

压气机静叶栅层流分离泡转捩与角区 分离数值模拟与实验

王文涛^{1,2}, 王子楠^{1,2}, 张宏武¹, 聂超群¹

(1. 中国科学院 工程热物理研究所 工业燃气轮机实验室, 北京 100190;

2. 中国科学院大学 物理学院, 北京 100190)

摘 要: 采用 $\gamma-Re_\theta$ 转捩模型对某可控扩散叶型(CDA)平面叶栅全攻角范围进行了三维数值计算,通过对比数值计算结果与叶栅实验吻合较好。在此基础上,分析了进口来流湍流度和雷诺数变化对叶栅表面层流分离、转捩以及角区分离的影响。结果表明:进口湍流度低于 5% 时,吸力面存在层流分离,当进口湍流度大于 5% 后,层流分离移除,但转捩会一直存在;随着进口湍流度或雷诺数增加,吸力面和压力面转捩位置均会前移;随着进口湍流度增加,吸力面角区分离会有所减小,雷诺数增加对角区分离的影响不大。

关 键 词: 压气机; 叶栅实验; 层流分离泡; 转捩; 角区分离

中图分类号: V231

文献标志码: A

Numerical simulation and experiment of laminar separation bubble transition and corner separation of compressor stator cascade

WANG Wentao^{1,2}, WANG Zinan^{1,2}, ZHANG Hongwu¹, NIE Chaoque¹

(1. Industrial Gas Turbine Laboratory, Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. College of Physics, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: Three-dimensional numerical simulation of the controlled diffusion airfoil (CDA) linear cascade in whole range of incidences was implemented by the $\gamma-Re_\theta$ transition turbulence model. The numerical results were in good agreement with the experiments. Based on these, the effect of the turbulence intensity and Reynolds number on the laminar separation, transition and corner separation on the blade was studied. Result showed that, the laminar separation bubble can be found when the turbulence intensity was lower than 5%. If the turbulence intensity increased greater than 5%, the laminar separation could be removed totally. However, the transition from laminar to turbulence retained. With the increase of turbulence intensity and Reynolds number, the transition point moved forward. Otherwise, the corner separation on the suction side of cascade reduced a little when the turbulence intensity went up. The corner separation was independent of the Reynolds number.

Key words: compressor; cascade experiment; laminar separation bubble; transition; corner separation

现代高性能航空发动机为实现大的推质比,要求压气机压比大幅提高的同时,级数要尽可能

减少,意味着压气机单级压比增大,通道内逆压梯度大大增强,流动结构更为复杂。尤其在非设计

收稿日期:2016-01-27

作者简介:王文涛(1990—),男,硕士生,主要从事叶轮机机械气动热力学研究。

引用格式:王文涛,王子楠,张宏武,等.压气机静叶栅层流分离泡转捩与角区分离数值模拟与实验[J].航空动力学报,2017,32(9):2273-2282. WANG Wentao, WANG Zinan, ZHANG Hongwu, et al. Numerical simulation and experiment of laminar separation bubble transition and corner separation of compressor stator cascade[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(9): 2273-2282.

工况,常会发生层流分离泡转换和角区分离现象。

在压气机中,气动性能很大程度受叶片边界层发展的影响^[1]。高空条件下,压气机工作雷诺数较低,尽管上游叶片排尾迹中湍流度较高,但是叶片表面仍然存在层流区域,在叶片中弦或尾缘才转换为湍流^[2]。近年来,一些学者通过实验研究证明了压气机叶片边界层存在层流-湍流转捩现象。Dong 等^[3]、Teusch 等^[4]做了不同来流湍流度的叶栅实验,发现吸力面存在层流边界层,并且气流在吸力面达到最大速度之后发生了层流分离泡转换。Solomon 等^[5],Halstead 等^[6]在真实压气机环境下,对静叶表面进行了详细测量,发现静叶表面层流区域高达 30%~50%弦长,如果雷诺数进一步降低,转捩甚至有可能发生在叶片排下游。可控扩散叶型(CDA)就是利用这一流动特点,将吸力面速度峰值设在转捩点之前,这样在边界层转换为湍流后,沿弦向通道压力梯度逐渐降低,使得湍流边界层不易发生分离,从而实现大的负荷和小的损失。而这一设计理念很大程度依赖于对转捩位置的准确预测。

Menter 等^[7-8]提出了一种两方程转捩模型,称为 $\gamma-Re_\theta$ 模型,可以预测自然转捩、旁路转捩、分离泡转捩等多种转捩模式,而且能够较好的预测湍流度、压力梯度、马赫数等对转捩的影响。近年来,一些学者^[9-10]采用该模型对压气机叶栅流动进行了研究,发现相比全湍流模型,添加该转捩模型后得到的叶表压力分布与实际流动更为吻合。

除此之外,角区分离是压气机静叶中固有的流动特征,也是压气机主要的损失来源之一^[11],常会造成通道阻塞,载荷降低,总压损失增大效率下降^[12],严重限制了压气机性能的提升。Joslyn 等^[13]通过两级压气机实验,发现在大流量工况、设计工况和近失速工况下静叶轮毂与叶片相交处均会发生角区分离,并且随着流量减小,角区分离明显增大。之后,为了方便探究压气机角区分离流动机理,一些学者^[14-17]采用平面叶栅对角区分离进行了实验和数值研究,并得到了不同程度的结论。目前角区分离产生的机理和影响因素尚未完全清楚,仍需要进一步探究,准确预测不同攻角下压气机角区分离有着非常重要的意义。

本文将 以某 CDA 的压气机平面叶栅为研究对象,采用带 $\gamma-Re_\theta$ 转捩模型的 SST(shear stress transport)模型,对该平面叶栅从大负攻角到设计攻角,再到正攻角全攻角范围进行数值计算,通过与前期实验数据进行详细对比验证数值方法的可

靠性。并在此基础上,探究了来流湍流度和雷诺数对层流分离泡、转捩以及角区分离的影响。

1 实验方案

本文所研究的平面叶栅叶型为某 F 级地面燃气轮机压气机第 12 级静叶叶中 CDA,叶型参数见表 1。本文实验部分是在中国科学院工程热物理研究所低速平面叶栅风洞上进行,实验台相关内容见文献[18]。如图 1 所示,为风洞实验段以及测量位置示意图。

表 1 叶栅几何参数

Table 1 Cascade geometry parameters

参数	数值
叶片数	5
安装角 $\gamma/(^\circ)$	40.8
弦长 c/mm	70.2
栅距 p/mm	62.8
叶高 H/mm	100
几何进气角 $\beta/(^\circ)$	55.6
展弦比 (H/c)	1.42
稠度 σ	1.12
进口马赫数 Ma_{in}	0.2
进口雷诺数 $Re_{in}/10^5$	3.26

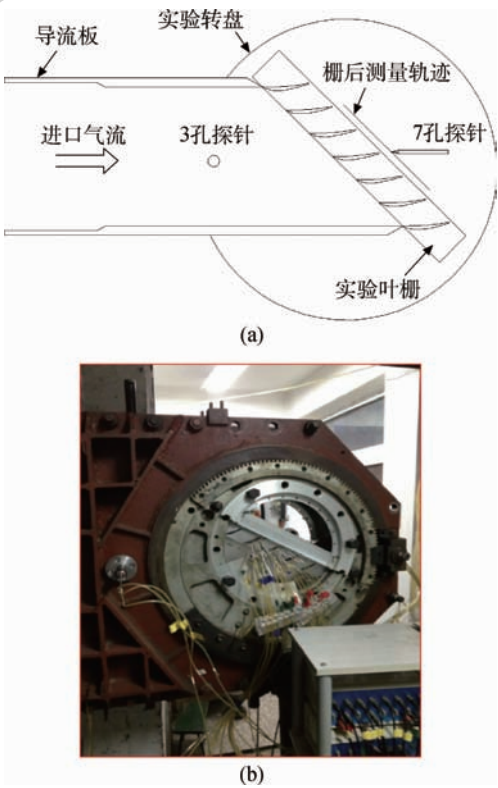


图 1 平面叶栅实验段及测量位置示意图
Fig. 1 Sketch of cascade experiment facility and measuring positions

实验中采用热线测得实验段进口来流边界层速度分布如图 2 所示,边界层厚度约为 15% 展长。并且将利用油流法对叶片表面极限流线进行显示,如图 3 所示。除此之外,还将采用 3 孔探针测量栅前进口气流的总压和静压,7 孔探针测量栅后气流参数径向分布情况。

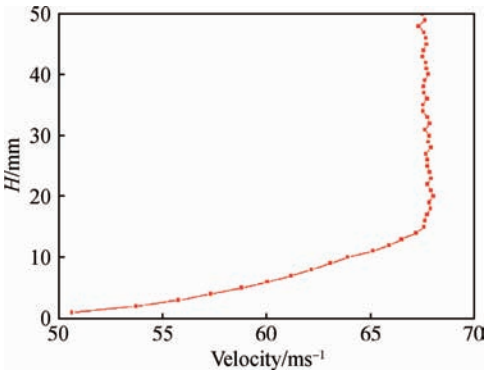


图 2 进口边界层速度分布
Fig. 2 Velocity distribution of inlet boundary layer

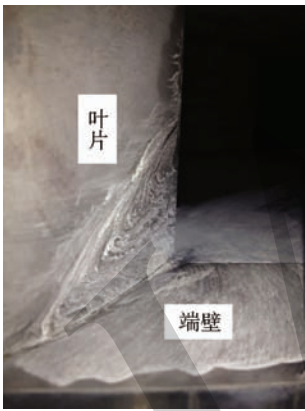


图 3 表面极限流线-油流法
Fig. 3 Oil visualization of surface limiting streamlines

2 数值模拟方法

根据实验叶栅数据,采用商用软件 Autogrid 5 对叶栅流道几何进行建模和网格划分,进口段取 1.5 倍轴向弦长(c_x),出口段 1.0 c_x ,实验测量平面位于栅后 40% c_x ,如图 4 所示,采用“4H-O”型结构化网格,前期经过网格独立性验证后,选取网格数 $N=1.35\times10^6$, $y^+<1$ 。本文使用 CFD 软件 ANSYS CFX 13 进行数值模拟,采用高分辨率格式计算定常可压缩雷诺平均 Navier-Stokes 方程,湍流模型采用基于 SST $k-\omega$ 模型的 $\gamma-Re_\theta$ 转捩模型。采用 ANSYS CFX 中的 cse 文件定义进口速度剖面,边界层内速度方向与主流相同。出口给定背压为大气压。

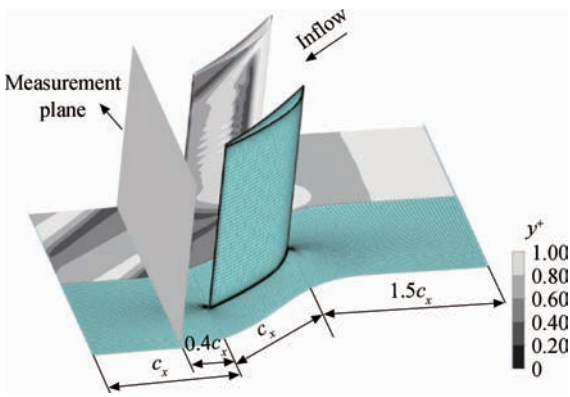


图 4 叶栅流道网格及 y^+ 分布
Fig. 4 Grids and y^+ of computing domain

3 计算结果与分析

3.1 整体特性对比

首先通过数值计算得到了不同攻角下,栅后 S_3 截面无量纲总压损失系数,计算公式为 $\omega = \frac{p_{t0} - p_{ti}}{p_{t0} - p_0}$, ω 为总压损失系数, p_{t0} 为进口总压, p_{ti} 为出口总压, p_0 为进口静压。取叶中总压损失周向平均值以及 S_3 截面全叶高总压损失质量平均值分别与各自实验结果进行了对比,如图 5。图中红线加圆圈、方形分别代表实验所测全叶高以及叶中总压损失系数随攻角 i 的变化曲线。与之相对应的黑线为数值计算结果。

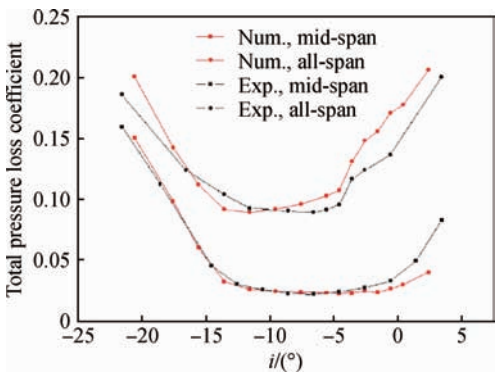


图 5 总压损失系数-攻角特性实验与数值计算结果对比
Fig. 5 Comparison of total pressure loss coefficient-incidence characteristic between experimental result and computational result

通过对比可知,数值计算结果与实验有较好的一致性。叶中总压损失受端壁影响较小,主要反映了由黏性引起的叶型尾迹损失。而全叶高总压损失包括整个叶片的尾迹损失以及端部角

区分离损失等,因此数值上全叶高损失明显大于叶中损失,但两者随攻角增大的变化趋势大体相同,均先减小后不变再增大。叶中损失特性曲线变化相对平缓,而全叶高损失特性曲线在攻角大于某一数值后会发生突跃式增加,图中可看出数值计算得出的损失突跃攻角与实验吻合。

3.2 流场结构对比

由图 5 叶栅整体特性可知,叶栅攻角范围可以分 3 段,Ⅰ:大负攻角,损失随攻角增大而减小;Ⅱ:设计攻角,损失处于较低水平且随攻角变化不大;Ⅲ:正攻角,损失随攻角增大而增加。接下来将从这 3 段代表性攻角范围内分别选取典型工况进行流场结构对比,进而验证数值方法的可靠性。图 6 给出了攻角 -20.6° , -5.6° 和 $+0.4^{\circ}$ 吸力面表面极限流线与实验油流结果的对比,可以看出这 3 种典型工况下叶片表面流场结构的数值计算结果均与实验有较好的一致性。

在大负攻角(-20.6°)下,吸力面角区流线较为平直,并未发生角区分离,但在叶中尾缘附近有明显的层流分离现象发生,在实验中相同位置会观察到油流在分离区域堆积,如图中白色带状区域。此外,叶中到端壁各截面的压力面会有明显的分离,如图 7 所示,实验与数值计算结果均能观察到压力面有一条明显的分离线。

在设计攻角(-5.6°)下,吸力面发生了轻微角区分离,分离区域占 $50\%c_x$, $20\%H$ 。层流分离泡由尾缘移到了叶片中弦附近,并且由于端部边界层内湍流度较高,因此吸力面层流分离泡并非占据整个叶高。图 8 所示为该攻角下,端壁表面极限流线与角区三维流场结构计算结果,可以看出,此时角区分离尺度较小,气流仍然贴近于叶片表面,并未在通道中形成分离涡结构。

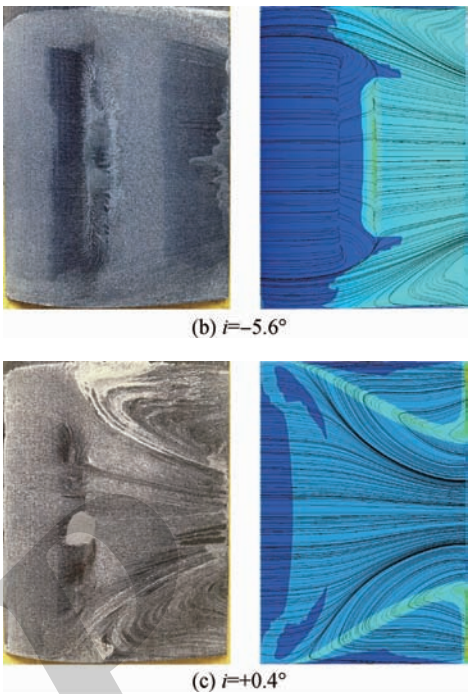
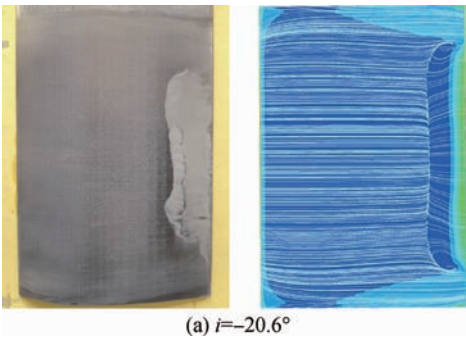


图 6 攻角 -20.6° , -5.6° 和 $+0.4^{\circ}$ 吸力面流场结构计算结果与实验结果对比

Fig. 6 Comparison of experimental and numerical results of flow field structure on the suction side at $i = -20.6^{\circ}$, -5.6° and $+0.4^{\circ}$

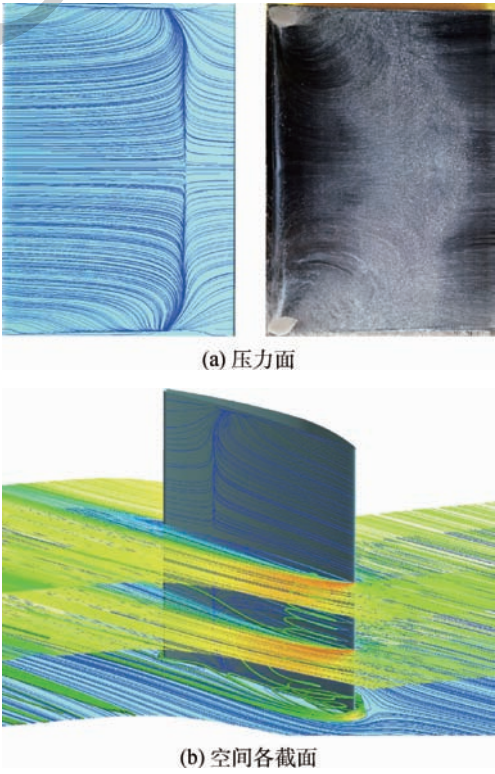


图 7 攻角 $i = -20.6^{\circ}$ 压力面以及径向截面流场结构
Fig. 7 Flow field structure on the pressure side and radial sections at $i = -20.6^{\circ}$

在正攻角($+0.4^{\circ}$)下,吸力面发生大尺度角区分离,分离区域占 $80\% c_x$, $37\% H$ 。此时,层流分离泡较设计攻角大大减小,实验中仍能观察到较窄的层流分离泡区域,但在数值计算结果中层流分离泡已基本消除,由于这一偏差存在也导致了图 5 中正攻角下叶中总压损失计算结果比实验值偏小,说明该计算方法在正攻角下的数值计算精度仍有待提高。如图 9 所示为该攻角下端壁表面极限流线与角区三维流场结



图 8 攻角 $i = -5.6^{\circ}$ 端壁表面极限流线以及吸力面角区三维流场结构

Fig. 8 Limiting streamlines of endwall surface and 3D flow field structure on the suction side of corner at $i = -5.6^{\circ}$

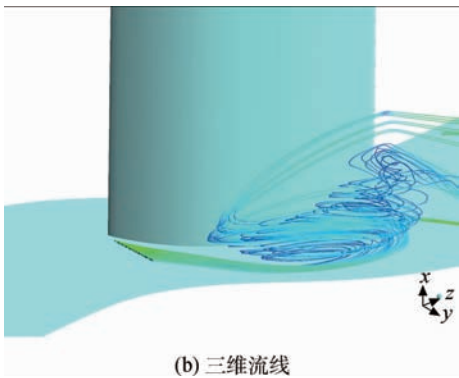
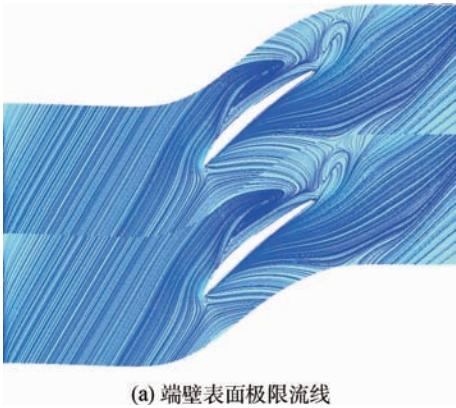


图 9 攻角 $+0.4^{\circ}$ 端壁表面极限流线以及吸力面角区三维流场结构

Fig. 9 Limiting streamlines of endwall surface and 3D flow field structure on the suction side of corner at $i = +0.4^{\circ}$

构,可看出,此时吸力面出现了大尺度“龙卷风型”三维角区分离涡结构,且端壁也发生了明显的角区分离现象,这一流动结构也造成了正攻角下全叶高损失大幅增加。

3.3 栅后气流参数对比

为了进一步验证数值方法的准确性和可靠性,图 10 和图 11 分别给出了不同攻角下,栅后周向平均总压损失系数和气流折转角展向分布实验与数值计算结果对比。图中纵轴均表示展向位置,横轴分别表示无量纲总压损失系数和气流折转角节距平均值。黑线为实验结果,红线表示计算结果。

图 10 中,在攻角为 -20.6° 时,实验所测的栅后损失展向分布曲线与其他攻角有所不同,其最小损失位置不在叶中而位于距离端部 $20\% H$ 处,因此曲线在此处会有明显的突起。计算结果与之有相同的趋势,但最小损失略大于实验结果,叶中以及端部损失与实验一致性较好。在其他攻角下,靠近端壁损失系数会急剧增大,叶中部分由于受到端部边界层影响较小,损失较低且保持均匀。随着攻角增大,叶中低损失展向范围会逐渐缩小。数值计算得到的损失分布与实验较为吻合。

在图 11 中,各攻角下栅后气流折转角计算与实验结果吻合较好,端部附近存在较小偏差,一方面是由于实验中采用 7 孔探针测量气流角度有一定的局限性,测量精度不高,另一方面则是计算精度仍有待进一步改进。

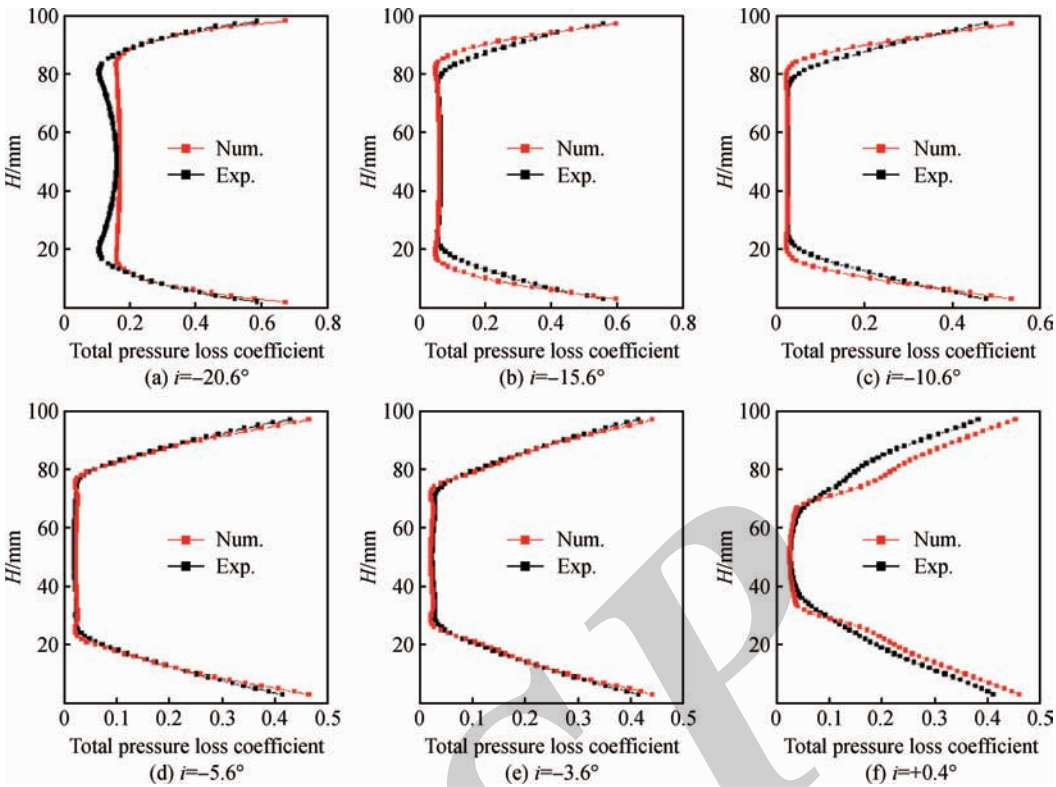


图 10 不同攻角下总压损失系数展向分布的计算结果与实验结果对比

Fig. 10 Comparison of spanwise distributions of total pressure loss coefficient at different incidences between experimental and numerical results

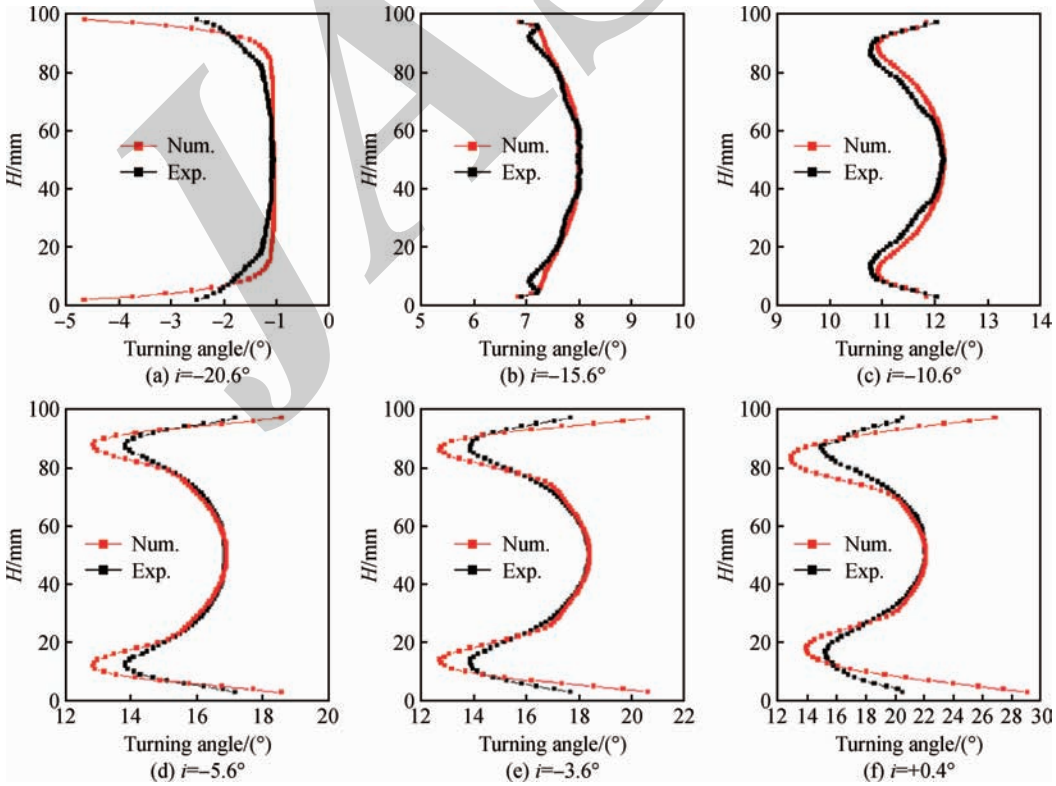


图 11 不同攻角下气流折转角展向分布的计算结果与实验结果对比

Fig. 11 Comparison of spanwise distributions of turning angles at different incidences between experimental and numerical results

3.4 叶片表面静压分布对比

图 12 给出了攻角为 $-13.6^{\circ}\sim+2.4^{\circ}$ 时,叶中叶表静压分布数值计算结果与实验测量结果的对比。为了分析加转捩模型对流动模拟结果的影响,同时列出了加转捩模型(SST_transition)和不加转捩模型(SST)两种情况下的叶表静压分布。通过对比可以看到,由于实验中客观存在分离泡

转换现象,吸力面静压分布会有类似“台阶型”过渡,不加转捩模型得到的压力分布与实验相差较大,加转捩模型后,与实验结果较为接近。另外通过对比 SST 和 SST_transition 两种模型得出的计算结果可以看出,加转捩模型后,只会改变分离泡附近的静压分布,而层流分离之前以及转捩为湍流后的压力分布变化较小。

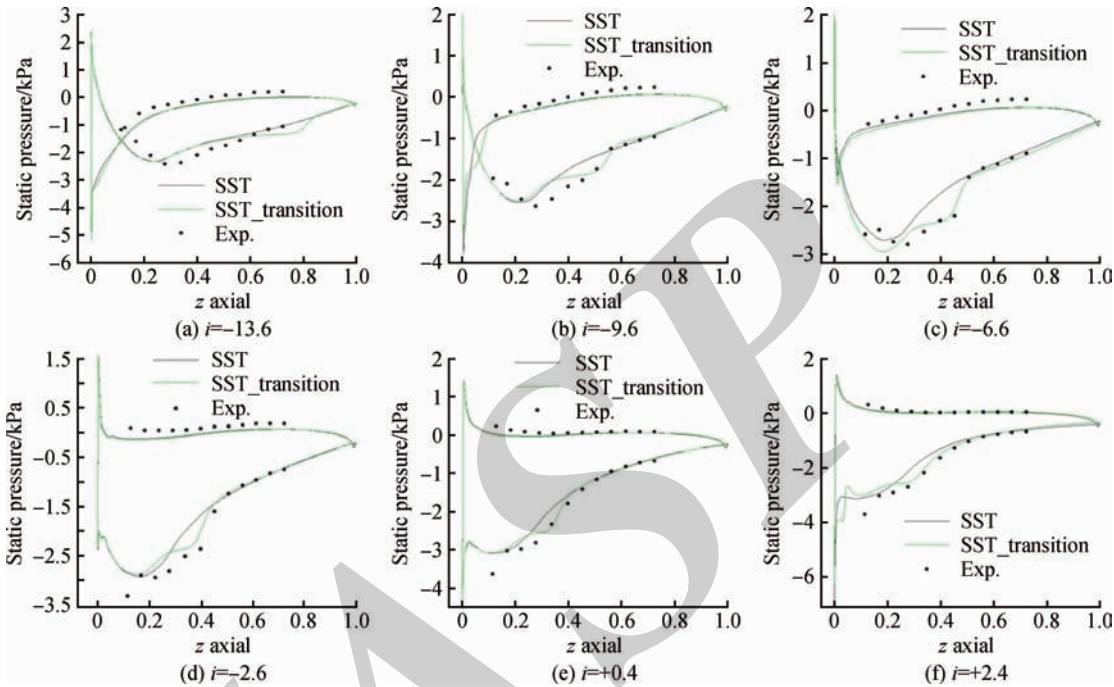


图 12 攻角 $-13.6^{\circ}\sim+2.4^{\circ}$ 时叶表静压分布

Fig. 12 Static pressure distribution on the blade surface from $i = -13.6^{\circ}$ to $i = +2.4^{\circ}$

3.5 来流湍流度的影响

定义摩擦应力系数 $C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho u_{\infty}^2}$, 其中 τ_w 为

壁面摩擦应力。为探究来流湍流度对叶栅转捩和角区分离的影响,本文将从 $0.1\% \sim 10.0\%$ 选取 7 组湍流度对设计工况(攻角为 -5.6° , $Ma = 0.2$)进行分析。图 13 所示为不同湍流度下, $50\% H$ 处叶片压力面和吸力面摩擦应力系数分布曲线。

压力面中, C_f 均为正, 表明气流并未发生分离。从前缘开始, 层流边界层受逆压梯度作用逐渐失稳, C_f 开始减小, 之后转捩为湍流边界层, C_f 又迅速增加。图中可以看到, 当 T_u 小于 3% 时, 压力面转捩发生在 $40\% c_x$; 而当 T_u 大于 3% 后, 压力面转捩位置移至前缘后 $8\% c_x$ 。在尾缘附近, 压力面边界层均已转捩为湍流, 不同湍流度下摩擦应力系数曲线基本重合。

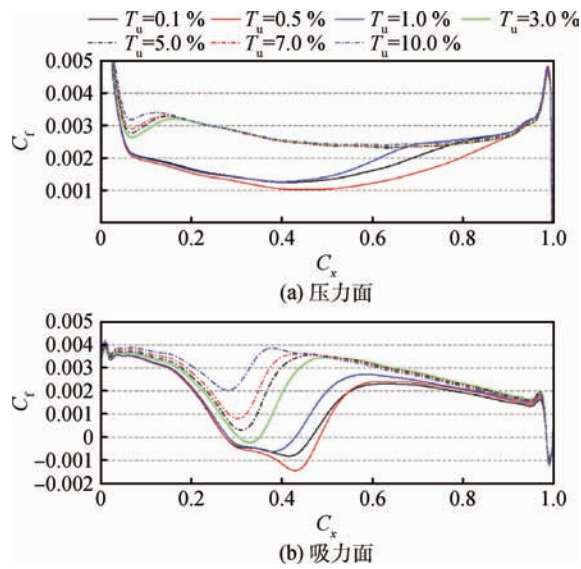


图 13 不同湍流度下叶片摩擦应力系数分布
($i = -5.6^{\circ}$)

Fig. 13 Distribution of friction stress coefficient at different turbulence intensities($i = -5.6^{\circ}$)

吸力面中, T_u 对摩擦应力系数的影响更加显著。 T_u 小于 5% 时, C_f 从前缘附近开始先降低, 后发生层流边界层分离, C_f 出现负值, 然后在分离剪切层中, 气流转捩为湍流并再次附着, C_f 迅速增加。 T_u 大于 5% 后, C_f 增大, 吸力面层流分离泡消除, 但转捩仍然存在, 且随着 T_u 增加, 转捩的位置逐渐向前缘移动。

图 14 给出了这几种湍流度下吸力面极限流线, 图中黑色水平虚线与 $T_u=0.1\%$ 时吸力面角区分离结构等高。可以看出, 随着 T_u 增大, 吸力

面层流分离泡逐渐缩小, T_u 增大至 5% 时, 分离泡完全消除。除此之外, 在层流分离泡移除后, 吸力面角区分离区域也会有所减小。

图 15 给出了这几种湍流度下, 叶中尾迹损失沿周向分布曲线。通过对比发现, $T_u<5\%$ 时, 随着湍流度增加, 叶栅尾迹损失减小, 这是由于吸力面层流分离减小导致的。在 $T_u>5\%$ 后, 随着 T_u 增加叶型尾迹损失反而增大, 这是由于湍流脉动增大, 叶片表面边界层内流体与主流掺混损失增加所致。

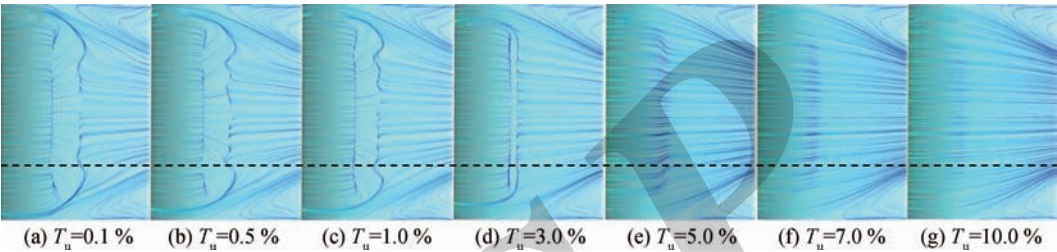


图 14 不同湍流度下吸力面极限流线 ($i=-5.6^\circ$)
Fig. 14 Limiting streamlines on the suction side of blade at different turbulence intensities ($i=-5.6^\circ$)

$Re(Ma)$ 增大, 叶片表面无量纲静压系数大体上保持不变。在 $50\%c_x$ 附近, 由于吸力面层流分离-转捩-再附过程, 静压系数会突然下降, 而当 $Re(Ma)$ 增加时, 可以看到层流分离泡以及转捩点均会向上游移动。图 17 给出了不同马赫数下, 叶片吸力面极限流线, 图中 PS, SS 分别表示压力面和吸力面。可以得出, 随着 $Re(Ma)$ 增加, 吸力面层流分离泡会减小, 除此之外, 角区分离会一直存在, 且强度和范围基本不发生改变。

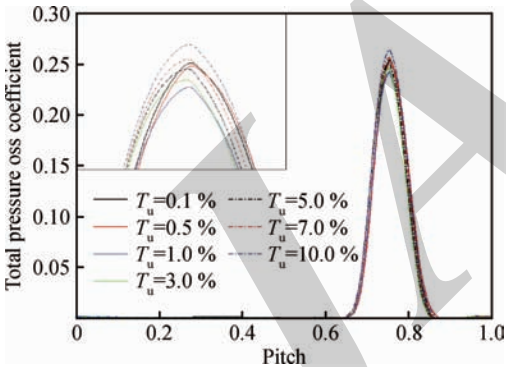


图 15 不同湍流度下叶中尾迹损失分布
Fig. 15 Wake loss distribution at half-span under different turbulence intensities

3.6 雷诺数的影响

接下来通过改变计算域进口马赫数, 进而分析不同雷诺数对层流边界层分离以及角区分离的影响。选取马赫数范围为 $0.1\sim0.5$, 对应雷诺数范围为 $1.63\times10^5\sim8.15\times10^5$, 进口湍流度为 0.5% 。定义无量纲静压系数 $C_p = \frac{p_{c0} - p}{p_{t0} - p_0}$, 其中 p 为叶片表面静压。图 16 给出了不同马赫数下, 静压系数沿弦向分布曲线。可以看出, 随着

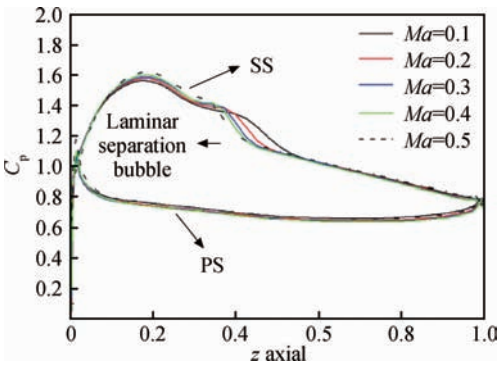


图 16 不同马赫数下叶片表面静压系数分布曲线
Fig. 16 Static pressure coefficient on the blade surface at different Mach numbers

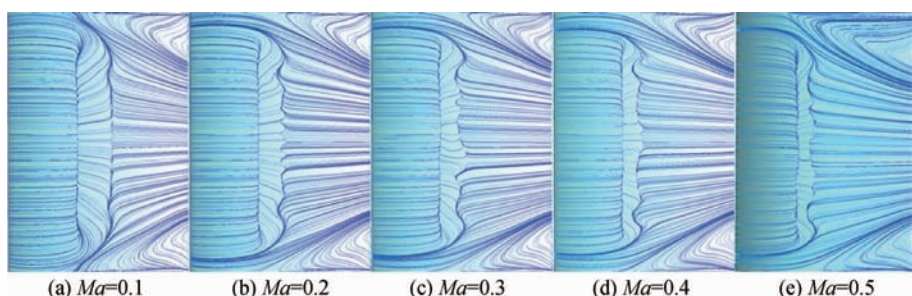


图17 不同马赫数下叶片吸力面极限流线

Fig. 17 Limiting streamlines on the suction side of blade at different Mach numbers

4 结 论

本文采用基于 SST $k-\omega$ 模型的 $\gamma-Re_\theta$ 对某 CDA 平面叶栅进行了全攻角范围数值计算,并通过平面叶栅实验对叶栅整体损失特性、流场结构、栅后气动参数展向分布以及叶片表面压力分布等气动参数进行了验证,数值计算与实验结果有较好的一致性。

在大负攻角下,叶栅吸力面尾缘附近存在层流分离泡,随着攻角增大,分离泡会逐渐移至叶片中弦,并且尺度会减小。此外,吸力面气流未发生角区分离,相反压力面会有大尺度分离涡存在;在设计攻角下,吸力面发生轻微角区分离,分离后的气流仍靠近叶片表面;在正攻角下,吸力面与端壁均发生了“龙卷风型”大尺度三维角区分离。

在 Re 一定的情况下,增大来流湍流度 T_u ,吸力面和压力面气流转捩位置会前移。 T_u 在 0.1%~3.0% 时,吸力面存在层流分离泡,随着 T_u 增加,分离泡尺度逐渐减小,对应叶栅的尾迹损失也会随之降低。当 $T_u=5\%$ 时,吸力面层流分离泡移除,但转捩仍然存在。 T_u 进一步增加,由于叶片表面边界层内流体与主流掺混增加,因此尾迹损失又会增加。此外,随着 T_u 增加,吸力面角区分离会有所减小。

当 T_u 一定时,增大 Re 吸力面分离泡会前移,且尺度减小。吸力面角区分离随 Re 变化不大。

参考文献:

- [1] SCHREIBER H A, STEINERT W, KÜSTERS B. Effects of Reynolds number and free-stream turbulence on boundary layer transition in a compressor cascade[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(1): 1-9.
- [2] 杨琳, 邹正平, 宁方飞, 等. 边界层转捩的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2005, 20(3): 355-360.
- YANG Lin, ZHOU Zhengping, NING Fangfei, et al. Numerical study of the boundary layer transition[J]. Journal

- of Aerospace Power, 2005, 20(3): 355-360. (in Chinese)
- [3] DONG Y, CUMPSTY N A. Compressor blade boundary layers: Part 2 measurements with incident wakes[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(2): 231-240.
- [4] TEUSCH R, FOTTNER L, SWOBODA M. Experimental investigation of wake-induced transition in a linear compressor cascade with controlled diffusion balding[R]. Florence, Italy: International Society for Air Breathing Engines, 1999.
- [5] SOLOMON W J, WALKER G J. Observations of wake-induced transition on an axial compressor blade[R]. ASME Paper 95-GT-381, 1995.
- [6] HALSTEAD D E, WISLER D C, OKIISHI T H, et al. Boundary layer development in axial compressors and turbines: Part 1 of 4 composite picture[R]. ASME Paper 95-GT-461, 1995.
- [7] MENTER F R, LANGTRY R B, LIKKI S R, et al. A correlation-based transition model using local variables: Part I model formulation[J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(3): 413-422.
- [8] LANGTRY R B, MENTER F R, LIKKI S R, et al. A correlation-based transition model using local variables: Part II test cases and industrial applications[J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(3): 423-434.
- [9] ZHANG Y, MAHALLATI A, BENNER M. Experimental and numerical investigation of corner stall in a highly-loaded compressor cascade[R]. ASME Paper GT2014-27204, 2014.
- [10] MINOT A, DE SAINT-VICTOR X, MARTY J, et al. Advanced numerical setup for separation-induced transition on high-lift low-pressure turbine flows using the $\gamma-Re_\theta$ model[R]. ASME Paper GT2015-42160, 2015.
- [11] WISLER D C. Loss reduction in axial-flow compressors through low-speed model testing[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107(2): 354-363.
- [12] 王丹华, 陆利蓬, 李秋实. 基于湍流输运特性对 S-A 模型在压气机角区流动模拟中的改进研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(1): 80-86.
- WANG Danhua, LU Lipeng, LI Qiushi. Research on improvement of S-A model in the simulation of compressor corner flow based on the turbulence transport properties[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(1): 80-86. (in Chinese)

[13] JOSLYN H D, DRING R P. Axial compressor stator aerodynamics[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107(2): 485-492.

[14] GBADEBO S A, CUMPSTY N A, HYNES T P. Three-dimensional separations in axial compressors[R]. Journal of Turbomachinery, 2004, 127(2): 331-339.

[15] LEWIN E, KOŽULOVIC D, STARK U. Experimental and numerical analysis of hub-corner stall in compressor cascades[R]. Glasgow, UK: ASME Turbo Expo, 2010.

[16] MA W, OTTAVY X, LU L, et al. Experimental investigations of corner stall in a linear compressor cascade[R]. Chinese Journal of Aeronautics, 2011, 24(3): 235-242.

[17] WANG Z N, YUAN X. Unsteady mechanisms of compressor corner separation over a range of incidences based on hybrid LES/RANS[R]. ASME Paper GT2013-95300, 2013.

[18] 王子楠, 高磊, 耿少娟, 等. 不同端壁间隙下压气机平面叶栅角区流动的数值模拟和实验研究[J]. 工程热物理学报, 2015 (7): 1428-1432.

WANG Zinan, GAO Lei, GENG Shaojuan, et al. Numerical and experimental study for corner flow of a compressor linear cascade with different sizes of endwall clearance[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015. (in Chinese)

(编辑:王碧琚)