

DOI: 10.7652/xjtuxb201605015

气膜孔分布对凹槽叶顶传热和冷却性能的影响

黄琰, 晏鑫, 何坤, 李军

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 采用数值求解 RANS 方程的方法研究了典型燃气透平动叶凹槽叶顶的传热和气膜冷却性能,通过计算获得了 3 种叶顶间隙(1.31 mm、1.97 mm 和 3.29 mm)、2 种吹风比(1 和 2)、2 种气膜孔分布(中弧线位置单排孔、中弧线+近压力面位置两排孔)条件下叶顶传热系数和气膜冷却有效度分布,并与实验结果进行了对比。结果表明:对于中弧线位置的单排气膜孔,冷却流可以对凹槽底部近压力面侧形成有效的冷却;随着吹风比的增大,凹槽底部靠近前缘吸力面侧的高传热系数区域减小,凹槽底部压力面侧的传热系数减小且气膜冷却有效度显著增大;随着叶顶间隙的增大,凹槽底部前缘吸力面侧的高传热系数区向压力面侧扩大,凹槽底部平均传热系数明显增大,凹槽底部近压力面侧和尾缘处的气膜冷却有效度减小。对于中弧线+近压力面两排气膜孔,近压力面气膜孔内的冷却流覆盖了凹槽肩壁和叶顶尾缘区域,且强化了凹槽底部靠近压力面侧的冷却性能;随着吹风比的增大,凹槽底部近压力面侧、肩壁和叶顶尾缘区域的传热系数明显减小,气膜冷却有效度明显增大;随着叶顶间隙的增大,凹槽底部吸力面侧高传热系数区域向压力面侧扩大,凹槽底部近压力面侧、肩壁和叶顶尾缘区域的传热系数显著增大,气膜冷却有效度减小。

关键词: 燃气透平;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(2016)05-0101-07

Effect of Cooling-Hole Distributions on Heat Transfer and Cooling Effectiveness on Turbine Blade Tip

HUANG Yan, YAN Xin, HE Kun, LI Jun

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

Abstract: Heat transfer and film cooling performance on the rotor blade tip were investigated by solving the Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) equations. At three different tip clearances (1.31 mm, 1.97 mm and 3.29 mm), two kinds of cooling-hole distributions (single-hole array located at the camber line and two-hole array located at the camber line and near pressure side) and two blowing ratios (1 and 2), heat transfer coefficient and film cooling effectiveness were numerically evaluated and compared with the existing experimental data. The results show that for the cooling-hole array located at the camber line, coolant injection can effectively cool the pressure side of the squealer tip region. Moreover, as the blowing ratio increases, the high heat transfer coefficient area on the squealer tip shrinks near the leading edge suction side, and a lower heat transfer coefficient near the pressure side of the squealer tip can be achieved as well. However, the film cooling effectiveness near the pressure side of the squealer tip increases significantly. As the tip clearance increases, the high heat transfer coefficient area extends from

收稿日期: 2015-10-22。 作者简介: 黄琰(1992—),女,硕士生;晏鑫(通信作者),男,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51306138)。

网络出版时间: 2016-03-01

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20160301.1016.006.html>

the suction side to the pressure side near the leading edge, and the averaged heat transfer coefficients on the squealer tip increase as well. However, the film cooling effectiveness near the pressure side and trailing edge decreases. For the case with two cooling-holes array, coolant injection from the pressure side can effectively cover the squealer rim and blade trailing edge, and enhance the cooling effectiveness near the pressure side of the squealer tip. As the blowing ratio increases, heat transfer coefficients near the pressure side and on the squealer rim and blade trailing edge decrease obviously while the film cooling effectiveness at these regions increases significantly. As the tip clearance increases, the high heat transfer coefficient area extends from the suction side to the pressure side near the leading edge. And the heat transfer coefficients near the pressure side of squealer tip, on the squealer rim and on the blade trailing edge increase significantly while the film cooling effectiveness decreases.

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

燃气透平第一级动叶工作在高温、高压、高转速的环境中,叶顶区域承受着较高的热负荷和热应力。叶顶间隙内流场结构复杂,所以叶顶区域的流动、传热和冷却性能一直是制约叶片气动性能、影响安全运行的关键因素。

目前,对燃气透平叶顶传热、冷却性能的研究主要有实验测量和数值模拟 2 种方式。Kwak 等采用液晶测温技术测量了 GE-E3 涡轮第一级动叶(平顶和凹槽状叶顶 2 种结构)在不同叶顶间隙下叶顶表面传热系数分布,研究了凹槽状叶顶在 2 种冷却孔分布(凹槽中弧线单排孔、凹槽中弧线+近压力面双排孔)、3 种叶顶间隙 c (1.31 mm、1.97 mm、3.29 mm)、2 种吹风比 M (1、2) 条件下的叶顶表面传热和冷却特性分布^[1-3]。Yang 等采用商用计算流体动力学(CFD)软件计算了气膜孔分布对平顶和凹槽状顶部传热和冷却特性的影响^[4]。李军等采用商用 CFD 软件数值研究了燃气透平级在动静干涉、定常和非定常条件下的动叶凹槽状顶部气膜冷却性能^[5]。Wang 等采用商用 FLUENT 软件研究了 6 种间壁宽度下的流动和传热特性^[6]。Bunker 等采用实验与数值模拟相结合的方法研究了 3 种叶顶结构下的叶顶流动、传热特性^[7]。

本文在 Kwak 等实验研究^[3]的基础上,应用商用 ANSYS CFX11.0 软件数值研究了气膜孔分布对叶顶表面传热和冷却性能的影响。

1 数值计算方法

计算叶型来源于 GE-E3 涡轮第一级动叶叶顶截面型线,型线的几何数据与实验^[1]一致。

采用 ANSYS-11.0 软件求解定常雷诺时均 N-S 方程来考核 $k-\omega$ 、 $k-\epsilon$ 和 SST 3 种湍流模型对计算

结果准确性的影响,数值计算条件与实验^[1]一致。图 1 给出了 3 种湍流模型的计算结果。可以发现,利用 $k-\omega$ 湍流模型计算得到的叶顶传热系数分布与实验结果最为吻合。

传热系数定义为

$$h = q / (T_w - T_\infty) \tag{1}$$

式中: q 为壁面热通量; T_w 为叶片壁面温度; T_∞ 为主流进口温度。

采用 $k-\omega$ 湍流模型进行了网格无关性验证。表 1 给出了不同网格数时叶顶表面的平均传热系数 $\bar{h}_L$ 。可以看出,随着网格数的增加,相对误差逐渐减小。当网格数达到 147 万时,增加网格数对计算结果影响较小。

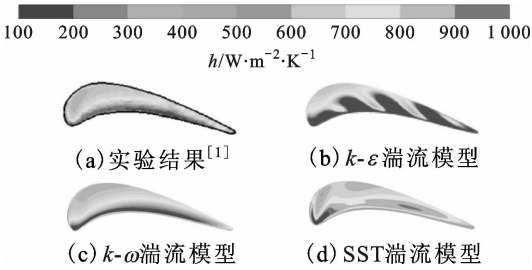


图 1 3 种湍流模型得到的叶顶传热系数分布

表 1 不同网格数下叶顶平均传热系数

网格数	$\bar{h}_L$	相对误差/%
80 万	920.209	1.75
113 万	926.708	1.05
147 万	932.232	0.45
237 万	933.268	0.36
Richardson 外推值 ^[8]	936.623	

选用 147 万网格、采用 $k-\omega$ 湍流模型分析了近壁面第一层网格距离对数值计算精度的影响。表 2

给出了在不同近壁面第一层网格距离下叶顶表面的平均传热系数。计算表明,当 $y^+ < 1$ 时,可以获得网格无关解。因此,在后面的计算中,近壁面第一层网格距离设置为 0.001 mm。

表 2 不同近壁面网格距离下叶顶表面的平均传热系数

近壁面第一层 网格距离/mm	y^+	$\bar{h}_L$	相对误差 /%
0.001	0.515	932.232	
0.003	1.637	925.124	0.76
0.005	2.710	922.295	1.07
0.010	5.671	1 029.650	10.45
0.050	29.650	902.047	3.20

由于凹槽叶顶的叶片型线与平顶叶栅型线完全相同,边界条件一致,因此在平顶叶栅网格无关性和湍流模型考核的基础上对凹槽顶部区域和气膜孔区域网格进行了加密,最终确定带中弧线单排气膜冷却孔结构的网格数为 740 万,带中弧线+压力面侧双排气膜冷却孔结构的网格数为 760 万,如图 2 和图 3 所示。

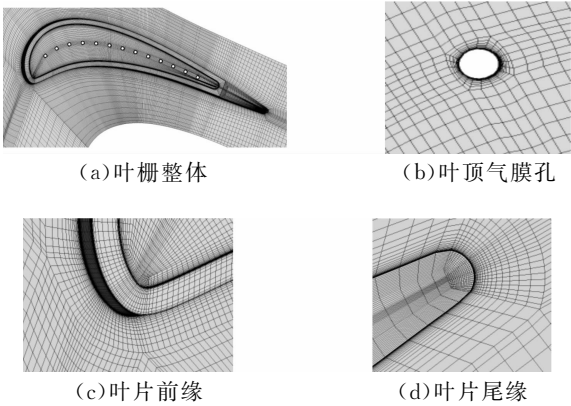


图 2 凹槽中弧线气膜孔下叶顶网格示意图

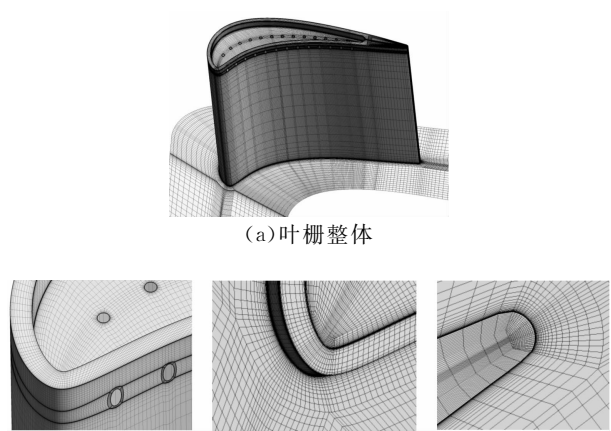


图 3 凹槽中弧线+近压力面气膜孔下叶顶网格示意图

2 计算结果分析

2.1 单排冷却孔分布时叶顶传热及冷却特性

叶片模型的几何数据及数值计算的边界条件与实验^[3]相同,边界条件如表 3 所示。

表 3 计算边界条件^[3]

边界条件		数值
进出口条件	进口总温/K	297
	进口总压/kPa	126.9
	进口湍流强度/%	9.7
	进口湍流尺度/m	0.015
	出口静压/kPa	102.7
壁面条件	壁面温度/K	340
冷却流条件	质量流量/g·s ⁻¹	0.135(M=1)
		0.270(M=2)
进口总温/K		328

吹风比定义为

$$M = \frac{\rho_m V_m}{\rho_c V_c} \tag{2}$$

式中: ρ_c 和 ρ_m 分别为冷却流和主流的密度; V_c 和 V_m 分别为冷却流和主流的流速。

2.1.1 吹风比对叶顶传热及冷却特性的影响 图 4 给出了 $c=1.97$ mm 时 2 种吹风比下冷却流的三维流线。可以看出,冷却流从冷却孔射出后向凹槽压力面侧偏转,然后在压力面侧和吸力面侧压差的驱动下向吸力面侧流动,最终掠过吸力侧肩壁流出叶顶区域。

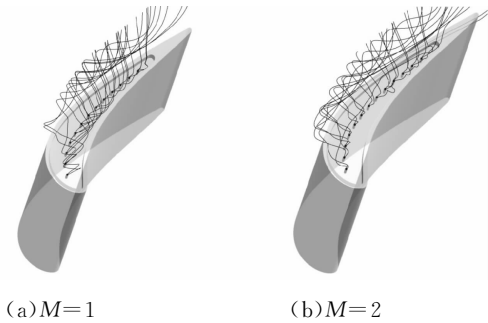


图 4 2 种吹风比下冷却流的三维流线

图 5 给出了 $c=1.97$ mm 时 2 种吹风比下 25%、50%、75%轴向弦长截面上的流线。可以看出:2 种吹风比下,受冷却气流向压力面偏转效应的影响,冷却气流不能对凹槽底部近吸力面区域形成有效覆盖;相对于 $M=1$ 工况, $M=2$ 时大量的冷却流集中在槽底近压力面区域,可在压力侧区域形成更好的冷却效果。

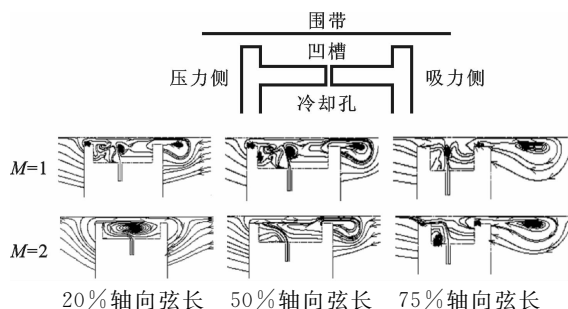


图5 3种轴向弦长截面上的流线

图6给出了 $c=1.97\text{ mm}$ 时2种吹风比下叶顶传热系数分布。与实验结果相比,数值计算的结果可以较好地反映叶顶传热系数分布规律。对比 $M=1$ 和 $M=2$ 的计算结果可以发现,随着吹风比的增大,凹槽底部的传热系数降低,凹槽底部前缘吸力面侧的高传热系数区域缩小(图6A处),整体传热系数减小。结合图5可以发现,当 M 增大为2时,气流主要滞留于凹槽底部压力面侧区域,冷却气流流速减小,传热系数减小,但气膜冷却有效度增大。

气膜冷却有效度定义为

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_m}{T_c - T_m} \quad (3)$$

式中: T_{aw} 、 T_m 和 T_c 分别为绝热壁面温度、主流温度和冷却流温度。

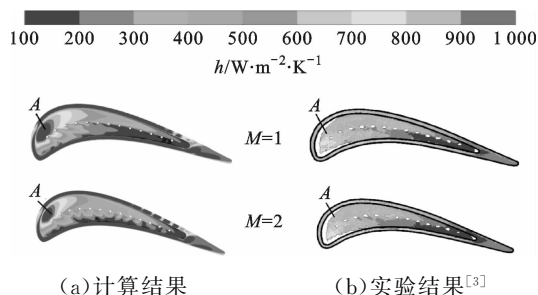


图6 2种吹风比下叶顶传热系数分布

图7给出了 $c=1.97\text{ mm}$ 时2种吹风比下叶顶气膜冷却有效度分布。可以看出,数值计算的结果能较好地反映叶顶气膜冷却有效度分布规律。凹槽底部压力面侧、尾缘和吸力面侧肩壁尾部的气膜冷却有效度较大,随着吹风比的增大,凹槽底部压力面侧(图7A处)的气膜冷却有效度增大。结合图5可以发现,当 M 从1变为2时,冷却流腾起现象减弱,冷却气流主要滞留于凹槽底部压力面侧区域,且对该区域形成有效冷却,故气膜冷却有效度增大。

2.1.2 叶顶间隙对叶顶传热及冷却特性的影响

图8给出了 $M=1$ 时3种叶顶间隙下冷却流三维流线。可以看出,随着叶顶间隙的增大,冷却流向凹槽

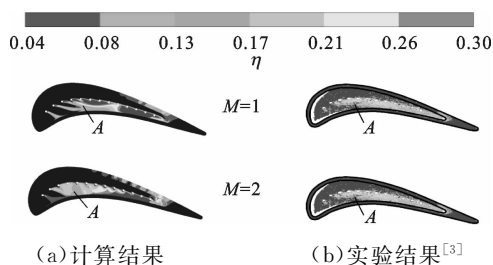


图7 2种吹风比时叶顶气膜冷却有效度分布

底部压力面侧的偏转程度增强,偏转位置向尾缘偏移(图8A处)。叶顶间隙增大,泄漏流的流量和流速增大,泄漏流在凹槽内部的回流强化,回流核心向压力面侧偏移,且掠过吸力面侧肩壁位置后移^[8],带动冷却流向凹槽压力面侧的偏转程度增强。

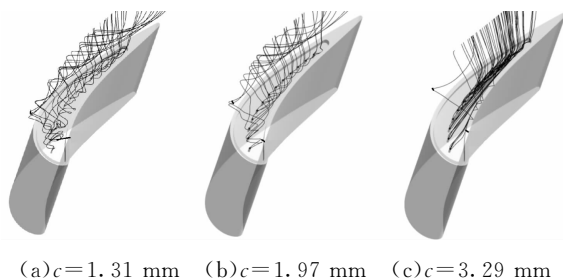
(a) $c=1.31\text{ mm}$ (b) $c=1.97\text{ mm}$ (c) $c=3.29\text{ mm}$

图8 3种叶顶间隙时冷却流的三维流线

图9给出了 $M=1$ 时3种叶顶间隙下叶顶传热系数分布。可以看出,数值计算结果可以反映传热系数的分布趋势。随着叶顶间隙的增大,凹槽底部前缘吸力面侧高传热系数区域向压力面侧扩大(图9A处),凹槽底部压力面侧和尾缘区域传热系数增大(图9B处)。这是因为随着叶顶间隙的增大,冷却流偏转位置向尾缘偏移,但对凹槽底部前缘冷却效果减弱,泄漏流在凹槽内的涡流核心向压力面侧移动,引起凹槽前缘吸力面侧高传热系数区域向压力面侧扩大;泄漏流流量和流速增大,对冷却流的稀释作用增大,凹槽底部压力面侧和尾缘的冷却效果减弱,故传热系数增大。

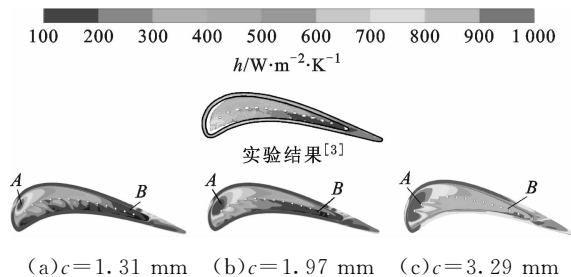
(a) $c=1.31\text{ mm}$ (b) $c=1.97\text{ mm}$ (c) $c=3.29\text{ mm}$

图9 3种叶顶间隙下叶顶传热系数分布

图10给出了 $M=1$ 时2种叶顶间隙下叶顶表面气膜冷却有效度分布。对比实验结果可知,气膜

冷却有效度分布趋势的计算结果与实验结果基本吻合。比较计算结果可知,随着叶顶间隙的增大,凹槽底部压力面侧前缘(图 10A 处)冷却度显著减小,凹槽底部压力面侧和吸力面侧肩壁尾缘的冷却效果减弱(图 10B 处)。这是因为随着叶顶间隙的增大,冷却流偏转位置向尾缘移动,凹槽底部压力面侧前缘的气膜冷却有效度减小。泄漏流对冷却流的稀释作用增强,整体冷却效果减弱。

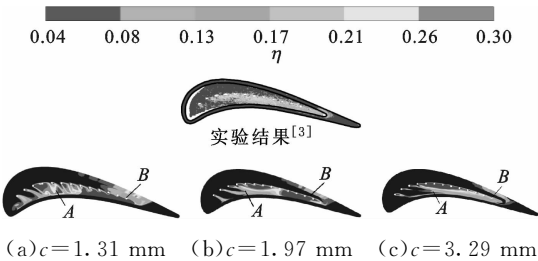


图 10 3 种叶顶间隙下叶顶气膜冷却有效度分布

2.2 双排冷却孔分布的叶顶传热及冷却特性

在仅有凹槽中弧线冷却流的基础上,改变叶片冷却结构,加入近压力面侧冷却孔后,进行叶顶传热和冷却的数值计算。

2.2.1 吹风比对叶顶传热及冷却特性的影响 图 11 给出了 $c=1.97\text{ mm}$ 时 2 种吹风比下近压力面侧冷却流的三维流线。近压力面冷却流射出后先向上掠过压力面侧肩壁进入叶顶间隙,在凹槽内部形成回流,然后掠过吸力面侧肩壁流出叶顶间隙,在叶片吸力面侧形成涡流。可以发现,随着吹风比的增大,冷却流在凹槽内部的回流现象减弱(图 11B 处),且掠过吸力面侧肩壁的位置向叶片前缘移动(图 11A 处)。冷却流覆盖位置的变化会影响气膜冷却作用的区域。

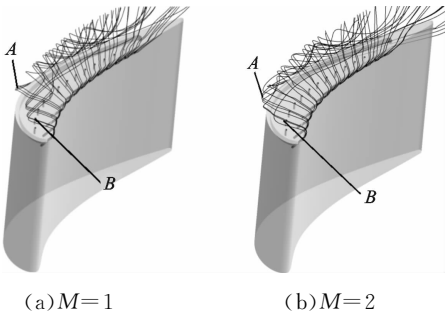


图 11 2 种吹风比下近压力面侧冷却流三维流线

Kwak 等的研究揭示了双排冷却流作用下的流场结构^[3]。近压力面冷却流射出后向上流动,流过压力面侧肩壁与泄漏流混合形成混合流(泄漏流+近压力面侧冷却流)后进入叶顶间隙。在叶顶间隙

内部,混合流带动中弧线冷却流向凹槽压力面侧偏转,覆盖凹槽压力面侧表面,并形成 3 种流体混合流(泄漏流+近压力面侧混合流+中弧线冷却流),最后掠过吸力面侧肩壁流出叶顶间隙。叶顶流场结构机理如图 12 所示,该图表明,冷却流的流动是在泄漏流带动下产生的,与泄漏流具有相似的流场。

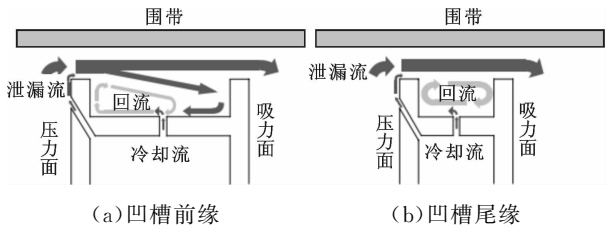


图 12 叶顶流场结构机理图

图 13 给出了 $c=1.97\text{ mm}$ 时 2 种吹风比下叶顶传热系数分布。与实验结果的相比,计算结果较好地反映了叶顶传热系数分布趋势。随着吹风比的增大,压力面侧肩壁(图 13A 处)和叶片尾缘(图 13B 处)的传热系数显著减小。这是因为随着吹风比的增大,冷却流质量流量增大,近压力面侧冷却流对压力面侧肩壁、叶顶尾缘的冷却效果加强。

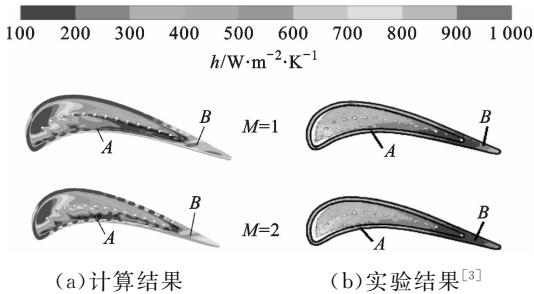


图 13 2 种吹风比下叶顶传热系数分布

图 14 给出了 $c=1.97\text{ mm}$ 时 2 种吹风比下叶顶气膜冷却有效度分布。可以看出,计算结果与实验结果在气膜冷却有效度分布趋势上基本吻合。随着吹风比的增大,凹槽底部压力面侧(图 14A 处)、肩壁(图 14C 处)和尾缘区域(图 14B 处)有效度增大,吸力面侧肩壁的高有效度区域向叶片前缘移动。造成该现象是因为:随着吹风比的增大,冷却流质量流量增大,冷却流覆盖区域的冷却效果被强化,由此造成 A、B、C 区域的气膜冷却有效度显著增大。近压力面侧冷却流掠过吸力面侧肩壁的位置随着吹风比的增大向叶片前缘偏移,因此吸力面侧肩壁的冷却区域向前缘移动。

2.2.2 叶顶间隙对叶顶传热及冷却特性的影响 图 15 给出了 $M=1$ 时 3 种叶顶间隙下近压力面侧冷却流的三维流线。可以看出,随着叶顶间隙的增

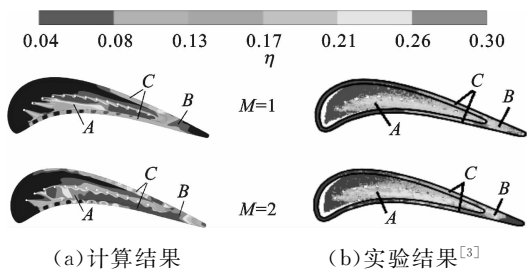


图14 2种吹风比下叶顶气膜冷却有效度分布

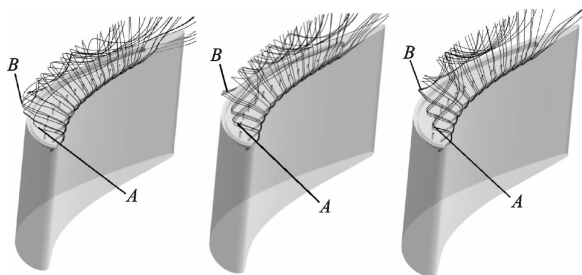
(a) $c=1.31$ mm (b) $c=1.97$ mm (c) $c=3.29$ mm

图15 3种叶顶间隙下近压力面冷却流三维流线

大,压力面侧冷却流在凹槽形成回流的位置向压力面侧移动(图15A处),掠过吸力面侧肩壁后向叶片尾缘移动(图15B处),回流及其掠过吸力面侧肩壁位置的改变会影响冷却流的覆盖位置和冷却效果。

图16给出了 $M=1$ 时3种叶顶间隙下叶顶传热系数分布。可以看出,计算结果可以较好地反映叶顶表面传热系数分布。随着叶顶间隙的增大,凹槽底部前缘吸力面侧的高传热系数区域向压力面侧扩大(图16A处),叶顶尾缘(图16B处)和肩壁的传热系数显著升高。这是因为随着叶顶间隙的增大,回流核心向压力面侧偏移^[8],使得A处区域向压力面侧扩大。泄漏流流速、流量均增大,叶顶区域传热得到了强化,同时泄漏流对冷却流的稀释作用增强,冷却效果减弱,所以整体传热系数增大。

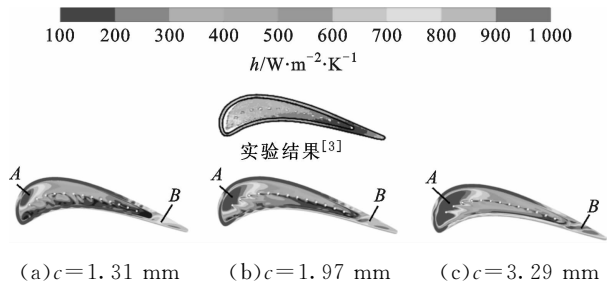


图16 3种叶顶间隙下叶顶传热系数分布

图17给出了 $M=1$ 时3种叶顶间隙下叶顶气膜冷却有效度分布特性。可以看出,实验结果与数值计算结果在分布趋势上基本吻合。随着叶顶间隙的增大,凹槽底部高气膜冷却有效度区域和有效度

数值均减小(图17A处),肩壁的冷却区域向叶片尾缘移动(图17B处),叶顶尾缘气膜冷却有效度减小(图17C处)。这是因为随着叶顶间隙的增大,泄漏流对冷却流的稀释作用增强,凹槽底部、叶顶尾缘的气膜冷却有效度减小,冷却效果变差。冷却流在吸力面侧肩壁的覆盖区域向叶片尾缘移动,引起B处冷却区域缩小。

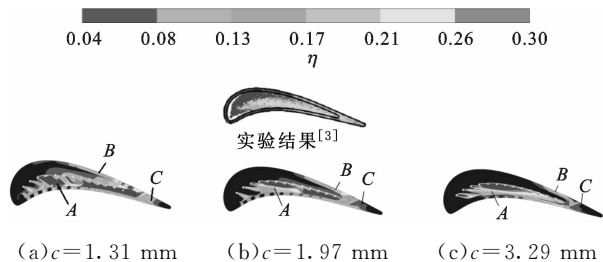


图17 3种叶顶间隙下叶顶气膜冷却有效度分布

2.3 不同气膜孔分布对叶顶传热和冷却的影响

图18给出了 $c=1.97$ mm时2种气膜孔分布下传热系数变化。可以看出,和凹槽中弧线单排气膜孔相比,中弧线+近压力面双排孔在传热系数分布上呈现出以下特征:①肩壁、尾缘区域传热系数明显减小;②凹槽底部前缘吸力面侧的高传热系数区域向压力面侧扩大;③凹槽底部压力面侧的传热系数减小。这是因为:近压力面侧冷却流覆盖了肩壁和叶片尾缘区域,形成了良好的冷却效果,由此传热系数减小;未引入近压力面侧冷却流时,仅有泄漏流通过压力面侧肩壁进入叶顶间隙,近压力面侧冷却流加入后,泄漏流、近压力面侧冷却流均进入叶顶间隙,通过叶顶间隙的流量增大,凹槽内回流强度增大,回流核心向压力面侧移动,凹槽底部的高传热系数区域向压力面侧扩大。通过叶顶间隙的流量增

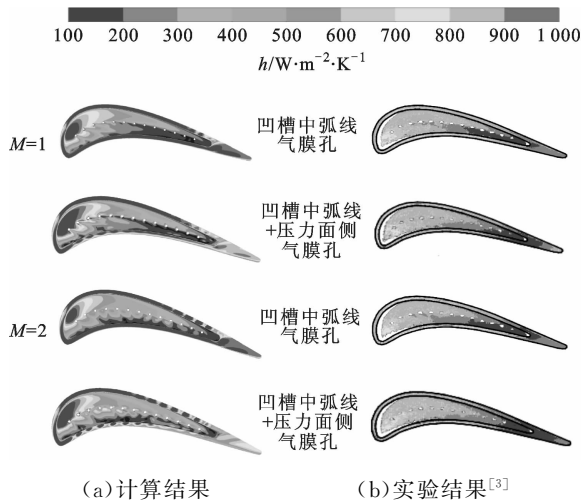
(a) 计算结果 (b) 实验结果^[3]

图18 不同气膜孔分布下传热系数变化

大,带动了中弧线冷却流的冷却作用,强化了对凹槽底部压力面侧的冷却效果。

图 19 给出了 $c=1.97\text{ mm}$ 时 2 种气膜孔分布下气膜冷却有效度变化。可以看出,相比凹槽中弧线单排气膜孔,中弧线+近压力面双排气膜孔在气膜冷却有效度分布上呈现以下不同的特性:①肩壁和叶顶尾缘冷却效果显著;②凹槽底部压力面侧高气膜冷却有效度区域和有效度增大。这是因为近压力面侧冷却流的加入覆盖了肩壁和叶顶尾缘区域,形成良好冷却,加之通过叶顶间隙的流量增大,增强了中弧线冷却孔的冷却作用,由此凹槽压力面侧的冷却性能被强化,气膜冷却有效度增大。

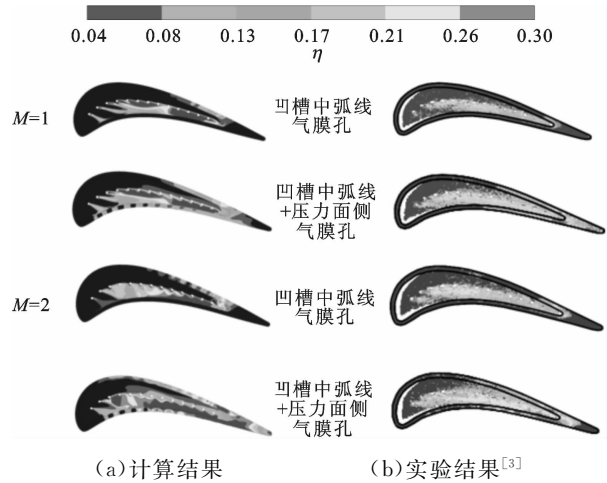


图 19 不同气膜孔分布下气膜冷却有效度变化

3 结 论

本文采用数值方法研究了中弧线位置单排冷却孔和中弧线+近压力面双排冷却孔下 GE-E3 涡轮动叶叶顶区域的流动传热和气膜冷却特性,得到结论如下。

(1)对于凹槽中弧线单排孔,冷却流冷却了凹槽底部压力面侧区域。随着吹风比的增大,凹槽底部压力面侧的传热系数减小,气膜冷却有效度增大;随着叶顶间隙的增大,凹槽底部压力面侧和尾缘的传热系数明显增大,气膜冷却有效度减小。

(2)对于凹槽中弧线+近压力面双排孔,冷却流覆盖了凹槽底部压力面侧、两侧肩壁和叶顶尾缘区域。随着吹风比的增大,凹槽底部压力面侧、肩壁和叶顶尾缘的传热系数减小,气膜冷却有效度增大;随

着叶顶间隙的增大,凹槽压力面侧、两侧肩壁和叶片尾缘区的传热系数增大,气膜冷却有效度减小。

(3)2 种气膜孔分布下冷却效果存在较大差异。近压力面冷却流较好地覆盖了凹槽两侧肩壁和叶片尾缘区域,强化了凹槽底部压力面侧的冷却效果。

参考文献:

[1] KWAK J S, HAN J C. Heat-transfer coefficients of a turbine blade-tip and near-tip regions [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2003, 17(3): 297-303.

[2] KWAK J S, HAN J C. Heat transfer coefficients on the squealer tip and near squealer tip regions of a gas turbine blade [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2003, 125(3): 669-677.

[3] KWAK J S, HAN J C. Heat transfer coefficients and film cooling effectiveness on the squealer tip of a gas turbine blade [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2003, 125(4): 494-502.

[4] YANG H T, CHEN H C, HAN J C. Numerical prediction of film cooling and heat transfer with different film hole arrangements on the plane and squealer tip of a gas turbine blade [C]// Proceeding of ASME Turbo Expo 2004. New York, USA: ASME, 2004: 53199.

[5] 李军, 王金山, 蒋勇, 等. 凹槽状动叶顶部非定常气膜冷却性能的研究 [J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(5): 5-10.

LI Jun, WANG Jinshan, JIANG Yong, et al. Investigations of unsteady film cooling performance on rotor squealer tip [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(5): 5-10.

[6] WANG J, SUNDEN B, ZENG M, et al. Influence of different rim widths and blowing ratios on film cooling characteristics for a blade tip [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 2012, 134(6): 1-8.

[7] 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: 2004.

[8] 杨佃亮. 燃气透平动叶顶部传热及冷却的数值研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2008.

(编辑 苗凌)