

DOI: 10.7652/xjtuxb201805017

隔板位置对透平级凹槽叶顶传热和冷却性能的影响

叶明亮, 晏鑫, 何坤

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 采用数值方法研究了燃气透平第 1 级动叶带 3 种双凹槽的叶顶传热与冷却性能, 双凹槽叶顶的隔板位于凹槽 25%、50% 和 75% 弦长位置且垂直于弦长方向(叶顶结构分别称为 rib25, rib50 和 rib75), 并与常规凹槽叶顶的透平级内效率、叶顶传热系数、叶顶气膜冷却有效度进行了对比。结果表明, 在无气膜冷却时, 不论是常规凹槽叶顶还是双凹槽叶顶, 在凹槽底部前缘均存在高传热系数区域; 相比于常规凹槽叶顶, 双凹槽叶顶可以提高透平级的总等熵效率, 其中 rib50 的气动性能最好, 总等熵效率可以提高 0.43%, 但叶顶平均传热系数增大 13.7%; 叶顶中弧线位置布置气膜冷却孔后, 由于叶片的旋转作用和凹槽隔板的限制, 使冷气在凹槽内积累, 对凹槽底部形成良好的气膜冷却效果; 相对于传统凹槽叶顶, 3 种双凹槽叶顶的气膜冷却效率显著提高, 其中 rib50 的气膜冷却有效度最大并且气动性能最好, 带 rib50 叶顶的透平级内等熵效率可以提高 0.36%, 叶顶平均传热系数减小 14.4%, 叶顶平均气膜冷却有效度提高 31.8%。

关键词: 燃气透平; 透平级; 凹槽叶顶; 叶顶传热; 气膜冷却

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)05-0116-09

Effect of Rib Location on the Heat Transfer and Cooling Characteristics at the Squealer Tip in Turbine Stage

YE Mingliang, YAN Xin, HE Kun

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Numerical methods are adopted to investigate the heat transfer and film cooling characteristics at three squealer tips with double cavities in a gas turbine first stage rotor blade. At the squealer tips, the ribs are located at 25%, 50% and 75% of axial chord, respectively, and perpendicular to the chord direction, so they are denoted rib25, rib50 and rib75, respectively. The total-to-total isentropic efficiency in the turbine stage, the heat transfer coefficient and the film cooling effectiveness at the blade tip were calculated and also compared with the conventional squealer tip. The results show that, without film cooling, there exists high heat transfer area on the cavity floor near the leading edge for both conventional squealer tip and double-cavity squealer tip. Compared with the conventional squealer tip, the double-cavity squealer tip can improve the total-to-total isentropic efficiency of the turbine stage. Among four squealer tips (conventional squealer tip, rib25, rib50 and rib75), the aerodynamic performance in rib50 turbine stage is the best, the total-to-total isentropic efficiency can be improved by 0.43%. However, the area-averaged heat transfer coefficient at the rotor blade tip is increased by 13.7% compared with the

conventional squealer tip. When the film cooling holes are arranged at the rotor tip camber line, the film cooling effect on the tip cavities is significantly improved because more coolant is accumulated in the cavities, which can be attributed to the blade rotation and the limitation of the rib to coolant. Compared with the conventional squealer tip, the three kinds of double-cavity squealer tips perform superior film cooling effect at the tips. Among the four squealer tips, rib50 performs the best film cooling effect at the rotor tip and also has the highest aerodynamic performance in the turbine stage. With film cooling, the total-to-total isentropic efficiency in the turbine stage equipped with rib50 tip can be increased by 0.36%, the area-averaged heat transfer coefficient at the tip is reduced by 14.4% and the area-averaged film cooling effectiveness can be improved by 31.8% in contrast to the conventional squealer tip.

Keywords: gas turbine; turbine stage; squealer tip; heat transfer; film cooling

为提高现代燃气透平的效率,透平进口的温度逐年提高。在透平级中,由于动叶叶顶各个侧面都直接与高温燃气接触,受叶顶间隙内泄漏流的冲击,动叶顶部的热负荷非常显著,容易受到高温燃气的烧蚀破坏。为了降低动叶叶顶的热负荷,可以通过改进动叶的叶顶结构^[1]和采用有效的气膜冷却方式^[2]来改善叶顶区域的传热性能。对于工作在透平级中的动叶栅,由于动叶顶端壁和叶顶间存在相对运动,叶顶间隙内泄漏流的发展受到较大程度的影响^[3]。因此,开展透平级环境、动叶旋转条件下叶顶传热和冷却特性的研究,对于揭示燃气透平真实运行工况中叶顶泄漏流的发展规律和叶顶区域冷却保护具有十分重要的意义^[2]。

目前,较多的研究集中在静态条件下动叶顶部的传热和冷却性能,这主要是因为大多数叶顶传热和冷却的实验研究均在静态的条件下开展。代表性的研究如:Azad等以GE-E³高压透平发动机为实验对象,通过瞬态液晶技术研究了不同叶顶间隙以及湍动度下的平顶及凹槽状叶顶的叶顶表面换热系数^[4];Park等通过增加隔板的方式构造了多凹槽叶顶,实验研究发现,随着凹槽隔板向前缘方向移动,叶片前缘的高传热区域逐渐减小,凹槽隔板上的传热系数要高于凹槽底部的传热系数^[5];黄琰等研究了带压力侧小翼的凹槽叶顶间隙内冷却及传热性能,获得了两种气膜孔分布、3种叶顶间隙、两种吹风比条件下叶顶的传热系数和气膜冷却有效度分布^[6-7]。随着研究者对叶顶传热和冷却性能研究的深入,越来越多的论文着重研究级环境中叶顶冷却和传热特性。Rezasoltani等采用实验和数值模拟相结合的方法研究了3种转速和吹风比条件下3级实验透平动叶顶的泄漏流动和凹槽叶顶气膜冷却性能^[8]。王金山等研究了定常与非定常情况下,不同

叶顶间隙与肩壁厚度时透平级凹槽叶顶中的流动与传热性能,结果表明与直列叶栅相比,旋转动叶顶部间隙内的流动受端壁附近的回流涡影响^[9]。李少军等对1级半透平级内的气动性能进行了非定常数值求解,揭示了动叶顶部泄漏流与下游静叶栅的非定常干涉作用^[10]。Lomaki等在GE-E³叶栅上设计了9种凹槽形状,采用实验和数值计算相结合的方法研究了凹槽肩壁的长度以及凹槽压力侧肩壁倾角对叶栅内压损以及透平级效率的影响^[11]。

在Park等的研究基础上^[5],为了进一步研究双凹槽叶顶结构在旋转条件下的传热、冷却以及气动性能,并与常规凹槽叶顶的传热、冷却以及气动性能进行对比,本文以GE-E³燃气透平的第1级为研究对象,在凹槽叶顶25%、50%和75%弦长处添加垂直于弦的隔板生成双凹槽结构,用数值模拟的方法分析了级环境下隔板的位置对叶顶流场结构、传热冷却性能以及气动性能的影响。

1 数值计算方法

计算研究的对象是GE-E³燃气透平的第1级。静叶数为46,动叶数为76,转速为8450 r/min。动叶为典型的高负荷扭叶片,叶高为42.6 mm,叶顶间隙为0.426 mm,凹槽深度为1.77 mm,肩壁宽度为0.77 mm。本文通过在25%、50%和75%弦长处添加垂直于弦的隔板生成双凹槽叶顶结构(分别记作rib25、rib50以及rib75),其中隔板宽度与肩壁宽度相等,在叶顶中弧线处开设13个气膜孔,气膜孔相距2.12 mm,孔的直径为0.424 mm,叶片的计算网格如图1所示。

本文的计算边界条件如表1所示,计算条件与实验条件一致^[12]。给定进口总温、总压,冷气进口给定总温与质量流量,计算叶顶传热性能时,叶片壁

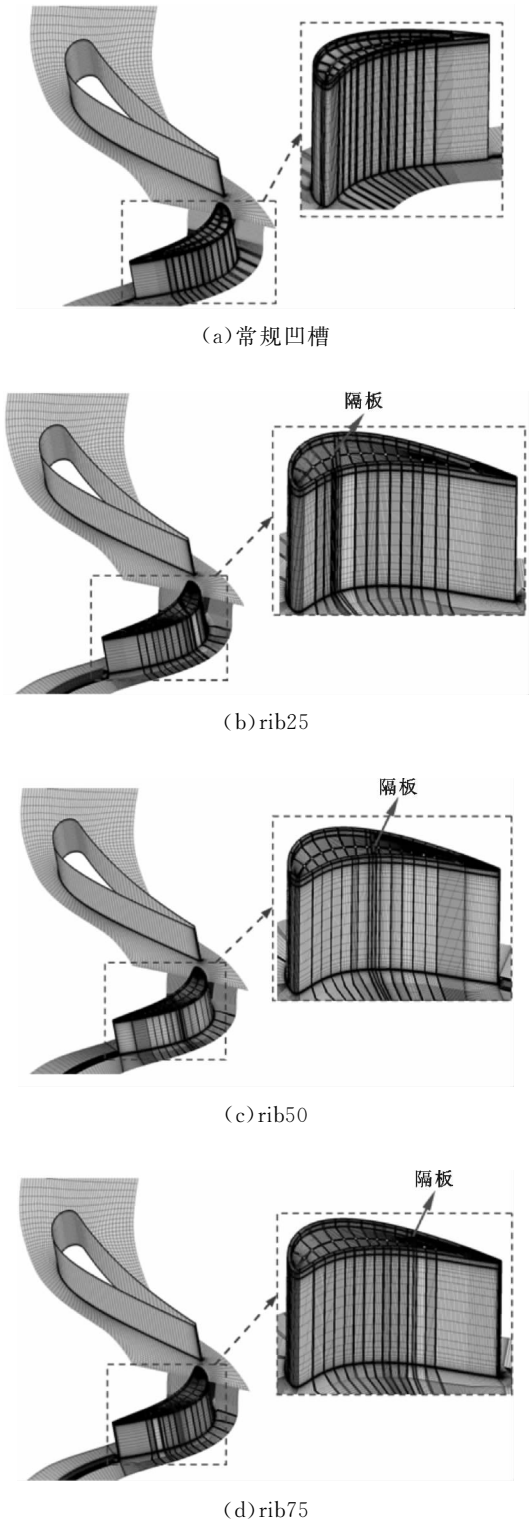


图 1 叶片计算模型和网格示意图

面和叶顶均给定等温边界,其他壁面给定绝热条件。计算叶顶气膜冷却特性时,所有壁面给定绝热条件。冷气进口给定总温与质量流量(流量由吹风比 M 计算, M 取 1)。由于叶栅几何和流动的周期性,静叶与动叶流道的两侧给定旋转周期性边界条件。由于动静叶数不同,静叶出口和动叶进口间数据传递采

用混合平面法。

表 1 计算边界条件

位置	边界条件	数值
进出口	进口总温/K	709
	进口总压/kPa	344.73
	出口静压/kPa	206.43
壁面	壁面温度/K	469.3
冷却流	质量流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.000 016 6
	进口总温/K	344

本文定义吹风比为

$$M = \frac{\rho_c v_c}{\rho_m v_{\text{avg}}} \tag{1}$$

式中: ρ_m 为进口主流密度; v_{avg} 为进口气流速度; ρ_c 为冷却气流密度; v_c 为冷却气流入口速度。

传热系数定义为

$$h = \frac{q}{T_w - T_{\text{in}}} \tag{2}$$

式中: q 为壁面热通量; T_w 为壁面温度; T_{in} 为进口主流总温。

气膜冷却有效度定义为

$$\eta = \frac{T_{\text{aw}} - T_{\text{in}}}{T_c - T_{\text{in}}} \tag{3}$$

式中: T_{aw} 为绝热壁面温度; T_c 为冷却气流温度; T_{in} 为进口主流总温。

级效率定义为

$$\eta_u = \frac{m_m(h_{m,\text{in}} - h_{m,\text{out}}) + \sum_{i=1}^{13} m_i(h_{i,\text{in}} - h_{m,\text{out}})}{m_m(h_{m,\text{in}} - h_{m,\text{out},s}) + \sum_{i=1}^{13} m_i(h_{i,\text{in}} - h_{m,\text{out},s})} \tag{4}$$

式中: m_m 为主流流量; $h_{m,\text{in}}$ 为静叶进口总焓; $h_{m,\text{out}}$ 为出口总焓; m_i 为第 i 个气膜孔的冷气流量; $h_{i,\text{in}}$ 为第 i 个气膜孔的进口总焓; $h_{m,\text{out},s}$ 为出口等熵静焓。

压力系数定义为

$$P_r = \frac{P}{P_0} \tag{5}$$

式中: P 为当地总压; P_0 为动叶进口总压。

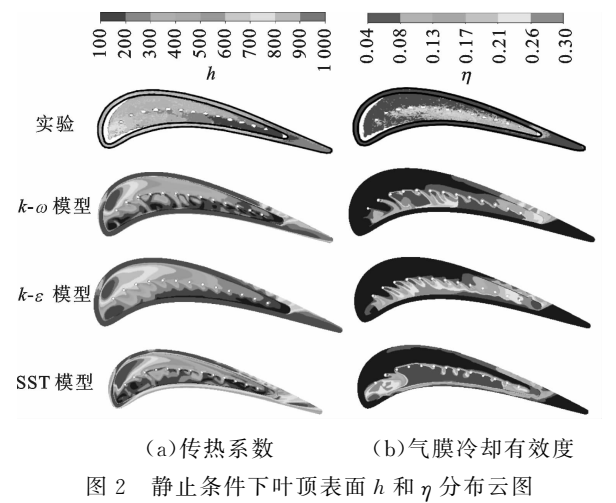
压力损失定义为

$$P_{\text{loss}} = \frac{P_0 - P_1}{P_0} \tag{6}$$

式中: P_1 为距叶片尾缘 3.3 mm 处总压。

本文基于 Kwak 和 Han 的实验数据^[13],对动叶顶传热和冷却性能的数值求解方法进行有效性验证。图 2 给出了选用 $k-\omega$ 、 $k-\epsilon$ 和 SST 三种湍流模型

计算得到的常规凹槽叶顶传热系数和气膜冷却有效度分布。可以看出, $k-\omega$ 湍流模型计算得到的叶顶传热系数及气膜冷却有效度的分布与实验值吻合得较好。



在此基础上,采用 $k-\omega$ 湍流模型进行网格无关性验证。表 2 给出了不同网格数下计算得到的叶顶平均传热系数。从表中可以看出:随着网格数的增加,计算相对误差逐渐减小,当网格数达到 730 万时,相对误差控制在 2% 以内,可以认为已获得网格无关解。

表 2 静止条件下 4 种网格数时叶顶的平均传热系数

网格数	$h/W \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	相对误差/%
150 万	563.891	11.1
306 万	597.27	5.8
579 万	617.054	2.8
730 万	623.331	1.7
Richardson 外推值	634.017	

选用 $k-\omega$ 湍流模型以及 730 万网格分析近壁面第 1 层网格距离对计算误差的影响,表 3 给出了不同近壁面第 1 层网格距离下的叶顶平均传热系数计算值,表 4 给出了不同近壁面第 1 层网格距离下的叶顶平均气膜冷却有效度计算值。从计算结果可以看出,当 $y^+ < 1$ 时,可以控制叶顶平均传热系数的计算误差在 1% 以内,叶顶平均气膜冷却有效度的计算误差在 3% 以内,因此最后设置动叶的近壁面第 1 层网格距离为 0.001 mm。

在上述数值方法验证的基础上,最终选用的湍流模型为 $k-\omega$ 湍流模型,近壁面第 1 层网格距离为 0.001 mm,以满足 $y^+ < 1$ 。最终一级的计算网格数

如表 5 所示。

表 3 5 种近壁面第 1 层网格距离下的叶顶平均传热系数

第 1 层网格 距离/mm	y^+	平均传热 系数	相对偏差/%
0.001	0.344	623.331	
0.002	0.708	628.151	0.77
0.005	1.800	638.105	2.37
0.010	3.678	691.445	10.90
0.050	19.050	637.112	2.21

表 4 5 种近壁面第 1 层网格距离下的叶顶平均气膜冷却有效度

第 1 层网格 距离/mm	y^+	平均气膜冷 却有效度	相对偏差/%
0.001	0.373	0.064 8	
0.002	0.767	0.066 7	2.9
0.005	1.934	0.062 7	3.2
0.010	3.933	0.056 8	12.3
0.050	19.713	0.015 3	76.4

表 5 4 种叶顶结构的透平级计算网格数

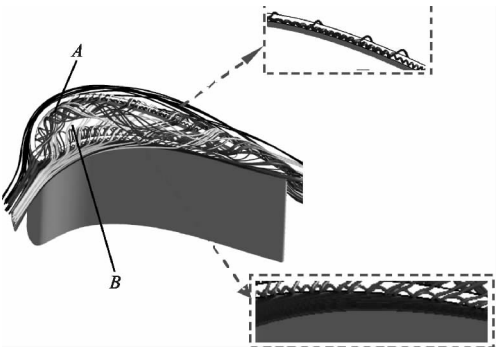
叶顶结构	计算网格数			
	无隔板	rib25	rib50	rib75
无气膜孔	372 万	384 万	507 万	414 万
中弧线气膜孔	765 万	794 万	813 万	791 万

2 计算结果分析

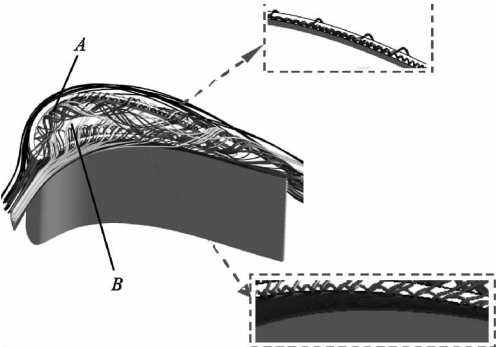
2.1 无中弧线气膜孔双凹槽叶顶的流动换热特性

图 3 给出了透平级 4 种凹槽叶顶的流线图以及局部放大图。由于受到旋转离心力和科氏力的影响,叶顶吸力面侧的部分气流与压力面侧的泄漏流相互撞击并改变流向,冲击凹槽底部,从而在凹槽底部的吸力面侧和压力面侧分别形成了两个回流涡(图中 A、B 处)。

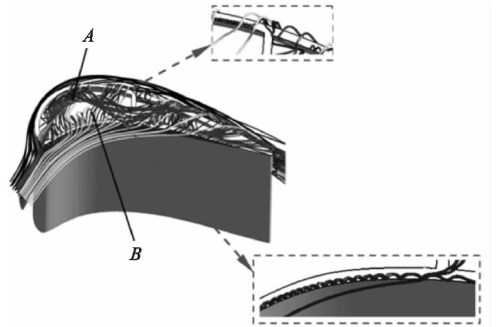
图 4 给出了以 rib50 为例的隔板所划分的两个凹槽示意图,图 5 给出了 4 种凹槽叶顶沿凹槽弦长 25%、50%、60%以及 75%的 4 个截面位置,图 6 给出了 4 种凹槽叶顶沿凹槽弦长 25%、50%、60%以及 75%位置截面处的流线图。结合图 3 的局部放大图可以看出,由于隔板的作用,沿凹槽吸力面侧和压力面侧的分离涡被隔断。rib25 中沿凹槽吸力面



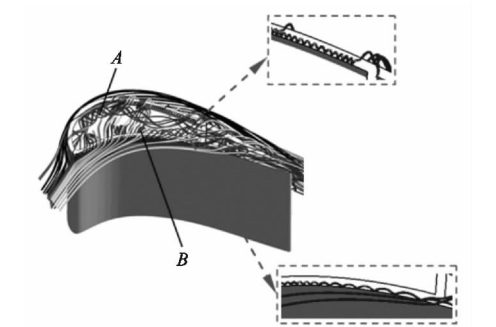
(a)常规凹槽



(b)rib25



(c)rib50



(d)rib75

图 3 4 种凹槽叶顶的叶顶流线图

侧的分离涡从凹槽 2 的起始段开始形成,沿凹槽压力面侧的分离涡保持完整;rib50 中沿凹槽压力侧的分离涡从凹槽 2 的起始段开始形成,而沿凹槽吸力

面侧的分离涡在隔板处被凹槽内溢出的气流隔断;rib75 中沿凹槽吸力面侧的分离涡受到隔板附近溢出气流的作用提前脱落,而沿凹槽压力侧的分离涡保持完整。此外,从凹槽 1 内溢出的气流有一部分被泄漏流卷吸到凹槽 2 内,导致该部分的传热性能受到较大影响。

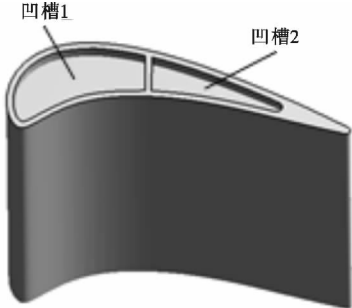
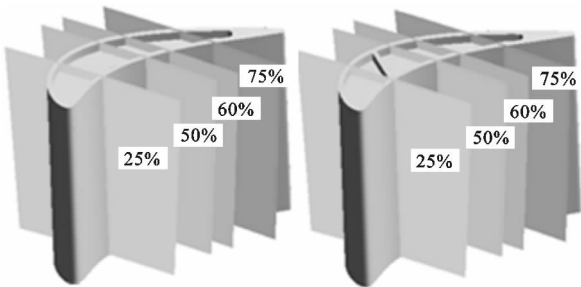
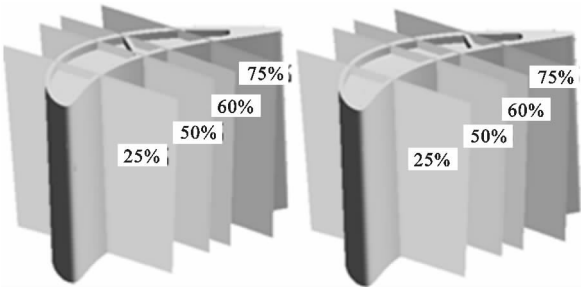


图 4 隔板划分的两个凹槽示意图



(a)常规凹槽

(b)rib25



(c)rib50

(d)rib75

图 5 4 种凹槽叶顶的不同截面位置

图 7 给出了 4 种凹槽结构下的端壁压力系数分布云图。从图中可以看出:与常规凹槽叶片相比,添加隔板会使得吸力面侧的低压力区有所扩张,且出现位置移动到隔板附近,泄漏涡在吸力面侧的脱落位置从隔板附近开始,并逐渐发展;凹槽 2 内的压力较低,其中的回流涡流动更加剧烈,并在 3 种双凹槽叶片尾缘附近的低压力区得到缩减,从而尾缘附近的泄漏涡尺度减小。

取叶片尾缘下游 3.3 mm 处为研究截面,计算双凹槽叶顶的压力损失以及级效率沿叶高方向的变

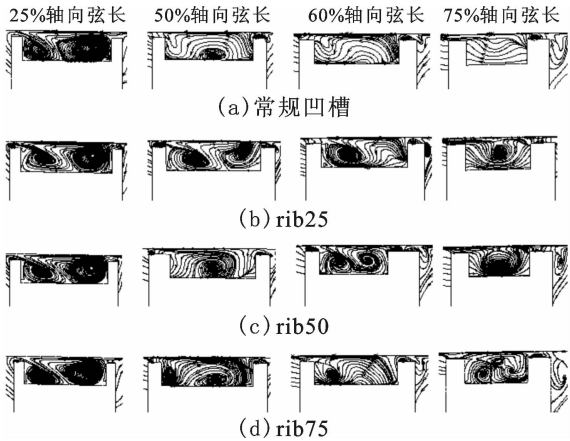


图 6 4 种凹槽叶顶在不同轴向弦长截面处的流线

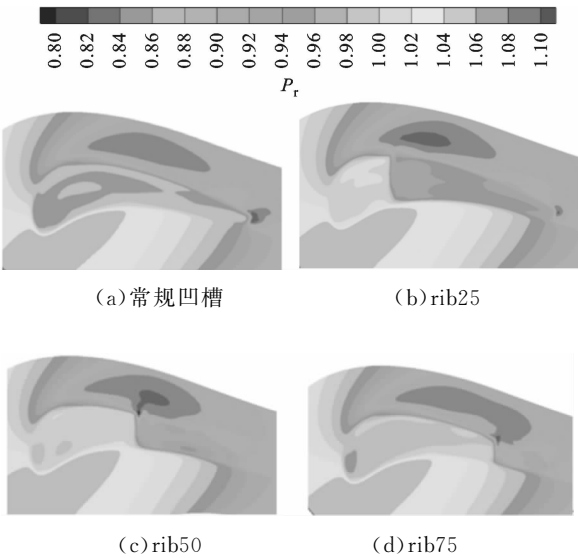


图 7 4 种凹槽叶顶的端壁压力系数分布云图

化如图 8 所示。从图中可以看出,压力损失与等熵效率沿叶高方向的变化规律一致。这是因为在旋转条件下,压力梯度主要用于对叶片做功。由于泄漏涡在 60%~80% 叶高处以及近顶处造成较大的压力损失,通道涡在 20%~40% 叶高处造成较大的压力损失,所以在这 3 部分区域会出现低效率区。

表 6 给出了 4 种叶顶结构下等熵效率的计算值。从表中可以发现,通过添加隔板可以使得级的等熵效率有所提高,气动性能变好,随着隔板向尾缘方向的移动,级的等熵效率先增大后减小,其中 rib50

表 6 无中弧线气膜孔不同叶顶结构下的等熵效率

叶顶结构	等熵效率/%
常规凹槽	88.06
rib25	88.35
rib50	88.49
rib75	88.32

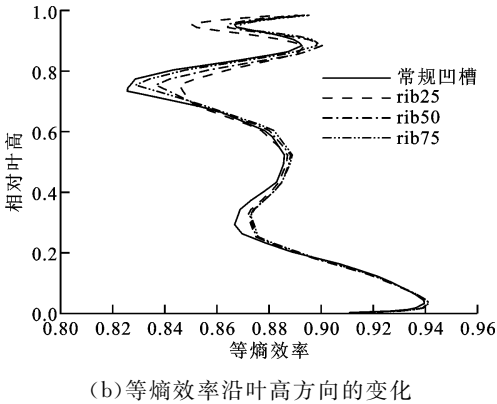
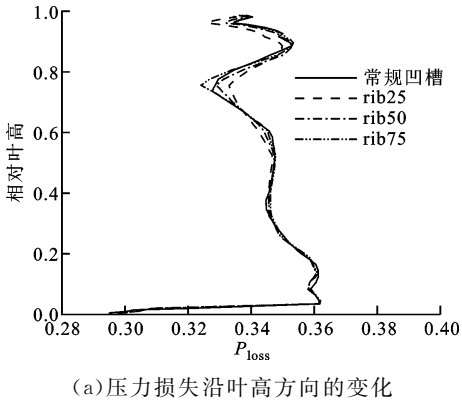


图 8 无中弧线气膜孔 4 种叶顶结构压力损失与等熵效率变化规律

的等熵效率最高,相比于常规凹槽叶顶可以提高 0.43%。

图 9 给出了旋转条件下常规凹槽叶片以及 3 种双凹槽叶片的叶顶传热系数分布云图。从图中可以看出:对于常规凹槽叶片,有两个位置的传热系数较高,一个在叶片前缘附近(图中 A 处),因为该处对应着来自叶顶前缘的流体的直接冲击区域以及进入凹槽的气流形成回流涡的再附着区域;另一个区域在凹槽底部中弧线附近(图中 B 处),主要对应凹槽

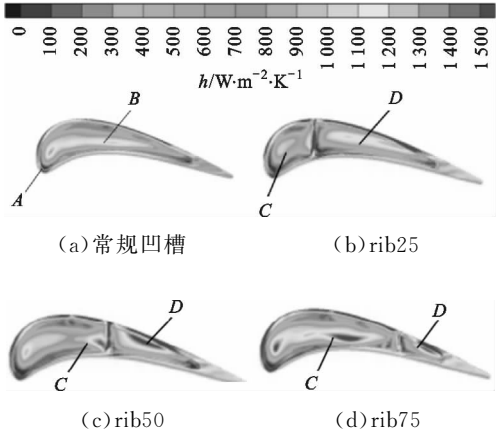


图 9 4 种凹槽叶顶传热系数分布云图

底部两股回流涡未卷吸区域,这是由于动叶的旋转导致更多的气流进入叶顶间隙所致。

添加隔板之后,在隔板附近区域的传热系数均较大,说明隔板附近的换热较为剧烈。此外,随着隔板向尾缘方向移动,靠近前缘的凹槽内的高传热区会逐渐增大(图中 C 处),而靠近尾缘的凹槽内的高传热区会先增大后减小(图中 D 处)。

表 7 给出了旋转条件下常规凹槽叶顶和 3 种双凹槽叶顶的叶顶平均传热系数计算值,可以看出,凹槽叶顶加隔板结构会增大叶顶平均传热系数,并且随着隔板向尾缘方向移动,叶顶平均传热系数逐渐增大。

表 7 无中弧线气膜孔 4 种凹槽叶顶平均传热系数

叶顶结构	平均传热系数/ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
常规凹槽	712.182
rib25	780.355
rib50	809.560
rib75	842.025

2.2 带中弧线气膜孔双凹槽叶顶的传热冷却特性

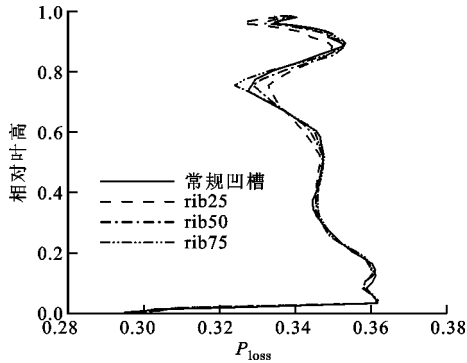
图 10 给出了旋转条件下常规凹槽叶片和 3 种双凹槽叶片 rib25、rib50 以及 rib75 的冷却气流流线图。从图中可以看出,对于常规凹槽叶顶,由于受到凹槽底部回流涡的卷吸作用,从第 1 个气膜孔中出来的冷气被卷吸到凹槽前缘,分为两股气流,沿着凹槽底部吸力面侧和压力面侧的两股回流涡流走,而中部气膜孔出来的冷气主要随着叶顶泄漏流走。



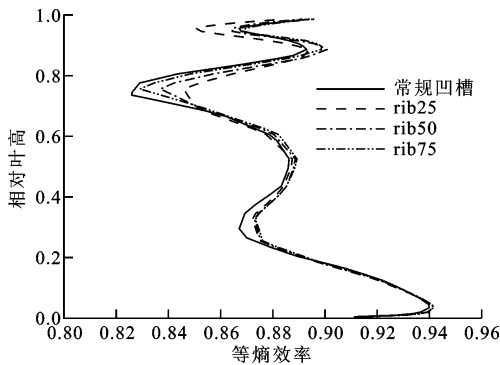
图 10 4 种凹槽冷却气流流线分布

添加隔板之后,由于受到隔板的阻隔作用,冷却气流汇聚在凹槽底部,而且冷气回旋的范围大小与凹槽底部回流涡的发展有很大关系,回流涡的尺寸越大,对冷却气流的卷吸作用也越大。对于 rib25,由于隔板位置比较靠前,凹槽内的回流涡没有得到充分发展,冷却效果受到限制;对于 rib75,由于隔板位置比较靠后,凹槽内的回流涡已经脱落形成泄涡,因此靠近前缘的凹槽内的冷却效果也会受到限制;对于 rib50,在两个凹槽内的冷气均形成较大尺度的回流。

图 11 给出了带中弧线气膜孔双凹槽叶顶的总压损失以及等熵效率沿叶高方向的变化曲线。叶顶结构主要是对叶片尾缘的顶部区域和中部区域的两个泄漏涡产生影响,从而对这两个区域的等熵效率产生较大影响,随着隔板向尾缘方向移动,中部区域的压力损失将会减小,等熵效率会降低,而顶部区域的压力损失将会增大,等熵效率也会增大。



(a)总压损失沿叶高方向的变化



(b)等熵效率沿叶高方向的变化

图 11 带中弧线气膜孔 4 种叶顶结构压力损失与等熵效率变化规律

表 8 给出了带中弧线气膜孔 4 种叶顶结构下等熵效率的计算值。从表中可以看出,通过添加隔板可以使得级的等熵效率有所提高,气动性能变好,随着隔板向尾缘方向的移动,级的等熵效率先增大后

减小,其中 rib50 的等熵效率最高,相比于常规凹槽叶顶,透平级等熵效率可以提高 0.36%。

表 8 带中弧线气膜孔不同叶顶结构下的等熵效率

叶顶结构	等熵效率/%
常规凹槽	87.99
rib25	88.23
rib50	88.35
rib75	88.32

图 12 给出了旋转条件下带中弧线气膜孔常规凹槽叶片以及 3 种双凹槽叶片的叶顶传热系数分布云图。从图中可以看出,通过添加隔板可以对凹槽内的高传热区起到较好的冷却作用。当隔板位置比较靠前时,靠近前缘的凹槽内的回流涡可以对凹槽内的冷气有较好的卷吸作用,从而对凹槽前缘有着较好的冷却效果,但对于 rib75,隔板对靠近前缘的凹槽内的冷气流动的影响很小,气膜孔中部区域出现高传热区,而靠近尾缘的凹槽内却聚集着大量的冷却气体。rib25 相较于 rib50,在靠近尾缘的凹槽内的传热系数要更高一些。这是由于凹槽内回流涡受到隔板的阻隔作用,在靠近尾缘的凹槽内没有得到充分发展,从而冷气没有得到充分卷吸,rib50 则在两个凹槽内均得到了较好的冷却。

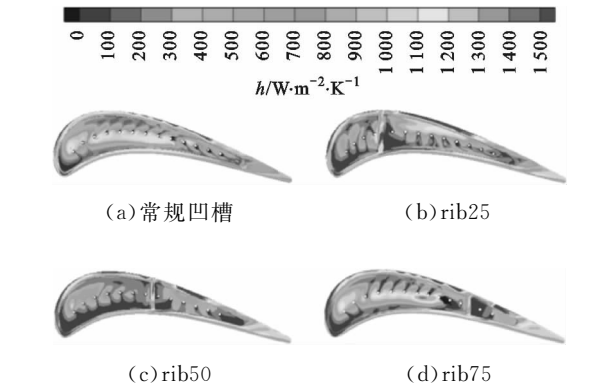


图 12 带中弧线气膜孔 4 种凹槽叶顶传热系数分布云图

表 9 给出了带中弧线气膜孔在不同叶顶结构时的叶顶平均传热系数计算值。在添加中弧线气膜孔后,凹槽加隔板可以使冷却气流在凹槽内得到充分回流,从而有效地降低了叶顶平均传热系数,随着隔板向尾缘方向的移动,叶顶平均传热系数先减小后增大,其中 rib50 的冷却效果最好,相比于常规凹槽叶顶,叶顶平均传热系数减小了 14.4%。

图 13 给出了 4 种凹槽叶顶的气膜冷却有效度分布云图。rib25 和 rib50 对凹槽起到了较好的冷却效果,而 rib75 只在靠近尾缘的凹槽内起到了较

表 9 带中弧线气膜孔 4 种凹槽叶顶平均传热系数

叶顶结构	平均传热系数/ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
常规凹槽	638.796
rib25	611.689
rib50	546.586
rib75	641.326

好的冷却效果,对于凹槽压力侧的冷却效果较差。这是因为隔板远离前缘导致前缘凹槽内冷却气体未能在凹槽内停留较长时间,随着泄漏流沿吸力侧流走所致。

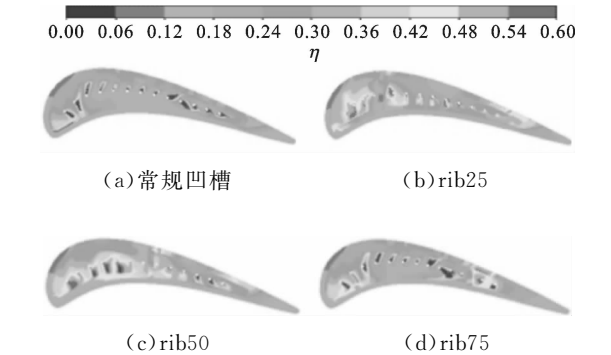


图 13 4 种凹槽叶顶的气膜冷却有效度分布云图

表 10 给出了不同叶顶结构的叶顶平均气膜冷却有效度计算值。从表中可以看出,随着隔板向尾缘方向移动,冷却效果先增大后减小,其中 rib50 的冷却效果最好,相比于常规凹槽叶顶,叶顶平均气膜冷却有效度提高 31.8%。

表 10 不同叶顶结构的叶顶平均气膜冷却有效度

叶顶结构	平均气膜冷却有效度
常规凹槽	0.242 8
rib25	0.282 8
rib50	0.320 1
rib75	0.274 5

3 结 论

采取数值方法研究了透平级环境中双凹槽叶顶的冷却和传热特性,并与常规凹槽叶顶进行了对比,获得了有、无气膜冷却条件下 4 种凹槽叶顶的透平级总压损失和级效率,分析了隔板位置对透平级气动性能和叶顶传热和冷却性能的影响规律,得到的主要结论如下。

(1)对于无气膜冷却工况,双凹槽叶顶中会在两个凹槽内各形成一个高传热区,但随着隔板向叶片前缘方向移动,叶顶前缘的高传热区得到有效的缩

减。双凹槽叶顶可以提高气动性能,rib50的气动性能最好,相比于常规凹槽叶顶,透平级等熵效率可以提高0.43%。

(2)对于带中弧线气膜冷却工况,双凹槽叶顶可以显著降低叶顶平均传热系数,提高叶顶气膜冷却有效度,其中rib50的冷却效果最好;双凹槽叶顶可以提高气动性能,rib50的气动性能最好。相比于常规凹槽叶顶,透平级等熵效率可以提高0.36%,叶顶平均传热系数减小14.4%,叶顶平均气膜冷却有效度提高31.8%。

参考文献:

- [1] LEDEZMA G A, ALLEN J, BUNKER R S. An experimental and numerical investigation into the effects of squealer blade tip modifications on aerodynamic performance [C]// ASME 2013 Turbine Blade Tip Symposium. New York, USA: ASME, 2013: V001T03A002.
- [2] HAN J C, DUTTA S, EKKAD S. Gas turbine heat transfer and cooling technology [M]. 2nd ed. Boca Raton, USA: Taylor & Francis Group, 2013: 20-159.
- [3] ZHOU C, HODSON H, TIBBOTT I, et al. Effects of endwall motion on the aero-thermal performance of a winglet tip in a HP turbine [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2012, 134(6): 061036.
- [4] AZAD G S, HAN J C, TENG S Y, et al. Heat transfer and pressure distributions on a gas turbine blade tip [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2000, 122(4): 717-724.
- [5] JUNG S P, SANG H L, KWAK J S. Measurement of blade tip heat transfer and leakage flow in a turbine cascade with a multi-cavity squealer tip [C]// ASME 2013 Turbine Blade Tip Symposium. New York, USA: ASME, 2013: V001T02A006.
- [6] 黄琰, 晏鑫, 何坤, 等. 压力面侧小翼结构对凹槽叶顶冷却传热性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(7): 51-56.
- HUANG Yan, YAN Xin, HE Kun, et al. Effect of pressure side winglet on film cooling and heat transfer performance of blade squealer tip [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(7): 51-56.
- [7] 黄琰, 晏鑫, 何坤, 等. 气膜孔分布对凹槽叶顶传热和冷却性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(5): 101-107.
- HUANG Yan, YAN Xin, HE Kun, et al. Effect of cooling hole distribution on heat transfer and cooling effectiveness on turbine blade tip [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(5): 101-107.
- [8] REZASOLTANI M, LU K, SCHOBEIRI M T, et al. A combined experimental and numerical study of the turbine blade tip film cooling effectiveness under rotation condition [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2015, 137(5): 051009.
- [9] 王金山. 燃气轮机透平叶片顶部定常和非定常换热和冷却特性的研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2009.
- [10] 李少军, 李军, 龚存忠, 等. 考虑叶顶泄漏的透平级非定常气动性能研究 [J]. 动力工程学报, 2011, 31(11): 823-829.
- LI Shaojun, LI Jun, GONG Cunzhong, et al. Study on unsteady aerodynamic performance of turbine stage considering tip leakage flow [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2011, 31(11): 823-829.
- [11] LOMAKIN N, GRANOVSKLY A, SHCHAULOV V, et al. Effect of various tip clearance squealer design on turbine stage efficiency [C]// ASME 2013 Turbine Blade Tip Symposium. New York, USA: ASME, 2013: V001T03A002. .
- [12] TIMKO L P. Energy efficient engine high pressure turbine component test performance report: NASA CR-168289 [R]. Cleveland, USA: NASA, 1990.
- [13] KWAK J S, HAN J C. Heat transfer coefficient and film-cooling effectiveness on the squealer tip of a gas turbine blade [C]// ASME 36088: v. 3 Turbo Expo 2002. New York, USA: ASME, 2002: 1073-1082.

(编辑 荆树蓉 苗凌)