

常用湍流模型对某低速轴流压气机转子叶尖泄漏流的预测研究

庄昕伟¹, 安广丰², 赵永康², 刘宝杰²

(1. 中国航空发动机研究院, 北京 101300; 2. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 100191)

摘要:为了研究常用湍流模型对轴流压气机转子叶尖泄漏流的预测能力,对某低速轴流压气机进行了实验研究及数值模拟,对比分析了不同湍流模型预测的转子叶尖泄漏流的流场分布、旋涡特性以及堵塞特性与实验结果的异同。结果表明:对于转子叶尖泄漏流的旋涡特性,在近失速点, $k-\omega$ 模型预测的转子叶尖泄漏涡轨迹的斜率和位置在周向上的分布以及泄漏涡核的面积与实验结果最接近;对于转子叶尖泄漏流堵塞特性,在堵塞系数达到峰值之前,BSL 模型的预测结果与实验结果最相近,而在堵塞系数达到峰值之后 $k-\varepsilon$ 模型的预测结果与实验结果最相近,虽然 $k-\omega$ 模型预测的堵塞系数在整个流向位置都偏高,但堵塞系数沿流向的分布规律与实验结果吻合最好。

关键词:湍流模型;叶尖泄漏流;轴流压气机

中图分类号:TK231.3 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2024.01.003

[引用本文格式]庄昕伟,安广丰,赵永康,等.常用湍流模型对某低速轴流压气机转子叶尖泄漏流的预测研究[J].热能动力工程,2024,39(1):23-32. ZHUANG Xin-wei, AN Guang-feng, ZHAO Yong-kang, et al. Predictive study on commonly used turbulence models for rotor blade tip leakage flow in a low speed axial compressor [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(1): 23-32.

Predictive Study on Commonly Used Turbulence Models for Rotor Blade Tip Leakage Flow in a Low Speed Axial Compressor

ZHUANG Xin-wei¹, AN Guang-feng², ZHAO Yong-kang², LIU Bao-jie²

(1. Aero Engine Academy of China, Beijing, China, Post Code:101300;

2. Research Institute of Aero-Engine, Beihang University, Beijing, China, Post Code:100191)

Abstract: In order to study the ability of commonly used turbulence models to predict the rotor blade tip leakage flow (TLF) in axial compressor, experimental studies and numerical simulations of a low-speed axial compressor were conducted to compare and analyze the differences and similarities of the flow field distribution, swirl characteristics, and blockage characteristics of the rotor blade tip leakage flow predicted by different turbulence models with the experimental results. The results show that for the tip leakage vortex (TLV), both the trajectory slope of the TLV at the near-stall point, the location distribution along the circumferential direction and the area of the TLV core predicted by the $k-\omega$ model match best with the measured results; for the blockage characteristics of the TLF, the BSL model matches best with the experimental results before obtaining the peak value of the blockage coefficient, while the $k-\varepsilon$ model matches best with the experimental results after obtaining the peak value of the blockage coefficient. The distribution law of the blockage coefficient along the streamwise direction simulated by the $k-\omega$ model is the closest one compared with measured results though its value in all the streamwise locations is a little higher than the measured results.

Key words: turbulence model, blade tip leakage flow, axial compressor

引言

叶尖泄漏流与主流及其他二次流的相互作用会引起显著的流动堵塞和端壁损失,而叶尖泄漏流/涡本身的非定常性加之与激波的强烈相互干涉往往是导致压气机失速的主要原因^[1-3]。

近几十年来,人们尝试利用多种方法对叶尖泄漏流的流动机理进行研究,这些方法主要可归类为理论分析方法^[4-6]、实验方法^[7-12]以及数值模拟方法^[3,13-14]。其中,由于流动的复杂性,理论分析方法大都是建立在大量的假设基础之上,因此对流动预测的误差往往最大,其精度不足以用于流动机理的分析;实验方法往往能够捕捉到流动的本质,但对于叶尖泄漏流如此复杂的流动而言,其实施及精度都是目前的难点,仅有的实验测量结果也只是包含在某些工况下、某些测量截面的部分流场信息;相对于以上两种方法,数值模拟方法则能够得到全工况下的全流场、全参数信息,并且还具有容易实施、占用资源小、能耗低等优点,因此数值模拟方法越来越成为研究叶尖泄漏流动的有力工具之一。在工程实际中,数值模拟常用的湍流模型包括 S-A 模型、 $k-\varepsilon$ 模型、 $k-\omega$ 模型、BSL 模型、SST 模型、RMS 模型等,不同的湍流模型分别对不同特点流场的预测有一定优势。因此,若能够根据已有的实验数据对上述这些湍流模型进行校验,选择能够准确预测某一流动特性的湍流模型,就可以利用该湍流模型弥补实验测量信息不全的缺点,进而对这一类型的流动展开详细分析。

近些年来,北京航空航天大学刘宝杰教授课题组利用体视粒子测速技术(SPIV)在北航的低速大尺寸轴流压气机实验台上对其转子尖部流场进行了详细的实验研究,并且沿流向针对叶尖泄漏流的流动特点进行了多截面的测量,为分析叶尖泄漏流提供了丰富的实验数据,为校验湍流模型预测及复杂流动的精度奠定了基础。此外,该课题组利用五孔气动探针实现了对各排叶片前后流场的测量,也为进行数值模拟、设定边界条件提供了便利。因此,本文将基于以上实验数据,针对工程实际中最为常用的湍流模型对叶尖泄漏流的预测能力进行校验,这些模型包括 $k-\varepsilon$ 模型、 $k-\omega$ 模型、BSL 模型、SST 模

型,校验的内容主要为叶尖泄漏流的流场分布、旋涡特性及堵塞特性。本研究为进一步分析叶尖泄漏流的流动机理,建立与叶尖泄漏流相关的损失和堵塞模型奠定基础。

1 研究对象

研究对象为北京航空航天大学的低速大尺寸单级轴流压气机实验台,经过多轮实验测量,该实验台已经形成了较为完善的实验数据库。图 1 为低速大尺寸单级轴流压气机实验台结构示意图。该实验台是典型的单级布局,包括进口导叶(IGV)、转子和静子,叶片均采用 C4 低速叶型,为等环量设计。其主要设计参数如表 1 所示,更详细的介绍见文献[15-17]。

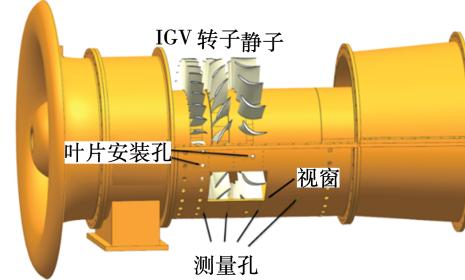


图 1 低速大尺寸压气机实验平台

Fig. 1 Test platform of low-speed large-scale axial compressor

表 1 压气机设计参数

Tab. 1 Design parameters of compressor

参数	IGV	转子	静子
机匣直径/m	1.0	1.0	1.0
轮毂比	0.6	0.6	0.6
设计转速/r·min ⁻¹	1 200	1 200	1 200
设计点流量/kg·s ⁻¹	22.4	22.4	22.4
设计点流量系数	0.58	0.58	0.58
近失速点流量系数	0.39	0.39	0.39
静压升系数	0.4	0.4	0.4
基于弦长的雷诺数/ 10^5	7.5	7.5	7.5
叶片数	36	17	20
叶片弯角/(°)	17.4	26.5	49.1
叶片安装角度/(°)	10.4	33.4	12.3
叶片高度/mm	200	199	198
叶片弦长/mm	100	180	200
转子叶尖间隙/mm	1.0	1.0	1.0
静子叶尖间隙/mm	1.5	1.5	1.5

2 测量方法

2.1 转子叶排前后流场测量

转子叶排前后流场的测量利用五孔气动探针完成,在进行测量时,沿径向和周向分别设置了 28 个和 12 个测量点。为了验证测量结果的重复性以及视窗尺寸的限制,转子前周向测量范围为 110% 导叶栅距,转子后周向测量范围为 110% 静子栅距,其中转子后的测点分布如图 2 所示。

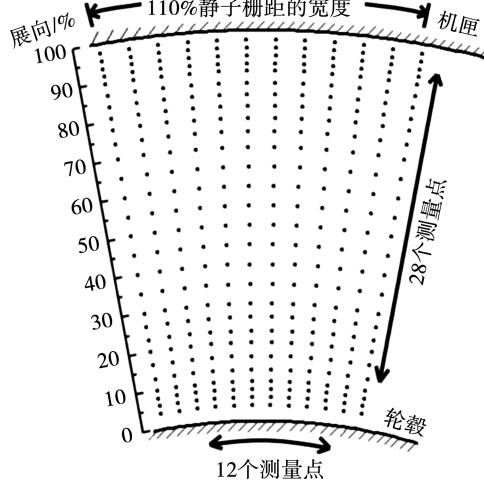


图 2 转子进口五孔针测量网格

Fig. 2 Grids measured by five-hole probe
at the rotor inlet

实验时采用的探针为锥形头部探针^[18]。测量时探针由两坐标位移机构带动,可同时实现沿周向和径向的自动控制,位移机构的线误差为 0.01 mm。使用高精度压差式压力变送器、PXI 总线测试计算机和 16 位数据采集板对探针 5 个孔的压力进行采集。为避免探针移动过程对流场造成的干扰,每次探针移动完 10 s 之后再进行压力采集,采集样本数为 100。利用该方法测量得到的结果,其角度误差不超过 1°,总压误差不超过 0.8%,速度误差不超过 2.0%。

2.2 转子尖部流场测量

转子通道尖部流场的测量利用 SPIV 技术完成,由于泄漏涡是典型的流向涡,为了便于分析泄漏流/涡在转子通道内沿流向的演化发展规律,以及泄漏涡与主流及其他二次流的相互作用,测量截面垂直于叶尖弦向,如图 3 所示。为了保证测量截面具有足够高的空间分辨率,并且由于测量视窗的限制,测量分为近吸力面和近压力面两次测量。利用该方法测

量得到的结果,其在主流区域、靠近尖部区域及 60% 叶高以下区域的测量不确定度分别为 2.0%, 6.0% 和 3.0%。SPIV 测量结果的不确定度由 A 类不确定度和 B 类不确定度合成得到,其中 A 类不确定度为多次测量结果的统计误差,B 类不确定度主要为粒子图像偏移所带来的误差^[16,19~20]。

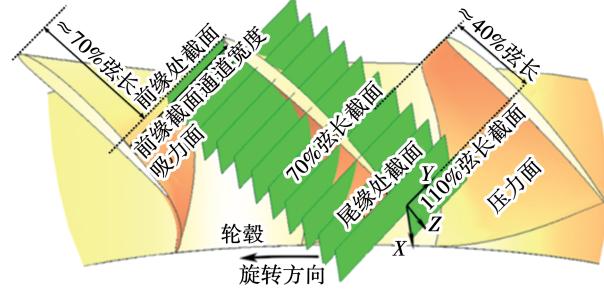


图 3 SPIV 测量截面示意图

Fig. 3 Schematic diagram of SPIV measurement
cross section

3 数值计算方法

3.1 数值模拟软件及计算网格

所有数值模拟研究的计算都是在商业计算软件 ANSYS CFX 15.0 上进行的,数值模拟所用的计算网格利用商业软件 AutoGrid5 (Numeca IGG) 生成,每一叶排的网格单独生成,如图 4 所示。进口域的长度约为导叶弦长的 2 倍,出口域的长度约为静子弦长的 3.5 倍。

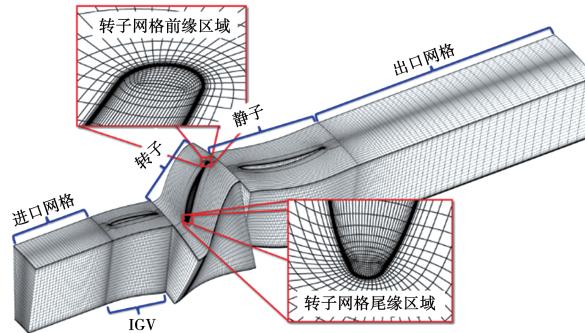


图 4 计算网格

Fig. 4 Computational grid

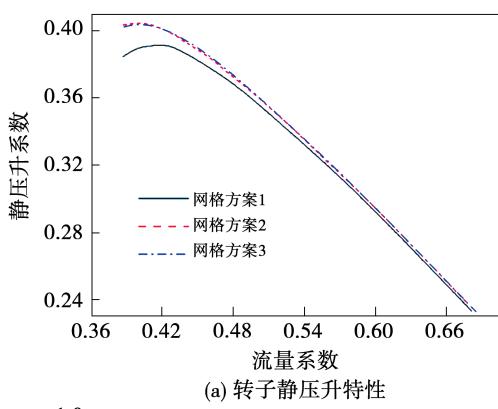
为保证网格无关,对转子计算域按照由疏到密分别生成了 3 套网格,依次命名为网格方案 1, 网格方案 2 和网格方案 3。网格的具体设置如表 2 所示,并且 3 套网格均满足壁面第 1 道网格的 $y^+ < 1.0$ 。分别对比了转子静压升特性以及近失速状态下转子

出口流向速度系数沿展向的分布,如图 5 所示。由图 5(a)可以看出,网格方案 2 和网格方案 3 计算得到的特性线在整个流量范围内吻合得都很好,说明网格方案 2 的网格设置已经达到了网格无关性的要求,而网格方案 1 计算的结果在整个流量范围内与网格方案 2 和网格方案 3 计算得到的特性线差别都较大,特别是在小流量范围。图 5(b)的结果同样验证了上述结论。选择近失速状态的结果是因为在近失速状态流场的波动较大,对网格无关性的要求更高。因此,对于转子计算域而言,网格方案 2 的网格节点总数已经达到了网格无关性的要求,选择网格方案 2 进行计算。

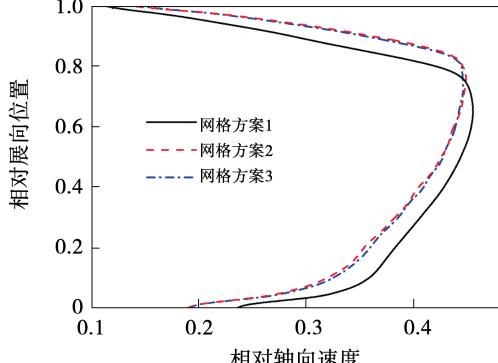
表 2 转子叶片域网格分布

Tab. 2 Grid distribution in rotor blade domain

网格 方案	网格节点数 周向 × 展向 × 流向	间隙内展向 节点数	网格节 点总数
1	41 × 93 × 93	17	588 047
2	57 × 125 × 113	33	1 288 385
3	65 × 133 × 125	37	1 774 431



(a) 转子静压升特性



(b) 近失速状态下转子出口轴向速度展向分布

图 5 不同网格密度下转子的数值模拟结果

Fig. 5 Numerical simulation results of rotor under different grid densities

3.2 湍流模型及边界条件设置

对常用湍流模型预测轴流压气机转子叶尖泄漏流动的能力进行了评估,常用湍流模型包括 $k-\varepsilon$ 模型、 $k-\omega$ 模型、BSL 模型及 SST 模型。

数值模拟采用定常计算,流体介质选择理想气体;因为研究对象是低速大尺寸轴流压气机实验台,进口气流角设定为轴向;总温沿展向均匀,为 288.15 K;总压沿展向不均匀,其给定准则是保证转子进口处的轮毂/机匣附面层厚度与实验测量结果相同。利用给定的进口总压分布计算得到的转子进口轴向速度系数沿展向的分布与带误差条的实验结果的对比,如图 6 所示。由图可以看出,在设计点和近失速工况下,数值模拟得到的结果都与实验结果吻合很好,从而保证了转子计算域进口条件与实际情况的一致性。

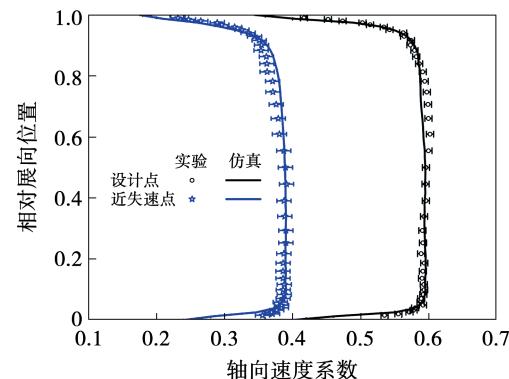


图 6 转子进口轴向速度系数展向分布

Fig. 6 Spanwise distribution of axial velocity coefficient at the rotor inlet

4 转子叶尖泄漏流/涡的对比

4.1 转子尖部流场

研究人员利用 SPIV 技术对转子尖部流场进行了详细的测量,并且基于这些测量结果在前期得到了许多关于叶尖泄漏流的相关结论^[16,19-20]。由前面的分析可知,不同湍流模型在设计点得到的预测结果与实验结果的偏差并不大。因此,限于篇幅,图 7 中只给出了近失速点不同湍流模型预测得到转子尖部流场与实验结果的对比,图中虚线为叶尖泄漏涡的大致运动轨迹。由图 7 可以看出,几种湍流模型基本都能够预测出叶尖泄漏涡轨迹随其向下游发展的趋势。叶尖泄漏流的存在会造成转子尖部流向速度的亏损,4 种湍流模型基本都能预测出转子尖

部流向速度亏损随泄漏流向下游发展的趋势。与实验结果相比,SST模型预测的流向速度亏损区域明显偏大, $k-\omega$ 模型预测的流向速度亏损区域要小一些, $k-\varepsilon$ 模型与BSL模型预测的结果类似,其流向速度亏损区域最小,但也大于实验结果。

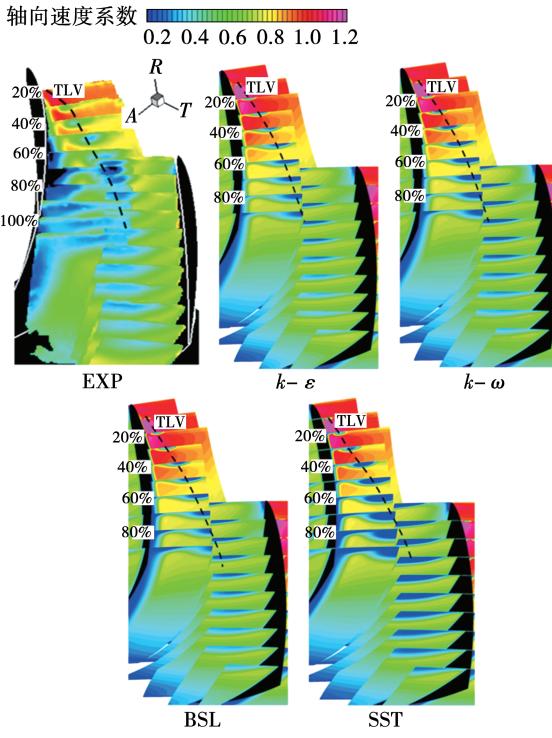


图7 近失速状态下转子尖部流速展向分布的实验结果

与数值模拟结果对比

Fig. 7 Comparison of experimental and simulated spanwise flow velocity distributions in rotor tip region under the near-stall condition

4.2 叶尖泄漏涡的旋涡特性

为了更详细地评估不同湍流模型对转子叶尖泄漏流的预测能力,对叶尖泄漏流的旋涡特性,即对泄漏涡的轨迹及尺寸沿流向的变化规律进行了分析。在对此进行分析之前首先要识别流场中泄漏涡的涡核,由于叶尖泄漏涡是流向涡,因此这里利用简化后的 λ_2 准则对泄漏涡涡核进行识别:

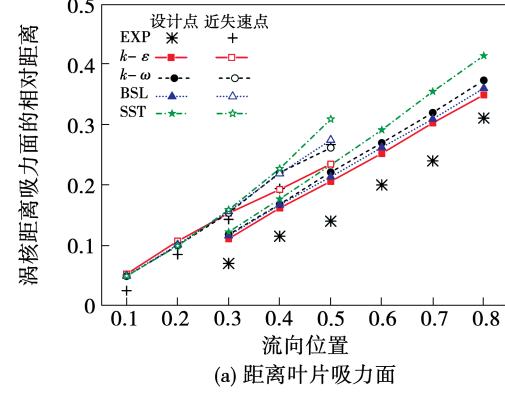
$$\lambda_2 = \left(\frac{\partial U}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial Y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial U}{\partial Y} \right) \left(\frac{\partial V}{\partial X} \right) \quad (1)$$

式中: X, Y —对应图3中两个方向的坐标; U, V —流场中与 X, Y 对应方向的速度分量。

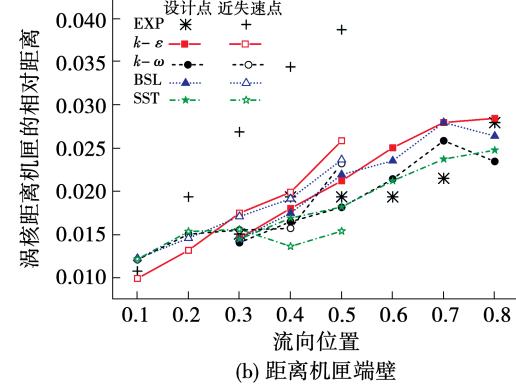
流场中 $\lambda_2 < 0$ 的区域认为是泄漏涡涡核所在区域。由于机匣壁面的影响,叶尖泄漏涡往往为椭圆形,在分析时泄漏涡的尺寸用泄漏涡的名义直径

(椭圆形泄漏涡涡核长短轴的平均值)来表示,而泄漏涡的位置用泄漏涡涡核长短轴交点距离叶片吸力面以及机匣的距离来表示。

图8和图9(a)分别给出了泄漏涡涡核距离叶片吸力面的相对距离(即涡核距离吸力面的距离与垂直于叶片弦长方向栅距的比值)、涡核距离机匣的相对距离(即涡核距离机匣的距离与叶高的比值)以及泄漏涡涡核的相对直径(即泄漏涡涡核直径与垂直于叶片弦长方向栅距的比值)沿流向位置(即流向距离与叶片弦长的比值)的变化规律。可以看出,不同湍流模型均能够预测出泄漏涡沿流向发展的变化趋势,即随着泄漏涡向下游发展泄漏涡会向远离叶片吸力面和机匣的方向移动,并且泄漏涡的尺寸不断增大。



(a) 距离叶片吸力面



(b) 距离机匣端壁

图8 近失速状态下泄漏涡涡核位置的实验结果与不同湍流模型数值模拟结果对比

Fig. 8 Comparison of experimental result of location of blade TLV core and numerical simulation result of different turbulence models under the near-stall condition

对于泄漏涡涡核在周向方向上的轨迹(距离吸力面的相对距离),在设计点,4种湍流模型预测的泄漏涡轨迹都更加偏离叶片吸力面,其中SST模型的预测结果偏差最大;在近失速点,SST模型的预测结果

仍然更加偏离叶片吸力面, $k-\varepsilon$ 模型整体预测的轨迹斜率明显小于实验结果, 而 $k-\omega$ 模型与 BSL 模型预测的泄漏涡位置及轨迹斜率与实验结果都较为吻合。对于泄漏涡涡核在径向方向上的轨迹(距离机匣的相对距离), 在设计点, 4 种湍流模型预测的泄漏涡轨迹都与实验结果较为接近; 在近失速点, 4 种湍流模型预测的泄漏涡轨迹与实验结果的偏差都非常大, 说明数值模拟预测得到泄漏涡都更加靠近机匣。

泄漏涡涡核的相对直径随流向位置的发展规律如图 9(a) 所示。由图 9(a) 可知, 在设计点 $k-\omega$ 模型与 SST 模型预测的结果与实验结果更加接近, 而在近失速点 $k-\varepsilon$ 模型与 BSL 模型预测的结果较好。图 9(b) 中给出了泄漏涡涡核的面积随流向位置的发展规律。由图 9(b) 可以看出, 在近失速点 $k-\omega$ 模型的预测结果与实验结果更加接近, 而在设计点 $k-\varepsilon$ 模型与 BSL 模型的预测结果更好。

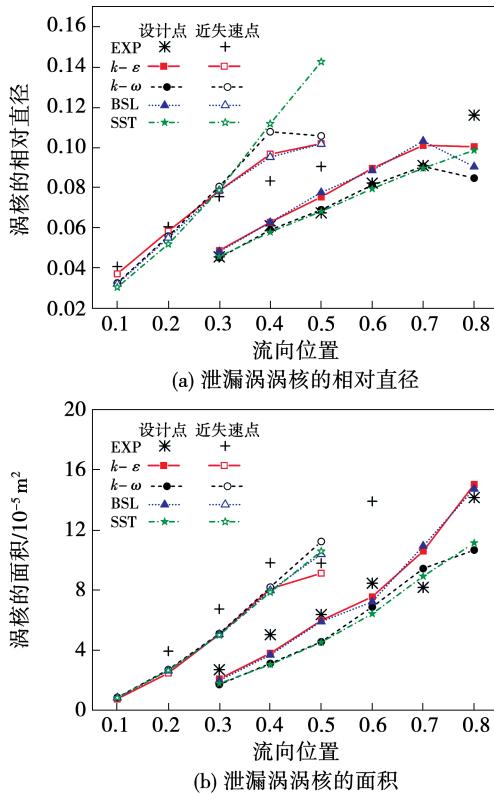


图 9 实验与不同湍流模型数值模拟叶尖泄漏涡尺寸的对比

Fig. 9 Comparison of experimental and simulated sizes of TLV core of different turbulence models

4.3 叶尖泄漏流速度场

叶尖泄漏流往往会引起较强的流向速度亏损,

即流动堵塞, 它的存在不仅会显著降低转子尖部的流通能力, 还会引起较强的流动损失。本节将主要分析不同湍流模型预测的泄漏流堵塞区域内流向速度的分布, 而泄漏流堵塞区域边界的识别利用张志博^[21]提出的识别准则:

$$C_m = \left| \nabla_r \left[\rho \frac{v_m}{v_{m,\text{avg}}} \right] \right| + \left| \nabla_\theta \left[\rho \frac{v_m}{v_{m,\text{avg}}} \right] \right| \geq \delta \quad (2)$$

式中: v_m —流向速度; 脚标 r, θ —压气机的径向和周向; $v_{m,\text{avg}}$ —各测量截面近尖部典型的特征速度, 选取测量截面 80% 叶高处的平均主流速度; δ —判断堵塞区域边界的阈值。

利用该方法识别的堵塞区域边界与流向速度场的对比如图 10 所示。由图可以看出, 该方法可以较好地识别出存在流向速度亏损的区域边界, 用于流动堵塞的识别。

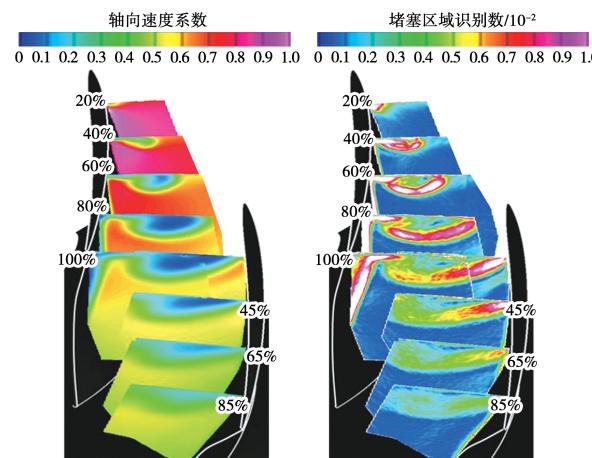


图 10 流向速度场(左)和堵塞区域(右)

Fig. 10 Streamwise velocity field (left) and blockage region (right)

为了进一步量化分析不同湍流模型预测泄漏流区域速度场的能力, 分别提取了图 10 中沿周向和径向流向速度的分布, 在不同流向截面的叶尖泄漏涡流向速度对比结果如图 11 所示。可以看出, 与实验结果相比, 不同湍流模型的预测结果有一定的共性: (1) 数值模拟得到的流动堵塞区域在径向尺寸上小于实验结果, 在周向尺寸上大于实验结果, 这与之前的结论一致; (2) 数值模拟得到的流动堵塞区域中心的速度值比实验结果明显偏低; (3) 随着泄漏流向下游发展, 泄漏流与周围流体的掺混使得流动堵塞区域的速度亏损逐渐恢复, 但数值模拟得到的结果明显比实验结果恢复速度慢。而不同湍流模型之

间,就堵塞区域在径向上的尺寸而言, $k-\omega$ 模型和 SST 模型的预测结果与实验结果更接近;就堵塞区域在周向上的尺寸而言, $k-\varepsilon$ 模型的预测结果与实

验结果更接近;就流动堵塞区域中心的速度值而言, $k-\varepsilon$ 模型的预测结果与实验结果更接近。

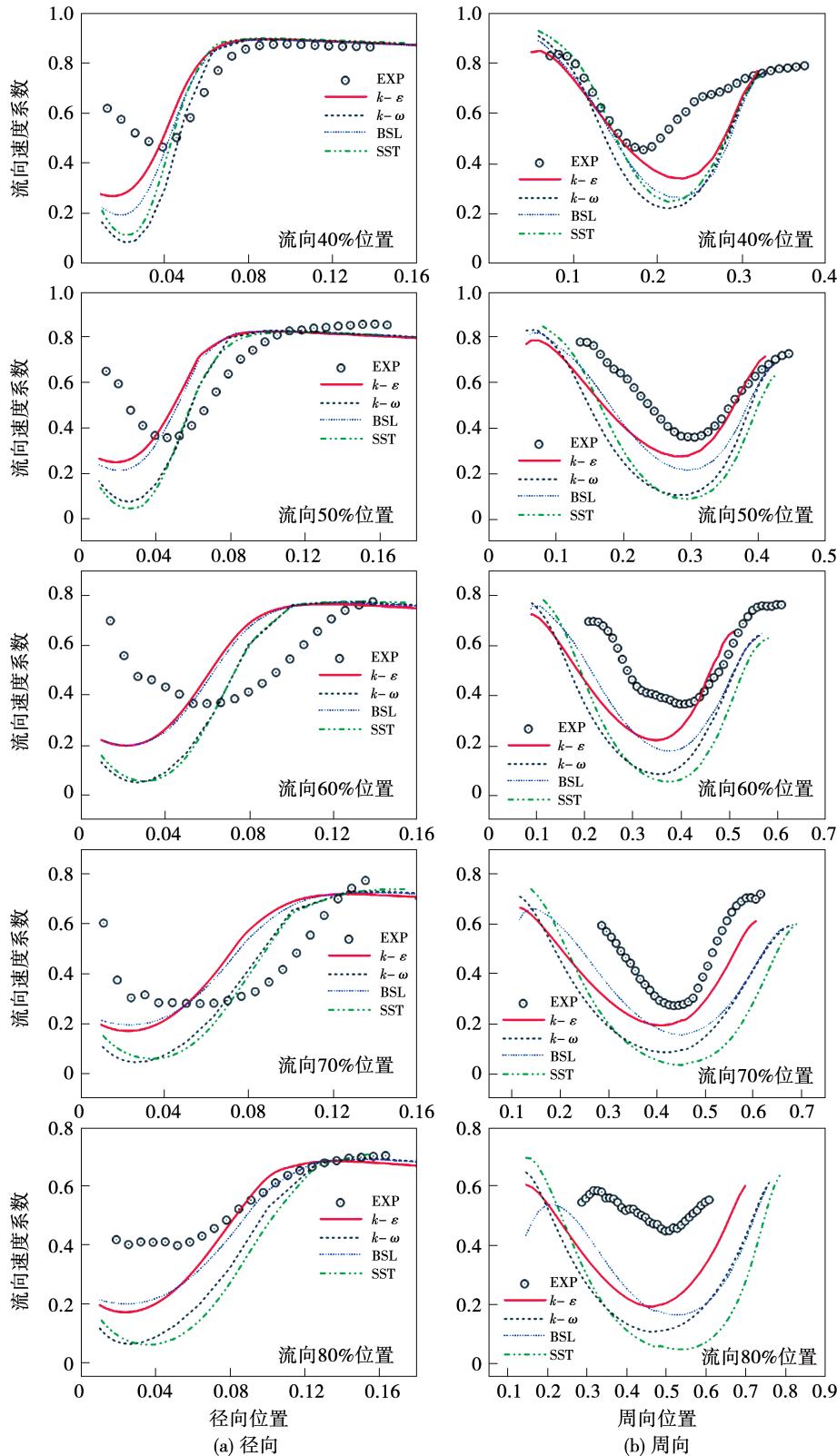


图 11 近失速状态下叶尖泄漏涡流向速度的实验结果与不同湍流模型数值模拟结果对比

Fig. 11 Comparison of experimental result of streamwise velocity of blade TLV and simulated result of different turbulence models under the near-stall condition

4.4 叶尖泄漏流的堵塞效应

为了进一步分析不同湍流模型对叶尖泄漏流动堵塞的预测能力,将对比不同湍流模型预测得到的堵塞系数沿流向的发展与实验结果之间的差别。这里堵塞系数 B_m 定义为:

$$B_m = \frac{M_b}{M_t} = \frac{\rho \int_{A_b} (W_{ext} - W) dA}{M_t} \quad (3)$$

式中: M_b —堵塞区域流量; M_t —通道总流量; A_b —堵塞区域面积; W_{ext} —堵塞边界处的流向速度分量; W —堵塞区域内的流向速度分量。

由式(3)可以看出,决定堵塞系数大小的关键因素是堵塞区域面积的大小和堵塞区域内流向速度的大小。

图 12 给出了设计点和近失速点不同湍流模型预测的堵塞系数沿流向的发展与实验结果对比。

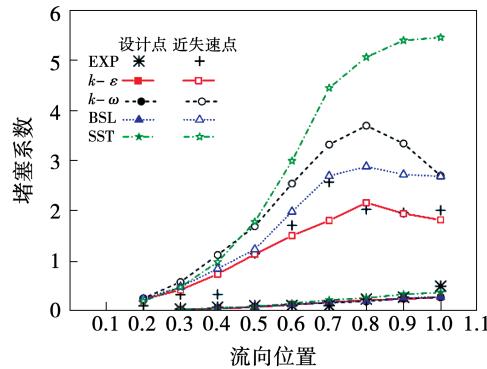


图 12 叶尖泄漏涡沿流向造成的堵塞系数的实验结果与不同湍流模型数值模拟结果对比

Fig. 12 Comparison of experimental result of blockage coefficient caused by blade TLV along the streamwise direction and simulated result of different turbulence models

可以看出,在设计点实验测量得到的堵塞系数与近失速点结果相比整体偏小很多,该工况下不同湍流模型预测得到的堵塞系数的差异也非常小,与实验结果的偏差不大。在近失速点,实验测量得到的堵塞系数沿流向的发展呈现出先增大后减小的非线性、非单调分布形式。在堵塞系数达到峰值之前,BSL 模型预测得到的结果与实验结果最相近, $k-\epsilon$ 模型预测的堵塞系数偏低。而在堵塞系数达到峰值之后, $k-\epsilon$ 模型的预测结果与实验结果最相近,BSL 模型预测的堵塞系数明显偏高; $k-\omega$ 模型在泄漏流

发展全过程中预测的堵塞系数都比实验结果要高,但其预测堵塞系数的发展趋势与实验结果趋势非常相近,即呈现先增大后减小的非线性、非单调的分布规律;而 SST 模型的预测结果比 $k-\omega$ 模型的预测结果还要高,且并不能预测出堵塞系数先增大后减小的分布规律。

图 13 给出设计点和近失速点不同湍流模型预测的堵塞区域面积沿流向的分布与实验结果的对比。

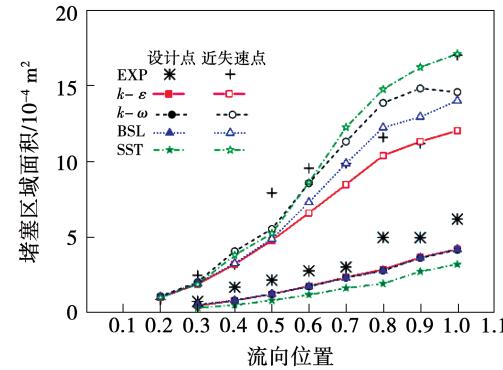


图 13 叶尖泄漏涡沿流向造成的堵塞区域面积的实验结果与不同湍流模型数值模拟结果对比

Fig. 13 Comparison of experimental result of blockage region area caused by blade TLV along the streamwise direction and simulated result of different turbulence models

可以看出,在设计点,数值模拟结果明显低于实验测量值,并且除 SST 模型之外的其他 3 种湍流模型的预测结果类似,而 SST 模型的预测结果明显偏小。但数值模拟预测的堵塞区域内的流向速度值明显低于实验结果(SST 模型预测流向速度值低于其他 3 种湍流模型的预测结果),这也解释了图 12 给出的结果中设计点数值模拟得到的堵塞系数与实验结果相差并不明显的原因。在近失速点,在流向位置 70% 之前,数值模拟得到的堵塞面积几乎都小于实验结果,其中 $k-\epsilon$ 模型的预测结果最小,BSL 模型的预测结果次之,而 SST 模型的预测结果最大;在流向位置 70% 之后, $k-\epsilon$ 模型的预测结果仍在大部分范围内小于实验结果,而其他 3 种湍流模型的预测结果则明显高于实验结果,其中 SST 模型的预测值最大, $k-\omega$ 模型次之。结合图 11 中不同湍流模型预测的堵塞区域内流向速度的分布就不难解释在

近失速点不同湍流模型预测的堵塞系数与实验结果的差异。

5 结 论

对常用湍流模型对某低速轴流压气机中转子叶尖泄漏流的预测能力进行了研究,评估的湍流模型包括 $k-\varepsilon$ 模型、 $k-\omega$ 模型、BSL模型以及SST模型,主要对比泄漏流相关的旋涡特性及堵塞特性,得到以下结论:

(1) 对于预测叶尖泄漏涡的轨迹而言,数值模拟预测的结果在径向方向上明显更靠近机匣、在周向方向上更偏离吸力面。其中在近失速点, $k-\omega$ 模型预测的泄漏涡轨迹的斜率和位置在周向上的分布与实验结果最接近。对于预测泄漏涡的尺寸而言,由于数值模拟得到的泄漏涡形状更加扁平(在周向上尺寸大,在径向上尺寸小),利用泄漏涡涡核面积来评价数值模拟得到的泄漏涡尺寸与实验结果对比更有意义。并且从这个角度上来讲, $k-\omega$ 模型的预测结果与实验结果在近失速点更加接近,而 $k-\varepsilon$ 模型与BSL模型的预测在设计点结果更好。

(2) 堵塞区域流向速度值和面积大小共同决定了堵塞系数的大小,在近失速点,对于泄漏流附近的速度场而言,数值模拟得到的堵塞区域的流向速度值往往比实验结果更低,而不同湍流模型预测的堵塞区域面积与实验结果相比有大有小;对于不同的湍流模型而言,在堵塞系数达到峰值之前,BSL模型得到的预测结果与实验结果最相近,而在堵塞系数达到峰值之后 $k-\varepsilon$ 模型的预测结果与实验结果最相近。虽然 $k-\omega$ 模型预测的堵塞系数在整个流向位置都偏高,但其预测的堵塞系数沿流向的分布规律与实验结果吻合最好。

(3) 在近失速点,4种湍流模型对于转子吸力面角区分离的预测能力都较弱,数值模拟预测的泄漏流堵塞区域在径向上的尺寸往往小于实验结果。就不同湍流模型而言,SST模型与 $k-\omega$ 模型预测的泄漏流堵塞系数大于 $k-\varepsilon$ 模型和BSL模型的预测结果。

参考文献:

- [1] WISLER D C. Loss reduction in axial-flow compressors through low-speed model testing [J]. Journal of Engineering for Gas Tur-

bines and Power, 1984, 107(2): 354–363.

- [2] ADAMCZYK J J, CELESTINA M L, GREITZER E M. The role of tip clearance in high-speed fan stall [J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(1): 28–38.
- [3] INOUE M, KUROUMARU M, YOSHIDA S, et al. Effect of tip clearance on stall evolution process in a low-speed axial compressor stage [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air, Vienna, Austria, 2004.
- [4] RAINS D A. Tip clearance flows in axial compressors and pumps [D]. Pasadena: California Institute of Technology, 1954.
- [5] LAKSHMINARAYANA B. Methods of predicting the tip clearance effects in axial flow turbomachinery [J]. Journal of Fluids Engineering, 1970, 92(3): 467–480.
- [6] STORER J A, CUMPSTY N A. An approximate analysis and prediction method for tip clearance loss in axial compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116(4): 648–656.
- [7] INOUE M, KUROUMARU M. Structure of tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor [J]. Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3): 250–256.
- [8] KANG S, HIRSCH C. Experimental study on the three-dimensional flow within a compressor cascade with tip clearance: Part I – Velocity and pressure fields [J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(3): 435–443.
- [9] LAKSHMINARAYANA B, ZACCARIA M, MARATHE B. The structure of tip clearance flow in axial flow compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1995, 117(3): 336–347.
- [10] ZIERKE W C, FARRELL K J, STRAKA W A. Measurements of the tip clearance flow for a high-Reynolds-number axial-flow rotor [J]. Journal of Turbomachinery, 1995, 117(4): 522–532.
- [11] LIU B, YU X, WANG H, et al. Evolution of the tip leakage vortex in an axial compressor rotor [C]//ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air, Vienna, Austria, 2004: 503–514.
- [12] LIU B J, WANG H W, LIU H X, et al. Experimental investigation of unsteady flow field in the tip region of an axial compressor rotor passage at near stall condition with stereoscopic particle image velocimetry [J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 126(3): 360–374.
- [13] FURUKAWA M, INOUE M, SAIKI K, et al. The role of tip leakage vortex breakdown in compressor rotor aerodynamics [J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(3): 469–480.
- [14] FURUKAWA M, SAIKI K, YAMADA K, et al. Unsteady flow behavior due to breakdown of tip leakage vortex in an axial compressor rotor at near-stall condition [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea, and Air, Munich, Germany, 2000.
- [15] 蒋浩康,李雨春,张洪,等.研究转子内流动的大尺寸轴流压气机实验装置和动态测量技术[J].航空动力学报,1992,

7(1):1-9.

JIANG Hao-kang, LI Yu-chun, ZHANG Hong, et al. Experimental apparatus and dynamic measurement techniques for studying large-size axial flow compressors with intra-rotor flow [J]. Journal of Aerospace Power, 1992, 7(1):1-9.

[16] LIU B J, YU X J, LIU H X, et al. Application of SPIV in turbomachinery [J]. Experiments in Fluids, 2006, 40(4):621-642.

[17] 于贤君. 亚音轴流压气机端壁区复杂动研究及其模化分析 [D]. 北京:北京航空航天大学, 2009.

YU Xian-jun. Study on the complex dynamics of subsonic axial flow compressor end wall area and its modelling analysis [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009.

[18] 王洪伟, 陈小龙. 五孔探针的神经网络处理方法 [J]. 航空动力学报, 2010, 25(2):417-423.

WANG Hong-wei, CHEN Xiao-long. Five-hole probe and its neu-

ral network algorithm [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(2):417-423.

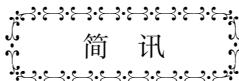
[19] YU X J, LIU B J. Stereoscopic PIV measurement of unsteady flows in an axial compressor stage [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2007, 31(8):1049-1060.

[20] YU X J, LIU B J, JIANG H K. Characteristics of the tip leakage vortex in a low-speed axial compressor [J]. AIAA Journal, 2007, 45(4):870-878.

[21] 张志博. 亚音轴流压气机转子叶尖泄漏流动及其模化研究 [D]. 北京:北京航空航天大学, 2013.

ZHANG Zhi-bo. Study of rotor tip leakage flow and its modeling in a subsonic axial-flow compressor [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2013.

(刘颖 编辑)



新型海岛发电技术

Global OTEC 公司和 2H Offshore 公司已达成协议, 结合双方的专业知识开发浮动式海洋热能转换 (OTEC) 技术, 重点开发对于海上作业技术至关重要的海水吸入立管系统。

2H Offshore 公司专注于海洋能源, 专门为包括 OTEC 在内的各种应用设计海水吸入立管和管道。Global OTEC 公司在该领域的关键能力是运动监测系统的设计和实施, 该系统有助于描述立管响应和评估其疲劳性。

Global OTEC 公司于 2023 年 11 月提出了其商业规模浮动式 OTEC 平台的概念, 其名为 Dominique 的平台能够净输出 1.5 MW 的电力, 将于 2025 年底在非洲的圣多美和普林西比启动。海洋热能转换通过利用表层海水和深层海水之间的温差来发电。与其他可再生能源相比, 其利用率更高, 可为寻求减少对化石燃料依赖的沿海国家和小岛屿发展中国家提供可靠的基本负荷电力。

(孙嘉忆摘译自 <https://www.powerengineeringint.com>)