

低雷诺数下涡轮叶栅流动分离实验与数值模拟^{*}

伊进宝, 乔渭阳

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘 要: 应用实验测量和数值模拟相结合的方法, 研究了低雷诺数条件下高负荷涡轮叶栅吸力面的流动分离。通过对叶片表面压力系数、叶栅出口尾迹以及叶片表面气流分离位置和重新附着位置的比较发现, 计算结果与实验结果吻合得相当好。应用本计算方法, 对低雷诺数条件下雷诺数和来流湍流度对涡轮叶栅的流场的影响作了准确的模拟, 对叶栅吸力面的气流分离、再附等做出了预测。实验研究和计算结果都表明, 低雷诺数条件下叶栅损失的急剧增大是由于在低雷诺数条件下叶片吸力面发生了气流的分离, 雷诺数越低或者进口湍流度越低, 叶片吸力面的气流分离就越严重, 由此导致的叶栅损失也就越大。

关键词: 低雷诺数; 涡轮叶栅; 流动分离; 湍流模型

中图分类号: V231 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2008) 02-0208-06

Experimental and numerical investigation on flow separation in turbine cascade with low Reynolds number

YI Jin-bao QIAO Weiyang

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

Abstract Experiments and numerical simulations were performed to study the flow separation occurred on the suction side of a highly-loaded turbine cascade at low Reynolds number. The detailed measurements on outflow field and loading distribution of turbine cascade were conducted. In all cases the calculated results exhibited fair agreement with experimental data in turbine cascade losses and loading distribution. The flow fields of turbine cascade were simulated, and the flow separation and transition were also predicted reasonably. Both the calculated and experimental results indicated that the main cause of increased notably losses with decreasing Reynolds number was the flow separation on the suction side of turbine blade.

Key words Low Reynolds number; Turbine cascade; Flow separation; Turbulence model

1 引 言

近年来, 无人机 (Unmanned Aerial Vehicles, UAV) 的兴起, 对航空燃气涡轮发动机部件的研制提出了新的挑战。UAV 对动力装置的一个重要技术要求就是高效率、低油耗, 这样才能保证长时间巡航。但是 UAV 的工作特点决定了其发动机核心部件——燃气涡轮, 在巡航 (高空、低速) 时工作雷诺数非常低, 对低压涡轮来说, 其工作雷诺数可能降到 10 000 的数量级。在如此低的雷诺数下, 低压涡轮叶片表面的边界层大部分处于层流状态, 这就使得它特别容易

分离, 造成流动损失大大增大, 性能急剧下降^[1~6]。Shama 等人研究表明在雷诺数低于 95 000 时, 叶片损失系数与高雷诺数相比几乎增加了 300%。损失增大的主要原因归结于叶片吸力面 50% 处到尾缘区的气流分离^[1]。Helton 等人研究美国“全球鹰”飞机发动机低压涡轮发现, 高空巡航时低压涡轮效率会降低 6 个百分点^[2]。因此, 深入研究低雷诺数条件下涡轮流动损失规律、探索涡轮叶片表面的流动控制方法、防止涡轮叶片边界层分离等, 成为目前航空动力领域需要解决的重要技术问题。

本文应用实验分析与数值模拟相结合的方法, 深

* 收稿日期: 2007-01-12 修订日期: 2007-07-03

作者简介: 伊进宝 (1981—), 男, 博士, 研究领域为推进系统气动热力学。E-mail: yijinbao@yahoo.com.cn

入认识低雷诺数条件下低压涡轮流动分离的特征和规律,为在低雷诺数条件下保证新设计涡轮负荷提高或者在同等负荷下重量的减轻而效率比常规设计提高的目标奠定基础。

2 实验设备

实验在西北工业大学吹气式低速平面叶栅风洞中进行。该风洞由气源、扩压段、整流段、收敛段、工作段和测量系统等组成,如图 1 所示。

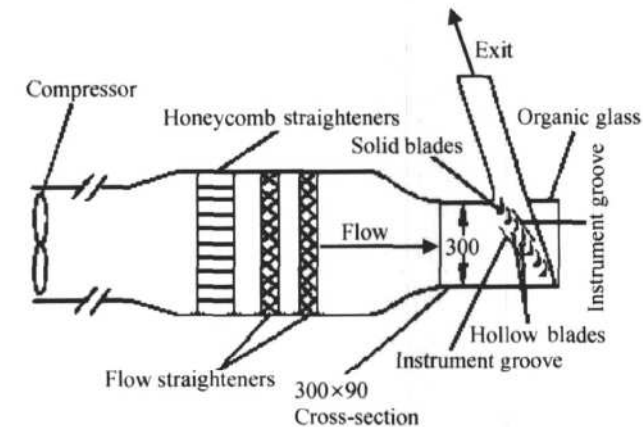


Fig 1 Low-speed linear cascade tunnel at NPU

气源是电机驱动的离心式压缩机,通过调整电机频率实现对气源工作状态的控制。风洞最大流量 1.5 kg/s 最大压力 0.4 MPa。气源气流经扩压管道进入稳压箱,通过一道蜂窝整流器和两道网格整流器对气流整流,整流后的气体经收缩管道进入叶栅试验段。试验段是 300 mm × 90 mm 的矩形结构,即叶片展向高度为 90 mm。

叶栅进口流场采用中 L 型总压探针测量,总温测量采用热电偶温度计,总压探针和热电偶均置于稳压箱内。大气压力由高精度压力计读取。叶片表面静压测量是通过沿叶片吸力面表面均匀分布 0.3 mm 孔径静压孔测得。出口流场测量位置在叶片尾缘后 50% 轴向弦长处,测量范围为两个栅距,共布置 80 个测量点。采用微型球状五孔压力探针测量。探针球头直径 2.8 mm,支杆直径 3 mm。探针压力测量误差不超过 0.01%,在西北工业大学吹气式校准风洞校准。探针测得压力参数用计算机控制高精度多路压力扫描系统采集,每路压力都由高精度压力传感器进行测量。

实验叶栅叶型如图 2 所示。该叶型采用 PW 公司的典型高负荷低压涡轮叶型 Pak-B 叶型。叶栅基本参数见表 1。

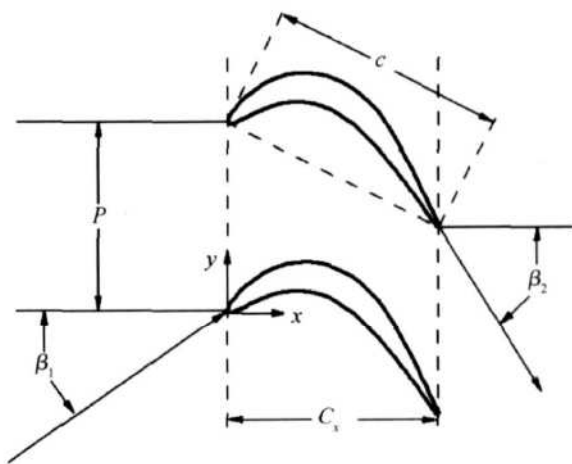


Fig 2 Turbine blade arrangement

Table 1 Cascade geometry data

Number of blades	8
Chord length of blade C /mm	50.0
Axial chord to chord ratio C_x/C	0.906
Pitch to chord ratio p/C	0.8
Aspect ratio l/C	1.8
Blade inlet angle $\beta_1 /(^{\circ})$	35
Blade outlet angle $\beta_2 /(^{\circ})$	60

3 数值方法介绍

采用 C 语言编译 UDF 的方法把湍流模型耦合到商用 CFD 软件中。湍流模型参考 Langtry 等人发展的 SST 模型^[7]。模型基于 Van Driest 和 Blumer 旋涡雷诺数的概念^[8],耦合进 Menter 双方程 SST 湍流模型^[9],并且对其作了三处修正: (1)把 Wilcox 的低雷诺数模型^[10]耦合进 SST 湍流模型中,使其能够准确地预测气流转捩区域。(2)修改方程中的湍流生成项,综合考虑粘性应力和旋涡两个因素对湍流生成的影响。(3)重新定义了转换函数,考虑了基于壁面距离的湍流雷诺数的影响。这样 Langtry 发展的湍流模型^[7]能够考虑自由流湍流度、压力梯度和气流分离的影响,对流动转捩做出准确的预测。

计算中进口给定气流总压、总温和气流方向,其它气流参数由流场外插可得;出口给定静压,其他气流参数由流场外插可得。湍流模型进口给定湍流度和湍流尺度,湍流尺度取叶片轴向弦长的 5%。使用周期性边界用来模拟无穷多叶片。叶片表面满足绝热无滑移边界条件。

计算网格采用结构网格,见图 3。计算域网格总数约为 800 000。进口边界取在叶片前缘 1.5 倍轴向

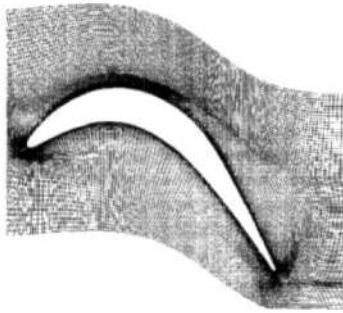


Fig 3 Baseline Pak-B mid-passage grid topology

弦长处,出口边界取在叶片尾缘 5 倍轴向弦长处。保证流场中任何一处的 y^+ 必须要小于 1.0。研究发现进一步的细化网格对叶片表面压力系数和摩擦系数的预测几乎没有影响。流动方程和湍流方程采用二阶迎风格式离散,采用非定常计算,时间步长取 5×10^{-5} s,每一时间步长内最多迭代 20 步。计算的雷诺数从 1.0×10^4 到 3.4×10^5 。

4 结果分析

基于叶栅进口速度和叶片弦长雷诺数定义

$$Re = ((\rho u)_i C) / \mu \quad (1)$$

式中 C 为叶片的弦长。

叶片表面压力系数定义

$$C_p = (p_{ti} - p_{s,loc}) / (\rho u_i^2 / 2) \quad (2)$$

式中 p_{ti} 为进口总压, $p_{s,loc}$ 为叶片表面静压孔测得的当地静压, $\rho u_i^2 / 2$ 为进口动压头。

叶栅出口平均总压损失系数的定义

$$\gamma = (p_{ti} - p_{so}) / (p_{to} - p_{so}) \quad (3)$$

式中 p_{to} 和 p_{so} 为质量加权平均的叶栅出口总压和静压。

图 4 所示为叶栅出口平均的总压损失系数的实验结果与计算结果比较。

由实验结果可看出,叶栅出口平均总压损失系数随雷诺数变化以雷诺数为 7.5×10^4 为分界点可分为两个阶段。在雷诺数大于 7.5×10^4 时,损失系数随雷诺数变化不大,基本上维持在 0.04 左右;而雷诺数小于 7.5×10^4 后,损失系数开始随雷诺数降低而急剧增大;当雷诺数降低到 5×10^4 时,损失系数增大到 0.1 左右,是高雷诺数的两倍左右;雷诺数降低到 2.5×10^4 时,损失系数增大到 0.2 左右,为高雷诺数的五倍左右。

由图 4 还可看出,损失系数计算结果总体上与实验结果吻合得相当好。在雷诺数大于 4.2×10^4 左右

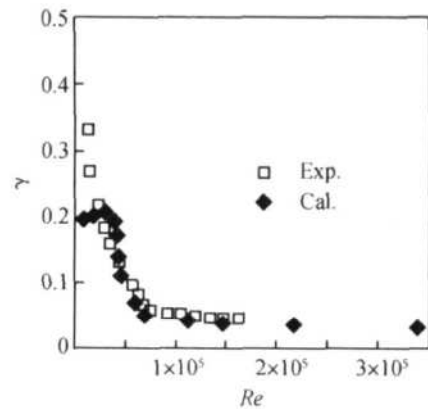


Fig 4 Measured and calculated total pressure loss coefficient for $Tu = 1\%$

时,计算的损失比实验值要小一点,但最大误差不超过 10%。雷诺数大于 4.2×10^4 小于 2.5×10^4 左右时,计算值要比实验值大一点;雷诺数小于 2.5×10^4 以后,计算结果与实验结果相差的比较大。计算的损失随雷诺数减小急剧增大的临界雷诺数在 6×10^4 左右,比实验值 7.5×10^4 偏低一些。

在雷诺数低于 2.5×10^4 时计算结果与实验值偏差很大,这是因为在很低的雷诺数情况下,叶栅吸力面的分离十分严重,由此导致的叶栅流场十分的不稳定,而由于计算精度的限制,数值模拟低雷诺数条件下的流场就变得十分困难。

低雷诺数条件下叶栅出口平均总压损失系数的急剧增大是由于在低雷诺数条件下叶片吸力面发生了气流分离;雷诺数越低,气流分离就越严重,由此导致叶栅出口的总压损失系数也就急剧增大,这一点由表面压力系数的测量结果和计算结果可以看出。

图 5 表示三个雷诺数条件下实验测得叶片表面的压力系数分布与计算值的比较。

由图 5 可以看出,三种雷诺数条件下压力系数的计算结果与测量结果基本上一致。

雷诺数为 2.5×10^4 时,实验结果和计算结果都显示在约 65% 轴向弦长以后位置出现了一个压力平台,一直延续到尾缘,这说明在此雷诺数状态下,叶片的 65% 轴向弦长位置到叶片尾缘出现了一个“开式”的气流分离泡。这一点由油流照片可以更加清楚地看出,雷诺数为 2.5×10^4 ,在大约 65% 轴向弦长位置出现一条明显的油流聚集线(照片中实线表示),这表明气流在此位置开始分离;在此位置以后叶片表面油膜始终存在而没有被吹掉,这表明气流没有重新附着表面。

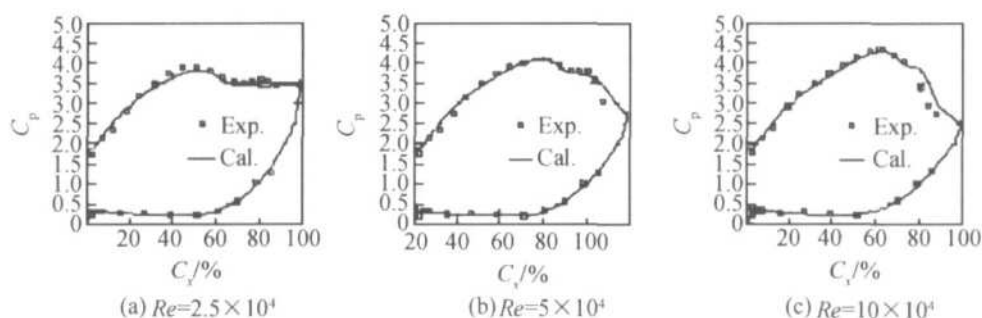


Fig 5 Measured and calculated pressure coefficient
at three Reynolds numbers and $Tu = 1\%$

图 6 给出的三张照片分别对应图 5 中三种雷诺数条件下叶片吸力面油流显示的照片。

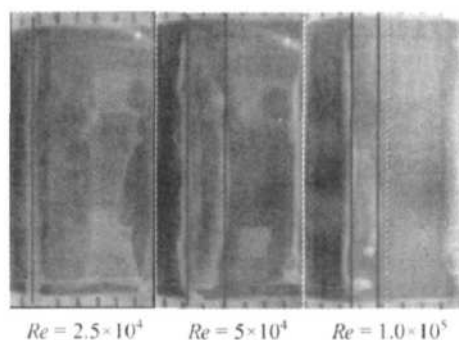


Fig 6 Oil flow pictures on the blade suction
surface at three Reynolds numbers and $Tu = 1\%$

在雷诺数为 5×10^4 时, 由实验结果和计算可以看出压力平台在大约 69% 轴向弦长开始出现, 这说明叶片表面的气流在约 69% 轴向弦长处开始分离; 在 80% 轴向弦长位置以后计算结果比实验结果偏高。由雷诺数 50 000 的油流照片可以看出, 在叶片表面存在两条油流聚集线, 一条在大约 69% 轴向弦长位置, 另一条位于大约 87% 轴向弦长位置, 并且在这两条油流聚集线区域内的油膜始终存在于叶片表面, 这说明此区域为气流的分离区域; 气流从大约 69% 轴向弦长位置开始分离, 一直到 87% 轴向弦长位置重新附着于叶片表面, 形成一个闭合的气流分离泡。而由壁面剪切应力的计算结果来看, 气流一直到叶片尾缘才重新附着表面, 这与实验结果有差别。

在雷诺数为 10×10^4 时, 由实验测量结果和计算结果来看, 叶片表面压力平台从大约 73% 轴向弦长位置开始, 直至大约 87% 轴向弦长位置处。油流照片和计算结果都表明气流从大约 73% 轴向弦长位置处开始分离, 并且在 85% 轴向弦长位置重新附着叶片表面。计算结果与实验结果吻合得相当好。

图 7 表示计算的叶片表面气流分离点位置与再

附位置与油流显示的结果比较。

由图 7 可以明显地看出, 计算的气流分离位置与实验结果基本上一致, 而计算的气流再附位置与实验结果有一定的偏差。雷诺数为 5×10^4 时, 油流照片显示分离气流在大约 87% 轴向弦长位置处重新附着叶片表面; 而计算的分离附着位置在尾缘, 而油流照片显示在此状态下, 分离气流在大约 87% 轴向弦长位置处就已经重新附着叶片表面; 雷诺数为 10×10^4 时, 实验结果表明分离气流在大约 85% 轴向弦长位置处重新附着于叶片表面, 而计算再附位置比实验结果略为偏后, 在大约 87% 轴向弦长位置处。

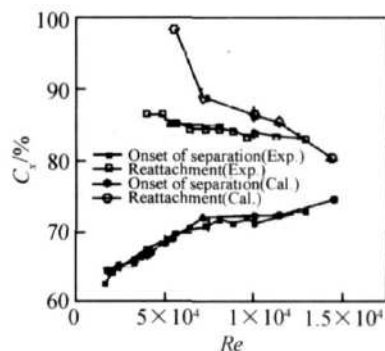


Fig 7 Comparison of separation and
reattachment locations for $Tu = 1\%$

图 8 表示雷诺数为 2.5×10^4 , 5×10^4 , 10×10^4 三种状态下计算的叶栅尾迹速度型与实验结果的比较。

由图 8 可知, 在雷诺数为 5×10^4 和 10×10^4 时, 计算的尾迹宽度与实验结果相当, 但深度要比实验结果略小; 在雷诺数为 2.5×10^4 时, 计算的尾迹宽度为实验结果的 $2/3$ 而深度比实验结果深约 $1/3$ 。

由图 8 的计算结果和实验结果可知, 随着雷诺数的降低, 叶栅的尾迹逐渐变宽变深, 且逐渐向远离吸力面的方向移动。这就说明了随雷诺数的降低, 叶片吸力面的气流分离区的范围越来越大, 分离气流所占的比例也越来越大, 由此导致了叶栅出口处的损失也

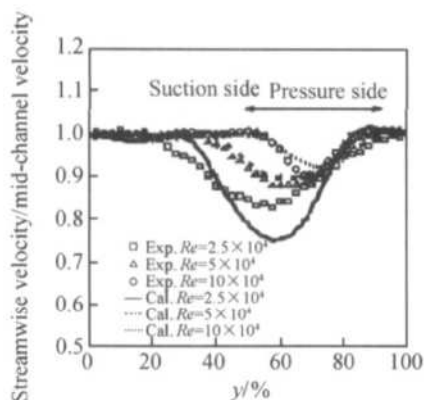


Fig 8 Comparison of velocity profile for three Reynolds numbers and $Tu = 1\%$

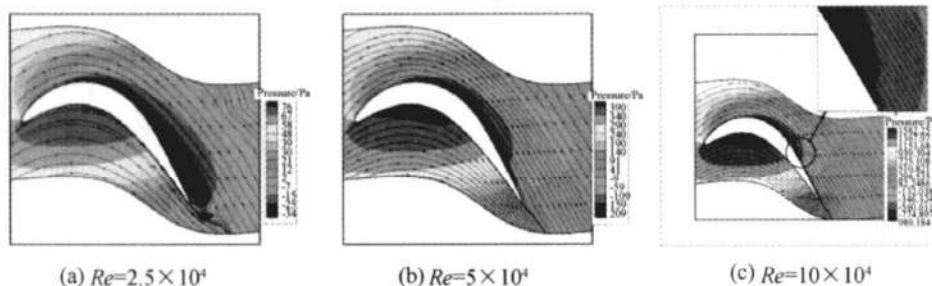


Fig 9 Calculated static pressure contours and stream lines for three Reynolds numbers and $Tu = 1\%$

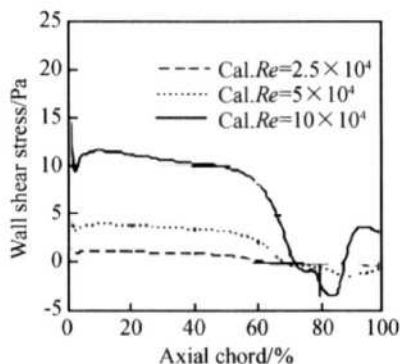


Fig 10 Calculated blade wall shear stress for three Reynolds numbers and $Tu = 1\%$

的计算结果。

叶片表面剪切应力的负值就代表气流发生了分离。由图可以看出,随着雷诺数增大,叶片表面气流分离的开始位置逐渐向叶片尾缘方向移动。雷诺数为 2.5×10^4 时,吸力面气流分离位置约在 63% 轴向弦长;雷诺数为 5×10^4 时,分离位置移动到 69% 轴向弦长位置;雷诺数为 10×10^4 时,气流分离位置推移到 73% 轴向弦长位置,并且在大约 87% 轴向弦长位置处重新附着于叶片表面。

急剧增大。

图 9 表示的是三种雷诺数条件下,叶栅流场的静压分布和流线的数值模拟结果,可以很直观的看出雷诺数对叶栅吸力面气流分离的影响。

从数值模拟的结果来看,雷诺数为 2.5×10^4 , 叶片吸力面的后半部存在很严重的气体分离,属于开式的气流分离;当雷诺数增大到 5×10^4 , 叶片吸力面的气流分离区变小,变成了一个偏长的气流分离泡;在雷诺数为 10×10^4 时,叶片吸力面只有一个很小的区域发生流动分离。

为进一步分析低雷诺数条件下叶栅的流动特征,图 10 给出了三种雷诺数条件下叶片吸力面剪切应力

进一步分析雷诺数对叶栅流动的影响,雷诺数为 10×10^4 和 5×10^4 时,层流分离先于流动转捩,只不过在雷诺数为 10×10^4 时,层流剪切层长度和气流转捩长度比较短,形成的气流分离泡也就比较短,转捩后的湍流再次附着于叶片表面;雷诺数降低到 5×10^4 时,层流剪切层长度和气流转捩长度进一步增大,形成了狭长的气流分离泡,这种情况下,气流损失稍大于上述情况下的损失;随着雷诺数进一步降低,层流剪切层长度和转捩长度不断增大,直到雷诺数为 2.5×10^4 时,在叶片后缘前不再能形成再附体流和叶片吸力面气流完全分离,这种流动会造成大量损失。

图 11、12 表示的是雷诺数为 2.5×10^4 时,进口湍流度变化对叶片表面压力系数和叶片表面剪切应力分布影响的计算结果。

图 11 和图 12 计算的进口湍流度由 1% 增大到 10% 时,可以看出,在进口湍流度为 1% 增大到 3.25% 时,叶片吸力面气流分离点从 65.3% 轴向弦长位置后退到 70.1% 轴向弦长位置,但气流依然没有重新附着叶片表面;进口湍流度增大到 4% 时,叶片吸力面气流分离点继续后退到 75.5% 轴向弦长位

置,并且在 82% 轴向弦长位置重新附着于叶片表面;进口湍流度大于 5% 以后,叶片吸力面气流完全附着于叶片表面,没有气流分离。这就说明,在雷诺数不变的情况下,进口湍流度逐渐增大,气流分离位置逐渐向叶片尾缘位置推移,气流分离区域逐渐减小;并且湍流度增大到一定程度时,气流分离不再发生,叶片表面气流自始至终完全附着于叶片表面。

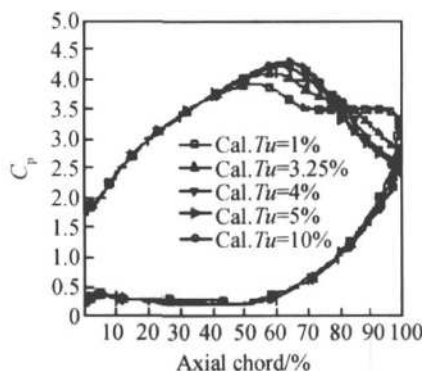


Fig. 11 Calculated pressure coefficient for five turbulent intensity and $Re = 2.5 \times 10^4$

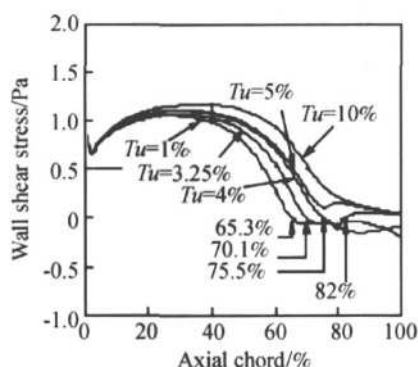


Fig. 12 Calculated blade wall shear stress for five turbulent intensity and $Re = 2.5 \times 10^4$

5 结 论

应用实验测量和数值模拟相结合的方法对低雷诺数条件下高负荷涡轮叶栅的流场进行了详细的研究,研究表明计算结果与测量结果吻合得相当好。

随着雷诺数的降低,叶栅的流动损失增大,并且在雷诺数小于一个临界雷诺数以后,流动损失随雷诺数减小而急剧增大。测量结果和计算结果都表明,低雷诺数条件下叶栅吸力面产生的流动分离是叶栅损失急剧增大的主要原因。

应用本计算方法,对低雷诺数条件下雷诺数和进口湍流度对涡轮叶栅的流场的影响作了准确的模拟,对叶栅吸力面的气流分离、再附等做出了比较准确的预测。

对较低雷诺数条件和涡轮叶栅尾迹的计算结果与实验结果的差别比较大,应对其作进一步的研究。

参考文献:

- [1] Shama O. Impact of Reynolds number on LP turbine performance [R]. NASA CP-1998-206958
- [2] Lake J, King P, Rivir R. Reduction of separation losses on a turbine blade with low Reynolds number [R]. AIAA 99-0242
- [3] Murawski C G, Simon T W, Volino R J. Experimental study of the unsteady aerodynamics in a linear cascade with low Reynolds number low pressure turbine blades [R]. ASME 97-GT-95
- [4] Qiu S, Simon T W. An experimental investigation of transition as applied to low pressure turbine suction surface flows [R]. ASME 97-GT-455
- [5] Simon T W, Volino R J. Separating and separated boundary layers [R]. Technical Report Wright Laboratory, WL-TR-96-2092
- [6] Volino R J. Separated flow transition under simulated low-pressure turbine airfoil conditions Part 1: mean flow and turbulence statistics [R]. ASME-GT 2002-30236
- [7] Langtry R B, Sjolander S A. Prediction of transition for attached and separated shear layers in turbomachinery [R]. AIAA 2002-3643
- [8] Van Driest E R, Blumer C B. Boundary layer transition: freestream turbulence and pressure gradient effects [J]. AIAA Journal, 1963, 1(6): 1303~1306
- [9] Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications [J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598~1605
- [10] Wilcox D C. Simulation of transition with a two equation turbulence model [J]. AIAA Journal, 1994, 32(2): 247~255

(编辑: 郭振伶)