

具有热障涂层的导向叶片耦合 数值研究

胡冰城¹, 王建华¹, 徐华昭¹, 吴伟龙², 徐景亮²

(1. 中国科学技术大学 热科学和能源工程系, 合肥 230027;

2. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 利用气固耦合换热方法,对具有热障涂层(TBC)的、高度一体化的一级透平导向叶片的流动和换热特性进行了数值研究。结果表明:在接近真实透平高温高压运行的环境下,TBC 对于叶栅通道的气动特性影响可以忽略不计;在冷气流量被减少的情况下,TBC 在叶片前缘依然可以明显降低叶片金属表面温度和传热系数;但是,随着冷气流量的减少,TBC 的作用在压力面尾缘急剧下降,在吸力面尾缘缓慢下降。对 3 个高度截面的平均金属温度定量比较得出:在同等冷却效率的条件下,厚度为 0.15 mm 的 TBC 可以节约 20%~30% 的冷气流量。

关 键 词: 热障涂层(TBC); 导向叶片; 冷却; 耦合换热; 高度一体化

中图分类号: V235.1

文献标志码: A

Numerical investigation of a thermal barrier coated vane using conjugate heat transfer approach

HU Bingcheng¹, WANG Jianhua¹, XU Huazhao¹,
WU Weilong², XU Jingliang²

(1. Department of Thermal Science and Energy Engineering,
University of Science and Technology of China, Hefei 230027, China;

2. Shenyang Engine Research Institute,
Aero Engine (Group) Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Based on conjugate heat transfer, numerical investigation was carried out on a highly integrated first stage vane with thermal barrier coating (TBC). The numerical results showed that, under the condition close to real engine operation where temperature and pressure were very high, the effect of TBC on the aerodynamic features in the cascade can be neglected. However, as the mass flow rate of cooling air decreased within a certain range, TBC could still reduced the temperature and heat transfer coefficient near the leading edge conspicuously. With the decrease of the coolant flow rate, the effect of TBC on the trailing edge of pressure side dropped heavily, but slowly on suction side. A quantitative comparison of the metal temperature averaged over three spanwise sections indicates that, with the equivalent overall cooling effectiveness achieved, TBC with a thickness of 0.15 mm can save

收稿日期: 2016-03-07

基金项目: 国家自然科学基金(51376168)

作者简介: 胡冰城(1989—),男,硕士生,主要从事透平导向叶片冷却的数值研究。

引用格式: 胡冰城,王建华,徐华昭,等. 具有热障涂层的导向叶片耦合数值研究[J]. 航空动力学报,2017,32(10):2394-2402. HU Bingcheng, WANG Jianhua, XU Huazhao, et al. Numerical investigation of a thermal barrier coated vane using conjugate heat transfer approach[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(10): 2394-2402.

the mass flow rate of coolant by 20%—30%.

Key words: thermal barrier coating (TBC); nozzle guide vane; cooling; conjugate heat transfer; highly integrated

众所周知,提高透平进口温度(turbine inlet temperature, TIT)可以提高透平的热效率。当今先进燃气轮机的 TIT 已经远远超过现有叶片材料的使用温度。以美国最新型战斗机 F-35 为例,其 TIT 已经达到 1982°C (2255 K)^[1],但是,现有叶片材料的软化温度和熔点温度约在 $1204\sim 1371^{\circ}\text{C}$ ($1477\sim 1644\text{ K}$) 之间^[2]。如何在追求更高热效率的同时保持叶片的合理使用寿命?这不仅对从事材料研究者提出更高的要求,也是对冷却技术的研发提出了新的挑战。

目前,应用于叶片的冷却技术主要包括:内部强化对流、外部气膜和热障涂层(thermal barrier coating, TBC)^[3]。前两种冷却技术经过半个多世纪的发展,今天已广泛用于透平叶片的设计^[4]。在叶片冷却结构设计日趋复杂、冷却效果逐渐达到瓶颈的情况下, TBC 技术给叶片热防护带来了新的可能^[5]。为了准确预测透平叶片的使用寿命,需要得到叶片各部位温度场和热负荷信息,而气固耦合传热(conjugate heat transfer, CHT)的数值方法是一种理想的分析工具,因为它具有三大优势:①相比实验方法,数值方法成本低,且能获得感兴趣参数的连续分布;②相比解耦的数值方法, CHT 方法有助于研究者获得流固界面真实的换热信息,尤其是气膜孔周围;③ CHT 方法使得叶片寿命的预测和优化过程更加简洁、更加流程化。

Bohn 等^[5-6]采用 CHT 方法,基于两套不同网格对 Mark II^[7]透平叶片及内、外流场进行了研究。他们的数值结果表明:当主流温度为 811 K 时, TBC 在前缘滞止区能产生 $20\sim 29\text{ K}$ 的温降,在吸力面的激波区产生 $27\sim 43\text{ K}$ 的温降,但是尾缘的降温效果并不明显^[5]。在后续的研究中^[6],他们对叶片进行了热应力分析。分析表明:热应力作用最明显的部位是冷却孔周围, TBC 可以减小这些部位的应力作用。Rossette 等^[8]对启动阶段一个完整的透平级模型进行了瞬态数值模拟,主要关注 TBC 在动叶上的隔热表现。其数值结果表明:在 1100 s 时,动叶各部位 TBC 产生温降最大值出现在前缘冷却通道附近,约为 85 K (主流温度为 1216 K)。Ni 等^[9]用 CHT 方法,对一个具有 648 个气膜孔的导向叶片进行了数值模

拟,并将数值结果与实验结果对比。他们在实验中使用了覆盖在叶片表面的热流计,并在计算时将之视为 TBC。通过对边界条件的调整,数值结果达到了很高的精度,在大部分区域,数值结果与实验数据相差 5 K 以内。国内学者王利平等^[10]利用 Fluent 对敷设热障涂层的气冷叶片温度分布进行了三维 CHT 计算,分析了热障涂层厚度对叶片金属基体表面温降水平的影响。韩万龙等^[11]采用 CFX 进行 CHT 计算,模拟重燃一级导向叶片复合冷却特性,并分析了 TBC 的隔热效果和前缘气膜孔上游小热斑的产生机理。

“高度一体化”(high-integrity)是 2012 年美国空军针对透平叶片冷却结构数值模拟趋势提出的概念^[12]。其内涵是:数值模拟应该尽量接近真实结构。如果只考虑透平的某一部分,会导致边界条件的不准确,从而带来很大误差;只考虑流体,不考虑结构的导热,数值模拟也会失去一些重要的信息。由于高度一体化的叶片研究工作量很大,在以往的研究中很少出现。本文以一个高度一体化的(有上、下端壁和前、后腔挡板)、考虑结构导热、气膜冷却和内部冷却的航空发动机一级导向叶片为对象,使用 CHT 计算方法,数值研究了 TBC 和冷气质量流量变化对叶栅通道流动和叶片换热特性的影响。

1 物理模型

物理模型取自某高温燃气透平的一级导向环形叶栅,其内、外半径分别为 32.13 cm 和 36.33 cm 。原叶栅包含 46 个叶片,每个叶片对应的圆心角为 7.826° 。叶片内部包含前、后两个冷气腔,腔内均布置有冲击挡板,共有 627 个圆柱孔、80 个簸箕孔、18 个尾缘出流槽,如图 1(a)所示。叶片的弦长为 6.48 cm ,安装角为 37.7° ,主流进、出口压比为 5.4,出口马赫数为 1.5。

叶身各排气膜孔的编号如图 1(b)所示,图中编号 3~19 为圆柱形孔。从吸力面开始,第 1~2 排为簸箕孔,其几何结构如图 1(c)所示,按照文献^[13]中的定义, $\alpha=37^{\circ}$, $\delta=20^{\circ}$, $\beta=6.3^{\circ}$ 。第 3~19 排为圆柱孔,其中第 3~14 排孔为复合角,出流指向上端壁。气膜孔的直径约为 0.8 mm 。

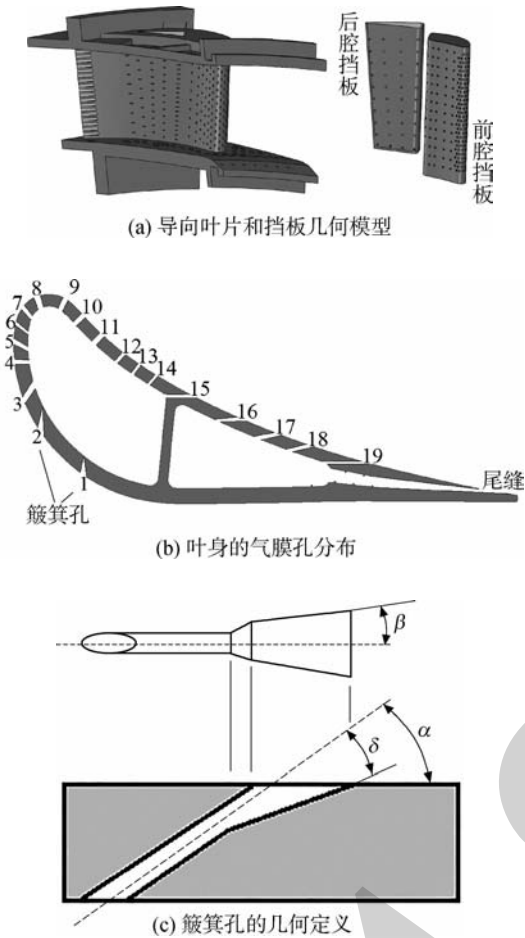


图 1 导向叶片的几何模型

Fig. 1 Geometry of the nozzle guide vane

2 数值求解

2.1 网格划分

原始几何模型只包含固体部分,在网格划分前须创建叶片内、外的流体域。为了满足入口充分发展及出口均匀的条件,将进、出口截面分别延伸约半个和一个上端壁轴向长度。前腔冷气从底部入口,后腔冷气从顶部入口,流场和固体的侧面采用了旋转周期性边界条件,如图 2 所示。

使用 ANSYS ICEM CFD 15.0 进行非结构

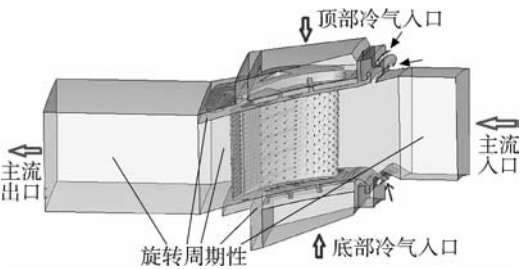


图 2 全域几何模型

Fig. 2 Geometry of the whole domain

四面体网格划分,固体域网格如图 3 所示。在固体域和流体域同时生成网格,以保证在流固耦合面上所有节点都是一一对应的,避免了求解过程中的插值误差。

经过 3 种网格策略独立性检验,最终使用的网格总数约为 3 180 万,其中固体域约为 1 508 万,流体域约为 1 672 万。

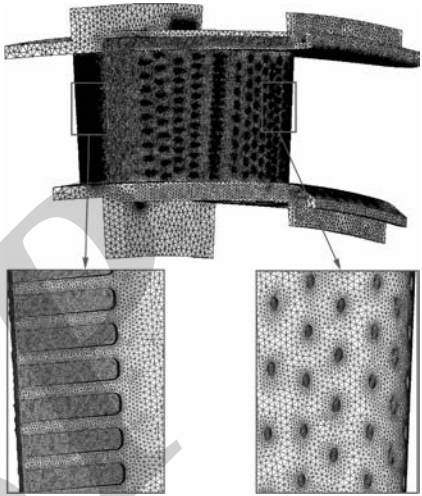


图 3 叶片非结构网格示意图

Fig. 3 Unstructured mesh of vane

2.2 求解过程

使用商用软件 ANSYS FLUENT 15.0 作为求解器进行稳态求解,压力与速度场的耦合采用 SIMPLE (semi-implicit method for pressure-linked equations) 方法。动量和能量方程采用空间二阶迎风差分格式,湍流方程采用一阶迎风格式。

对湍流的模拟选用两方程的剪切应力输运 (SST) $k-\omega$ 模型。Shih、Lynch 等^[14-15] 的研究采用 SST $k-\omega$ 模型成功地预测了气冷透平叶片的流固换热特性。Hylton、Ke 等^[7,16] 报道的 C3X 导叶 112 号工况中截面温度和压力分布实验数据为依据,验证了使用 SST $k-\omega$ 模型研究透平导向叶片脉动气膜冷却的合理性。由于是跨声速的可压流动,考虑到黏性耗散作用,须激活黏性加热 (viscous heating) 选项^[16]。

数值策略的验证使用了 Timko^[17] 报告的 GE-E3 导向叶片实验数据。当主流进、出口压比为 2.7 时,叶片中截面上马赫数分布对比如图 4 所示。由图可见,数值结果和实验数据在压力面的吻合较好,但在吸力面尾部一定的偏差。多数点的偏差小于 0.1,在可接受的误差范围内。

参考某型航空发动机运行的工况,基准计算

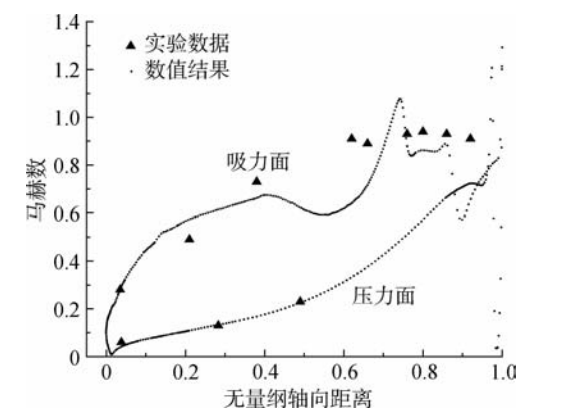


图 4 数值策略的验证

Fig. 4 Verification of numerical strategy

工况见表 1。湍流强度情况为:主流入口为 8%, 冷气入口为 6%, 主流出口为 5%。

表 1 基准计算工况

Table 1 Basic computational working conditions

工况	进口 总温/K	进口 总压/kPa	出口 静压/kPa
主流	1808	2449.3	454.1
冷气流	914.8	2592.1	

计算中忽略了辐射作用,流体工质为空气,其密度满足理想气体假设,比热和热导率是温度的函数,均按照文献[18]给出的数据进行一阶线性拟合,黏性符合 Sutherland 定律^[19]。叶片材料的密度为常数,但比热和热导率是温度的函数,分别基于文献[18]中 ANSI 302 不锈钢的数据点进行一阶和二阶拟合。

TBC 热导率为 1.2 W/(m·K),密度和定压比热均为常数,布置在叶片的压力面和吸力面上,厚度为 0.15 mm,是叶片厚度的 1/10。在求解器中,TBC 作为有厚度的壁面,其设置有两种方案:①TBC 内部不生成网格,热在内部只能沿法向传导,在外部则没有限制;②迭代开始前,在布置 TBC 的壁面上生成一层 TBC 网格。为保证更好的收敛性使用了方案①。同时为简便起见,忽略了 TBC 与叶片之间的黏结层(bond layer)作用。

为了考察 TBC 和冷气质量流量($\dot{m}$)这两个因素对叶片冷却效果的影响,共进行了 6 组计算,工况列入表 2。每组工况代号的意义为:u 代表无 TBC、冷气质量流量为基准 $\dot{m}_{c,u}$;1.0c 代表有 TBC、冷气质量流量为 1.0 $\dot{m}_{c,u}$,依此类推。u 和 1.0c 都使用了表 1 中的基准工况,其他 4 组工况

表 2 6 组计算工况
Table 2 6 groups of calculation

工况	热障涂层	$\dot{m}/\dot{m}_{c,u}$
u	无	1.0
1.0c	有	1.0
0.9c	有	0.9
0.8c	有	0.8
0.7c	有	0.7
0.6c	有	0.6

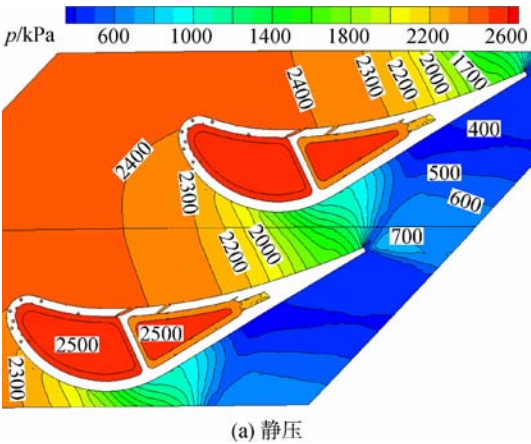
与基准工况唯一的不同是冷气入口质量流量。计算在一台 12 核 24 进程 CPU 和 64 G 内存的服务器上进行。经过约 15 000 步迭代,当连续性、动量、湍流和能量各残差曲线和设定的监测点温度趋于稳定,所有的流体进出口质量流量相对误差小于 0.04%时认为计算收敛。

3 计算结果分析与讨论

3.1 流动特性

图 5 显示了 u 工况时流场中截面的静压(p)和马赫数(Ma)分布。由图可见,前缘滞止区域的压力出现了外流场的最大值;静压在压力面附近的下降较缓慢,但沿着吸力面迅速下降,并在后半段达到出口压力;在后腔挡板两侧可以观察到压降,而前腔挡板的两侧压降不明显。由于进、出口压比较大,主流发生强烈膨胀,在吸力面的后半段,最大的马赫数达到了 1.9。

图 6 展示了 u 与 1.0c 两种工况下中截面静压差($p_u - p_{1.0c}$)和马赫数差($Ma_u - Ma_{1.0c}$)的分布。由图 6 可见,在流场的大部分区域,两种工况下的静压差和马赫数差值都很小;静压差小于 5 kPa,马赫数差小于 0.05。因此,可以认为 TBC



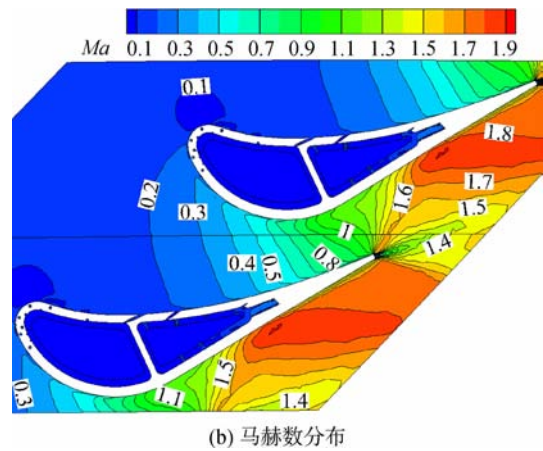


图 5 u 工况下流场中截面静压和马赫数分布
Fig. 5 Static pressure and Mach number distribution on flow field midspan under u condition

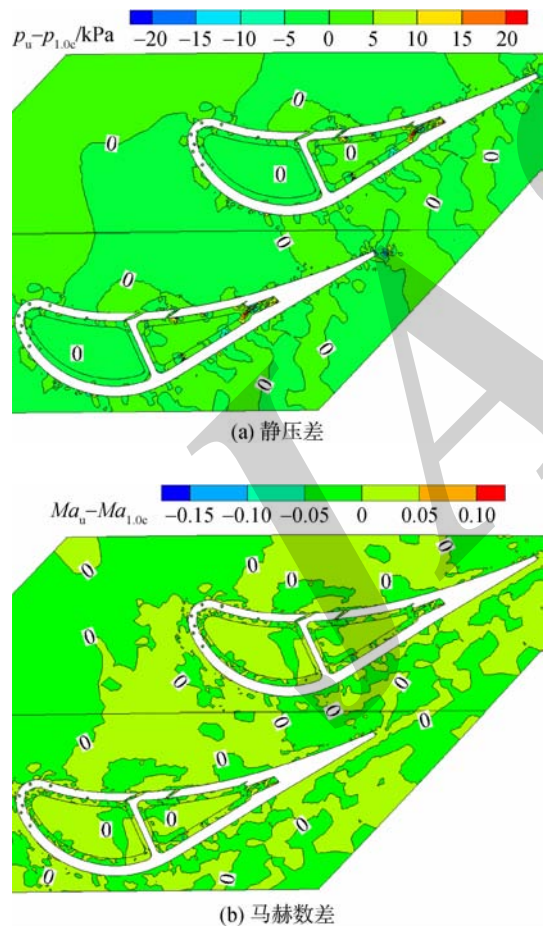


图 6 u 和 1.0c 工况下流场中截面的静压差和马赫数差
Fig. 6 Differences of static pressure and Mach number on flow field midspan under u and 1.0c conditions

对叶栅通道中的流动特性影响不大。

图 7 显示了 u 工况下冷气流线及叶片表面温度分布。由图可见,从叶身出流的冷气偏向上端壁,下端壁的前缘和尾缘温度明显高于叶身。

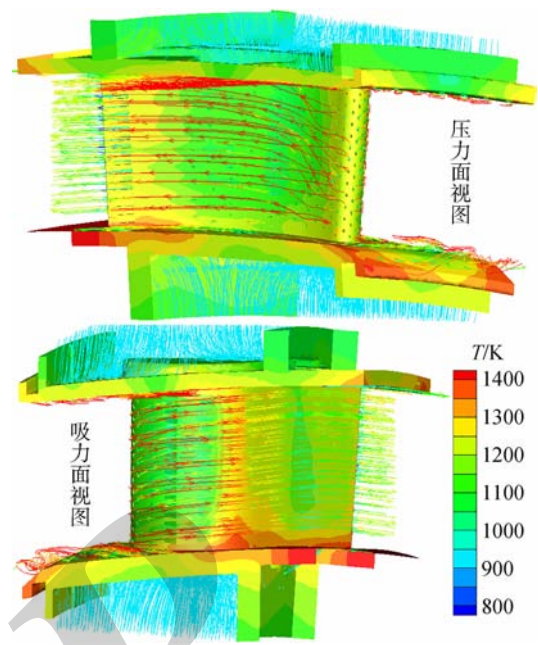


图 7 u 工况下叶片温度和冷气分布
Fig. 7 Temperature and coolant flow distribution under u condition

图 8 给出了叶片各排气膜孔的冷气质量流量及所占的百分比。由图可见,压力面后腔的第一排孔(16)出现了负质量流量,即高温主流倒灌进入气膜孔的现象,后 3 排孔(17~19)的流量相对较小。这一现象可由图 5(a)解释:腔内压力下降,而腔外压力保持在较高值,这导致气膜孔进、出口压差不足。相反,由于尾缝(slot)处的背压几乎和出口相同,远小于后腔内部压力,所以大部分进入后腔的冷气都从尾缝喷出,占到整个叶片冷气出流的 45%左右。而我们希望更多的冷气从第 16~19 排气膜孔流出,以实现更好的冷气覆盖。尾缘不仅是保持叶片整体性和寿命最重要的区域,对于透平效率的影响也至关重要^[20]。但由

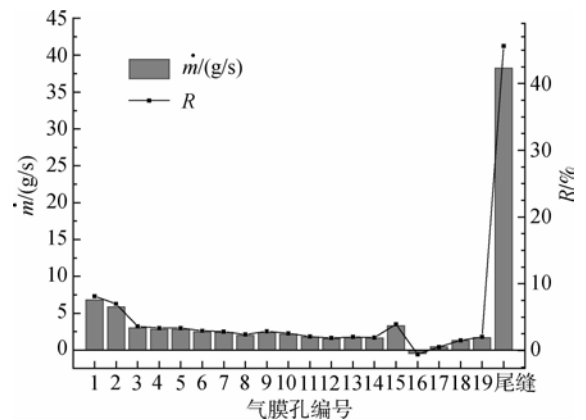


图 8 叶片各排气膜孔的冷气质量流量
Fig. 8 Mass flow rate of each row of film holes

于几何限制,其冷却结构设计是一个难点。

3.2 传热特性

图 9 展示了 u 和 $1.0c$ 两种工况下叶片表面温度分布。由图可见,最高温度都出现在尾缘和下端壁结合的部位。因为第 3~15 排气膜孔的出流都是指向上端壁,上端壁冷却效果比下端壁好。下端壁的高温通过叶根传导至叶身,使得结合部温度相应较高。与 u 工况(图 9(a))相比, $1.0c$ 工况(图 9(b))的 TBC 外表面在大部分区域温度更高,尤其是在前缘和尾缘;而在吸力面前缘的两排孔(2~3)之间和压力面中段的 3 排孔(13~15)之间的区域(图 9(b)被红色圈出),TBC 表面的温度低于 u 工况的金属表面温度。这是由于这两个区域处于气膜孔的下游,热流量为负值,并且 TBC 的隔热作用减少了主流高温燃气对冷气的加热,因此在冷气出流的下游 TBC 表面温度更低。

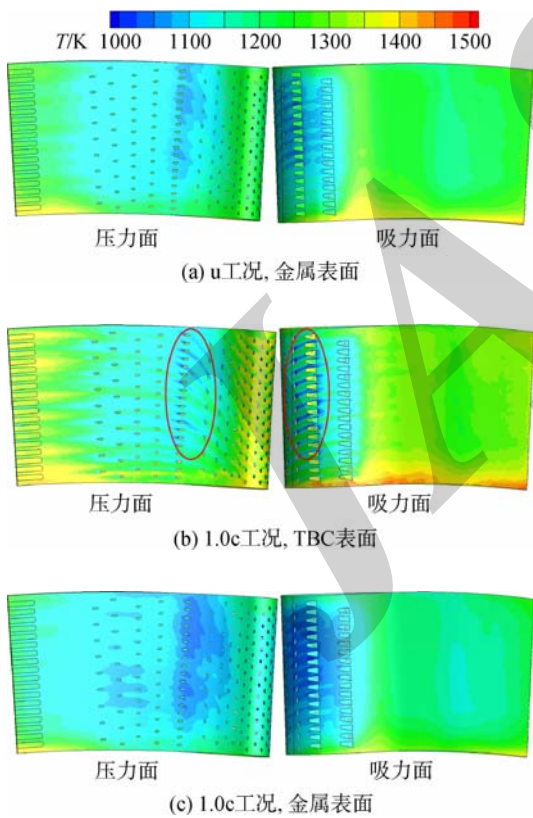


图 9 u 和 $1.0c$ 工况下叶片表面温度分布
Fig. 9 Temperature distributions on blade surface under u and $1.0c$ conditions

图 10 为 u 和 $1.0c$ 工况下的金属表面温度差值(ΔT)分布。这幅图直观地展示了 TBC 的温降效果,TBC 在叶片前缘、压力面后半段和吸力面根部这些高热流区产生的温降约为 70 K 左右,在压力面的中段,由于冷气的“堆积”作用,叶片的冷

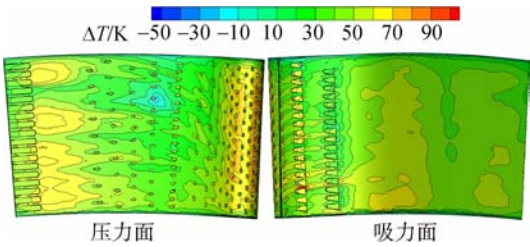


图 10 u 和 $1.0c$ 工况下 TBC 产生的温降分布
Fig. 10 Temperature drop due to TBC under u and $1.0c$ conditions

却效果较好,温度较低,所以 TBC 的温降效果不明显。

为定量分析 TBC 和冷气流量对叶片金属表面温度和传热系数的影响,在叶片金属表面沿着径向高度截取 3 条曲线,分别为 5%,50%和 95% 径向高度。其中 5% 径向高度靠近下端壁,95% 径向高度靠近上端壁。

计算的 6 组工况下的 50% 径向高度金属表面温度分布如图 11 所示。图中, x 为轴向距离, C 为叶片轴向弦长,横坐标 x/C 为无量纲轴向距离。 $x/C=0$ 和 ± 1 分别代表叶片前缘和尾缘,正、负值分别代表吸力面(SS)和压力面(PS),下方的红色短竖线显示气膜孔的轴向位置。由图可见,在 $x/C=-0.4\sim 0.3$ 的前缘区域, u 工况的温度一般均高于有 TBC 的温度,除了冷气流量最少的 $0.6c$ 工况温度明显较高之外,其他有 TBC 之间温度相差并不大,这说明 TBC 在前缘的降温效果显著;在 $x/C=-1.0\sim -0.4$ 压力面后半段, u 工况下的温度和 $0.9c$ 工况比较接近,且温度随着冷气量的减少而显著上升,这是由于该区域的冷气覆盖原本就不足(见图 8 中第 16~19 排孔的流量情况),因此减少冷气流量加剧了主流燃气向尾缘的传热;在 $x/C=0.3\sim 1.0$ 吸力面后半段, u 工

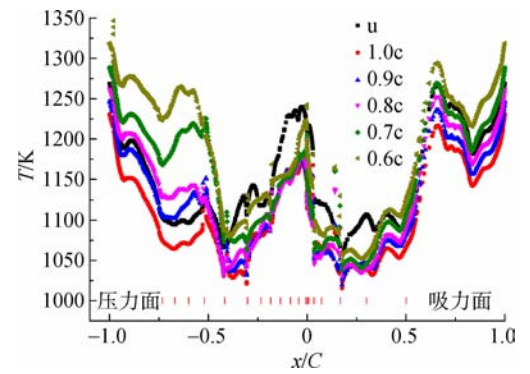


图 11 50% 径向高度的温度分布
Fig. 11 Temperature distribution on 50% span

况下的温度和 0.7c 工况比较接近,与压力面的后半段类似,温度随着冷气量的减少而上升,在 $x/C=0.8$ 附近,出现了一个极小值,这是因为主流在此发生膨胀,压力和温度均下降。

图 12 展示了叶片金属固体中截面上 u 工况和有 TBC 的 5 组条件下温度差的分布,正值代表有 TBC 条件下的温度低于 u 工况。由图可见,在

叶片前缘外表面,TBC 产生了 80 K 以上的温降,但内表面温降随着冷气流量的减少而变小;1.0c 工况下的温降均大于 0,在前、后腔相邻部位温降最小;随着冷气流量的减少,负温降值开始在后腔第 1 排孔(16)下游出现,且面积迅速扩大,0.8c 工况时整个压力面后半段的温降均为负值,0.6c 工况时整个吸力面和压力面的后半段温降均小于零。

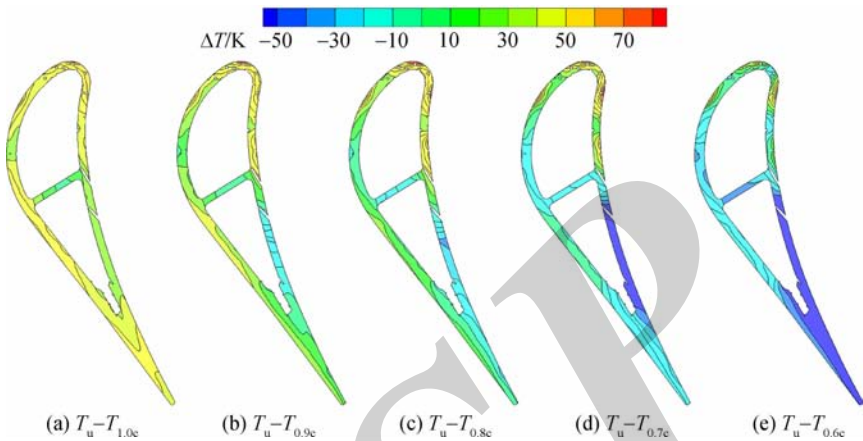


图 12 叶片固体中截面的温差分布
Fig. 12 Temperature difference on midspan

为定量考察主流向叶片金属表面的传热情况,定义表面传热系数

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

式中 q 为叶片金属表面的热流密度(单位: W/m^2),正值表示热传入金属表面,负值表示热从金属表面传出; T_{∞} 为主流进口总温; T_w 为叶片金属表面温度。

h 沿 50% 径向高度的分布如图 13 所示。由图可见, u 工况下的 h 的绝对值在大部分区域都高于有 TBC 的情形,尤其在前缘滞止区, TBC 使 h 降低了 40% 左右;在一些气膜孔的下游,出现了负的 h 值,这是因为覆盖在叶片表面冷气的温度低于金属温度,热流从叶片传至冷气。需要注意到,有 TBC 的情形下,负的 h 值相比 u 工况下更接近于 0,这说明 TBC 有使整个叶片的传热趋向均匀的作用。在 $x/C = -1.0 \sim -0.5$ 之间的压力面后半段,除 0.7c 工况外, h 的值随着冷气流量的减少而增大, u 工况下的 h 仅高于 1.0c 工况,比其他条件都低,这说明在这一区域,冷气的覆盖比 TBC 更能抑制高的 h ;在 $x/C = 0.5 \sim 1.0$ 之间的吸力面后半段,由于没有气膜孔,相比 u 工况, TBC 可以降低 h 的值, h 随着冷气流量的减少而增大。对比图 11 可以发现,高温和高 h 值是相对应的, TBC 在前缘滞止区域的表现最好:既

能降低温度,也能降低 h ;而在尾缘这种恶劣的热环境下, TBC 在压力面和吸力面表现不同:在压力面的尾缘附近, TBC 抑制高温和高 h 值的能力都不如冷气流量的增加,在吸力面尾缘附近, TBC 可以抑制高 h 值,但抑制高温的能力依然依赖冷气流量的增加。

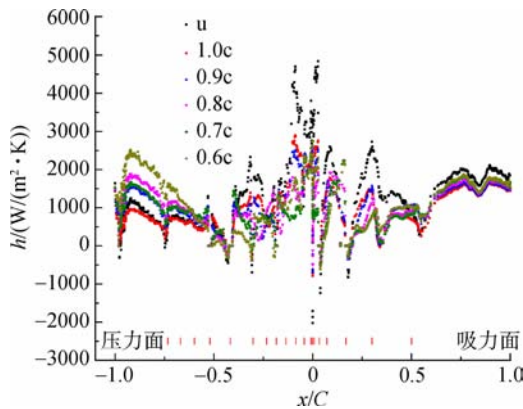


图 13 金属表面传热系数在 50% 径向高度的分布
Fig. 13 Distribution of metal surface heat transfer coefficient on 50% span

为了评估 TBC 的降温作用,即:在有 TBC 的情况下,可以在 u 工况的基础上减少多少冷气,叶片金属表面的温度和 u 工况时相当,分别取 6 组工况下 5%、50%、95% 共 3 个径向高度上各点温

度的进行算术平均。如图 14 所示,5%和 50%径向高度的平均温度 u 工况下都和 0.7c 工况相当,95%径向高度的平均温度 u 工况和 0.8c 工况最接近。因此可以粗略地估计,在叶片金属表面温度相当的情况下,TBC 的存在可以节省 20%~30%的冷气流量。

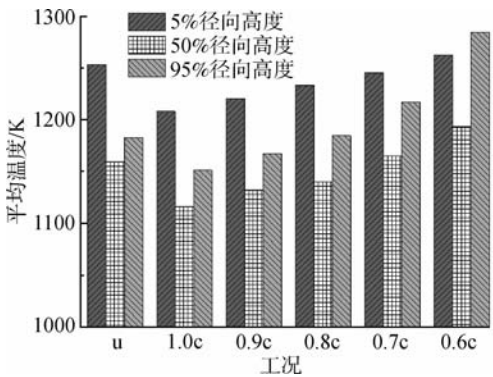


图 14 6 组工况下 3 个径向高度上的平均温度
Fig. 14 Mean temperature on 3 spans under 6 conditions

4 结 论

利用气固耦合换热方法,对一个带 TBC 的、高度一体化的一级透平导向叶栅通道的流动和叶片冷却特性进行了数值研究。所得结论如下:

- 1) 叶片 TBC 对叶栅通道流动特性几乎没有影响。在主流和冷气条件相同时,TBC 对中截面压力和马赫数分布影响很小。
- 2) TBC 在叶片前缘起到了重要的保护作用。相比 u 工况的情形,带有 TBC 的 5 种工况都能显著降低前缘金属表面温度。随着冷气质量流量的减少,TBC 在前缘产生的温降效果并没有大幅下降,5 种带有 TBC 的工况之间的温度最大相差小于 50 K。
- 3) 在压力面的尾缘,冷气质量流量对叶片金属表面温度的影响比 TBC 更大。逐步减少冷气流量导致此区域的冷气覆盖效果急剧恶化,金属表面温度急剧升高。有 TBC 且冷气流量分别为 0.6 倍、0.7 倍和 0.8 倍的 3 组工况下,金属表面温度均显著高于 u 工况。
- 4) 在吸力面的尾缘,TBC 和冷气流量对金属表面温度具有相近的影响效果。由于此区域没有气膜孔,冷气流量对传热系数的影响不如在压力面明显,金属表面温度受内部导热和外部气固对流换热的耦合作用。6 组工况之间的金属表面

温度变化幅度小于压力面尾缘,u 工况下的金属表面温度介于有 TBC 且冷气流量为 0.7 倍基准流量和有 TBC 且冷气流量为 0.8 倍基准流量两组工况之间。

5) 从 3 个高度截面的金属表面平均温度判断,厚度为 0.15 mm 的 TBC 大约可以节省 20%~30%的冷气流量。

参考文献:

[1] LANGSTON L. Fahrenheit 3600 [J]. Mechanical Engineering,2007,129(4):34.

[2] 史可顺. 高温陶瓷复合材料的进展[J]. 硅酸盐学报,1993,21(1):77-87.

SHI Keshun. Development of high temperature ceramic composites[J]. Journal of Chinese Ceramic Society,1993,21(1):77-87. (in Chinese)

[3] 韩介勤,杜达,艾卡德,等. 燃气轮机传热和冷却技术[M]. 西安:西安交通大学出版社,2005.

[4] BOGARD D, THOLE K. Gas turbine film cooling[J]. Journal of Propulsion and Power,2006,22(2):249-270.

[5] BOHN D, BECKER V. A conjugate 3-D flow and heat transfer analysis of a thermal barrier cooled turbine guide vane[R]. ASME Paper 98-GT-89,1998.

[6] BOHN D, TUMMERS C. Numerical 3-D conjugate flow and heat transfer investigation of a transonic convection-cooled thermal barrier coated turbine guide vane with reduced cooling fluid mass flow[R]. ASME Paper GT2003-38431,2003.

[7] HYLTON L, MIHELIC M, TURNER E, et al. Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surfaces of turbine vanes[R]. NASA CR-168015,1983.

[8] ROSSETTE A, MAZUR Z, DEMEULENAERE A, et al. Unsteady 3-D conjugated heat transfer simulation of a thermal barrier coated gas turbine bucket[R]. ASME Paper GT2008-50597,2008.

[9] NI R, HUMBER W, FAN G, et al. Comparison of predictions from conjugate heat transfer analysis of a film-cooled turbine vane to experimental data [R]. ASME Paper GT2013-94716,2013.

[10] 王利平,张靖周,姚玉. 敷设热障涂层气冷叶片温度分布数值研究[J]. 航空动力学报,2012,27(2):357-364.

WANG Liping, ZHANG Jingzhou, YAO Yu. Numerical investigation on temperature distribution of an air-cooled and thermal barrier coating blade [J]. Journal of Aerospace Power,2012,27(2):357-364. (in Chinese)

[11] 韩万龙,颜培刚,李超,等. 带热障涂层高温导叶复合冷却数值研究[J]. 工程热物理学报,2014,35(8):1517-1520.

HAN Wanlong, YAN Peigang, LI Chao, et al. Numerical investigation on compound cooling effect of high temperature vane with TBC[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2014,35(8):1517-1520. (in Chinese)

[12] JOHNSON J, KING P, CLARK J, et al. Exploring conjugate CFD heat transfer characteristics for a film-cooled flat plate and 3-D turbine inlet vane [R]. ASME Paper GT2012-68065, 2012.

[13] BUNKER R. A review of shaped hole turbine film-cooling technology[J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 127(4): 441-453.

[14] SHIH T, LIN Y. Controlling secondary-flow structure by leading-edge airfoil fillet and inlet swirl to reduce aerodynamic loss and surface heat transfer[R]. ASME Paper GT2002-30529, 2002.

[15] LYNCH S P, THOLE K A, KOHLI A, et al. Computational predictions of heat transfer and film-cooling for a turbine blade with non-axisymmetric endwall contouring [J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(4): 1641-1653.

[16] KE Z, WANG J. Numerical investigations of pulsed film cooling on an entire turbine vane[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 87(2015): 117-126.

[17] TIMKO L. Energy efficient engine high pressure turbine component test performance report [R]. NASA CR-168289, 1990.

[18] BERGMAN T, INCROPERA F, LAVINE A. Fundamentals of heat and mass transfer[M]. Hoboken: John Wiley and Sons, 2011.

[19] ANSYS Inc. Fluent 15. 0 user's guide[M]. Pittsburgh, WV: ANSYS Inc. , 2013.

[20] RAVELLI S, BARIGOZZI G. Adiabatic and conjugate simulations on the flow field in a gas turbine vane with pressure side film cooling and trailing edge cutback[J]. Journal of Power and Energy, 2014, 228(6): 657-673.

(编辑: 叶 青)