

DOI: 10.7652/xjtuxb202003008

主流湍流度对涡轮导叶压力面扩张型气膜孔冷却特性的影响

姚春意¹, 朱惠人^{1,2}, 李鑫磊¹, 刘存良^{1,2}, 张博伦¹

(1. 西北工业大学动力与能源学院, 710129, 西安;
2. 西北工业大学陕西省航空动力系统热科学重点实验室, 710129, 西安)

摘要: 为了研究主流湍流度对涡轮导叶压力面扩张型气膜孔冷却特性的影响,在高亚声速风洞中进行了实验,通过热电偶测得了气膜孔排下游的气膜冷却效率和换热系数,叶栅进口雷诺数的范围为 $3.0 \times 10^5 \sim 9.0 \times 10^5$,出口马赫数为 0.8。两排单排扩张型气膜孔分别位于压力面 25% 和 70% 的相对弧长处,高低湍流度分别为 14.7% 和 1.3%。实验结果表明:对于孔排 1,随着吹风比的增大,气膜冷却效率在低湍流度时呈现先增后减的特征,而在高湍流度时单调提升;在相同吹风比时,主流湍流度升高增强了主流和冷气的掺混,加快了冷气的耗散从而降低了气膜冷却效率。对于孔排 2,主流湍流度升高在小吹风比时使气膜冷却效率降低,而在大吹风比时抑制了冷气脱离壁面从而提高了气膜冷却效率。吹风比增大显著增强了孔排 1 下游的换热,而对孔排 2 影响较小;主流湍流度升高显著提高了孔排 1 和孔排 2 下游的换热系数比。整体来看,主流湍流度升高降低了孔排 1 和孔排 2 下游的气膜冷却效果。

关键词: 主流湍流度;涡轮导叶;扩张型气膜孔;气膜冷却效率;换热系数比

中图分类号: V231.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2020)03-0058-12

Effects of Mainstream Turbulence Intensity on Film Cooling Characteristics of Diffused Holes on Turbine Vane Pressure Side

YAO Chunyi¹, ZHU Huiren^{1,2}, LI Xinlei¹, LIU Cunliang^{1,2}, ZHANG Bolun¹

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China; 2. Shaanxi Key Laboratory of Thermal Sciences in Aero-Engine System, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: To investigate the influence of mainstream turbulence intensity on the film cooling characteristics of diffused film cooling holes on turbine vane pressure side, an experiment was carried out in the high subsonic wind tunnel, and the film cooling effectiveness and heat transfer coefficient downstream of the film hole row were measured by thermocouples. The inlet Reynolds number of the cascade ranged from 3.0×10^5 to 9.0×10^5 , and the exit Mach number was 0.8. Two rows of single-row diffused film holes were located at the relative arc lengths of 25% and 70% on the pressure side. The high and low turbulence intensities were 14.7% and 1.3%, respectively. The experimental results show that for the row A, with the increase of the blowing ratio, the film cooling effectiveness increases first and then decreases in low turbulence intensity condition, while increases monotonously in high turbulence intensity condition. For the same

blowing ratio condition, increased mainstream turbulence intensity strengthens the mixing of mainstream and coolant and enhances the dissipation of coolant, thus decreases the film cooling effectiveness. For the row B, elevated mainstream turbulence intensity decreases film cooling effectiveness at small blowing ratios, however suppresses the lift-off of coolant at large blowing ratios and increases film cooling effectiveness. The increase of blowing ratio significantly strengthens the heat transfer downstream of the row A, however has less effect on the row B. The increase of the mainstream turbulence intensity obviously raises the heat transfer coefficient ratio downstream of the row A and B. Overall, elevated mainstream turbulence intensity deteriorates the film cooling performance of the row A and B.

Keywords: mainstream turbulence intensity; turbine vane; diffused film cooling hole; film cooling effectiveness; heat transfer coefficient ratio

气膜冷却是一种广泛应用在燃气轮机高温部件上的冷却技术,其原理是将相对低温的气体通过离散气膜孔或气膜缝射入高温主流中从而在壁面附近形成气膜,隔绝高温主流与壁面的直接接触,最终达到热保护的目的^[1]。气膜冷却技术相关的研究内容一直是燃气轮机传热方向的研究热点^[2],一系列的研究结果表明异型孔可以提供更好的气膜冷却效果^[3],因此被广泛应用在涡轮叶片上^[4]。

影响气膜冷却效果的因素有很多,主流湍流度是其中一个很重要的参数^[5],在气膜冷却研究过程中,相当多的实验是在低主流湍流度($T < 5\%$)下进行的,而真实发动机燃烧室出口的湍流度范围为 $7\% \sim 20\%$,甚至更高^[6],因此研究主流湍流度对气膜冷却效果的影响具有一定的价值。在早期的研究中,由于实验条件限制,关于主流湍流度对气膜冷却影响的研究大都是在平板上进行的。Lebedev等在主流湍流度 $0.2\% \sim 15\%$ 和吹风比 $0.1 \sim 2.5$ 的范围内研究发现,主流湍流度升高显著降低了吹风比小于 1.0 时气膜缝的冷却效率,而在吹风比大于 1.0 时影响较小^[7]。Bons等在主流湍流度范围为 $0.9\% \sim 17\%$ 和吹风比范围为 $0.55 \sim 1.85$ 时发现高主流湍流度改善了单排圆柱孔下游气膜冷却效率分布的均匀性,并指出主流湍流度升高对于气膜冷却并不总是不利的^[8]。Schmidt等发现对于动量比 I 大于 1.0 的工况,主流湍流度由 0.3% 升高到 17% 时圆柱孔孔排下游的气膜冷却效率有所升高^[9]。Mayhew等通过液晶测温技术发现了相似的现象^[10]。Saumweber等系统地测量了单排圆柱孔、单排扇形孔、单排后倾扇形孔下游的气膜冷却效率和换热系数,实验中主流湍流度的范围为 $3.6\% \sim 11\%$,吹风比 M 的范围为 $0.5 \sim 2.5$,结果表明吹风比大于 1.0 时,高主流湍流度提高了圆柱孔下游的

气膜冷却效率,但是对于两种扩张孔,湍流度的升高都降低了气膜冷却效率^[11]。Schroeder采用PIV方法测量了吹风比为 3.0 时后倾扇形孔下游的流场,发现主流湍流度从 0.5% 提高到 13.2% 增大了气膜孔出口的速度波动从而改善了冷气的覆盖情况,最终提高了气膜孔下游的气膜冷却效率^[12]。

以上的实验研究都是在平板上进行的,Nicolas、Berhe、Qin等的研究结果表明叶片表面的曲率和叶栅内的压力梯度对气膜冷却效率具有较大的影响^[13-15]。Cutbirth等在主流流速为 5.8 m/s 和出口雷诺数 Re 为 1.2×10^6 的工况下研究了主流湍流度 T 为 0.5% 和 20% 时对涡轮叶片压力面带复合角圆柱孔气膜冷却效率的影响,发现高湍流度加快了孔下游气膜冷却效率的衰减速度并在大吹风比时增大了孔出口附近冷气的展向分布^[16]。周志翔等在叶栅通道内研究了主流雷诺数 Re 为 1.0×10^5 时主流湍流度对涡轮导叶吸力面单排圆柱孔冷却效率和换热系数的影响,结果表明主流湍流度从 0.59% 提高至 6.85% 时,在冷气出流的附近区域气膜的展向覆盖面积有所增加,但是当主流湍流度升高到 4.24% 时,气膜覆盖效果迅速变差,主流湍流度对展向平均表面传热系数比分布的影响呈现出明显的区域性特点^[17]。陈文彬等发现主流湍流度从 0.59% 升高到 14.24% 时,涡轮叶片压力面单排圆柱孔下游的气膜冷却效率下降了 $30\% \sim 50\%$,而换热系数提高了 50% 左右^[18]。Xue等在跨声速风洞中研究了主流湍流度为 12% 时扇形孔的气膜冷却特性,出口雷诺数和马赫数最高达到 1.42×10^6 和 1.01 ,但是没有提供低主流湍流度时相关数据的对比^[19]。付仲议等也在跨声速风洞中测量了低主流湍流度($T < 2\%$)时簸箕孔的气膜冷却效率,但是没有高主流湍流度时的实验结果^[20]。

综上所述,关于主流湍流度对气膜冷却特性的影响规律的研究多集中在平板,在叶片上的研究也基本都是在低速风洞中(叶栅出口马赫数 Ma 小于 0.3)进行的,没有考虑空气可压缩性和较大的压力梯度的影响。燃气轮机涡轮叶栅中的流动往往都是跨声速甚至超声速的,为了研究真实涡轮典型进口雷诺数和出口马赫数工况下主流湍流度对压力面扩张型气膜孔冷却特性的影响,本文在高亚声速风洞中采用放大的涡轮导叶模型进行实验,获得了气膜孔排下游的气膜冷却效率和换热系数。实验中叶栅出口马赫数 Ma 为 0.8,主流进口雷诺数最高达到 9.0×10^5 ,实验结果和结论有助于深入理解主流湍流度对涡轮导叶压力面上扩张型气膜孔冷却特性的影响,也可为涡轮叶片的气膜孔冷却设计提供参考。

1 实验系统和数值方法

1.1 风洞结构

短周期高亚声速风洞系统结构如图 1 所示。主流由 6 个 50 m^3 的高压气罐并联提供,最高供气压力可达到 1.6 MPa,叶栅前的调压阀可自动调节开度从而保持调压阀后的压力稳定,然后通过节流阀保证叶栅前压力稳定,叶栅后的压力由蝶阀或引射器来保持稳定,实验过程中 3 个雷诺数对应的栅前压力分别为 96、204、286 kPa,相应的栅后压力为 64、136、191 kPa。

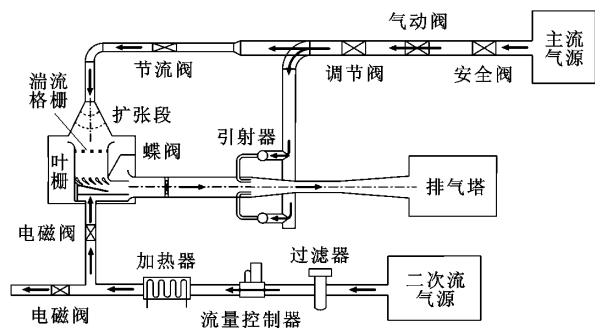


图1 短周期高亚声速风洞系统结构^[20]

二次流由空气压缩机进行供气,其流量通过电磁流量计精准控制,最大误差为满量程的 3%(满量程为 1 500 L/min)。每次实验开启后数据采集系统自动响应并启动,其工作频率为 10 kHz,单次实验时间为 8 s 左右,第 3 s 后叶栅通道的流场基本稳定,此后数据采集系统所得到的叶片表面温度用于数据处理以获得气膜冷却效率和换热系数。本文采用和 Elnady 类似的方式来加热二次流以形成主流与二次流 60 K 左右的温差^[21],这会使得二次流与

主流的密度比为 0.8。Ekkad 的实验结果表明,对于叶片上的圆柱孔,密度比从 1.0 升高到 2.5 时,平均气膜冷却效率提高了大约 105%,而对于异型孔,密度比从 1.0 升高到 2.0 时,平均气膜冷却效率提高了大约 13%^[22],因此加热二次流引起的密度变化对本文研究的异型孔的气膜冷却效率影响较小。气膜冷却效率反映的是主流和二次流的掺混程度,在实验中只要测出主流和二次流掺混后的温度,就能推算出气膜冷却效率,因此加热二次流对于气膜冷却效率测量的准确性没有影响。为便于表述,在本文中二次流被称作冷气。该风洞系统的实验方法验证可参考文献[23],更多的详细信息可参考文献[24]。

1.2 实验段结构和实验件说明

实验段的结构如图 2 所示,叶栅由 5 个放大叶片模型组成,中间的叶片是温度测量叶片,材料为 PEEK(导热系数 $\lambda = 0.21 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$),出气导板用来调整出气角为 13.5° ,在叶栅前 350 mm 位置处安装有湍流格栅,详细信息可参考文献[25]。叶栅前布置压力探针和热电偶,叶栅后布置压力探针,测得的温度和压力平均值用来计算雷诺数和马赫数。叶栅前的湍流度由热线风速仪(Dantec Streamline 90N10 Frame)测得,在实验叶片前布置 3 个湍流度测点,经过多次测量取 3 个点的平均值,本文中有湍流格栅时的主流湍流度为 14.7%,无湍流格栅时的主流湍流度为 1.3%。主流入射角为 90° ,叶片的净叶高为 120 mm,叶片弦长 C 为 105 mm,栅距 P 为 87.5 mm。

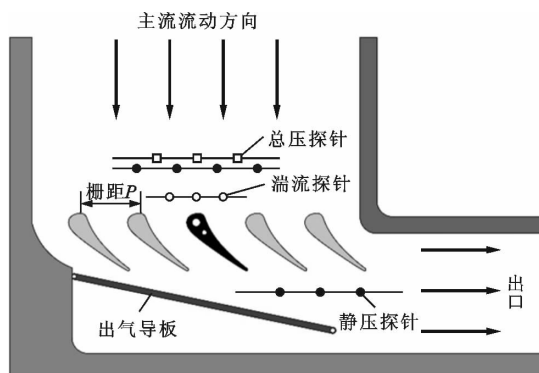


图2 实验段结构示意图

气膜冷却实验件的气膜孔排分别位于压力面 25% 和 70% 的相对弧长处(前缘驻点为坐标零点),靠近前缘的气膜孔排用 P_1 表示,靠近尾缘的气膜孔排用 P_2 表示,如图 3 所示。在实验中每排孔都是独立布置的,因此一共有 2 个实验件进行换热实

验,每排孔的气膜孔数都为 32。K 型热电偶布置在气膜孔中心下游,孔排 1 下游布置 14 个,孔排 2 下游布置 7 个,因此本文的气膜冷却效率为孔中心线气膜冷却效率。热电偶埋放在叶片表面的槽中,间隙用与叶片等导热系数的胶粘填充,固化后用砂纸打磨叶片壁面为光滑状态,最大程度减小型面变化。

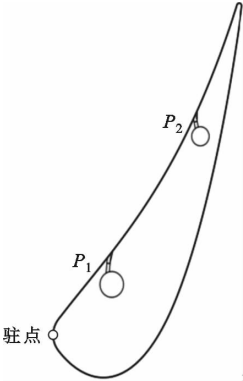


图3 气膜孔排 P_1 和 P_2 的位置示意图

本文研究的扩张型气膜孔的结构如图 4 所示,它是扇形孔的一种改型,以下分析中用 W 型孔来描述这种扩张孔,其中孔径 D 为气膜孔圆柱段的直径。详细的参数见表 1。

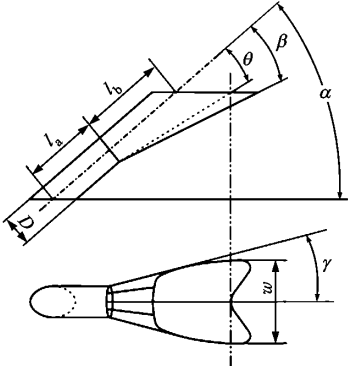


图4 扩张型气膜孔结构

表1 气膜孔结构参数

参数	数值	
	孔排 1	孔排 2
孔径/mm	0.9	0.9
孔间距/mm	2.7	2.7
$\alpha/(^{\circ})$	35	38
$\beta/(^{\circ})$	10	12
$\theta/(^{\circ})$	6	6
$\gamma/(^{\circ})$	15	15
l_a/mm	2.25	2.25
l_b/mm	1.80	1.35
w/mm	2.25	1.80

1.3 实验工况

本文中实验风洞的叶栅进口雷诺数 Re 、叶栅出口马赫数 Ma 和吹风比 M 的定义如下

$$Re=\rho_g V_g C/\mu_g \tag{1}$$

$$Ma=\left(\frac{2}{k-1}\left(\left(\frac{p_{1t}}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right)\right)^{1/2} \tag{2}$$

$$M=\rho_{sec} V_{sec}/\rho_g V_g \tag{3}$$

式中: ρ 、 V 、 μ 分别表示密度、速度和动力黏度;下标 g 代表主流, sec 代表二次流; k 是气体的定熵指数,在这里取 $k=1.4$; p_{1t} 和 p_2 分别是叶栅进口总压和叶栅出口静压。每排气膜孔分别在 3 个雷诺数下都进行了实验,每个雷诺数下又包含 5 个吹风比工况,详细的实验工况见表 2。

表2 实验工况

参数	数值
马赫数 Ma	0.80
雷诺数 Re	3.0×10^5 , 6.4×10^5 , 9.0×10^5
吹风比 M	0.5, 0.8, 1.2, 1.6, 2.0

1.4 数值计算方法

为了直观地理解和解释涡轮叶片表面的换热冷却特性,需要获得叶栅内的流动情况,因此本文进行了相应的数值模拟工作。以不带气膜孔的光叶片为例,光叶片计算流域与网格划分如图 5 所示,对计算流域采用结构化网格进行划分,主流进出口边界条件为压力进出口,相应的压力、温度的数值和实验保持一致。本文数值模拟选取了剪切应力传输(SST)、 $k-w$ 、SST $k-w$ 这 3 种常见的用于求解叶栅流动的湍流模型进行了计算,经过网格无关性验证后,网格数设为 48.3 万。计算结果与实验结果的比对如图 6 所示,横坐标 $S\cdot C^{-1}$ 为无量纲弧长,3 种湍流模型求得的 Ma 分布在吸力面的前半段和压力面都与实验结果吻合较好,在吸力面后半段出现逆压梯度的地方 3 种湍流模型都不能准确预测。考虑到 SST $k-w$ 模型在计算过程中较好的收敛性和稳定性,本

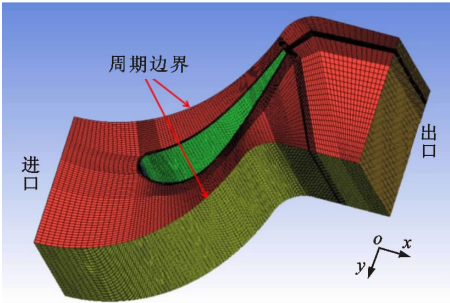


图5 光叶片计算流域及网格划分

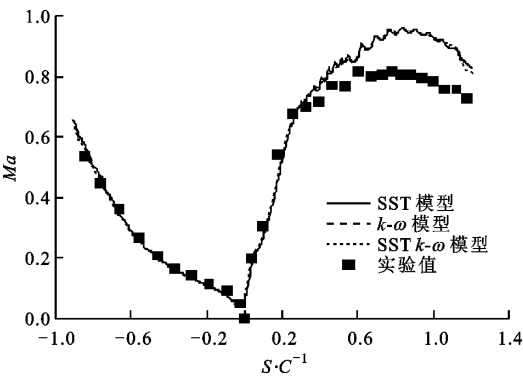


图6 不同湍流模型计算结果与实验结果的对比

文最终选取 SST $k-\omega$ 模型进行计算。

2 数据处理

2.1 换热数据处理

本文实验是基于一维半无限大假设条件下的瞬态实验,实验过程中主流的温度以及气膜孔下游的热电偶温度是实时可知的。根据 Oldfield 的脉冲响应法可以获得每一时刻的热流密度 q_w ^[26],对于不带气膜孔的叶片而言,通过数据处理可以得到下式

$$-\frac{q_w}{T_g} = h \frac{T_w}{T_g} - h \frac{T_{gr}}{T_g}$$
 (4)

对于带气膜孔的叶片而言,可以得到下式

$$\frac{q_w}{T_{gr} - T_c} = h \frac{T_{gr} - T_w}{T_{gr} - T_c} - h\eta$$
 (5)

式中: T_{gr} 为主流在壁面附近的恢复温度; T_w 为叶片表面壁温; T_c 为冷气温度; h 为换热系数; η 为气膜冷却效率。 η 的定义如下

$$\eta = \frac{T_{gr} - T_{aw}}{T_{gr} - T_c}$$
 (6)

其中 T_{aw} 是叶片表面的绝热壁温。关于数据处理的过程,更详细的推导和证明可参考文献[23,27]。

为了降低实验误差,本文实验采用和文献[19]相似的做法,在叶片加热和常温的情况下进行,每个吹风比工况的结果都是采用两次实验的数据综合处

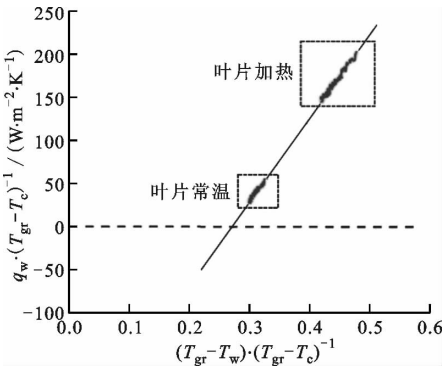


图7 数据处理原理示意图

理得到。图7给出了数据处理原理示意图,通过最小二乘法对数据点进行拟合,拟合直线的斜率为换热系数,在横坐标上的截距为气膜冷却效率。

2.2 误差分析

本文的实验误差主要包括温度测量误差和气动测量误差。根据 Moffat 的公式^[28],温度和气动误差可通过随机误差传递进行分析,具体的分析过程可参考文献[23]。实验过程中各参数的最大相对误差见表3。

表3 实验中各参数的最大相对误差

参数	Re	Ma	M	C_p	h	η
最大相对误差/%	1.9	3.2	5	3.3	5	8

3 结果讨论

3.1 叶片表面马赫数和换热系数分布

冷气的流量计算需要气膜孔所在位置的主流密度和速度,本文在钢制实验叶片的中截面布置了34个静压测量孔,通过压力扫描阀测得了不同主流雷诺数时的静压分布,然后计算得到气膜孔排位置处的主流密度和速度,同时得到了叶片表面的 Ma 沿流向的分布,如图8所示,图9给出了通过数值计算得到的叶栅中截面的 Ma 分布。由图8、9可以看出, Ma 在吸力面 $0 < S \cdot C^{-1} < 0.3$ 区域内沿流向快速升高,然后在 $0.3 < S \cdot C^{-1} < 0.8$ 上升速度变缓,在 $S \cdot C^{-1}$ 大于 0.8 的区域内逐渐降低,表明此时出现了逆压梯度。在压力面, Ma 沿流向一直上升,且上升速率先降低后升高, P_1 和 P_2 处的 Ma 分别为 0.14 和 0.45。从图8也可以看出,不同雷诺数下的 Ma 分布基本是一致的,只在吸力面尾缘附近有轻微差别,这也表明了本文实验所采用的风洞系统对气动状态的准确控制能力。

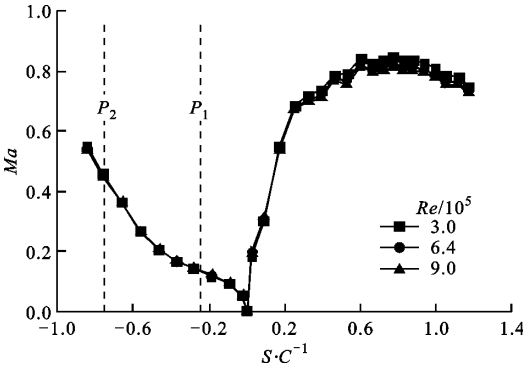


图8 光叶片表面马赫数沿流向的分布规律

本文实验所采用的光叶片的换热系数 h 的分布已在文献[25]中给出,为了获得 P_1 和 P_2 处的边界

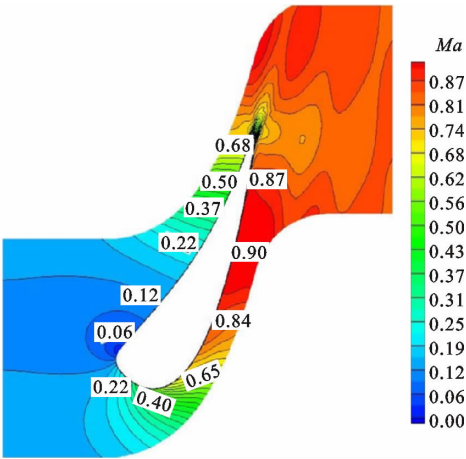


图 9 叶栅中截面马赫数云图分布

层状态以分析气膜冷却效率变化的机理,也为了给分析换热系数比提供基础数据,本文仅给出了设计雷诺数时的 Nu 和 St 分布。

叶片表面 Nu 的定义式为

$$Nu = hC/\lambda_0 \tag{7}$$

式中 λ_0 是主流气体的导热系数。

当地 Re_L 和 St 的定义如下式

$$Re_L = \frac{\rho_L V_L S}{\mu} \tag{8}$$

$$St = \frac{Nu_L}{Re_L Pr} = \frac{h}{\rho_L V_L C_p} \tag{9}$$

Bergman 等给出了平板上 Nu_L 和 Re_L 、普朗特数 Pr 的关系式^[29]。边界层为层流状态时

$$Nu_L = 0.332 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \tag{10}$$

边界层为湍流状态时

$$Nu_L = 0.0296 Re_L^{4/5} Pr^{1/3} \tag{11}$$

式中下标 L 代表当地参数。

图 10 给出了 Re 为 6.4×10^5 时主流湍流度对涡轮叶片表面换热系数分布的影响,高主流湍流度显著增强了光叶片表面的换热系数,但是没有对边界层的发展过程产生明显的影响。从前缘驻点开始,压力面换热系数沿流向逐渐降低,表明层流边界层逐渐变厚,热阻也随之增大。在 $S \cdot C^{-1}$ 约为 0.3 时,换热系数沿流向停止下降并开始上升,这是因为此时发生了层流边界层到湍流边界层的转捩,随着湍流边界层的逐渐发展,换热系数也逐渐增大, P_1 位于层流边界层末端而 P_2 位于湍流边界层的位置。值得注意的是,压力面最后一点的换热系数突然降低,Arts 的实验结果中也有这个现象^[30],这可能是由于此处发生了流动分离导致流速降低,换热变弱。

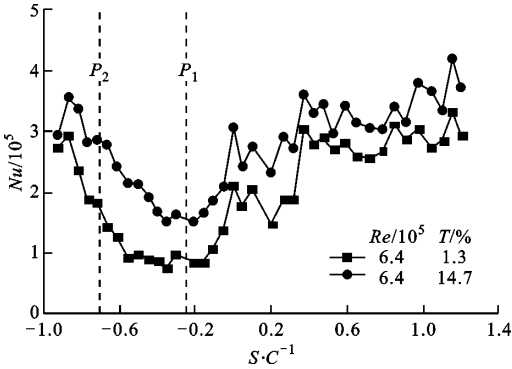
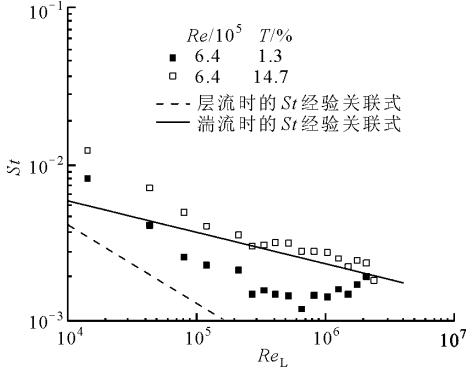
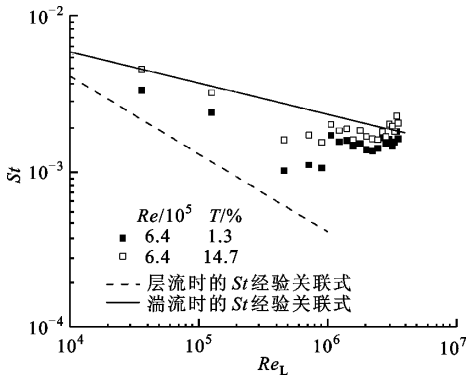


图 10 Re 为 6.4×10^5 时叶片表面的 Nu 分布

图 11 给出了主流湍流度对叶片表面 St 的影响,并与平板上的经验关联式进行了对比,横坐标是当地弧长雷诺数。对于压力面而言, T 为 1.3% 时 St 沿流向的变化趋势和层流经验关联式相似,但数值较高,这可能是由于叶栅内的压力梯度导致的,在后半段数据点向湍流时的 St 经验关联式移动,表明边界层由层流到湍流的转捩。在 T 为 14.7% 时,叶片表面 St 明显增大,在整个压力面都高于湍流时的 St 经验关联式,但是在前半段数据点的变化趋势仍然和层流时的 St 经验关联式相似, St 较大可能是



(a)压力面



(b)吸力面

图 11 叶片表面 St 分布以及和平板上 St 经验关联式的对比

由于主流湍流度较高和压力梯度导致的。在吸力面,高低主流湍流度时 St 的变化规律相似, St 基本都处于 2 个经验关联式之间,前 5 个测点的 St 分布规律与层流时的 St 经验关联式类似,然后沿流向 St 有一个显著的上升过程,表明层流边界层到湍流边界层的转捩过程相对于压力面更快。

3.2 主流湍流度对 P_1 下游气膜冷却效率的影响

图 12a 是 T 为 1.3% 时 P_1 下游的气膜冷却效率分布,并与文献[20]和文献[31]的实验结果进行了对比, X 是孔下游距离气膜孔出口中心处的弧长, D 为气膜孔圆柱段直径。本文实验和以上两篇文献的气膜孔相关的对比信息见表 4。通过实验结果对比可以看出,本文的 W 型气膜孔具有更高的气膜冷却效率,这是由于本文研究的气膜孔倾角小,排布较密,且测量的是中心线气膜冷却效率。实验中使用的叶片叶型、主流雷诺数、气膜孔排的具体位置不同,这也可能是造成气膜冷却效率不同的原因。 P_1 下游 $X \cdot D^{-1}$ 小于 30 的区域内气膜冷却效率随吹风比增大先升高后降低。吹风比小于 1.2 时,吹风比增大使得贴附壁面的冷气量增加,因此气膜冷却效率逐渐增大,这一现象在吹风比从 0.5 升高到

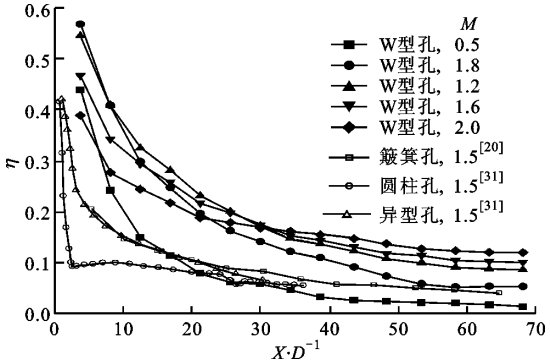
0.8 时最为明显;当吹风比大于 1.2 时,吹风比增大使得冷气射流在气膜孔出口处具有较大的法向动量,致冷气脱离壁面被主流耗散掉,贴附壁面的冷气量减少,因此气膜冷却效率逐渐降低。在 P_1 下游 $X \cdot D^{-1}$ 大于 30 的区域,吹风比越高气膜冷却效率越高,这是由于大吹风比时冷气量较多,抵抗耗散的能力比较强。

表 4 相关研究的实验参数对比

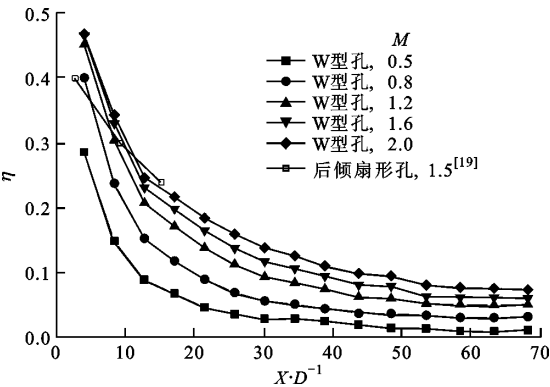
参数	数值		
	本文	文献[20]	文献[31]
进口 $Re/10^5$	6.4	4.0	2.8
出口 Ma	0.8	0.9	0.72
气膜孔主倾角/(°)	35	60	40
孔间距	3D	4D	3.5D
测量方法	热电偶	热电偶	PSP
气膜冷却类型	孔中心	孔中心	展向平均
叶型	导向叶片	导向叶片	导向叶片
位置	压力面	压力面	压力面

图 12b 给出了 T 为 14.7% 时 P_1 下游的气膜冷却效率分布,并和文献[19]中后倾扇形孔的气膜冷却效率进行了对比(T 为 12%),在 $X \cdot D^{-1}$ 小于 10 的区域内 W 型孔气膜冷却效率略高。 T 为 14.7% 时 P_1 下游的气膜冷却效率随着吹风比的增大一直增大,同时沿流向的衰减速度较 T 为 1.3% 时更快。根据 Schroeder 在平板上的温度场和速度场测量结果^[12,32]可知,主流湍流度增大会增强气膜孔出口流体的速度波动以及主流和二次流的掺混过程,这对于气膜冷却效率有两方面的影响。一方面,当吹风比较大时,冷气射流由于动量较高易于脱离壁面,此时高主流湍流度可以使冷气射流核心向壁面移动,在一定程度上抑制了冷气吹脱壁面的现象,因此对于 M 为 2.0 的工况,在 $X \cdot D^{-1}$ 小于 10 的区域内, T 为 14.7% 时的气膜冷却效率较 T 为 1.3% 时高;另一方面,高主流湍流度会加快冷气的耗散,对于 M 小于 1.6 的工况,冷气未明显脱离壁面,此时高主流湍流度引起的耗散作用导致较多的冷气耗散到主流中,从而降低了气膜冷却效率。

图 13a 和图 13b 分别给出了 Re 为 3.0×10^5 和 9.0×10^5 时主流湍流度对 P_1 下游气膜冷却效率的影响。结合图 12 可以看出,3 个雷诺数工况下:小吹风比(M 为 0.5)时高主流湍流度都显著降低了孔下游的气膜冷却效率;中高雷诺数工况下,大吹风比(M 为 2.0)时高主流湍流度在 $X \cdot D^{-1}$ 小于 10 的



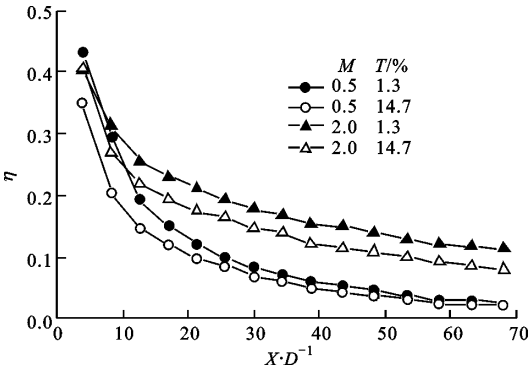
(a) $T=1.3\%$



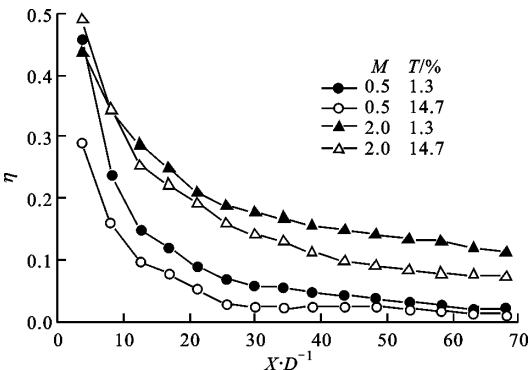
(b) $T=14.7\%$

图 12 Re 为 6.4×10^5 时吹风比和主流湍流度对 P_1 下游气膜冷却效率的影响

区域提高了气膜冷却效率,而在 $X \cdot D^{-1}$ 大于 10 的区域内降低了气膜冷却效率,这种现象在 Re 为 3.0×10^5 时不明显,主要是由于雷诺数低导致相同吹风比时的冷气量较少,这也表明主流湍流度对气膜冷却效率的影响和主流雷诺数也有关系。



(a) $Re = 3.0 \times 10^5$



(b) $Re = 9.0 \times 10^5$

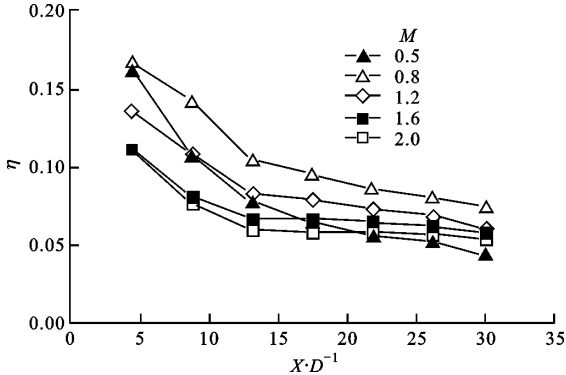
图 13 主流湍流度对 P_1 下游气膜冷却效率的影响

3.3 主流湍流度对 P_2 下游气膜冷却效率的影响

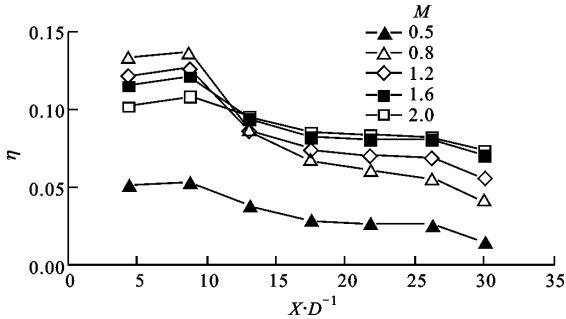
图 14a 给出了 T 为 1.3% 时压力面 P_2 下游气膜冷却效率的分布规律。从图 14a 可以看出,气膜冷却效率整体水平较 P_1 低,在 M 小于等于 1.2 时沿流向一直下降,在 M 大于等于 1.6 时沿流向先下降然后平缓,在本文实验吹风比范围内,最佳吹风比为 0.8。 M 大于等于 1.2 时吹风比越大气膜冷却效率越低,这是因为 P_2 位置的主流速度高,导致 M 大于等于 1.2 时冷气具有较大的射流动量从而脱离了壁面。同时也可以看出,大吹风比时气膜冷却效率沿流向下降的速度变缓,这是因为大吹风比时冷气流量较大,抵抗主流耗散的能力较强。

图 14b 给出了 T 为 14.7% 时 P_2 下游的气膜冷却效率的分布规律,在 $X \cdot D^{-1}$ 小于 12 的区域内 M 为 0.8 时气膜冷却效率最高,而在 $X \cdot D^{-1}$ 大于 12 的区域内气膜冷却效率随吹风比的增大一直增大,这和 T 为 1.3% 时的实验结果具有很大差别,主要

是因为高主流湍流度可以抑制大吹风比时冷气脱离壁面的现象,从而提高气膜冷却效率。



(a) $T = 1.3\%$



(b) $T = 14.7\%$

图 14 Re 为 6.4×10^5 时吹风比和主流湍流度对 P_2 下游气膜冷却效率的影响

图 15 给出了 Re 为 3.0×10^5 和 9.0×10^5 时主流湍流度对 P_2 下游气膜冷却效率的影响。对于 Re 为 3.0×10^5 的工况, M 为 0.5 和 2.0 时高主流湍流度都降低了气膜冷却效率,这主要是因为本文通过改变主流密度来改变主流雷诺数,不同雷诺数工况时叶片表面速度分布基本相同, Re 为 3.0×10^5 时的主流密度较低导致 M 为 0.5 时的冷气质量流量较小,此时冷气抵抗耗散的能力较差,冷气大部分被耗散到主流中。对于 Re 为 9.0×10^5 时 M 为 0.5 的工况,高主流湍流度导致 $X \cdot D^{-1}$ 小于 8 区域内的气膜冷却效率有明显降低,而对 $X \cdot D^{-1}$ 大于 8 区域内的气膜冷却效率影响较小。结合图 14 和图 15 可以看出,雷诺数越高,主流湍流度对小吹风比时气膜冷却效率的降低越不明显,这说明小吹风比 (M 为 0.5) 时主流湍流度的影响与雷诺数也有关系,也即是与冷气的绝对质量流量有关;而在大吹风比 (M 为 2.0) 时发生了冷气脱离壁面的现象,高主流湍流度使得冷气核心向壁面移动从而提高了气膜冷却效率。

由于 P_2 出口处马赫数为 0.45,二次流温度高

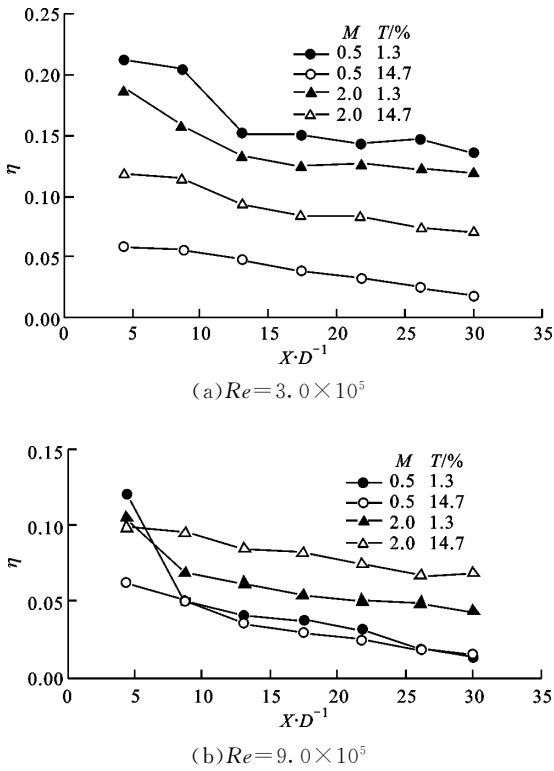


图 15 主流湍流度对 P_2 下游气膜冷却效率的影响

于主流温度,因此 P_2 吹风比达到 2.0 时气膜孔中的流速有可能是超声速状态产生壅塞效应。为此进行了数值模拟求证,在边界条件设置中,所有参数设置与实验保持一致,冷气给定质量流量进口,经过计算得到了气膜孔内的马赫数分布,如图 16 所示,最大马赫数达到了 0.85,为亚声速状态,不涉及超声速范围。

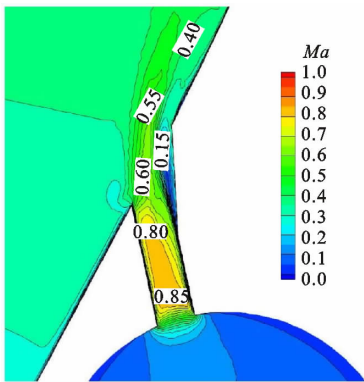


图 16 M 为 2.0 时 P_2 中截面的局部马赫数分布

3.4 主流湍流度对气膜冷却效率影响的对比

图 17 给出了不同主流雷诺数时 P_1 和 P_2 下游 $X \cdot D^{-1}$ 小于 30 的区域沿流向的平均气膜冷却效率,横坐标是吹风比,纵坐标是平均气膜冷却效率。由于实验叶片采用的是单排孔,下游的气膜冷却效率在孔出口附近具有一定的三维性,沿流向取平均

气膜冷却效率可能不具有工程价值,但是这对于分析主流湍流度对 P_1 和 P_2 下游气膜冷却效率的影响程度仍有一定的参考意义。

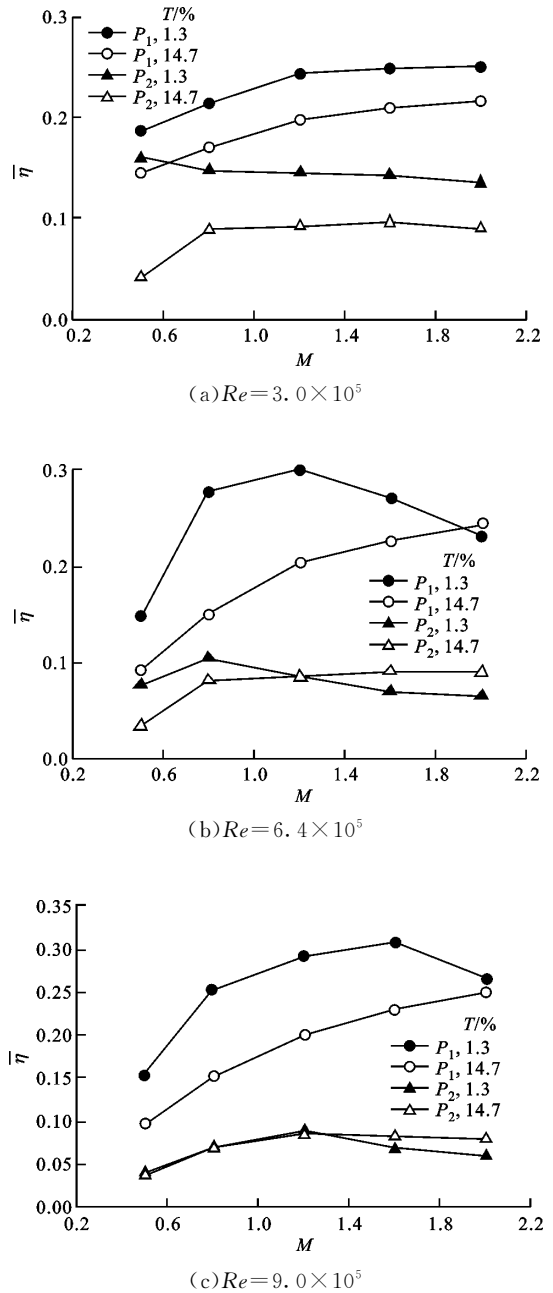


图 17 P_1 和 P_2 下游流向平均气膜冷却效率的对比

从图 17 中可以看出,在 3 个主流雷诺数工况下,当 M 小于等于 1.6 时,主流湍流度升高使得 P_1 下游的气膜冷却效率都有不同程度的下降,以低湍流度(T 为 1.3%)时的气膜冷却效率为基准,下降幅度为 0.04~0.13(22%~46%),注意到中高雷诺数(Re 为 6.4×10^5 和 9.0×10^5)时主流湍流度对气膜冷却效率的影响更加明显。当 M 为 2.0 时,高主流湍流度使得平均气膜冷却效率有略微提升,原因

已在上文阐述。 P_1 位于压力面 25% 弧长位置处,附近区域是典型的气膜孔布置位置,主流湍流度对气膜冷却效率的影响如此明显,因此在进行实验研究或者冷却设计时应当充分重视这一点。对于 P_2 , Re 为 3.0×10^5 时,主流湍流度升高降低了所有吹风比时的气膜冷却效率, M 为 0.5 时降低的最明显,达到了 0.08(50%)。

在中高雷诺数时,高主流湍流度降低了 M 小于 1.2 时的气膜冷却效率而提高了 M 大于 1.2 时的气膜冷却效率。根据图 17 的实验结果可以看出,在 T 为 1.3% 和 14.7% 时,相同吹风比时 P_1 下游的气膜冷却效率总是优于 P_2 ,这可能是由于 P_1 孔倾角较小使得冷气更容易贴附到壁面上。根据 Ma 分布可知相同吹风比时 P_2 的冷气量需要的更多,因此在涡轮叶片压力面布置气膜孔应尽量靠近前缘位置,这样可以用较少的冷气量产生较高的气膜冷却效率,而对于压力面尾缘应当考虑结合内部强化换热措施来对叶片进行冷却。根据本文实验结果和分析可知,主流湍流度对气膜孔下游气膜冷却效率的影响规律和孔排位置、雷诺数、吹风比都有关系,不过主要取决于是否改变了主流和二次流的掺混过程。

3.5 主流湍流度对 P_1 和 P_2 下游换热系数比的影响

气膜冷却可以使得叶片表面附近的流体温度降低,这对于叶片是有利的,但是气膜出流一般也会增强换热,这对于叶片通常是有害的,因此为了综合评估气膜冷却效果还需要分析气膜出流对换热系数的影响。图 18 给出了吹风比和主流湍流度对 P_1 和 P_2 下游换热系数比的影响,其中 h 代表有气膜出流时孔排下游的换热系数, h_0 代表 T 为 1.3% 时光叶片的换热系数,虚线和实线分别代表有气膜时 T 为 1.3% 和 T 为 14.7% 时的换热系数比,需要强调的是在计算换热系数比时,参照对象都是低湍流度时光叶片的换热系数。

吹风比和主流湍流度对 P_1 下游换热系数比有明显的影 响,在主流湍流度 T 为 1.3% 和 14.7% 两个工况下,吹风比的升高都会提高换热系数比,这是由于气膜出流对叶片附近的流体有扰动,破坏了原有的边界层状态,增强了局部湍流度进而增强了换热,吹风比越大,冷气量越多,扰动越明显,因此换热系数比也就越高。值得注意的是 T 为 1.3% 和 M 为 0.5 的工况下,在 $X \cdot D^{-1}$ 小于 10 的区域换热系数比小于 1.0,这是因为此时二次流速度较低,降低了孔下游主流的速度因此减弱了换热。对于 P_1 而言,当吹风比一定时,主流湍流度的提高会继续增强

换热,换热系数比提高了 1.0~2.5 倍,如 3.2 节所述,主流湍流度的升高加剧了主流和二次流的掺混,导致孔排下游的流动状态更加混乱,因此换热会进一步增强。主流湍流度对换热系数比的这种增强作用对于气膜冷却是有害的,因此在叶片上进行气膜冷却实验研究或进行工程设计时应当重视这个问题。

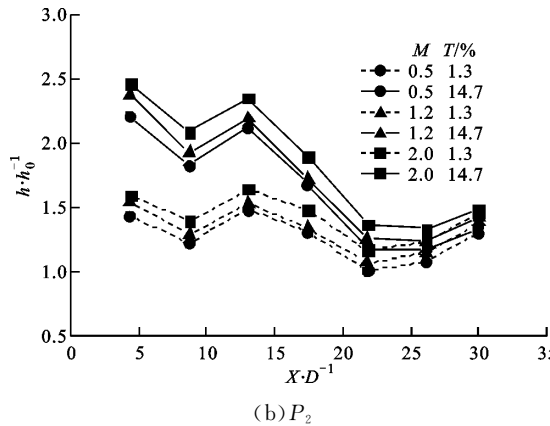
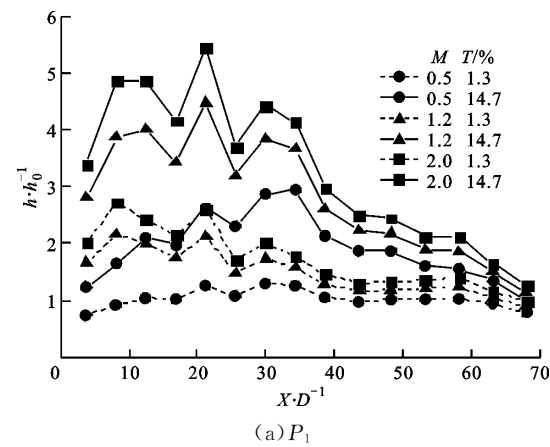


图 18 Re 为 6.4×10^5 时吹风比和主流湍流度对 P_1 和 P_2 下游换热系数比的影响

图 18b 给出了 P_2 下游换热系数比的分布规律,不同吹风比时的换热系数比差别较小,这是由于 P_2 处于压力面后半段区域,根据图 8 Ma 分布和图 9 光叶片换热系数分布可知,此位置的 Ma 和光叶片换热系数都较高,主流流速高导致小吹风比时的冷气流量已经较大,对主流具有明显的扰动,继续增大冷气流量产生的扰动增强作用较小。对于任一个吹风比,当主流湍流度升高后,在 $X \cdot D^{-1}$ 小于 20 的区域内,由于主流的脉动速度增大,增强了主流与二次流的相互作用,导致换热系数比明显升高,这也说明相对于冷气出流,主流湍流度的变化对于换热的影响更加明显。

4 结 论

本文采用实验方法在高亚声速风洞中研究了主流湍流度对涡轮导叶压力面扩张型气膜孔冷却特性的影响,利用热电偶测温技术获得了气膜孔排下游的气膜冷却效率和换热系数,得到以下结论。

(1)在 T 为1.3%工况下: P_1 下游 $X \cdot D^{-1}$ 小于30的区域内,气膜冷却效率随吹风比增大先升高后降低,在实验吹风比范围内,最佳吹风比为1.2,在 $X \cdot D^{-1}$ 大于30的区域内,气膜冷却效率随吹风比增大而增大; P_2 下游的气膜冷却效率随着吹风比的增大先增大后减小, M 为0.8时气膜冷却效率最高。

(2)主流湍流度升高改变了 P_1 下游气膜冷却效率变化规律,导致高端流度时气膜冷却效率随吹风比增大一直增大;同时由于低湍流度时 P_1 出流的冷气贴壁性较好,主流湍流度升高加剧了冷气的耗散,导致气膜冷却效率降低。

(3) P_2 位置处气膜冷却效率受主流湍流度影响的规律复杂:当吹风比较小时,冷气贴附壁面较好,高主流湍流度会增强冷气的耗散从而降低气膜冷却效率;当吹风比较大时,冷气易于脱离壁面,高主流湍流度会使冷气核心向壁面移动从而提高气膜冷却效率。

(4) P_1 下游换热系数比受吹风比和主流湍流度影响明显,吹风比和主流湍流度增大都会明显提高换热系数比; P_2 下游换热系数比受主流湍流度影响明显而受吹风比影响较弱。

参考文献:

- [1] BOGARD D G, THOLE K A. Gas turbine film cooling [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2006, 22 (2): 249-270.
- [2] BUNKER R S. Evolution of turbine cooling [C] // *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. New York, USA: ASME, 2017: GT2017-63205.
- [3] BUNKER R S. A review of shaped hole turbine film-cooling technology [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2005, 127(4): 441-453.
- [4] BELL C M, HAMAKAWA H, LIGRANI P M. Film cooling from shaped holes [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2000, 122(2): 224-232.
- [5] HAN J C, DUTTA S, EKKAD S. Gas turbine heat transfer and cooling technology [M]. New York, USA: CRC Press, 2012: 1-9.
- [6] AMES F E. Experimental study of vane heat transfer and film cooling at elevated levels of turbulence; CR-19825 [R]. Indianapolis, IN, USA: Allison Engine Company, 1996: 4-5.
- [7] LEBEDEV V P, LEMANOV V V, MISYURA S Y, et al. Effects of flow turbulence on film cooling efficiency [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1995, 38(11): 2117-2125.
- [8] BONS J P, MACARTHUR C D, RIVIR R B. The effect of high free-stream turbulence on film cooling effectiveness [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1996, 118(4): 814-825.
- [9] SCHMIDT D L, BOGARD D G. Effects of free-stream turbulence and surface roughness on film cooling [C] // *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. New York, USA: ASME, 1996: 96-GT-462.
- [10] MAYHEW J E, BAUGHN J W, BYERLEY A R. The effect of freestream turbulence on film cooling adiabatic effectiveness [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2003, 24(5): 669-679.
- [11] SAUMWEBER C, SCHULZ A, WITTIG S. Free-stream turbulence effects on film cooling with shaped holes [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2003, 125(1): 65-73.
- [12] SCHROEDER R P, THOLE K A. Effect of high freestream turbulence on flowfields of shaped film cooling holes [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2016, 138(9): 091001.
- [13] NICOLAS J, LE MEUR A. Curvature effects on a turbine blade cooling film [C] // *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. New York, USA: ASME, 1974: 74-GT-156.
- [14] BERHE M K, PATANKAR S V. Curvature effects on discrete-hole film cooling [C] // *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. New York, USA: ASME, 1998: 98-GT-373.
- [15] QIN Y, CHEN P, REN J, et al. Effects of wall curvature and streamwise pressure gradient on film cooling effectiveness [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 107: 776-784.
- [16] CUTBIRTH J M, BOGARD D G. Evaluation of pressure side film cooling with flow and thermal field measurements: part I Showerhead effects [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2002, 124(4): 670-677.
- [17] 周志翔, 刘存良, 张宗卫, 等. 主流湍流度对涡轮导向叶片气膜冷却特性影响的实验 [J]. *航空动力学报*, 2014, 29(6): 1279-1286.
- ZHOU Zhixiang, LIU Cunliang, ZHANG Zongwei, et al. Experiment on effects of mainstream turbulence in-

- tensity on film cooling characteristics of turbine vane [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(6): 1279-1286.
- [18] 陈文彬, 刘存良, 李冰然, 等. 吹风比与湍流度对涡轮叶片压力面气膜冷却影响的实验研究 [J]. *热能动力工程*, 2019, 34(6): 29-36.
- CHEN Wenbin, LIU Cunliang, LI Bingran, et al. Experimental investigation on the effects of turbulence intensity on film cooling on turbine vane pressure Side [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2019, 34(6): 29-36.
- [19] XUE S, NG W, EKKAD S, et al. The performance of fan-shaped hole film cooling on a gas turbine blade at transonic condition with high freestream turbulence [C]// *Proceedings of the 50th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*. New York, USA: AIAA, 2012: 2012-0368.
- [20] 付仲议, 朱惠人, 刘聪, 等. 涡轮导叶压力面簸箕形气膜孔冷却特性实验研究 [J]. *推进技术*, 2016, 37(12): 2303-2311.
- FU Zhongyi, ZHU Huiren, LIU Cong, et al. Experimental study of film cooling characteristics for dustpan shaped holes on pressure side in a turbine guide vane [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(12): 2303-2311.
- [21] ELNADY T, HASSAN I, KADEM L, et al. Experimental investigation of double rows film cooling on vane pressure side [C] // *Proceedings of the 2012 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. New York, USA: ASME, 2012: 1917-1926.
- [22] EKKAD S, HAN J C. A review of hole geometry and coolant density effect on film cooling [C] // *Proceedings of the ASME 2013 Heat Transfer Summer Conference*. New York, USA: ASME, 2013: HT2013-17250.
- [23] 李红才, 朱惠人, 任战鹏, 等. 短周期跨声速风洞叶栅换热实验验证 [J]. *西安交通大学学报*, 2013, 47(9): 49-54.
- LI Hongcai, ZHU Huiren, REN Zhanpeng, et al. Cascade heat transfer experiment validation in short duration transonic wind tunnel [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2013, 47(9): 49-54.
- [24] 李红才, 朱惠人, 任战鹏, 等. 短周期风洞上动叶表面压力和换热测量 [J]. *西安交通大学学报*, 2013, 47(3): 114-119.
- LI Hongcai, ZHU Huiren, REN Zhanpeng, et al. Pressure and heat transfer measurement of vane surface in short duration wind tunnel [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2013, 47(3): 114-119.
- [25] 付仲议, 朱惠人, 姚春意, 等. 亚声速涡轮导叶全气膜冷却特性实验研究 [J]. *推进技术*, 2019, 40(1): 27-35.
- FU Zhongyi, ZHU Huiren, YAO Chunyi, et al. Experimental study of film cooling characteristics of subsonic turbine guide vane [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(1): 27-35.
- [26] OLDFIELD M L. Impulse response processing of transient heat transfer gauge signals [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2008, 130(2): 021023.
- [27] 朱惠人, 成文娟, 李红才. 短周期风洞叶栅瞬态换热实验数据处理 [J]. *航空动力学报*, 2011, 26(6): 1301-1309.
- ZHU Huiren, CHENG Wenjuan, LI Hongcai. Data processing of blade's transient heat transfer experiment in short duration wind tunnel [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2011, 26(6): 1301-1309.
- [28] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(1): 3-17.
- [29] BERGMAN T L, LAVINE A S, INCROPERA F P, et al. *Fundamentals of heat and mass transfer* [M]. 7th ed. New York, USA: John Wiley and Sons, 2011: 441-443.
- [30] ARTS T, DUBOUE J M, ROLLIN G. Aerothermal performance measurements and analysis of a two-dimensional high turning rotor blade [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(3): 494.
- [31] ZHANG L J, PUDUPATTY R. The effects of injection angle and hole exit shape on turbine nozzle pressure side film cooling [C]// *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. New York, USA: ASME, 1999: 99-GT-196.
- [32] SCHROEDER R P, THOLE K A. Thermal field measurements for a shaped hole at low and high freestream turbulence intensity [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2017, 139(2): 021012.

(编辑 武红江)