

内冷通道横流条件下气膜冷却特性

贾广森¹, 张丽¹, 卢聪明², 骆剑霞¹, 黄小杨¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 中国航空工业集团公司 中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 为了研究内冷通道横流条件下气膜冷却的流动和换热特性,采用窄带瞬态液晶测量技术获得了内冷通道横流条件下吹风比分别为 0.5, 1, 2 时气膜孔下游冷却效率和表面传热系数云图,并通过数值模拟得到了气膜孔内及下游区域流场的详细信息.结果表明:内冷通道横流对气膜孔下游冷却效率和表面传热系数分布有重要的影响.横流增强了气膜孔射流的展向分布能力,增强了高吹风比时气膜冷却效果.另外,气膜孔下游涡的分布出现明显的不对称性,涡的结构更加复杂.

关键词: 横流; 气膜冷却; 瞬态液晶; 冷却效率; 表面传热系数

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Film cooling performance with internal coolant channel crossflow

JIA Guang-sen¹, ZHANG Li¹, LU Cong-ming²,

LUO Jian-xia¹, HUANG Xiao-yang¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. China Aviation Power Machinery Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: In order to investigate the flow and heat transfer performance of film cooling with internal coolant channel crossflow, narrowband transient liquid crystal measurement technique was used to gain the contours of cooling effectiveness and heat transfer coefficient downstream the film cooling hole for blowing ratios of 0.5, 1 and 2 with internal coolant channel crossflow, and the detailed flow field characteristics inside film cooling hole and downstream region were obtained by numerical simulation. The results show that the internal coolant channel crossflow has a notable effect on distributions of cooling effectiveness and heat transfer coefficient downstream the film cooling hole. The crossflow enhances the ability of lateral spreading of film cooling hole injection, and the film cooling effect is improved at high blowing ratio. Furthermore, the asymmetric vortices appear downstream the film cooling hole, and the structures of vortices are more complicated.

Key words: crossflow; film cooling; transient liquid crystal; cooling effectiveness; heat transfer coefficient

提高涡轮进口温度是提高航空发动机性能的有效手段.随着涡轮进口温度的不断提高,已经远

超过了叶片金属材料的温度极限,因此为保证高温部件安全可靠地工作,必须采取冷却措施;在所

收稿日期:2013-11-24

基金项目:国家重点基础研究发展计划(2013CB035702);国家自然科学基金(51306152);航空科学基金(2014ZB53023)

作者简介:贾广森(1989-),男,河南商丘人,硕士生,主要从事航空发动机热端部件冷却研究.

有的冷却措施中气膜冷却占有重要的地位,其研究和发展已有数十年^[1].过去的研究主要集中在气膜孔的几何结构、吹风比、密度比、主流雷诺数等因素对气膜冷却的影响^[2-5],很少有关于气膜孔进口气体流动方式对气膜冷却影响的研究.根据Lutum和Johnson^[6]的研究当气膜孔的长径比 $L/D < 5$ 时,气膜孔进口气体的流动情况会对气膜冷却的性能产生显著影响.目前大多数的实验和数值研究中气膜孔进气腔采用的是流体静止的压力仓模型,这种结构并不能很好地代表实际涡轮叶片中的流动状况,在实际涡轮叶片中内冷通道中通常存在很大的流动速度. Hay等^[7]研究了气膜孔进气腔平行供气和交错供气(相对于主流)时对气膜冷却的影响,通过实验发现进气腔横流流动方向对流量系数会产生重要的影响,在交错供气情况下,随着进气腔内横流马赫数的增加流量系数逐渐减少;相反,在顺流供气的情况下,随着横流马赫数的增加,流量系数显著增加. Gritsch等^[8]研究了交错供气情况下不同吹风比下进气腔横流马赫数(取0, 0.3, 0.6)对气膜冷却效率和表面传热系数的影响,实验发现对于圆柱形气膜孔,当气膜孔进口存在交错横流时气膜冷却效率比压力仓模型得到了提高. Thole等^[9]指出进气腔内横流改变了气膜孔内的流场结构,进而影响气膜孔下游的冷却效率的分布.在国内这方面的研究还很少,缺乏相应的实验研究.其中白江涛等^[10]、李春林等^[11]通过数值模拟的方法,对

内冷通道横流对气膜冷却的影响进行了初步的研究.

内冷通道交错供气是最接近于实际叶片的气膜结构,本文通过实验详细研究了交错内冷通道横流(简称横流)存在下气膜孔冷却效率和表面传热系数的分布规律.同时为更好地理解横流下气膜冷却的流动特点,还对实验工况进行了数值模拟.

1 实验装置和测量方法

1.1 实验装置

实验系统包括主流通道和与主流垂直的光滑横流通道,如图1所示.主流通道用于模拟涡轮叶片的燃气侧,横流通道用于模拟涡轮叶片的内冷通道.主流通道由离心鼓风机供气,气流经过储气罐、蝶阀进入主流通道的稳定段,为了避免产生大的旋涡和流场分布不均,采用对称两侧进气的方式,并且在稳定段内安装有蜂窝器、过滤器等整流装置以改善气流的速度分布,降低气流的湍流度.之后,气流经过收缩段A、金属网快速加热器和收缩段B,最终进入实验段.

横流通道由离心鼓风机供气,出口由真空泵抽气,气流经过气阀、孔板流量计、金属网快速加热器等进入实验段,之后流过孔板流量计进入真空泵.实验中通过调节横流通道进口和出口流量,控制不同的吹风比.金属网快速加热器由3层金属网组成,能够使主流温度产生阶跃,满足瞬态实

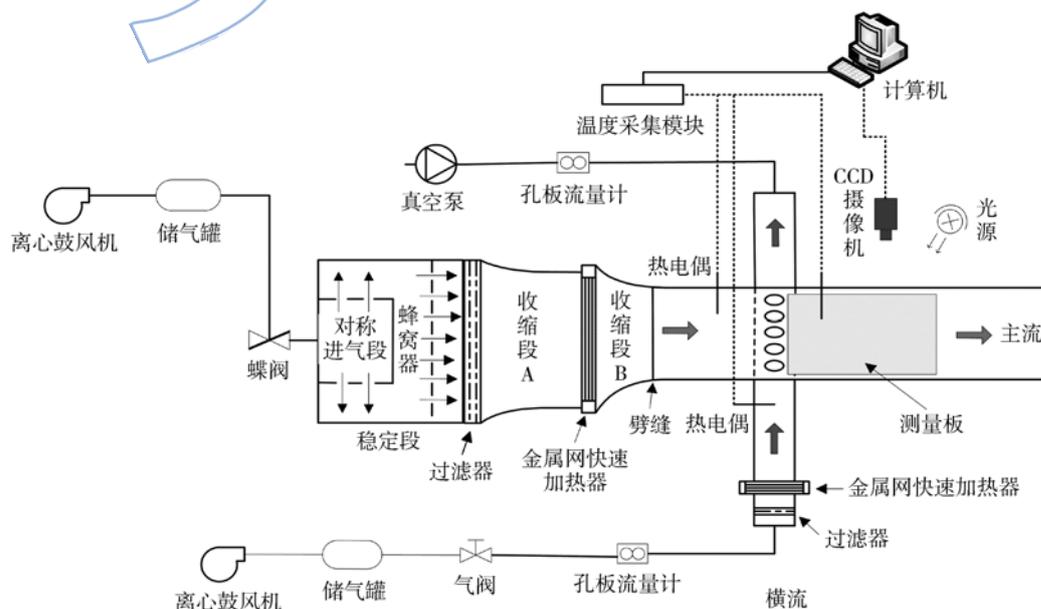


图1 实验系统

Fig. 1 Experiment system

的需求. 在实验通道测量板侧距气膜孔前段 40D 处有一劈缝, 用于消除金属网快速加热器对边界层的影响.

实验段示意图如图 2 所示. 通道中有 5 个气膜孔, 实验测量板从气膜孔下游 2D 处开始安装. 气膜孔直径 $D=10\text{ mm}$, 孔间距为 $4D=40\text{ mm}$, 气膜孔倾角为 30° , 长径比 $L/D=3$, 气膜孔结构尺寸如图 2 所示.

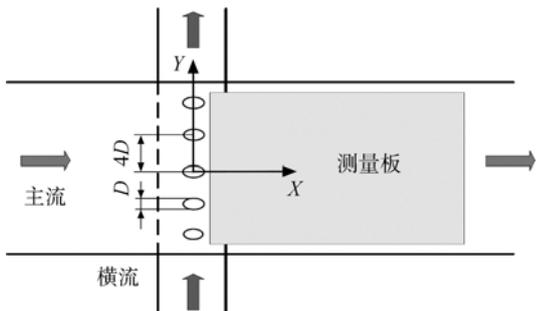


图 2 实验段示意图

Fig. 2 Schematic view of experiment section

实验测量板示意图如图 3 所示, 测量板在流向 (X 向)、法向 (Z 向) 和展向 (Y 向) 的尺寸为 $450\text{ mm} \times 30\text{ mm} \times 220\text{ mm}$. 测量板内部植有 11 支热电偶, 距离测量板前缘 180 mm; 用来测量实验开始时测量板在导热方向 (Z 向) 的初始温度分布. 图 3 所示截面为垂直于 X 方向, 其中 1 号热电偶距离上壁面 ($Z=0\text{ mm}$) 1 mm, 10 号热电偶距离上壁面 ($Z=0\text{ mm}$) 10 mm, 11 号热电偶距离下壁面 5 mm. 本实验所取的测量区域到测量板 X 方向和 Y 方向边缘的最近距离为 10 mm, 以满足实验所用测量方法的要求.

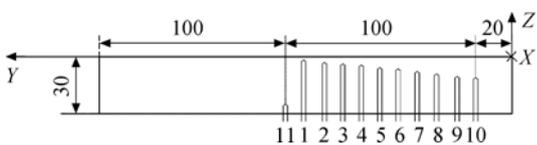


图 3 测量板示意图(单位: mm)

Fig. 3 Schematic view of test plain (unit: mm)

1.2 测量方法及数据处理

本文采用的是文献[12]中改进的瞬态液晶测量方法. 该方法是关于冷却效率 η 和表面传热系数 h 的双参数法. 对于初始温度非均匀的边界条件相应的基本计算公式如下:

$$T(\tau) = \eta \sum_{n=0}^N A_n \beta^{2n} \left[\sum_{k=0}^{2n} \frac{(-\beta\sqrt{\tau})^k}{\Gamma\left(\frac{k}{2} + 1\right)} - E_0 \right] + (1 - \eta) \sum_{m=0}^M B_m \beta^{2m} \left[\sum_{k=0}^{2m} \frac{(-\beta\sqrt{\tau})^k}{\Gamma\left(\frac{k}{2} + 1\right)} - E_0 \right] + \left[C_1 E_0 + \frac{aC_2}{\beta} (1 - E_0) + a^2 C_3 \left(\frac{2\sqrt{\tau}}{\sqrt{\pi}} - \frac{1}{\beta} + \frac{E_0}{\beta} \right) + \frac{6a^3 C_4}{\beta} \left(\tau - \frac{2\sqrt{\tau}}{\beta\sqrt{\pi}} + \frac{1 - E_0}{\beta^2} \right) \right] \quad (1)$$

其中 $\beta = h / \sqrt{\rho c \lambda}$, $a = \sqrt{\lambda / \rho c}$, $E_0 = \exp(\beta^2 \tau) f_{er} c \cdot (\beta\sqrt{\tau})$; $\frac{2}{k} + 1$ 为 Γ 函数积分指数项; $T(\tau)$ 为测量板 τ 时刻的表面温度, ρ 为横流密度, c 为测量板比热容, λ 为测量板导热系数, f_{er} 为误差函数; A_n , B_m 为主流和横流温度随时间变化曲线的拟合系数; C_1, C_2, C_3, C_4 为系数; M, N 为求和的次数. 实验时只要测出测量板表面温度和主流、横流温度就可以根据式(1)求出表面传热系数 h 和冷却效率 η .

实验时气流温度由 K 型热电偶测得, 测量板表面温度由瞬态液晶测量. 主流和横流金属网快速加热器由同一个开关进行控制, 同时保证摄像机开始工作和温度采集模块开始采集数据, 其中 charge coupled device (CCD) 摄像机的拍摄速度为 25 帧/s. 为减少实验误差, 同一个吹风比进行 8 组实验.

本实验中误差主要包括瞬态实验中温度、时间测量误差和孔板流量计的误差. 该实验中所用的 K 型热电偶及瞬态液晶测温误差为 $\pm 0.2\text{ K}$, 时间测量误差为 $\pm 0.1\text{ s}$, 孔板流量计的测量精度为 1 级. 根据文献[13-14]误差计算方法, 表面传热系数和冷却效率的实验相对误差大约分别为 6.0% 和 8.0%.

2 数值模拟方法

计算模型及网格如图 4 所示. 圆柱形气膜孔直径 $D=10\text{ mm}$, 气膜孔长径比 $L/D=3$, 气膜孔倾角为 30° , 其他具体尺寸见图 4. 采用结构化网格, 近壁面加有 10 层边界层, 第 1 层网格对应 $y^+ < 1$, 数值模拟的工况和实验工况一致. 本文采用商用软件 Fluent 计算, 根据 York 等^[15-16]的研究, realizable $k-\epsilon$ 湍流模型对计算气膜冷却流动和换热效果较好, 所以文中计算均采用 realizable $k-\epsilon$ 湍流模型, 并使用增强壁面函数 (enhanced

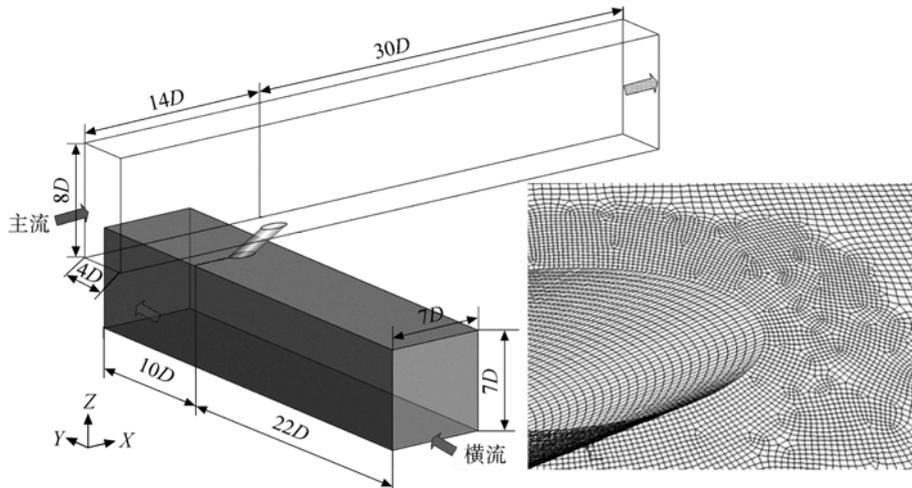


图 4 计算模型及网格

Fig. 4 Computational model and grid

wall treatment). 求解器使用基于压力的分离求解器, 方程采用离散格式为 3 阶精度的 quadratic upwind interpolation for convective kinematics (QUICK) 格式, 压力速度耦合方法采用 semi-implicit method for pressure linked equation consistent (SIMPLEC) 方法, 压力插值方式采用标准方式.

3 结果及讨论

3.1 实验工况

实验中主流雷诺数 $Re_g = 10000$ 保持恒定, 主流雷诺数定义为

$$Re_g = \frac{\rho_g v_g D}{\mu_g} \quad (2)$$

式中 ρ_g 为主流密度, v_g 为实验测量的主流速度, μ_g 为主流动力黏度. 主流雷诺数特征长度取为气膜孔直径 D , 主流速度由主流腔的皮托管测得. 横流雷诺数 $Re_c = 100000$, 定义为

$$Re_c = \frac{\rho_c v_c d}{\mu_c} \quad (3)$$

式中横流雷诺数特征长度取为横流腔的水利直径 d . ρ_c 为横流密度, v_c 为实验测量的横流腔入口速度, μ_c 为横流动力黏度. 文中共研究了 3 个吹风比, 分别为 0.5, 1, 2. 实验中通过调节横流腔的进出口流量控制不同的吹风比. 其中吹风比的定义如下:

$$M = \frac{\rho_c U_c}{\rho_g v_g} \quad (4)$$

式中 U_c 为气膜孔内平均流速.

3.2 横流条件下不同吹风比冷却效率分布

横流雷诺数 $Re_c = 100000$ 条件下, 分别实验

研究了吹风比从小到大冷却效率分布的特点. 如图 5 所示, 横流条件下冷却效率云图出现明显不对称性, 而且随着吹风比的变化冷却效率偏斜的方向和程度也分别不同. 在低吹风比 ($M=0.5$) 时气膜孔下游冷却效率云图向上发生偏移; 而在高吹风比 ($M=2$) 时气膜孔下游冷却效率云图向下偏斜, 这些主要是由于不同吹风比下横流对气膜孔内流场的影响不同造成的. 在 $M=0.5$ 时冷却效率云图向上偏斜, 气膜孔下游展向分布很好, 但在气膜孔间的冷却效率很低, 这种现象一直保持在下游较远处; 在气膜孔的中心线附近沿流向冷却效率下降得很快. 随着吹风比的升高 (M 从 0.5 到 1) 冷却效率并没有像无横流^[17] 的那样出现下降反而出现很大程度的增加. 在 $M=1$ 时气膜孔下游附近出现明显的冷却效率核心区, 沿流向冷却效率下降得很缓慢, 且随着流程的增加展向分布越来越好. 而对于 $M=2$ 时冷却效率云图明显发生向上偏斜, 在下游区域气膜覆盖很好, 并没有出现压力仓模型在高吹风比时气膜完全脱离壁面的现象^[17], 气膜孔下游射流仍然有较好的贴壁性, 但是相比于低吹风比时冷却效率有明显的降低; 由于吹风比较大, Z 方向速度很高, 扬起作用较强, 使得开始阶段冷却效率云图分布较细, 孔间冷却效率很低. 沿流向冷却效率展向分布增强以致到下游较远处冷却效率几乎均匀分布.

本文引用刘存良^[17] 的实验数据作对比, 如图 6 所示. 实验工况存在一定的差别, 文献^[17] 中气膜孔倾角为 35° , 孔间距为 $3D$, 但在所研究的范围内, 孔间距及气膜孔倾角的影响有限. 在 $M=1$ 时, 有横流时冷却效率沿流向的展向分布一直很

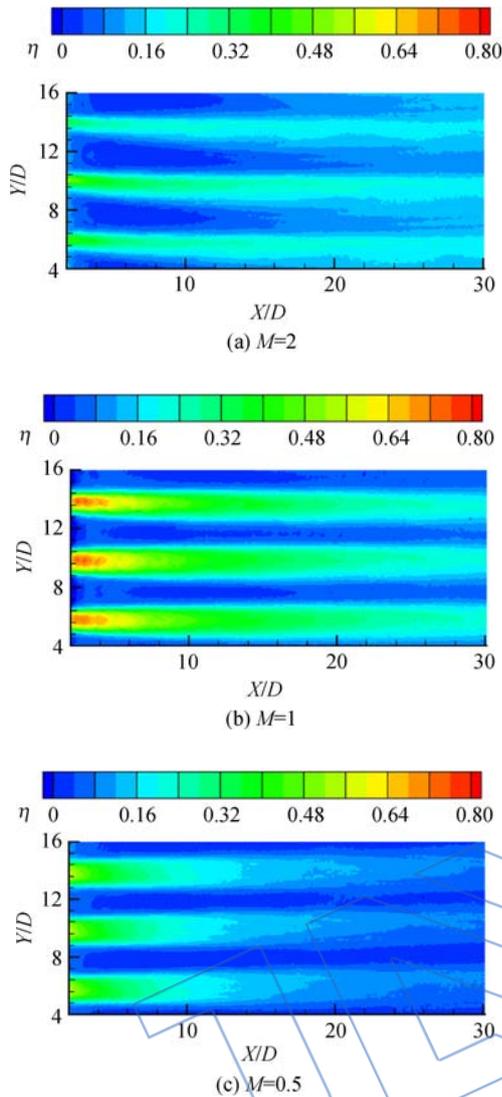


图 5 横流条件下不同吹风比冷却效率云图

Fig. 5 Contours of cooling effectiveness with crossflow under different blowing ratios

好,下降并不明显.无横流时冷却效率展向扩展不强,主要集中在气膜孔中心线附近,沿流向冷却效率下降得很快. $M=2$ 时有横流下冷却效率分布存在明显的偏斜,气膜孔附近冷却效率分布较细,沿流向的展向扩展越来越强,以至于到后面在整个区域均有很好的气膜覆盖,无横流下 $M=2$ 时存在射流脱离壁面的现象,在气膜孔附近冷却效率较强,流程增加冷却效率发生明显的下降,在后半部分由于射流的再附着,冷却效率又再次增强,且出现后半部分中间低两边高的现象,而横流下并没有出现明显的射流脱离壁面现象.因此在高吹风比($M=1$)时有横流比无横流时气膜的覆盖效果要好.

3.3 横流条件下不同吹风比表面传热系数分布

表面传热系数表征物体表面换热能力的强

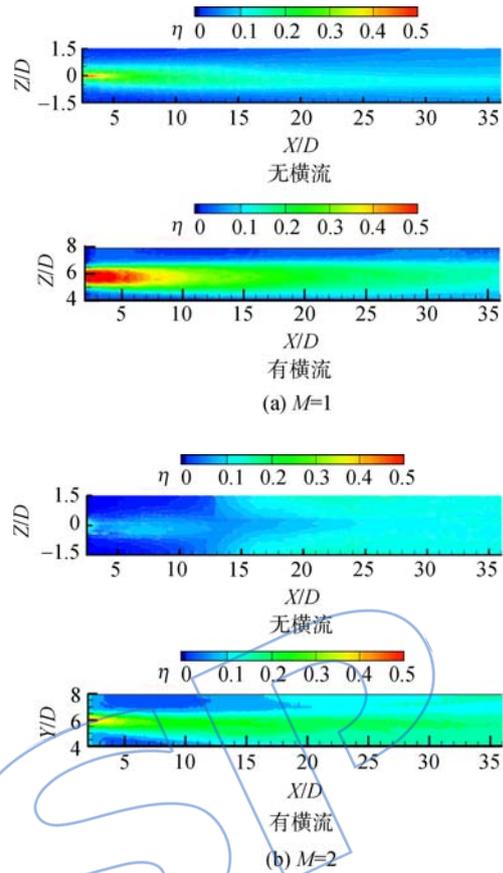


图 6 有无横流冷却效率对比

Fig. 6 Comparison of cooling effectiveness with and without crossflow

弱,对于气膜冷却而言高的表面传热系数对气膜冷却的效果是不利的,如图 7 所示为横流条件下不同吹风比表面传热系数云图(h_0 为无气膜冷却时的表面传热系数),从图中可以看出在横流条件下表面传热系数云图并没有出现无横流时的典型现象^[17](如图 8 所示).在无横流时,高换热区对称分布,在中心线附近出现先上升后下降,在下游一定距离之后中心线附近表面传热系数很低,相反气膜孔间表面传热系数很高.有横流时整体上随着吹风比的增加表面传热系数逐渐增大,这和无横流时的情况类似.如图 7(b)、图 7(c)所示,在吹风比为 0.5 和 1 时气膜孔下游表面传热系数云图相似,在气膜孔中心线附近换热较强,沿流向表面传热系数逐渐降低.在 $M=2$ 时表面传热系数云图出现明显的偏斜,在气膜孔中心线附近表面传热系数很低,且沿流向逐渐降低.整体上 $M=2$ 时下游区域表面传热系数分布较为均匀,整个区域几乎都在高表面传热系数区.气膜孔下游表面传热系数的分布和下游流场中主流和横流的相互作用有重要的关系,3.4 节将对此详细分析.

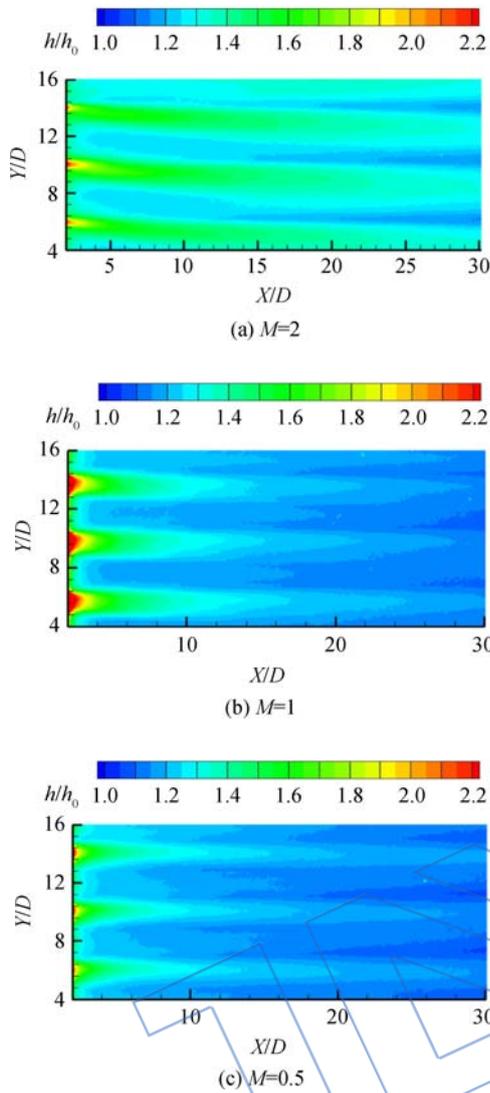


图7 横流条件下不同吹风比表面传热系数云图
Fig. 7 Contours of heat transfer coefficient with crossflow under different blowing ratios

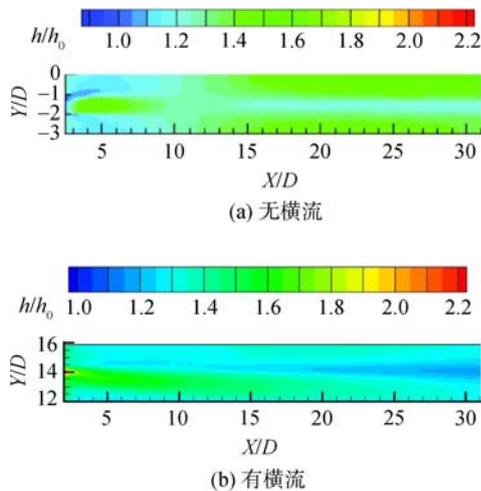


图8 M=2时有无横流表面传热系数对比
Fig. 8 Comparison of heat transfer coefficient with and without crossflow for M=2

3.4 横流条件下流场分布特点

本文将计算结果和实验结果进行了对比,如图9所示为气膜孔下游沿流向冷却效率展向平均分布实验结果和计算结果的对比,从图9中可以看出计算结果和实验结果在整体趋势上符合得很好;同时也看到计算结果和实验结果还存在一定的差距.在气膜孔附近计算结果和实验结果差距较大,随流程的增加两者差距越来越小. Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型冷却效率展向平均分布预测结果偏低,这主要是湍流模型的不够准确造成的,气膜冷却中不仅存在强烈的动量扩散还有很强的热扩散,而现有湍流模型在热扩散的预测上偏保守.

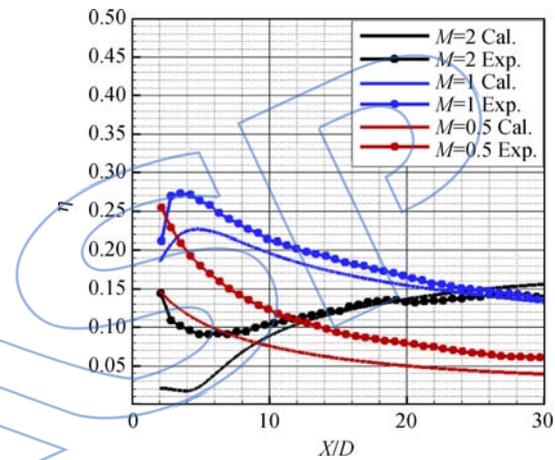


图9 冷却效率展向平均分布实验结果和计算结果对比
Fig. 9 Comparison of laterally averaged cooling effectiveness distribution between experiment result and calculation result

横流条件下冷却效率和表面传热系数分布和无横流时有很大的差别,这主要是由于流场结构的不同造成的,如图10所示为M=1时有无横流气膜孔内流线.横流条件下,气膜孔内出现很强的二次旋流,气流成螺旋上升的状态,使得气膜孔下游喷射流自身成螺旋流动的状态.如图11所示为横流条件下M=1时气膜孔下游截面X/D=5处速度矢量云图和压力仓模型的对比(U_j 为计算的截面合速度, U_g 为计算的主流速度),无横流时在下游会产生一对对称的肾状涡,如图11(b)所示.该涡主要是由气膜孔内边界层的作用产生的^[18].对于有横流的情况,流动对称性被破坏,如图11(a)所示.从图11中可以看出在横流条件下下游会产生4类旋涡.其中C是由于横流引起的喷射流自身所产生的旋涡,A与D是气膜孔边界层内产生的旋涡^[8],由于横流的影响使得气膜孔内边

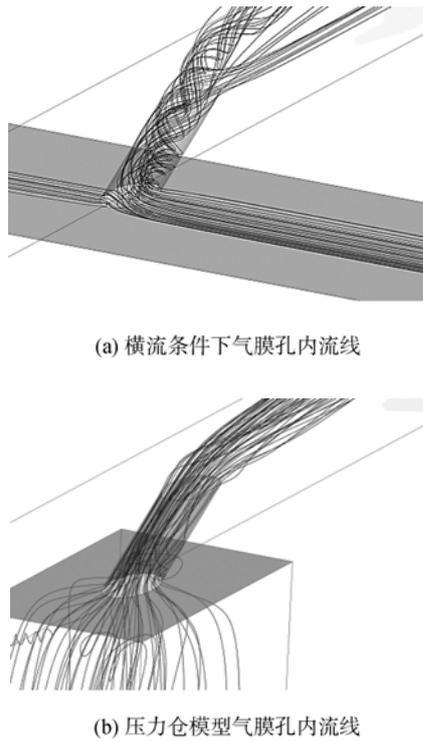


图 10 M=1 时气膜孔内流线

Fig. 10 Pathlines inside film cooling hole for M=1

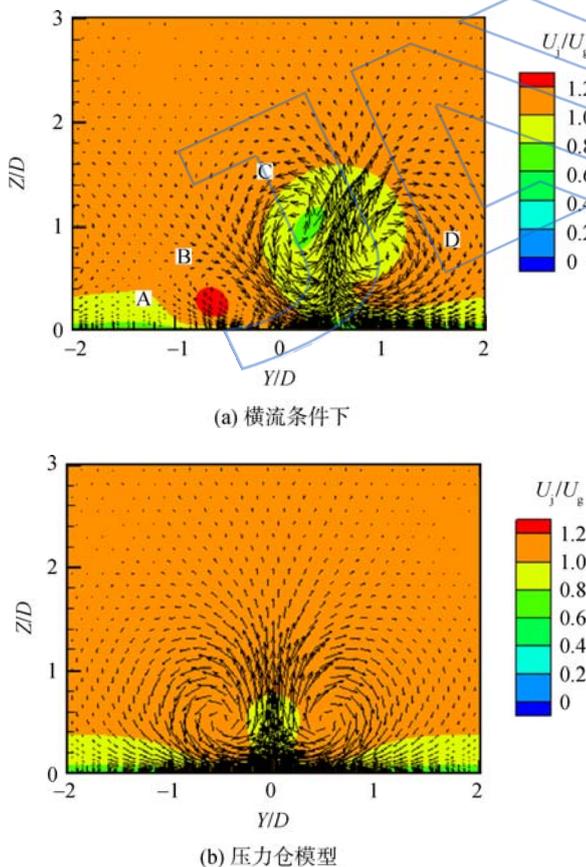


图 11 M=1 气膜孔下游截面 $X/D=5$ 处速度矢量云图
Fig. 11 Velocity vector contours at downstream section $X/D=5$ of film cooling hole for $M=1$

边界层作用产生的旋涡发生不均衡, B 是由于自身旋转的喷射流和主流共同作用下产生的. 如图 11 (a) 中 D 所示由于在 Y^+ 方向 Z^+ 速度较大, 使得气膜边界层内产生的旋涡强度增强; 如图 11 (a) 中 A 所示, 由于在 Y^- 侧气膜孔 Z^+ 方向流出速度较小, 使得 A 的范围较小、强度较弱, 以致几乎消失. 因此从图 11 (a) 可以看出 C, D 两类旋涡是决定气膜孔下游流场分布的主要原因; C, D 分布的不对称性决定了下游冷却效率和表面传热系数云图的不对称性. 不同的吹风比下 C, D 两类旋涡的强度不同, 使得涡对的偏斜方向各不相同, 进而决定了不同吹风比下下游冷却效率和表面传热系数云图不同的偏斜方向.

4 结 论

本文利用高分辨窄带瞬态液晶测量技术获得了内冷通道横流条件下气膜孔冷却效率和表面传热系数的分布云图, 并与无横流的情况进行了对比分析. 同时还以实验数据为基础进行了数值模拟. 研究获得的主要结论如下:

- 1) 横流对气膜冷却的性能有重要的影响. 横流条件下气膜孔下游冷却效率和表面传热系数云图出现明显的不对称性.
- 2) 横流条件下气膜孔展向扩展能力增强, 在高吹风比 ($M=1$) 时横流延缓了气膜孔喷射流脱离壁面, 增强了气膜的覆盖效果.
- 3) 横流下气膜孔内气流成螺旋状流动, 气膜孔下游涡的分布存在明显的不对称性, 涡的结构更加复杂, 使得冷却效率和表面传热系数分布出现不同程度的偏斜.

参考文献:

[1] 倪萌, 朱惠人, 裘云, 等. 航空发动机涡轮叶片冷却技术综述[J]. 燃气轮机技术, 2005, 18(4): 24-38.
NI Meng, ZHU Hui ren, QIU Yun, et al. Review of aero-turbine blade cooling technologies[J]. Gas Turbine Technology, 2005, 18(4): 24-38. (in Chinese)

[2] Goldstein R J. Film cooling[J]. Advances in Heat Transfer, 1971, 7(1): 321-379.

[3] Goldstein R J, Eckert E R G, Burggraf F. Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1974, 17(5): 595-607.

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

[5] Bogard D G, Thole K A. Gas turbine film cooling[J]. Journal

- of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 249-270.
- [6] Lutum E, Johnson B V. Influence of the hole length-to-diameter ratio on film cooling with cylindrical holes[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(2): 209-216.
- [7] Hay N, Lampard D, Benmansour S. Effect of crossflows on the discharge coefficient of film cooling holes[J]. Journal for Engineering for Power, 1983, 105(2): 243-248.
- [8] Gritsch M, Saumweber C, Schulz A, et al. Effect of internal coolant crossflow orientation on the discharge coefficient of shaped film-cooling holes[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): 146-152.
- [9] Thole K A, Gritsch M, Schulz A, et al. Effect of a crossflow at the entrance to a film-cooling hole[J]. Journal of Fluids Engineering, 1997, 119(3): 533-540.
- [10] 白江涛, 朱惠人, 刘存良. 内通道交错横流对气膜冷却效率的影响[J]. 航空动力学报, 2008, 23(8): 1353-1358.
BAI Jiangtao, ZHU Huiren, LIU Cunliang. Numerical study the effect of internal coolant crossflow on film cooling effectiveness[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1353-1358. (in Chinese)
- [11] 李春林, 朱惠人, 杜小琴, 等. 内冷通道特性对外表面气膜冷却换热影响研究[J]. 汽轮机技术, 2009, 51(5): 357-360.
LI Chunlin, ZHU Huiren, DU Xiaoqin, et al. The effect of internal cooling channel on the heat transfer of outer surface film cooling[J]. Turbine Technology, 2009, 51(5): 357-360. (in Chinese)
- [12] 刘存良, 朱惠人, 白江涛, 等. 基于瞬态液晶测量技术的收缩扩张形孔气膜冷却特性[J]. 航空学报, 2009, 30(5): 812-818.
LIU Cunliang, ZHU Huiren, BAI Jiangtao, et al. Film cooling characteristics of converging-expanding hole with transient liquid crystal measurement technique[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2009, 30(5): 812-818. (in Chinese)
- [13] Drost U, Bolcs A, Hoffs A. Utilization of the transient liquid crystal technique for film cooling effectiveness and heat transfer investigations on a flat plate and a turbine airfoil[R]. Orlando: ASME International Gas Turbine and Aero-engine Congress and Exhibition, 1997.
- [14] Yan Y, Owen J M. Uncertainties in transient heat transfer measurements with liquid crystal[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2002, 23(1): 29-35.
- [15] York W D, Leylek J H. Leading-edge film-cooling physics: Part I adiabatic effectiveness[R]. Amsterdam, Netherlands: ASME Turbo Expo 2002, Power for Land, Sea, and Air, 2002.
- [16] Na S, Zhu B, Bryden M, et al. CFD analysis of film cooling[R]. AIAA-2006-0022, 2006.
- [17] 刘存良. 新型高效气膜孔冷却特性研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2009.
LIU Cunliang. Research on the film cooling characteristics of high-performance shaped film holes[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2009. (in Chinese)
- [18] Walters D K, Leylek J H. A detailed analysis of film-cooling physics: Part I streamwise injection with cylindrical holes[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): 102-112.