烧室总油气比对最高壁温及温度梯度的影响, 并通过试验来验证.

参考文献:

- [1] 左渝钰, 张宝诚. 航空发动机主燃烧室火焰筒壁冷却的研究[J]. 航空发动机, 2002(4): 38-43.
ZUO Yuyu, ZHANG Baocheng. Investigation of combustion liner wall cooling in gas turbine combustor[J]. Aero-engine, 2002(4): 38-43. (in Chinese)
- [2] 李彬, 吉洪湖, 江义军. 浮动壁火焰筒壁温试验和计算分析[J]. 南京航空航天大学学报, 2007, 39(6): 771-772.
LI Bin, JI Honghu, JIANG Yijun. Experimental and numerical analysis of temperature distribution on floating-wall flame tube of combustor[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2007, 39(6): 771-772. (in Chinese)
- [3] 金如山, 金捷. 燃气轮机燃烧室火焰筒先进冷却技术综述[J]. 燃气涡轮试验与研究, 1992(2): 2-5.
- [4] Mayle R E, Camarata F J. Multihole cooling film effectiveness and heat transfer[J]. ASME Transactions Journal of Heat Transfer, 1975, 97(4): 534-538.
- [5] Bazdidi T F, Andrews G E. Full-coverage discrete hole film cooling: investigation of the effect of variable density ratio[J]. ASME Transactions Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1994, 116(3): 587-596.
- [6] Le Brocq P V, Launder B E, Priddin C H. Discrete hole injection as a means of transpiration cooling: an experimental study[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1973, 187: 149-157.
- [7] Goldstein R J. Film cooling[J]. Advances in Heat Transfer, 1971, 7: 321-379.
- [8] 宋波, 林宇震, 刘高恩, 等. 不同排列方式多斜孔壁气膜冷却绝热温比研究[J]. 航空动力学报, 1999, 14(1): 91-94.
SONG Bo, LIN Yuzhen, LIU Gaoen, et al. An investigation on film cooling effectiveness of inclined-multihole walls with different patterns[J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(1): 91-94. (in Chinese)
- [9] 赵梦梦, 张弛, 林宇震, 等. 弯曲多孔壁不同倾斜角气膜孔整体气膜冷却效率研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(2): 210-215.
ZHAO Mengmeng, ZHANG Chi, LIN Yuzhen, et al. Study of overall cooling effectiveness of discrete holes with different angles to concave wall[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(2): 210-215. (in Chinese)
- [10] SUO Jianqin, LIANG Hongxia, Chin J S. Study on gas turbine combustor cooling calculation[R]. AIAA-2009-5292, 2009.
- [11] 张川, 索建秦, 金如山. 民用飞机低污染燃烧室的技术成熟度划分[J]. 航空工程进展, 2010, 1(1): 85-89.
ZHANG Chuan, SUO Jianqin, JIN Rushan. Technology readiness level scale for low emission combustor of civil aircraft[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2010, 1(1): 85-89. (in Chinese)
- [12] 赵琳, 胡江峰, 刘振侠. 流-固耦合计算的应用研究[J]. 沈阳航空工业学院学报, 2006, 23(4): 55-56.
ZHAO Lin, HU Jiangfeng, LIU Zhenxia. The research of liquid-solid coupled solution[J]. Journal of Shenyang Institute of Aeronautical Engineering, 2006, 23(4): 55-56. (in Chinese)
- [13] 胡好生, 蔡文祥, 赵坚行. 回流燃烧室燃烧过程的三维数值模拟[J]. 航空动力学报, 2008, 23(3): 454-458.
HU Haosheng, CAI Wenxiang, ZHAO Jianxing. Numerical simulation of three-dimensional combustion flows in annular reversed combustor[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(3): 454-458. (in Chinese)
- [14] Sparrow E M, Ortiz M C. Heat transfer coefficients for the upstream face of a perforated plate positioned normal to an oncoming flow[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1982, 25(1): 127-135.