

扇形与平面叶栅内高负荷叶片的换热特性实验研究*

师晴晴¹, 刘存良^{1,2}, 李洋³, 李维³, 张帆¹, 刘海涌¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710129;

2. 西北工业大学 陕西省航空动力系统热科学重点实验室, 陕西 西安 710129;

3. 中国航发湖南动力机械研究所 中小型航空发动机叶轮机械湖南省重点实验室, 湖南 株洲 412002)

摘要: 为了探究扇形与平面叶栅条件下高负荷叶片的外换热特性, 采用瞬态液晶测量技术, 测量了雷诺数 (Re)、湍流强度 (Tu) 对扇形叶栅 (曲端壁) 的小展弦比高负荷涡轮叶片表面努塞尔数 (Nu) 的影响, 并与平面叶栅 (直端壁) 进行了对比。结果表明, 曲端壁相较于直端壁增加了 21.5° 的径向进气角以及上下端壁曲率不同, 从而导致换热沿叶高的不对称分布。雷诺数增大, 叶片各位置的换热明显增强, 吸力面边界层转捩点位置不断向前缘靠近, 雷诺数对直端壁的影响大于曲端壁。随湍流强度增大, 努塞尔数整体有所升高, 吸力面转捩点位置前移, 压力面过渡现象明显增强, 中弦部分努塞尔数一维特性更为明显, 湍流强度对两类端壁的叶片影响类似。在研究低雷诺数或湍流强度对高负荷叶片的换热影响时, 可采用直端壁进行简化, 而在高雷诺数时, 为了保证结果准确性, 需在发动机实际扇形叶栅中进行实验。

关键词: 高负荷叶片; 扇形通道; 液晶; 努塞尔数; 雷诺数; 湍流强度

中图分类号: V231.1 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2022) 08-210172-09

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.210172

Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of Highly-Loaded Blades Between Sector and Linear Cascade

SHI Qing-qing¹, LIU Cun-liang^{1,2}, LI Yang³, LI Wei³, ZHANG Fan¹, LIU Hai-yong¹

(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;

3. Hunan Key Laboratory of Turbomachinery on Medium and Small Aero-Engine, AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: To explore the overall heat transfer characteristics of highly-loaded blades with sector cascade and linear cascade, the effects of Reynolds numbers (Re) and turbulence intensity (Tu) on the Nusselt number (Nu) of highly-loaded blades with small aspect ratio were measured by using the transient liquid crystal measurement technique with a sector cascade (curved endwall). The results were compared with those of a linear cascade (straight endwall). The results reveal the asymmetric distribution of heat transfer along the blade height of the curved endwall. That is because the radial inlet angle increases by 21.5° of curved endwall compared with straight

* 收稿日期: 2021-03-22; 修订日期: 2021-06-18。

基金项目: 国家自然科学基金 (51936008); 陕西省杰出青年科学基金 (2021JC-11)。

作者简介: 师晴晴, 博士生, 研究领域为航空发动机高温部件冷却。

通讯作者: 刘存良, 博士, 教授, 博士生导师, 研究领域为航空发动机涡轮叶片先进气膜冷却技术。

引用格式: 师晴晴, 刘存良, 李洋, 等. 扇形与平面叶栅内高负荷叶片的换热特性实验研究[J]. 推进技术, 2022, 43(8): 210172. (SHI Qing-qing, LIU Cun-liang, LI Yang, et al. Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of Highly-Loaded Blades Between Sector and Linear Cascade[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(8):210172.)

endwall and the upper and lower endwalls have different curvature of curved endwall. With the increase of Re , the heat transfer at each position of the blade is obviously enhanced, and the transition point of the laminar boundary layer on the suction surface is approaching to the leading edge. The effects of Re on straight endwall are greater than those on curved endwall. With the increase of Tu , the overall Nusselt number (Nu) increases. The transition point on the suction surface moves forward, and the transition phenomenon on the pressure surface is obviously enhanced. The one-dimensional characteristic of Nu on the middle chord is more obvious. Tu has similar effects on the blades of two endwalls. In the study of the influence of low Re or Tu on the heat transfer of highly-loaded blades, the straight endwall can be used for simplification. But in order to ensure the accuracy of high Re , the experiment should be carried out in the real sector cascade of the engine.

Key words: Highly-loaded blades; Sector cascade; Liquid crystal; Nusselt number; Reynolds number; Turbulence intensity

符号表

Re	雷诺数	PS	压力面	λ	导热系数
Tu	湍流强度	SS	吸力面	h	对流换热系数
Nu	努塞尔数	T_w	壁面温度	p_∞^*	来流总压
H	叶高	T_0	平板初始温度	p_0	入口静压
S	叶片表面弧长	T_g	平板外侧气流温度	p	叶片中截面静压测孔测得的压力
C	叶片弦长	ρ	气流密度	v'	主流通道内测点的脉动速度
t	栅距	c_p	定压比热容	\bar{v}	主流时均速度

1 引言

随着涡轮气动负荷的不断提高,小展弦比高负荷涡轮叶片设计技术得到越来越多的应用,高负荷叶片可以用来代替传统的两级高压涡轮架构,减少零件的数量和重量^[1]。由于叶片负荷增加,叶栅通道内存在较大的逆压梯度,因此叶片吸力面易发生流动分离现象,导致更大的气动损失^[2-3],需要使因负荷增加而增加的损失最小化^[4]。深入理解和掌握高负荷涡轮叶片表面的流动换热特性,对于目前的涡轮叶片设计技术具有重要意义。

关于流动参数对高负荷叶片的影响研究上,众多研究人员利用流动可视化技术研究了高负荷叶片表面的分离特性,发现随湍流强度及雷诺数增大,分离起始位置后移,分离泡尺寸减小,再附着位置前移^[5-6]。Pharris等^[7]在高负荷叶片上研究了低雷诺数流动的分离现象,结果发现,低雷诺数下,较高的湍流强度会延迟分离并减小分离泡的大小,高雷诺数下,湍流强度的影响变小。近几年,数值模拟上,LES方法^[8-9]被广泛应用于高负荷涡轮计算上,来探究雷诺数和湍流强度对分离的影响。Qu等^[10]使用带有转捩的SST模型研究发现进气的负攻角有利于减小前缘附近的负荷,抑制马蹄涡的压力面分支。Sajadmanesh等^[11]对于超高负荷低压涡轮叶栅在两个雷诺数下进行了数值模拟,结果表明分离泡的形

状取决于大涡结构,将非定常雷诺平均N-S的URANS方法与应用本征正交分解POD方法结合可以识别出旋涡脱落、剪切层扑动的旋涡结构的大小和能量。

关于外换热特性上,宣文韬等^[12]对涡轮一级动叶表面换热特性进行了实验研究,在平面叶栅中研究了吹风比和雷诺数对气膜绝热冷却效率和努塞尔数的影响。陈大为等^[13]通过瞬态液晶技术研究了涡轮动叶表面的对流换热系数。王瑞等^[14]采用试验与数值计算相结合的方法对气冷涡轮叶片表面流动换热特性进行了对比研究,获得了叶片表面温度场及叶栅通道内部流场分布特征。周灵敏等^[15]采用Texstan程序和CFX两种数值计算方法对文献经典叶片C3X叶片进行外换热计算,并与其试验数据进行对比,研究了湍流模型、湍流尺度及耦合计算与非耦合计算对叶片外换热系数的影响。以上研究大多针对于现有低负荷涡轮动叶,缺少有关高负荷叶片流动分离现象引起的换热特性研究。

上述有关高负荷叶片研究大多是基于平面叶栅,然而真实发动机条件下的环形叶栅几何结构会使得叶栅通道内涡系结构不同,从而对叶片表面换热产生影响。且高负荷涡轮光滑叶片外换热的实验研究中,没有针对流动参数与叶栅通道的对比影响研究,而表征流动状态的气动参数及端壁几何结构对叶片换热影响显著。因此,本文针对高负荷

条件下涡轮叶片外换热开展实验研究,利用瞬态液晶技术进行了两组不同端壁条件下高负荷叶片换热实验,详细地分析了不同雷诺数及湍流强度工况下,两种不同端壁叶片表面的换热特性分布情况。

2 实验系统和方法

2.1 实验系统

实验在低速大尺寸叶栅风洞中进行,实验台系统如图1所示,主流进入稳定段后,经过蜂窝器整流,均匀的气流经过加热器被快速加热进入实验通道。为了保证进入实验通道的气流更加均匀,减少流动损失,收缩段采用平滑的曲线与实验段连接。主流温度通过实验段入口的热电偶测得,并通过温度采集模块数据化,通过皮托管测得的动压头校准主流雷诺数。

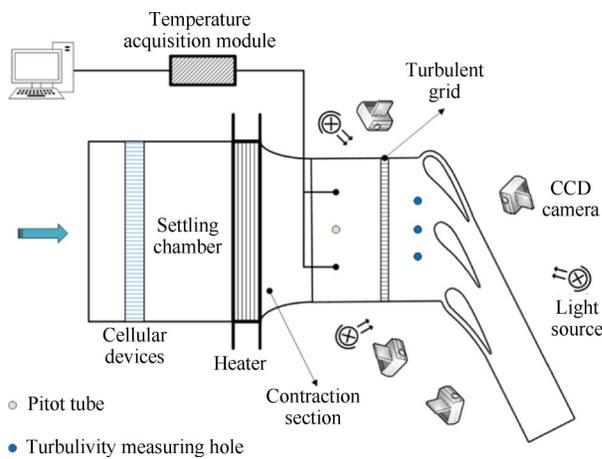


Fig. 1 Schematic of test system

实验采用三叶片两通道叶栅,为了削弱侧壁上边界层发展对中间测量叶片的影响,两侧陪衬叶片距离两侧壁面留出15mm的间隙。实验所需湍流强度通过改变叶栅前湍流格栅与叶片前缘的距离产生,具体湍流强度在叶栅前的湍流强度测点测得,采用 DANTEC Streamline 90N10 Frame 热线风速仪及 55P14 探针测量速度脉动从而计算得到湍流强度。为了得到叶片表面的压力系数分布,在叶片中截面沿型线均布45个静压测孔,通过压力扫描阀 Netscanner Model 9816 测得各个静压孔的压力计算得到叶片表面压力系数分布。

实验中采用基于瞬态换热理论的瞬态热色液晶测量技术,实验叶片由有机玻璃制成,实验开始前具有均匀的温度,加热器对主流进行快速加热,在叶片表面形成热扰动,相当于叶片受到温度恒定的流体

的加热,在足够短的时间内,当扰动的影响还局限在叶片表面附近而尚未深入到叶片内部时,可以将叶片看为一个无限大的物体,忽略叶片表面向叶片内部方向的导热。通过4台 CCD 摄像机分别观察叶片吸力面、压力面及前缘的液晶变色情况,以得到叶片表面的换热情况。

2.2 叶片模型

两组实验叶型相同,叶高 H 为 100mm,叶片弦长 C 为 225.7mm,栅距 t 为 196.35mm,周向进气角 9.2° 。对于直端壁情况,上下端壁为两个平行平面,与叶高方向垂直,扇形叶栅(曲端壁)情况,除了周向进气角之外,还有 21.5° 的径向进气角,导致叶栅前主流通道收缩,图2所示为两类端壁的对比如示意图。

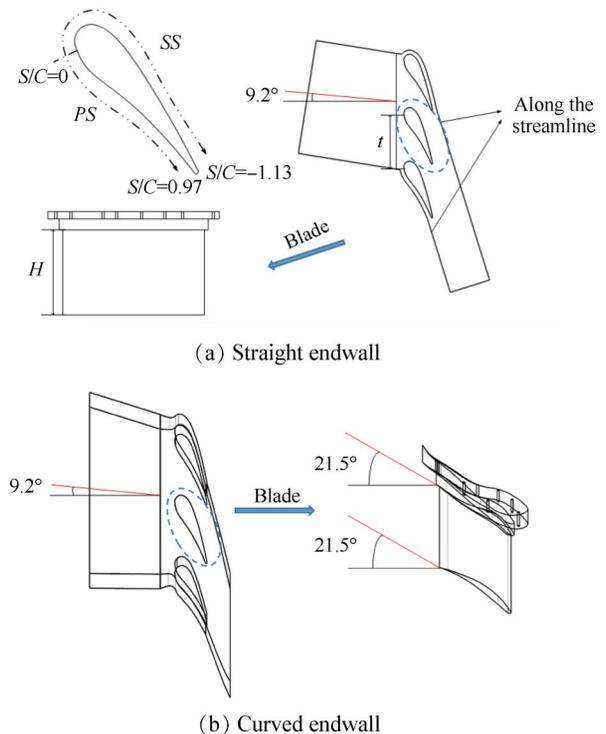


Fig. 2 Schematic of the endwall

叶片型面是不规则曲面,同时图像因拍摄角度产生畸变,因此图形数据需要经后处理转换到正交坐标系下。实验前通过棋盘格标定法对叶片表面位置进行标定,标定叶片表面涂有固定刻度的坐标,在实验开始前,先把位置标定叶片放入实验段,使用摄像机拍摄得到此时叶片位置信息,再放入喷涂液晶的叶片进行实验。因为标定叶片和实验叶片外形相同,实验和标定时摄像机位置以及周围光照等条件都没有变化,可以认为实验叶片上的点与标定叶片上坐标位置是一一对应的。后续依据这种对应关系使用程序处理可以将实验图像转换到正交坐标系

下。选取中截面弦长 C 为无量纲基准,建立 $S/C, H/C$ 与二维坐标 X, Y 之间的关系,将实验结果转换到正交坐标系下,对光滑叶片曲面进行二维展开处理,如图3所示。

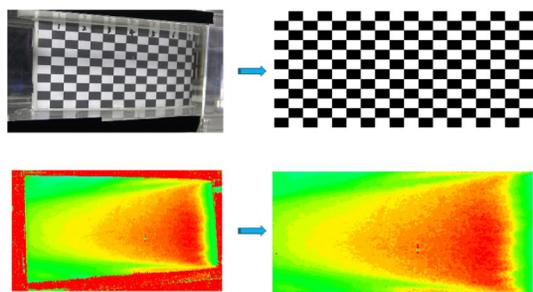


Fig. 3 Schematic of flattening results

2.3 瞬态热色液晶技术

瞬态换算是基于第三类边界条件下的一维半无限大物体的导热理论形成的。相比较稳态测量,瞬态测量具有耗时短、实验简单和实验消耗量少等优点。

由一维半无限大非稳态导热理论解可以推导出到平板壁面温度 $T_w(x=0)$ 分布如下

$$\theta = \frac{T_w(\tau) - T_0}{T_g - T_0} = 1 - \exp\left(\frac{h^2 \tau}{\rho c_p \lambda}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h \sqrt{\tau}}{\sqrt{\rho c_p \lambda}}\right) \quad (1)$$

式(1)描述了第三类边界条件下的各物理参数之间的联系,在已知壁面温度 T_w 分布,平板初始温度 T_0 ,平板外侧气流温度 T_g ,气流密度 ρ 与定压比热容 c_p ,平板导热系数 λ 等参数的情况下,可以通过求解上式得到对流换热系数 h 。

2.4 不确定度分析

在液晶用于温度测量前通过标定来确认温度和颜色的对应关系,保证标定时的测量方法、测量系统、测量环境与实验一致,消除附加误差对实验结果的影响。在本实验,为了进一步降低换热系数 h 的不确定度,由误差传递公式^[16],将过余温度 θ 控制在 0.4~0.7。热电偶的测温误差为 $\pm 0.2\text{K}$,液晶的测温误差为 $\pm 0.1\text{K}$,换热系数的不确定度在 5%~10%。

2.5 参数定义

主流进口雷诺数 Re 定义为

$$Re = \frac{\rho_\infty U_\infty C}{\mu_g} \quad (2)$$

式中 $\rho_\infty, U_\infty, \mu_g, C$, 分别为主流密度,实验入口来流速度,主流动力粘性系数和叶片中截面弦长,实验设置 5 种主流雷诺数工况,分别为 $Re=7 \times 10^4, 1.5 \times 10^5, 2.0 \times 10^5,$

$2.6 \times 10^5, 3.5 \times 10^5$ 。

压力系数定义为

$$C_p = \frac{p - p_\infty^*}{p_\infty^* - p_0} \quad (3)$$

式中 p_∞^* 为来流总压, p_0 为入口静压, p 为叶片中截面静压测孔测得的压力。

主流湍流强度定义为

$$Tu = \frac{\nu'}{\bar{\nu}} \quad (4)$$

式中 ν' 为主流通道内测点的脉动速度, $\bar{\nu}$ 为主流的时均速度,实验中设置 7.5%, 10.3%, 16.9% 三种湍流强度工况。

努塞尔数定义为

$$Nu = \frac{hC}{\lambda} \quad (5)$$

式中 h 为对流换热系数, λ 为空气的导热系数。

3 结果与讨论

3.1 叶片表面压力系数分布规律

通过研究光滑叶片表面压力系数分布规律可以得到叶片表面流动特性,如图4所示,分别给出了 5 种雷诺数工况下直端壁和曲端壁的中截面压力系数分布情况。叶片前缘位置为 $S/C=0, S/C>0$ 为叶片压力面, $S/C<0$ 为叶片吸力面,已在图2(a)中指出,其中 $S/C=0$ 处为驻点位置,压力系数最大。可以看出,两类叶片的压力系数分布趋势类似,由于冲击作用,前缘驻点压力系数最大。在叶片压力面上,沿流向压力逐渐减小。吸力面压力分布较为复杂,从前缘开始沿流向压力先减小,达到最小值后,又突然升高,在吸力面上形成逆压梯度,容易发生流动分离,随后在尾缘附近,直端壁压力系数缓慢上升呈现减速效果,而曲端壁压力系数略微下降呈现加速效果,这将对叶片表面换热产生一定的影响。整体来看,压力面压力系数大于吸力面。且随着雷诺数的升高,吸力面 $S/C<-0.2$ 区域压力系数逐渐升高,其余位置压力系数随雷诺数的变化不明显,不同雷诺数下叶片表面压力系数变化趋势大致相同。

3.2 直端壁叶片表面外换热分布规律

图5给出了 $Tu=7.5\%$, $Re=3.5 \times 10^5$ 条件下直端壁叶片的努塞尔数分布云图,由于展开程序的原因, H/C 越小越靠近上端壁。由于换热情况不同,将叶片分成了五个区域,前缘 A 区、压力面 B 区、吸力面 C 区,吸力面转捩 D 区以及通道涡 E 区以及压力面转捩 F 区。

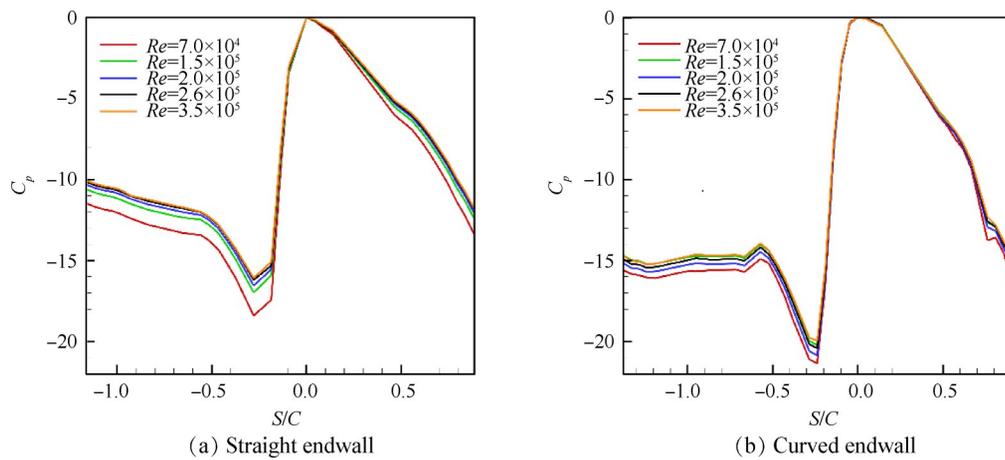


Fig. 4 Distributions of the pressure coefficient of the middle span

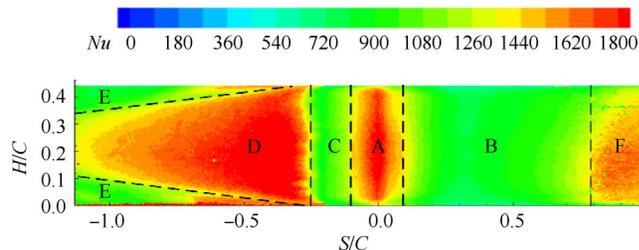


Fig. 5 Contour of Nu distribution at $Re=3.5 \times 10^5$, $Tu=7.5\%$ of blades with straight endwall

可以看出,对于前缘区域A,由公式 $h=\lambda/\delta$ (δ 为边界层厚度, λ 为导热系数, h 为换热系数),此时的边界层厚度大约为 $86\mu\text{m}$,由于来流的冲击作用使得边界层很薄,换热系数较高,努塞尔数较大。上下端壁附近由于角涡影响,降低了前缘冲击作用,努塞尔数略微下降,低于叶片中间区域。前缘附近的压力面和吸力面区域,努塞尔数都有降低的趋势,但相同位置处的吸力面努塞尔值高于压力面,这是压力面静压较高,流速较低,层流边界层较厚导致的,在前缘区域A边缘的压力面 $S/C=0.1$ 处边界层厚度大约为 $120\mu\text{m}$,吸力面 $S/C=0.1$ 处边界层厚度大约为 $110\mu\text{m}$ 。

对于压力面B区域,气流流动较为简单,努塞尔数分布较为均匀,从前缘开始沿着流向,由于冲击作用减弱以及层流边界层的形成并不断增厚,换热削弱,努塞尔数逐渐减小,直到 $S/C=0.3$ 位置,而后由于速度的不断增大,当雷诺数不断增大,使得换热增强,层流开始向湍流过渡,努塞尔数开始上升。在较大入口雷诺数下,由于叶片弦长较长,在尾缘附近,速度增大,扰动增强进而引发了转捩,即压力面F区,明显观察到了努塞尔数的急剧上升。

在叶片吸力面,对于C区,从前缘沿着流向层流边界层不断增厚,努塞尔数明显下降,此处还发生了流动分离现象,也导致了努塞尔数的下降。在 $S/C=-0.2\sim-0.5$

附近的D区域,可以观察到明显的高努塞尔数区域,努塞尔数大于前缘。这是由于在此处发生了层流边界层的转捩现象,努塞尔数急剧升高。随后沿吸力面湍流边界层厚度不断增大,努塞尔数又逐渐减小。由于吸力面整体速度高于压力面,所以对于整个叶片,吸力面努塞尔数较高,换热较强。吸力面E区主要受通道涡影响,从 $S/C=-0.25$ 开始由前缘角涡与马蹄涡分支结合而成的通道涡的影响在端壁附近显现,呈现中间增强换热,两侧削弱的现象,其影响区域持续至 $S/C=-0.8$,而后由于湍流强度的影响,涡系强度减弱,其影响被削弱。

叶片表面的流动状态是影响光滑叶片表面换热的主要因素之一,作为衡量流动状态的关键参数主流雷诺数会对光叶片换热产生影响。图6所示为不同主流雷诺数下,直端壁光滑叶片表面努塞尔数分布云图,图7为每种雷诺数工况下的努塞尔数展向均值分布,即同一弧长位置 S 的平均值。

可以看出,随着雷诺数的提高,叶片表面努塞尔数均显著增大,在涡轮叶片前缘区域换热增强的效果较为明显,这是因为前缘受到来流冲击的影响,对来流的速度有最为直观的反映。在叶片吸力面区域,边界层内层流向湍流的转捩点随着雷诺数的增大而略微提前,转捩处的努塞尔数增幅大于前缘,在雷诺数较大时,转捩努塞尔数大于前缘。所有雷诺数下在叶片吸力面靠近端壁的区域,均出现了一个努塞尔数较低的区域,其形状呈三角形,这是由马蹄涡或角涡产生的影响,且随着雷诺数的增加此区域越大越靠近中截面,说明随着雷诺数的增加,通道涡的影响区域变大,使得低努塞尔数区域逐渐变大。在压力面,努塞尔数的分布与吸力面有较大不同,随雷诺数变化较为明显,在较低雷诺数($7 \times 10^4 \sim 2.0 \times 10^5$)

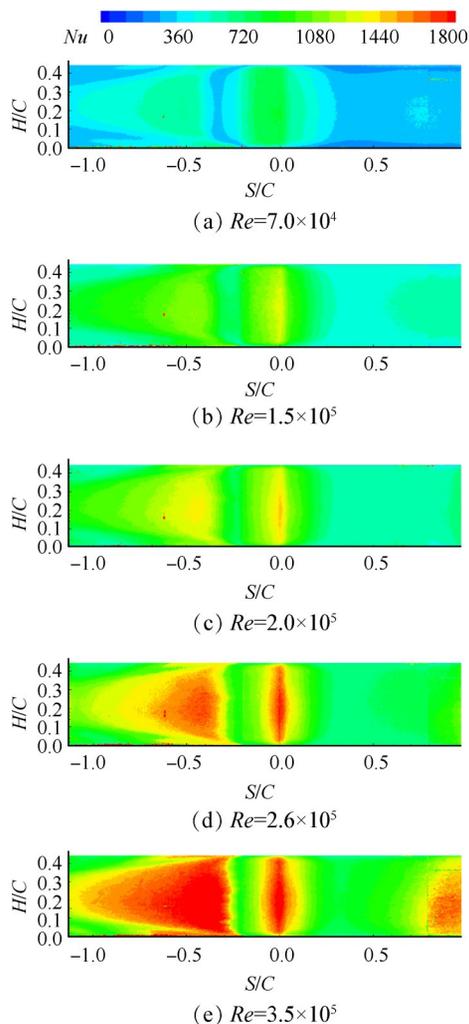


Fig. 6 Contours of Nu distribution at different Re of blades with straight endwall

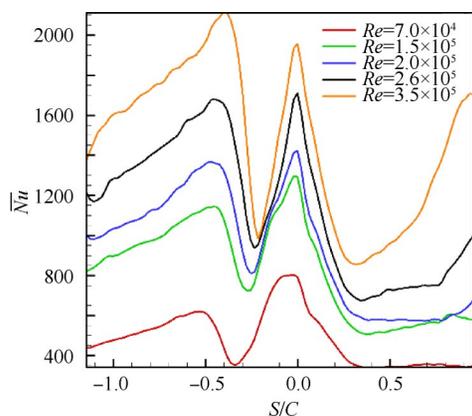


Fig. 7 Laterally-averaged Nu distributions at different Re of blades with straight endwall

条件下,压力面分布较为均匀,层流边界层不断发展,较高雷诺数(2.6×10^5 , 3.5×10^5)条件下,靠近尾缘区域开始出现努塞尔数上升,层流边界层开始向湍流边界层过渡,但由于未出现努塞尔数的峰值,故转捩并未完全完成。

3.3 曲端壁叶片表面外换热分布规律

图 8 为 $Tu=7.5\%$, $Re=3.5 \times 10^5$ 条件下曲端壁叶片表面的努塞尔数分布云图,由于端壁造型为弯曲端壁,故展开后的云图上下端壁不为直线。

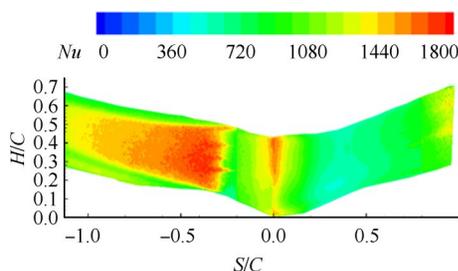


Fig. 8 Contour of Nu distribution at $Re=3.5 \times 10^5$, $Tu=7.5\%$ of blades with curved endwall

从图中可以看出,与直端壁类似,前缘区域换热较高,由于曲端壁相较于直端壁有 21.5° 的径向进气角,从而导致前缘上端壁附近区域换热低于下端壁附近区域,叶高方向分布不对称,这是由于径向进气角导致上端壁附近的气流先接触前缘,而扇形叶栅实验通道有收缩的趋势,气流在通道中加速,因此上端壁附近气流速度低于下端壁附近,从而由于下端壁附近气流的较大冲击作用导致下端壁处换热较强。

对于压力面,从前缘沿流向,换热整体呈现先下降后升高的趋势。与直端壁相比,在压力面中弦区域,努塞尔数分布一维性削弱,且整个压力面呈现下端壁附近努塞尔数明显高于上端壁,这是由于下端壁附近叶片表面的速度高于上端壁,从而导致下端壁边界层较薄,换热增强,这一方面是径向进气角导致叶栅入口处下方流速就高于上方,还有一方面是由于环形叶栅造型原因,下端壁曲率较大,导致速度较大。

在吸力面,沿流向换热整体趋势与直端壁类似,努塞尔数随着 S/C 绝对值的增大,先减小,在 $S/C=-0.3$ 观察到层流边界层向湍流边界层的转捩现象,努塞尔数急剧增大,转捩完成后努塞尔数逐渐下降,下降速度小于直端壁,这可以在压力系数图中看出,对于曲端壁吸力面尾缘呈现缓慢加速,抵消一部分湍流边界层增厚带来的努塞尔数降低,而直端壁吸力面尾缘呈现减速效果,湍流边界层增厚效果增强。还观察到吸力面上换热上下不对称,这是由于端壁的弯曲和不对称使得叶栅通道内涡系不对称导致的。

图9所示为不同主流雷诺数下,曲端壁光滑叶片表面努塞尔数分布云图,图10为不同雷诺数下 $H/C=0.35$ 截面的努塞尔数分布图,由于曲端壁形状不规则,仅做了 $H/C=0.35$ 截面。

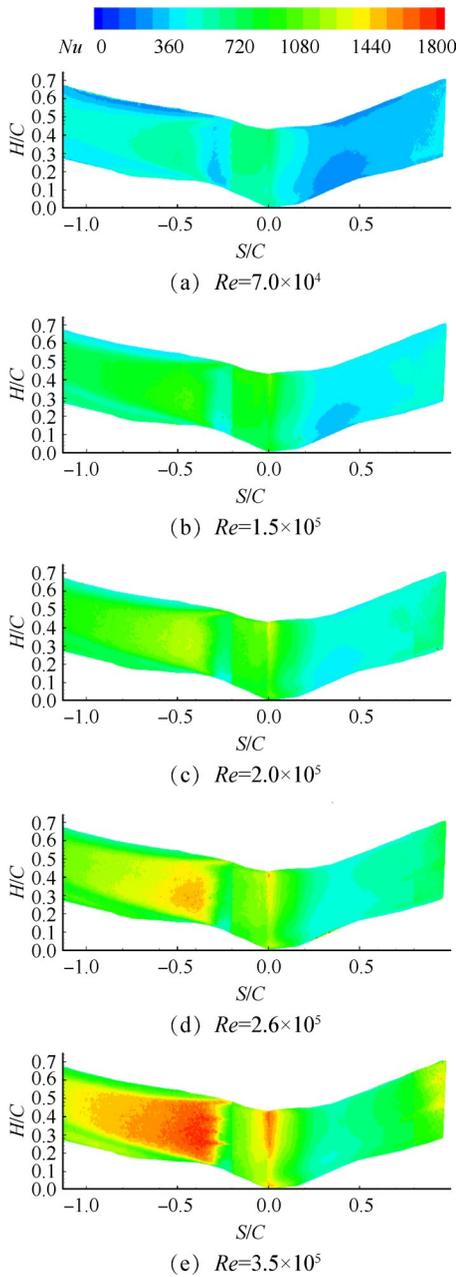


Fig. 9 Contours of Nu distribution at different Re of blades with curved endwall

随着雷诺数的提高,叶片表面努塞尔数显著增大,转捩点略微提前。在较低雷诺数下 ($Re=7 \times 10^4$), 两类端壁的叶片表面努塞尔数区别不大,此时可以用直端壁实验代替曲端壁进行简化,但在较高雷诺数时,直端壁换热大于曲端壁,为了获得真实情况下的叶片表面换热情况必须在曲端壁情况下进行实验。雷诺数对直端壁的影响大于曲端壁,随着雷

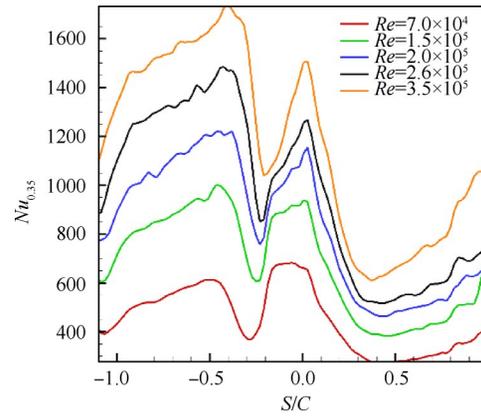


Fig. 10 Nu distributions of $H/C=0.35$ at different Re of blades with curved endwall

诺数的增大,直端壁叶片表面努塞尔数增加幅度大于曲端壁,当雷诺数从 7.0×10^4 增加到 3.5×10^5 ,直端壁前缘努塞尔数增加了 143.75%,曲端壁增加了 130.77%。对于直端壁,在雷诺数较大时 ($Re=3.5 \times 10^5$),转捩处努塞尔数大于前缘,而曲端壁在 $Re=1.5 \times 10^5$ 时,即出现这种情况。

3.4 来流湍流强度对换热的影响

通过改变湍流格栅与叶栅前缘的距离,得到了 2.0×10^5 雷诺数下的三个主流湍流强度 ($Tu=7.5\%$, 10.3% , 16.9%),研究不同主流湍流强度对叶片表面的换热影响,结果如图11所示。

图11给出了雷诺数 2.0×10^5 工况下两种端壁条件的3个不同湍流强度下叶片表面努塞尔数分布云图,可以发现随湍流强度增大,叶片表面的努塞尔数均整体升高。对于前缘区域,前缘角涡的影响区域缩小,上下端壁附近努塞尔数降低区域缩小。压力面努塞尔数的一维特性更为明显,曲端壁条件由上下端壁引起的沿叶高方向的不均匀性降低,且靠近尾缘区域开始出现层流向湍流的过渡,层流边界层的发展距离相对吸力面较长,经历较长距离的发展发生了边界层的过渡及转捩,随湍流强度增大,过渡越明显,压力面过渡速度加快。在吸力面,随湍流强度增大转捩点不断提前,越来越靠近前缘区域,对于直端壁从 $S/C=-0.2$ 左右提升至 $S/C=-0.15$ 左右,曲端壁从 $S/C=-0.26$ 左右提升至 $S/C=-0.23$ 左右,转捩点以前边界层处于层流状态,换热沿流而下降,转捩点以后边界层处于过渡状态,迅速转变为湍流边界层努塞尔数沿流而逐渐上升。

对于不同端壁造型,湍流强度对叶片表面换热的影响类似,在考虑湍流强度对高负荷叶片表面换热的影响时,可采用直端壁来进行实验。

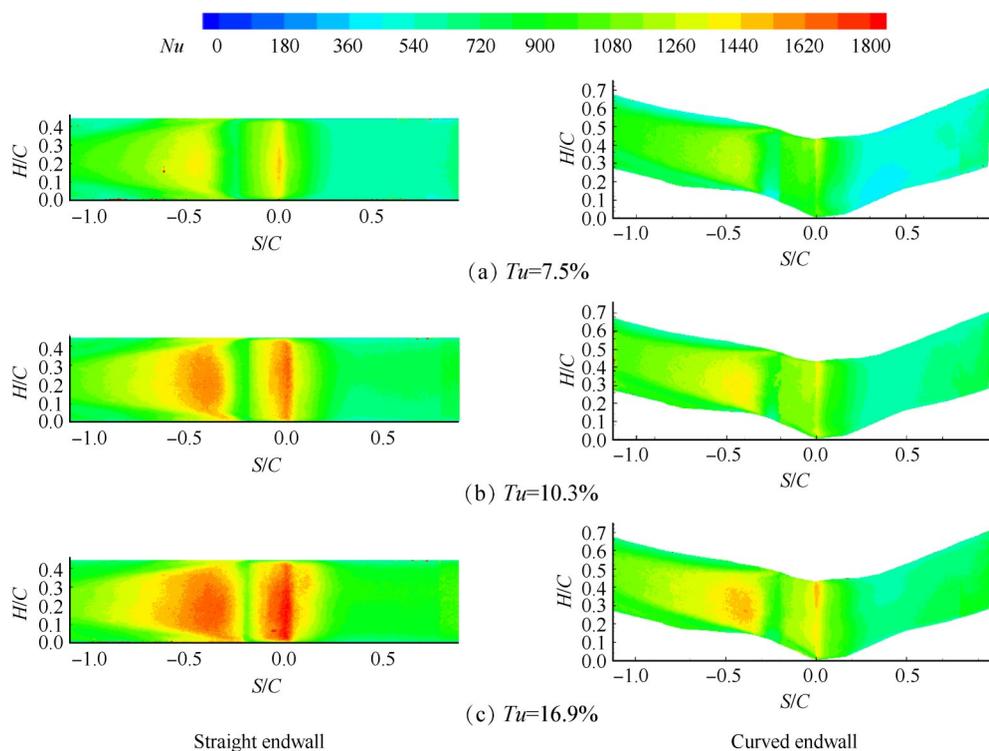


Fig. 11 Contours of Nu distribution at $Re=2.0\times 10^5$

4 结论

本文通过瞬态液晶测量技术研究了不同叶栅通道的高负荷叶片外换热分布情况,主要考虑了雷诺数、湍流强度的影响,得到如下结论:

(1)对于高负荷叶片,由于前缘冲击效应,换热较强。压力面努塞尔数分布较为简单,从前缘沿着流向,努塞尔数先下降,后由于通道加速,努塞尔数又不断升高。吸力面努塞尔数变化较为复杂,沿流向由于层流边界层的不断增厚,努塞尔数下降,随后发生转捩,努塞尔数值急剧上升,尾缘附近又缓慢下降。

(2)端壁造型的影响主要是由于曲端壁相较于直端壁增加了径向进气角以及通道形状造成的,导致叶栅通道内涡系的不对称及上下端壁附近气流速度的不同,从而使换热分布呈现沿叶高分布不对称现象,且吸力面尾缘由于曲端壁的加速效应,导致努塞尔数下降较直端壁慢。

(3)雷诺数增大,叶片各位置的换热明显增强。前缘区域呈现明显的换热增强效果;吸力面边界层转捩点位置不断向前缘靠近;压力面逐渐出现转捩现象,但由于未观察到努塞尔数下降,故转捩未完成,边界层仍处于过渡态。小雷诺数,两类端壁换热区别不大,雷诺数对直端壁的影响大于曲端壁,当雷诺数从 7.0×10^4 增加到 3.5×10^5 ,直端壁前缘努塞尔数

增加了 143.75%,曲端壁增加了 130.77%。

(4)湍流强度增大,叶片表面努塞尔数明显提升。叶片表面努塞尔数整体有所升高,吸力面转捩点位置前移,对于直端壁从 $S/C=-0.2$ 左右提升至 $S/C=-0.15$ 左右,曲端壁从 $S/C=-0.26$ 左右提升至 $S/C=-0.23$ 左右,压力面过渡现象明显增强,转捩更加剧烈。湍流强度的增大一定程度上削弱了马蹄涡或角涡的影响,叶片表面努塞尔数呈现更好的一维性。湍流强度对两类端壁影响效果类似。

致谢:感谢国家自然科学基金和陕西省杰出青年科学基金的资助。

参考文献

- [1] Wolf T, Kost F, Janke E, et al. Experimental and Numerical Studies on Highly Loaded Supersonic Axial Turbine Cascades[R]. *ASME GT* 2010-23808.
- [2] Bernardini C, Benton S I, Lee J D, et al. Steady Vortex-Generator Jet Flow Control on a Highly Loaded Transonic Low-Pressure Turbine Cascade: Effects of Compressibility and Roughness[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2014, 136(11).
- [3] Hodson H P, Howell R J. The Role of Transition in High-Lift Low-Pressure Turbines for Aeroengines [J]. *Progress in Aerospace Sciences*, 2005, 41(6): 419-454.
- [4] Tsujita, Hoshio. Influence of Blade Profile on Secondary Flow in Ultra-Highly Loaded Turbine Cascades at Off-

- Design Incidence[R]. *ASME GT* 2013-95150.
- [5] Kenneth V, Tyler P, Olivia H. Using Turbulence Intensity and Reynolds Number to Predict Flow Separation on a Highly Loaded, Low-Pressure Gas Turbine Blade at Low Reynolds Numbers[R]. *ASME GT* 2018-75976.
- [6] Arts T, Lambert D. Aero-Thermal Performance of a Two Dimensional Highly Loaded Transonic Turbine Nozzle Guide Vane: A Test Case for Inviscid and Viscous Flow Computations[R]. *ASME 90-GT-358*.
- [7] Pharris T M, Hirst O E, Treuren K. Effects of Flow Separation on a Highly Loaded, Low-Pressure Gas Turbine Blade at Low Reynolds Numbers [R]. *ASME IMECE* 2015-54167.
- [8] Ragab K E, El-Gabry L. Heat Transfer Analysis of the Surface of Nonfilm-Cooled and Film-Cooled Nozzle Guide Vanes in Transonic Annular Cascade[R]. *ASME GT* 2017-64982.
- [9] Mael H, Laurent G, Florent D. Large Eddy Simulations of a Highly Loaded Transonic Blade with Separated Flow [R]. *ASME GT* 2018-75730.
- [10] Qu X, Zhang Y F, Lu X G, et al. Unsteady Wakes-Secondary Flow Interactions in a High-Lift Low-Pressure Turbine Cascade [J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2020, 168(3): 135-148.
- [11] Sajadmanesh S M, Mojaddam M, Mohseni A, et al. Numerical Identification of Separation Bubble in an Ultra-High-Lift Turbine Cascade Using Urans Simulation and Proper Orthogonal Decomposition [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2019, 96(10).
- [12] 宣文韬, 钟 博, 魏景涛, 等. 涡轮一级动叶表面换热特性的试验研究[C]. 南京: 第五届空天动力联合会会议暨中国航天第三专业信息网第41届技术交流会论文集(第三册), 2020.
- [13] 陈大为, 朱惠人, 李华太, 等. 基于热色液晶技术的尾迹对涡轮动叶表面换热系数影响研究[J]. *推进技术*, 2019, 40(3): 653-659. (CHEN Da-wei, ZHU Hui-ren, LI Hua-tai, et al. Effects of Unsteady Wake on Heat Transfer Distribution of Turbine Blade Using Thermochromic Liquid Crystal Technique[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(3): 653-659.)
- [14] 王 瑞, 王 璐, 杨卫华. 涡轮叶片全表面换热特性试验研究[J]. *航空发动机*, 2019, 45(4): 42-46.
- [15] 周灵敏, 辛小鹏, 蓝吉兵, 等. 涡轮叶片外换热边界的CFD计算[C]. 杭州: 第十届全国流体力学学术会议, 2018.
- [16] Moffat R J. Describing the Uncertainties in Experimental Results [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(1): 3-17.

(编辑:梅 瑛)