

2024 Vol.37 No.2 第37卷 第2期 AECC MAGAZINE

ISSN 1672-2620 CN 51-1453 / V

燃气涡轮 试验与研究

Gas Turbine Experiment and Research

涡轮专刊

中国航发四川燃气涡轮研究院

燃气涡轮试验与研究

RANQIWOLUN SHIYAN YU YANJIU (1988 年 2 月创刊,双月刊)

> 2024年4月 第37卷第2期 (总第169期)

编辑委员会

主	任:	向		巧				
副主	任:	±	永	明	黄维	娜		
顾	问:	刘	大	响	尹泽	勇	焦天	佑
		江	和	甫				
委	员:	(v)	、技	并音扌	非序)			
曹	磊	陈	建	民	程荣	辉	崔	健
丁水	汀	伏		宇	顾	杨	古远	兴
郭	琦	郭		昕	郭德	伦	韩	冬
何爱	杰	侯	鈫	杰	黄劲	东	黄明	镜
黄顺	洲	黄	文	周	江义	军	康	涌
兰发	祥	李;	既	奇	李贵	林	李继	保
李建	榕	李	骁	明	李永	康	李中	祥
梁春	华	刘	廷	毅	刘志	敏	刘志	友
卿	华	桑	建	华	石小	江	宋迎	东
苏廷	铭	孙	志	岩	唐世	建	田金	虎
万世	华	王	惠	儒	王占	学	卫	刚
向传	国	徐		国	徐华	胜	尹红	顺
曾	军	张		健	张宏	乐	赵光	敏
赵希	宏	赵	行	明	钟	燕	钟华	贵
钟世	林	仲	永	兴	周拜	豪	周人	治
周禹	彬							
主	编 :	刘	志	友				
副主	编:	郭		琦	刘峻	峰		
编	辑:	沈		虹	李	强	何	博
主办	单位	:	中	国航	发四	川燃	气涡	轮
		7	研	究院				
电	话:	(02	.8))8301	1752	7		
E-m	ail:	rqv	/ls	sy@1	63.c	om		
登记机关:四川省新闻出版局								

目 次

旋转爆震环境下涡轮流场及气动激励的演变规律研究	
张伟昊,廖湘力,穆雨墨,李瑞泉	(1)
叶孔式预旋喷嘴气动设计及验证策略	
王士骥,常骐越,董明,范宜龙,吴丽军	(11)
不同开度可调涡轮导叶前缘气膜冷却效果研	
靳合龙,白晓辉,张振华,李鹏刚,陈 磊,刘存良	(19)
加工偏差对簸箕形气膜孔冷却效果的影响	
郝旭生,李 洋,薛树林,李亚雄	(29)
进口旋流方向对涡轮导叶全气膜冷却效率影响的数值	
研究付仲议,余强,赵丹,房兴龙,黄琦	(35)
涡轮叶片全表面换热特性的试验与数值研究	
薛树林,吴学深,吴 楠,刘丽平,郝旭生,余 毅	(41)
直榫槽和斜榫槽两种出口结构预旋系统流动特性数值	
研究朱晓华,古冬,郭文,刘松	(49)
高转速动力涡轮盘间螺栓连接结构稳健性分析	
白忠恺,孙 凯,付仲议,杨哲夫,洪 杰	(55)

封 三 ………征稿启事

期刊基本参数: CN 51-1453/V*1988*b*A4*62*zh*P*Y10.00*800*8*2024-04

Gas Turbine Experiment and Research(Bimonthly) Contents

Evolution of turbine flow field and aerodynamic excitation force under rotating detonation environment	
······ZHANG Weihao, LIAO Xiangli, MU Yumo, LI Ruiquan	(1)
Aerodynamic design and validation strategy on hole-shaped pre-swirl nozzles	
······WANG Shiji, CHANG Qiyue, DONG Ming, FAN Yilong, WU Lijun	(11)
Leading edge film cooling effectiveness of variable turbine guide vane with different opening degrees	
JIN Helong, BAI Xiaohui, ZHANG Zhenhua, LI Penggang, CHEN Lei, LIU Cunliang	(19)
Impact of machining deviation on cooling effect of dustpan-shaped film hole	
······HAO Xusheng, LI Yang, XUE Shulin, LI Yaxiong	(29)
Numerical study on the effects of inlet swirling direction on the turbine guide vane full film cooling	
effectivenessFU Zhongyi, YU Qiang, ZHAO Dan, FANG Xinglong, HUANG Qi	(35)
Experimental and numerical investigation of heat transfer characteristics on the whole turbine vane surface	
XUE Shulin, WU Xueshen, WU Nan, LIU Liping, HAO Xusheng, YU Yi	(41)
Numerical investigation of flow characteristics of a pre-swirl system with two outlet structures: straight and	
oblique mortise grooveZHU Xiaohua, GU Dong, GUO Wen, LIU Song	(49)
Analysis and research on structural robustness of bolted connections between discs of high-speed power	
turbinesBAI Zhongkai, SUN Kai, FU Zhongyi, YANG Zhefu, HONG Jie	(55)

Vol.37, No.2 Apr., 2024





摘 要:涡轮式旋转爆震发动机有望给航空发动机性能带来变革性提升,但旋转爆震燃烧室的出口流场会对下游 涡轮的运行产生显著影响。针对旋转爆震环境下涡轮的工作特性问题,构建了运动激波模型,并基于模型重构了涡 轮的非定常入口条件,对该极端工况下的涡轮开展数值模拟研究,分析了其内部流场及气动激励的演变规律与特 征。结果表明,涡轮处在强非线性的来流扰动之下,运动激波与涡轮相互作用产生复杂的波系结构,涡轮上下游的 波系结构相似,但是涡轮内激波的演化随运动激波模态的不同而有所区别;爆震环境下动叶气动激励的主要激励源 是通道内的波系结构,叶表气动激励和压力脉动程度均增大,但是叶片载荷显著下降。

关键词: 旋转爆震;涡轮;边界模化;波系演化;流场特性;气动激励;航空发动机

中图分类号:V231.3 文献标识码:A 文章编号:1672-2620(2024)02-0001-10 DOI:10.3724/j.GTER.20240018

Evolution of turbine flow field and aerodynamic excitation force under rotating detonation environment

ZHANG Weihao^{1, 2}, LIAO Xiangli¹, MU Yumo¹, LI Ruiquan¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China; 2. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics, Beijing 100191, China)

Abstract: The turbine-based rotating detonation engine holds the potential to bring transformative improvements to the performance of aero-engines. However, the exit flow field of the rotating detonation combustor significantly affects the operation of the downstream turbine. To address the operational characteristics of turbines under rotating detonation conditions, a moving shock wave model was established to reconstruct the unsteady inlet conditions of the turbine. Numerical simulations were conducted to study the turbine's performance under these extreme conditions to analyze the evolution and characteristics of its internal flow field and aerodynamic excitation force. The results indicate that the turbine operates under strong nonlinear inflow disturbances. The interaction between the moving shock wave and the turbine generates a complex wave system structure. While the wave system structures upstream and downstream of the turbine are similar, the evolution of shock waves within the turbine varies with different moving shock wave modes. Under detonation conditions, the main source of aerodynamic excitation force for the rotor blades is the wave system structure within the passage, resulting in increased aerodynamic excitation and pressure oscillation on the blade surfaces, while the blade load significantly decreases.

Key words: rotating detonation; turbine; boundary modeling; wave system evolution; flow field characteristics; aerodynamic excitation force; aero-engine

基金项目:国家自然科学基金(52176033)

作者简介:张伟昊(1985-),男,陕西华阴人,副教授,博士,主要从事航空燃气涡轮流动机理与设计技术、新型空天发动机技术等研究。

1 引言

航空发动机涡轮部件长期处于高温、高压以及 高转速的恶劣工作环境下,其叶片所受气动载荷、温 度载荷以及离心载荷的水平都较高,极易导致叶片 失效,影响发动机可靠运行。在航空发动机结构故 障中,涡轮叶片失效是影响航空发动机可靠性的关 键因素^[1],而非定常气动激励引发的高周疲劳是动 叶失效的主要原因之一。

传统航空发动机中,涡轮动叶所受非定常气动 激励的来源主要有尾迹/位势场、涡轮波系以及热斑 等几方面。在传统激励源影响气动激励的机制以及 气动激励的有效抑制方面,国内外研究人员已做出 大量研究。ZHENG等^[2]提出了一种非对称栅距-非 两半式导叶布局,能在对气动性能负面影响最小的 前提下降低叶片的气动激励,并首次确定了位势场 是动叶LEO(Low-engine-order)激励的主要来源。 MONK^[3]和ZHANG^[4]等的研究表明,非均匀导叶 布局通过错频的形式将尾迹对应的基频的能量分散 到临近的频率上,可以削弱动叶的气动激励水平。 刘建等^[5]在研究导叶倾斜/弯曲对跨声速涡轮非定 常性能的影响时发现,在超跨声速状态下,涡轮动叶 上气动激励主要来源于导叶尾缘激波在下游转子叶 片上移动及反射产生的压力扰动,而导叶正倾斜/正 弯曲都可以有效降低叶片的气动扰动强度。针对涡 轮通道内两种不同时序位置的热斑,张瑞峰等^[6]研 究了热斑迁移对涡轮气动激振力的影响,结果表明 热斑的存在将显著影响叶片非定常激振力水平,并 且热斑正对导叶前缘比其正对通道中心更能有效降 低叶片的激振力。

受制于与压气机协同工作的匹配条件,以及冷却技术和耐热材料的发展,目前难以通过大幅提高 压比和涡轮前总温的方式来提高传统航空发动机的 整体性能,为此寻求新的动力技术已成为世界范围 内航空事业发展的共识。相比于传统航空发动机中 广泛采用的等压燃烧,爆震燃烧具有熵增小、自增 压、燃烧快的特点,以旋转爆震燃烧室取代传统等压 燃烧室形成的旋转爆震涡轮发动机凭借其高热效 率、结构紧凑、低排放的优势,被认为是航空动力系 统的未来^[7-9]。但是,由于旋转爆震这一特殊燃烧 形式导致的周向持续运动激波将对涡轮的入口产生 额外的强非定常扰动,会对涡轮的流场特性及气动 激励造成影响。 研究表明,旋转爆震涡轮流场和气热性能的影响因素众多,包括来流参数(如与爆震波数量、强度和传播模态等直接相关的脉动总温、总压、气流角^[10-12])以及几何参数(如安装角、稠度、叶型等^[13-15])。综合来看,进口来流脉动幅值的增加会加剧涡轮内部流场的波动,导致涡轮效率显著降低。而气动激励方面,脉动流量会增加叶片的工作负载,当进口来流总压脉动频率低于动叶转频时,会加重动叶工作负载的不均匀^[16]。旋转爆震环境下,超声速叶片压力面表面压力持续上升至尾缘区域,载荷主要集中在叶片尾部。随着分离区尺寸的减小,叶片表面的压力脉动减弱,流场趋于稳定,压力面与吸力面的压力差减小^[17]。

旋转爆震燃烧产生的运动激波周期性地扫掠涡 轮,这种环境下涡轮的数值模拟研究面临着两方面 挑战:一方面是极端的边界条件,即涡轮入口强非稳 态、强周期性、强压力脉动的来流扰动;另一方面是 数值方法,如涡轮与上游燃烧室的协同仿真带来的 气动与燃烧耦合计算问题。目前,强非定常工况下 的涡轮却尚乏准确有效的评估手段,运动激波和涡 轮之间的相互作用机理、涡轮内部流动结构的时序 演变等研究并不透彻,特别是关于旋转爆震涡轮气 动激励特性的探究非常少,并未形成独立的体系。 为了支撑涡轮式旋转爆震发动机的工程应用,有必 要对涡轮内的流动现象与机理开展深入探究。

本文采用数值模拟的方法,对工作在旋转爆震 环境下的涡轮部件开展了二维层面的仿真研究,分 析了运动激波与涡轮的相互作用规律,对其影响下 涡轮流场的变化进行了探究,并初步探讨了爆震环 境对涡轮动叶气动激励特征的影响。

2 模型及研究方法

为了针对旋转爆震这种极端非定常入口下的涡 轮展开研究,目前绝大多数数值模拟方案是采取气 动与燃烧耦合仿真的方法进行计算。但是由于自发 爆震^[18]产生的位置难以预测,导致流场稳定之后形 成的运动激波数量以及传播模态都难以评估,不利 于开展旋转爆震涡轮的研究。

为了规避上述耦合计算缺陷,参考孟博威等^[19]的研究,本文采用模化运动激波的方法来定制激波特点,实现激波方向以及数量的调控,以获得目标模态的运动激波。结合行波函数和指数函数的特点,

建立的运动激波模型的表达式为:

$$f(y,t) = \alpha \sin\left(\pi e^{\lambda \left[\left(t \pm \frac{N}{Lf_0}(y-y')\right]\%\left(\frac{1}{f_0}\right)\right]}\right) + \beta$$
(1)

$$(y \in [y', L+y'], t \in [0, +\infty))$$

式中:N为运动激波的数量;L为燃烧室计算域的周 向长度;f₀为运动激波频率;α和β为调节函数极值的 参数;λ为形状参数;y为周向位置坐标;y'为规定的 起点位置;%表示取余,使该函数具有时间上和空间 上的周期性。通过模型内正负号的选取可以改变运 动激波的传播方向。

取气动燃烧耦合计算中得到的运动激波进行模 化,模型参数选取如表1所示。

表1 模型参数 Table 1 Model parameters

		•	
	$\alpha/10^3$	$\beta/10^3$	$\lambda/10^3$
总温	1.7	1.9	-1 200.0
总压	2 204.4	173.0	-1 200.0
静压	729.0	162.7	-1 200.0

模化前后的总温、总压和静压曲线如图1所示。 图2为孟博威等^[14]采用气动燃烧耦合计算得到的流 场波系(以密度梯度显示),通过运动激波入口计算 得到的流场波系参见下文第3节。模化结果表明,运 动激波前后的总温、总压以及静压吻合程度较高,并 且从流场也能明显地分辨出耦合燃烧计算时产生的 各种特殊波结构,模化效果较好,这有利于后续开展 运动激波对涡轮流场及气动激励的影响研究。

本文建立了旋转爆震燃烧室和涡轮的二维耦合 计算模型,计算域主要几何参数、监测点位置和涡轮 叶型如图3所示。图中,x、y分别代表轴向和周向的 位置坐标。模化之后的导/动叶数为48/78,取整个 涡轮的1/6进行计算,转子域的平动速度为382.5 m/s。 网格划分采用ICEM来完成,燃烧室、涡轮静子域和 涡轮转子域的网格量分别为29.1万、55.1万和 134.4万。

使用Fluent软件对耦合结构进行非定常计算。 不考虑化学反应,基于理想气体假设,采用密度基求 解URANS方程,湍流模型选用SST k-ω模型,工质 组分取当量比为1的H₂/空气混合气完全燃烧后的产 物。采用滑移网格来模拟转子的运动,转静交界面 设置为周期重复,计算域的上、下均设置为周期边 界,出口为恒定的压力出口,入口采用UDF设置为模 化的运动激波入口,波数为3,频率为16 520 Hz。为 了更好地捕捉激波结构,矢通量采用Roe-FDS分裂 格式,梯度采用基于单元的最小二乘法计算,流动和 湍流均采用三阶MUSCL格式,时间推进采用二阶隐 式格式,时间步长取激波扫掠周期的1/300。

共计算了3个不同的算例,分别记作Baseline、 Aligned和Misaligned。其中,Baseline算例采用均匀 入口条件,其入口总温总压与Aligned算例涡轮入口 处的时均总温总压相等;3个算例的出口背压和转速 保持一致。Aligned与Misaligned算例为运动激波入 口,激波的运动方向与BACH等^[20]的定义一致。

3 旋转爆震环境下涡轮内部流场的时空演化 特征

旋转爆震诱导的运动激波会给下游涡轮带来非 稳态非线性的工作环境,具体表现为涡轮时变的入 口条件。由于运动激波的周期性扫掠,涡轮入口的 总温、总压以及马赫数都呈现周期性振荡的特征,如 图4所示。图中,每个时刻的参数为涡轮单通道入口



图1 运动激波模化前后参数 Fig.1 Parameters of moving shock wave before and after modeling









图3 物理模型及计算域 Fig.3 Physical model and computational domain

的流量平均值,并且均以Baseline工况下的对应参数 进行无量纲化,下标D代表爆震模态。两种爆震模 态下运动激波扫掠带来的马赫数波动接近,但是 Aligned模态带来的入口总温和总压波动更强,并且 由于激波的特性,爆震模态下总压的波动范围比总 温的大。 运动激波及其演化波系对涡轮流场产生了重要 影响,因此在进行旋转爆震环境对涡轮气动激励影 响的详细研究之前,有必要对涡轮内波系结构的演 化进行探究,为后续分析提供流场特征的依据。不 论是Aligned模态还是Misaligned模态,流场稳定之 后在耦合结构内涡轮的上下游总共会形成3套波系 (图5):斜激波系,如红色箭头所指;耙式冲击包 络^[21],由激波在导叶前缘反射形成,向涡轮上游传 播,如蓝色箭头所指;下游波系,由激波在动叶通道 内反射形成,传播方向与转子旋转方向相同,如紫色 圈所示。图5中Gradp代表密度梯度,用以追踪激波 的演化。

Aligned模态运动斜激波与叶片的作用过程见 图6,是周期重复的,因此接下来对某一道斜激波的 时空演化情况展开分析。在导叶通道中,激波的演 化过程如红色虚线所示。在t=6.504 ms时,斜激波 与导叶N的吸力面前缘接触发生第1次反射,进而形 成凸包a结构(t=6.520 ms),原斜激波经由凸包a相连 分成2段,截断形成的右行激波(激波e)继续向下游 运动,直到通过导叶通道。随着凸包的扩张,其上半 支与斜激波相连的部分逐渐消散,下半支与右行激 波相连的部分打在下方相邻导叶N-1的压力面形 成第2次反射(t=6.544 ms)。随着第2次反射点移动 至叶片前缘,凸包a结构脱体,形成3道激波,凸包a的 上半支(激波a)和下半支(激波b)形成耙式冲击包 络,而下半支的反射波与导叶N的吸力面接触形成 第3次反射(激波c)。第3次反射点沿着导叶吸力面 向前缘运动,最终脱体,激波c在导叶N-1的压力面 发生第4次反射,形成激波d(t=6.600 ms)。然后激 波c继续左行最终脱体,与下一道运动激波和导叶N 形成的凸包下半支一起形成下一道包络。激波在导



图4 涡轮入口参数的时序变化规律 Fig.4 Time sequence variation of turbine inlet parameters



图5 不同旋转爆震环境下的波系结构 Fig.5 Wave systems under different rotating detonation environments



图6 Aligned模态下激波的时序演化 Fig.6 Sequential evolution of shock waves in Aligned mode

叶通道内经过多次反射,强度已大幅减弱,激波d继续运动至导叶N的吸力面发生第5次反射后逐渐消散。

斜激波对转子的影响,主要体现在动叶与斜激 波被导叶截断形成的右行激波(激波e)之间的相互 作用,波系演化如蓝色虚线所示。激波e离开导叶通 道之后继续向右运动,在t=6.544 ms时与动叶M的 前缘接触后被截断并发生第1次反射,截断形成的右 行激波继续向下游运动直到通过动叶通道。反射波 形成凸包b(t=6.568 ms),随着凸包b的扩张,其左行 的部分形成激波f进入导叶通道中直到运动至通道 中部消散,上行的部分发展成激波g与动叶M+1的 压力面接触并发生第2次反射,下行的部分强度较 弱因此在向相邻叶片运动的过程中逐渐消散。然 后激波g下行至动叶M的吸力面发生第3次反射(*t*= 6.600 ms),反射波上行与动叶M + 1形成第4次反射, 并且被动叶的尾缘截成2段,前半段在反射后由于强 度减弱以及动叶内较强扰动的存在逐渐消散,后半 段形成1道上行激波(激波h)组成转子下游波系,并 且对经过的涡轮通道造成扰动,影响该通道内波系 结构的演化。

Misaligned模态下运动斜激波与涡轮的相互作 用过程如图7所示。首先斜激波与导叶N的压力面 作用产生第1次反射,并且随着斜激波的继续传播,激 波与导叶的接触面积增大,形成凸包1(*t*=6.512 ms)。 由于斜激波与导叶弦线的夹角较小,该模态产生凸 包的同时并未像Aligned模态一样形成1道被截断的 右行激波,斜激波在导叶N压力面上的反射点运动 到叶片尾缘导致激波脱体,凸包下半支与运动斜激 波相连的部分强度逐渐减弱(*t*=6.528 ms)。随着凸 包1的扩张,其上半部分与导叶N+1接触并发生第2 次反射(*t*=6.544 ms),第2次反射点沿导叶吸力面向 前缘运动,入射波率先脱体形成激波1,反射波(激波 2)依旧附着在叶片上。激波1继续前传,形成耙式冲 击包络,激波2也脱体并在叶片N的压力面上发生第 3次反射(*t*=6.576 ms)。第3次反射点向前缘运动, 与第2次反射类似,入射波先脱体形成激波3,并且 激波3与下一道斜激波在导叶*N*+1前缘反射形成 的凸包结构下半支合并,共同形成下一道包络(*t*= 6.592 ms)。而激波4继续在通道内周向传播,并在*t*= 6.600 ms时发生第4次反射。经过多次反射后,激波 的强度已大幅下降,在第4次反射后逐渐消散。

值得注意的是, Misaligned模态下的斜激波并没 有与动叶直接发生作用,与动叶直接作用的是原始 斜激波在导叶通道内第2次反射形成的反射波(激波 2、激波5)。下面分析激波5在动叶通道内的演化情 况。激波5先后与动叶M、M+1发生作用,形成3道 激波:2道反射波(激波6、激波7),1道继续向下游传 播的右行激波(激波8)。激波6的强度较小,在左行 过程中逐渐消散;激波7的强度较大,发生反射之前 会发展成1道影响到导叶通道内的弓形激波(t= 6.544 ms); 激波8向下游运动直到离开动叶通道。 然后激波7在动叶表面连续发生2次反射之后再次与 动叶M的压力面接触(t=6.576 ms),激波7被截成2 段(激波9、激波10)。激波10组成转子的下游波系, 并且持续上行对扫过的动叶通道造成扰动,影响通 道内波系的演化:激波9在通道内继续反射直到消 散,在反射后也有可能在下游波系的影响下强度



图7 Misaligned模态下激波的时序演化 Fig.7 Sequential evolution of shock waves in Misaligned mode

增加。

总的来说,爆震环境下运动激波会与涡轮叶栅 发生复杂的相互作用。运动激波的传播模态不同, 其与涡轮的相互作用情况不同,涡轮通道内的波系 演化也不尽相同,但是在涡轮的上下游会形成类似 的反射波结构。

4 旋转爆震环境下涡轮气动激励的演化特征

在运动激波及其演化波系的冲击下,旋转爆震 涡轮流场的压力脉动以及动叶表面的非定常气动激 励都呈现出与常规涡轮不同的特征。前文已详细分 析了爆震模态下涡轮内部的波系时序演化情况,接 下来结合流场的演化特点进一步对涡轮内的压力特 征展开研究。

对涡轮沿程位置的监测点压力时域信号作快速 傅里叶变换,得到的频谱图如图8所示。Baseline情 况中,没有运动激波对涡轮入口造成扰动,涡轮通道 内的压力脉动主要受到尾迹/位势场的影响。涡轮 动叶通道内主要受到尾迹的扰动,动叶入口和出口 频谱的主频均等于转子的扫掠频率BPF;而此时导 叶通道内的压力脉动主要受到下游位势场的影响, 导叶入口和出口频谱的主频均等于静子相对于转子 的扫掠频率BPF'。不论是转子还是静子,扰动的强 度都不大。对于爆震环境下的涡轮,运动激波带来 的强非定常、强非均匀、强周期性扰动持续作用于涡 轮流场,其频谱的幅值在整个频域范围内均有所升 高,涡轮通道的压力脉动程度增强,并且高幅值扰动 对应的频率也大于基准情况。此时与尾迹/位势场 频率对应的幅值相对于与斜激波频率、各演化波系 频率对应的幅值来说其大小可以忽略,说明爆震环 境下影响涡轮压力脉动的主要因素是斜激波及其演 化波系。

Aligned模态下,导叶通道内对流场的扰动主要 由斜激波及其反射波造成,导叶入口频谱图中幅值 较高处对应频率均为运动激波频率及其倍频,而导 叶出口频谱中幅值较高处对应频率既有运动激波频 率及其倍频,也有由于动叶反射波前传造成的扰动, 红圈所示的较高幅值低频扰动可能也是由动叶反射 波前传导致。该模态下动叶通道内的主要流场扰动 因素是斜激波与导叶相互作用之后进入动叶通道内 的波系,频谱图上较大幅值对应的频率*f*_e和*f*_i分别 为动叶感受到的激波e的频率,以及在导叶*N*+1上 反射形成的凸包右行激波部分的频率(激波i)。值 得一提的是,激波e为运动激波的截断部分,但其频



图8 监测点压力频谱 Fig.8 Pressure spectrums of monitoring points

率略大于运动斜激波相对于转子的扫掠频率,这是因为激波e通过了收缩的导叶通道,速度略有增加,造成其频率fe偏高。动叶出口还受到转子下游波系的扰动,其扰动频率如橙色星号对应频率fdown,A所示。

Misaligned模态下,涡轮导叶通道内的扰动源与 Aligned模态的一致,但是扰动的强度更大,并且动 叶反射波前传的干扰更小。对波系结构的分析已经 提到,该模态下并没有斜激波的截断部分与动叶直 接发生作用,与动叶直接作用的是原始斜激波在导 叶通道内第2次反射形成的反射波(激波5)。同样 地,动叶出口也受到转子下游波系的影响,该扰动频 率如绿色星号对应频率f_{down,M}所示,并且下游波系 的扰动要强于来自上游的扰动。

运动激波为旋转爆震涡轮的流场带来高频强扰动,将对动叶表面的气动激励也产生显著影响。图9 (a)、(c)、(e)对比了动叶表面压力的时空变化。图中, p'为无量纲压力,计算方法如下:

$$p' = \frac{p - p_{\text{out}}}{p_{\text{out}}} \tag{2}$$

式中:p为当地压力,pout为涡轮出口背压。

由Baseline的叶表压力可知,该工况下动叶来流 存在负攻角,其压力面前缘存在分离导致的低压区, 并且分离在压力面中部发生再附,尾迹影响下的低 压区如蓝色虚线所示。而爆震环境下,吸力面和压 力面各点都存在时间周期的压力脉动,压力的局部 峰值都来自于激波的作用。结合激波的演化图可以 看出,Aligned模态下,动叶前缘的压力高峰一方面 来源于激波e及其反射波,凸包b在压力面的反射点 向尾缘运动,产生了横贯整个压力面的局部高压峰 值条带;另一方面来源于激波i,其对叶表激振力的 影响方式与激波e类似,但是其强度较激波e小。而 Misaligned模态下,局部压力峰值较大的区域仍然在 动叶的吸力面前缘以及压力面的中后部,吸力面前 缘的峰值条带来源于激波5的作用,压力面中后部的 峰值条带则是由激波7的作用产生。对动叶表面各 点的压力进行傅里叶变换,得到的压力频谱如图9 (b)、(d)、(f)所示。3种情况下高幅值对应的频率都与 通道内的扰动频率一致,这进一步说明,旋转爆震环 境下,通道内激波及其演化波系已代替尾迹/位势场 成为涡轮动叶气动激励的主要激励源。

对叶片表面压力做进一步分析,得到叶表各点的压力脉动A(图10)以及叶表压力的时均值 $\vec{p'}(图11)$ 分布。压力脉动按照如下定义计算:

$$A = \frac{\sum_{i=1}^{n} (p'_{\max} - p'_{\min})_{i}}{n}$$
(3)

式中:n为周期数, p'_{max} , p'_{min} 分别为一个周期内压力信号的最大值和最小值。

爆震环境下的动叶表面压力脉动在全叶片范围 内相较于基准情况均有明显增大,并且在吸力面前 缘、压力面中后部提升得更为显著。这说明激波会 带来更大的气动激励,也会带来更大的压力脉动,将 导致旋转爆震涡轮叶片的强度问题、高周疲劳问题 更为突出。从动叶的时均压力看,激波带来的扰动 使载荷曲线产生波动。叶片前缘压力面的压力值低 于吸力面的原因是动叶入口产生了负攻角,并且爆 震模态下动叶的负攻角更显著,在压力面的分离更 严重,因此动叶的压力在压力面的前中部都会偏小, 而吸力面由于激波的冲击,其表面压力显著高于基 准工况。整体看,爆震环境使整个叶片的载荷大幅 降低,涡轮扭矩下降,这将导致相同转速下涡轮的功 率降低。

5 结论

建立了运动激波模型来重构旋转爆震环境,对 工作在该环境下的涡轮开展了二维层面的数值模拟 研究,分析了涡轮内部流场的时空演化规律以及涡 轮气动激励的特征,得到的主要结论如下:

(1)运动激波模型对旋转爆震产生的运动斜激 波的模化效果较好,能实现激波数量和方向的定制, 有利于开展激波传播模态对涡轮特性的影响研究。

(2)旋转爆震环境会给下游涡轮带来强非稳态、强非线性的来流扰动,使涡轮的来流参数处于剧烈的时序变化之中。运动激波与涡轮叶栅的相互作用会 在涡轮内部及其上下游产生复杂的波系结构,涡轮通 道内的波系演化随运动激波模态的不同而不尽相同, 但是在涡轮的上下游会形成类似的反射波结构。

(3)不同于传统涡轮,爆震环境下影响涡轮压 力脉动的主要因素是斜激波及其演化波系。通道内 激波及其演化波系是涡轮动叶气动激励的主要激励 源,动叶表面的气动激励和压力脉动程度均增加,但 是叶片的载荷大幅降低。 p'



图9 各工况叶表压力时空变化及压力频谱

Fig.9 Spatiotemporal variation and pressure spectrums of blade surface under different working conditions



图10 动叶表面压力脉动 Fig.10 Pressure oscillation on blade surface



图11 动叶表面时均压力 Fig.11 Time-averaged pressure on blade surface

参考文献:

- 洪杰,张大义,陈璐璐. 气流激励下的叶片高周疲劳寿命研究的发展[J]. 航空动力学报,2009,24(3):
 652-661.
- [2] ZHENG Yun, JIN Xiubo, YANG Hui. Effects of asymmetric vane pitch on reducing low-engine-order forced response of a turbine stage[J]. Aerospace, 2022, 9(11): 694.
- [3] MONK D J, KEY N L, FULAYTER R D. Reduction of aerodynamic forcing through introduction of stator asymmetry in axial compressors[J]. Journal of Propulsion and Power, 2016, 32(1):134–141.
- [4] ZHANG Weihao, LIAO Xiangli, FAN Wenyi, et al. Modeling of the unsteady aerodynamic force of turbine blades considering nonuniform vane pitch[J]. Physics of Fluids, 2024, 36(1):017141.
- [5] 刘 建,乔渭阳,段文华. 倾斜/弯曲导叶对跨声速涡 轮非定常性能的影响[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2019,51(1):94-101.
- [6] 张瑞峰,张伟昊,刘长青,等. 热斑分布方式对气冷双 级涡轮气热性能影响研究[J]. 工程热物理学报, 2023,44(3):617-622.
- [7] BYKOVSKII F A, ZHDAN S A, VEDERNIKOV E F. Continuous spin detonations[J]. Journal of propulsion and power, 2006, 22(6):1204–1216.
- [8] WOLAŃSKI P. Detonative propulsion[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2013, 34(1):125–158.
- [9] MA J Z,LUAN Mingyi,XIA Zhijie, et al. Recent progress, development trends, and consideration of continuous detonation engines[J]. AIAA Journal, 2020, 58 (12):4976-5035.
- [10] LIU Zhe, BRAUN J, PANIAGUA G. Performance of axial turbines exposed to large fluctuations[R]. AIAA 2017-4817, 2017.
- [11] SU Liangjun, WEN Fengbo, WAN Chenxin, et al. Coupling study of supersonic turbine stage and twodimensional hydrogen/air rotating detonation combustor[J]. Physics of Fluids, 2023, 35(6):066125.
- [12] WEI Wanli, WU Yuwen, WENG Chunsheng, et al.

Influence of propagation direction on operation performance of rotating detonation combustor with turbine guide vane[J]. Defence Technology, 2021, 17(5): 1617–1624.

- [13] BACH E, BOHON M, PASCHEREIT C O, et al. Influence of nozzle guide vane orientation relative to RDC wave direction[R]. AIAA 2019-3870,2019.
- [14] 孟博威,马 虎,夏镇娟,等. 旋转爆轰燃烧室与涡轮
 导向器集成特性数值研究[J]. 航空学报,2024,45
 (10):129223.
- [15] LI Qun, WU Yuwen, XIA Yiqing, et al. Numerical investigation on the interactions between rotating detonation wave complex and planar turbine cascade
 [J]. Energy Science & Engineering, 2023, 11(1): 410-429.
- [16] JI Bing, WANG Zhiduo, LI Jun. Analysis of unsteady flow field in rotating detonation turbine engine[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2021, 1750: 012070.
- [17] SU Liangjun, WEN Fengbo, WAN Chenxin, et al. Large-eddy simulation study of rotating detonation supersonic turbine nozzle generated by the method of characteristics under oscillating incoming flow[J]. Physics of Fluids, 2022, 34(11):116119.
- [18] ZHAO T, ZHU Jianfeng, LING Meiting, et al. Coupling characteristic analysis and propagation direction control in hydrogen-air rotating detonation combustor with turbine[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2023,48(58):22250-22263.
- [19] 孟博威,杨 博,张翠珍,等. 面向旋转爆轰燃烧室的 涡轮气动性能数值研究[J]. 推进技术,2023,44(9): 95-108.
- [20] BACH E, PASCHEREIT C O, STATHOPOULOS P, et al. Rotating detonation wave direction and the influence of nozzle guide vane inclination[J]. AIAA Journal, 2021,59(12):5276-5287.
- [21] SHEN Dawen, CHENG Miao, WU K, et al. Effects of supersonic nozzle guide vanes on the performance and flow structures of a rotating detonation combustor[J]. Acta Astronautica, 2022, 193:90–99.

11



摘 要:基于"功能分析—设计定义—试验验证"的产品开发思路,介绍了叶孔式预旋喷嘴气动设计及验证方面的 工作。采用视角分析方法完成了预旋喷嘴功能分析,确定了预旋喷嘴的系统边界、利益攸关者及功能。完成了预旋 喷嘴气动设计需求分析,确认了设计需求的完整性和合理性。在设计定义环节,对比了3种常见预旋喷嘴形式,分析 了各自的优缺点,确立了采用叶孔式预旋喷嘴的构型。基于二阶贝塞尔曲线,完成了叶孔式预旋喷嘴的气动流道参 数化造型。通过预旋喷嘴气动性能相关特征设计失效模式及影响分析(DFMEA),识别出预旋喷嘴气动性能相关的 关键特性。建立了零组件—部件—核心机/整机的预旋喷嘴流量验证体系。

关键词: 航空发动机;涡轮;预旋喷嘴;气动设计;验证策略

中图分类号:V235.1 文献标识码:A 文章编号:1672-2620(2024)02-0011-08 DOI:10.3724/j.GTER.20240020

Aerodynamic design and validation strategy on hole-shaped pre-swirl nozzles

WANG Shiji, CHANG Qiyue, DONG Ming, FAN Yilong, WU Lijun

(AECC Commercial Aircraft Engine Co. Ltd., Shanghai 200241, China)

Abstract: Based on the product development process of "function analysis, design definition, and validation", the aerodynamic design and validation of hole-shaped pre-swirl nozzles are introduced. Function analysis of the pre-swirl nozzle is completed by view point analysis, with the system boundaries, stakeholders, and functions defined. Requirement analysis of the pre-swirl nozzle aerodynamic design is carried out to confirm the integrity and rationality of design requirements. In the process of design definition, three different types of pre-swirl nozzles are compared, whose advantages and disadvantages are analyzed to determine the final configuration of the pre-swirl nozzle. An aerodynamic profile of the hole-shaped pre-swirl nozzle is generated based on the second-ordered Bézier curve. By design failure mode and effect analysis (DFMEA), key characteristics related to aerodynamic performance of the pre-swirl nozzle are identified, and a pre-swirl nozzle validation process that covers the component test, sub-system test, and core engine/engine test is established.

Key words: aero-engine; turbine; pre-swirl nozzle; aerodynamic design; validation strategy

1 引言

航空发动机是目前公认的涉及专业范围最广、 系统最复杂的工业产品之一,其研发过程的有效开 展必须依赖一套行之有效的设计和验证策略。以罗 尔斯·罗伊斯公司为例,其将流程大体划分为整机 流程、发动机子系统流程和发动机零件流程,各层级 流程均按"需求—概念—设计—制造—集成—试验 —验证"过程建设,整机流程牵引子系统流程运行, 子系统流程牵引零件流程运行。刘晓松等^[1]从设 计体系的角度论述了这种分层验证策略对航空发动 机研发流程建设和运行的指导性作用。兰影铎 等^[2]则以航空发动机研制周期为对象,采用系统工 程的方法构建了航空发动机从设计到产品的全生命 周期的管理方法。张玉金^[3]结合国内商用航空发 动机的研制经验,给出了系统工程在商用航空发动 机研制过程中的一些应用实践。

收稿日期:2024-01-28

作者简介:王士骥(1984-),男,内蒙古赤峰人,博士生,研究方向为叶轮机械气动设计。

预旋喷嘴是航空发动机预旋系统中的重要元件,其主要功能是使气流偏转和加速,产生尽量大的 周向速度,降低冷气的相对总温。在预旋喷嘴设计 方面,JAVIYA等^[4]对比了直圆孔、气动孔及叶片式3 种预旋喷嘴构型的流量系数、预旋效率和冷气温降, 发现叶片式预旋喷嘴可以实现最大的冷气温降和流 量系数。刘高文等^[5]研究了预旋角度对直圆孔型 预旋喷嘴预旋效率和流量系数的影响规律,并完成 了零件级的试验验证。刘波和王永红^[6]通过开展 真实尺寸预旋喷嘴流动特性试验,获得了预旋喷嘴 流量系数随压比的变化曲线和出口总压沿栅距的变 化曲线,验证了预旋喷嘴设计方法的有效性。

当前,针对航空发动机产品设计与验证策略的 研究更注重整机层面的流程架构和分层验证原则, 对于局部系统和零组件的设计和验证介绍较少。而 针对预旋喷嘴的研究更多地集中于各设计参数对于 预旋喷嘴气动性能的影响方面,未涉及预旋喷嘴本 身的功能分析和验证策略。为此,本文基于"功能分 析—设计定义—试验验证"的产品开发思路,介绍了 叶孔式预旋喷嘴气动设计及验证方面的工作。

2 预旋喷嘴气动功能分析

采用视角分析方法(View point analysis)^[7]进行 功能分析,识别航空发动机运行场景下预旋喷嘴的 系统边界、利益攸关者及系统功能。

图1为航空发动机预旋系统示意图。

根据预旋喷嘴所处位置上、下游元件,识别出预 旋喷嘴上、下游利益攸关者包括燃烧室、预旋腔和接 收孔。预旋喷嘴气动功能流如表1所示。

预旋喷嘴出口速度三角形如图2所示。图中,c 为预旋喷嘴出口气流绝对速度;w为预旋喷嘴出口 气流相对速度;u为预旋喷嘴出口转子旋转线速度; cu为预旋喷嘴出口气流绝对速度的周向分速度。若 不采用预旋结构,喷嘴出口速度为轴向,c = ca(ca为



图1 航空发动机预旋系统示意图 Fig.1 Aero-engine pre-swirl system

预旋喷嘴出口气流绝对速度的轴向分速度),此时w 大于c,出口相对总温高于出口绝对总温;采用预旋 喷嘴后,冷气经过预旋喷嘴的偏转,使得 c_u 大于u,w 小于c,出口相对总温低于出口绝对总温,从而实现 预旋降温的目的。定义预旋喷嘴温降Δ T_{nozzle} 为:

$$\Delta T_{\text{nozzle}} = T_0^* - T_{1w}^* \tag{1}$$

式中:*T*₀为预旋喷嘴进口绝对总温;*T*_{1w}为预旋喷嘴出口相对总温。

根据理论推导^[8]可知,预旋喷嘴温降与出口气 流周向分速度的关系为:

$$\Delta T_{\text{nozzle}} = \frac{u^2}{c_p} \left(\frac{c_u}{u} - \frac{1}{2} \right) = \frac{u^2}{c_p} \left(\phi - \frac{1}{2} \right)$$
(2)

式中:*c*_p为比定压热容; *\phi*为旋转比,即预旋喷嘴出口 气流绝对速度的周向分速度与转子旋转线速度 之比。

由式(2)可知,当转子旋转速度一定时,随着出口气流绝对速度的周向分速度增加,预旋喷嘴温降

Table 1 Aerodynamic function flow of the pre-swirl nozzle							
功能	设计方案	要求	流入	流出	利益攸关者		
			燃烧室内环冷气	_	燃烧室		
实现热端部位冷却供气	预旋喷嘴流道	预旋喷嘴流量	-	供给转子叶片的冷气	接收孔		
			-	从预旋喷嘴上篦齿泄漏气	预旋腔		
	77.26 mb mb 22-24		燃烧室内环冷气	_	燃烧室		
降低转于叶斤冷气供气温度		坝 旋喷嘴出口周回速度	_	供给转子叶片的冷气	接收孔		

表1 预旋喷嘴气动功能流



图2 预旋喷嘴出口速度三角形 Fig.2 Outlet velocity triangle of the pre-swirl nozzle

增大。

3 预旋喷嘴气动需求分析

需求分析是以需求递归为目标,对需求进行合 理性、完整性分析。

3.1 需求完整性分析

预旋喷嘴气动设计要求来自发动机空气系统专业,规定了预旋喷嘴进口总温、进口总压、出口静压 及预旋喷嘴径向位置,要求实现一定的流量及出口 旋转比,如表2所示。根据前文可知,表中需求完整, 包含了与预旋喷嘴气动功能相关的流量、出口旋转 比两项要求。

	表2 预旋喷嘴气动设计要求	
Table 2	Aerodynamic design requirements of	of the
	pre-swirl nozzle	

1	
工况	参数名
几何参数	径向位置
	质量流量
	入口总温
气动参数	入口总压
	出口静压
	预期旋转比

3.2 需求合理性分析

3.2.1 出口旋转比分析

根据表2,按式(3)可以计算出预旋喷嘴出口的 等熵速度c_{id},即预旋喷嘴理论上能实现的最大出口 周向速度。

$$c_{\rm id} = \sqrt{\frac{2k}{k-1}RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}$$
(3)

式中:k为比热比; p_1 为预旋喷嘴的出口静压; p_0^* 为 预旋喷嘴的进口总压;R为气体常数。

实际上,由于受到加工制造限制、黏性流体近壁 面边界层的影响,预旋喷嘴出口气流会存在速度损 失,出口方向也会与周向存在一定夹角。实际能实 现的预旋喷嘴出口气流绝对速度的周向分速度可由 式(4)计算得到。

 $c_{u} = \varphi c_{id} \cos \alpha$ (4) 式中: φ 为速度损失系数; α 为出口气流与周向的夹 角。预旋喷嘴相当于1排涡轮导叶, φ 一般可取 0.95~0.98。对于采用铸造成型的预旋喷嘴, α 一般 不应小于9°。

综合上述因素,可初步计算出预旋喷嘴能实现 的最大出口周向速度,从而判断出口旋转比的设计 要求是否可以实现。

3.2.2 通流能力分析

根据表2中预旋喷嘴设计参数,可按式(5)计算 预旋喷嘴通流面积A。

$$A = \frac{G}{C_{\rm d} \frac{P_0^*}{\sqrt{T_0^*}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{R} \left[\left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}}$$
(5)

式中:G为预旋喷嘴的质量流量;C_d为预旋喷嘴的流量系数。

在设计初期,可以根据预旋喷嘴压比*p*₁/*p*₀*以 及同类型预旋喷嘴历史试验数据类比得到的*C*_d估算 得到*A*,再结合α及初步选取的孔数和孔型,可以计 算确定预旋喷嘴出口在与发动机轴线正交的平面上 的投影面积,对照相关专业给定的预旋喷嘴的径向 位置和结构布局限制,可初步判断能否实现预期的 通流面积。

4 预旋喷嘴气动设计定义

4.1 方案比选

完成需求分析工作,确认设计要求可行后,即可 开展预旋喷嘴气动设计定义。首先进行预旋喷嘴方 案比选。

目前公开的研究主要针对圆孔型预旋喷嘴和叶 片式预旋喷嘴^[4]。圆孔型预旋喷嘴便于加工,但由 于气流折转较大,圆孔内容易发生较大的流动分离。 有分析表明,直圆孔型预旋喷嘴存在较为明显的气 流偏转和分离损失^[9],流量系数低于0.8。叶片式预 旋喷嘴拥有更优的气动性能,但也存在尺寸控制较 难的缺点。随着设计、加工制造技术的发展,目前出 现了融合上述两种构型优点的叶孔式预旋喷嘴。3 种预旋喷嘴的结构形式如图3所示,各自的特性如表 3所示。

由表3可知,叶片式预旋喷嘴拥有优良的气动性能,但是对于采用铸造工艺的叶片式预旋喷嘴,应用 过程中会遇到以下问题:

(1)由于铸件收缩过程中变形不均匀,叶片轮 廓度易超差。

(2) 由于叶片数较多, 预旋喷嘴出口流道宽度





较窄,不便于采用三坐标进行出口几何面积测量。

(3)当前一般采用解剖件进行预旋喷嘴叶片尺 寸检测,不能完全表征装机件的几何信息;若采用工 业用计算机断层成像技术(CT)进行叶片尺寸检测, 成本相对较高。

与叶片式预旋喷嘴相比,叶孔式预旋喷嘴结构 更简单,同时可保有较优气动性能。因此,开发叶孔 式预旋喷嘴的设计方法具有十分积极的工程意义。

4.2 流道设计

叶孔式预旋喷嘴由周向多个独立通道组成,如 图4所示。

预旋喷嘴S1流面气动流道由两段二阶贝塞尔曲 线和两段直线组成,如图5所示。二阶贝塞尔曲线1 (B1)、二阶贝塞尔曲线2(B2)、直线1(S1)和直线2 (S2)可由图6中所示的7个造型参数(*a*₁为预旋角度) 进行参数化表达。流道内压力分布如图7所示。

本文介绍的叶孔式预旋喷嘴结构形式简单,流 道实现了参数化表达。铸件中不存在类似叶片这种 形状复杂的小尺寸结构,降低了铸造难度。相对于 直圆孔型预旋喷嘴,叶孔式预旋喷嘴通道内的流动 损失更小。

4.3 关键气动特性分析

开展预旋喷嘴气动性能相关特征设计失效模式 及影响分析(DFMEA)^[12],如表4所示。识别预旋喷 嘴气动性能相关的关键特性,包括预旋喷嘴流道尺 寸、预旋喷嘴出口气流角度等。

4.3.1 预旋喷嘴喉道面积检测与控制

由表4可知,为避免发动机性能下降过大,预旋 喷嘴喉道面积(流通能力)较设计值存在1个上限值。 根据预旋喷嘴喉道面积-流量-涡轮前温度变化的 敏感性分析结果,确定允许的面积偏差量上限值。 同时,为避免预旋喷嘴流动损失偏大、流量减小进而 导致转子叶片超温,预旋喷嘴喉道面积相较于设计 值也同时存在1个下限值。因此,必须对预旋喷嘴实

	表3 3种顶旋喷嘴特性对比
Table 3	Comparison of three different types of pre-swirl nozzles

喷嘴类型	流量系数范围	优点	缺点
直圆孔型	0.80以下	通道数少、尺寸合适、易于加工制造	气动性能差,管道内存在较大范围的流动分离, 流通能力低
叶片式	0.92左右	气动性能优,流量系数高	叶片数多、叶片高度低、尺寸小,导致型面控制难, 尺寸检测难
叶孔式	0.90以上	气动性能优异;通道数少,通道尺寸相对较大,易于检测;便于通过流道精细设计,具备流量再调节能力	相对于叶片式预旋喷嘴,预旋喷嘴出口通道周向 间距加大,可能造成预旋腔中更强烈的掺混



图4 叶孔式预旋喷嘴^[11] Fig.4 Hole-shaped pre-swirl nozzle^[11]



预旋喷嘴气流进口

图5 预旋喷嘴流道 Fig.5 Flow path of the pre-swirl nozzle



图6 预旋喷嘴流道参数化设计 Fig.6 Parametric design of the pre-swirl nozzle's flow path

物喉道面积进行检测。

本文所述的叶孔式预旋喷嘴的出口近似为矩 形,预旋喷嘴出口喉道面积测量方法如下:首先通过 流道理论内外径圆柱面的中间截面半径和出口角度 通过打点获取预旋喷嘴的A点坐标,如图8所示,然 后向对侧壁面打点获取C点坐标,点A和点C的距离 即视为喉道宽度;取线段AC的中点并沿径向分别向 内缘板和外缘板打点以获取B点和D点坐标,点B和 点D的距离即视为喉道高度;计算获得预旋喷嘴出 口的喉道面积名义值。

为了提高预旋喷嘴出口面积与理论值的一致 性,通常会在铸件阶段以预旋喷嘴面积公差下限为 名义尺寸进行铸造,并根据喉道面积测量结果通过 磨粒流对预旋喷嘴气流通道进行一定程度的抛修, 相关工序可能反复迭代多次,直至检测得到的喉道 面积满足要求。

4.3.2 预旋喷嘴预旋角度分析

预旋角度是预旋喷嘴气动设计的重要参数,直 接影响出口气流的周向分速度。在实际设计过程 中,通常采用仿真计算的方法确认预旋喷嘴出口气 流角度情况。计算通常包括两个部分,一部分是对 单个预旋喷嘴进行仿真计算,并与试验结果对比以 确认仿真方法的有效性;另一部分是对整个预旋系 统进行仿真分析,用于确定预旋喷嘴的预旋角度与 设计预期的符合性。

为了研究预旋角度对预旋系统性能的影响,设 计了9°、11°、13°、15°和17°共5个预旋角度的叶孔式 预旋喷嘴。采用数值方法,完成了预旋系统(图9)的 数值仿真分析。

旋转比是影响预旋系统温降的重要参数。图10 展示了从预旋喷嘴出口到供气孔出口的旋转比变 化。由图可知,冷气从预旋喷嘴流出后,旋转比最高 可以达到1.6左右;随后旋转比在预旋腔、接收孔及 旋转盘腔内不断衰减,在叶片冷气供气孔进口处仅 为0.9左右。经过叶片供气孔,在供气孔出口处,冷

表4 预旋喷嘴气动性能相关特征设计失效模式及影响分析(部分)

Table 4 Design failure	mode and effect	analysis of the	pre-swirl noz	zle aerodvnamic	performance	(partial)
			F		F	(r)

关注 要素	下一低层级 或特性类型	上一高层级 功能及要求	关注要素 功能及要求	下一低层级 的功能及 要求或特性	对于上一高层级 要素或最终用户 的失效影响	关注要素的 失效模式	下一低层级要素或 特性的失效原因	当前预防措施
预旋 预旋喷嘴 喷嘴 冷气通道	实现热端部位	控制高压 涡轮转子叶片	流量	冷气流量减小, 转子叶片超温	冷气流量低于 设计要求	流道尺寸不合理; 流道尺寸超差;流 道被堵住	预旋喷嘴 流量分析	
	预旋喷嘴 冷气通道	预旋喷嘴 令气通道	冲供气 冷气量	满足安水	涡轮冷气量增大,发动 机性能下降	冷气流量超过 设计要求	流道尺寸不合理; 流道尺寸超差	预旋喷嘴 流量分析
		降低转子叶片 冷气供气温度	控制高压 涡轮转子叶片 冷气流动角度	预旋喷嘴出口 气流角度	转子叶片冷气温度升 高,导致叶片超温	预旋喷嘴出口 角度不符合要求	预旋喷嘴流道出口 角度不合理	预旋喷嘴 气动分析



- 图7 预旋喷嘴S1流面压力分布
- Fig.7 S1 surface pressure distribution of the pre-swirl nozzle







图9 预旋系统 Fig.9 Pre-swirl system

气与转子基本达到周向速度同步,旋转比接近1.0。 不同预旋角度导致的旋转比差异主要体现在接收孔 进口位置处。经过旋转盘腔后,供气孔进、出口的旋 转比差异已经很小。

图11所示为预旋系统内无量纲总压分布。图 中,p_t/p_{t0}表示无量纲总压,定义为当地相对总压p_t 与预旋系统进口绝对总压p_{t0}之比。对比从预旋喷 嘴出口到接收孔进口的相对总压变化可知,预旋角 度越大,预旋喷嘴出口腔内的流动损失越大。当预 旋角度为9°时,无量纲总压从预旋喷嘴出口的0.664



图10 预旋系统旋转比 Fig.10 Rotation ratio of the pre-swirl system



图11 预旋系统无量纲总压分布 Fig.11 Non-dimensional total pressure distribution of the pre-swirl system

降低到接收孔进口的0.649,降幅为0.015;而当预旋 角度为17°时,无量纲总压从预旋喷嘴出口的0.673 降低到接收孔进口的0.637,降幅为0.036。分析认 为,当预旋喷嘴出口流道高度、流道宽度固定时,预 旋角度增大将使得预旋喷嘴出口射流切向速度分量 与接收孔切线速度差增加,射流与周围气体的掺混 加剧,进而导致流动损失增加。

对比接收孔进口与接收孔出口的相对总压变化 可知,当预旋角度从9°增加到17°时,接收孔进出口 的无量纲总压降低量从0.013降低到0.008,随着预旋 角度增加,接收孔的流动损失会出现一定程度的降 低。因为接收孔为轴向通孔,因此当预旋角度增加 时,气流方向与接收孔轴心夹角减小,接收孔的流量 系数增加,气流流经接收孔的流动损失降低。 冷气从接收孔进入转子盘腔后,受离心增压作用,其相对总压持续升高。由于对不同预旋角度的 预旋系统设置了相同的出口背压和转速,所以不同 预旋角度下的预旋系统出口总压基本一致。

5 预旋喷嘴气动试验验证

在目前设计阶段,预旋喷嘴通流能力的验证具 有至关重要的影响。图12给出了预旋喷嘴试验验证 的"组件—部件—整机/核心机"三级验证体系。





预旋喷嘴的零组件级试验主要包括2部分内容: 一是预旋喷嘴本身的实物状态与设计要求的符合 性,其中最核心的是预旋喷嘴尺寸检测,相关内容详 见4.3.1节;二是预旋喷嘴的流量特性试验,目的是验 证设计压比下预旋喷嘴的通流能力,并获取预旋喷 嘴流量特性。试验中,测量预旋喷嘴进口流量、进口 总温、进口总压、出口静压和出口气流角度。根据公 式(6)计算得到预旋喷嘴换算流量*G*_{corrected},建立换 算流量与落压比的关系,如图13所示。

$$G_{\text{corrected}} = G_{\sqrt{T_0^*}} / p_0^* \tag{6}$$

需要注意的是,预旋喷嘴的流动受预旋系统相 邻元件的影响较大,为更为准确地获取真实情况下 的预旋喷嘴工作特性,仍需进一步开展带有预旋喷 嘴的旋转盘腔试验以确定盘腔流动及接收孔结构对 于预旋喷嘴性能的影响。相关验证也可搭载涡轮部 件级验证一同开展,在验证过程中通过合理的结构 设计实现预旋喷嘴流路的单独供气,从而获得预旋 喷嘴的流量,再结合预旋喷嘴进、出口腔压测量结果 判断实际预旋喷嘴的工作状态。实际验证过程中, 预旋喷嘴出口上、下篦齿封严形式和封严间隙、接收 孔和增压叶轮的结构、高压涡轮一级盘前后挡板的



图13 预旋喷嘴压比-流量特性 Fig.13 Characteristics of the pre-swirl nozzle pressure ratio and flow capacity

结构形式和封严效果,均会对预旋喷嘴的实际工况 产生显著影响,进而使其实际工作的压比偏离设计 工况。在涡轮部件试验中,搭载预旋喷嘴相关测量 的目的,是验证在真实预旋系统结构条件、不同相对 换算转速下的预旋喷嘴压比-流量特性,从而为核 心机/整机试验的预旋喷嘴流量特性估算提供依据。 即便如此,由于预旋喷嘴供气条件仍是由试验台的 阀门控制,仍无法准确反映真实发动机条件下的预 旋喷嘴工作情况。

对于核心机/整机试验,预旋喷嘴的供气与高压 涡轮一级导向器的冷却供气处于相同流路,难以对 二者之间的流量分配开展精确计量。但此时预旋系 统的供气条件和排气条件最接近真实情况,从而可 以验证预旋系统在不同发动机工况和部件匹配条件 下的工作表现,进而确定预旋喷嘴设计要求(压比和 流量)与实际工况的一致性。在核心机/整机试验过 程中,通过测量预旋喷嘴进口温度、进口压力和出口 压力,结合已获取的预旋喷嘴压比-流量特性,从而 获取预旋喷嘴流量,用于支撑核心机/整机的安全性 监控和性能分析。

6 结论

系统地介绍了叶孔式预旋喷嘴气动设计及验证 的过程,主要结论如下:

(1)叶孔式预旋喷嘴相比叶片式预旋喷嘴结构 更简单,同时相比直圆孔型预旋喷嘴具有更低的气 动损失,可兼顾制造成本和气动性能;

(2)预旋喷嘴流量和出口气流角度是影响预旋 喷嘴及整机性能的关键特性,需要采用包括喉部面 积测量在内的尺寸检测手段进行管控;

(3)给出了预旋喷嘴的"组件—部件—整机/核

心机"三级验证体系的实施方式、各自的验证目的和 不同层级之间的验证/支撑关系。

参考文献:

- [1] 刘晓松,韩秋冰,田文正,等.基于系统工程的航空发动机研发流程建设方法[J].航空动力,2023,(6): 42-44.
- [2] 兰影铎,于 武,周 鑫. 航空发动机系统工程技术浅 析[J]. 智能制造,2018,(6):34-35.
- [3] 张玉金. 商用航空发动机系统工程及实践[M]. 北京:科学出版社,2021.
- [4] JAVIYA U, CHEW J, HILLS N, et al. A comparative study of cascade vanes and drilled nozzle design for preswirl[R]. ASME GT2011-46006, 2011.
- [5] 刘高文,李碧云,蒋兆午,等. 预旋角度对预旋孔流动 特性的影响[J]. 推进技术,2012,33(5):740-746.

- [6] 刘 波,王永红. 预旋喷嘴流动特性试验研究[J]. 燃 气涡轮试验与研究,2009,22(3):45-46.
- [7] BURGE S. The systems engineering tool box[J/OL]. https://www.burgehugheswalsh.co.uk. 2011.
- [8] 刘育心. 叶型预旋供气系统设计及其流动与温降特性 研究[D]. 西安:西北工业大学,2019.
- [9] 刘永泉,李 贺,柴军生,等. 一种用于预旋冷却系统的 气动孔型预旋喷嘴[P]. 中国专利:CN105464724A, 2017-04-06.
- [10] HATMAN A. Methods, systems and/or apparatus relating to inducers for turbine engines[P]. US Patent, US2010166549A1,2010-07-01.
- [11] 常骐越,吕剑波. 航空发动机预旋系统及其孔型预旋 喷嘴[P]. 中国专利:CN211116274U,2020-07-28.
- [12] FMEA vs DFMEA (What are the differences between them?)[EB/OL]. https://www.twi-global.com/technical-knowledge.

19



摘 要:针对变循环发动机的可调低压涡轮导叶开展了不同开度下的前缘气膜冷却效果研究。采用数值仿真的方法,研究了5种典型导叶开度下的导叶表面压力系数分布规律,探究了开度与冷气吹风比对叶片前缘气膜出流特性和覆盖特性的影响规律。结果表明:导叶开度的减小导致前缘的气动驻点位置向压力面方向移动,造成前缘冷气射流更多地流向吸力面侧,使吸力面气膜冷却效率提高;此外,导叶开度的减小导致吸力面与压力面的冷气贴壁效果都有提高,但两者的具体机理不同。导叶开度的变化对前缘气膜孔最佳吹风比影响较小,不同开度下的最佳吹风比都在1.0附近。由于导叶开度为0°时滞止线位于气膜孔排4之上,堵塞效应显著,与开度为5°、-5°条件相比,面平均气膜冷却效率降低了13.6%。

关键词:变循环发动机;可调低压涡轮导叶;气膜冷却;导叶开度;吹风比 中图分类号:V231.3 文献标识码:A 文章编号:1672-2620(2024)02-0019-10 DOI:10.3724/j.GTER.20240017

Leading edge film cooling effectiveness of variable turbine guide vane with different opening degrees

JIN Helong¹, BAI Xiaohui¹, ZHANG Zhenhua², LI Penggang², CHEN Lei², LIU Cunliang¹

School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;
 AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China)

Abstract: The study on leading edge film cooling characteristics of a variable low-pressure turbine guide vane in a variable cycle engine has been carried out. With 5 typical opening degrees, the pressure coefficient distribution on the surface of the guide vane has been studied by numerical simulation. Subsequently, the influence of opening degree and blowing ratio on the variation of film cooling effectiveness and coverage characteristics has been investigated. The results indicate that the position of the aerodynamic stationary point of the leading edge is shifted towards the pressure side by reducing the opening degree of the adjustable guide vane. As a result, the leading edge coolant air flows more towards the suction side, increasing the cooling efficiency of the suction surface. Furthermore, the reduction of opening degree causes an improvement in the coolant air advection effect on both suction and pressure sides, but the two mechanisms are different. Changing the opening degree has little impact on the optimum blowing ratio of the leading edge film holes, and optimum blowing ratios (*M*) under different openings are all around *M*=1.0. Since the stationary line is above film hole row 4 at θ =0°, the blocking effect is significant, reducing the surface average air film cooling efficiency by 13.6% compared to that of openings at θ =5° and -5°. **Key words:** variable cycle engine; variable low pressure turbine guide vane; film cooling; opening degree;

blowing ratio

1 引言

变循环发动机(Variable cycle engine, VCE)能

够调节热力循环参数^[1],实现在不同飞行工况下选择最优的工作模式,是未来先进航空发动机的重点

收稿日期:2024-02-24

基金项目:航空发动机及燃气轮机基础科学中心项目(P2022-B-II-026-001);陕西省创新能力支撑计划(2023-CX-TD-19) 作者简介:靳合龙(2000-),男,山东济宁人,硕士研究生,研究方向为航空发动机热端部件高效冷却。

发展方向^[2-3]。变几何涡轮是变循环发动机实现热 力循环参数调节、模态过渡转换的关键部件[4],其 导向叶片具有开度可调的特点,即通过调节开度来 满足VCE不同巡航状态下的流量需求。早在20世纪 60年代, CAMPBELL和WELNA^[5]就在NASA Lewis 高空风洞中通过试验证实了变几何涡轮在机械结构 上的可行性。1971年, Rolls-Royce公司通过大量试 验证明了改变导叶的开度能够在较大范围内调节涡 轮的流通能力^[6]。目前,国内外针对可调导叶的研 究主要集中在气动特性方面。例如:张宜奎等^[7]采 用数值模拟方法研究了导叶安装角变化对变几何涡 轮性能的影响,发现开度的变化会造成叶片表面的 流动分离。贾小权等[8]、李天禄和乔渭阳[9]也通过 研究得出了类似的结论。高杰等[10]发现泄漏涡与 通道涡的相互干扰,使得叶栅通道内的流场更加复 杂,严重影响变几何涡轮的性能。

目前,先进航空发动机的涡轮进口温度已经远 远超过高温合金的耐温极限,因此必须考虑变几何 涡轮可调导叶的热防护问题。气膜冷却是涡轮叶 片最主要的热防护手段之一,国内外学者对此开 展了广泛研究。BUNKER^[11]总结了影响气膜冷 却效果的主要因素,包括冷气与主流的相互作用、 吹风比、动量比、表面曲率和压力梯度等。FRIC和 ROSHKO^[12]详细研究了气膜孔后的涡系结构,发现 肾形涡对会使射流向上抬升,将高温燃气从两侧卷 吸到射流底部,不利于叶片表面的气膜冷却。 SCHWARZ等^[13]研究发现,在吹风比较小时凸面的 气膜覆盖效果比平面或凹面更好,在吹风比较大时 则与之相反。TEEKARAM等^[14]研究了压力梯度对 气膜冷却效率的影响,发现顺压梯度对气膜冷却效 率有提升,逆压梯度则恰恰相反。王玮琪等^[15]通过 数值仿真发现顺压梯度虽然会使边界层增厚,但却 削弱了肾形涡对的强度,最终使气膜平均冷却效率 提高。然而,目前关于可调导叶的气膜冷却研究较 少,亟需开展研究。

前缘处于叶片的最前端,面临着最高的热负荷 和压力载荷。因此,一般在前缘区域设置多排气膜 孔。由于结构类似于喷淋头,因此前缘多排气膜冷 却也被称为"喷淋冷却"。滞止线是前缘区域压力最 大点的连线,对于前缘喷淋冷却效果有着显著的影 响。朱惠人等^[16]通过试验研究了气动滞止线与气 膜孔的相对位置对前缘气膜冷却效果的影响,发现 越靠近滞止线的气膜孔冷却效果越差。CRUSE 等^[17]通过试验测量发现,当滞止线位于气膜孔下游 时,冷气在压力梯度的作用下向上游流动,导致孔下 游的冷却效率显著下降。刘捷等^[18]通过数值仿真 方法研究了滞止线对具有多排气膜孔的叶片的影 响,发现滞止线两侧存在较大范围的无气膜覆盖区 域。然而,针对可调导叶滞止线大范围移动特点的 研究较少。

综上所述,由于开度变化造成滞止线位置的大范围移动,变几何涡轮可调导叶面临着更严峻的冷却压力。此外,导叶开度对可调导叶气膜冷却效果的影响机理也尚未被深入研究。为此,本文采用数值模拟的方法,研究了5种典型开度下可调导叶表面的压力系数分布规律,探究了吹风比对前缘气膜出流特性和覆盖特性的影响规律,并结合不同工况下的气膜出流结构变化规律,分析了涡旋结构对气膜贴壁性的影响。

2 研究方法

2.1 物理模型

选取某型低压涡轮导叶的模型为研究对象。为 了提高可调导叶在不同攻角下的气动性能,其前缘 采用了钝头造型。相比于传统的定几何涡轮导叶, 可调导叶的前缘圆弧半径更大。如图1所示,可调导 叶通过绕积叠轴整体转动,来改变导叶开度θ。图2 展示了可调导叶叶栅通道的变化,其中LE代表前 缘,PS为压力面,SS为吸力面,TE为尾缘。导叶尾缘 与相邻叶片的吸力面所围成的气流通道为喉部区 域,是通道内流通面积最小的位置。*θ*减小时,叶栅 通道的喉部面积减小,从而实现变几何涡轮流通能 力的控制。选取道喉部面积增大方向为可调导叶转 动的正方向。可调导叶的模型具体几何参数(*θ*=









0°)如表1所示。

图3为带前缘气膜孔的可调导叶展开示意图。 图中,S表示流向弧坐标,C为叶片弦长,S/C代表沿 流向的无量纲坐标。S/C<0表示吸力面区域,S/C >0则表示压力面区域。H表示叶高方向坐标,H/C 代表沿叶高方向的无量纲坐标。在可调低压涡轮导 叶前缘区域布置了6排圆柱形气膜孔,气膜孔直径 D=0.5 mm,气膜孔排均垂直于当地壁面,气膜孔间 距为3D。为避免单孔计算带来的误差,每排气膜孔 在叶高方向的数量为7个,径向孔间距为5D。

2.2 数值计算方法

图4展示了单叶栅计算域及边界条件,叶栅通道 进口为总压入口,出口为静压出口。冷气进口为质 量流量入口,具体数值由吹风比控制。参照某型航 空发动机的设计点工况,具体计算工况如表2所示。 为避免上下端壁对计算结果的影响以及保证良好的 周向周期性,将流体域左右两侧设置为周期性边界 条件,上下设置为对称边界条件,其余壁面则设置为 绝热无滑移边界条件。

求解三维定常、黏性Navier-Stokes方程,流体设

表1 导向叶片几何参数 Table 1 Geometric parameters of guide vane					
参数	数值				
弦长/mm	58.69				
轴向弦长/mm	42.94				
栅距/mm	43.72				
进口几何角/(°)	90				
出口几何角/(°)	25				

置为理想气体,其中比热容c、导热系数 λ 和动力黏度 μ 采用温度拟合函数计算,对流项设置为二阶精度 的高精度格式离散。当监测计算残差小于10⁻⁵时则 认为计算收敛。由于SST $k-\omega$ 在研究可调导叶气 动特性及预测涡轮叶片换热方面具有较高的适用 性^[19-20],湍流模型选用SST $k-\omega$ 模型。如图5所示, 划分非结构四面体网格,对气膜孔内部及叶片表面 进行局部加密。在叶片表面设置10层边界层网格, 第1层高度为0.001 mm,增长率为1.2,确保叶片表面 大部分区域的 y^+ 值在1左右,满足SST $k-\omega$ 湍流模 型的计算精度要求。

分别选择网格数量为630万、1 200万与1 800万 左右的网格,在θ=0°、M=1.0时开展网格无关性验 证。计算结果如图6所示,横坐标使用无量纲流向坐 标,纵坐标使用展向平均气膜冷却效率。网格数量 为1 280万与1 860万时的展向平均气膜冷却效率分 布基本一致,网格数对结果的影响已经可以忽略不 计。因此,选择网格数量约为1 280万的网格尺寸开 展后续计算。

2.3 主要参数定义

压力系数C_p定义为:

$$C_{\rm p} = \frac{p - p^*}{p^* - p_{\rm in}} \tag{1}$$

式中:p为叶片表面静压;p*为叶栅通道入口处气流 总压;p_{in}为叶栅通道入口处气流静压。

气膜冷却效率η定义为:







图4 计算域与边界条件 Fig.4 Computational domain and boundary conditions

	表2 计算工况	
Table 2	Computational conditions	5

数值
293.3
201.9
2 417.1
732.1
10,5,0,-5,-10
0.5, 1.0, 1.5, 2.0



图5 计算网格 Fig.5 Computational mesh

$$\eta = \frac{T_{\rm g} - T_{\rm aw}}{T_{\rm g} - T_{\rm c}} \tag{2}$$

式中: T_g 为主流温度; T_{aw} 为绝热壁面温度; T_c 为冷气温度。

空间无量纲温度Tnd定义为:

$$T_{\rm nd} = \frac{T - T_{\rm c}}{T_{\rm g} - T_{\rm c}} \tag{3}$$

式中:T为空间各点实际温度。

当地吹风比M定义为:

$$M = \frac{\rho_{\rm c} u_{\rm c}}{\rho_{\rm m} u_{\rm m}} \tag{4}$$

式中: ρ_c 为冷气密度; u_c 为冷气速度; ρ_m 为主流当地密度; u_m 为主流当地速度。

3 结果与讨论

3.1 开度对可调导叶表面压力系数的影响

图7展示了不同开度的叶片表面压力系数分布。 可发现,主流在前缘气动驻点位置滞止,使该处的压 力系数达到最大值。压力面的压力系数沿流向降 低,而吸力面的压力系数则先降低后增大,最小值出 现在吸力面中部位置。叶栅通道由收缩的前段与扩 张的后段组成,前段对应压力面与喉道前的吸力面 围成区域,后段对应喉道后的吸力面区域。参照图



图6 不同网格数的对比 Fig.6 Comparison between different mesh numbers



图7 不同开度下的叶片表面的压力系数的分布 Fig.7 Distribution of variable guide vane surface pressure coefficients at different opening degrees

2,导叶的尾缘与相邻导叶的吸力面中部共同组成叶 栅通道最窄的喉部位置,对应吸力面压力系数最小 值的位置。

导叶开度的变化对叶片表面的压力系数影响主 要体现在以下3个方面:首先,随着导叶开度的减小, 压力系数最大值不断向压力面侧偏移。这是由于导 叶绕积叠轴旋转,燃气直接冲击前缘区域的位置改 变,导致气动驻点的坐标位置发生改变。其次,导 叶开度的变化会导致前缘压力面侧与前缘吸力面 侧(S/C=0.08,-0.08)有局部的压力系数起伏。这 是由于导叶前缘采用钝头造型,导叶前缘头部会遮 挡下游区域,下游区域产生局部的流动分离造成压 力损失增大,因而此处的压力系数明显下降。最后, 导叶开度的减小引发了压力系数大幅下降。这是由 于开度的减小使得叶栅通道变窄,导致主流受到更 强烈的压缩效应,气流在通道内的速度变化更加显 著,因此压力系数波动明显。此外,由式(1)可知,导 叶开度的减小使通道气流质量流量下降,导致入口 处的速度降低、入口压力提高,因而压力系数Cp的分 母减小,Cp的数值增大。

3.2 导叶开度对前缘气膜冷却效率的影响

图8展示了不同开度下的叶片前缘气动驻点与 气膜孔排的相对位置关系。导叶开度的变化必然造 成前缘气动驻点位置改变,从而使气膜孔与气动驻 点的相对位置变化。以文中叶片及气膜冷却结构为 例,导叶开度在10°到-10°范围内变化时,气动驻点 位置由最初的气膜孔排3右侧移动到了气膜孔排5的 左侧(为便于描述以吸力面侧方向为左侧)。即在所 有气膜孔排中,仅有气膜孔排4位置被气动驻点掠 过,其他气膜孔排并未受到气动驻点的直接影响。

图9展示了M=1.0时,不同开度下前缘两侧截面 的空间无量纲温度分布及流线图。图中灰色区域为 可调导叶前缘,流向位置分别为S/C=0.1,-0.1。可 以发现,前缘气膜孔射流以气动滞止线为界,分为两 股气流分别向下游"喷淋"。前缘区域直接受到主流 冲击,气动驻点处的静压较高,附近的气膜孔射流难 以形成有效气膜覆盖,即堵塞效应,因此前缘气动驻 点附近区域局部气膜冷却效果较差。

在导叶开度逐渐减小的过程中,由于气动驻点 两侧的压力梯度方向存在差异,前缘冷气射流的流 向发生显著变化,更多的气膜孔排被分隔到了气动



图8 不同开度下可调导叶前缘气动驻点位置 Fig.8 Stagnation point positions at leading edge of variable guide vane at different opening degrees

滞止线的左侧,向吸力面侧喷淋的冷气流量增大。 在开度减小的过程中,气膜孔排4被气动驻点所掠 过,其射流流线的偏转方向随着导叶开度的改变而 呈现出显著的变化。在θ>0°时,驻点在孔排4的左 侧,气膜孔排4的冷气射流向压力面侧偏转,当θ=0° 时,驻点正对着孔排4,而当θ<0°时,驻点在孔排4的 右侧,其冷气射流则变为向吸力面侧偏转。综上所 述,导叶开度的变化对前缘气膜出流覆盖特性具有 显著影响。

图10展示了*M*=1.0时,不同开度的可调导叶前 缘区域(-0.1<*S*/*C*<0.1)的面平均气膜冷却效率分 布。可以发现,随着导叶开度的减小,前缘压力面侧 的面平均气膜冷却效率呈现降低趋势,而吸力面侧 则显著提高。整个前缘区域的气膜冷却效率呈现出 M状的分布,即两侧较高而中间与两端较低。这是 由于滞止线位置的移动导致了冷气向两侧的偏移量 改变,以及气动驻点越接近气膜孔位置时,气流的堵 塞效应增强,阻碍了冷气射流的出流和覆盖。*θ*=5°, -5°时的前缘整体面平均气膜冷却效率最高,与设计 点(*θ*=0°)相比,提升了13.6%。









3.3 不同导叶开度下前缘喷淋冷气对下游冷却效果 的影响

图11展示了吹风比*M*=1.0时,不同开度下叶片 表面的气膜冷却效率分布。可以发现,前缘气膜孔 射流以气动滞止线为界,分为两股向下游"喷淋",在 下游再次贴附在吸力面与压力面上形成气膜覆盖。 由于通道涡的卷吸作用,吸力面前缘射流的轨迹为 向中间叶高聚拢,而压力面射流轨迹则为向两侧发 散。随着导叶开度的减小,吸力面气膜冷却效率明 显提升、压力面气膜冷却效率则明显降低,并且压力 面的冷气射流轨迹更加发散。这是由于当导叶开度





减小时,叶栅通道收缩段收窄,气流在导叶端壁附近 受到的横向压差作用更为显著,导致压力面冷气射 流的发散现象更加强烈。从图中还可发现, $\theta > 0^{\circ}$ 时,压力面鳃区(0 < S/C < 0.2)出现高气膜冷却率 区域显著收窄的现象(A1)。随着开度的减小,该现 象呈现出逐渐减弱的趋势,直至 $\theta = 0^{\circ}$ 时,该现象完全 消失。此外,当 $\theta = -10^{\circ}$ 时,吸力面后部区域高气膜 冷却效率区域在展向方向上出现了突然扩张的现 象。为了深入探究上述两个现象背后的机理,下文 将结合叶片表面的极限流线分布进行详细分析。

图12展示了M=1.0时,不同开度下的吸力面与 压力面展向平均气膜冷却效率分布。可发现,由于 开度减小时,前缘滞止线向压力面侧移动,前缘气膜 孔的冷气射流更多地向吸力面侧偏移,导致了压力 面的气膜冷却效率不断降低,而吸力面展向平均气 膜冷却效率整体提高。此外,当 θ =-10°时,由于通 道涡在吸力面后部发生脱离现象,增强了前缘冷气 射流在展向方向的覆盖效果,因此S/C=1.1处展向 平均气膜冷却效率明显提高。



图12 吹风比为1.0时不同开度下的展向平均气膜冷却效率 Fig.12 Spanwise-averaged film cooling effectiveness at different opening degrees when *M*=1.0

图13展示了*M*=1.0时,不同开度下叶片表面的 极限流线分布。从图中可以发现,*θ*>0°时,压力面 鳃区(A1)极限流线紊乱。这是由于叶片前缘采用 凸头造型,在大开度下遮挡了下游区域,使下游区域 产生局部流动分离死区。随着导叶开度的增大,死 区面积不断增加,对前缘冷气射流的贴壁性影响越 剧烈,因而压力面鳃区气膜冷却效率骤降。从图中 还可发现,*θ*=-10°时,吸力面后部(A2)极限流线混



图13 吹风比为1.0时不同开度下的极限流线分布 Fig.13 Distribution of constrained streamline at different opening degrees when *M*=1.0

沌化。这同样是由于导叶开度减小时叶栅通道内的 通道涡增强,当θ=-10°时,通道涡强度达到最大,在 吸力面后部发生通道涡脱离,导致该区域出现分离 现象,使得吸力面后部的气膜冷却效率分布呈现出 明显的波动特征。此外,该现象使吸力面后部的极 限流线由叶片的中截面指向两侧,这有助于增强前 缘冷气射流在展向方向的覆盖效果。

气膜冷却效率是受多种因素共同影响的复杂参数,其中关键因素除冷气流量外,冷气射流的贴壁性也起着至关重要的作用。因此,下文将结合近壁面处空间无量纲温度及速度矢量分布,探究导叶开度对前缘冷气射流在吸力面与压力面气膜覆盖效果的影响及作用机理。图14展示了不同导叶开度下,前缘截面(*S*/*C*=0.1,-0.1)的空间无量纲温度及速度矢量分布。从图中可以发现,前缘压力面侧与吸力



图14 吹风比为1.0时不同开度下前缘的无量纲温度分布和速度矢量

Fig.14 Distribution of non-dimensional temperature and velocity vector at leading edge at different opening degrees when M=1.0

面侧的涡结构旋转方向不同,导致对两侧的冷气覆 盖作用效果也不同。前缘压力面侧的涡结构旋向为 外卷,气膜孔上方的速度矢量指向远离壁面方向,而 近壁面处速度矢量指向气膜孔中心线处。因此,前 缘压力面侧的涡结构不仅会将燃气主流卷吸到冷气 射流的底部,而且会在剪切力的作用下使前缘射流 远离壁面,使壁面处气膜冷却效果降低。前缘吸力 面侧的涡结构旋向为内卷,气膜孔法向方向的速度 矢量指向壁面方向,近壁面处速度矢量指向气膜孔 两侧,因此将会更有利于吸力面侧气膜的贴壁与展 向拓展。

冷气射流的核心为无量纲温度最低处,其与叶 片表面的距离一定程度上反映着气膜贴壁性。随着 导叶开度的减小,冷气射流的核心逐渐向壁面靠近, 气膜贴附性得到改善,前缘处的气膜冷却效率有所 提高。然而,压力面侧和吸力面侧的冷气射流贴壁 性增强的具体作用机理并不相同。对于前缘压力面 侧,随着导叶开度的减小,由于驻点偏移,向压力面 喷淋的气膜孔由3排减少至2排,涡结构的强度逐渐 减小,使其对冷气射流的卷吸作用减弱,使得冷气射 流更易于贴附在壁面上,从而提高了压力面的气膜 覆盖效果。对于前缘吸力面侧,情况则有所不同,随 着导叶开度的减小,由于驻点偏移,吸力面的气膜孔 由3排增加至4排,内卷涡结构的强度反而得到了增 强。但是,内卷涡结构的增强有助于冷气射流更好 地贴附在壁面上,并扩展其在展向方向的覆盖范围, 从而提高了吸力面的气膜覆盖效果。上述现象的产 生可以归因于导叶开度减小时,叶栅通道的收缩段 变得更加狭窄。这种变化增强了叶栅通道对主流的 作用力,使得主流的加速度增大、冲击作用更为强 烈,使得前缘冷气射流更容易贴附在叶片表面,从而 提高了气膜冷却效果。

3.4 不同吹风比下开度对面平均气膜冷却效率的影响

图15展示了导叶开度与吹风比对前缘压力面侧 (0<S/C<0.1)、前缘吸力面侧(-0.1<S/C<0)、前 缘(-0.1<S/C<0.1)面平均气膜冷却效率分布的影 响。从图中可以发现,相比于前缘压力面侧,前缘吸 力面侧的三维气膜冷却效率曲面更加平缓。这是由 于导叶开度减小时,气动驻点位置在前缘压力面侧 移动,因此对前缘压力面侧的影响更加显著。此外, 可以发现整个前缘的三维气膜冷却效率曲面呈现马 鞍形,即中心处和两侧较低,中心旁有两处高值区 域。从图中还可以发现,导叶开度对前缘气膜孔的 最佳吹风比影响较小,不同开度下最佳吹风比都处 于*M*=1.0附近。

图16展示了导叶开度与吹风比对压力面侧(0< S/C<1.04)、吸力面侧(-1.23<S/C<0)和全表面 的面平均气膜冷却效率分布的影响。随着开度与吹 风比的增大,压力面、吸力面的面平均气膜冷却效率 呈现出单调增加的趋势。这是由于压力面、吸力面 的冷却效果源自于前缘的冷气射流,因此冷气流量 增大必然导致该处的气膜冷却效果提升。对于整个 叶片表面,高气膜冷却效率出现在大导叶开度与吹 风比较大时。这是由于吹风比越大导致叶片表面的 冷气流量越大,气膜冷却效率提高。导叶开度较小 时,前缘冷气会明显向吸力面侧偏移,然而压力面受 开度的影响极其显著,吸力面侧的气膜冷却效果提 高带来的增益小于压力面气膜冷却效率的显著降 低。因而,导叶开度较大时,整个叶片表面的气膜冷 却效率较高。



图15 开度与吹风比对前缘面平均气膜冷却效率分布的影响 Fig.15 Effect of opening and blowing ratio on distribution of leading edge surface-averaged film cooling efficiency

4 结论

采用数值仿真的方法,研究了不同导叶开度条件下可调导叶表面的压力系数变化规律,同时进一步分析了导叶开度与吹风比对可调涡轮导叶前缘气 膜冷却效果的影响,研究得出以下结论:





(b) 吸力面测





(1) 导叶开度的改变造成了可调导叶的前缘气 动驻点位置移动,吸力面与压力面鳃区处出现局部 流动分离,并且随着导叶开度的减小,叶片表面的压 力变化更加显著。

(2) 导叶开度增大,前缘凸头造型导致压力面 鳃区局部流动分离,高冷却效率区域收窄;导叶开度 减小时,吸力面后部流动脱离,增强了前缘冷气射流 在展向上的覆盖效果。

(3)导叶开度减小,导致压力面射流的动量减 小,有利于气膜的贴附,而吸力面射流的涡结构强度 增强,也同样有利于射流的贴壁,因此气膜冷却效率 提高。该现象还可归结为通道变窄,燃气主流冲击 增强,压迫冷气射流贴近叶片表面的能力增强。

(4)由于设计点工况气动滞止线位于气膜孔排 之上,叶片表面平均气膜冷却效率整体偏低,与开度 为5°、-5°条件相比,面平均气膜冷却效率降低了 13.6%。

参考文献:

- 方昌德. 变循环发动机[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2004,17(3):1-5.
- [2] 陈玉春,贾琳渊,任 成,等.变循环发动机稳态控制规律设计的新方法[J].推进技术,2017,38(10): 2262-2270.
- [3] 张晓博,王占学,周 红. FLADE变循环发动机模态转 换过程特性分析[J]. 推进技术,2018,39(1):14-22.
- [4] 胡松岩. 变几何涡轮及其设计特点[J]. 航空发动机, 1996,(3):21-26.
- [5] CAMPBELL C E, WELNA H J. Preliminary evaluation of turbine performance with variable-area turbine nozzles in a turbojet engine[R]. NACA-RM-E52J20, 1953.
- [6] 李凤超,周 琨,邵 飞. 变几何涡轮技术的发展[J]. 航空动力,2020,(4):22-26.
- [7] 张宜奎,钟易成,徐 亮,等.导叶安装角变化对变几 何涡轮性能影响的数值研究[J].燃气涡轮试验与研 究,2020,33(4):9-14.
- [8] 贾小权,闫 睿,宋义康,等. 变几何低压涡轮级多 工况气动性能研究[J]. 热能动力工程,2021,36(11: 64-71.
- [9] 李天禄,乔渭阳. 变几何涡轮流动机制及气动性能数 值模拟研究[J]. 科学技术与工程,2012,12(35):

9602-9607.

- [10] 高 杰,郑 群,赵旭东,等.大子午扩张变几何动力 涡轮流场及损失特性分析[J].机械工程学报,2017, 53(10):193-200.
- [11] BUNKER R S. A review of shaped hole turbine filmcooling technology[J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 127(4):441-453.
- [12] FRIC T F, ROSHKO A. Vortical structure in the wake of a transverse jet[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1994, (279):1-47.
- SCHWARZ S G, GOLDSTEIN R J, ECKERT E R G. The influence of curvature on film cooling performance
 J. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(3):472–478.
- [14] TEEKARAM A J H, FORTH C J P, JONES T V. Film cooling in the presence of mainstream pressure gradients
 [J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(3):484–492.
- [15] 王玮琪,单 勇,廖华琳,等. 主流压力梯度对气膜冷却效率影响的数值研究[J]. 航空动力学报,2017,32
 (8):1876-1885.
- [16] 朱惠人,许都纯,郭 涛,等. 孔排布局对叶片前缘气 膜冷却的影响[J]. 航空学报,2000,(5):385-388.
- [17] CRUSE M W, YUKI U M, BOGARD D G. Investigation of various parametric influences on leading edge film cooling[R]. ASME 97-GT-296, 1997.
- [18] 刘 捷,安柏涛,蒋洪德,等.静叶前缘气膜冷却特性的数值模拟及改进设计[J]. 航空动力学报,2009,24
 (2):331-339.
- [19] YAO Yunjia, TAO Zhi, ZHOU Kun, et al. Aerodynamic performance measurement of a novel variable geometry turbine adjustable guide vane scheme by experimental study[J]. Aerospace Science and Technology, 2023, 140:108413.
- [20] WU Zhuang, ZHU Huiren, LIU Chunliang, et al. Showerhead film cooling injection orientation design on the turbine vane leading edge considering representative lean burn combustor outflow[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2021, 235(15):2342–2356.

29



摘 要:采用数值模拟方法研究了目前簸箕形气膜孔实际生产过程中存在的2种典型加工偏差对气膜冷却效果的 影响,并和传统椭圆形气膜孔及理论簸箕形气膜孔进行了对比分析。结果表明:相同孔径及冷气流量下,簸箕形气 膜孔的冷却效果高于椭圆形气膜孔,加工偏差会造成簸箕形气膜孔冷却效果较大程度下降。计算结果对涡轮冷却 叶片实际气膜孔加工及叶片验收有一定的指导意义。

关键词: 航空发动机;涡轮冷却叶片;簸箕形气膜孔;加工偏差;冷却效果;数值研究 中图分类号:V231.1 文献标识码:A 文章编号:1672-2620(2024)02-0029-06 DOI:10.3724/j.GTER.20240015

Impact of machining deviation on cooling effect of dustpan-shaped film hole

HAO Xusheng^{1, 2}, LI Yang^{1, 2}, XUE Shulin^{1, 2}, LI Yaxiong^{1, 2}

(1. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China; 2. Hunan Key Laboratory of Turbomachinery on Small and Medium Aero-Engine, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: The impact of two kinds of typical machining deviation in actual production process on the cooling effect of dustpan-shaped film holes was studied by numerical simulation. And compared with that of the elliptic film hole and the theoretical dustpan-shaped film hole. The results show that the cooling effect of the dustpan-shaped film hole is higher than that of the elliptic film hole with the same hole diameter and the same cooling air flow. The machining deviation will cause the cooling effect of the dustpan-shaped film hole to decrease greatly. The results show some reference to the actual film hole machining and blade acceptance of turbine cooling blades.

Key words: aero-engine; turbine cooling blade; dustpan-shaped film hole; machining deviation; cooling effect; numerical study

1 引言

在涡轮叶片的诸多冷却技术中,气膜冷却已成 为应用最广泛的一种冷却方式,目前先进航空发动 机的燃气涡轮叶片表面全部采用全覆盖气膜冷却进 行热防护。气膜冷却是指冷气从叶片内部的冷却通 道通过气膜孔喷出并覆盖在叶片表面,将叶片表面 与高温燃气隔开的一种冷却方式^[1]。决定气膜冷 却效果的因素非常多,其中气膜孔出口形状的影响 不容忽视,国内外学者对此也进行了大量的理论及 实验研究^[2-13]。朱惠人等^[14]通过实验比较了圆柱 孔、圆锥孔及簸箕孔的冷却效率,发现当吹风比较大 时,带有扩张型出口的气膜冷却效率优于圆柱孔。 EKKAD等^[15]研究了不同几何形状射流喷孔的气膜 冷却效率。戴萍等^[16]研究了新型月牙孔的气膜冷 却效果,并和传统椭圆孔进行了对比。

目前,国内外的研究工作大多集中在簸箕形气 膜孔与其他孔形气膜孔的对比研究及簸箕形气膜孔 孔口自身几何参数对其冷却效果的影响研究上。气 膜孔加工过程中存在的加工偏差对簸箕形气膜孔冷 却效果的影响研究的相关文献尚未见报道。而目前 实际叶片加工过程中,簸箕形气膜孔的精密加工一 直存在比较大的工艺难度,特别是目前应用最广泛 的电火花打孔工艺,通常是先用常规电极加工完椭 圆形气膜孔后再用异型电极对孔口进行二次加工与

收稿日期:2024-03-05

作者简介:郝旭生(1986-),男,山东淄博人,高级工程师,硕士,研究方向为航空发动机空气系统及传热。

修复。二次加工过程中极易产生加工偏差,最为常见的就是簸箕形孔口与其理论位置产生展向或流向上的偏移。为此,本文依据某大功率涡桨发动机涡轮导向叶片叶身簸箕形气膜孔,建立了实际生产过程中存在的2种典型的加工偏差计算模型,运用流热耦合计算方法对2种典型加工偏差模型的流动换热特性进行了分析,并和理论无加工偏差簸箕形气膜孔及传统椭圆形气膜孔的流动换热特性进行了对比,以期更好地了解加工偏差对簸箕形气膜孔流场特性和传热机理的影响,为涡轮冷却叶片实际簸箕形气膜孔加工及叶片验收提供参考。

2 研究模型及研究方法

2.1 计算模型和网格划分

简化后的计算域平板模型结构尺寸见图1。气 膜孔直径D=0.45 mm,孔展向间距为5.78D,孔深径 比L/D=4.2,气膜孔出口距燃气进口为9.00D,其余 尺寸也均表示为气膜孔直径的倍数形式。对3个气 膜孔所对应的区域进行计算模拟。气膜孔轴线与燃 气流向夹角为32.4°。研究对象为2种不同加工偏差 的簸箕形气膜孔、理论无偏差簸箕形气膜孔和常规 椭圆形气膜孔,其对应计算模型孔口形状(分别称为 偏差孔1、偏差孔2、理论孔和椭圆孔,后同)如图2所 示,其中偏差孔1模型簸箕形孔口相对理论位置沿展 向偏移L1为1D,偏差孔2模型簸箕形孔口相对理论 位置沿流向往下游偏移L2为1D。



图1 计算域物理模型 Fig.1 Computational domain physical model

计算网格采用网格处理器Gambit生成。网格划 分过程中,对壁面附近网格均用附面层进行了网格 加密处理,对主次流通道进行线网格控制其密疏程 度,全部模型均采用结构化网格,如图3所示。通过 网格试验验证,所有模型网格总数最终为250万 左右。





Fig.2 Schematic diagram of computation model orifice shape



图3 计算区域气膜孔附近网格划分 Fig.3 Grid division near film holes in the computational domain

2.2 边界条件

计算中流体为不可压缩理想气体,其他物性参数,如导热系数、比热容、黏性系数,均设为温度的分段线性函数。燃气进口为速度进口,进口速度为30 m/s,进口总温为1000 K。冷气入口总温为500 K,冷气供气腔入口速度为0.25 m/s,此工况下可算得吹风比M=1.84,出口为压力出口。计算模型的侧壁面设为周期性边界,气膜孔进出口都设为交界面,其余壁面均设绝热无滑移无渗透物理边界。为使结果具备可对比性,4种计算模型边界条件设定保持一致。

2.3 计算方法

采用Fluent软件的分离隐式求解器对流场和温 度场进行模拟,压力-速度耦合采用SIMPLEC算法, 对流项运用二阶的迎风格式进行离散,扩散项按中 心差分进行离散,选用标准k-ε湍流模型,壁面附近 运用加强壁面函数进行处理,壁面的y⁺在1以下,各 项物理量计算的残差都小于10⁻⁶。 2.4 物理概念

二次流与主流的吹风比定义为

$$M = (\rho_2 u_2) / (\rho_\infty u_\infty) \tag{1}$$

式中:ρ为密度;u为速度;下标∞和2分别为主流(燃 气)和二次流(冷气)。

平均冷却效果η和定义为

$$\eta_{\rm av} = \left(T_{\infty} - \overline{T}_{\rm aw}\right) / \left(T_{\infty} - T_2\right) \tag{2}$$

式中: T_{∞} 为燃气入口温度; T_{2} 为冷气入口温度; \overline{T}_{aw} 为 热侧壁面平均温度,由数值计算得出。

3 数值模拟结果与分析

3.1 沿孔排下游气膜冷却效果的比较

图4为4种计算模型在吹风比M=1.84时的热侧 壁面气膜冷却效果云图。可以看出,4种模型沿流向 的气膜冷却效果均呈逐渐降低趋势。这是由于冷却 气流从气膜孔喷出后,在流动过程中受到主流的加 热,随着流动距离的增加,同一冷却气流流体微团被 主流加热的时间也同样增大。因此,热能相应增加, 温度也随之升高,与壁面温差减小,带走壁面热量的 能力减弱,于是热侧壁面的温度也因气流温度的升 高而升高,导致气膜冷却效果下降。但4种模型冷却 效果云图也有较大不同:理论孔相对于椭圆孔及2种 偏差孔来说,其气膜有效覆盖面积更大,冷却效果更 好;偏差孔1和偏差孔2冷却效果相差不大;在远离孔 口的下游,2种偏差孔的冷却效果稍好于传统椭 圆孔。

图5为4种计算模型气膜冷却效果沿流向分布曲 线。图中,x为热侧壁面沿流向坐标,x=0为燃气进 口处。可以看出,随着x/D的增大,其气膜冷却效果 均不断下降,x/D≤40的区间内,冷却效果下降趋势 较快;x/D>40时,下降趋势变缓。相同吹风比下,4 种模型的气膜冷却效果为:理论簸箕孔>偏差孔2> 偏差孔1>椭圆孔,其中理论簸箕孔与传统椭圆孔相 比,其气膜冷却效果有大幅度的提升,提升幅度约 35%,而当理论簸箕孔出现加工偏差时,其气膜冷却 效果也出现20%~25%比例的下降,对于燃气进口总 温1 650 K级的涡轮叶片,冷却效果下降20%,其叶 片金属温度将上升50 K左右。与传统椭圆孔相比, 偏差簸箕孔的气膜冷却效果仍有提升,但提升幅度 很小,约2%~7%。2种偏差簸箕孔的气膜冷却效果 相当,差别不大。

3.2 不同模型气膜孔中截面温度场分布

图6为4种计算模型气膜孔中截面温度分布云 图。可以看出,对于理论簸箕形孔,其冷气沿孔射出 后,在燃气的作用下贴壁效果最好,沿流向的气膜有 效覆盖距离最长,对高温燃气的阻隔作用最明显。 而对于其他3种计算模型,其冷气射出后气膜的有效





⁽c) 偏差孔1



图4 不同模型热侧壁面气膜冷却效果云图(M=1.84)

Fig.4 Cloud maps of the film cooling effect on the hot side of different models (M=1.84)





覆盖距离很短,沿流向的冷气很快与燃气发生掺混, 导致冷气温度升高,对壁面的热防护作用降低。这 是因为对于理论簸箕形孔,其冷气出口截面面积最 大,相同吹风比下,该截面上射流动量比最小,射流 穿透燃气的能力明显减弱,从而使冷气能够较好地 贴附于热侧壁面起到保护作用,而当理论簸箕孔出 现加工偏差时,其冷气出口截面面积减小,导致射流 动量比增大,冷气喷出较集中,冷气出流后很快穿过 边界层进入主流区,贴壁效果变差。

3.3 沿展向气膜冷却效果的比较

图7为不同模型在不同流向位置气膜冷却效果 沿展向分布曲线。图中,z为计算模型热侧壁面展



图6 不同模型气膜孔中截面温度分布云图

Fig.6 Cloud maps of cross-sectional temperature distribution in film holes of different models



图7 不同模型冷却效果沿展向分布(M=1.84) Fig.7 Spanwise distribution of cooling effects for different models (M=1.84)

向位置坐标,z/D=0为计算模型侧面周期性边界起 始处。可以看出,在不同x/D处,偏差孔模型的冷却 效果较理论簸箕孔在展向任何位置都有大幅下降, 较椭圆孔模型有小幅上升,特别是在x/D较小的区 域内,其对比更加明显。相同x/D处,偏差孔模型沿 展向冷却效果最高值还不及理论簸箕孔模型两孔之 间的最低值,足以看出加工偏差对簸箕形气膜孔冷 却效果的影响之大。

3.4 不同模型冷气射流速度矢量分布

图8为不同计算模型在气膜孔中截面的速度分 布矢量图。可以看出,不同模型孔出口处的速度矢 量分布有很大不同。对于椭圆孔,其出口形状是等 截面的,出口截面面积最小,冷气出流时不易贴壁流 动,会产生一种喷射现象,喷射现象使得射流垂直壁 面方向动量增加,造成冷气射流较快穿透边界层,对 壁面的保护作用变差。而对于理论簸箕孔,其出口 形状有利于减小冷气射流产生分离,在主流的作用 下,冷气出流后能较好地贴壁沿流向产生覆盖效果。 而一旦簸箕形孔出现加工偏差,其原来可减缓流动 分离的出口形状就会发生变化,冷气出流又会产生 类似喷射的现象,不利于产生有效气膜覆盖。

图9为x/D=11处气膜出口附近的速度矢量分 布。对比4种模型在孔口附近的速度矢量可以看出, 在椭圆孔出口附近,主流和冷气射流的速度差产生 的切向应力形成了一对较强的反向旋转涡对,其不 利影响是在垂直壁面方向,使得冷气被抬起并偏离 壁面,覆盖效果变差,同时增强了冷气射流与主流间 的掺混,将主流卷吸进射流底部,提高了冷气温度, 冷却效果下降。对于理论簸箕孔,冷气射流产生的 反向旋转涡对在高度方向上下降至簸箕形凹槽内, 由于凹槽侧壁的阻挡,虽然凹槽内也存在反向旋转 涡对,但大都是冷气在自转,主流被涡对卷吸进凹槽 的量明显减少;在壁面高度上,反向旋转涡对的强度 明显减弱,气膜出流垂直穿透能力减弱,气膜覆盖性 更好。对于偏差孔1,其簸箕形孔口沿展向出现了偏 移,导致孔口附近出现一对不对称的反向旋转涡对, 且偏移侧的旋转涡强度明显更大,对主流的卷吸更 加明显。对于偏差孔2,其簸箕形孔口沿流向下移, 孔口附近的速度矢量与椭圆孔相似。

4 结论

运用数值计算方法研究了加工偏差对簸箕形气 膜孔流动换热特性的影响,在本文研究范围内,可以 得到如下结论:

(1)相同吹风比下,理论簸箕孔冷却效果好于传统椭圆孔;相同冷气流量下,其冷却效果提升比例约为35%。

(2)加工偏差造成簸箕孔孔口形状发生变化, 使其原本较好的流动换热特性变差,造成气膜冷却 效果较理论簸箕孔在流向和展向上都有大幅下降, 下降比例为20%~25%;对于燃气进口总温1650 K级的涡轮叶片,冷却效果下降20%,其叶片金属温度将上升50 K左右。

(3) 偏差孔冷却效果与椭圆孔相差不大,仅稍 好于椭圆孔,可以预估如果发生更大的加工偏差,其 冷却效果可能不及椭圆孔。

参考文献:

- [1] 孙德芹. 涡轮叶片尾缘结构冷却特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学,2011.
- [2] 王春娟,董若凌,施红辉,等.不同孔型平板气膜冷却
 特性的数值模拟[J].浙江理工大学学报,2012,29
 (2):225-229.
- [3] 李永红,刘存良,朱惠人. 出口-人口面积比对收缩扩 张形孔气膜冷却特性影响的机理研究[J]. 航空工程 进展,2011,2(1):115-121.
- [4] LIU Cunliang, ZHU Huiren, BAI Jiangtao, et al. Experimental research on the thermal performance of converging slot holes with different divergence angles[J].
 Experimental Thermal and Fluid Science, 2009, 33(5): 808–817.
- [5] GOLDSTEIN R J,ECKERT E R G,BURGGRAF F. Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2015, 17(5):595–607.
- [6] 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.
- [7] GRITSCH M, SCHULZ A, WITTIG S. Adiabatic wall

effectiveness measurements of film-cooling holes with expanded exits[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3); 549–556.

- [8] FRIC T F, ROSHKO A. Vortical structure in the wake of a transverse jet[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1994, 279:1–47.
- [9] KUSTERER K, BOHN D, SUGIMOTO T, et al. Influence of blowing ratio on the double-jet ejection of cooling air[R]. ASME GT2007-27301,2007.
- [10] 李润东,李明春,贺业光,等. 射流角度对姊妹孔气膜
 冷却效果影响实验研究[J]. 推进技术,2020,41(8):
 1765–1772.
- [11] 刘 聪,朱惠人,付仲议,等. 涡轮导叶吸力面簸箕型 孔气膜冷却特性实验研究[J]. 推进技术,2016,37
 (6):1142–1150.
- [12] XU Qingzong, DU Qiang, WANG Pei, et al. Computational study of film cooling and flowfields on a stepped vane endwall with a row of cylindrical hole and interrupted slot injections[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 134:796–806.
- [13] 张盛昌,张靖周,谭晓茗.利用上游沙丘形斜坡增强气 膜冷却[J]. 航空动力学报,2020,35(5):973-982.
- [14] 朱惠人,许都纯,刘松龄. 气膜孔形状对排孔下游冷却 效率的影响[J]. 航空学报,2002,23(1):75-78.
- [15] EKKAD S 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.
- [16] 戴 萍,林 枫. 不同孔形气膜冷却效率的数值模拟 [J]. 中国电机工程学报,2010,30(14):102-108.

第37卷第2期	燃气涡轮试验与研究	Vol.37, No.2	
2024年4月	Gas Turbine Experiment and Research	Apr., 2024	35
********	#口旋流方向对涡轮垦叶全气	**************************************	*** ***
********		\$17; ;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;;	***
*********	冷却效率影响的数值研究	***************************************	*** ***
*********		*********	***
**************	付仲议 ^{1,2} ,余强 ^{1,2} ,赵丹 ^{1,2} ,房兴龙 ^{1,2} ,黄琦	**************************************	*** ***
	(1. 中国航发湖南动力机械研究所,湖南 株洲 412002;	********	+++
********	2. 中小型航空发动机叶轮机械湖南省重点实验室,湖南 株洲 412	002)	***

摘 要:为了获取旋流条件下涡轮导叶的气膜冷却特性,采用数值模拟的方法分析了逆时针和顺时针旋流对燃气 涡轮一级导叶全气膜冷却效率的影响,分别总结了导叶前缘、压力面和吸力面冷却效率的变化规律。结果表明:进 口旋流方向对涡轮导叶气膜冷却效率有明显影响,且不同区域的冷却效率受旋流方向的影响规律不同;叶片表面冷 气受旋流影响而发生偏转。整体上看,导叶压力面的气膜冷却效率在旋流方向为逆时针条件下更高,前缘和吸力面 的气膜冷却效率在旋流方向为顺时针条件下更高。

关键词: 航空发动机;旋流方向;涡轮导叶;气膜冷却;冷却效率 中图分类号:V231.1 文献标识码:A 文章编号:1672-2620(2024)02-0035-06 DOI:10.3724/j.GTER.20240013

Numerical study on the effects of inlet swirling direction on the turbine guide vane full film cooling effectiveness

FU Zhongyi^{1, 2}, YU Qiang^{1, 2}, ZHAO Dan^{1, 2}, FANG Xinglong^{1, 2}, HUANG Qi^{1, 2}

(1. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China; 2. Hunan Key Laboratory of Turbomachinery on Medium and Small Aero-Engine, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: To obtain film cooling characteristics for a turbine guide vane under inlet swirling conditions, the effects of clockwise and counterclockwise inlet swirling on the gas turbine first-stage guide vane full film cooling effectiveness were analyzed by numerical simulation. The variation rules of cooling effectiveness of the leading edge, pressure side and suction side were summarized respectively. The results show that the swirling direction of the inlet has an obvious influence on the film cooling effectiveness of the guide vane, and the cooling effectiveness in different regions is affected by the swirling direction differently. The coolant on the vane surface is deflected by swirling flow. On the whole, the film cooling effectiveness of the pressure side of the guide vane is higher when the swirling direction is counterclockwise. The film cooling effectiveness of the leading edge and suction side is higher when the direction of swirl is clockwise. **Key words:** aero-engine; swirling direction; turbine guide vane; film cooling; cooling effectiveness

1 引言

随着航空发动机的发展,涡轮前温度越来越高, 为了保护涡轮叶片不被高温损坏,在涡轮叶片的冷 却中广泛使用了气膜冷却技术。在发动机构造中, 燃烧室出口处于涡轮叶片上游,燃烧室出流条件也 就是涡轮入口条件。涡轮冷却系统的研究所需考虑 的不同类型燃烧室的出流条件,也随着燃烧室结构 的发展而改变。新型先进航空发动机燃烧室采用预 旋贫油燃烧,燃油在通过喷嘴时形成更加强烈的旋 流。燃烧室出口的残余旋流场成为不可忽略的因 素。在当前的叶片冷却设计方法中,通常将涡轮入 口速度条件简化为均匀的速度场,其设计结果不可

收稿日期:2024-03-04

基金项目:中国科协青年人才托举工程;湖南省自然科学基金(2021JJ40646)

作者简介:付仲议(1991-),男,安徽阜阳人,高级工程师,博士,主要从事航空发动机涡轮结构和冷却设计。

避免地会偏离真实条件下的冷却需求。

国内外学者针对涡轮进口旋流对叶片气膜冷却 产生的影响开展了相关研究。QURESHI等^[1-2]在 牛津大学旋流模拟实验台上研究了旋流对涡轮流场 和热负荷分布的影响,指出旋流会引起叶栅载荷的 变化和壁面热负荷的显著增加。高压静叶局部热负 荷最大增加200%,动叶局部热负荷最大增加40%, 同时旋流核心位置对透平热负荷的影响非常显著。 PYLIOURAS等^[3]利用数值计算研究了热斑与旋流 同时存在对一级半透平效率的影响,与均匀入口相 比,透平效率降低了3.1%。KHANAL等^[4]利用数值 计算研究了旋流对热斑迁移特性的影响,分析了不 同旋流方向和周向位置对叶片热负荷的影响。 SCHMID等^[5]利用数值计算研究了旋流方向对涡轮 流场的影响,逆时针旋转相对于顺时针旋转使静叶 轮毂区域的二次流损失更小。德国达姆施塔特工业 大学GILLER和SCHIFFER^[6]在低速实验台上利用 PSP测温技术研究了旋流对叶片气膜冷却效率的影 响,发现旋流使前缘附近气膜的流动方向发生了偏 转,一部分气膜从压力面偏转到吸力面,另一部分气 膜从吸力面偏转到压力面,并且导致叶片表面一部 分区域完全没有气膜覆盖。国内,刘兆方等^[7]研究 发现旋流方向会显著改变涡轮通道内的热斑迁移规 律和叶片热负荷。蒋洪德等[8]对国内外燃烧室与 涡轮交互影响的研究进展进行了总结,在清华大学 设计并搭建了多旋流冷态的燃烧室以及全覆盖冷却 燃机叶片的实验台^[9]。张扬等^[10-11]研究了旋流对 涡轮端壁气膜冷却的影响,结果表明旋流破坏了气 膜覆盖,气膜孔沿等压线排列有助于改善气膜覆盖 效果。尹洪等^[9,12]通过数值模拟研究了旋流方式 和强度对导叶气膜冷却的影响,研究发现靠近内环 和外环区域的气膜冷却主要受旋流方向影响,中截 面区域的气膜冷却主要受旋流涡核心影响。

在公开文献中,关于旋流方向对全气膜导向叶 片气膜冷却效率的研究较少。为此,本文将通过数 值模拟分析旋流方向对导向叶片全气膜冷却效率的 影响,为旋流条件下导向叶片气膜冷却设计提供 支撑。

2 计算模型与方法

2.1 计算模型与边界条件设置

以某型发动机为参考,计算模型分为旋流器段

与叶栅通道段2部分,如图1所示。旋流器下游有旋流 发展段。旋流发展段下游连接导叶叶栅通道的入口, 叶栅入口来流即为旋流段出口气流。旋流器中心正 对导叶前缘驻点位置,导叶中的冷气二次流通过2个 入口进入叶片内部。其中旋流器外径为16.0 mm,旋 流发展段轴向长度为168.0 mm,叶栅通道轴向长度 为115.0 mm,通道截面高度为22.0 mm,叶高为 21.3 mm,弦长为37.1 mm,平均进口气流角为122.9°。





图2为旋流器段与叶栅通道段的边界条件示意 图。旋流器通道两侧和叶栅通道两侧均为周期边界 条件。主流进口总压为1.47 MPa,出口静压为1.05 MPa,二次流入口总压为1.52 MPa。入口湍流度为 5%,流体域的湍流模型设置为SST模型,换热模型 选用Total energy模型。图3为导叶表面气膜孔的位 置及命名。



图2 边界条件设置 Fig.2 Boundary condition setting

2.2 参数定义

叶栅进口旋流强度的定义为:

$$S = \frac{\int_{r_{\rm h}}^{r_{\rm n}} u_{\,\rm tan} u_{\,\rm ax} r^2 \mathrm{d}r}{\int_{r_{\rm h}}^{r_{\rm n}} r_{\rm n} u_{\,\rm ax}^2 r \mathrm{d}r} \tag{1}$$



图3 气膜孔排位置 Fig.3 Film cooling hole row position

式中:*u*_{tan}、*u*_{ax}分别代表切向速度和轴向速度,*r*_n、*r*_h 分别为旋流器外径和内径。本文研究中涡轮导叶进 口旋流强度为0.5。

绝热气膜冷却效率定义为:

$$\eta = \frac{T_{\rm gr} - T_{\rm aw}}{T_{\rm gr} - T_{\rm c}} \tag{2}$$

式中: T_{aw} 为绝热壁温, T_{gr} 为主流恢复温度, T_{c} 为冷气温度。

3 结果分析

3.1 旋流条件下导叶进口流场分析

为了掌握旋流条件下涡轮导叶进口流动特性, 对比了不同旋流方向对叶栅进口流场的影响,旋流 方向的观察角度为从叶栅上游向叶栅看。图4展示 了叶片通道进口截面处的速度分布云图以及矢量 图。可以发现,进口旋流使得通道内速度分布不均 匀,叶片通道进口截面局部位置处出现高速区。人 口旋流方向对叶片通道入口截面处速度分布影响较 为明显,旋流方向为逆时针时,叶片通道前高速区位 于叶片吸力面底端附近;而旋流方向为顺时针时,叶 片通道前高速区位于叶片吸力面侧顶端附近处。

为了进一步揭示入口旋流对叶片通道内流场的 影响,图5对比了涡轮导叶前缘流道截面的极限流线 分布。相比于逆时针旋流,顺时针旋流对通道内流 场影响更加显著。入口旋流方向为顺时针时,在叶 片通道吸力面和压力面顶端位置处出现2个旋涡;而 入口旋流方向为逆时针时,仅在叶片通道吸力面底 端出现旋涡。

3.2 前缘气膜冷却效率

图6为不同旋流方向下的叶片前缘气膜冷却效 率结果。可以看出,旋流方向为逆时针时,气膜冷却



图4 旋流方向对导叶进口流场的影响 Fig.4 The effects of swirling direction on the vane inlet flow field



图5 导叶前缘流道截面的流线 Fig.5 The streamline of the flow channel section on vane leading edge



Fig.6 The film cooling effectiveness distribution on the leading edge

效率分布的不对称性更加明显。前缘吸力面侧靠近 上端壁约占25%叶高的区域冷却效率较低,此处已 经失去气膜的保护作用,而前缘吸力面侧靠近下端 壁的区域冷却效率较高。旋流方向为顺时针时,前 缘吸力面侧靠近下端壁约占15%叶高的区域冷却效 率较低,前缘吸力面侧靠近上端壁的区域冷却效率 较高。总体来看,顺时针条件下叶片前缘的绝热气 膜冷却效率整体较高。

图7为不同旋流方向条件下的叶片前缘压力分 布与二次流出流轨迹的数值仿真结果。可以发现,



Fig.7 The coolant stream line on the leading edge

当旋流方向为逆时针时,在前缘吸力面侧,气膜出流 轨迹向下端壁偏移;当旋流方向为顺时针时,在前缘 吸力面侧,气膜出流轨迹向上端壁偏移,从而造成前 缘气膜冷却效率分布的变化。

3.3 压力面气膜冷却效率

图8为进口旋流对涡轮导叶压力面气膜冷却效 率的影响。当入口旋流方向为逆时针时,叶片压力 面表面高冷却效率区域向叶片顶端处偏移,压力面 下游叶根区域处气膜覆盖效果较差,气膜冷却效率 较低;而入口旋流方向为顺时针时,压力面表面气膜 向叶根偏转,导致叶片压力面中下游叶顶处气膜覆 盖效果较差,气膜冷却效率较低。整体上看,旋流方 向为逆时针时,导叶压力面冷却效率整体较高;旋流



图8 压力面绝热气膜冷却效率分布 Fig.8 The film cooling effectiveness distribution on the pressure side

方向为顺时针时,导叶压力面冷却效率整体较低。

图9为不同旋流方向下叶片压力面表面的冷气 流线图。可以看出,入口旋流方向对叶片压力面冷 气流动影响较大。当入口旋流方向为逆时针时,叶 片压力面表面冷气受到主流旋流的影响,整体向上 偏转;而入口旋流方向为顺时针时,叶片压力面表面 冷气整体向下偏转。并且与逆时针旋流相比,当旋 流为顺时针时,压力面上部的冷气流线较为混乱,气 膜冷却效率降低也较快。由图5分析可知,入口旋流 为顺时针时,叶片压力面顶端位置处会出现旋流涡, 该涡流的存在加快了压力面顶端区域冷气的耗散。

3.4 吸力面气膜冷却效率

图10为旋流方向对叶片吸力面表面气膜冷却效 率的影响。可以看出,入口旋流方向为逆时针时,吸 力面中部和叶根区域的冷却效率较高,尤其是在吸 力面下游,冷气主要集中在叶根区域。这是由于吸 力面冷气本就在叶栅通道涡的影响下有向叶根流动 的趋势,在逆时针旋流的影响下,冷气向叶根偏转的 现象加剧。在进口旋流为顺时针方向时,吸力面中 部和叶顶区域的冷却效率较高。

图11为旋流方向对叶片吸力面压力分布以及流 线的影响。入口旋流方向改变了叶片吸力面附近流 体的流动方向,在旋流为逆时针方向时,叶片吸力面 气膜孔冷气出流后向叶根方向偏转,在旋流为顺时 针方向时,叶片吸力面气膜孔冷气出流后向叶顶方 向偏转,从而造成了气膜冷却效率分布的不同。

3.5 面平均气膜冷却效率

图12为进口旋流对涡轮导叶各排气膜孔后面平 均冷却效率的影响。可以看出,导向叶片的前缘区 域的面平均气膜冷却效率整体上较低,压力面与吸 力面的后部面平均气膜冷却效率均高于前部区域。 导叶压力面的气膜冷却效率在旋流方向为逆时针条 件下更高,前缘和吸力面的气膜冷却效率在旋流方 向为顺时针条件下更高。



图9 压力面冷气出流轨迹 Fig.9 The coolant stream line on the pressure side



图10 吸力面绝热气膜冷却效率分布云图 Fig.10 The film cooling effectiveness distribution on the suction side



图11 吸力面绝热气膜冷却效率分布 Fig.11 The coolant stream line on the suction side





4 结论

通过数值模拟的方法分析了不同进口旋流方向 对涡轮导叶全气膜冷却效率的影响,主要结论如下:

(1)进口旋流方向对导叶气膜冷却效率的影响 明显,且不同区域的冷却效率受旋流方向的影响规 律不同。

(2) 逆时针旋流使前缘和吸力面冷气向叶根方 向偏转,压力面冷气向叶顶方向偏转;顺时针旋流使 前缘和吸力面冷气向叶顶方向偏转,压力面冷气向 叶根方向偏转。

(3)整体上看,导叶压力面的气膜冷却效率在 旋流方向为逆时针条件下更高;前缘和吸力面的气 膜冷却效率在旋流方向为顺时针条件下更高。

参考文献:

[1] QURESHI I, SMITH A D, POVEY T. HP vane aerodynamics and heat transfer in the presence of aggressive inlet swirl[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135 (2):021040.

- [2] QURESHI I, BERETTA A, CHANA K, et al. Effect of aggressive inlet swirl on heat transfer and aerodynamics in an unshrouded transonic HP turbine[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(6):061023.
- [3] PYLIOURAS S, SCHIFFER H P, JANKE E, et al. Effects of non-uniform combustor exit flow on turbine aerodynamics[R]. ASME GT2012-69327, 2012.
- [4] KHANAL B, HE L, NORTHALL J, et al. Analysis of radial migration of hot-streak in swirling flow through high-pressure turbine stage[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(4):041055.
- [5] SCHMID G, SCHIFFER H P. Numerical investigation of inlet swirl in a turbine cascade[R]. ASME GT2012-69397,2012.
- [6] GILLER L, SCHIFFER H P. Interaction between the combustor swirl and the high pressure stator of a turbine[R]. ASME GT2012-69157,2012.
- [7] 刘兆方,王志多,丰镇平. 燃气透平进口旋流对热斑迁移及动叶热负荷影响的研究[J]. 工程热物理学报, 2016,37(8):1641-1647.
- [8] 蒋洪德,任 静,尹 洪. 燃气轮机燃烧室与透平交 互作用研究进展[J]. 热力透平,2013,42(4):211-216.
- [9] YIN Hong, QIN Yanmin, REN Jing, et al. Effect of inlet swirl on the model leading edge of turbine vane[R]. ASME GT2013-94471,2013.
- [10] 张 扬,李毅飞,袁 新.进口旋流对透平双通道叶 栅端壁气膜冷却的影响[J].工程热物理学报,2017, 38(1):81-86.
- [11] ZHOU Yang, ZHANG Yang, SU Xinrong, et al. Effect of inlet rotating swirl on endwall film cooling for two representative hole arrangements[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2018, 31(5):1095–1108.
- [12] 尹 洪,任 静,蒋洪德. 旋流条件对燃气轮机叶片流 动传热特性的影响[J]. 工程热物理学报,2012,33 (11):1868-1871.

41

涡轮叶片全表面换热特性的试验与数值研究 薛树林^{1,2},吴学深³,吴 榆^{1,2},刘丽平^{1,2},郝旭生^{1,2},余 毅^{1,2} (1. 中国航发湖南动力机械研究所,湖南 株洲 412002;2. 中小型航空发动机叶轮机械湖南省重点实 验室,湖南 株洲 412002;3. 陆装航空军代局驻株洲地区航空军代室,湖南 株洲 412002)

摘 要:通过试验与数值计算相结合的方法,对无气膜涡轮叶片和带叶盆、叶背两排气膜孔涡轮叶片的全表面的换 热进行了对比研究。结果表明,叶片表面换热特性受叶栅通道结构影响较大,在叶片前缘驻点和叶栅通道喉部主流 加速剧烈位置流动换热程度较高,通道涡的产生明显增强了叶片端部换热效果且使气流向叶片中部收缩;气膜孔可 明显增强叶片表面局部对流换热特性,但对叶片全表面换热趋势影响不大。

关键词: 航空发动机;涡轮叶片;对流换热;气膜冷却;试验;数值模拟

中图分类号:V231.1 文献标识码:A 文章编号:1672-2620(2024)02-0041-08 DOI:10.3724/j.GTER.20240022

Experimental and numerical investigation of heat transfer characteristics on the whole turbine vane surface

XUE Shulin^{1, 2}, WU Xueshen³, WU Nan^{1, 2}, LIU Liping^{1, 2}, HAO Xusheng^{1, 2}, YU Yi^{1, 2}

 (1. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China; 2. Hunan Key Laboratory of Turbomachinery on Medium and Small Aero-Engine, Zhuzhou 412002, China;
 3. Military Representative Office of Aviation in Zhuzhou Region, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: A comparative study on heat transfer characteristics of the whole turbine vane surface without films and another one with two rows of film holes was conducted through tests and numerical calculations. The results show that the heat transfer of the vane surface is influenced greatly by the cascade passage structure. Heat transfer is strong at the stagnation point of the vane leading edge and the mainstream severely accelerated position. The generations of channel vortices enhance the heat transfer at the vane end wall and compress the mainstream towards the middle of the vane. Film holes can enhance local convection heat transfer of the vane surface, but do not change the trend of the whole vane surface heat transfer. Key words: aero-engine; turbine vane; convective heat transfer; film cooling; experiment; numerical simulation

1 引言

随着航空发动机性能的不断提高,涡轮前燃气 温度逐渐升高,能否对涡轮叶片进行有效的冷却已 成为制约涡轮叶片长寿命稳定工作的关键。20世纪 90年代之前,研究工作主要集中在对平板上气膜冷 却和单个叶片上气膜冷却的研究,且试验以热电偶 测量技术为主,局限性较大,不可能获得叶片表面的 整体温度分布。

随着科学进步和对试验要求的提高,对叶片全 表面换热的研究成为了发展趋势。国外,NEALY 等^[1]利用传统的热电偶测量技术,研究了2种静叶 在改变马赫数、雷诺数、湍流强度等参数下全表面的 传热分布。ZHANG等^[2]采用压敏涂层(PSP)测量 技术,获得了带气膜孔的涡轮叶片压力面的冷却效 率分布云图。DROST和BÖLCS^[3]采用瞬态液晶测 量技术,获得了带气膜孔的叶片表面的换热系数和 冷却效率二维分布云图。国内,孙兆文等^[4]通过热 电偶测量技术,对全气膜覆盖的涡轮叶片表面进行 了传热实验研究。朱彦伟和朱惠人^[5]采用5种湍流 模型及2种壁面函数,计算了NASA-MarkII导叶全表

收稿日期:2024-01-18

作者简介:薛树林(1991-),男,山东龙口人,工程师,硕士,研究领域为航空发动机热端部件结构设计与热防护技术。

面换热并与试验数据进行了对比,研究表明某些湍 流模型的计算值只是在某个区域较为理想,还不能 找到在整个叶片表面计算结果与试验数据较为接近 的湍流模型。白江涛等^[6]采用瞬态液晶技术,测量 了涡轮导叶全表面的换热系数和冷却效率,结果表 明气膜孔下游的换热系数和冷却效率均较高,受叶 栅通道涡的影响,吸力面气膜覆盖区域收缩,压力面 覆盖区域扩张;吸力面换热系数分布受气流分离和 通道涡的影响。

目前,国内还鲜少见到利用非接触式测温的红 外热像仪对叶片全表面流动换热特性进行试验测量 及研究的报道。本文利用红外热像仪,通过试验与 数值计算相结合的方法,对涡轮叶片全表面的换热 特性进行研究。

2 试验系统

试验系统主要包括气流管路系统、加热流系统和红外测量系统3部分。空气由压气机1流出,进入稳压罐2,经过阀门后分为两股气流,一股经主流管路3进入试验段7,另一股经次流管路4进入试验段7。 主次流流量分别由流量计5、6测量,由计算机数据采 集系统11自动采集。8为电加热器,试验中为叶片表 面粘贴的加热膜通以恒定电流。红外测量系统包括 红外相机9和计算机数据采集系统10。整个试验系统示意图如图1所示。

试验件原型为某型涡轮一级导叶,试验件是在

原型叶片基础上放大3倍加工而成,如图2所示。试 验件分为实心叶片和带气膜孔叶片两种,带气膜孔 试验件是在实心叶片前缘和中弦位置加工有气膜 孔。其中,叶片前缘气膜孔直径为1.5 mm,孔间距 为6.0 mm,开孔角度为49°;压力面中弦气膜孔直径 为1.8 mm,孔间距为6.0 mm,开孔角度为23°。叶型 几何参数见表1。为保证加热热流的单向性,试验件 采用低导热系数的有机玻璃加工而成。试验所需热 流是通过在叶片表面粘贴康铜加热膜,通以直流电 以获得恒定的热流密度。二次流通过叶片底部供 气,根据主流流量与二次流流量,试验工况共分6组, 如表2所示。

试验段如图3所示,包括2个完整叶栅通道和1 个叶片。该试验件主流入口截面高180.0 mm,宽 67.5 mm。试验采用红外热像仪直接读取叶片吸力 面和压力面的温度,故在试验通道侧壁上开有红外 测量窗口,并安装了2块红外玻璃。为了保证红外热 像仪的测量精度,在叶片加热膜表面喷涂了1层黑色 油漆,使叶片表面发射率尽量接近1。

在试验前对红外热像仪的测量结果进行标 定^[7-9]。具体方法为:在加热膜中心线分别布置4个 热电偶,将主流温度由常温逐渐加热到80 ℃,每次 升温5~7 ℃,待稳定后分别用热电偶和红外热像仪 读取热电偶相应位置的温度。由于压力面和吸力面 的拍摄角度和距离有所差别,所以分别对压力面和 吸力面的红外测量温度进行标定,并通过最小二乘



图1 试验系统示意图 Fig.1 Experimental system



(a) 带气膜孔



(b) 无气膜孔

图2 试验件 Fig.2 Experimental piece

	表1 叶片几何参数
Table 1	Geometric parameters of the vane

叶高/mm	弦长/mm	叶型转折角/(°)	入射角/(°)	出流角/(°)
67	110	105	90	15

法得出校正公式:

$$T = \begin{cases} 1.048t + 2.746 & (\mathcal{W}\) \\ 1.360t - 5.797 & (\mathcal{E}\) \\ \end{bmatrix}$$
(1)

式中:T为校正后温度,t为红外热像仪拍摄校正前 温度。

图4给出了同一温度下热电偶测得的温度与红 外热像仪校正后的温度的对比,可见红外测温经标 定后两者的相对误差小于2%。

3 计算方法

3.1 计算过程

计算模型与试验件完全一致。考虑到叶片对主 流的影响,为了能够准确计算叶栅通道中叶片表面 的流动换热,由文献[10]可知,叶片上游入口距叶片 前缘驻点的距离应为0.7倍弦长,叶片下游出口距叶

表2 试验参数						
Table 2 Experiment parameters						
VII	主流流量	主流	二次流	二≀	欠流流量/	(g/s)
上仍し	/(kg/s)	温度/K	温度/K	<i>M</i> =0.8	<i>M</i> =1.3	M=1.8
1(无气膜 孔叶片)	0.40	293				
2(无气膜 孔叶片)	0.50	293				
3(无气膜 孔叶片)	0.60	293				
4(带气膜 孔叶片)	0.40	323	293	0.35	0.57	0.79
5(带气膜 孔叶片)	0.50	323	293	0.44	0.72	0.99
6(带气膜 孔叶片)	0.60	323	293	0.53	0.86	1.19



图3 试验段示意图 Fig.3 Sketch of the experimental section

片尾缘的距离应为1.0倍弦长。叶片表面和通道端 壁处进行了网格加密。如图5所示,经网格无关性分 析,当无气膜出流叶片模型计算域网格数为345万, 带气膜出流叶片模型计算域网格数为435万时,叶片 表面平均温度与网格数无关。计算选用RNG $k-\varepsilon \chi$







图5 网格无关性分析 Fig.5 Grid independence analysis

方程湍流模型加非平衡壁面函数;离散格式均为二阶 迎风格式;压力-速度耦合采用SIMPLEC算法;以空 气为工质;残差要求均小于1×10⁻⁴。计算域边界条件 设置:叶片表面设置为绝热壁面;主、次流进口均为质 量流量入口,出口为压力出口,出口气压为大气压。

3.2 参数定义

文中相关准则参数定义如下:

(1) 吹风比M

$$M = (\rho_2 u_2) / (\rho_\infty u_\infty) \tag{2}$$

式中: ρ_2 、 u_2 分别为次流的密度和速度, ρ_∞ 、 u_∞ 分别为主流的密度和速度。

(2) 叶片表面绝热冷却效率η

$$\eta = (T_{\infty} - T_{aw}) / (T_{\infty} - T_2) \tag{3}$$

式中: T_{∞} 为主流温度, T_2 为次流温度, T_{aw} 为绝热壁温。

(3) 叶片表面对流换热系数h

$$\begin{cases} h = q / (T_w - T_\infty) & (无气膜) \\ h = q / (T_w - T_{aw}) & (带气膜) \end{cases}$$
(4)

式中:q为电加热热流密度,由式q = (UI)/A算得; T_w 为壁温。

(4) 主流雷诺数Re

$$Re = \rho_{\infty} u_{\infty} l / \nu \tag{5}$$

式中:*l*为叶栅通道出口当量直径,v为主流运动 黏度。

4 结果分析

4.1 无气膜孔叶片全表面换热

4.1.1 流场与温度场分析

图6为数值计算所得的叶片外部流场流线分布 图。从图中可以看到,在前缘滞止点位置由于主流 的垂直冲刷,边界层变得很薄;吸力面靠近前缘以及 压力面靠近尾缘位置接近喉道区域,通道截面缩小 而导致流速增加、流动增强,边界层也会变薄,换热 效果随之增强。

图7示出了通道中通道涡沿主流方向的变化规律。图中,*x*/*R*表示叶高位置无量纲参数,其中*x*为



图6 流场流线分布 Fig.6 Flow distribution in the flow field



图7 流场中的通道涡 Fig.7 Channel vortex in the flow field

叶高高度值, R为叶片总高度值。可以看到, 在叶片 入口位置并没有形成通道涡, 之后在紧靠叶片端部 位置出现通道涡, 随后通道涡影响范围不断扩大, 且 涡核不断地向叶片中部移动, 导致叶片前缘至尾缘 气流流动逐渐收缩。

图8示出了试验与数值计算所得的叶片表面温 度分布。对比试验与数值计算结果可以看到,吸力 面的温度由前缘到尾缘逐渐升高。由于红外热像仪 只测量了叶片中部位置的温度分布,为此试验结果 中看不到通道涡影响下的低温区域。从数值计算结 果中可以看到,叶片端部位置由于受到通道涡的影 响换热增强,所以其温度较中部位置的低;低温区域 沿叶片表面到尾缘逐渐向叶片中部扩大;压力面中 弦曲率最大位置由于附面层不断增厚,换热效果较 差,其温度最高并向两边逐渐降低。

4.1.2 对流换热系数分析

图9给出了无气膜情况下叶片表面的平均对流 换热系数分布。图中,*s*/*d*表示吸力面或压力面弧 长位置无量纲参数,其中*s*为当地弧长值×100,*d*为总 弧长值。选择前缘滞止点位置作为坐标原点,*x*轴正 方向为吸力面,*x*轴负方向为压力面。从图中可以看 出,叶片前缘滞止点和吸力面靠近前缘附近2个位置 的对流换热系数较大。前缘滞止点由于主流在此滞 止,速度减为0,压力增大,迫使边界层变薄,加强了换 热;而吸力面靠近前缘位置正好处于叶栅通道内主流 加速最剧烈的位置,流速的增加提升了主流湍流度, 使边界层变薄,加强了换热。在压力面,换热系数先 减小,在距离前缘*s*/*d*=30弧长位置处达到最小(该 位置刚好为温度较高的叶片中弦位置),而后又缓慢 增大。此外,随着雷诺数的增大,换热也不断增强。



4.2 带气膜孔叶片全表面换热

4.2.1 流场与温度场分析

图10为数值计算所得的叶片截面温度及流线分 布图。从图中可以看出,前缘位置的气膜孔在吹风 比较小时受主流压迫作用,气膜孔出流流线迅速弯 折向壁面,很好地贴附在叶片表面形成气膜层;随着 吹风比的增加,气膜孔出流动量增加,气膜孔出流流 线向主流的穿透能力明显增强,整体气膜层厚度也有 所增厚,能够对叶片表面起到更好的降温隔离作用。 但是穿透能力的增加导致气膜孔出流直接射入主流, 与主流相互作用,而不能贴附在壁面,造成气膜孔附 近区域壁温反而有所升高。在压力面位置,由于主 流速度较高、压强较大、压迫作用较强,气膜孔出流

图9 叶片表面平均对流换热系数分布 Fig.9 Distribution of average convective heat transfer coefficient on the vane surface

随吹风比的增加只在气膜孔出口位置略有穿透,但 是很快又贴附在壁面,总体来说气膜覆盖较好。 图11为气膜孔出口叶片表面流场计算结果分 布。可以看出,冷气由气膜孔射出与主流相互作用 形成反向涡对,吸力面前缘位置形成的涡对受主流 压迫较少,涡对的形状比较饱满;而压力面气膜孔出 口处形成的涡对受主流压迫较严重,涡对明显被挤 压成椭圆形,能够很好地贴附在叶片表面。

图12示出了叶片表面的温度分布。从试验结果 可以看到,吸力面的前半部分随吹风比的增加,温度 云图由暗变亮,即温度有所升高;后半部分随吹风比的 增加,温度云图由亮变暗,温度有所降低。从计算结果 可以看出,靠近气膜孔出口位置,随吹风比的增加,温 度云图黄色框选区域增大,温度升高,与试验结果较吻 合;尾缘位置温度云图黄色区域减小,高温区域减小, 也与试验结果较吻合;随吹风比的增加,压力面下游温 度云图由亮变暗,温度降低;气膜孔之间的红色框选区 域长度缩小,高温区域缩小,仍与试验结果较吻合。

4.2.2 对流换热系数与绝热冷却效率分析

图13给出了不同吹风比下叶片表面的平均对流 换热系数分布。仍选择前缘滞止点位置作为坐标原 点,*x*轴正方向为吸力面,*x*轴负方向为压力面;两排 气膜孔分别位于*s*/*d*为15和-45位置。可以看到,叶 片表面由于气膜的存在破坏了附着在叶片表面的边 界层,增加了贴近壁面流体的扰动,导致气膜覆盖位 置的换热均明显增强。换热系数沿叶片表面的整体 变化规律与无气膜时的一致。吹风比对吸力面换热 系数的影响不明显,在压力面换热系数则是随着吹 风比的增加而增加。

图14给出了不同吹风比下叶片表面的绝热冷却

(a) 吸力面气膜孔

(b) 压力面气膜孔

图11 气膜孔出口叶片表面流场分布 Fig.11 Flow distribution of the film hole on the vane surface

图12 叶片表面温度分布(带气膜孔) Fig.12 Temperature distribution on the vane surface with films

图13 叶片表面平均对流换热系数分布(*Re*=24.6×10⁴) Fig.13 Distribution of average convective heat transfer coefficient on the vane surface (*Re*=24.6×10⁴)

图14 叶片表面绝热冷却效率分布($Re=24.6\times10^4$)) Fig.14 Distribution of cooling effectiveness on the vane surface ($Re=24.6\times10^4$)

效率分布。在吸力面,靠近气膜孔出口位置的绝热 冷却效率随着吹风比的增加而减小,吹风比为1.3和 1.8时冷气从气膜孔射出时均未贴壁,而是不同程度 地进入了主流,但吹风比为1.8时有明显的再附壁现 象。在压力面,靠近气膜孔出口位置的绝热冷却效 率也随着吹风比的增加而减小,但是受主流压迫作 用,冷气很快又贴附在叶片表面,之后冷却效率随吹 风比的增加而增加。

5 结论

(1)在气流速度与附面层综合作用下,无气膜 孔叶片的前缘滞止点位置和前缘靠近吸力面位置是 叶片表面换热较强位置,叶片吸力面换热系数整体由 高变低,叶片压力面换热系数先减小后又有所增大。

(2)受端部通道涡影响,在叶片吸力面前缘至 尾缘方向,气体流动呈现自叶片端部向中部逐渐收 缩规律,换热效果呈现端区强中部弱规律。

(3)带气膜孔叶片气膜出流增加了叶片表面流体扰动,气膜存在处换热均有所增强,但叶片表面整体变化趋势与无气膜叶片的一致。

(4) 叶片吸力面在不同吹风比下换热没有明显 变化。叶片压力面则随着吹风比从0.8增至1.8,绝热 冷却效率增加20%。

参考文献:

[1] NEALY D A, MIHELC M S, HYLTON L D, et al.

Measurements of heat transfer distribution over the surfaces of highly loaded turbine nozzle guide vanes[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(1):149–158.

- [2] ZHANG Luzeng, YIN Juan, MOON H K. The effect of compound angle on nozzle pressure side film cooling[R]. ASME GT2009-59141, 2009.
- [3] DROST U, BÖLCS A. Investigation of detailed film cooling effectiveness and heat transfer distributions on a gas turbine airfoil[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(2):233-242.
- [4] 孙兆文,朱惠人,周雷声,等. 涡轮叶片表面全气膜冷却传热实验研究[J]. 汽轮机技术,2008,50(2): 109-112.
- [5] 朱彦伟,朱惠人. 湍流模型对叶片表面换热计算的影响[J]. 航空动力学报,2007,22(10):1652-1657.
- [6] 白江涛,朱惠人,张宗卫,等. 叶片全表面换热系数和
 冷却效率的实验测量[J]. 西安交通大学学报,2010,
 44(11):92-97.
- [7] 刘慧开,杨 立. 红外热像仪的最大测温误差分析[J].热科学与技术,2002,1(2):169-172.
- [8] 孙 丽,宦克为,邸 旭,等.距离对红外热像仪测温 精度的影响及校正方法研究[J].长春理工大学学报 (自然科学版),2008,31(1);33-35.
- [9] 郭帮辉,黄剑波,王 志,等.目标距离和视场角变化 对红外热像仪测温量精度影响的理论分析[J].长春 理工大学学报(自然科学版),2011,34(1):16-19.
- [10] HERMANSON K S, THOLE K A. Effect of inlet conditions on endwall secondary flows[J]. Journal of Propulsion and Power, 2000, 16(2):286-296.

49

摘 要:采用三维数值计算方法对发动机直榫槽、斜榫槽两种出口结构的预旋系统开展模拟,研究改变预旋系统出口几何结构对叶片供气通道气体流动及压力损失的影响,并与一维工程计算方法对比。结果表明:榫槽结构由直榫 槽改成斜榫槽对叶片供气通道压力损失影响较小,两种结构预旋系统进出口流量差异较小,系统出口各腔流量分配 略有差异;数值计算与工程计算结果在系统进口、出口无量纲流量差别较小,上封严出口、下封严出口无量纲流量差 别较大,相对偏差接近50%,封严区域流动换热复杂,需要进行三维仿真计算,以提高设计精度。 关键词:航空发动机;预旋供气系统;榫槽结构;压降;无量纲流量;数值模拟;工程计算方法 中图分类号:V231.1 文献标识码:A 文章编号:1672-2620(2024)02-0049-06 DOI:10.3724/j.GTER.20240012

Numerical investigation of flow characteristics of a pre-swirl system with two outlet structures: straight and oblique mortise groove

ZHU Xiaohua, GU Dong, GUO Wen, LIU Song

(AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China)

Abstract: Three-dimensional numerical calculation methods were used to simulate the pre-swirling system with two different outlet structures: straight and oblique mortise groove, for a certain aero-engine, the effect of changing the outlet geometric structure of the pre-swirling system on the gas flow characteristics and pressure loss of the blade air supply channel was studied. Results were compared with one-dimensional engineering calculation methods, outcome shows show that changing the straight mortise groove structure to an oblique one has little effect on the pressure loss of the blade air supply channel. The inlet and outlet flow rates of the pre-swirl systems of the two structures are slightly different, and there are slight differences in the flow distribution of each cavity at the outlet of the system. The dimensionless flow rates at the inlet and the outlet of the system calculated numerically are slightly different from those calculated by engineering methods, while the non-dimensional flow rates at the outlet of the upper and lower seals are significantly different, with a relative deviation of nearly 50%, the flow and heat transfer in the regions of the upper and lower seals are complex, requiring the use of three-dimensional numerical simulation calculations to enhance design accuracy.

Key words: aero-engine; pre-swirl system; mortise groove structure; pressure drop; dimensionless flow rate; numerical simulation; engineering methods

1 引言

预旋降温是航空发动机空气系统设计中采用的 一种非常重要的冷却技术。由预旋喷嘴喷射出的冷 却空气,形成了较大的周向分量,能有效降低相对于 叶片的气流温度,经叶片冷却通道径直进入转子叶

片,起到提高冷却效果的作用。

国外在预旋降温领域进行了大量研究。20世纪 80年代,MEIERHOFER和FRANKLIN^[1]最早发表了 关于预旋供气系统的研究,他们发现在冷却气进入 涡轮叶片前,通过一个偏转方向与转盘转动方向

收稿日期:2024-02-25

作者简介:朱晓华(1984-),男,山西怀仁人,高级工程师,硕士,主要从事航空发动机内部流动与换热技术研究。

相同的预旋喷嘴装置,可以显著降低气流的相对 总温,从而达到更好的叶片冷却效果。EL-OUN和 OWEN^[2]采用理论与实验相结合的方法,根据雷诺 相似原理推导了一种计算绝热转-静系内冷却气流 温度变化的算法,且理论解与实验结果符合较好。 POPP等^[3]采用数值方法研究了盖板式预旋系统 接受孔流动特性,重点研究了预旋孔与接受孔面 积比、腔体宽度、接受孔长度和直径比等几何参数 对预旋系统温降的影响,发现接受孔与预旋孔面 积比是影响预旋系统温降最重要的几何参数。 JARZOMBEK^[4]、YOUNG^[5]及CIAMPOLI^[6]等对直 接式预旋系统进行定常和非定常数值模拟,主要研 究了计算方法、多种几何参数对系统温降和压力损 失的影响。DITTMANN等^[7-8]在静止的预旋供气 系统实验台上进行了直孔型喷嘴和接受孔流量系数 的测量,发现转速对预旋喷嘴流量系数影响较小,但 随着压比的增大喷嘴流量系数会逐渐增大:影响接 受孔流量系数的主要因素是进口气流周向速度与转 子线速度之比,接受孔数目的影响要大于孔结构长 径比的影响。CIAMPOLI等^[9]采用DHC(Direct hill climbing)和RSM(Response surface model)两种方 法建立了孔型预旋喷嘴的自动优化模型,给定4个几 何约束参数,该模型可综合考虑加工成本、应力、质 量等因素优化出气动性能较好的气动孔型喷嘴。

国内也对预旋降温开展了研究。丁水汀等[10] 通过数值计算和实验方法研究了不同进气方式对 转-静盘腔流动和换热的影响。冯青等[11]对转-静 盘腔流动进行了理论分析,发现旋转雷诺数、进气流 量、盘腔间隙系数、密封间隙系数和进口孔径比是影 响盘腔内层流流动的主要因素。王锁芳等^[12]研究 发现,高位预旋供气系统对涡轮盘外缘的冷却效果 较好,涡轮盘表面的平均努塞尔数随着预旋喷嘴径 向位置的增大先增大后减小。朱晓华等[13]通过数 值模拟的方法分析了预旋系统产生压力损失的内在 机理,研究了旋转雷诺数、无量纲流量、旋转比等气 动参数对系统流动损失和温降特性的影响规律。何 振威等^[14]设计了带盖板的预旋供气系统实验台,采 用五孔针和热电偶测量了预旋供气系统内的流阻和 温降特性,对实验的系统误差和随机误差进行了分 析。刘高文等^[15-16]对预旋角度均为20°的直孔型和 气动孔型喷嘴进行了对比分析研究,表明数值结果 与实验结果符合较好,气动孔型喷嘴的流量系数和 预旋效率均比直孔型喷嘴高20%左右,并且采用气动孔型喷嘴的预旋供气系统温降也明显高于直孔型 喷嘴的系统温降。

从国内外公开发表的文献来看,普遍认为预旋 供气系统具有较大的温降潜力,可以显著降低涡轮 转子叶片的冷却气温度,提高涡轮使用寿命,同时能 有效提高发动机效率;研究主要集中在预旋喷嘴、接 受孔等几何参数及旋转雷诺数、无量纲流量、旋转比 等气动参数的影响方面,对预旋系统出口结构的研 究相对较少。

为解决某型发动机动叶榫连接的低循环寿命问题,计划将预旋系统出口由直榫槽调整为斜榫槽。 在传统的工程计算中^[17],常采用一维管路方法来简 化并模拟预旋系统,然而这种方法无法精确评估榫 槽结构变化对预旋系统内气体流动和压力损失的具 体影响。三维数值研究在评估预旋降温效果和盘腔 封严能力方面起着举足轻重的作用。为此,本文运 用商业软件Fluent来模拟预旋系统盘腔的流动、动 叶供气系统以及篦齿的封严作用,并结合盘腔的流 动特性,深入分析系统的压力损失机理,旨在为预旋 系统出口结构的设计优化提供有力依据。

2 计算模型与计算方法

2.1 计算模型

研究的预旋进气系统来源于某型发动机,该系 统几乎未经简化,保留了原始几何结构的完整性,因 此能够真实反映预旋系统盘腔内的流动情况、动叶 供气系统的运作以及篦齿的封严效果。计算域包括 静止域(预旋喷嘴、进气腔)和旋转域(旋转腔、动叶 供气通道),在旋转腔中包括上封严出口和下封严出 口,计算模型见图1。考虑涡轮动叶周期性,取1/67 的涡轮盘腔建立三维模型,保证预旋喷嘴喉部面积 和预旋喷嘴出气角不变,通过降低预旋喷嘴高度,将 60片预旋喷嘴调整为67片。

图2给出了直榫槽、斜榫槽两种预旋系统出口结构的预旋系统计算模型。斜榫槽预旋系统出口与轴线之间呈10°。

2.2 网格划分

计算域预旋喷嘴、进气腔及旋转腔等区域为六 面体网格,动叶供气通道等区域采用四面体网格。 在计算域里靠近壁面设置边界层,在预旋喷嘴、篦 齿、动叶供气通道等流动剧烈区域附面层第一层网

图1 计算模型示意图 Fig.1 Schematic diagram of computational model

格厚度加密,进气腔及旋转腔等流动缓慢区域厚度 变疏,以1.1的比例因子增长,共5层。网格节点数总 共406万,预旋系统网格划分如图3所示。经过网格 独立性计算验证,此网格比较合适。

2.3 计算方法

采用商业软件Fluent进行数值模拟。预旋系统数值模拟的两个关键方法是动静交界面处理和湍流模型选取。交界面设置在预旋喷嘴出口。动静交界面处理方法采用多参考系法(Multiple reference

(b) 俯视图

图2 直榫槽(左)和斜榫槽(右)预旋系统结构模型 Fig.2 Straight and oblique mortise groove structural models

frame, MRF)。参照文献[13],湍流模型选取SST *k*-ω模型,近壁面采用标准壁面函数。控制方程采 用三维稳态湍流流动及能量方程,方程离散方法选 用二阶迎风格式,速度与压力耦合选用SIMPLE算 法。流动工质采用理想空气,黏性系数、比热等物性 均考虑随温度变化的影响。

2.4 边界条件

计算采用的边界条件为:系统进口给定压力进口条件,系统出口、上封严出口、下封严出口分别给定压力出口条件,静止域壁面为无滑移壁面和绝热

图3 预旋系统网格划分 Fig.3 The computational grids of the pre-swirl system

条件,旋转域壁面采用相对静止参考系。周期面给 定周期边界条件。

3 计算结果及分析

3.1 预旋系统内基本流动特征

图4为预旋系统静压分布图。由图中可看出,预 旋系统压降主要发生在预旋喷嘴喉部。图5展示了 预旋系统的三维流线图。从图中可以清晰地看到, 从预旋喷嘴喷射出的气流有多个流向:部分气流在 撞击涡轮盘后进入叶片供气通道;另一部分则直接 进入叶片供气通道。除此之外,还有两股气流分别 流向不同区域,一股通过盘腔上封严篦齿进入主流 通道,起到对燃气的封严作用,另一股则从下封严篦 齿流出。值得注意的是,当气流进入叶片供气通道 时,会发生明显的气流分离现象。

3.2 结果分析

图6给出直榫槽、斜榫槽结构预旋系统出口区域 流线图。预旋系统出口结构由直榫槽调整为斜榫 槽,气流在榫槽与动叶底部构成的供气通道局部区 域形成旋涡,从而产生耗散使流速降低流动受阻,导 致进入系统出口各腔(位置见图1)的冷气流量分配 发生变化。

表1为直榫槽、斜榫槽两种预旋系统出口数值计 算结果(无量纲质量流量)对比。本文无量纲质量流 量*C*w定义为:

 $C_{\rm w} = m / \mu b$

式中:m、µ、b分别为气流质量流量、动力黏度以及转 盘最大半径。

从表中数据可以得出,两种结构系统出口各腔 1、2、3、4及5无量纲流量相对偏差分别为5.64%、

图4 预旋系统静压分布图 Fig.4 Static pressure distribution diagram of the pre-swirl system

图5 计算模型示意图 Fig.5 Schematic diagram of computational model

53

图6 直榫槽和斜榫槽预旋系统出口区域流线图

Fig.6 The flow streamling diagram of the outlet region of pre-swirl systems: straight and oblique mortise groove

表1 直榫槽和斜榫槽预旋系统各出口数值计算结果对比
Table 1 Comparison of numerical calculation results between
straight and oblique mortise groove outlet geometric structures

位置	直榫槽出口结构	斜榫槽出口结构
出口1	132 855	140 344
出口2	85 017	84 794
出口3	132 623	127 269
出口4	134 126	130 023
出口5	12 765	14 365
总计	497 386	496 795

0.26%、4.04%、3.06%及12.50%。尽管各出口存在不同程度的偏差,但总体来看,系统出口总流量的偏差相对较小,仅为0.12%,这是因为预旋系统出口结构由直榫槽调整为斜榫槽,预旋系统内部结构未作调

整,预旋系统流通性变化较小,局部很小的区域产生 旋涡对整个系统流阻影响微弱。

图7展示了直榫槽、斜榫槽数值计算结果及工程 计算流量对比。从图中可以得出:系统进口的无量 纲流量相对偏差保持在较低的5.19%;系统出口的 总流量相对偏差为3.28%,显示出较好的一致性。 然而,在上封严和下封严出口处,相对偏差较大,分 别为49.45%和45.83%。值得注意的是,对比工程计 算结果与数值计算结果,虽然系统出口和动叶进口 的流量差异并不显著,但在上封严出口和下封严出 口的流量数据上,两者之间的差异却十分明显,其相 对偏差接近50%,这反映了在这两个特定区域的流 量计算上,两种方法存在较大的不一致性,上、下封

图7 直榫槽和斜榫槽出口结构预旋系统数值计算结果及工程计算流量对比 Fig.7 Comparison of numerical calculation results between straight and oblique mortise groove geometric structures, and engineering calculation results 严区域篦齿内部流动复杂,工程计算方法计算精度 较低,需要进行计算流体动力学(CFD)数值模拟 分析。

4 结论

采用商业软件Fluent对直榫槽、斜榫槽两种系统 出口结构的预旋系统进行了数值计算,同时与一维 工程计算结果进行了详尽的对比分析,并据此得出 了以下结论:

(1)将系统出口结构由直榫槽调整为斜榫槽, 系统进出口的总流量差异相对较小。然而,由于在 动叶供气通道局部区域流动发生变化,导致在动叶 进口的各腔流量分配上,不同腔体之间的差异各有 特点,特别是腔1~腔4的差异相对较小,而腔5显示 出较大的差异。

(2) 工程算法与数值计算的系统进口和动叶进 口差别较小,但在上封严出口和下封严出口的流量 计算上,两者之间的差别较大,相对偏差接近50%。 在流动换热复杂的封严区域,工程算法计算精度较 低,需要进行三维仿真计算。

参考文献:

- [1] MEIERHOFER B, FRANKLIN C J. An investigation of a pre-swirled cooling airflow to a turbine disc by measuring the air temperature in the rotating channels
 [R]. ASME 81-GT-132, 1981.
- [2] EL-OUN Z B,OWEN J M. Pre-swirl blade-cooling effectiveness in an adiabatic rotor-stator system[R]. ASME 88-GT-276,1988.
- [3] POPP O, ZIMMERMANN H, KUTZ J. CFD analysis of cover-plate receiver flow[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120:43-49.
- [4] JARZOMBEK K, DOHMEN H J, BENRA F K. Flow analysis in gas turbine pre-swirl cooling air systemsvariation of geometric parameters[R]. ASME GT2006-

90445,2006.

- [5] YOUNG C, SNOWSILL G D. CFD optimisation of cooling air offtake passages within rotor cavities[R]. ASME GT2002-30480,2002.
- [6] CIAMPOLI F, HILLS N J, CHEW J W, et al. Unsteady numerical simulation of the flow in a direct transfer preswirl system[R]. ASME GT2008-51198,2008.
- [7] DITTMANN M, GEIS T, SCHRAMM V, et al. Discharge coefficients of a pre-swirl system in secondary air system [R]. ASME 2001-GT-0122,2001.
- [8] DITTMANN M, DULLENKOPF K, WITTIG S. Discharge coefficients of rotating short orifices with radiused and chamfered inlets[R]. ASME GT2003-38314,2003.
- [9] CIAMPOLI F, CHEW J W, SHAHPAR S, et al. Automatic optimization of preswirl nozzle design[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129 (2):387–393.
- [10] 丁水汀,陶 智,徐国强,等.带进气预旋的旋转空腔 平均换热特性研究[J]. 航空动力学报,1998,13(3): 277-280.
- [11] 冯 青,卜其龙,刘松龄.动盘带预旋喷嘴的旋转盘腔 内流场的相似分析与数值模拟[J].西北工业大学学 报,2003,21(2):239-243.
- [12] 王锁芳,朱强华,栾海峰,等. 高位预旋进气转静盘腔 换热实验[J]. 航空动力学报,2007,22(8):1216-1221.
- [13] 朱晓华,刘高文,刘松龄,等.带盖板的预旋系统温降 和压力损失数值研究[J]. 航空动力学报,2010,25 (11):2498-2506.
- [14] 何振威,冯 青,刘松龄,等.带盖板预旋进气系统的 温降实验误差分析[J].科学技术与工程,2010,10 (26):6439-6444.
- [15] 刘高文,张 林,务卫涛,等. 长径比对预旋孔流动特 性影响的数值研究[J]. 推进技术,2013,34(5):644 -650.
- [16] 刘高文,张 林,李碧云,等. 扩口孔型预旋喷嘴流动 与温降特性[J]. 推进技术,2013,34(3):390-396.
- [17] 郭 文,陶 智,毛军逵,等. 航空发动机空气系统设计[M]. 北京:科学出版社,2022.

摘 要:针对动力涡轮间螺栓连接结构在实际工作载荷环境中可能出现的稳健性问题,提出了螺栓连接结构稳健 性评估方法,分别从有效接触面状态系数、接触应力等方面评估连接界面在外载荷作用下的接触特性变化。以大功 率涡轴发动机动力涡轮转子多级轮盘间螺栓连接结构为例,应用提出的连接结构稳健性评估方法,发现工作载荷环 境下界面有效接触面积小于20%且最大接触应力超过500 MPa,稳健性较差。在此基础上,深入分析了3种典型几何 构形对连接界面径向变形、角向变形、接触面状态及损伤的影响,总结了不同构形盘间螺栓连接结构的力学特性随 转速的变化规律,凝练出盘间-螺栓连接结构在高转速下其连接稳健性更具优势。应用提出的稳健设计方案,对大 功率涡轴发动机动力涡轮转子间螺栓连接结构进行优化设计及稳健性评估。结果表明:工作状态下界面有效接触 面积占比超过65%,最大接触应力265 MPa仅为原始方案的1/2左右,验证了该方案在提高接触面状态系数和降低接 触应力具有显著效果。

关键词:螺栓连接;动力涡轮;稳健设计;高转速;接触面状态;损伤;航空发动机 中图分类号:V231.1 文献标识码:A 文章编号:1672-2620(2024)02-0055-08 DOI:10.3724/j.GTER.20240021

Analysis and research on structural robustness of bolted connections between discs of high-speed power turbines

BAI Zhongkai^{1, 2}, SUN Kai^{1, 2}, FU Zhongyi^{1, 2}, YANG Zhefu³, HONG Jie³

(1. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China; 2. Hunan Key

Laboratory of Turbomachinery on Medium and Small Aero-Engine, Zhuzhou 412002, China;

3. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 102206, China)

Abstract: In order to solve the robustness problem of bolt-connected structures between power turbines in an actual working load environment, a robustness evaluation method for bolt-connected structures was proposed. The contact characteristics of the interface under external loads were evaluated based on the aspects of effective contact area proportion and contact stress. Using the bolt-connected structure between the multi-stage discs of a certain high-power turboshaft engine's power turbine rotor as an example, the proposed connection structure robustness evaluation method was applied. It was found that the effective contact area of the interface was less than 20%, the maximum contact stress was more than 500 MPa under the working load environment, and the robustness was poor. On this basis, an in-depth analysis was carried out on the influence of three typical geometric configurations on the radial deformation, angular deformation, contact surface state and damage of the connected structures with different configurations along with the rotational speeds were summarized. It was condensed that the inter-disc bolt-connected structure has more advantages in its connection robustness at high rotational speeds. Based on the proposed robustness design method, the optimal design and robustness evaluation of the bolt-connected structure between the power turbine rotors of a high-power turboshaft engine was carried out. The results show that

收稿日期:2024-02-10

作者简介:白忠恺(1984-),男,辽宁辽阳人,高级工程师,硕士,研究方向为发动机结构。

the effective contact area of the interface is more than 65%, and the maximum contact stress of 265 MPa is only half of the original. This verifies that the robustness design method has a significant effect in improving the contact surface condition coefficient and reducing the contact stress.

Key words: bolted connection; power turbine; robustness design; high rotational speed; contact surface state; damage; aero-engine

1 引言

随着先进航空燃气轮机输出功率的不断增大, 动力涡轮转子通常采用多级轮盘的结构布局形式, 而多级轮盘间的连接结构受到离心、温度、轴向力、 扭矩、机动飞行惯性载荷等共同作用,其工作载荷环 境十分恶劣。此外,在发动机过渡态中,温度载荷的 时滞特性还可能导致其变形不协调^[1]。随着工作 循环的不断增加,由载荷环境产生的界面滑移、应力 损伤逐渐积累,使得连接结构的约束和承载能力显 著降低甚至失效,引起转子系统动力特性变化,最终 可能导致结构系统中相对薄弱的构件失效^[2]。因 此,保证多级轮盘间连接结构在复杂多变的工作载 荷环境下始终保持良好的界面接触状态,并尽可能 减小接触损伤,对多级轮盘组件的稳定、可靠工作具 有重要意义。

稳健设计方法的本质是多目标非确定优化设 计^[3],其核心是降低目标函数的敏感度和分散度。 对于以大功率动力涡轮转子为代表的多级轮盘转 子,盘间连接结构主要为法兰-螺栓连接结构,其稳 健性是指连接结构力学特性对外界载荷环境的敏感 性和分散度较低,结构能够承受和抵抗各种复杂的 载荷变化而不出现结构功能丧失和结构破坏^[4]。

大尺寸、高转速复杂结构转子系统的结构动力 学设计一直是国内外研究的一个重点。对于法兰螺 栓连接结构,DINGER和FRIEDRICH^[5]对螺栓连接 结构的松动失效机理开展了系统研究,综合仿真和 试验说明连接界面局部滑移是导致螺栓松动的一个 因素,并针对松动失效提出了基于有限元仿真的参 数设计方法;QIN等^[6]对螺栓连接的盘-鼓筒连接结 构进行分析建模,并将其应用于具有连接结构的转 子动力学分析,提出了一个可用于预测盘-鼓筒连 接结构在动态负载下的应力和变形的分析模型。 SEGALMAN等^[7]通过仿真和试验研究了连接结构 的刚度非线性和接触状态变化引起的能量损耗,探 究了连接结构接触状态变化对结构动力响应的影 响。洪杰等^[8]针对法兰螺栓连接结构进行系统研 究,提出了3种可能的失效模式,并探究了相应的界 面损伤评估参数及对转子动力响应的影响,其中主要包括连接结构刚度损失^[9]对转子模态特性^[10]与动力响应特性^[11]的影响,螺栓界面滑移损伤对转子动力响应的影响^[12],以及螺栓界面损伤周向分布不均匀时引起的组合共振现象^[13-14]。因此,通过螺栓连接结构优化设计^[15],减小其界面接触损伤及对转子动力响应的影响,对保证转子系统稳定、可靠工作具有重要意义。

本文针对多级轮盘间螺栓连接结构开展研究, 首先提出螺栓连接结构稳健性评估方法,并评估了 某大功率涡轴发动机多级轮盘间螺栓连接结构稳健 性。随后,针对稳健性评估过程中发现的问题,开展 盘间螺栓连接结构稳健设计方案研究,分析得到转 子连接结构力学特性与结构特征参数、载荷特征参 数的内在关联性。最后,针对动力涡轮转子的工作 载荷环境和使用需求,给出稳健优化设计方法和优 化方案,并对该方案进行稳健性评估,验证优化设计 结果。

2 螺栓连接结构稳健性评估方法

发动机运行过程中,转子的工作环境十分恶劣, 受到多种载荷的共同作用,连接界面容易发生损伤 失效。其力学过程表现为,由载荷环境所产生的界 面滑移、应力损伤随着工作循环的增加逐渐积累,使 得连接结构界面磨损,约束和承载能力显著降低甚 至失效,引起转子系统动力特性发生变化,造成转子 异常振动,甚至传扭能力丧失、螺栓断裂脱落等安全 性问题。因此,转子多级盘间连接,必须考虑连接界 面接触状态变化对整个结构系统的影响,对界面损 伤失效进行有效控制。

对于界面连接转子结构系统,根据其结构特征 和工作载荷环境特点,可以将连接界面接触损伤失 效分为接触疲劳损伤、界面滑移(约束失效)和界面 磨损3类。因此,在连接界面的接触损伤力学行为分 析的基础上,针对不同的力学行为确定定量评估参 数,主要包括有效接触面积占比、接触应力等。下文 对界面接触损伤的主要评估参数进行介绍。

2.1 接触面状态系数

有效接触状态系数C_{conta}通过有效接触面积占 比进行表征,用于反映承载接触面积占配合面总面 积的相对大小,其量值越大表示接触面越稳定。 C_{conta}计算公式为:

$$C_{\text{conta}} = \frac{A_{\text{sticking}} + A_{\text{sliding}}}{A_{\text{total}}} \times 100\%$$
(1)

式中: A_{sticking} 为黏滞接触面积; A_{sliding} 为滑动接触面积; A_{total} 为接触面总面积。

对于具体结构和使用载荷条件,可根据设计经 验,确定可保证连接界面配合稳定所需要的有效接 触状态系数,也可通过对比不同状态下有效接触状 态系数的变化对连接界面稳定性进行评价。

2.2 接触应力

接触应力是用于描述在连接界面上产生应力控制的接触损伤的主要参数。由于界面接触应力分布的不均匀性,可将其分为最大接触应力和平均接触应力。其中,最大接触应力用于评估界面损伤程度,平均接触应力用于评估连接界面的应力储备和连接界面受力状态。

2.3 连接界面稳健性评估方法

连接界面的稳健性评估,就是通过对不同连接 结构的界面进行有效接触状态系数及接触应力分 析。有效接触状态系数越大,说明其界面的接触状态 越好,具备更好的载荷传递能力;最大接触应力越大, 则连接界面越容易产生微动磨损;而平均接触应力越 大,其连接界面的连接越稳固。良好的连接结构稳健 性设计目标就是寻求连接界面接触面状态系数和平 均接触应力的提升,以及最大接触应力的下降。

3 典型盘间螺栓连接结构稳健性评估

以某大功率涡轴发动机动力涡轮盘间螺栓连接 结构为评估对象,开展连接结构稳健性评估,验证所 提稳健性评估方法的有效性。

3.1 有限元模型

3.1.1 网格

该大功率涡轴发动机动力涡轮采用盘间鼓筒-螺栓连接结构,在ANSYS软件中建立其有限元模型。为提高计算效率、减小计算规模,考虑到一、二级盘间端面和二、三级盘间端面的螺栓个数均为30,存在周向旋转对称性,建立转子的1/30扇区简化模型,如图1所示。

T

图1 动力涡轮转子扇区模型 Fig.1 A certain model of the power turbine rotor sector

3.1.2 约束边界及载荷

模型约束条件如图2所示。

图2 模型约束条件示意图 Fig.2 Schematic diagram of model constraint conditions

螺栓预紧力:螺栓的拧紧力矩为10 N·m,公称直 径为M6,则预紧力可通过*M*=*P*×*k*×*d*进行估算,其 中*M*为拧紧力矩,*P*为预紧力,*d*为螺栓直径,*k*为螺 栓拧紧力矩系数(约为0.15),可得螺栓预紧力约为 11 111 N,通过PRETS179单元在螺杆正中间的横截 面上施加。

离心载荷:转子转速为8 500 r/min,由于未对叶 片做等效处理,叶片离心力以集中力形式沿径向施 加在涡轮盘轮缘节点上。

约束:6#滚棒轴承位置施加径向约束,7#滚珠轴 承位置施加全约束。

温度载荷:根据部件温度场结果,对有限元模型 施加温度载荷。

3.2 评估结果

动力涡轮转子的变形分布如图3所示。由图可 知,动力涡轮盘-轴连接结构采取了"匚"形结构设 计,在离心力作用下,第二级动力涡轮盘处将承受一 定的离心弯矩作用,引起三级盘产生近0.4 mm的轴 向位移。

涡轮盘间法兰-螺栓连接端面的接触状态与接触应力仿真结果如图4和图5所示。由图可知:一、二级盘间端面螺栓压紧面有效接触面积(黏滞+滑移)

57

图3 动力涡轮转子结构变形 Fig.3 Structural deformation of the power turbine rotor

图4 一、二级盘间端面接触特性 Fig.4 Contact characteristics of the end face between the first and second discs

较小,仅为19.73%,这主要是在螺栓离心载荷作用 下,螺栓相对法兰边发生了一定的径向滑移,从而导 致接触区域形状为椭圆形;在离心载荷作用下,一、 二级盘间端面接触应力峰值为517 MPa;法兰端面 大部分面积应力水平较低,这是由于接触应力的变 化集中于螺栓压紧区域;二、三级盘间端面接触状态 分布与一、二级盘间端面相似。

4 多级轮盘间螺栓连接结构稳健设计方案

4.1 典型轮盘间螺栓连接结构形式

稳健性评估结果分析表明,对于转速较高的 动力涡轮转子,采用盘间鼓筒-螺栓连接结构在工 作时稳健性较差。因此,参考成熟发动机常用的3 种螺栓连接构形——盘间鼓筒-螺栓连接构形(图 6)、盘间锥壳-螺栓连接构形(图7)、轮盘-螺栓连 接构形(图8),进行原理性分析,总结出最佳连接 结构方案。

图5 二、三级盘间端面接触特性 Fig.5 Contact characteristics of the end face between the second and third discs

图6 盘间鼓筒-螺栓连接结构示意图 Fig.6 Schematic diagram of the drum-bolt connection structure between discs

图7 盘间锥壳-螺栓连接结构示意图 Fig.7 Schematic diagram of the conical shell-bolt connection structure between discs

4.2 不同构形盘间螺栓连接结构分析

4.2.1 盘间鼓筒-螺栓连接结构

对于盘间锥壳-螺栓连接结构,当转子处于工 作状态时,由于法兰边和螺栓的质量较大,因此其离 心变形相比鼓筒段更大,使得法兰边发生变形不协 调的情况,产生如图9所示的翘边问题,其连接结构 仿真计算结果如图10所示,这一现象会使螺栓在工 作状态下产生附加弯曲载荷。并且由于法兰边上部 脱开,连接界面不可避免地会产生滑移和磨损,使得 界面接触状态变差,容易引发界面接触损伤。

图9 盘间鼓筒-螺栓连接结构离心变形示意图 Fig.9 Schematic diagram of the centrifugal deformation of the drum-bolt connection structure between discs

图10 盘间鼓筒-螺栓连接结构离心变形有限元分析 Fig.10 Finite element analysis of centrifugal deformation of the drum-bolt connection structure between discs

4.2.2 盘间锥壳-螺栓连接结构

如图11所示,与盘间鼓筒-螺栓连接结构相比, 盘间锥壳-螺栓连接结构在螺栓的径向高度上有所

图11 盘间锥壳-螺栓连接结构离心变形示意图 Fig.11 Schematic diagram of centrifugal deformation of the conical shell-bolt connection structure between discs

降低,螺栓和法兰边受到的离心载荷变小,并且锥壳 结构在径向上提供了更大的刚度,因此可以减小法 兰边的径向变形。图12采用仿真计算模拟了此结构 的变形情况。此外,该结构由于径向高度降低,螺栓 处的切向速度下降,搅拌热也随之下降。转速较高 时法兰边变形不协调情况如图12所示。

图12 盘间锥壳-螺栓连接结构离心变形有限元分析 Fig.12 Finite element analysis of centrifugal deformation of the conical shell-bolt connection structure between discs

4.2.3 轮盘-螺栓连接结构

轮盘-螺栓连接结构的主要特征是通过在二级 涡轮盘辐板上设置螺栓孔,将一、二级涡轮盘伸出的 鼓筒法兰用螺栓连接,通过第二级轮盘的质量对法 兰螺栓连接结构进行约束。使得在高转速时法兰螺 栓结构可以依附于第二级轮盘,如图13所示。在离 心载荷作用下,法兰边与二级盘一起竖直平动,几乎 不产生角向变形(即法兰边翘边),从而增加其变形 协调性,避免对螺栓产生附加的弯曲载荷,保证螺栓 预紧力对法兰边有效拉紧,维持连接界面处于更好 的接触状态,减小界面接触损伤。图14采用仿真计 算模拟了此结构的变形情况。从图中可以看出,一、 三级涡轮盘的两法兰边被二级盘止口固定,其径向 变形相对图10、图12更小。

图13 轮盘-螺栓连接结构离心变形示意图 Fig.13 Schematic diagram of centrifugal deformation of the wheel disc-bolt connection structure

图14 轮盘-螺栓连接结构离心变形有限元分析 Fig.14 Finite element analysis of centrifugal deformation of the wheel disc-bolt connection structure

4.2.4 不同构形盘间螺栓连接结构分析

通过仿真计算,可以得到不同构形多级轮盘间 螺栓连接结构的径向变形随转速的变化曲线(图 15),以及角向变形随转速的变化曲线(图16)。分析 可知,低转速范围内,不同盘间连接结构径向及角向 变形量变化不明显,不会对接触状态和连接稳健性 造成较大影响。随着转速增加,连接法兰处的径向 及角向变形量持续增加。3种结构相比,轮盘-螺 栓连接结构的径向及角向变形量随转速变化最 小,即通过连接法兰依附轮盘的方式,可以有效提 高多级轮盘连接结构在离心载荷下的变形协调 性,使其径向刚度增加,连接法兰的角向变形减 小。角向变形量与连接法兰的接触状态直接相

图15 不同构形多级轮盘间连接结构径向变形随转速的变化 Fig.15 Curves of radial deformation with rotational speeds of different configurations of multi-stage wheel disc connection structures

图16 不同构形多级轮盘间连接结构角向变形随转速的变化 Fig.16 Curves of angular deformation with rotational speeds of multi-stage wheel disc connection structures with different configurations

关,接触面角向开合导致有效接触面积发生变化。 如图17可知,采用轮盘-螺栓连接结构的黏滞区及 滑移区接触面积最大,其接触面状态系数最大,连 接稳健性最好。

Fig.17 Contact states of flange edges of multi-stage wheel disc connection structures with different configurations

5 盘间螺栓连接结构优化方案及稳健性评估

通过对不同构形多级轮盘间螺栓连接结构稳健 性的对比分析,采用轮盘-螺栓连接结构连接界面 的稳健性能够得到更好的控制。以此盘间螺栓连接 结构稳健性设计方案,对某大功率涡轴发动机动力 涡轮盘间螺栓连接结构进行优化设计。

5.1 优化方案

盘间螺栓连接结构优化设计方案及有限元网格 如图18所示。将原始方案更改为轮盘-螺栓连接构 形,第一级和第三级轮盘分别伸出法兰边,与第二级 轮盘通过螺栓连接,螺栓公称直径增大为M8,数量 为30个,拧紧力矩为20 N·m。

图18 多级轮盘间螺栓连接结构优化设计方案及网格 Fig.18 Optimization design scheme and mesh of the boltconnected structure between multi-stage wheel discs

5.2 评估结果

设计点状态(8 500 r/min)下动力涡轮转子的 变形分布如图19所示。这一状态下,动力涡轮转子 的3级轮盘均发生了近似竖直的位移。涡轮盘间法 兰-螺栓连接端面的接触状态与接触应力结果如图 20和图21所示。由图可知:多种载荷共同作用下, 一级盘法兰边端面的滑移区接触面积有所增大,黏 滞区和滑移区接触面积合计占比为66.88%;三级盘 法兰边端面的滑移区接触面积也有所增大,有效接 触面积占比为65.39%。一级盘、三级盘法兰边端面

图19 动力涡轮转子变形分布 Fig.19 Deformation distribution of the power turbine rotor

最大应力239.720 MPa, 平均应力80.231 MPa

图20 一、二级盘间端面接触特性(优化方案) Fig.20 Contact characteristics of the end face between the first and second discs with optimization scheme

最大接触应力分别为239 MPa和265 MPa,相比原始 方案大幅降低。以上结果表明,此设计方案对提高 接触面状态系数和降低接触应力具有显著效果。

6 结论

针对多级轮盘间螺栓连接结构力学特性,开展 了稳健性评估和优化设计方法研究,主要结论如下:

(1)提出了螺栓连接结构稳健性评估方法,分别从有效接触面系数、接触应力等方面评估连接界面在外载荷作用下的接触特性变化。

(2)提出了多级轮盘间螺栓连接结构稳健设计 方案,深入分析了3种典型连接结构几何构形对连接 结构接触状态及损伤的影响,总结了不同构形的盘 间螺栓连接结构力学特性随转速的变化规律。

(3)低转速范围内,不同盘间连接结构径向及 角向变形量变化不明显,不会对接触状态和连接稳 健性造成较大影响。但随着转速增加,通过将连接 结构依附于轮盘的轮盘--鼓筒连接构形设计可以大 幅度提高径向刚度,减小界面角向变形量,进而减少 界面损伤。

(4)应用提出的稳健设计方案,对大功率涡轴 发动机动力涡轮转子多级轮盘间螺栓连接结构进行 优化设计及连接结构稳健性评估,工作状态下界面 有效接触面积占比超过65%,最大接触应力265 MPa 也仅为原始方案的1/2左右,显著提高了接触面状态 系数和降低了接触应力。

参考文献:

- [1] 洪 杰,马艳红. 航空燃气涡轮发动机结构与设计 [M].北京:科学出版社,2021.
- [2] 洪 杰,徐筱李,梁天宇,等.转子结构系统界面失效 分析及稳健设计方法[J]. 航空动力学报,2018,33
 (3):649-656.
- ZANG Chaoping, FRISWELL M I, MOTTERSHEAD J
 E. A review of robust optimal design and its application in dynamics [J]. Computers & Structures, 2005, 83

(4-5):315-326.

- [4] 孙 博,王 东,吕春光,等.提高发动机总体结构稳 健性技术研究[J].航空动力,2018,(2):24-26.
- [5] DINGER G, FRIEDRICH C. Avoiding self-loosening failure of bolted joints with numerical assessment of local contact state[J]. Engineering Failure Analysis, 2011,18(8):2188-2200.
- [6] QIN Zhaoye, HAN Qinkai, CHU Fulei. Analytical model of bolted disk-drum joints and its application to dynamic analysis of jointed rotor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228(4): 646-663.
- [7] SEGALMAN D J, GREGORY D L, STARR M J, et al. Handbook on dynamics of jointed structures[R]. SAND2009-4164, 2009.
- [8] 洪 杰,沈玉芃,王永锋,等.动力涡轮转子结构系统 力学特性稳健设计方法[J].北京航空航天大学学报, 2019,45(3):437-445.
- [9] MALONEY J G, SHELTON M T. Structural dynamic properties of tactical missile joints-phase I[R]. CR-6-348-945-001, 1970.
- [10] 洪 杰,徐翕如,苏志敏,等. 高速转子连接结构刚度 损失及振动特性[J]. 北京航空航天大学学报,2019, 45(1):18-25.
- [11] HONG Jie, CHEN Xueqi, WANG Yongfeng, et al. Optimization of dynamics of non-continuous rotor based on model of rotor stiffness[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 131:166–182.
- [12] 吕东晓,陈雪骑,王 东,等.转子螺栓连接结构界面 滑移损伤机理及其关键影响因素研究[J].航空动力 学报,2024,39:20230027.
- [13] HONG Jie, YANG Zhefu, WANG Yongfeng, et al. Combination resonances of rotor systems with asymmetric residual preloads in bolted joints[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023, 183:109626.
- [14] 王 东,韩卓荦,杨哲夫,等. 连接结构刚度非对称对 高速转子动力特性影响[J]. 航空动力学报,2024,39: 20220995.
- [15] 雷冰龙,李 超,洪 杰,等. 转子连接结构力学特性 稳健设计[J]. 航空发动机,2021,47(2):38-44.

征稿启事

《燃气涡轮试验与研究》是经原国家科委批准的正式期刊(双月刊),由中国航发四川燃气涡轮研究 院主办,面向国内外公开发行。本刊以燃气涡轮技术为基础,重点报道航空动力装置试验研究、设计 和制造行业中具有学术价值、工程应用价值和创造性的科技成果及其在国民经济领域的应用,以试验 研究为特色。本刊的发行范围已涵盖航空科研院所、工厂、高校、航空发动机主管部门,以及相关行 业,是传播航空发动机专业信息和活动的理想平台,受到航空界知名专家、教授和学者的喜爱与关 注。

本刊为《中国学术期刊影响因子年报》统计源期刊,已被国内众多著名数据库收录。本刊采用双 盲制、一稿两审的审稿方式。欢迎国内外作者自由投稿。

一、来稿要求和注意事项

1、稿件应突出创新成果,论点明确、论理清楚、数据可靠,文字精炼,图表规整。

2、稿件中的文字、数据和图表等内容必须遵守国家保密规定和《著作权法》的有关规定,若发 生泄密或侵权行为,一切责任由作者承担。

3、稿件必须包括中英文题名、中英文摘要(200字左右)、中英文关键词(5~8个)。

4、稿件中的图表必须有中英文对照题名;文中插图应大小适中,图线和数字清晰可辨。

5、参考文献按"CAJ-CD中国学术期刊(光盘版)技术规范"(CAJ-CDB/T1-2005)的要求著录 (可参见本刊的参考文献著录格式)。

6、量和单位要符合国家标准的规定,术语和符号应符合国家标准和国军标"航空燃气涡轮动力装置术语和符号(GJB2103A-97)"的要求。

7、稿件如获得某种研究基金或课题资助,请列出其名称及编号。

8、第一作者简介应含:姓名、出生年、性别、民族、籍贯、职称、学位及研究方向;来稿时应 提供第一作者的通讯地址、邮编、联系电话和E-mail。

9、本刊稿件的审稿周期一般为3个月,3个月后未接到录用通知,作者可自行处理;在此之前, 请勿一稿多投,否则一切后果自负。

10、本刊不收版面费和审稿费;来稿一经刊登,本刊即付稿酬,并赠送当期样刊。

二、声明

本刊已被《中国核心期刊(遴选)数据库》、《中国期刊全文数据库》、《万方数据库》、《中文 科技期刊数据库》、《中文核心期刊网》收录,可通过中国知网、万方数据、维普资讯、SciEngine、 中文核心期刊网、博看网查阅。本刊所付稿酬包含文章著作权使用费,及本刊与合作单位录用、上网 和光盘服务报酬。如作者不同意文章被本刊合作单位收录,请在投稿时声明。

三、投稿方式

邮

通过网站投送稿件。

投稿网站: www.sciengine.com/GTER/home

地 址:四川省成都市新都区学府路999号《燃气涡轮试验与研究》编辑部

邮编: 610500

电 话: (028)83017527

箱: rqwl@cgte.com.cn; rqwlsy@163.com

GTER 燃气涡轮试验与研究

XX .	月刊	1988年2月创刊	第37卷第2期	2024年4月
主管	曾单位:	中国航空发动机集	团有限公司	
主丸	办单位: 中国航发四川燃气涡轮研究院			
主	编:	刘志友		
编辑出版:《燃气涡轮试验与研究》编辑部				
		610500 四川省成者	邓市新都区学府路9	99号
电	话:	028-83017527		
电子	「邮箱:	rqwlsy@163.com		
发	行:	《燃气涡轮试验与	研究》编辑部	
ED	刷:	四川省胜利印刷实	业有限公司	

封面设计: 顾鹏设计公司

Started in 1988, Vol.37 No.2 Apr. 2024, Bimonthly Authority: Aero Engine Corporation of China Sponsor: AECC Sichuan Gas Turbine Establishment Editor-in-Chief: LIU Zhi-you Editor and Publisher: Editorial Department of Gas Turbine Experiment and Research No.999, Xuefu Rd, Xindu D, Chengdu, Sichuan, PRC Postcode 610500

Tel: 028-83017527 E-mail: rqwlsy@163.com Distributor: Editorial Department of Gas Turbine Experiment and Research Printer: Sichuan Shengli Publishing Ltd. Designer: Gupeng.com

ISSN 1672-2620 CN 51-1453 / V

国内定价: 10.00元/期, 60.00元/年 国外定价: 10.00美元/期, 60.00美元/年 ISSN 1672-2620 04> 9 771672 262218

国内外公开发行