

文章编号: 1000-8055(2009)09-1959-07

基于瞬态液晶全表面测量技术的 圆柱形孔气膜冷却特性研究

刘存良, 朱惠人, 白江涛, 许都纯
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 采用瞬态液晶测量技术测量了圆柱形孔的冷却特性分布, 研究了动量比的影响. 结果表明: 大动量比下, 射流脱离壁面后重新贴回壁面, 冷却效率沿流向率逐渐升高, 且下游孔间区域的冷却效率较高; 小动量比的冷却效率分布规律与此相反. 动量比越大, 换热增强效果越显著; 在上游区域, 大动量比射流诱导出的回流涡形成了一个局部强换热区; 在下游区域, 各个动量比的传热系数分布比较相似, 两孔中间区域的换热强于孔中心线附近区域.

关 键 词: 气膜冷却; 全表面测量; 液晶; 冷却效率; 传热系数

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Experimental research on film cooling characteristics of cylindrical hole with transient liquid crystal measurement technique

LIU Cunliang, ZHU Huiran, BAI Jiangtao, XU Duchen

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Film cooling characteristics of cylindrical hole were measured using a transient liquid crystal measurement technique which can process nonuniform initial temperature. The influence of momentum flux ratio was tested. The results show that jets of large momentum ratio lift off from the wall after ejecting out and the cooling effectiveness in the upstream is very low. However, the area covered by jet and the effectiveness increase stream-wise because the jets reattach the wall after lifting off, and moreover the cooling effectiveness in the region between adjacent holes is higher than that in the downstream hole centerline region. The cooling effectiveness distribution of small momentum ratio is just opposite to that of large momentum ratio. The normalized heat transfer coefficient distributions are similar for all momentum ratios in the downstream region. Heat transfer in the region between jets is stronger than the heat transfer in the hole centerline region because of the couple vortices. In the upstream region, a large and strong vortex is induced by the lifting off jet. And, a local region with high normalized heat transfer coefficient is formed due to this vortex.

Key words: film cooling; full-surface measurement; liquid crystal; film cooling effectiveness; heat transfer coefficient

现代航空发动机要求更大的输出功率和更高的热效率, 这使得涡轮前进口温度不断的提

高, 为了保证高温部件有足够长的工作寿命, 冷却技术必不可少, 其中的关键技术之一便是

收稿日期: 2008-09-28; 修订日期: 2008-11-24

基金项目: 国家 973 基金(2007CB707701)

作者简介: 刘存良(1983-), 男, 河北衡水人, 博士生, 主要研究领域: 航空发动机高温部件的强化传热技术.

气膜冷却^[1]. 现代冷却系统设计需要预测出准确的叶片表面最高温度和温度梯度, 以保证冷却系统满足叶片设计寿命的要求, 具体到气膜冷却设计, 这就需要细致的、包含更多局部信息的、全表面的气膜冷却特性分布信息. 国内外的研究者们正在利用先进的测试手段朝着这个方向不断的前进: 文献[2] 利用传质类比的方法测量了圆柱形孔下游的冷却效率和传热系数, 文献[3-4] 则利用瞬态液晶传热测量方法测量了扩张形孔及圆柱形孔的冷却特性; 国内的研究可见于文献[5-7], 文献[5-6] 分别利用宽带热色液晶测温技术测量了平板上圆柱形气膜孔在不同吹风比下的气膜冷却效率, 文献[7] 则用红外测量技术测量了突片作用下圆柱形气膜孔下游的冷却效率. 文献[2-7] 得到了较为满意的结果, 但在细致的全表面冷却特性分布信息方面仍有不足. 为了弥补这一不

足, 本文应用温度分辨率较高的窄带热色液晶, 测量得到了细致的、全表面的圆柱形孔气膜冷却效率分布和传热系数分布, 揭示了一些局部的细节信息, 研究了动量比的影响. 实验结果对圆柱形孔气膜冷却的工程应用有较大参考价值.

1 实验装置与测试方法

1.1 实验装置

实验在如图 1 所示的实验系统中完成. 主流经气罐、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. 二次流经流量计、加热器、二次流腔、气膜孔模块进入实验测量段. 气膜孔模块上有一排气膜孔, 圆柱形孔排由 5 个气膜孔组成, 孔间距为 $3D$; 孔轴线与壁面夹角为 35° . 圆柱形孔排和测量区域示意图如图 2 所示.

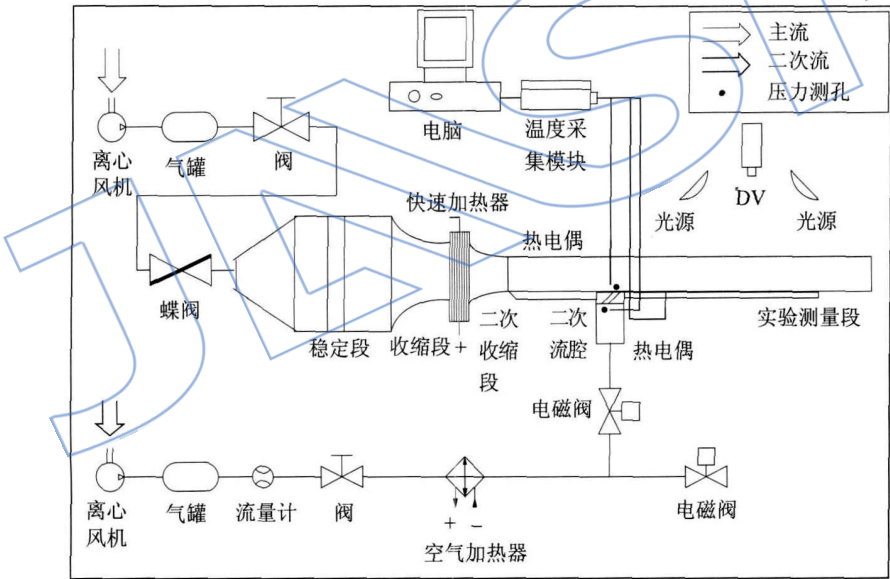


图 1 实验系统图
Fig. 1 Sketch of experiment system

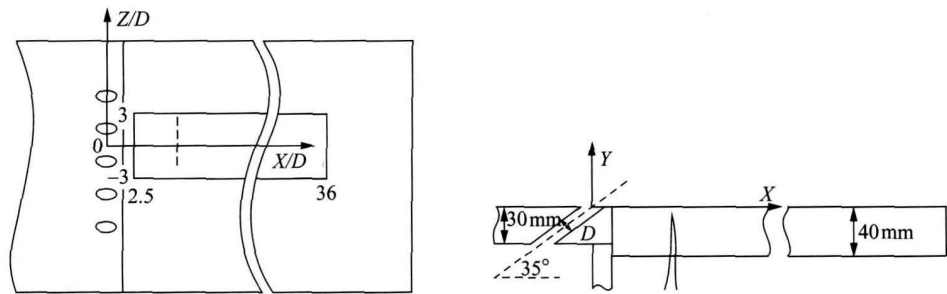


图 2 气膜孔排及测量区域示意图
Fig. 2 Diagrammatic sketch of test region and the film cooling hole row

1.2 测量方法

实验采用基于瞬态导热理论的热色液晶测量技术进行, 该项技术在国外已发展得较为成熟了, 已广泛的应用于传热的单参数问题、双参数问题的实验测量中^[3,4], 本文所采用的测量技术是基于文献[4]中的气膜冷却(属于传热的双参数问题)瞬态传热测量方法改进而成的, 主要特点是能够处理测量板内的纵向初始温度不均匀的情况, 目的是缩短两次实验之间的间隙, 提高实验效率. 经推导, 相应双参数问题(冷却效率 η 和传热系数 h) 的基本计算公式具有以下形式:

$$T_s(t) = \sum_{n=0}^N A_n \eta \beta^{2n} \left[\sum_{k=0}^{2n} \frac{(\tau \beta \sqrt{t})^k}{\Gamma\left(\frac{k}{2} + 1\right)} - E_0 \right] + \sum_{m=0}^M B_m (1 - \eta) \beta^{2m} \left[\sum_{k=0}^{2m} \frac{(\tau \beta \sqrt{t})^k}{\Gamma\left(\frac{k}{2} + 1\right)} - E_0 \right] + \left\{ A E_0 + \frac{a B}{\beta} [1 - E_0] + \frac{2a^2 C}{2} \left[\frac{2\sqrt{t}}{\sqrt{\pi}} - \frac{1}{\beta} + \frac{E_0}{\beta} \right] + \frac{6a^3 D}{\beta} \left[t - \frac{2\sqrt{t}}{\beta \sqrt{\pi}} + \frac{1 - E_0}{\beta^2} \right] \right\} \quad (1)$$

其中传热系数 h 以气膜冷却条件下的绝热壁温为换热温度, 即 $h = q/(T_{aw} - T_s)$, 式(1)中 $\eta = (T_{aw} - T_g)/(T_c - T_g)$, $\beta = h/\sqrt{\rho_c \lambda}$, $E_0 = e^{\beta^2 t} \cdot \text{erfc}(\beta \sqrt{t})$, 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(亦即气膜冷却条件下壁面附近的混合气体恢复温度)和壁面温度, $T_s(t)$ 为时刻 t 测量板当地表面温度, 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^[4], ρ_c 和 λ 分别为测量板材料的密度、比热容和导热系数, 本实验中测量板材料为有机玻璃. 上式右侧第二部分即为考虑测量板初始温度分布不均匀时进行的修正, 上式的使用条件是测量板内的初始温度分布具有以下形式:

$$T_i(y) = f(y) = A + By + Cy^2 + Dy^3 \quad t = 0 \quad (2)$$

式中的各项系数是通过在测量板内布置若干测温点, 根据测量数据进行拟合分析得到的.

实验时要求在零时刻测量出测量板的初始温度分布, 用于拟合求解式(2)中的各项系数. 而根据式(1), 试验过程中只要同时测出主流温度、二次流温度、测量板表面温度 $T_s(t)$ 随时刻 t 的变化曲线, 代入式(1), 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变化速率, 进行两次或多次实验就可依据相应的数学方法求解出测量板表面各点处的 η 和 h .

本实验中气流温度采用热电偶测量, 采集频率为 10 Hz. 测量板表面各点的 $T_s(t)$ 及 t 通过 3CCD(charge coupled device)数码相机以 25 帧/s 的速率拍摄测量板表面窄带热色液晶的变色过程测得. 液晶测温原理及图像处理技术参见文献[8-9].

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传热系数测量结果的相对误差约为 6%, 冷却效率测量结果的相对误差约为 8%.

在大部分传热试验中, 测量板表面的传热系数都存在空间梯度, 由此带来的测量板内侧向导热引起的误差也是不可避免的, 文献[10]的研究表明, 在传热系数梯度不是很大的瞬态传热实验中(小于 $70\,000 \text{ W/m}^3 \cdot \text{K}$), 其内部侧向导热对瞬态测量结果的影响非常小(小于 3.5%). 本实验条件下的最大传热系数梯度约为 $20\,000 \text{ W/m}^3 \cdot \text{K}$, 因此可以忽略侧向导热引起的误差.

2 实验结果及分析

2.1 实验工况

本实验在主流雷诺数 $Re_D = \rho_g U_g D/\mu_g = 10\,000$ 的条件下进行, 其中 ρ_g , U_g , D 和 μ_g 分别为主流密度、主流速度、气膜孔直径和主流的动力黏性系数. 相似性理论和大量的实验研究表明影响气膜冷却传热系数和冷却效率分布的主要相似性参数是动量比^[11], 实验测量了 4 个动量比: 0.5, 1.0, 2.0, 4.0 下的冷却效率和传热系数, 不同的动量比通过调节二次流流量来实现, 动量比定义为

$$I = \rho_c U_c^2 / \rho_g U_g^2 \quad (3)$$

其中 ρ_c 和 U_c 分别二次流密度, 气膜孔入口截面上的二次流平均速度.

本文使用各个点上的传热系数比, 即有气膜时传热系数与无气膜时传热系数的比值 h/h_0 来分析气膜冷却的对流传热特性. 其中 h_0 与 h 的测量方法相似, 计算公式仍为式(1), 只不过因为没

有二次流, $\eta = 0$, 方程只有一个未知数 h_0 .

2 2 冷却效率分布结果与讨论

图 3 给出了测得的各个动量比下的冷却效率分布云图. 在动量比 0.5 工况下, 气膜冷却效率分布呈现出: 上游区域高, 下游区域低; 相同流向位置处气膜孔中心线附近冷却效率高, 两侧冷却效率低的特点. 这是由于小动量比的射流穿透性弱, 喷出后在主流作用下很快的贴附在壁面上, 相对于穿透性强的动量比射流, 它在气膜孔近下游区域的覆盖范围最大, 冷却效率也最高. 随着流向下游区域, 由于射流的流量较小, 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.

由图 3(b) 的冷却效率云图可知动量比 1 的射流穿透性较强, 使得射流在上游区域的影响范围较动量比 0.5 的小, 冷却效率也较低. 虽然动量比 1.0 的冷却效率沿流向是逐渐降低的, 但是由于射流的流量较大, 射流与主流的掺混反而增大了射流在下游区域的影响区域(见图 3(b)).

从图 3(d) 可知, 由于大动量比射流的穿透性强, 喷出气膜孔后脱离了壁面, 使得射流在上游的影响区域非常小, 冷却效率也很低. 在流向下游的过程中, 在主流的作用下射流有流向壁面的趋势, 而且由于射流流量很大, 射流与主流的掺混扩大了射流的影响区域, 从图 3 可知在动量比 2.0 下, 射流覆盖了 $X/D = 18$ 以后的整个下游区域, 在动量比 4.0 下, 射流覆盖了 $X/D = 12$ 以后的整个下游区域, 而且动量比 4.0 下游孔间区域的冷却效率高于孔中心线区域, 这是与小动量比气膜冷却一个显著的区别.

由于动量比 2 射流的穿透性相对较弱, 流量也相对较小, 使得上游区域的冷却效率高于动量比 4.0 的, 而在下游则低于动量比 4.0 的(见图 3(b)).

2 3 换热系数比分布结果与讨论

图 4 给出了测得的各个动量比下的传热系数比分布云图. 由图 4 可知各个动量比的传热系数比分布在 $X/D > 11$ 的下游区域有一个共同的特点: 两气膜孔中间区域的传热系数比较高, 而气膜孔中心线附近区域的传热系数比较低, 而且越往下游低传热系数区域越大. 我们可以从圆柱形孔气膜冷却流动结构上获得传热系数比如此分布的原因. 图 5 是作者通过数值模拟方法得到的圆柱形孔气膜冷却在下游垂直于流动方向截面上的速度矢量图^[12], 文献[13-14] 分别通过数值模拟和实验测量的方法都证实了这种耦合涡结构是圆柱形孔气膜冷却流场中的典型流动结构, 图 5 显示了两个孔下游的耦合涡, 孔中心线分别在 $Z/D = -1.5$ 处和 $Z/D = 1.5$ 处. 我们从图 5 上可以看出, 两个孔的耦合涡在两孔中间形成了类似于冲击的流动结构, 这种流动结构可以减薄边界层厚度, 显著的增强冲击区的换热, 从而在两孔中间区域形成强换热区; 但耦合涡在孔中心线附近区域形成了与冲击相反的流动结构(见图 5), 这种流动结构会减小壁面附近的速度梯度, 从而使得边界层厚度增加, 削弱这里的对流换热强度, 而且由于耦合涡沿流向逐渐发展增大, 反冲击流动结构的影响范围也逐渐增大, 使得气膜孔中心线附近的低传热系数区域沿流向逐渐增大(见图 4). 由于只有各个孔的耦合涡比较接

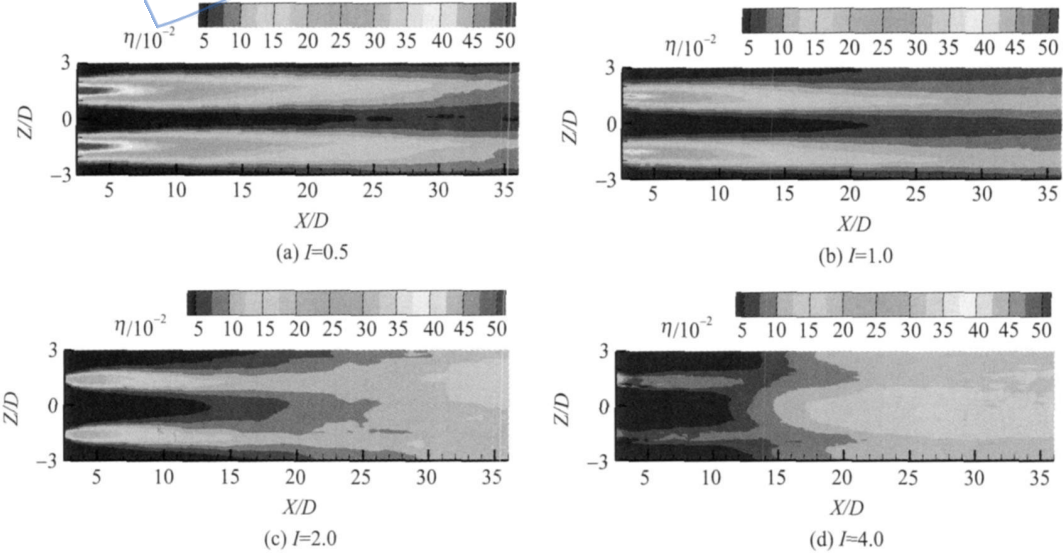


图 3 气膜冷却效率分布云图

Fig. 3 Contours of film cooling effectiveness distribution

近的时候, 这种流动结构才会形成, 并发挥作用, 所以各个动量比下的传热系数比分布在 $X/D > 11$ 的下游区域才开始显示出这个特点.

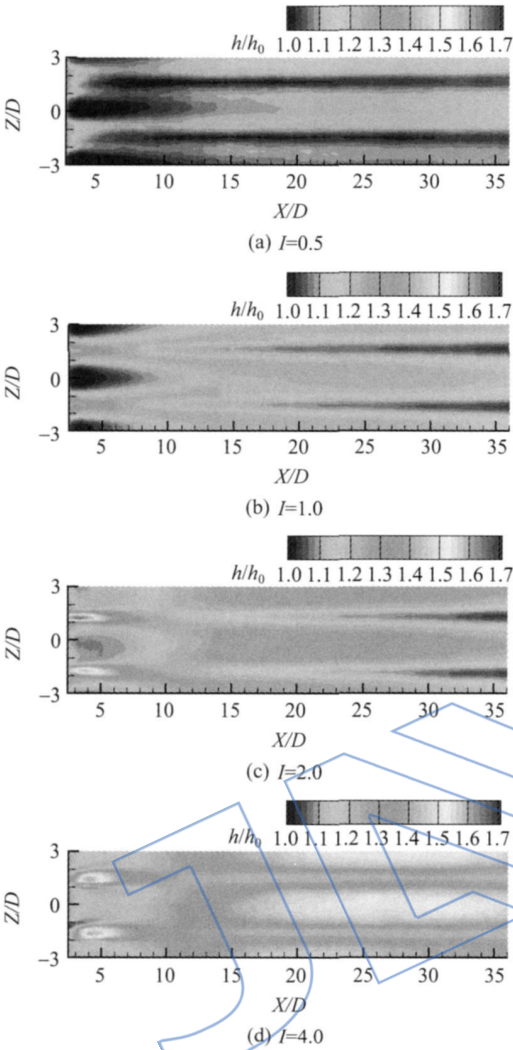


图 4 气膜冷却传热系数分布云图

Fig. 4 Contours of relative heat transfer coefficient distribution

在 $X/D < 11$ 的上游区域, 各个动量比的传热系数比分布显示出不同的特点. 动量比 0.5 下, 射流喷出后与主流强烈的相互作用会极大的增强孔附近下游区域的湍流扰动, 从而使得孔正下游 $X/D < 4$ 范围内的换热得到了较显著的增强; 随着流向下游, 孔中心线附近的换热增强效果迅速衰减, 但对涡的作用使得孔中心线两侧的传热有一定的增强; 两孔中间区域的换热在上游没有受到射流太大的影响, 传热系数比保持在 1 左右. 动量比 1 下, 由于射流的速度较高, 孔正下游更远范围内的换热得到了增强; 由于耦合涡的作用, 在 $X/D > 8$ 以后, 孔中心线附近的传热系数比逐渐降低, 而两孔中间区域的传热系数比逐渐升高. 在

更大的动量比下, 由图 4(c) 和图 4(d) 可知气膜孔近下游区域的传热系数比分布呈现出两个特点: 一, 气膜孔中心线附近出现了一个局部强换热区, 而且动量比越大, 局部强换热区的范围越大、位置越靠下游; 二, 两气膜孔中间区域的换热得到了一定程度的增强, 动量比越大, 增强越显著. 第一个分布特点是由于大动量比下射流喷出后脱离了壁面, 高速射流在射流下方诱导出一个如图 6 所示的回流涡, 这个涡对壁面的冲刷作用使这里形成了一个局部强换热区, 而且动量比越大, 诱导出的回流涡也越大、涡中心也越靠下游, 使得局部强换热区的范围增大、中心远离气膜孔. 两气膜孔中间区域的换热增强主要是由于大动量射流对主流的“排挤”作用使主流在两孔中间区域加速造成的, 动量比越大, 主流受射流的“排挤”越强烈, 在两孔中间区域的速度越高, 这个区域的传热系数也就越大.

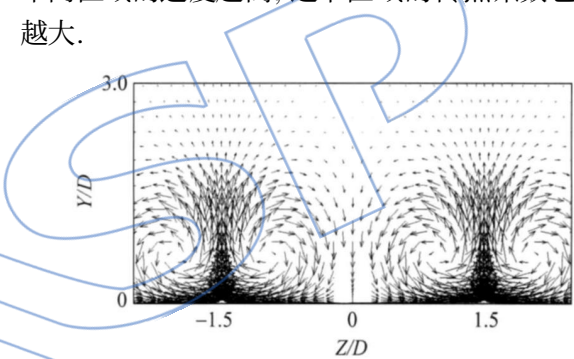


图 5 气膜孔下游速度矢量图

Fig. 5 Velocity vectors downstream of film cooling hole

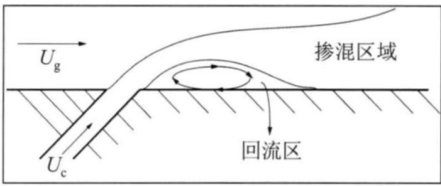


图 6 大动量比下气膜孔附近流动示意图

Fig. 6 Sketch of the flow near film cooling hole under large momentum ratios

2.4 平均冷却效率与平均传热系数比

图 7 和图 8 分别给出了实验测量得到的展向 $[-3D, 3D]$ 范围内的平均冷却效率和平均传热系数比沿流向的变化曲线, 以及其它文献中相似工况下的实验数据, 图中 TLC 表示瞬态液晶测量方法, TC 表示稳态热电偶测量方法, MTA 表示稳态传质类比测量方法. 对比两图中的实验数据可以看出, 平均冷却效率的测量结果与文献[2, 15]中的结果符合的都比较好; 平均传热系数比的测量结果与

相同工况下的稳态热电偶测量结果在 $X/D > 10$ 的下游区域符合的比较好, 在上游区域稳态热电偶测量结果明显偏高, 作者认为这主要是由于在文献 [13] 的稳态热电偶测量中有薄膜加热层, 热边界层与流动边界层起始点不同, 但是文献 [13] 的 h_0 是用热边界层与流动边界层起始点相同情况下的经验公式计算得到的, 从而造成了上游 h/h_0 的偏高; 文献 [2] 处理了边界层起始点带来的问题, 所以瞬态液晶测量结果与稳态传质类比测量结果在变化趋势和数值上符合的都比较好. 通过实验数据的对比也验证了本实验结果的可信性.

在下游, 射流重新贴回壁面, 而且由于射流流量很大, 射流与主流的掺混反而扩大了射流的影响区域, 冷却效率得以提高.

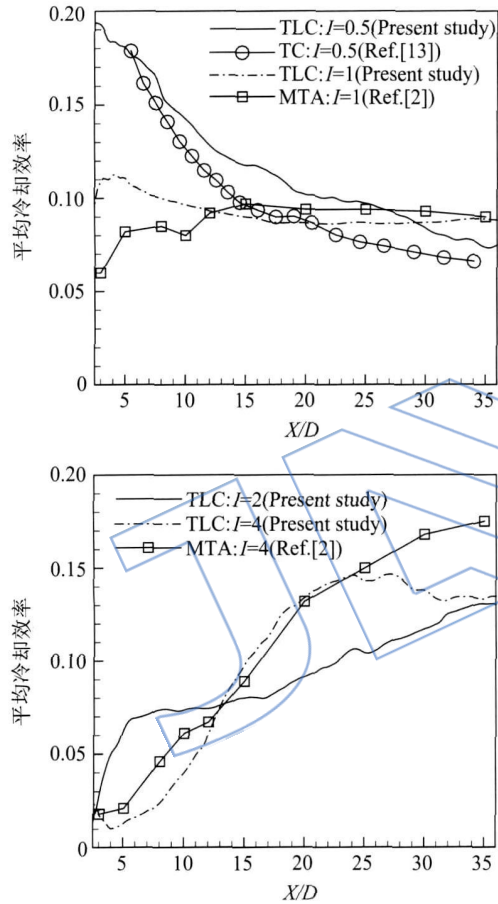


图 7 展向平均气膜冷却效率沿流向分布
Fig. 7 Streamwise distribution of laterally averaged film cooling effectiveness

由图 7 可知, 小动量比下, 平均冷却效率沿流向降低. 随着动量比的增大, 降低的趋势越来越缓慢, 到了动量比 2.0, 则变成了沿流向升高. 其原因可在 3.1 节中对冷却效率分布的分析中找到: 小动量比的射流喷出后很快的贴附在壁面上, 在气膜孔近下游区域的冷却效率较高, 随着流向下流区域, 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; 大动量比射流喷出气膜孔后脱离壁面, 使得上游的冷却效率很低,

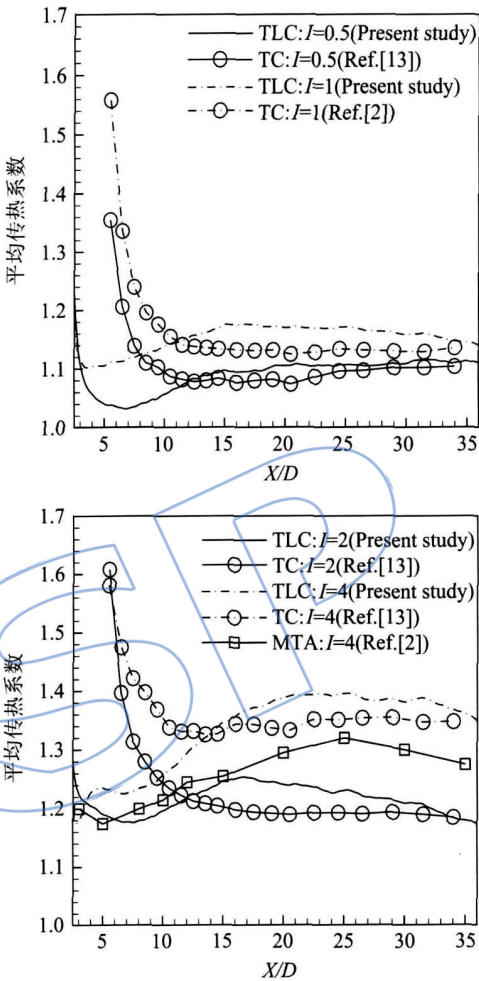


图 8 展向平均气膜冷却传热系数沿流向分布
Fig. 8 Streamwise distribution of laterally averaged relative heat transfer coefficient

图 8 中的平均传热系数比曲线则反映出: 从整体上看, 动量比越大, 气膜孔下游传热增强效果越明显, 这主要是由于大动量比下, 射流注入到主流后可以提高流速, 并且产生复杂的流动结构, 从而增强流体对壁面的冲刷, 提高传热系数. 动量比 0.5, 1.0 和 2.0 下的平均相对传热系数都经历了先下降、后上升、再下降这样一个过程. 先下降是由于射流对壁面的冲刷作用逐渐减弱造成的; 后上升是因为对涡开始增强两孔中间区域的传热; 再下降则是由于孔中心线附近区域的传热在对涡的作用下逐渐减弱. 动量比 4.0 的平均相对传热系数曲线则是先上升、后稍许下降、再上升、再下降. 先上升后稍许下降的过程主要在射流脱离壁面的区域, 由于回流涡形成的上游局部强传热区

先增强后减弱(见图 4(d))使得平均相对传热系数先上升后又有稍许的下降; 在之后, 高速射流贴回壁面以及对涡增强传热和减弱传热的作用先后占据主导地位使得平均相对传热系数上升后又下降。

3 结 论

本文采用窄带液晶全表面测量技术获得了圆柱形孔下游表面完整的气膜冷却效率和传热系数分布图, 并对不同动量比下的测量结果进行了分析和讨论, 主要有以下几点结论:

1) 瞬态液晶测量技术可以得到细致的、全表面的气膜冷却特性分布信息。

2) 大小动量比下的冷却效率分布呈现出相反的规律: 小动量比下, 射流在上游的覆盖范围最大, 冷却效率最高, 射流的影响范围和冷却效率都沿流向减小; 大动量比下, 射流喷出后脱离壁面, 上游的冷却效率较低, 但随着射流在下游重新贴回壁面, 射流的影响范围沿流向逐渐扩大, 冷却效率也逐渐升高, 而且在大动量比射流的下游区域, 孔间区域的冷却效率高于孔中心线区域。

3) 动量比越大, 射流增强换热的效果越显著。在上游区域, 大动量比射流脱离壁面后诱导出一个回流涡, 在气膜孔正下游形成了一个局部强换热区。在下游区域, 各个动量比的换热系数比分布比较相似, 射流与主流相互作用形成的耦合涡在两孔中间区域形成了类似于冲击的流动结构, 增强了这个区域的传热; 而在孔中心线附近区域耦合涡形成了与冲击相反的流动结构, 使这里的换热系数比较低。

参考文献:

[1] 葛绍岩, 刘登瀛, 徐靖中, 等. 气膜冷却[M]. 北京: 科学出版社, 1985.

[2] Goldstein R J, Jin P, Olson R L. Film cooling effectiveness and mass/heat transfer coefficient downstream of one row of discrete holes[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121: 225-232.

[3] Yu Y, Yen C H, Shih T I P, et al. Film cooling effectiveness and heat transfer coefficient distributions around diffusion shaped holes[J]. Journal of Heat Transfer, 2002, 124: 820-827.

[4] Drost U, Bolcs A, Hoffs A. Utilization of the transient liquid crystal technique for film cooling effectiveness and heat transfer investigations on a flat plane and a turbine airfoil[R]. ASME Paper No. 97 GT-026, 1997.

[5] 韩振兴. 热敏液晶测量技术及其在平板气膜冷却实验中的应用[D]. 北京: 中国科学院研究生院, 2005.

HAN Zhenxing. Liquid crystal thermography and its appli-

cation in film cooling on flat plate[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2005. (in Chinese)

[6] 徐国强, 田宁, 陶智, 等. 液晶测温法对平板气膜冷却的实验研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(5): 704-708.

XU Guoqiang, TIAN Ning, TAO Zhi, et al. Experimental research on flat surface film cooling by TLC[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(5): 704-708. (in Chinese)

[7] 杨卫华, 李永康, 张靖周, 等. 突片作用下气膜冷却效率实验研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(3): 381-383.

YANG Weihua, LI Yongkang, ZHANG Jingzhou, et al. Experimental study on cooling efficiency of film cooling with tab[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(3): 381-383. (in Chinese)

[8] 梁卫颖, 朱惠人, 郭涛, 等. 利用液晶瞬态技术测量离散缝的气膜加热效率及换热系数[J]. 西北工业大学学报, 2006, 24(4): 501-504.

LIANG Weiying, ZHU Huiren, GUO Tao, et al. New transient state measurements of film heated effectiveness and heat transfer coefficients of the discrete slots with liquid crystal technique[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2006, 24(4): 501-504. (in Chinese)

[9] 郭涛, 朱惠人, 许都纯, 等. 热色液晶瞬态测量全表面换热系数的技术研究[J]. 测控技术, 2006, 25(9): 789-795.

GUO Tao, ZHU Huiren, XU Duchun, et al. Research on transient measurement of heat transfer coefficient distribution with liquid crystal technique[J]. Measurement and Control Technology, 2006, 25(9): 789-795. (in Chinese)

[10] Vedula R P, Metzger D E, Bickford W B. Effects of lateral and anisotropic conduction on determination of local convection heat transfer characteristics with transient tests and surface coatings[M]. Chicago, IL, U.S.A.: Winter Annual Meeting of ASME, 1988, HT-D-1: 21-27.

[11] Kohli A, Bogard D G. Turbulent transport in film cooling flows[J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 127: 513-520.

[12] 刘存良, 朱惠人, 白江涛. 收缩扩张形气膜孔提高气膜冷却效率的机理研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(4): 512-517.

LIU Cunliang, ZHU Huiren, BAI Jiangtao. Study on the physics of film cooling effectiveness enhancement by the converging expanding hole[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(4): 512-517. (in Chinese)

[13] Hyams D G, Leylek J H. A detailed analysis of film cooling physics: Part I —Streamwise injection with cylindrical holes[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122: 102-112.

[14] 徐红洲, 刘松龄, 许都纯. 扇形和圆形气膜冷却孔的流动和传热实验比较[J]. 航空动力学报, 1997, 12(1): 51-55.

XU Hongzhou, LIU Songling, XU Duchun. Downstream flow and heat transfer of a film cooling flared hole inclined at 60 degrees[J]. Journal of Aerospace Power, 1997, 12(1): 51-55. (in Chinese)

[15] 朱惠人. 复合式气膜冷却实验及数值计算[D]. 西安: 西北工业大学, 2000.

ZHU Huiren. Experiment and numerical calculation of compound film cooling[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2000. (in Chinese)