

某涡轮导向叶片换热实验与计算

骆剑霞, 朱惠人, 张宗卫

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 针对某涡轮导向叶片, 实验测量了光滑叶片表面的压力系数和速比系数, 并使用瞬态液晶测量技术获得了叶片全表面传热系数分布。分别使用 shear stress transport (SST), $k-\omega$, $k-\epsilon$ 和 renormalization group (RNG) $k-\epsilon$ 四种湍流模型模拟了相同结构尺寸的叶栅通道内的流动与换热, 并与实验结果进行对比。结果表明: 压力面压力系数沿弧长方向逐渐下降, 吸力面上压力系数先快速下降达到最小值后缓慢上升 (出现逆压梯度)。叶栅通道和叶片表面附近气流流动结构的复杂性导致叶片表面传热系数分布较为复杂。4 种湍流模型对压力系数和速比系数的计算结果相互差别不大, 计算数据也比较接近实验值。关于叶片表面传热系数, SST 模型计算结果分布规律与实验接近, 而其他 3 种湍流模型都没有能模拟出吸力面边界层分离对换热的影响。

关 键 词: 涡轮导向叶片; 压力系数; 速比系数; 表面传热系数; 湍流模型

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Heat transfer experiment and computation of a gas turbine vane

LUO Jian-xia, ZHU Hui-ren, ZHANG Zong-wei

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The surface pressure coefficient and velocity ratio coefficient were tested on a gas turbine vane, and the surface heat transfer coefficient was measured with transient liquid crystal technique. For the same structure vane cascade, the performances of four turbulence models (SST, $k-\omega$, $k-\epsilon$ and RNG $k-\epsilon$) were simulated the flow and heat transfer, and compared data with experimental results. The result shows that, pressure coefficient declined on the pressure side along the arc direction, however, dropped quickly to the minimum on the suction side and then slowly increased, which is the adverse pressure gradient. The distribution of heat transfer coefficient is strongly influenced by the complex flow pattern around the blade in the cascade passage. For pressure coefficient and velocity ratio coefficient, the results of four turbulence models have no big difference and are all very close to experimental data. Surface heat transfer coefficient distribution of SST model has similar trend with experimental data, while the other three models cannot simulate the effect of boundary layer separation on the suction side.

Key words: gas turbine vane; pressure coefficient; velocity ratio coefficient; surface heat transfer coefficient; turbulence model

为了满足日益提高的航空发动机性能要求, 涡轮进口温度不断上升, 使得各高温部件面临更恶劣的工作环境, 这就要求必须发展更高效的叶

片冷却技术。叶片冷却技术分为外部冷却和内部冷却两种方式; 外部冷却也被称作气膜冷却, 是通过叶片表面气膜孔喷出冷却工质在叶片表面形成

收稿日期: 2013-01-11

基金项目: 国家重点基础研究发展计划 (2013CB035702)

作者简介: 骆剑霞 (1987-), 女, 江苏南通人, 博士生, 主要从事航空宇航科学与技术、传热传质与热结构方面研究。

保护气膜;内部冷却是使冷却工质在叶片内部通道内流动并从叶片外侧吸收热量。为了合理布局叶片内外冷却结构,必须详细了解叶片表面局部热负荷分布。在叶栅通道内,除了气流沿流向的偏转流动外,还有伴随的额外流动,这些额外流动被统称为叶栅通道二次流动。叶片前缘与端壁交接处,流向叶片的流体边界层由于受叶片阻挡而滞止,滞止的边界层流体向叶片两侧流动形成马蹄涡,文献[1-3]对马蹄涡作了详细的研究。通道内的二次流动,除了通道涡和马蹄涡相互作用外,还有角涡(毗邻壁面之间发生的涡)、马蹄涡的诱发涡等^[4-5],这些涡流动致使通道内的二次流动非常复杂。叶栅通道内复杂的通道涡系、叶片叶型以及叶片表面顺压梯度和逆压梯度等共同决定了叶片表面热负荷分布。

使用瞬态液晶测量能准确方便地得到全表面参数分布规律,因而瞬态液晶测量在国内外均被广泛应用并且测试技术及分析方法已发展得较为成熟。文献[6-9]详细介绍了瞬态液晶测量的原理和方法。白江涛等^[10]和张宗卫等^[11]使用瞬态液晶测量了叶片全表面的传热系数和冷却效率。白江涛等^[12]分析了使用瞬态液晶同时测量传热系数和气膜冷却效率实验中的不确定度。

数值模拟近年来也被广泛应用于叶片冷却研究领域,目前大多数公开文献中均采用雷诺平均方法计算分析。不同的湍流模型则会对计算结果产生较大的影响。Sibi等^[13]使用 *realizable k- ϵ* 和 SST 湍流模型模拟了内部冷却结构的叶片前缘气膜冷却。Gustavo, Jason 等^[14-15]使用 SST 模型计算了简化的前缘气膜冷却模型和一个吸力面有气膜冷却结构的 NASA 叶片模型。

本文采用瞬态液晶测试技术获得了叶片表面传热系数分布,并使用4种湍流模型对相同结构

尺寸的叶栅通道进行了数值模拟。通过对比实验与计算结果,分析了各湍流模型之间的差别。

1 研究方法

1.1 实验系统

整体实验系统如图1所示,主流由离心风机提供,经过稳压储气罐、阀门后,进入实验台稳定段,再通过收缩段进入实验通道。气流通过各管道之后,速度和方向都是不均匀的,气流湍流度也比较高,甚至气流中还可能大尺度的旋涡。因此,气流在进入收缩段之前,必须通过内部布有匀流栅格的稳定段,使气流变得均匀,大大降低湍流度。稳定段和实验段之间使用收缩段平滑连接,该收缩段根据托辛斯基曲线设计,以确保气流均匀流动。主流进入实验段之后,首先通过瞬态加热器,使得主流快速加热到实验所需温度,接着经湍流发生器后流入叶栅通道,最后从通道出口排入大气。实验过程中,4台 CCD(charge coupled device)摄像机同步拍摄叶片表面瞬态液晶变色过程,以便数据分析。

实验参数:主流入口雷诺数为 100 000,湍流度为 6.85%。

实验段采用3叶片2通道布局,如图2所示。实验段进口截面宽为 187.04 mm,高为 92.48 mm;出口截面宽为 57.8 mm,高为 92.48 mm。实验通道进气角为 90°,出气角(气流与叶栅额线夹角)为 18°。实验所用光滑叶片采用激光镭射加工,材料为有机玻璃,叶片弦长 $C=119.10$ mm。

为了得到叶片表面压力系数和速比系数分布规律,需要在叶片表面布置静压测孔。由于叶片较薄,实验中采用2个叶片模型(图3)分别测量压力面和吸力面的静压分布。叶片压力面有12个测点(含叶片前缘测点),吸力面有14个测点。整体叶片表面的静压测孔位置及编号如图4所示。

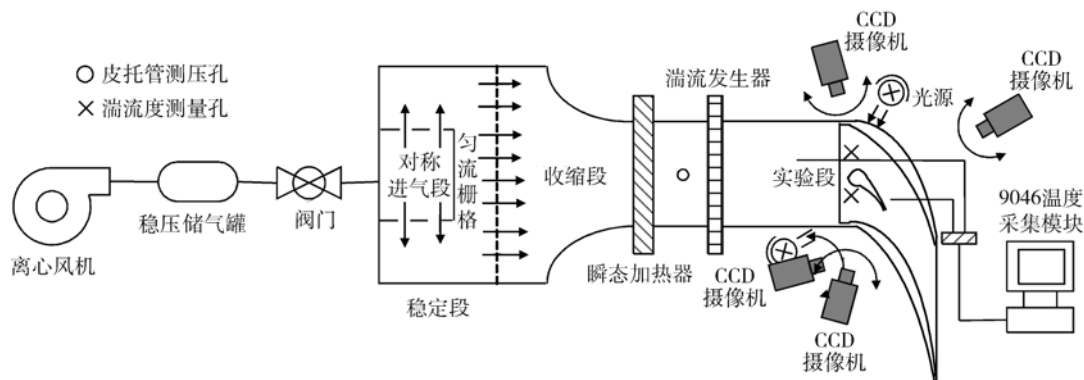


图1 实验系统示意图

Fig. 1 Schematic of experimental system

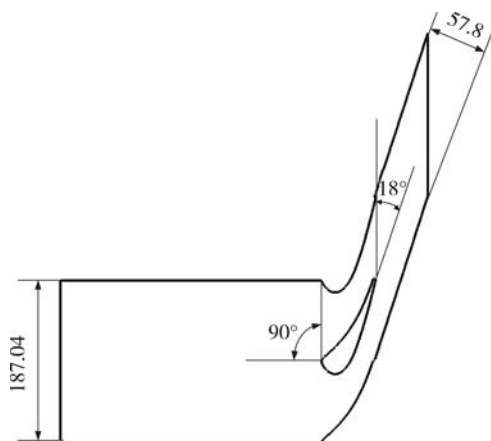


图 2 实验段叶栅通道示意图(单位:mm)

Fig. 2 Schematic of vane cascade of experimental section (unit:mm)

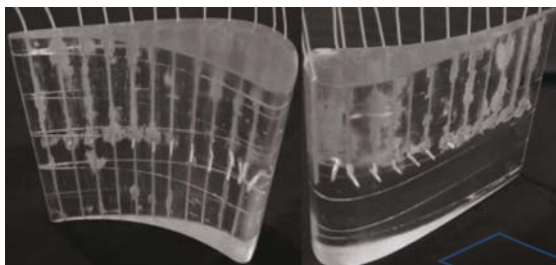


图 3 静压测量叶片模型照片

Fig. 3 Photo of vanes model with static pressure measurement

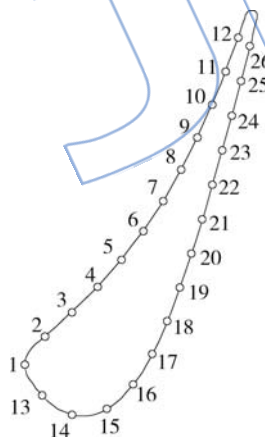


图 4 叶片整体静压点分布及编号

Fig. 4 Static pressure measurement positions and number on vane

1.2 数值模拟

本文研究采用软件 ANSYS-CFX 进行数值模拟,控制方程采用三维可压缩流体时均雷诺方程,分别使用 SST, $k-\omega$, $k-\epsilon$ 和 RNG $k-\epsilon$ 四种湍流模型,其中 SST 模型中还使用了 Gamma-Theta 转换模型.为了便于实验与数值计算对比,本文数

值计算模型的结构尺寸与实验模型一致.计算模型的网格划分如图 5 和图 6 所示,整体叶栅通道内均采用结构化网格,且网格尺度从叶片表面逐步增长,并且在叶片表面设有 15 层边界层网格.整体叶栅通道内网格数达到 1 000 万,需使用大型服务器进行数据计算.通过与不同网格数的计算结果对比,已经验证本文的数值解是网格无关解.计算所得叶片表面 $y^+ < 1.2$,满足湍流模型要求.计算模型边界条件设置与实验一致.

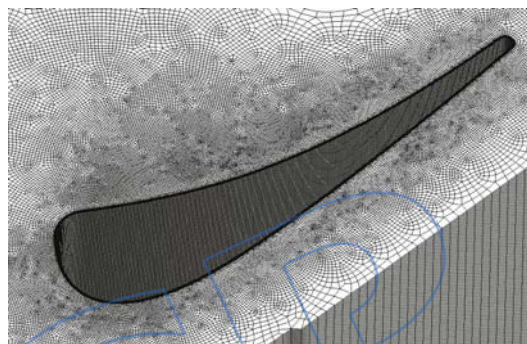


图 5 叶栅通道内网格模型

Fig. 5 Mesh model in vane cascade

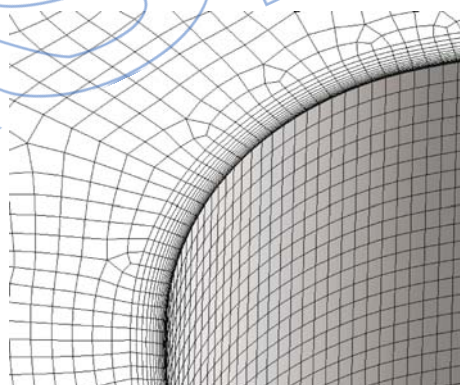


图 6 叶片前缘局部边界网格分布

Fig. 6 Local boundary mesh of vane leading edge

2 结果与分析

2.1 压力系数和速比系数分析

压力系数(局部静压表示)计算公式为

$$C_p = \frac{p - p_\infty^*}{\rho U_\infty^2 / 2} = \frac{p - p_\infty^*}{p_\infty^* - p_0} \quad (1)$$

速比系数计算公式为

$$C_u = \frac{U}{U_\infty} = \sqrt{\frac{2(p_\infty^* - p)/\rho}{U_\infty^2}} = \sqrt{-C_p} \quad (2)$$

式中 p 是叶片表面当地静压, U 为叶片表面边界层外主流流速, U_∞ 为通道进口平均流速, p_∞^* 为来流总压, p_0 为通道进口静压.

图7和图8分别给出了不同湍流模型计算和实验分析所得叶片中截面上的压力系数分布曲线和速比系数分布曲线,图中左侧 $S/C < 0$ 处为压力面数据,右侧 $S/C > 0$ 处为吸力面数据(S/C 为弧长与叶片弦长之比).

从实验结果可以看出:压力面气流流动结构相对简单,压力系数沿弧长方向逐渐下降.在吸力面上,当 $0 < S/C < 0.25$ 时,压力系数随着 S/C 增大快速下降,在 $S/C = 0.25$ 处,压力系数达到最小值 -27.9 ,当 $S/C > 0.25$ 时,出现逆压梯度,压力系数随着 S/C 增大缓慢上升.相对应地,压力面气流流速持续加速,而吸力面气流流速沿弧长方向快速上升,在 $S/C = 0.25$ 处达到最大值后缓慢下降.

从图中可以看到:4种湍流模型计算曲线的整体变化趋势与实验值一致.但是在吸力面 $S/C > 0.25$ 处,与实验值相比,压力系数计算值偏高而速比系数计算值偏低.这表明对吸力面逆压梯度区域,数值计算结果与实验存在一定的偏差.4种湍流模型相比,压力面和吸力面前缘位置处4条曲线基本重合,吸力面下游 SST 模型和 $k-\omega$ 模型的曲线重合而 $k-\epsilon$ 模型和 RNG $k-\epsilon$ 模型的曲线也基本重合.

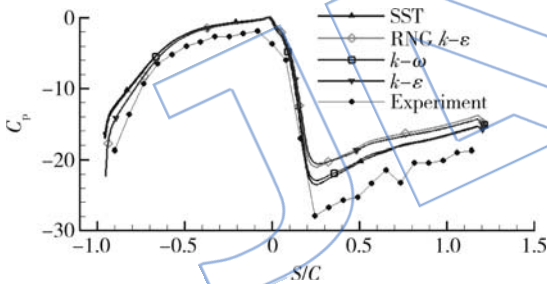


图7 叶片中截面上压力系数分布曲线

Fig. 7 Pressure coefficient distribution curves of vane middle section

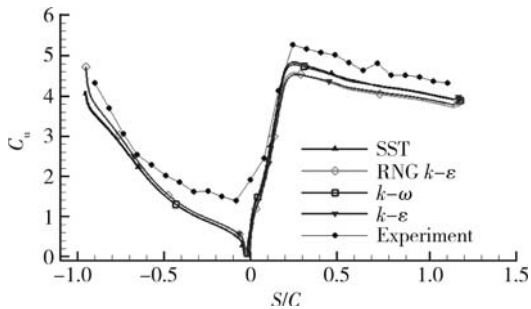


图8 叶片中截面速比系数分布曲线

Fig. 8 Velocity ratio coefficient distribution curves of vane middle section

2.2 表面传热系数结果分析

实验所得叶片表面传热系数分布云图如图9

所示,图中表面传热系数显示范围为 $50 \sim 200$. 图9左侧 $S/C < 0$ 处为压力面表面传热系数值,右侧 $S/C > 0$ 处为吸力面表面传热系数值, y 轴尺度 H/C 为叶片高度与弦长之比.

在叶片前缘区域A,主流来流直接冲击到叶片表面,此处换热最强.而前缘附近区域,压力面与吸力面相同的 S/C 位置处,压力面的表面传热系数低于吸力面的表面传热系数,这是由于叶栅通道内流动结构导致叶片压力面上静压较高而相应的气流流速较低引起的.叶片前缘靠近叶根和叶尖的区域,压力面上由于前缘角涡削弱了冲击作用,表面传热系数明显低于中间(图9中圆圈区域);而吸力面上由于前缘角涡增强扰动,表面传热系数则略高于中间(图9中方框区域).

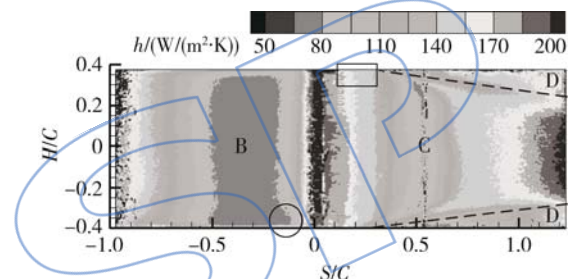


图9 实验条件下叶片表面传热系数分布云图

Fig. 9 Surface heat transfer coefficient distribution contour of vane under experiment condition

在压力面上,自前缘位置开始表面传热系数迅速降低,在 $S/C = -0.2$ 处降到最低值,这主要是因为来流冲击作用减弱.在这之后的 $-0.5 < S/C < -0.2$ 区域B内,表面传热系数一直保持较低值变化不大.这是因为一方面随流动发展壁面边界层变厚不利于换热;而另一方面随着气流流速的升高换热增强,两方面相互抵消使得表面传热系数变化不大.当 $S/C < -0.5$ 之后,随着气流速度的快速增加以及通道涡抽吸作用的影响,表面传热系数逐渐增大.在叶片中下游表面靠近叶根和叶尖的区域,由于角涡作用增强扰动,使得表面传热系数明显高于中间壁面.

在吸力面上,随着 S/C 的增大 ($0 < S/C < 0.25$ 范围内),前缘冲击作用减弱,表面传热系数迅速减小.当 $S/C > 0.25$ 时,叶片表面处于逆压梯度下.在 $0.25 < S/C < 0.45$,边界层增厚而且壁面气流流速缓慢减小,表面传热系数逐渐降低.而在 $0.45 < S/C < 0.55$ 的区域C内,壁面气流流动发生边界层分离和再附着,表面传热系数先减小后增大.当 $S/C > 0.55$ 时,吸力面表面换热主要

受通道涡的影响,表面传热系数逐渐增大.在叶片中下游表面靠近叶根和叶尖的区域,由于通道涡和角涡的作用,破坏了边界层的发展,没有形成明显的分离和再附着区域,而相应地在通道旋涡的作用下形成两个强换热区域 D.

图 10~图 13 分别给出了 4 种湍流模型数值模拟计算所得叶片表面传热系数分布云图. SST 湍流模型下,叶片前缘区域和吸力面上的表面传热系数分布与实验基本一致,这说明 SST 模型较好地模拟了叶片前缘冲击作用、吸力面侧叶栅通道涡系和吸力面边界层分离等对换热的影响.但是在压力面下游, SST 模型计算结果没有能体现出由于角涡作用和通道涡抽吸作用导致的换热增强.数值上来看, SST 模型的计算结果比实验值略低. $k-\omega$ 湍流模型模拟出叶片前缘和压力面的换热分布,数值上比实验结果略高,但是没有能模拟出叶片吸力面边界层分离和再附着对表面换热的影响. $k-\epsilon$ 和 RNG $k-\epsilon$ 两种模型均没有能模拟出叶片吸力面边界层分离和再附着对换热分布的影响,而且数值上与实验结果相差较大,其中 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型计算的表面传热系数最高达到 $400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,而 $k-\epsilon$ 湍流模型计算的表面传热系数最高则达到了 $800 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

图 14 给出了实验和 4 种湍流模型计算所得的展向平均表面传热系数分布曲线.从图中可以

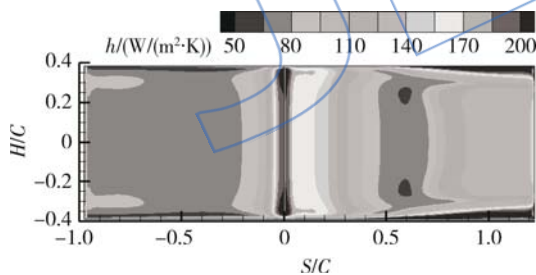


图 10 SST 模型下叶片表面传热系数分布云图

Fig. 10 Surface heat transfer coefficient distribution contour of vane with SST model

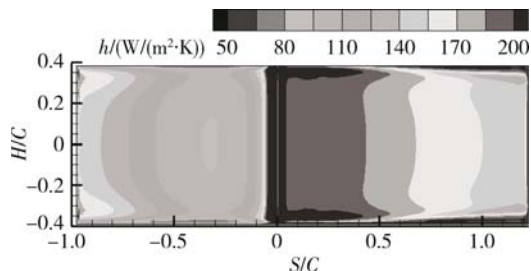


图 11 $k-\omega$ 模型下叶片表面传热系数分布云图

Fig. 11 Surface heat transfer coefficient distribution contour of vane with $k-\omega$ model

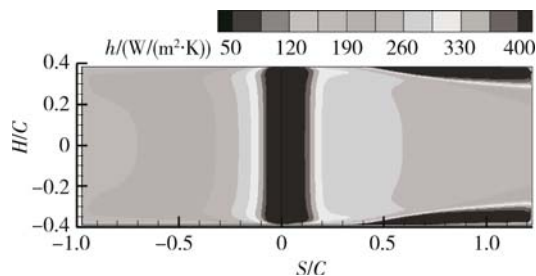


图 12 RNG $k-\epsilon$ 模型下叶片表面传热系数分布云图

Fig. 12 Surface heat transfer coefficient distribution contour of vane with RNG $k-\epsilon$ model

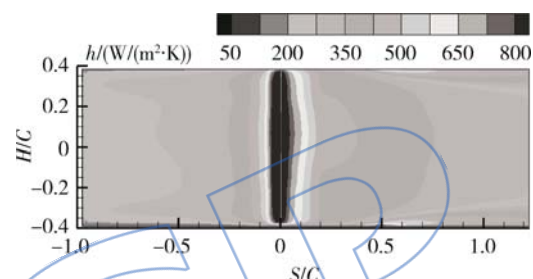


图 13 $k-\epsilon$ 模型下叶片表面传热系数分布云图

Fig. 13 Surface heat transfer coefficient distribution contour of vane with $k-\epsilon$ model

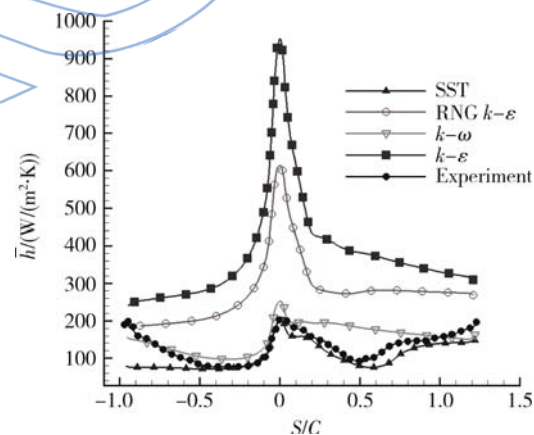


图 14 叶片表面展向平均表面传热系数分布曲线

Fig. 14 Laterally average surface heat transfer coefficient distribution curves of vane

看出,在实验条件下,前缘表面传热系数最高,压力面表面传热系数先减小后增大,吸力面表面传热系数也呈现出先减小后增大的趋势. SST 模型计算结果分布趋势与实验值基本一致(除压力面尾缘外),数值上也比较接近,尤其是压力面前缘区域计算曲线与实验值基本重合. $k-\omega$ 模型没有能模拟出吸力面表面传热系数先减小后增大的分布规律,但是其压力面分布与实验值吻合较好,数值上比实验值略高. $k-\epsilon$ 和 RNG $k-\epsilon$ 两种模型均没有

能模拟出吸力面传热系数先减小后增大的分布规律,而且数值上与实验结果相差较大,结果不可靠。

3 结 论

本文实验和计算分析了导向叶片叶栅通道内的流动与传热情况。通过以上分析,可以总结如下结论:

1) 压力面上压力系数沿弧长方向逐渐下降。吸力面上压力系数先快速下降达到最小值后缓慢上升(出现逆压梯度)。叶栅通道和叶片表面附近气流流动结构的复杂性导致叶片表面传热系数分布较为复杂。

2) 各湍流模型对于压力系数和速比系数的计算结果相互差别不大。与实验相比,计算值主要是在吸力面逆压梯度区域存在一定的偏差,其他区域结果都比较接近。

3) 关于叶片表面传热系数,SST模型计算结果分布规律与实验比较相似,而 $k-\omega$, $k-\epsilon$ 和 RNG $k-\epsilon$ 都没有能模拟出吸力面边界层分离和再附着对换热的影响。数值上,SST模型和 $k-\omega$ 模型计算值与实验值差别较小,而另外两种模型计算值与实验值相差较大。

参考文献:

- [1] Eckerle W A, Langston L S. Horseshoe vortex formation around a cylinder[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1987, 109(2):278-285.
- [2] Pierce F J, Shin J. Development of a turbulent junction vortex system[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1992, 114(4):559-565.
- [3] Goldstein R J, Karni J. Effect of a wall boundary layer on local mass transfer from a cylinder in crossflow[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1984, 106(2):260-267.
- [4] Langston L S. Crossflows in a turbine cascade passage[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1980, 102(4):866-874.
- [5] Wang H P, Olson S J, Goldstein R J, et al. Flow visualization in a linear turbine cascade of high performance turbine[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1997, 119(1):1-8.
- [6] Ireland P T, Jones T V. Liquid crystal measurements of heat transfer and surface shear stress[J]. *Measurement Science and Technology*, 2000, 11(7):969-986.
- [7] Hay J L, Hollingsworth D K. Calibration of micro-encapsulated liquid crystals using hue angle and a dimensionless temperature[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1998, 18(2):251-257.
- [8] Stasiek J, Stasiek A, Jewartowski M, et al. Liquid crystal thermography and true-colour digital image processing[J]. *Optics and Laser Technology*, 2006, 38(2):243-256.
- [9] Camci C, Kim K, Hippensteele S A. A new hue capturing technique for the quantitative interpretation of liquid crystal images used in convective heat transfer studies[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1992, 114(5):765-775.
- [10] 白江涛,朱惠人,张宗卫,等.叶片全表面换热系数和冷却效率的实验测量[J]. *西安交通大学学报*, 2010, 44(11):92-97.
BAI Jiangtao, ZHU Huiren, ZHANG Zongwei, et al. Measurements of heat transfer coefficient and film cooling effectiveness distribution on a vane using transient liquid crystal technique[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2010, 44(11):92-97. (in Chinese)
- [11] 张宗卫,朱惠人,刘聪,等.全气膜冷却叶片表面换热系数和冷却效率研究[J]. *西安交通大学学报*, 2012, 46(7):103-107.
ZHANG Zongwei, ZHU Huiren, LIU Cong, et al. Heat transfer coefficient and film cooling effectiveness on a full-film cooling vane[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2012, 46(7):103-107. (in Chinese)
- [12] 白江涛,朱惠人,刘存良.双参数传热实验的液晶瞬态测量不确定度分析[J]. *航空动力学报*, 2009, 24(9):1945-1951.
BAI Jiangtao, ZHU Huiren, LIU Cunliang. Analysis of uncertainties in two-parameter transient heat transfer measurements with liquid crystal[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2009, 24(9):1945-1951. (in Chinese)
- [13] Sibi M, Silvia R, David G B. Evaluation of CFD predictions using thermal field measurements on a simulated film cooled turbine blade leading edge [R]. ASME Paper GT2011-46619, 2011.
- [14] Gustavo A L, Gaegory M L, Jason E D, et al. Overall and adiabatic effectiveness values on a scaled up simulated gas turbine vane; Part 2 numerical simulations[R]. ASME Paper GT2011-46616, 2011.
- [15] Jason E D, David G B, Gustavo A L, et al. Overall and adiabatic effectiveness values on a scaled up simulated gas turbine vane; Part 1 experimental measurements [R]. ASME Paper GT2011-46612, 2011.