

透平动叶多凹槽叶顶气膜冷却特性的研究

李冯¹, 贾哲¹, 张韦馨¹, 刘钊¹, 石葵², 丰镇平¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 中国联合重型燃气轮机技术有限公司, 100015, 北京)

摘要: 为了提高透平动叶叶顶的气膜冷却性能,并降低由叶顶泄漏流引起的泄漏损失,开展了多凹槽叶顶气膜冷却特性研究。采用试验测试和数值模拟相结合的方法,研究了燃气透平动叶不同结构多凹槽叶顶的气膜冷却特性与气动特性,其结构包括单凹槽、二凹槽、三凹槽和四凹槽 4 种叶顶形式。在主流进口雷诺数为 1.75×10^5 条件下应用压力敏感漆技术获得了 1.0、1.5 和 2.0 等 3 种吹风比下多凹槽叶顶表面的气膜冷却有效度分布,并采用经过校核的数值方法辅助分析了叶顶间隙内的流场结构及其气动性能。结果发现:多凹槽叶顶内的肋片改变了叶顶的流场结构,阻挡了冷气向下游发展。相比于传统的单凹槽叶顶,四凹槽叶顶在吹风比较大时能够提高叶顶中部的冷却效果,但在叶顶中后部依旧是单凹槽叶顶的冷却效果最好。同时,多凹槽叶顶能够显著降低叶栅的气动损失,相比于传统的单凹槽叶顶,二凹槽、四凹槽叶顶总压损失系数值分别降低了 17.9%、20.9%。

关键词: 燃气透平;叶顶;气膜冷却;压力敏感漆

中图分类号: V231.1 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202208016 **文章编号:** 0253-987X(2022)08-0149-11



OSID 码

Study on the Film Cooling Characteristics of Multi-Cavity Turbine Blade Tips

LI Feng¹, JIA Zhe¹, ZHANG Weixin¹, LIU Zhao¹, SHI Yan², FENG Zhenping¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. China United Gas Turbine Technology Co., Ltd., Beijing 100015, China)

Abstract: To improve the film cooling performance of turbine blade tips and reduce the leakage loss induced by the leakage flow at the tips, experimental investigation and numerical simulation were conducted to study the film cooling and aerodynamic characteristics of multi-cavity turbine blade tips, including one-cavity, two-cavity, three-cavity and four-cavity blade tips. Pressure sensitive paint technique was adopted to obtain the film cooling effectiveness distributions among these multi-cavity tips under a Reynolds number of 1.75×10^5 of the main flow inlet and three different coolant blowing ratios, including 1.0, 1.5 and 2.0. A turbulence-validated computational method was employed to indicate the flow field and the aerodynamic performance of the multi-cavity tips. Results show that the ribs in the multi-cavity tips can alter the flow structure and prevent the coolant moving downstream. Compared with the traditional one-cavity tip, four-cavity tip can enhance the film cooling performance in the tip mid-to-rear part. However, one-cavity tip still achieve the best film cooling effectiveness in the tip mid-to-rear part. Meanwhile, as for the aerodynamic performance, multi-cavity tips can reduce the total

pressure loss effectively. Compared with the one-cavity tip, the two-cavity and three-cavity tips can reduce the loss value by 17.9% and 20.9% respectively.

Keywords: gas turbine; blade tip; film cooling; pressure sensitive paint

燃气轮机广泛应用于航空、舰船、发电等工业领域。为了提高燃气轮机的热效率,其透平进口温度一直在持续提高,目前已远超叶片金属材料可正常运行的温度。在透平动叶中,由于叶顶间隙的存在,部分主流在叶片横向压差和叶片进出口压差的作用下经由叶顶间隙从压力面泄漏到吸力面,从而产生泄漏流损失,导致透平效率下降。同时由于流动边界层较薄,传热增强,叶顶区域承受着巨大的热负荷,叶片顶部产生烧蚀现象时有发生,成为导致透平部件失效的重要原因之一,严重影响到燃气轮机安全可靠的运行。Bunker^[1]指出叶顶是限制燃气轮机使用寿命的主要因素之一。Sunden等^[2]认为任何针对叶顶的设计都需要对泄漏流动特性和传热特性进行详细研究。高杰等^[3]详细总结了近年来透平叶顶间隙气热技术方面的研究进展。

国内外学者针对叶顶的气热特性进行了大量研究。早先,Kwak等^[4]指出,凹槽叶顶相比平叶顶有更高的气膜冷却有效度。Key等^[5]针对凹槽叶顶和平叶顶的气动性能进行了试验研究,发现凹槽叶顶表现出更好的气动性能。杨佃亮等^[6]也指出凹槽叶顶内有着比平叶顶更复杂的流动结构,并且凹槽叶顶能够明显降低叶顶泄漏流量。Sakaoglu等^[7]比较了凹槽叶顶在不同肩壁高度下的冷却性能,结果表明,增加肩壁高度可以提高冷却性能。邹正平等^[8]指出可以通过合理选择叶顶气动参数和凹槽的几何参数进而有效控制叶顶间隙内刮削涡形态,最终提升叶顶气热性能。由于实际燃气透平中动叶为旋转部件,相比于静止工况,动叶在旋转时衍生的离心力和科氏力使得叶顶流动特性及其传热特性发生了较大改变。Yang等^[9]采用数值的方法比较了叶顶在旋转和静止工况下的气热性能,结果发现,旋转状态下叶顶的换热系数更高。

其后,更多的学者开始研究基于凹槽叶顶改型得到的新型凹槽叶顶。Lee等^[10]测量了台阶式肩壁凹槽叶顶的气动损失分布,结果表明,凹槽叶顶在其压力侧肩壁高于吸力侧时能够获得更低的气动损失。Zhou等^[11]比较了凹槽叶顶和吸力侧肩壁凹槽叶顶的冷却性能,发现后者由于高吹风比下冷气在叶顶表面吹离,从而呈现较低的冷效值。杨佃亮等^[12]比较了叶顶吸力侧和压力侧肩壁的不同组合

对抑制叶顶泄漏流和降低叶顶热负荷的效果,结果发现,双侧肩壁叶顶在抑制泄漏流方面效果最好,而吸力侧肩壁叶顶获得了最低的换热系数。Kim等^[13]采用试验方法指出垂直肩壁凹槽叶顶的气膜覆盖程度优于倾斜肩壁的凹槽叶顶。Lee等^[14]开发了几种三角凹槽叶顶并用数值预测了气动损失,结果表明,三角凹槽改变了泄漏流结构和相应的泄漏涡,且三角凹槽位于吸力面侧时能够获得较低的气动损失和热负荷。Park等^[15]通过在凹槽内中放置肋片来形成了多凹槽叶顶,有关测量研究表明多凹槽叶顶具有较低的气动损失。Du等^[16]研究了透平级中多凹槽叶顶的气热性能,发现与传统的单凹槽叶顶相比,多凹槽叶顶可以同时降低压力损失和热负荷,然而由于流动再附着,在肋片的下游观察到相对较高的传热区域。Li等^[17]试验测量了多凹槽叶顶的气膜冷却分布,结果发现多凹槽叶顶能够提高叶顶中部的冷却效果,但降低了叶顶靠近尾缘区域的冷却效果。叶明亮等^[18-19]研究了肋片位置对于二凹槽叶顶传热和冷却性能的影响。Zhang等^[20]提出在叶顶布置槽缝射流来冷却叶顶并采用压力敏感漆技术进行了试验测量,结果表明,在冷气流量较大时冷气可以较好覆盖槽缝下游的叶顶表面。

综上所述,多凹槽叶顶不仅可以减少叶栅气动损失,还可以提高气膜冷却性能。然而,目前针对多凹槽叶顶气膜冷却性能的研究较少,特别是相关的试验数据较为缺乏。由于旋转动叶叶顶试验耗资巨大,且测量困难,而动叶叶顶间隙较小,叶顶间隙内的流动主要是由叶片两侧压差所驱动,加之其前缘处由冲角驱动,因此采用静止状态的试验可以模拟出该压力驱动流的流场,从而获得叶顶的传热与冷却分布,静止状态的试验结果仍能反映叶顶的流动、传热与冷却特性,所以目前有关叶顶的试验研究大部分为静止工况。

本文在平面叶栅试验台上研究了不同结构的多凹槽叶顶的气膜冷却特性,叶顶结构主要包括单凹槽叶顶、二凹槽叶顶、三凹槽叶顶和四凹槽叶顶。在3种吹风比条件下应用压力敏感漆技术测量得到了多凹槽叶顶表面的气膜冷却有效度分布,同时作为试验研究的补充,应用经过校核的数值方法辅助分析了叶顶间隙内的流场结构和气动特性。本文研究

主要目的是获得多凹槽叶顶的气膜冷却有效度分布特征,为燃气透平叶顶冷却设计提供理论指导和应用借鉴。

1 试验系统和方法

1.1 试验系统和试验段

本文所搭建的低速平面叶栅试验系统如图 1 所示,主要包括主流系统和二次流系统。其中主流由多台并联压缩机供应,冷干机和储气罐分别用来干燥冷却和稳定主流压力,通过调节旁通管路中的旁通阀可以调节进入试验段内的主流流量。二次流由多个并联空气和二氧化碳气罐供应,高精度质量流量计可以精确调节进入试验段内的二次流流量,换热器可以调节二次流的温度。

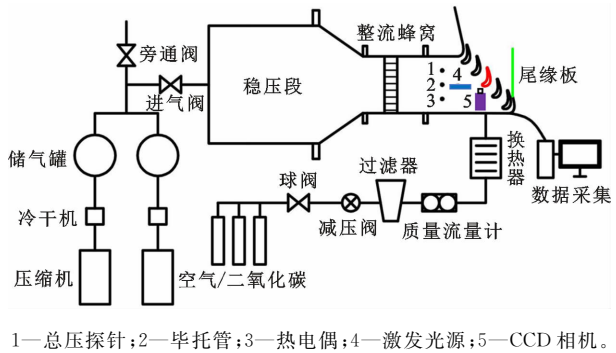


图 1 试验系统示意图

Fig. 1 Schematic of experimental facility

试验段由 5 只叶片和 4 个完整的叶栅流道组成,最中间的叶片作为测试叶片。叶片型线来源于某重型燃气透平第一级动叶,展弦比为 0.86,节弦比为 1.35,叶顶间隙设置为 1.3% 弦长。叶栅入口处布置有总压探针、毕托管和热电偶,用于测量主流总压、流速和温度。试验段测得进口速度为 22 m/s,进口温度为常温,一个典型的来流温度值为 308 K,对应的进口雷诺数为 1.75×10^5 ,气流通过尾缘板后排出大气。由于叶片数量有限,因此在叶栅出口处布置有可活动的尾缘板,可以通过调节尾缘板的角度实现试验段的周期性。试验段内未设置湍流栅格,湍流强度约为 2%。

1.2 叶顶结构及其冷却设计

图 2 给出了本文研究的 4 种凹槽叶顶结构,基于传统的单凹槽叶顶,通过在凹槽内部布置肋片将凹槽划分为多凹槽叶顶。凹槽肩臂和肋片几何参数相同,其高度均为 4.5% 弦长,宽度均为 1.8% 弦长,肋片位置分别位于 32%、52% 和 72% 轴向弦长处。图 3 所示为该动叶片的冷却设计示意图,叶顶沿中

弧线布置有 12 个气膜孔,其长径比为 3.3,节径比为 5.9,所有气膜孔均垂直于叶顶表面,即射流角为 90° 。本试验件设置了 3 个二次流供气腔,分别供应叶顶靠近前缘的两个气膜孔、中部的 4 个气膜孔和后部靠近尾缘的 6 个气膜孔。

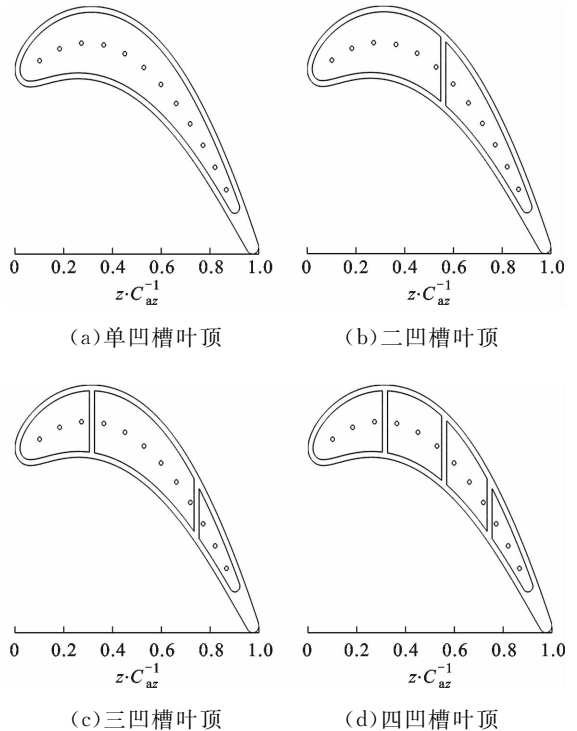


图 2 叶顶结构示意图

Fig. 2 Schematic of tip structures

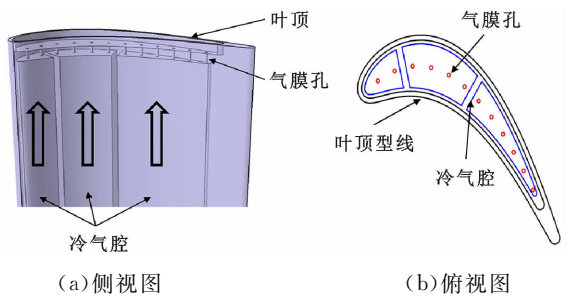


图 3 冷却供气设计示意图

Fig. 3 Schematic of cooling air supply

1.3 试验测量方法

本文应用压力敏感漆 (PSP) 技术测量动叶叶顶表面的气膜冷却有效度分布。近年来,压力敏感漆技术广泛运用于燃气透平叶片内部气膜冷却研究,包括端壁^[21]、叶片表面^[22]、前缘^[23]和叶顶^[24]等。Han 等^[25]基于光致发光和氧猝灭特性,详细总结了压力敏感漆技术在气膜冷却研究中的应用与方法。光致发光特性是指压力敏感漆中的活性分子在受到某一特定波长 (400 nm) 的光源照射时,由基态升迁

为激发态,这些活性分子在由激发态回落到基态时,会发出红光(大于 600 nm)并可由 CCD 相机采集。但当压力敏感漆附近存在氧分子时,激发的红光会被氧分子吸收,而不能被 CCD 相机采集到。激发光强与氧分压大小有关,氧分压越大,激发光强越小,其关系式满足文献[26]中提供的 Stern-Volmer 方程,即

$$\frac{I_{\text{ref}} - I_{\text{back}}}{I - I_{\text{back}}} = A(T) + B(T) \frac{P_{\text{O}_2}}{P_{\text{O}_2, \text{ref}}} \quad (1)$$

式中: I_{ref} 为参考光强; I_{back} 为无激发光源时的背景光强; I 为试验条件下获得的光强; $P_{\text{O}_2, \text{ref}}$ 为试验条件下的参考氧分压; P_{O_2} 为试验条件下的氧分压。由式(1)可知,温度与氧分压均对激发光强有影响,因此在试验开始测量前,需要通过标定来确定温度、氧分压与激发光强的关系式,主要是式中各项系数的确定。本试验标定曲线如图 4 所示,可知当获取参考光强的温度与标定温度一致时,不同温度下的标定曲线几乎是重合的。因此,本文拟合的氧分压与激发光强的关系式为

$$\frac{I_{\text{ref}} - I_{\text{back}}}{I - I_{\text{back}}} = 0.2324 \left(\frac{P}{P_{\text{ref}}} \right)^3 - 0.6861 \left(\frac{P}{P_{\text{ref}}} \right)^2 + 1.2693 \frac{P}{P_{\text{ref}}} + 0.1879 \quad (2)$$

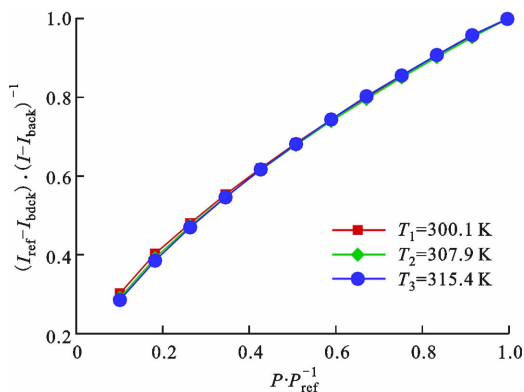


图 4 压力敏感漆标定曲线

Fig. 4 Calibration curves of pressure sensitive paint

根据文献[27]的理论,对于充分发展流动,湍流路易斯数约等于 1,此时传热传质方程具有相同形式的解,即传热传质可比拟。因此,以无量纲温度形式表示的气膜冷却有效度可以表示为无量纲氧浓度形式,并可进一步表示为无量纲氧分压形式,即

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{\text{aw}}}{T_{\infty} - T_c} \approx \frac{C_{\infty} - C_w}{C_{\infty} - C_c} = 1 - \left(1 + \left(\frac{P_{\text{O}_2, \text{air}} / P_{\text{O}_2, \text{ref}}}{P_{\text{O}_2, \text{sf}} / P_{\text{O}_2, \text{ref}}} - 1 \right) \frac{M_{\text{sf}}}{M_{\text{air}}} \right)^{-1} \quad (3)$$

式中: T 为温度; C 为氧浓度; 下标 ∞ 、aw、w、c 分别

为主流、绝热壁面、壁面、二次流。 $P_{\text{O}_2, \text{air}} / P_{\text{O}_2, \text{ref}}$ 、 $P_{\text{O}_2, \text{sf}} / P_{\text{O}_2, \text{ref}}$ 分别表示空气和二次流射流时气膜中的无量纲氧分压; $M_{\text{sf}} / M_{\text{air}}$ 表示二次流与主流相对分子质量之比,等同于其密度比。本试验中,采用二氧化碳作为二次流,密度比大约为 1.5。详细推导过程可见文献[25]。

本试验不确定度的确定基于文献[28]提供的分析方法。本试验叶栅进口流速的不确定度为 2%, 二次流流量的不确定度为 1%。而最大的不确定度来自于激发光强的测量,基于 95% 的置信度,本试验气膜冷却有效度测量的不确定度在其值为 0.1、0.3、0.5 时分别为 14.0%、3.4%、1.3%。

1.4 数值方法及验证

由于叶顶间隙狭小,本试验未能获得叶顶间隙内的流动特性,故采用数值模拟方法进一步辅助分析比较试验条件下不同结构的多凹槽叶顶间隙内的流动特性和气动性能,数值计算模型如图 5 所示。为了减少计算资源,采用单叶片构建了流体域模型,两侧为周期性边界条件。计算边界条件与试验一致,流体域进口设定为测得的温度和速度,出口设定为平均静压,冷气为二氧化碳,设定为流量和温度边界条件,其余壁面设定为非滑移绝热壁面。采用商业软件 ANSYS CFX 定常求解雷诺平均 Navier-Stokes 方程,所有离散项采用二阶精度。

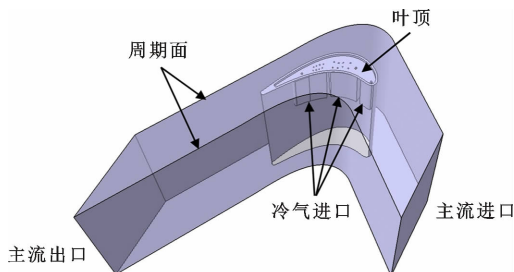


图 5 数值计算模型及边界

Fig. 5 Computational model and the boundaries

叶顶的流动和换热特性对于湍流模型的选择具有极大的敏感性,本文选取吹风比为 1.0 的工况和 4 种湍流模型进行了湍流模型验证。图 6 比较了试验测量和不同湍流模型计算的气膜冷却有效度分布,可知对于任何湍流模型,气膜孔附近冷却有效度的预测值均高于测量值。其中标准 $k-\omega$ 模型和 SST $k-\omega$ 模型能够较好地预测冷气轨迹,但两者均过高预测了冷却有效度,而标准 $k-\epsilon$ 模型和 RNG $k-\epsilon$ 模型难以预测冷气轨迹。从节距方向冷却有效度平均值比较来看,相比其他湍流模型,标准 $k-\omega$ 模型

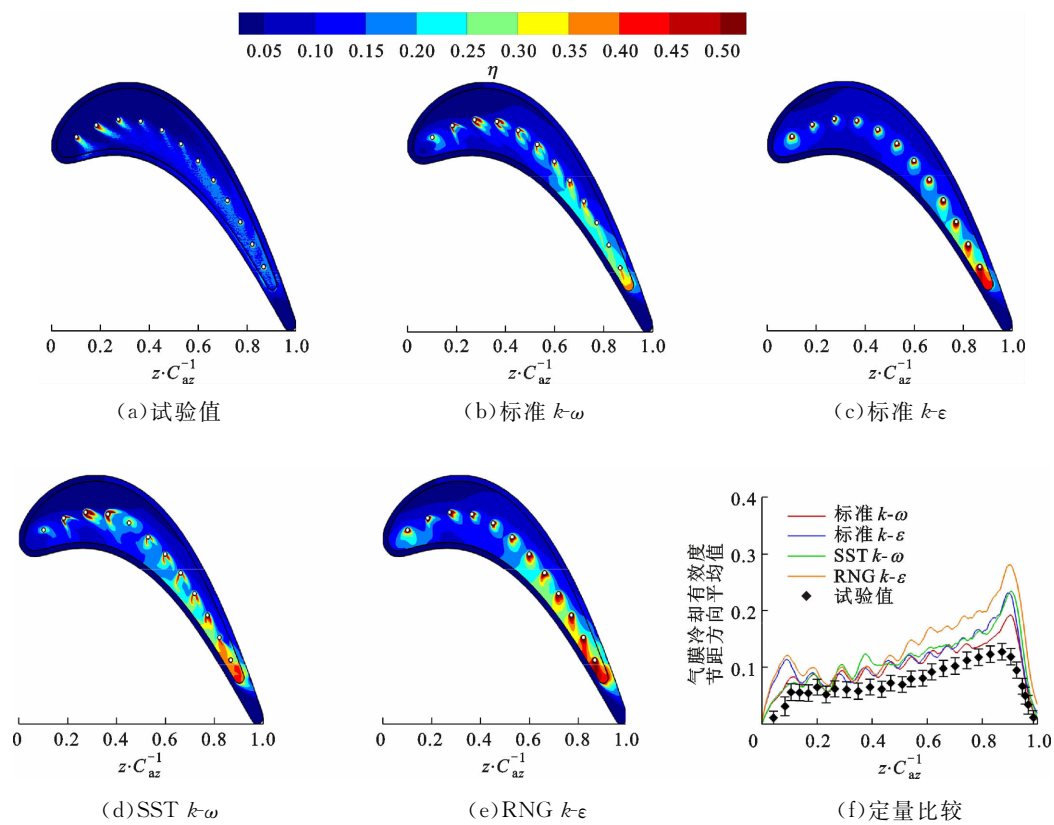


图 6 测量值与不同湍流模型计算值的比较

Fig. 6 Comparisons of the measurements and the predictions by different turbulence models

的预测值在整个轴向弦长范围内更接近试验测量值。因此,本文采用标准 $k-\omega$ 模型作为数值模拟湍流模型。

本文进行了网格无关性分析,采用商业软件 ICEM-CFD 对数值计算模型划分非结构化网格。在叶顶区域设置了足够多的节点来捕捉叶顶流动细节,在近壁面区域设置了边界层,网格第一层高度为 0.005 mm ,使得计算域中最大的 y^+ 小于 1.0 。采用网格数分别为 703 万(粗)、1 193 万(中等)、1 947 万(细)进行网格无关性分析。表 1 总结了不同类型网格的冷效面积均值、与 Richardson 外推值^[29]的偏差以及网格收敛指数^[29]。由表 1 可知,细网格与 Richardson 外推值之间的冷效面积均值偏差小于 0.5% 。此外,基于文献[29]提供的保守网格收敛指

表 1 网格信息统计

Table 1 Statistics for mesh information

网格类型	网格节点数	冷效面积均值	偏差/%	网格收敛指数/%
稀疏	7 031 916	0.104 412	2.08	
中等	11 932 327	0.102 940	0.65	2.28
致密	19 468 000	0.102 528	0.24	0.73
Richardson 外插值		0.102 280		

数形式,细网格平均网格收敛指数小于 1% ,表明当数值计算模型的网格节点达到 1 947 万时能够获得网格无关解。

2 结果与分析

2.1 气膜冷却特性

图 7 给出了吹风比 M 为 1.0、1.5 和 2.0 时不同结构多凹槽叶顶的气膜冷却有效度分布云图。由图 7 可知,对于任一结构的凹槽叶顶,当 M 为 1.0 时,叶顶气膜孔下游有明显的冷气轨迹,其中靠近前缘的两个气膜孔下游冷气轨迹最为明显,并且冷效值最高。但当吹风比继续增加时,靠近前缘的两个气膜孔下游冷气轨迹减小,并且其冷效值也减小。这是因为吹风比增大,冷气射流增多,冷气吹离叶顶表面,与进入叶顶间隙的泄漏流掺混加强,因此靠近前缘处的冷效降低。对于叶顶中后部来说,吹风比增大使得冷效值降低,但整体的冷却效率增大,增大吹风比提高了叶顶中后部的冷却效果。在叶顶肩臂表面,特别是吸力面侧肩臂几乎没有冷却效果。

从不同结构多凹槽叶顶的横向比较来看,在叶顶靠近前缘区域,单凹槽叶顶和二凹槽叶顶有更高的冷效值,其冷效分布主要集中在气膜孔下游。三

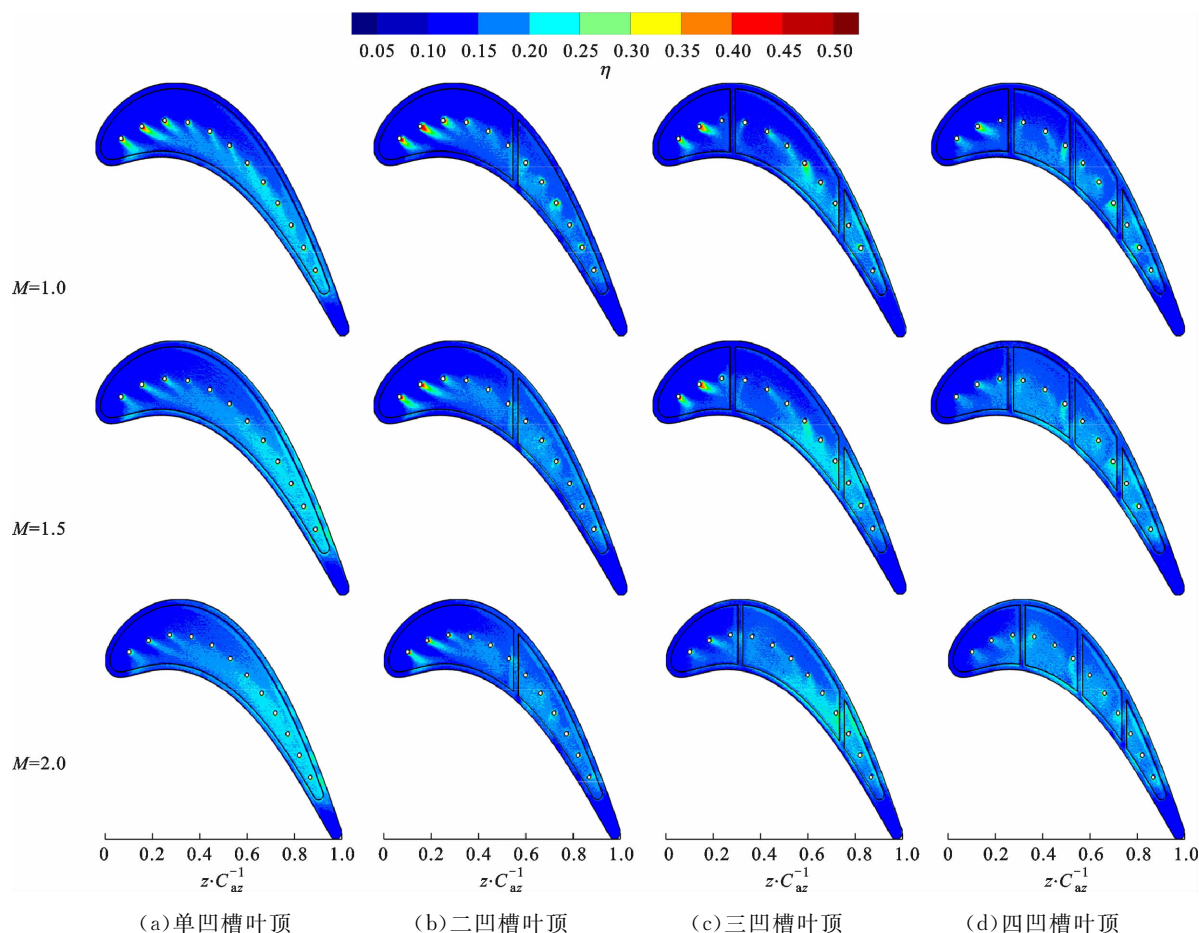


图7 多凹槽叶顶在3个吹风比下的叶顶气膜冷却有效性分布

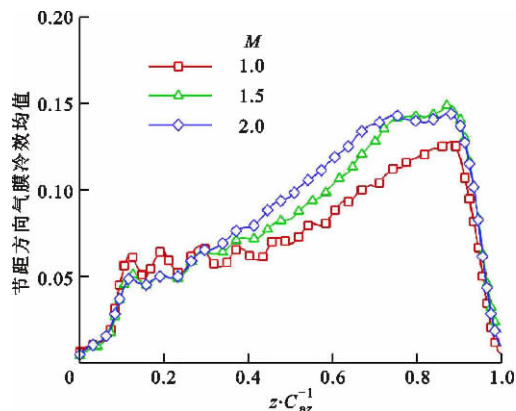
Fig. 7 The film cooling effectiveness distributions of multi-cavity tips under three coolant blowing ratios

凹槽叶顶和四凹槽叶顶由于肋片的影响,这个区域内的冷效值低于单凹槽叶顶和二凹槽叶顶,但其冷效的分布范围更广。在叶顶中部,由于肋片的阻挡,多凹槽叶顶在低吹风比下冷气吹向叶顶压力面侧,使得其冷却保护效果较为明显。在吹风比较大时,多凹槽叶顶表面难以形成明显的冷气轨迹,冷气能够充满整个凹槽,因此叶顶中部能够得到有效的冷却。在叶顶靠近尾缘区域,单凹槽叶顶展示了比多凹槽叶顶更好的冷却效果,这是因为在多凹槽叶顶内,由于肋片的阻挡,叶顶中前部的冷气难以到达尾缘区域。

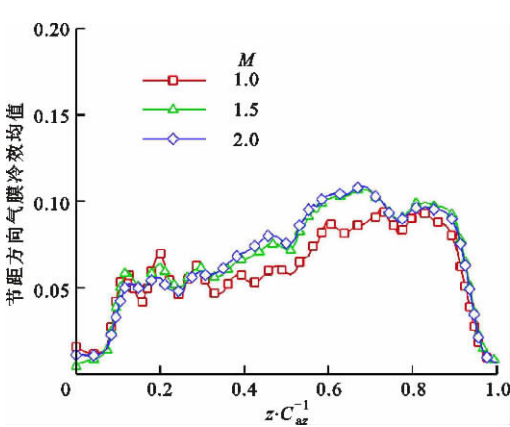
图8给出了不同结构的多凹槽叶顶节距方向冷效平均值的分布曲线。从整体上来看,所有多凹槽叶顶的冷效在中弦区($z/C_{az}=0.2\sim 0.8$)均随着吹风比的增大而提高,在靠近前缘和尾缘区域的冷效受吹风比影响较小。具体地,单凹槽叶顶的冷效峰值出现在 $z/C_{az}=0.8$ 附近,这是因为单凹槽叶顶内的冷气能够达到尾缘区域,并且靠近尾缘处叶片较薄,冷效值在节距方向均值较大。而在三凹槽和四

凹槽叶顶内,除了在 $z/C_{az}=0.8$ 附近有较高的冷效值,在 $z/C_{az}=0.4\sim 0.6$ 范围的冷效值也较高。

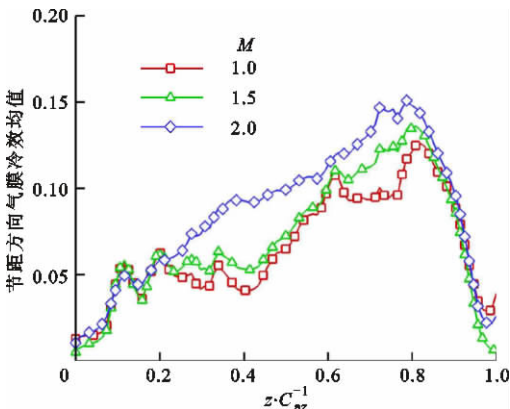
图9比较了试验测量的不同结构多凹槽叶顶节距方向冷效平均值,可知在低吹风比($M=1.0$)下,不同结构的多凹槽叶顶之间的冷效值差异不大。在高吹风比($M=2.0$)下,四凹槽叶顶在 $z/C_{az}=0.2\sim 0.5$ 时冷效值最高,三凹槽叶顶次之;在 $z/C_{az}=0.2\sim 0.5$ 范围内,单凹槽叶顶和三凹槽叶顶冷效值最



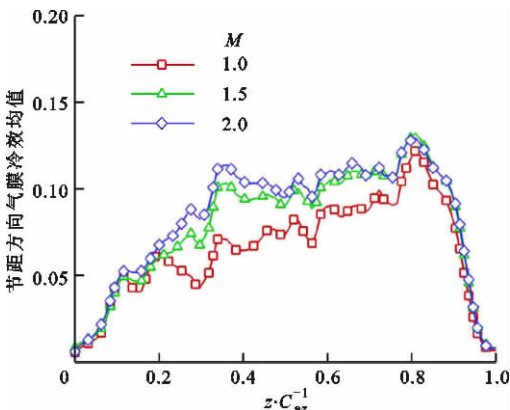
(a) 单凹槽叶顶



(b)二凹槽叶顶



(c)三凹槽叶顶



(d)四凹槽叶顶

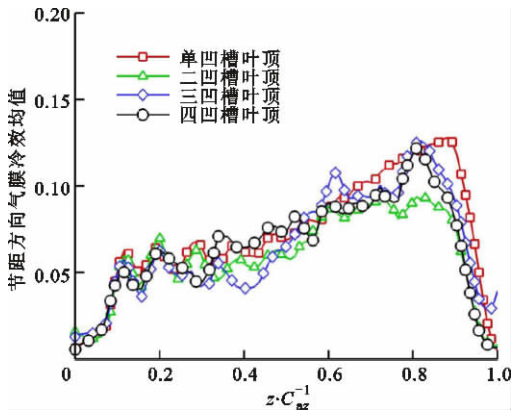
图 8 多凹槽叶顶节距方向冷效均值分布

Fig. 8 The distributions of pitch-averaged film cooling effectiveness distributions of different multi-cavity tips

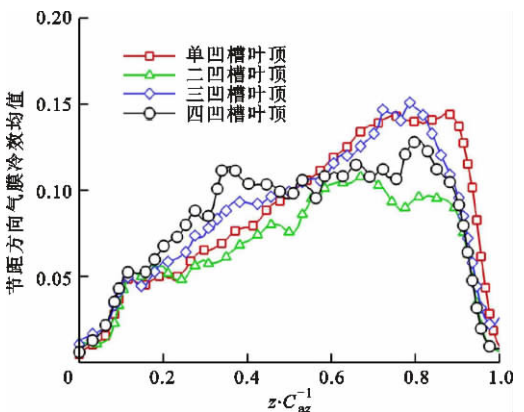
高;在靠近尾缘区域,单凹槽叶顶冷效值最高。综上所述,多凹槽叶顶主要提高了叶顶中前部的冷效值,在叶顶中后部,单凹槽叶顶冷效值依旧最高。

2.2 气动特性

为了进一步解释不同结构的多凹槽叶顶表面冷



(a) $M=1.0$



(b) $M=2.0$

图 9 多凹槽叶顶节距方向冷效均值的比较

Fig. 9 Comparisons of the pitch-averaged film cooling effectiveness distributions of different multi-cavity tips

效分布的差异,图 10 给出了数值计算预测的叶顶附近冷气三维流线图。由图 10 可知,对于单凹槽叶顶,叶顶中前部的冷气伴随着凹槽涡向下游发展,并在吸力面侧流出叶顶间隙。在二凹槽叶顶内,由于肋片在叶顶中部,对于叶顶中前部的冷气发展影响不大,图 7 中二凹槽叶顶和单凹槽叶顶在叶顶中前部的冷效分布差异较小。而在三凹槽和四凹槽叶顶内,第一个肋片靠近前缘,并且肋片之间的距离较小。由于肋片的阻挡,冷气在肋片与肩壁形成的腔内形成了涡,改变了冷气的发展轨迹,使得冷气能够充满整个腔,提高了当地的冷却效果。

图 11 给出了叶顶不同截面内由无量纲温度表示的冷气分布,可知肋片明显改变了冷气在凹槽内的分布。在截面 1、2,相比单凹槽叶顶,二凹槽叶顶的冷气分布差别不大,这是因为肋片位于叶顶中部,对叶顶中前部的冷气影响较小。而在三凹槽和四凹槽叶顶内,截面 1、2 的冷气分布范围更大,并且冷气的温度更低。在截面 3,由于四凹槽叶顶内肋片和

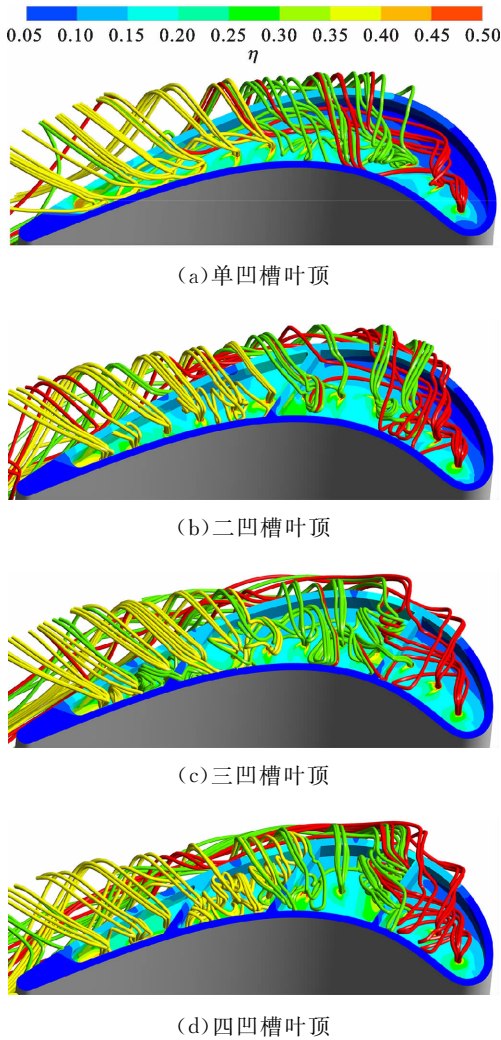
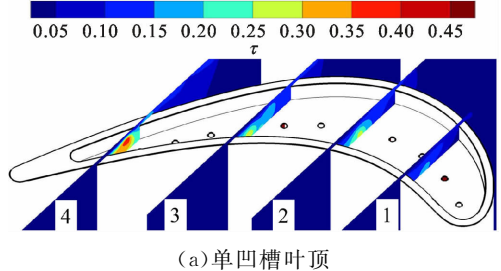


图 10 叶顶内三维流线图

Fig. 10 The streamlines in the tip gap

肩壁形成的腔较小,冷气能够充分覆盖当地叶顶表面,冷气的分布范围也比单凹槽叶顶更大,其温度也较低。二凹槽和三凹槽叶顶在截面 3 内的冷气分布范围也比单凹槽叶顶大,但冷气的温度也更低。对于截面 4,由于肋片的阻挡,多凹槽叶顶内叶顶中前部的冷气难以到达叶顶靠近尾缘区域,所以多凹槽叶顶在截面 4 的冷气分布范围比单凹槽叶顶小,温度也更高。这也解释了图 7 中单凹槽叶顶在靠近尾缘区域的冷却效果更好。



(a)单凹槽叶顶

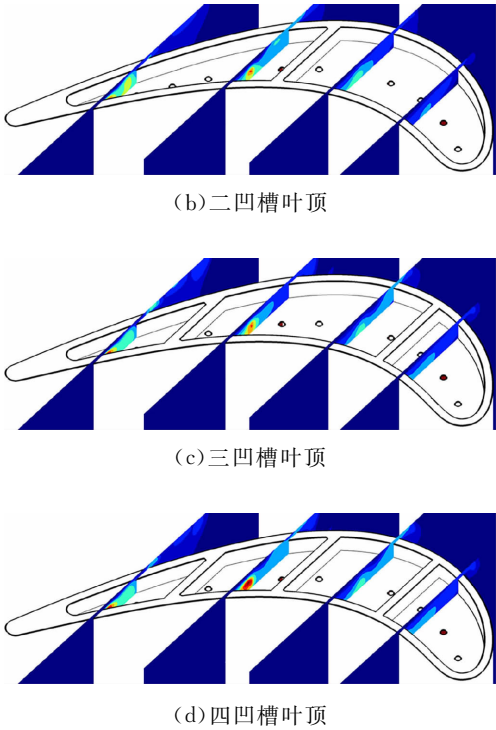


图 11 叶顶内冷气迁移分布图

Fig. 11 The coolant migrations in the tip gap

叶顶泄漏损失是透平气动损失的重要来源之一,文献[30]指出,透平级中 1/3 的损失都是由叶顶泄漏流损失造成的。图 12 给出了叶栅尾缘下游 30% 轴向弦长($z/C_{az}=1.3$)处截面的总压损失分布云图,总压损失系数 C_{ps} 定义为

$$C_{ps} = p \frac{p_{0,ref} - p_{0,local}}{p_{0,ref} - p_{local}} \quad (4)$$

$$p_{0,ref} = \frac{m_{inlet} p_{0,inlet} + \sum_i^3 m_{c,inlet,i} p_{o,inlet,i}}{m_{inlet} + \sum_i^3 m_{c,inlet,i}} \quad (5)$$

式中: $p_{0,ref}$ 为参考总压,为主流进口总压以及 3 个冷气进口总压的质量流量加权平均值; $p_{0,local}$ 为当地总压; p_{local} 为当地静压。由图 12 可知,此截面有 3 个明显的损失核心,分别对应叶顶泄漏涡、上通道涡和下通道涡。其中叶顶泄漏涡的影响范围最大,并且其总压损失系数值最大,上通道涡次之,下通道涡影响范围和损失均最小。单凹槽叶顶的泄漏涡区域最大,并和上通道涡干涉;三凹槽叶顶和单凹槽叶顶类似,但其上通道涡的影响范围较单凹槽叶顶小。对于二凹槽和四凹槽叶顶,叶顶泄漏涡、上通道涡之间有明显的界限,并且泄漏涡和上通道涡的影响范围和损失系数值均小于单凹槽叶顶,其中四凹槽叶顶最小。

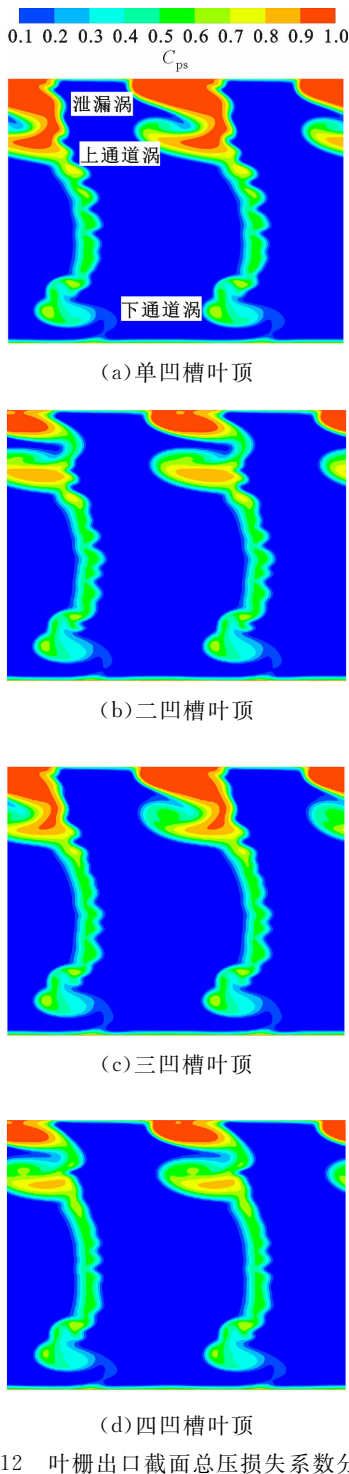


图 12 叶栅出口截面总压损失系数分布
Fig. 12 The distributions of total pressure loss coefficient on the cut-plane of cascade exit

图 13 比较了不同结构多凹槽叶顶总压损失系数面积均值,可知随着吹风比增加,任一凹槽叶顶的总压损失呈近似线性增长。当 M 为 1.5 时,相比于传统的单凹槽叶顶,多凹槽叶顶能够明显降低总压损失,其中二凹槽、四凹槽叶顶总压损失系数值分别降低了 17.9%、20.9%。

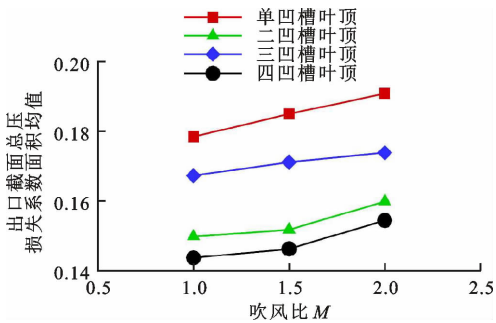


图 13 多凹槽叶顶总压损失系数面积平均值
Fig. 13 The area-averaged total pressure loss coefficient of multi-cavity tips

为了解释图 12、图 13 中总压损失分布的差异,图 14 给出了叶顶吸力侧间隙出口泄漏流量沿轴向分布,图 14 中灰色条带为肋条位置。

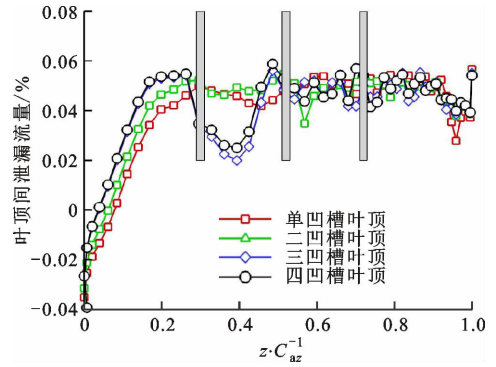


图 14 叶顶泄漏流量沿轴向分布
Fig. 14 The distributions of leakage flow mass flow rate in the axial direction

由图 14 可知,在 $z/C_{az} = 0 \sim 0.1$ 范围内,叶顶的泄漏流量均为负值,这是因为叶顶靠近前缘处的泄漏流由叶片进出口压差驱动,主流从吸力侧进入叶顶间隙后又从吸力侧流出叶顶间隙。在 $z/C_{az} = 0 \sim 0.3$ 范围内,多凹槽叶顶的泄漏流量高于传统的单凹槽叶顶,其中三凹槽和四凹槽叶顶泄漏流量最大。这是因为三凹槽和四凹槽叶顶的第一个肋片位于 $z/C_{az} = 0.32$,由于肋片的阻挡,泄漏流和冷气不能在凹槽内发展而从叶顶间隙流出。在第一个肋片后部,三凹槽和四凹槽叶顶泄漏流量骤降,而二凹槽和单凹槽叶顶的泄漏量均较高。在叶顶中部($z/C_{az} = 0.3 \sim 0.7$),单凹槽叶顶的泄漏量比多凹槽叶顶更大,而此区域的泄漏流主要影响上通道涡,因此图 12 中单凹槽叶顶在上通道涡的损失较大。由于三凹槽叶顶在此区域没有肋片,而四凹槽和二凹槽叶顶在 $z/C_{az} = 0.52$ 有一个肋片,所以四凹槽和二凹槽叶顶在此区域的泄漏流量小于三凹槽叶顶。图

12 中三凹槽叶顶的上通道涡的损失也较大,但小于单凹槽叶顶。在叶顶靠近尾缘处 ($z/C_{az} = 0.7 \sim 1.0$),单凹槽叶顶的泄漏流量始终高于多凹槽叶顶,此区域的泄漏流主要影响泄漏涡,因此图 12 中单凹槽叶顶泄漏涡处的总压损失也较大。

3 结 论

本文研究了透平动叶多凹槽叶顶的气膜冷却特性,应用压力敏感漆技术通过试验测量了多凹槽叶顶表面的气膜冷却有效度分布,同时结合数值模拟方法分析了多凹槽叶顶内的流场结构,最后比较了不同结构的多凹槽叶顶的气动性能。得出如下主要结论。

(1)多凹槽叶顶中的肋片改变了叶顶间隙内的流场结构,主要是肋片阻挡了冷气在凹槽内沿着下游发展,使得冷气充满了肋片和肩壁形成的腔,提高了当地的冷却效果。相比传统的单凹槽叶顶,四凹槽叶顶在较大吹风比时提高了叶顶中部的冷却效果,在叶顶中后部,传统的单凹槽叶顶冷效值最高,但在吹风比较低时,多凹槽叶顶并无明显优势。

(2)多凹槽叶顶能够明显降低叶栅通道内的总压损失。相比于传统的单凹槽叶顶,二凹槽、四凹槽叶顶总压损失系数值分别降低了 17.9%、20.9%。

由于试验条件限制,本文所采用的试验工况为低速静止工况,与实际燃气透平动叶的高温高速旋转工况有所不同。但试验模型的设计来源于实际燃气透平动叶,并且气膜冷却研究中吹风比等重要参数均参考实际燃机工况,所采用的试验方法也可以得到叶顶的冷却特性,因此本文得到的结论对于叶顶冷却设计仍具有比较重要的参考价值。

参考文献:

- [1] BUNKER R S. Axial turbine blade tips: function, design, and durability [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2006, 22(2): 271-285.
- [2] SUNDEN B, XIE Gongnan. Gas turbine blade tip heat transfer and cooling: a literature survey [J]. *Heat Transfer Engineering*, 2010, 31(7): 527-554.
- [3] 高杰, 郑群, 岳国强, 等. 燃气轮机涡轮叶顶间隙气热技术研究进展 [J]. *航空学报*, 2017, 38(9): 71-101.
- GAO Jie, ZHENG Qun, YUE Guoqiang, et al. Research progress on turbine blade tip aerodynamics and heat transfer technology for gas turbines [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2017, 38(9): 71-

- 101.
- [4] KWAK J S, HAN J C. Heat transfer coefficients and film cooling effectiveness on the squealer tip of a gas turbine blade [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2003, 125(4): 648-657.
- [5] KEY N L, ARTS T. Comparison of turbine tip leakage flow for flat tip and squealer tip geometries at high-speed conditions [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2006, 128(2): 213-220.
- [6] 杨佃亮, 丰镇平. 叶顶凹槽对燃气透平动叶气动性能及叶顶传热的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2008, 42(7): 838-842.
- YANG Dianliang, FENG Zhenping. Effects of squealer tip on blade aerodynamic performance and tip heat transfer in gas turbine [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2008, 42(7): 838-842.
- [7] SAKAOGLU S, KAHVECI H S. Effect of cavity depth on thermal performance of a cooled blade tip under rotation [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 143: 118561.
- [8] 邹正平, 姚李超, 轩笠铭, 等. 涡轮转子凹槽叶尖泄漏流动气动热力特征 [J]. *推进技术*, 2020, 41(9): 1975-1987.
- ZOU Zhengping, YAO Lichao, XUAN Liming, et al. Aero-thermodynamic characteristics of tip leakage flow in turbine rotor with squealer tip [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(9): 1975-1987.
- [9] YANG Dianliang, YU Xiaobing, FENG Zhenping. Investigation of leakage flow and heat transfer in a gas turbine blade tip with emphasis on the effect of rotation [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2010, 132(4): 041010.
- [10] LEE S E, LEE S W, KWAK H S. Tip leakage aerodynamics over stepped squealer tips in a turbine cascade [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2011, 35(1): 135-145.
- [11] ZHOU Chao, HODSON H, LOCK G. Thermal performance of different cooled tips in a high-pressure turbine cascade [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2012, 28(5): 900-911.
- [12] 杨佃亮, 丰镇平. 叶顶形状对动叶顶部流动和传热的影响研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2008, 42(5): 537-541.
- YANG Dianliang, FENG Zhenping. Effect of squealer geometry arrangements on tip leakage flow and heat transfer for turbine blade [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2008, 42(5): 537-541.
- [13] KIM J, SEO W, BANG M, et al. Effect of shelf

- squealer tip configurations on film cooling effectiveness [C] // ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2018: V05CT19A006.
- [14] LEE W S, KIM D H, PARK J S, et al. Effect of triangular grooved tip on blade tip region heat transfer [J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2014, 28(2): 226-235.
- [15] PARK J S, LEE S H, LEE W S, et al. Heat transfer and secondary flow with a multicavity gas turbine blade tip [J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2016, 30(1): 120-129.
- [16] DU Kun, LI Zhigang, LI Jun, et al. Influences of a multi-cavity tip on the blade tip and the over tip casing aerothermal performance in a high pressure turbine cascade [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 147: 347-360.
- [17] LI Feng, JIA Zhe, ZHANG Weixin, et al. Experimental comparisons of film cooling performance for the multi-cavity tips at two different tip gaps [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, 187: 122566.
- [18] 叶明亮, 黄琰, 晏鑫, 等. 隔板位置对凹槽叶顶传热和冷却性能的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(3): 55-62.
- YE Mingliang, HUANG Yan, YAN Xin, et al. Effect of rib location on the heat transfer and cooling characteristics of squealer tip [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(3): 55-62.
- [19] 叶明亮, 晏鑫, 何坤. 隔板位置对透平级凹槽叶顶传热和冷却性能的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(5): 116-124.
- YE Mingliang, YAN Xin, HE Kun. Effect of rib location on the heat transfer and cooling characteristics at the squealer tip in turbine stage [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(5): 116-124.
- [20] ZHANG B, ZHU H, YAO C, et al. Investigation on aerothermal performance of a rib-slot scheme on the multi-cavity tip of a gas turbine blade [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 176: 121408.
- [21] SHIAU C, SAHIN I, ULLAH I, et al. Transonic turbine vane endwall film cooling using the pressure-sensitive paint measurement technique [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2020, 142(8): 081004.
- [22] 李继宸, 朱惠人, 陈大为, 等. 尾迹影响下有复合角扇形孔涡轮叶片表面的气膜冷却效率实验研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2019, 53(9): 167-175.
- LI Jichen, ZHU Hui ren, CHEN Dawei, et al. Experimental study on film cooling effectiveness of the turbine blade with compound-angled fan-shaped holes under wake influence [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2019, 53(9): 167-175.
- [23] CHOWDHURY N H K, QURESHI S A, ZHANG M, et al. Influence of turbine blade leading edge shape on film cooling with cylindrical holes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 115: 895-908.
- [24] JEONG J Y, KIM W, KWAK J S, et al. Heat transfer coefficient and film cooling effectiveness on the partial cavity tip of a gas turbine blade [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2019, 141(7): 071007.
- [25] HAN J C, RALLABANDI A P. Turbine blade film cooling using PSP technique [J]. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 2010, 1(1): 013001.
- [26] LIU T, GUILLE M, SULLIVAN J. Accuracy of pressure-sensitive paint [J]. *AIAA Journal*, 2001, 39(1): 103-112.
- [27] JONES T V. Theory for the use of foreign gas in simulating film cooling [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1999, 20(3): 349-354.
- [28] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(1): 3-17.
- [29] ROACHE P J. Perspective: a method for uniform reporting of grid refinement studies [J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 1994, 116(3): 405-413.
- [30] DENTON J D. Loss mechanisms in turbomachines [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(4): 621-656.

(编辑 赵炜 杜秀杰)