新型切向发散孔气膜冷却特性数值研究*

杨 光^{1,2}, 邵卫卫^{1,2}, 张哲巅^{1,2}

(1. 中国科学院工程热物理研究所 先进能源动力重点实验室,北京 100190;2. 中国科学院大学 工程科学学院,北京 100049)

摘 要:为了探究火焰筒不同孔结构下的冷却特性,针对一种切向进气的发散孔火焰筒进行了不同 工况下的数值研究,并基于场协同理论与常规倾角发散孔的火焰筒进行比较分析。结果表明,相比常规 倾角的发散冷却,切向发散冷却结构具有更高的冷却效率,局部最高冷却效率在吹风比为10.4时可达 0.98,火焰筒平均冷却效率高达0.93;同时,切向发散结构的气膜展向和流向均匀性也更好。随着吹风 比的增大,切向发散冷却孔下游气膜的展向均匀性得到显著提高。常规倾角的发散结构在出流气膜附近 的协同角较小,即主/次流掺混作用明显;切向结构在下游存在的较小协同角区域,但随着吹风比的增 大而逐渐消失,主/次流之间掺混和换热作用的减弱是其极高冷却效率的关键。

关键词: 切向发散; 气膜冷却; 冷却效率; 场协同; 数值模拟

中图分类号: V231.1 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2022) 11-210579-10 **DOI**: 10.13675/j.cnki. tjjs. 210579

Numerical Investigation on Film Cooling Performance of Novel Tangential Effusion Holes

YANG Guang^{1,2}, SHAO Wei-wei^{1,2}, ZHANG Zhe-dian^{1,2}

(1. Key Laboratory of Advanced Energy and Power, Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. School of Engineering Sciences, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: In order to investigate cooling characteristics of the liner with different hole structures, numerical simulations were carried out for a tangential injection effusion cooling. Based on the Field Synergy Theory, the comparative results of tangential and conventional effusion under different operating conditions were analysed. The results show that the tangential effusion has higher cooling efficiency compared with the conventional effusion with inclination angles. The maximum local cooling efficiency can reach 0.98 at a blowing ratio of 10.4, and the average cooling efficiency of the liner is also as high as 0.93. In addition, the tangential effusion has better uniformity of cooling film along lateral and flow direction. With the increase of the blowing ratio, the lateral uniformity of the cooling film downstream of the tangential effusion is significantly improved. The small synergy angle was observed for the conventional inclination effusion, which implies that the intense interaction between main and second flow is occurred. The small synergy angle of tangential effusion in the near–wall region disappears when blowing ratio increases. The weakening of the mixing and interaction between main and secondary flows are the keys to

^{*} 收稿日期: 2021-08-25; 修订日期: 2022-01-05。

基金项目:国家科技重大专项(2019-III-0018-0062);中国科学院青年创新促进会项目(Y2021054)。

作者简介:杨 光,博士生,研究领域为燃气轮机燃烧室传热与冷却技术。

通讯作者: 邵卫卫, 博士, 研究员, 研究领域为燃气轮机燃烧室设计。

引用格式:杨 光,邵卫卫,张哲巅.新型切向发散孔气膜冷却特性数值研究[J]. 推进技术, 2022, 43(11):210579. (YANG Guang, SHAO Wei-wei, ZHANG Zhe-dian. Numerical Investigation on Film Cooling Performance of Novel Tangential Effusion Holes[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(11):210579.)

its extremely high cooling effectiveness.

Key words: Tangential effusion; Film cooling; Cooling effectiveness; Field synergy analysis; Numerical simulation

1 引 言

燃烧室是燃气轮机的关键部件。随燃气轮机级 别提高,总压比、透平前温逐步增加,燃烧室出口温 度最高已接近1950K,且低排放燃烧的需求导致绝大 部分空气直接参与燃烧,用于冷却的空气量逐步减 少,均对燃烧室冷却带来了极大的挑战。

目前,燃气轮机常用的冷却方式包括带肋扰流 冷却、气膜冷却、发散冷却、冲击冷却以及相应的复 合冷却,其中发散冷却(也称"全覆盖气膜冷却")是 目前燃烧室常用的冷却方式之一^[1],与气膜冷却的主 要区别在于发散冷却孔径更小,孔间距分布更密集。 针对发散冷却的大量研究主要集中在吹风比、孔径、 孔形状、孔倾角以及复合角等,且相关研究^[2]表明相 比于吹风比和孔倾角而言,复合角的影响程度更大。 相比简单倾角的发散孔冷却,大量文献研究[3-6]表明 带复合角的发散孔能显著改善气膜的冷却效果。 Schmidt和 Goldstein 等^[7-9]通过实验研究不同吹风比 下复合角对发散孔冷却的影响,在高吹风比下复合角 能有效改善展向气膜冷却效率。Ekkad和Lee等^[10-11] 利用瞬态液晶技术发现,在90°大复合角下低密度的 冷却剂具有更高的冷却效率,同时在高吹风比下复合 角能提高冷却效率55%左右。Leylek等^[12-15]对带复合 角的不同形状的发散孔流动机制进行了研究,在常规 喷射孔冷却下,横流区域会出现左右对称的反向旋流 (通常称"肾形涡对"),这也是导致冷却介质与主流混 合的主要原因,随着复合角(45°,60°和90°)的出现和 增大,肾形涡对逐渐变得不对称。在90°复合角下,这 种不对称性使得涡系结构由对称的肾形涡对转变为 单大涡系结构,从根本上改变了主/次流之间的相互作 用。Maiteh等^[16]通过实验研究发现,对于35°复合角 发散孔,叉排比顺排冷却气膜的均匀性更好。

由于上述冷却平板流动和传热特性与燃烧室火 焰筒存在较大差异,相应的结论往往不能直接适用 于火焰筒冷却。Michel等^[17-19]采用LDA和PLIF研究 了带复合角发散孔火焰筒的流动特性以及主/次流相 互作用,研究结果表明火焰筒发散孔的复合角使得 附壁的冷却气膜产生强烈的旋流,同时气膜厚度和 湍流强度均一定程度增大,有效提高了冷却效率。 文献[20-23]针对火焰筒冷却提出了切向进气发散 的概念,可以视为一种倾角极小、复合角较大的发散 冷却,螺旋线前进的气膜越旋越贴壁。汪涛等^[24]对 利用热流固耦合方法对顺排切向发散燃烧室火焰筒 壁温进行了模拟研究,进口空气总温为830K时,燃烧 室火焰筒最高温度仅为1015K,冷却效率沿轴向逐渐 升高,最高将近90%。

目前,倾角和复合角的耦合是发散冷却的重要 研究内容之一,而大多研究往往基于平板发散冷却, 相关结论并不完全适用于燃烧室火焰筒。因此,为 了进一步得到火焰筒切向发散冷却及气膜流动特 性,本文采用数值计算的方法对比研究了切向发散 孔与仅倾角的发散结构在3种不同冷却空气流量下 的气膜冷却特性,并采用场协同理论对火焰筒内流 场和温度场的协同以及主/次流之间的相互作用进行 分析,得到火焰筒切向发散冷却的冷却特性及不同 流量对冷却效率的影响。

2 计算模型及方法

2.1 物理模型及参数定义

如图 1 所示为带复合角的发散冷却平板以及切向发散冷却火焰筒的结构示意图。其中,u_x和u_c分别为主流速度和次流速度。对于图 1(a)中常规平板 冷却,倾角可以视为孔中心线与平板之间的夹角,复 合角为孔中心线与主流流向的横向夹角。对于切向 发散冷却,如图 1(b)所示,切向距离δ表示孔与火焰 筒内壁面的相切程度,用切向距离取代了发散孔倾 角的描述。

本文火焰筒冷却的物理模型尺寸如图2所示,其 中D为发散孔直径。根据相关文献[24]研究表明,前 排发散孔距离火焰更近,头道气膜的冷却效率往往 较低,且燃烧室内的冷却空气采用逆流式进入燃烧 器头部,因此发散孔的排布选择了"前密后疏"的方 式。前3排发散孔流向间距均为8D,中间2排和后2 排发散孔的流向间距分别为10D和13D。火焰筒沿 周向均匀分布了30个发散孔,各排发散孔的展向间 距均为10.5D。

为了对比切向发散冷却与常规发散冷却在火焰 筒中的冷却特性,选取了2种不同倾角的常规发散孔 进行参照,对于三种不同发散孔结构,具体参数如 表1所示,结构C即为切向发散冷却孔的主要参数。



(a) Cooling plate with compound holes

(b) Combustion liner with tangential effusion





Fig. 2 Geometry parameters of computational model

Table 1 Hole parameters for different cooling structures

Structure	Inclination $\alpha/(\circ)$	Compound angle $\beta/(\degree)$	Tangential distance δ /mm	Hole diameter D/mm
А	90	—	—	0.5
В	30	—	—	0.5
С	—	75	1	0.5

2.2 参数定义

为了对不同冷却结构火焰筒传热及流动特性进 行分析,相关参数定义如下。

雷诺数定义为

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu} \tag{1}$$

式中ρ为气体密度,u为流体平均速度,L为特征尺寸, μ为流体的粘性系数。计算可以得到主流烟气的雷 诺数为17360。

发散流量占比定义为

$$\varphi = \frac{m_{\rm c}}{m_{\rm c} + m_{\infty}} \tag{2}$$

式中m为质量流量,下角标c代表二次流的冷却空 气,下角标∞代表主流的烟气。由于天然气燃气轮机 燃烧室中燃料量相对较小,本研究中忽略燃料流量 的影响。 吹风比定义为

$$M = \frac{\rho_{\rm e} u_{\rm c}}{\rho_{\rm w} u_{\rm w}} = \frac{m_{\rm e}}{m_{\rm w}} \frac{A_{\rm w}}{A_{\rm c}} = \frac{\varphi}{1 - \varphi} \frac{A_{\rm w}}{A_{\rm c}}$$
(3)

式中A_x和A_c分别为主流和冷却孔的总通流面积。

综合冷却效率定义为

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T}{T_{\infty} - T_{c}} \tag{4}$$

式中T为火焰筒当地温度,T。和T。分别为主/次流温度。

2.3 边界条件及工况

本文选择火焰筒模型为如下图所示,图3为主/ 次流示意图及边界条件设置,主流(体积分数85%N₂, 10%H₂O和5%CO₂)的人口和出口边界条件分别为速 度入口和压力出口,二次流(体积分数79%N₂,21% O₂)的入口和出口边界条件分别为速度入口和质量流 量出口。在二次流温度和压力一定情况下,通过计 算质量流量得到其入口速度。环腔外侧衬套设为绝 热无滑移壁面,火焰筒内外侧及发散孔表面均为耦 合壁面。



Fig. 3 Boundary conditions of numerical simulation

主要工况参数如表2所示,发散流量占比分别为 5%,10%和20%。根据给定工况计算得到相应的吹 风比,如表3所示。由于发散孔分布相对较少,3种工 况下对应的吹风比也分别为2.2,4.6和10.4,这也是 目前燃气轮机典型的工况参数^[25-26]。

Table 2	Fixed	operation	parameters
---------	-------	-----------	------------

Parameter	Value
Gas inlet velocity/(m/s)	50
Gas inlet temperature/K	1850
Gas outlet pressure/MPa	0.7
Coolant inlet temperature/K	800
Density ratio	2.4

Table 3 Parameters for different conditions

Case	Coolant for effusion φ/%	Coolant inlet velocity $u_c/(m/s)$	Blowing ratio M
1	5	46.7	2.2
2	10	49.2	4.6
3	20	55.4	10.4

2.4 网格及方法验证

考虑冷却发散孔与火焰筒壁面形成多方向夹角 的复杂情况,模型采用Fluent Meshing进行四面体网 格划分,由于模型的上下限尺寸相差较大,网格划分 采用了针对性加密策略,对发散孔所在的位置建立 了相应的300个加密区,以及对火焰筒内近壁区同样 进行了网格加密,网格y^{*}值小于30满足标准壁面函 数的计算要求,网格划分如图4(a)所示。为了验证 模型网格无关性,划分了3种不同网格尺寸,网格总 数分别为496万、671万和962万。对沿火焰筒的轴 向的冷却效率进行了散点分布,如图4(b)所示。将3 种网格依次比较,火焰筒轴向冷却效率分别相差约 23.1%和7.3%,为了在考虑计算精度的同时节省相应 的计算资源,本文所有模型的网格数均在671万 左右。



在边界条件合理的情况下,单相气固耦合传热数值模拟的重点在于湍流的准确计算。参考文献[27-28],本文数值模拟中的湍流模型选择 Realizable *k*-*ε*。本文采用 Fluent-2021-R1进行数值计算,选择基于压力的求解器,采用 Coupled 算法,且均采用二阶迎风差分格式,当质量、能量等各项残差小于10⁻⁵时认为达到稳态收敛。为了验证本文模拟的合理性,将具有 30°倾角的发散冷却结构及切向发散冷却结构的速度分布与文献[17-19]中的实验结果进行了比较。图 5(a)为切向发散冷却结构的归一化切向速度分布,图 5(b)为 30°倾角发散冷却结构的归一化切向速度分布。图中显示模拟计算与实验结果吻合较好,表明计算模型与计算方法精度满足要求。

2.5 场协同理论

针对换热器的强化热对流换热优化问题,过增 元等^[29-30]、陶文铨等^[31]针对对流换热的物理机制提出 了新的认识——场协同理论,主要原则是指对流换 热不仅取决于流体的速度和物性以及温差,速度场 与热流场的协同程度对对流换热的强度同样有着重



experiment and simulation

要影响。对流换热中的场协同理论不仅适用于层流,在湍流中同样得到了诸多验证^[32]。

场协同理论的提出,最初是为了明确对流换热 机制以提高换热器的效率,后来也逐渐用于燃烧室 对流换热的分析,以及协同角对燃烧室效率的影 响^[33]。场协同理论通过对整个对流换热区域的能量 方程积分,得到能量方程中对流项的表达式。

 $\iint \rho c_p(\boldsymbol{u} \cdot \nabla T) \, \mathrm{d}V = \iint \rho c_p(|\boldsymbol{u}|| \nabla T |\cos\theta) \, \mathrm{d}x \, \mathrm{d}y \, \mathrm{d}z \quad (5)$

上式代表了对流传递的热量,可以看出,对流 项中的被积因子与流体物性、速度及温差有关,另 外速度矢量与温度梯度夹角的余弦值同样起着重 要作用。因此,速度场与温度场的协同程度采用速 度矢量与温度梯度的角度来表征, *θ*越小意味着场 协同越好,对流换热越强;反之,*θ*越大则意味着场 协同越差,对流换热也越弱。协同角的计算式可表 示为



3 计算结果及分析

3.1 冷却效率

图 6 为不同流量下三种孔结构的火焰筒壁面温 度分布,当发散流量占比由 10% 增大至 20% 时,发散 孔覆盖区域壁温变化不大。对于三种结构而言,火焰 筒壁温峰值均在首排发散孔上游,且峰值壁温随着发 散流量占比增大逐渐减小。A 结构随着流量增大,火 焰筒尾部低温区的面积明显增大,主要原因在于大流 量的二次流垂直射入主流,使得下游火焰筒近壁区掺 混后的烟气温度明显降低。相比于A,B结构,三种工 况下结构C的火焰筒温度降低约 200~300K。

如图7为三种发散流量占比下不同冷却结构的 火焰筒壁面综合冷却效率的散点分布图,每个轴向 位置圆周上的冷却效率均以散点的形式标记。图中 每条综合冷却效率分布曲线的8个凸起,即表示了8 排发散孔所在的位置,凸起的顶点为圆周上靠近发 散孔所在附近,凸起的最低点为发散孔与孔之间的 中点。因此,凸起高度越高和散点分布越宽则表明 其展向冷却均匀性相对较差。对于A,B结构,发散 流量占比越大,展向的冷却均匀性越差。其主要原 因在于,随着流量的增大,A,B结构的射流在主流中的



Fig. 6 Liner temperature of cases at different effusion coolant percentage

穿透距离越大,主/次流相互掺混作用加剧,使得展向均 匀性恶化。相反,对于切向发散结构C,气膜的展向均 匀性随着发散流量占比的增大而得到显著改善。



different blowing ratios

由图可见,A,B结构随着发散流量占比增大,火 焰筒局部冷却效率提升极小,甚至有所降低。与Ligrani等^[25]对2/5/10三种吹风比下的研究相似,吹风 比由5至10进一步的提高,对冷却效率的影响不大, 此时冷却效率不再依赖于吹风比,说明多余的冷却 介质穿透进入了主流,未起到冷却保护的作用。由 图7(a)中可以看到,切向发散结构C的冷却效率在中 间位置呈现波浪形,波浪线的低谷意味着在沿流向 各排之间的气膜保护性相对较差,其原因在于流量 较小时,射流难以形成全覆盖贴壁气膜。当发散流 量占比达到20%时,如图7(c)所示,结构C的前排气 膜冷却效率得到了有效的提高;同时由于冷却流量 增大,切向分速度也越大,使得大量的二次流贴壁形 成全覆盖气膜,综合冷却效率曲线便趋于光滑,最高 冷却效率约为0.98。同时,由图7(a)(c)比较发现,结 构C的气膜下游冷却效率的分布厚度,随着吹风比的 增大而减小,意味着吹风比越大,切向发散冷却的下 游气膜展向均匀性也越好。

对各工况下火焰筒整体平均冷却效率进行分析, 如图 8 所示。随着吹风比的增大,A,B,C 三种发散结 构的火焰筒平均冷却效率分别提高 10.6%,-1.4% 及 7.2%。90°垂直入射的发散孔,由于气膜与主流掺混 强烈,当冷却流量增大时。在吹风比为 10.4时,三种 结构的火焰筒平均冷却效率分别为 0.64,0.65 和 0.93。相比于90°和 30°倾角的发散孔,随着吹风比由 2.2增大至 10.4,切向发散冷却结构的火焰筒平均冷 却效率分别提高约 40.6%,43.1% 和 47.6%,即吹风比 越大,切向发散冷却结构的冷却效果越显著。



Fig. 8 Area-averaged cooling effectiveness of liner with different blowing ratios

3.2 流动特征及场协同

图 9(a),(b)为分别低吹风比(*M*=2.2)和高吹风 比(*M*=10.4)下首排和末排发散孔后的横截面温度及 速度矢量分布。由图可以发现,A,B发散结构无论是 首排还是末排,其冷却射流存在明显的径向速度,各 射流之间的展向均匀性较差。切向发散冷却在首排 孔即形成了完整的气膜,气膜展向均匀性较好。在 吹风比*M*=2.2时,C结构末排孔后温度云图呈现花瓣 状,对应了8个均匀分布的高速区。在结构A,B的射 流左右出现了明显了反向肾形涡对^[34],随着吹风比 的增大,涡核中心抬升越高,使得主流被卷吸至火焰 筒,降低了气膜的展向附壁性和有效性。 在高吹风比 M=10.4 时,发散流量占比的增大使 得 A,B结构末排孔下游呈现较大的低温区,尤其是 90°垂直入射的结构 A,其主要原因是二次流透射进 主流掺混,形成了近壁低温区。对于结构 C,吹风比 增大后,切向速度的增加使得末排孔后的气膜分布 趋于均匀,未呈现花瓣状温度分布,冷却气膜温度相 对更低。由于吹风比的增大,结构 C中的射流切向速 度也越大,气膜附壁性也越好。

进一步利用场协同理论分析冷却气膜有效性, 场的协同程度越好,意味着对流传热越强。燃烧室 内速度场与温度场的协同程度越好,燃烧室火焰筒 壁温也越高^[33]。对于使用发散冷却的火焰筒而言, 减少主流与二次流射流之间的相互作用,能有效降 低冷却气膜与主流之间的换热,提高保护气膜的有效性。因此燃烧室中心位置场协同越好,主流烟气内部的对流换热也越强,烟气温度分布也更均匀。 对于火焰筒近壁区域,冷却气膜的有效性极大程度取决于气膜与主流掺混和换热,而协同角越大,场协同越差,也意味着近壁冷却气膜与主流的对流换热强化作用越小,冷却气膜的保护性更好。

如图 10为不同发散流量占比下各结构的横截面 场协同分布情况。在燃烧室入口段协同角呈现三角 分布,主要是由于入口段高温烟气流动发展。在燃 烧室中心轴线位置协同角均较小,尤其是在切向发 散孔中,这表明在燃烧室中心区域场协同较好,有利 于烟气之间的强化换热。其原因与文献[35-36]相



Fig. 10 Synergy angle distribution of longitudinal section

同,主要是由于中心轴线速度与等温线近乎垂直。

在燃烧室近壁区域,由图可以发现,A,B结构发 散孔的冷却射流周围均存在协同角较小的区域,这 表明A,B结构的冷却射流与主流之间存在一定的强 化换热,随着发散流量占比的增大而增强,不利于气 膜的附壁冷却。其中,相对于结构B而言,结构A近 壁的小协同角区域分布相对少。对于结构C而言,在 发散流量占比为5%时,近壁区从第六排孔开始出现 一定的场协同,其原因可能在于后排孔间距相对较 大,流量较小的情况下切向速度的衰减更快,导致气 膜与主流产生相互作用。但随着发散流量占比增大 至20%,近壁区的协同角均趋于90°,即整体气膜与主 流之间的换热降至最小,气膜有效性得到提高。

3.3 气膜组分场分布

由于主流烟气中不含氧气,二次流中氧气质量 分数为ω₀=23.3%,因此可以通过氧气质量分数分布 来分析二次流进入火焰筒后的流动分布。图11为火





焰筒下方 0~R/2(R为火焰筒半径)的纵截面示意图, 采用归一化的氧气质量分数表征冷却气膜的分布, 归一化氧气质量分数越低,说明二次流在主流烟气 中的耗散程度越大。随着吹风比的增大,二次流流 量增加使得气膜厚度均有所增加;且随着沿流向的 发展,气膜厚度逐渐增大。

结构A由于垂直入射,在各排发散孔下游存在蓝 色的高温烟气覆盖区域;随着吹风比的增大,下游气 膜覆盖程度有所改善。对于结构B而言,在吹风比为 2.2时,气膜覆盖程度较高;但随着吹风比的增大,前 几排发散孔的下游未覆盖区域增大。

对于结构 C 而言,在3种吹风比下均能形成全覆 盖气膜,且随着吹风比的增大,附壁气膜的归一化氧 气质量分数趋近于1,即附壁气膜几乎完全由二次流 组成。其主要原因在于吹风比的增大使得射流的切 向速度增大,冷却射流的离心力迫使其紧贴火焰筒 壁面。

4 结 论

本文对一种应用于燃烧室火焰筒的切向发散冷却结构进行了数值模拟,并与常规倾角发散孔的火 焰筒进行比较分析,得出如下结论:

(1)相比常规倾角的发散冷却结构,切向发散冷却结构的冷却效率更高,吹风比为10.4时局部最高可达0.98左右,火焰筒整体平均冷却效率约为0.93; 且切向发散冷却结构的展向和流向均匀性都相对更好。

(2)在吹风比增大至10.4时,常规倾角的发散冷却效率基本不变,甚至略有减小。切向发散的冷却效率随着吹风比的增大持续增大,且发散孔下游气膜的展向均匀性随吹风比的增加而得到显著提高,这一特性为后续火焰筒冷却结构设计提供了一定参考。

(3)对于常规倾角的发散结构火焰筒,发散孔出 流气膜在近壁区的协同角较小,即冷却射流与主流 烟气存在较强的对流换热,且随着吹风比的增大而 增强。切向发散冷却结构在吹风比为2.2时,近壁区 出流气膜附近存在较小的协同角,但随着吹风比的 持续增大,出流气膜小协同角区域逐渐消失,气膜与 主流烟气的掺混作用的减弱是其冷却效率进一步提 高的主要原因。

切向发散冷却在火焰筒内的贴壁旋进气膜尽可 能减少了主/次流之间的相互作用,使其达到了极高 的冷却效率。为了解耦分析冷却结构的影响,本文 并未考虑燃烧反应,与实际火焰筒的温度场和速度场会存在差异,切向结构参数的影响以及基于火焰筒的具体切向发散结构设计有待进一步的研究。

致 谢:感谢国家科技重大专项和中国科学院青年创新 促进会项目的资助。

参考文献

- [1] Krewinkel R. A Review of Gas Turbine Effusion Cooling Studies [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 66(11): 706-722.
- [2] Natsui G, Claretti R, Ricklick M A, et al. Experimental Evaluation of Large Spacing Compound Angle Full-Coverage Film Cooling Arrays: Adiabatic Film Cooling Effectiveness [J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138 (7): 1-8.
- [3] Ligrani P M, Wigle J M, Ciriello S, et al. Film-Cooling from Holes with Compound Angle Orientations: Part 1— Results Downstream of Two Staggered Rows of Holes with 3D Spanwise Spacing[J]. ASME Transactions Journal of Heat Transfer, 1994, 116(2): 341-352.
- Jubran B A, Maiteh B Y. Film Cooling and Heat Transfer from a Combination of Two Rows of Simple and/or Compound Angle Holes in Inline and/or Staggered Configuration[J]. Heat and Mass Transfer, 1999, 34(6): 495-502.
- [5] Nasir H, Ekkad S V, Acharya S. Effect of Compound Angle Injection on Flat Surface Film Cooling with Large Streamwise Injection Angle [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2001, 25(1): 23-29.
- [6] Chen P H, Hung M S, Ding P P. Film Cooling Performance on Curved Walls with Compound Angle Hole Configuration [J]. Annals of the New York Academy of Sciences, 2010, 934(1): 353-360.
- [7] Schmidt D L, Sen B, Bogard D G. Film Cooling with Compound Angle Holes: Adiabatic Effectiveness [J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4): 807-813.
- [8] Sen B, Schmidt D L, Bogard D G. Film Cooling with Compound Angle Holes: Heat Transfer [J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(4): 800-806.
- [9] Goldstein R J, Jin P. Film Cooling Downstream of a Row of Discrete Holes with Compound Angle [J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(2): 222-230.
- [10] EkkadS V, Zapata D, Han J C. Film Effectiveness over a Flat Surface with Air and CO₂ Injection Through Compound Angle Holes Using a Transient Liquid Crystal Image Method [J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119 (3): 587-593.
- [11] Lee H W, Park J J, Lee J S. Flow Visualization and Film Cooling Effectiveness Measurements Around Shaped

Holes with Compound Angle Orientations [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(1): 145-156.

- [12] Walters D K, Leylek J H. A Detailed Analysis of Film-Cooling Physics, Part I: Streamwise Injection with Cylindrical Holes [J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122 (1): 102-112.
- [13] McGovern K T, Leylek J H. A Detailed Analysis of Film-Cooling Physics, Part II: Compound-Angle Injection with Cylindrical Holes [J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): 113-122.
- [14] Hyams D G, Leylek J H. A Detailed Analysis of Film Cooling Physics, Part III: Streamwise Injection with Shaped Holes [J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): 123-132.
- [15] Brittingham R A, Leylek J H. A Detailed Analysis of Film Cooling Physics, Part IV: Compound-Angle Injection with Shaped Holes [J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): 133-145.
- [16] Maiteh B Y, Jubran B A. Effects of Pressure Gradient on Film Cooling Effectiveness from Two Rows of Simple and Compound Angle Holes in Combination[J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45(9): 1457-1469.
- [17] Michel B, Gajan P, Strzelecki A, et al. Full Coverage Film Cooling: Comparison of Experimental and Numerical Data [C]. Hartford: 44th AIAA-ASME-SAE-ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, 2008.
- [18] Michel B, Gajan P, Strzelecki A, et al. Full Coverage Film Cooling Using Compound Angle [J]. Comptes Rendus Mécanique, 2009, 337(6): 562-572.
- [19] Savary N, Michel B, Gajan P. Validation and Benefits of a Homogeneous Effusion Cooling Model for Combustor RANS Simulations [C]. Orlando: 47th AIAA Aerospace Science Meeting, 2009.
- [20] Chin J. Design of Aero Engine Lean Direct Mixing Combustor [C]. Cincinnati: AIAA Propulsion and Energy, 2018.
- [21] Chin J. Suggestions on High Temperature Rise Combustor[C]. Indianapolis: AIAA Propulsion and Energy, 2019.
- [22] Chin J, Dang J. New Generation Aero Combustor [M]. Vienna: Intech Open Access Publisher, 2020.
- [23] 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.
- [24] 汪 涛,索建秦,梁红侠,等.火焰筒切向进气发散 小孔冷却数值模拟[J].航空动力学报,2011,26(5): 1052-1058.
- [25] Ligrani P, Goodro M, Fox M, et al. Full-Coverage Film Cooling: Film Effectiveness and Heat Transfer Coefficients for Dense and Sparse Hole Arrays at Different

Blowing Ratios [J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(6): 1-13.

- [26] Leger B, Miron P, Emidio J M. Geometric and Aero-Thermal Influences on Multiholed Plate Temperature: Application on Combustor Wall[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46(7): 1215-1222.
- [27] Qu L H, Zhang J Z, Tan X M. Improvement on Film Cooling Effectiveness by a Combined Slot-Effusion Scheme [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 126: 379-392.
- [28] Venkatesh V, Sriraam J, Bala V D, et al. Studies on Effusion Cooling: Impact of Geometric Parameters on Cooling Effectiveness and Coolant Consumption [J]. Aerospace Science and Technology, 2018, 77: 58-66.
- [29] 过增元.对流换热的物理机制及其控制:速度场与热流场的协同[J].科学通报,2000,45(19):2118-2122.
- [30] 过增元,魏 澍,程新广.换热器强化的场协同原则 [J].科学通报,2003,48(22):2324-2327.
- [31] Tao W Q, Guo Z, Wang B. Field Synergy Principle for Enhancing Convective Heat Transfer-Its Extension and Numerical Verifications [J]. International Journal of

Heat and Mass Transfer, 2002, 45(18): 3849-3856.

- [32] Zeng M, Tao W Q. Numerical Verification of the Field Synergy Principle for Turbulent Flow[J]. Journal of Enhanced Heat Transfer, 2004, 11(4): 453-459.
- [33] Jia Q E, Wei Z, Liu H J, et al. Field Synergy Analysis of the Micro-Cylindrical Combustor with a Step [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 93: 83-89.
- [34] Nasir H, Acharya S, Ekkad S. Improved Film Cooling from Cylindrical Angled Holes with Triangular Tabs: Effect of Tab Orientations[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2003, 24(5): 657-668.
- [35] 曾卓雄,王志凯,田佳莹,等.先进旋涡燃烧室多场协同分析[J].推进技术,2015,36(12):1859-1867.
 (ZENG Zhuo-xiong, WANG Zhi-Kai, Tian Jia-Ying, et al. Numerical Analysis of Multi-Field Synergy in Advanced Vortex Combustor [J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(12):1859-1867.)
- [36] 王志凯,曾卓雄,徐义华.先进旋涡燃烧室速度场与 温度场协同数值研究[J].推进技术,2015,36(6): 876-883. (WANG Zhi-Kai, ZENG Zhuo-xiong, XU Yi-hua. Numerical Analysis of Field Synergy Between Velocity Field and Temperature Field in Advanced Vortex Combustor [J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(6): 876-883.)

(编辑:梅 瑛)