

文章编号: 1000 8055(2010)07-1464-07

叶片前缘圆柱形孔和扩张形孔气膜冷却特性研究

朱惠人, 张霞, 刘存良

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 采用考虑曲率影响的瞬态液晶测量技术测量了叶片前缘扩张形孔和圆柱形孔的气膜冷却特性, 分析了不同孔形在不同平均吹风比下气膜冷却效率的局部分布特征及定量变化关系, 结果表明: ①与圆柱形孔相比, 扩张形孔射流的覆盖面更大, 主要覆盖区域的偏移角度更小; ②圆柱形孔的平均冷却效率在不同测量区域内均随平均吹风比的增加先升高后下降, 扩张形孔的平均冷却效率在孔排间区域随平均吹风比的增加单调升高, 在第二排孔后区域各平均吹风比下基本一致; ③在实验范围内, 扩张形孔的展向平均冷却效率较高。

关 键 词: 气膜冷却; 液晶; 瞬态测量; 气膜冷却效率; 圆柱形孔; 扩张形孔

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Experimental research on film cooling characteristics of cylindrical hole and expanding hole on the leading edge

ZHU Huiren, ZHANG Xia, LIU Cunliang

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Film cooling characteristics of expanding hole and cylindrical hole on the leading edge were measured using a transient liquid crystal measurement technique considering the influence of curvature. Local distribution characteristics and quantitative relationships of different holes' film cooling effectiveness were analyzed under different average blowing ratios. The results show that: (1) As compared with the cylindrical hole, the expanding hole jet has a larger coverage, the offset angle of the main coverage area is smaller. (2) In different test regions, the average cooling effectiveness of cylindrical hole rises firstly and then decreases with increasing average blowing ratio. In the region between the first and second row of holes, the average cooling effectiveness of expanding hole monotonously increases with average blowing ratio. In the downstream region after the second row holes, the average cooling effectiveness of expanding hole is basically the same under all average blowing ratios. (3) Within the experimental range, the laterally averaged effectiveness of expanding hole is much larger than that of cylindrical hole.

Key words: film cooling; liquid crystal; transient measurement;
film cooling effectiveness; cylindrical hole; expanding hole

收稿日期: 2010-01-31; 修订日期: 2010-03-28

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(2007CB707701)

作者简介: 朱惠人(1958-), 男, 陕西西安人, 教授、博士生导师, 博士, 主要研究方向: 航空发动机高温部件的强化传热技术。

涡轮叶片是航空发动机中的高温部件之一, 必须对其采取有效的冷却措施才能保证发动机的正常工作. 叶片前缘区域由于直接受到燃烧室高温燃气的冲击, 往往是叶片热负荷最大的区域, 是涡轮叶片上需要加以保护的重点部位, 因此, 针对叶片前缘气膜冷却特性的研究一直是高温部件冷却技术研究中的热点之一. 文献[1]研究了前缘有三排圆柱形孔的气膜冷却效率, 结果表明在孔排区域及孔排区域下游, 冷却效率随吹风比的增加呈逐渐下降趋势; 文献[2-5]研究了前缘有两排孔的气膜冷却情况下的传热系数和冷却效率, 结果表明二次流流量和湍流度的增加都使冷却效率减小、传热系数增加; 文献[6]测量了不同主流湍流度、二次流和主流密度比及动量比下叶片前缘有一排气膜孔的冷却效率, 结果表明湍流度和动量比的增加使径向平均冷却效率和孔中心线的冷却效率都减小, 密度比对孔中心线的冷却效率影响较小; 文献[7]对静叶前缘气膜冷却特性进行了数值模拟研究, 分析了原始设计的计算结果, 并给出了针对静叶前缘气膜冷却结构的两种改进设计, 得到的计算结果与原始设计相比, 获得了较好的冷气覆盖效果; 文献[8]对具有双排气膜孔的涡轮叶片前缘进行了气膜冷却数值模拟, 结果表明不同的吹风比下, 冷却效率沿流向的分布都是非线性的; 文献[9]实验研究了五种不同孔形在前缘上的气膜冷却特性, 结果表明扩张形孔的冷却特性显著地好于圆柱形孔; 文献[10]利用实验对比研究了前缘带三排圆柱形孔和展向扩张形孔的气膜冷却特性, 结果表明展向扩张形孔极大地改善了冷却特性; 文献[11]实验研究了复合角度对叶片前缘气膜冷却特性的影响, 结果表明在气膜孔倾角一定的情况下, 复合角射流可以提高气膜冷却效率; 文献[12]实验研究了叶片前缘三种不同孔形的气膜冷却特性, 结果表明圆锥形孔的展向平均气膜冷却效率最高. 上述有关文献研究的气膜孔直径与前缘曲率直径之比 d/D 大都小于 0.06. 本文主要针对陆用燃气轮机的叶片前缘气膜冷却特性进行研究, 其 d/D 在 0.075 左右. 这种叶片结构可能会对气膜冷却效率产生影响. 本文采用考虑曲率影响的瞬态液晶测量技术, 得到了细致的、全表面的圆柱形孔和扩张形孔的冷却特性. 实验结果对涡轮叶片前缘冷却结构详细设计及分析有较大的参考价值.

1 实验装置与测试方法

1.1 实验装置

实验在如图 1 所示的系统中完成. 主流由离心风机提供, 经气罐、阀门、稳定段、收缩段、金属网快速加热器、二次收缩段后进入实验测量段. 实验时主流的速度和温度由布置在实验段通道中的皮托管和热电偶测得. 二次流仍由离心风机提供, 经气罐、流量计、加热器、二次流腔、实验模型进入实验测量段. 二次流温度由布置在二次流腔中的热电偶测得, 各气膜孔入口速度和流量根据流量计测得的总流量和气膜孔的入口面积计算得到. 本实验所用流量计的测量精度为 2.5 级.

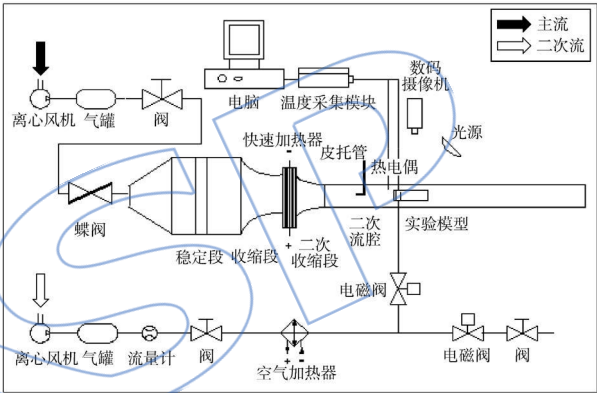


图 1 实验系统图

Fig.1 Sketch of experiment system

实验件及测量区域如图 2 所示, 本实验件由两个半径为 $R=20\text{ mm}$ 的半圆柱面和长度为 90 mm 的平板组成, 其高度为 100 mm , 由有机玻璃制造而成. 在模拟叶片前缘的半圆柱面上开有三排气膜孔, 第一排孔位于前缘驻点线上, 孔数为 5 个, 第二、三排孔位于前缘驻点线 $\pm 30^\circ$ 位置处各有一排气膜孔, 孔数都为 6 个, 各排孔由同一个二次流腔供气, 各气膜孔的孔径 d 都相等为 3 mm , 孔间距 $p=6d$, 孔轴线在高度方向上与表面的夹角为 30° , 与表面上气流的夹角为 90° . 图 2 中的阴影部分即为实验测量区域, 其中圆柱形孔测量的展向范围为 $(-8d, 8d)$, 扩张形孔测量的展向范围为 $(-7d, 7d)$, 两孔形测量的流向范围都是 $(0, 8.5d)$. 孔形参见图 3, 图中箭头方向表示冷气进气方向.

1.2 测量原理

采用瞬态传热测量技术测量叶片前缘的冷却效率和传热系数. 瞬态传热测量是指: 在流场已达

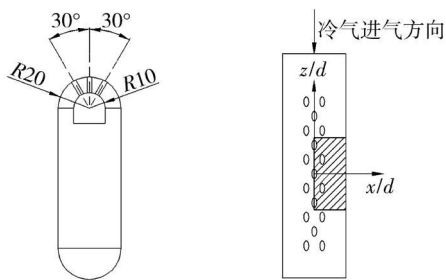


图 2 实验件及测量区域示意图

Fig. 2 Sketch of tested region and experimental model

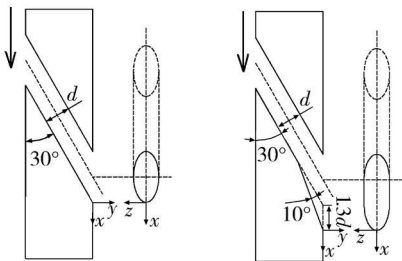


图 3 孔形图

Fig. 3 Configurations of the tested film cooling holes

稳定,但温度场还未稳定的条件下通过测量实验件表面温度的变化以及主流、二次流温度的变化,得到实验件表面各点处的气膜冷却效率和对流传热系数.瞬态测量基于一维半无限大非稳态导热理论.一维非稳态导热控制方程为

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = a^2 \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial y^2}, \quad a = \frac{\lambda}{\sqrt{\rho c}} \quad (1)$$

其中 λ, ρ, c, a 分别为实验件的导热系数,密度,比热容和热扩散率.

实验件换热面 ($y = 0$) 的边界条件为第三类边界条件

$$\lambda \frac{\partial T(y=0,t)}{\partial y} = h[T_s(t) - T_{aw}(t)] \quad (2)$$

由于壁面温度与周围环境温度相差很小,因此式(2)忽略了壁面与环境的辐射换热热流,式中 h 为气膜冷却条件下的表面传热系数, $T_{aw}(t)$ 为绝热壁温,可表示为主流温度 $T_g(t)$ 、二次流温度 $T_c(t)$ 、冷却效率 η 的表达式

$$T_{aw}(t) = (1 - \eta)T_g(t) + \eta T_c(t) \quad (3)$$

在实验中主流和二次流温度是随时间变化的,变化过程可拟合为时间的多项式函数

$$T_g(t) = \sum_{m=0}^{M_1} B_m \frac{t^m}{\Gamma(m+1)} \quad (4)$$

$$T_c(t) = \sum_{n=0}^{N_1} A_n \frac{t^n}{\Gamma(n+1)} \quad (5)$$

其中 A_n, B_m 为拟合系数, M_1, N_1 为拟合次数.

实验的初始温度 T_i 是在实验件温度均匀一致后、实验开始前由热电偶测得的, $T_i = T_0$.

式(1)~(5)组成了一个气膜冷却条件下一维半无限大平板非稳态导热的定解问题,利用拉普拉斯变换的方法可以得到实验件表面某一点在时刻 t 的温度 $T_s(t)$ 的解析式,由于本实验模型为半圆柱,考虑到曲率影响,根据文献[13],得到的最终解析式为

$$T_s(t) = \frac{\sum_{n=0}^N A_n \eta \beta^{2n} \left[\sum_{k=0}^{2n} \frac{(-\beta \sqrt{t})^k}{\Gamma\left(\frac{k}{2} + 1\right)} - E_0 \right]}{1 - \frac{\lambda}{2hR}} + \frac{\sum_{m=0}^M B_m (1 - \eta) \beta^{2m} \left[\sum_{k=0}^{2m} \frac{(-\beta \sqrt{t})^k}{\Gamma\left(\frac{k}{2} + 1\right)} - E_0 \right]}{1 - \frac{\lambda}{2hR}} + \frac{T_0(E_0 - 1)}{1 - \frac{\lambda}{2hR}} + T_0 \quad (6)$$

其中

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_g}{T_c - T_g}, \quad \beta = \frac{h - \frac{\lambda}{2R}}{\sqrt{\rho c \lambda}},$$

$$E_0 = e^{\beta^2 t} \cdot \text{erfc}(\beta \sqrt{t})$$

T_g, T_c, T_{aw} 和 T_s 分别为主流温度、二次流温度、绝热壁温和壁面温度, $T_s(t)$ 为时刻 t 时实验件当地表面温度, A_n 和 B_m 为二次流和主流温度随时间变化曲线拟合系数, ρ, c, λ 分别为实验件材料的密度、比热容和导热系数.

实验过程中只要同时测出主流温度、二次流温度、实验件表面温度 $T_s(t)$ 随时刻 t 的变化曲线,代入式(6),即可得到 η 和 h 的一个方程.在相同气动条件下,改变主流或二次流温度,进行两次或多次实验就可依据相应的数学方法求解出实验件表面各点处的 η 和 h ,本文主要分析冷却效率的结果.本实验中实验件表面各点的 $T_s(t)$ 及 t 通过 DV(digital video) 拍摄实验件表面窄带热色液晶的变色过程测得.本实验采用的是型号为 SPN/R35C1W 的窄带液晶,该液晶是由 Hallcrest 公司生产的,其热响应时间为 0.3 ms.

1.3 误差分析

瞬态传热测量误差主要包括温度测量误差 ΔT ; 时间测量误差 Δt ; 以及测量板物性参数误差 $\Delta \sqrt{\rho c \lambda}$ 在本实验中热电偶测温误差以及液晶测温误差 $\Delta T = \pm 0.2 \text{ K}$, 时间测量误差 $\Delta t = \pm 0.1 \text{ s}$, 测量板物性参数误差 $\Delta \sqrt{\rho c \lambda} = \pm 20$. 根据误差计算方法可以估计出冷却效率测量结果的相对误差约为 8%.

2 实验结果及分析

2.1 实验工况

平均吹风比定义为

$$M = \rho_c u_c / \rho_g u_g \tag{7}$$

其中 ρ_g 为主流密度, u_g 为主流来流速度, ρ_c 为二次流密度, u_c 为气膜孔内平均速度. 平均吹风比的变化是通过改变二次流量实现的, 本实验在四个平均吹风比下 ($M = 0.7, 1, 1.4, 2$) 进行. 基于前缘直径的主流雷诺数保持不变, $Re_d = \rho_g u_g d / \mu_g = 38\,000$, 其中 d 为气膜孔直径, μ_g 为主流的动力黏度.

2.2 冷却效率分布结果与讨论

图 4 给出了平均吹风比为 0.7, 1, 1.4 和 2 时测量得到的圆柱形孔气膜冷却效率分布云图. 由图 4(a) 可以看出, 在平均吹风比为 0.7 的工况下, 第一排各气膜孔的展向正下方区域冷却效率较高, 而流向下游的大部分区域冷却效率较低, 原因有两个: 第一, 第一排孔位于驻点区, 只有展向倾角没有流向倾角, 在惯性作用下二次流主要覆盖展向区域, 而在气膜孔下游区域的覆盖效果较差; 第二, 主流的侧向分速度很小, 气流的侧向作用也很小. 第二排孔喷出的气流在下游区域覆盖面积较大, 冷却效率较高, 这是由于第二排孔的实际吹风比较第一排孔的小, 射流穿透性弱, 喷出后在主流作用下很快地贴附在壁面上, 使得它在气膜孔近下游区域的覆盖范围较大, 冷却效率也较高, 同时由于主流的侧向分速度大, 气流的侧向作用增强, 使得气流在下游区域的影响范围变大. 由图还可以看出, 相邻射流间区域冷却效率非常低, 这表明冷气未扩散到该区域.

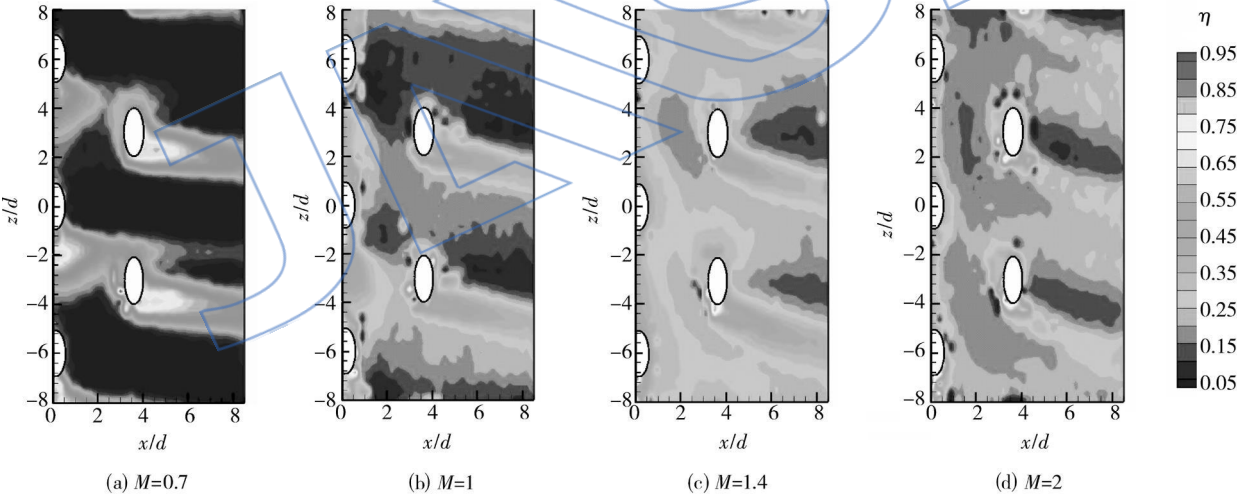


图 4 圆柱形孔气膜冷却效率分布云图
Fig. 4 Contours of film cooling effectiveness distribution of cylindrical hole

比较图 4 (a)(b)(c) 可知, 随着平均吹风比的增加, 圆柱形孔射流轨迹逐渐向下偏移, 而且平均吹风比越大, 偏移角度越大, 这是由于平均吹风比增大, 射流速度增加, 使得射流展向速度增大导致的. 第一、二孔排间区域内, 随着平均吹风比的增加, 整体覆盖效果趋于均匀, 这是由于射流量增大, 主流与二次流相互间的剪切摩擦增大, 气流掺混增强, 使得射流的影响区域变大; 第二排孔后区

域内, 冷却效率的分布特点相似, 都是射流流经区域冷却效率较高, 相邻射流间区域相对较低, 随着平均吹风的增加, 气流在该区域的覆盖效果趋于均匀.

由图 4(d) 可知, 在平均吹风比为 2 的工况下, 由于平均吹风比增大, 动量比增加, 射流的穿透性增强, 贴附性减弱, 射流喷出气膜孔后脱离了壁面(如图所示的 $5 < x/d < 6$ 区域), 使得气膜在

下游的主要覆盖区域变窄, 覆盖效果变差. 在流向下游的过程中, 冷却效率逐渐升高(如图所示 $x/d=6$ 以后的下游区域), 这是因为射流在主流的作用下流向壁面的趋势, 同时由于射流流量很大, 射流与主流的掺混扩大了射流的影响区域, 使得相邻射流间区域的冷却效率也较高. 文献[2] 中的圆柱形孔射流在平均吹风比为 2 时没有出现再附着的情况, 而本实验有这种情况, 这可能是由于本实验研究的 d/D 较大, 相同平均吹风比下, 受主流的影响较大, 更容易出现再附着的情况.

图 5 给出了平均吹风比为 0. 7, 1, 1. 4 和 2 时测量得到的扩张形孔气膜冷却效率分布云图. 由图 5(a) 可知, 扩张形孔冷却效率的分布特点与圆柱形孔基本相同, 但扩张形孔射流的覆盖效果更好, 具体表现在覆盖范围更大, 冷却效率更高, 这是由于扩张形孔展向宽度大, 射流的展向速度低, 在主流的作用下更容易贴附在壁面上. 由于同样的原因, 射流在第二排孔的覆盖范围比圆柱形的大, 冷却效率也比圆柱形的高, 相邻射流间区域的冷却效率也得到了改善.

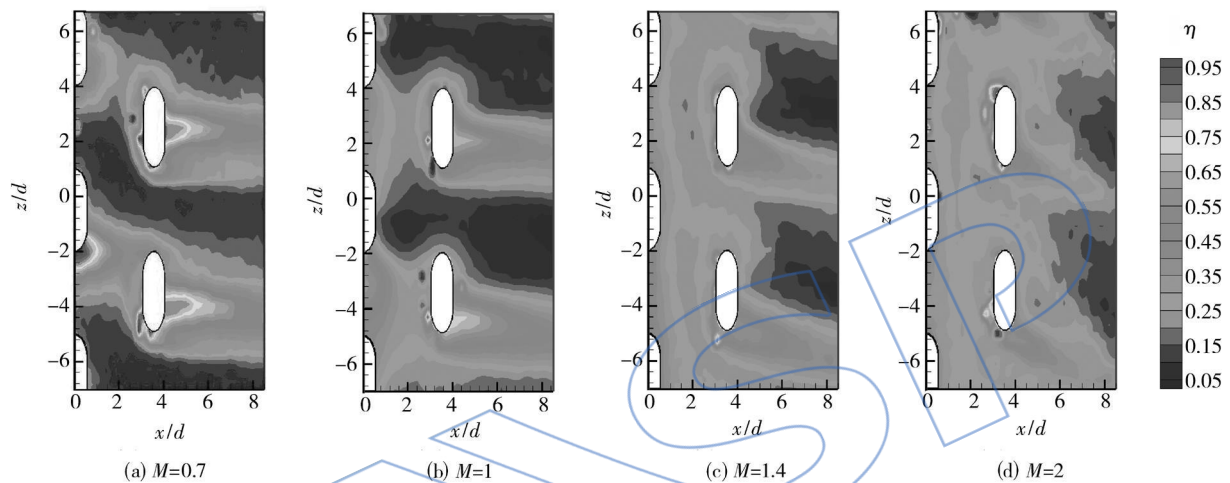


图 5 扩张形孔气膜冷却效率分布云图
Fig. 5 Contours of film cooling effectiveness distribution of expanding hole

由图 5 各图可以看出, 随着平均吹风比的增加, 扩张形孔射流轨迹逐渐向下偏移, 而且平均吹风比越大, 偏移角度越大, 虽然文献[9] 中的扩张形孔在结构上与本实验研究的稍有差异, 但文献[9] 中的扩张形孔也有类似的分布特点. 相同工况下, 扩张形孔射流轨迹的偏移角度比圆柱形的小, 这是由扩张形孔出口展向宽度大, 射流展向速度低导致的. 第一、二孔排间区域内, 随平均吹风比的增加, 整体覆盖效果趋于均匀, 这是因为扩张形孔出口面积大, 射流喷出后在主流作用下很快地贴附在壁面上, 而且扩张形孔的出口展向宽度大, 相应射流的展向宽度也比较大, 可以覆盖比出口更宽的区域. 第二排孔后区域内, 扩张形孔在平均吹风比为 0. 7, 1, 1. 4 的工况下的分布特点与圆柱形孔相似, 但扩张形孔射流的覆盖效果更好; 平均吹风比为 2 的工况下, 两者的分布特点差异显著, 扩张形孔射流仍能贴附在壁面上, 没有出现射流脱离壁面后又附着的情况, 射流在孔附近下游区域的冷却效率较高, 随着流向下游, 主流与射流

的掺混使得射流的影响范围越来越小, 冷却效率也越来越低. 文献[9] 中扩张形孔在平均吹风比为 1. 3 和 1. 7 时的分布特点与本实验中扩张形孔在平均吹风比为 1. 4 时的基本一样.

2. 3 平均冷却效率分析

图 6 给出了两种孔形在各平均吹风比下的展向平均冷却效率沿流向的分布. 图中 C-hole 表示圆柱形孔, Far-hole 表示扩张形孔. 由图 6(a) 可知, 平均吹风比为 0. 7, 1, 1. 4 时, 圆柱形孔的平均冷却效率随平均吹风比的增加而升高, 在 1. 4 时达到最高, 当平均吹风比增加到 2 时, 平均冷却效率较平均吹风比为 1. 4 时有所降低, 这是由圆柱形孔射流在大平均吹风比下脱离壁面后又附着造成的. 由图 6(b) 可知, 扩张形孔的平均冷却效率在第一、二孔排间区域随平均吹风比的增加单调升高, 第二排孔后区域的平均冷却效率在各平均吹风比下基本一致, 只是在平均吹风比为 0. 7 时稍微偏高一点.

比较图 6(c) (d) 可知, 沿流向两种孔形的平

均冷却效率的变化规律基本一致, 平均冷却效率都是在第一排和第二排气膜孔之间先下降后上升, 经过第二排气膜孔后又不断下降. 这是由于小吹风比的射流从第一排气膜孔喷出后很快地贴附在壁面上, 射流与主流的掺混使得气膜的温度沿流向逐渐升高, 冷却效率也就逐渐降低; 由于受到第二排气膜孔射流的影响, 掺混温度逐渐降低, 导致第二排气膜孔前的冷却效率越来越高. 相同原因导致平均冷却效率经过第二排气膜孔之后又不断下降. 平均吹风比为 0.7 时, 扩张形孔的平均冷却效率明显高于圆形孔, 而平均吹风比为 1.4 时, 两种孔形的平均冷却效率基本相等.

由图 6 (e) 可知, 在平均吹风比为 2 的工况下, 圆柱形孔的平均冷却效率沿流向经过第二排气膜孔下降后又有上升的趋势, 而扩张形孔的平均冷却效率单调下降. 这是因为大吹风比下, 圆柱形孔射流喷出后很快脱离壁面, 造成上游区域冷却效率较低, 但射流在下游重新贴回壁面, 冷却效率又得以提高; 而扩张形孔射流喷出后在主流作用下仍能很快地贴附在壁面上, 且冷却效率沿流向逐渐降低.

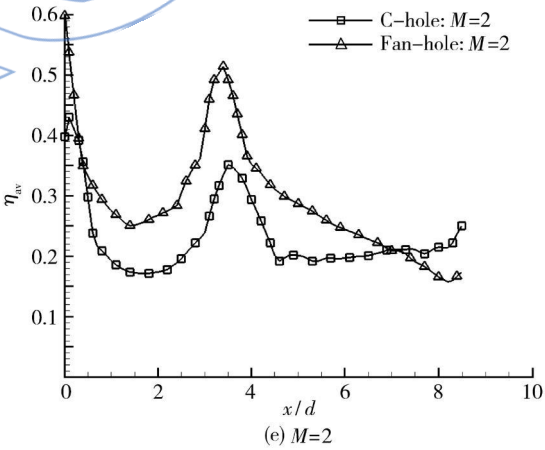
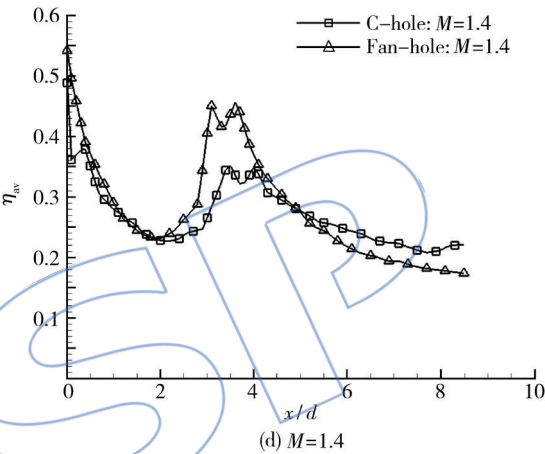
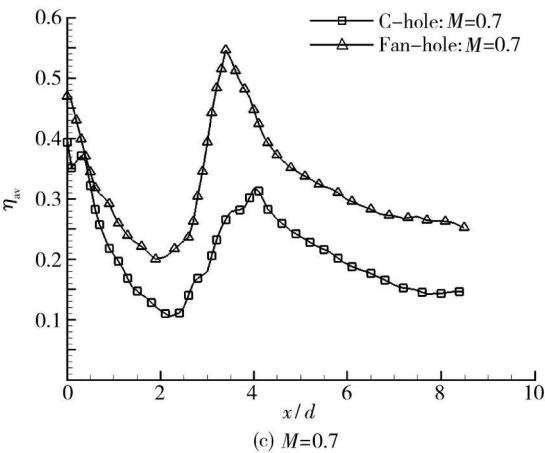
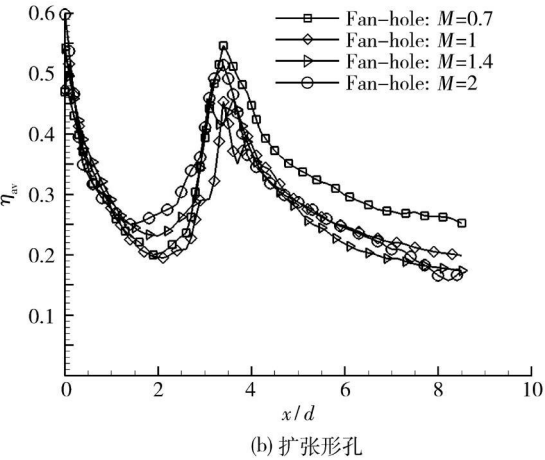
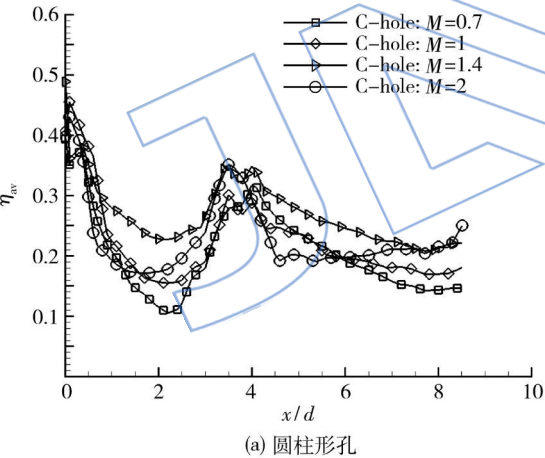


图 6 展向平均气膜冷却效率沿流向分布
Fig. 6 Streamwise distribution of laterally averaged film cooling effectiveness

观察图 6 (c) (d) (e) 可得, 相对于圆柱形孔, 平均吹风比为 0.7 时, 扩张形孔平均冷却效率平均提高了约 70%; 平均吹风比为 1.4 时两种孔形的平均冷却效率基本一致; 平均吹风比为 2 时平均提高了约 50%. 这表明扩张形孔对冷气的利用率高于圆柱形孔, 其主要原因就在于扩张形孔的出口面积大、宽度宽, 减弱了射流的穿透、增大了



射流的展向覆盖范围,从而导致冷气充分在壁面上的覆盖效果较好.现代燃气轮机的燃气温度越来越高,但用于冷却的用气量又受到限制,为了保证高温部件能在更高的燃气环境中工作,必须采用高效的冷却结构,尽量提高冷却用气的利用率,本文研究的扩张形孔更能适应这种发展趋势的需求.

3 结 论

本文在考虑曲率的影响下采用瞬态液晶测量技术获得了叶片前缘扩张形孔的气膜冷却效率分布云图,并对其局部分布特点进行了分析讨论,主要有以下几点结论:

1) 二次流喷出后覆盖区域的方位取决于孔形和平均吹风比.

2) 与圆柱形孔相比,扩张形孔射流的覆盖面更大,主要覆盖区域的偏移角度更小.

3) 在不同测量区域内,圆柱形孔在平均吹风比为 1.4 时的覆盖效果最好,平均冷却效率最高;扩张形孔的平均冷却效率在第一、二孔排间区域随平均吹风比的增加单调升高,第二排孔后区域的平均冷却效率在各平均吹风比下基本一致,只是在平均吹风比为 0.7 时稍偏高一点.

4) 总体来说,在实验范围内,扩张形孔的展向平均冷却效率高于圆柱形孔.

参考文献:

[1] 朱惠人,许都纯,郭涛.叶片前缘气膜冷却效率的实验研究[J].航空动力学报,1999,14(2):205-208.
ZHU Huiren, XU Duchun, GUO Tao. Experimental investigation of film cooling effectiveness on turbine blade leading edge[J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(2): 205-208. (in Chinese)

[2] Ou S, Rivir R B. Leading edge film cooling heat transfer with high free stream turbulence using a transient liquid crystal image method[J]. Journal of Heat and Fluid Flow, 2001, 22(6): 614-623.

[3] William D Y, Leylek J H. Leading edge film cooling physics: Part I - Adiabatic effectiveness[R]. ASME GT-2002-

30166, 2002.

[4] William D Y, Leylek J H. Leading edge film cooling physics: Part II - Heat transfer coefficients[R]. ASME GT-2002-30167, 2002.

[5] Mehendale A B, Han J C. Influence of high mainstream turbulence on leading edge film cooling heat transfer[R]. ASME 90 GT-9, 1990.

[6] 李广超,朱惠人,廖乃冰,等.气动参数对前缘气膜冷却效率影响的实验[J].航空动力学报,2008,23(2):215-220.
LI Guangchao, ZHU Huiren, LIAO Naibing, et al. Influence of aerodynamic parameters on film cooling effectiveness on the vane leading edge[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(2): 215-220. (in Chinese)

[7] 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.
LIU Jie, AN Baitao, JIANG Hongde, et al. Numerical simulation and design improvement of leading edge film cooling in an inlet guide vane[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(2): 331-339. (in Chinese)

[8] 戴萍,林枫.涡轮叶片前缘气膜冷却数值模拟[J].航空动力学报,2009,23(3):519-525.
DAI Ping, LIN Feng. Numerical simulation of film cooling in leading edge of turbine blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 23(3): 519-525. (in Chinese)

[9] Kim Y J, Kim S M. Influence of shaped injection holes on turbine blade leading edge film cooling[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47: 245-256.

[10] Reiss H, Bolcs A. Experimental study of showerhead cooling on a cylinder comparing several configurations using cylindrical and shaped holes[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): 161(10 pages).

[11] Lu Y P, Allison D, Ekkad S V. Turbine blade showerhead film cooling: influence of hole angle and shaping[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2007, 28: 922-931.

[12] Falcoz C, Weigand B, Ott P. Experimental investigations on showerhead cooling on a blunt body[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49: 1287-1298.

[13] Wagner G, Schneider E, Wolfersdorf J V, et al. Method for analysis of showerhead film cooling experiments on highly curved surfaces[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2007, 31: 381-389.