

跨声速离心压气机激波与叶顶泄漏流 相互作用数值研究

陈彦龙, 张超炜, 李广勇

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘 要: 对于跨声速离心压气机, 激波与泄漏流的相互作用对失速具有重要影响。以级压比为 6.1 的 Krain 叶轮作为研究对象, 数值研究在不同流量和叶顶间隙下, 激波与叶顶泄漏流的相互作用, 包括激波结构、叶顶泄漏涡轨迹和主流/泄漏流交界面位置的变化规律。结果表明, 激波与泄漏涡相互作用形成一个低速区, 激波被推向上游, 呈现凹状, 且随着流量减小, 凹状幅度增大。叶顶泄漏涡轨迹和主流/叶顶泄漏流交界面(ITLMF)经过激波后发生偏转, 随着流量减小, 叶顶泄漏涡轨迹逐渐向压力面偏移, 且受激波作用的偏转角度减小。ITLMF 逐渐向叶片上游移动, 在近失速点到达相邻叶片前缘。随着叶顶间隙增大, 叶顶泄漏涡轨迹向相邻叶片压力面偏移, 且受激波作用的偏转角度减小, ITLMF 逐渐向相邻叶片上游移动。ITLMF 受激波偏转会导致交界面提前在相邻叶片前缘溢出, 对失速预测有重要影响。在原始模型基础上, 考虑无量纲子午速度以及无量纲叶顶间隙对进口相对马赫数的影响, 建立改进的 ITLMF 受激波作用偏转角度预测模型, 并进行数值验证。结果表明: 改进模型预测精度更高, 在不同流量下平均误差由 46.59% 降至 5.83%, 不同叶顶间隙下平均误差由 27.21% 降至 4.69%。

关 键 词: 跨声速离心压气机; 叶顶间隙; 激波; 叶顶泄漏流; 失速; 偏转效应

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Numerical investigation of interaction between shock wave and tip leakage flow in transonic centrifugal compressors

Chen Yanlong, Zhang Chaowei, Li Guangyong

(School of Energy and Power Engineering,

University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: For transonic centrifugal compressors, the interaction between shock wave and leakage flow has an important effect on stall. In this paper, a Krain impeller with pressure ratio of 6.1 was taken as the research object. The interaction between shock wave and tip leakage flow under the different mass flow and tip clearance was numerically investigated, including the shock wave structure, tip leakage vortex trajectory and the interface between the tip leakage flow and main flow. The results shows that the shock wave interacted with the leakage vortex form a low speed region, and the shock wave is pushed upstream, showing a concave shape, and the concave amplitude increased with the decrease of the mass flow rate. The tip leakage vortex trajectory and the interface between the tip leakage flow and main flow(ITLMF) undergo deflection after passing through the shock wave. As the mass flow rate decreased, the tip leakage vortex trajectory is gradually close to the pressure surface, and the deflection amplitude under shock wave

收稿日期: 2024-11-20

作者简介: 陈彦龙(2000—), 男, 硕士生, 主要从事离心压气机气动设计研究。

通信作者: 张超炜(1992—), 男, 讲师、硕士生导师, 博士, 主要从事叶轮机械气动热力学研究, E-mail: zhangchaowei@usst.edu.cn

引用格式: 陈彦龙, 张超炜, 李广勇. 跨声速离心压气机激波与叶顶泄漏流相互作用数值研究[J]. 航空动力学报, 2026, 41(X): 20240788. Chen Yanlong, Zhang Chaowei, Li Guangyong. Numerical investigation of interaction between shock wave and tip leakage flow in transonic centrifugal compressors[J]. Journal of Aerospace Power, 2026, 41(X): 20240788.

decreases. The ITLMF gradually moves upstream and reaches the leading edge of the adjacent blade at near-stall point. With the increase of tip clearance, the tip leakage vortex trajectory is close to the pressure surface of adjacent blades, and the deflection amplitude under shock wave decreases, and the ITLMF gradually moves upstream of adjacent blades. The ITLMF is deflected by shock wave, which causes the interface to overflow at the leading edge of adjacent blades in advance, which has an important effect on stall prediction. Based on original model, taking into account the effects of normalized meridian velocity and normalized tip clearance on inlet relative Mach number, an improved ITLMF deflection Angle prediction model under shock wave is established and verified numerically. After using the improved model, the average error decreases from 46.59% to 5.83% under different flow rates and from 27.21% to 4.69% under different tip clearance. The results show that the improved model has higher prediction accuracy.

Keywords: transonic centrifugal compressor; tip clearance; shock wave; tip leakage flow; stall; deflection effect

微小型燃气轮机被广泛应用于直升机发动机和飞机辅助动力装置等航空动力领域,离心压气机作为其核心部件,压比的提高可大大减少部件的数量,减轻发动机的质量,并提高紧凑度。随着离心压气机向跨声速、高压比发展,其工作裕度降低,失速提前。因此,在跨声速离心压气机一维初步设计和二维通流设计过程中,准确预测失速起始点至关重要。传统的失速预测基于叶顶泄漏流、LES 模拟^[1]、信号处理^[2]、壁面模拟涡^[3]和数据融合神经网络^[4]等方式实现。叶顶间隙泄漏是压气机失速的主要诱导因素之一,目前主流研究方向还是基于叶顶泄漏流来预测。

然而,目前跨声速离心压气机的一维失速预测模型尚未完善。若要建立基于叶顶泄漏流动机理的跨声速离心压气机的失速预测模型,一是需要确定叶顶泄漏流与主流交界面在前缘溢出能否作为失速准则。Kang 等^[9]提到叶顶间隙泄漏流通常分成两股,一部分去往相邻叶片压力侧,一部分往叶轮出口方向流动。洪树立等^[10]发现在近失速工况下,泄漏涡在失速过程中起着重要作用,Zhao 等^[11]发现泄漏流在相邻叶片引起的堵塞导致尖峰失速,在亚声速离心压气机研究中利用静压等值线凹槽的连线表示泄漏涡轨迹,其轨迹通常是一条直线。大量文献表明,叶顶泄漏流和激波是叶轮损失的主要来源,其相互作用也会影响压气机的失速^[12]。对于跨声速离心压气机而言,与跨声速轴流压气机相似,其叶顶泄漏涡轨迹与主流叶顶泄漏流交界面通过激波会发生偏转,对压气机造成影响,需要将偏转角度考虑到预测模型,因此,二是需要明确在跨声速离心压气机中激

波与泄漏流相互作用机理以及对失速的影响规律,并建立跨声速离心压气机主流叶顶泄漏流交界面受激波偏转角度的预测模型^[13-18]。孙运政等^[19]发现激波是造成高转速离心压气机复杂流场结构和流动损失的重要因素之一。Ye 等^[20]发现叶尖附近激波越强,叶尖附近的流场对叶顶间隙越敏感,随着叶顶间隙增加,性能衰减越快。He 等^[21]在跨声速离心压气机运行中观察到激波和泄漏涡的轨迹,发现位于更下游的激波前缘被认为有利于拓宽失速裕度,激波将在更低流量下从前缘分离。Wei 等^[22]发现在跨声速压气机流动过程中,激波与泄漏流相互作用导致泄漏涡的破裂,从而增加泄漏涡流中的混合损失。Marconcini 等^[23]通过相对速度分布分析激波与泄漏流的相互作用,发现其相互作用会形成低速区域,产生严重的动量损失。Kaneko 等^[24]解释其中的原理:主叶片前缘的泄漏涡在与激波的强逆压梯度相互作用下突然衰减,在主叶片前缘稍下游截面沿叶冠面形成高损失区。Ye 等^[8]建立跨声速轴流压气机交界面偏转角度与激波强度的关系式,但并不适用于离心压气机。综上所述,目前对于跨声速离心压气机激波与泄漏流相互作用研究尚不完善,尚未揭示激波对泄漏涡轨迹和主流/泄漏流交界面的影响规律,且尚未建立有效的主流叶顶泄漏流交界面受激波作用偏转的预测模型。

本文将数值分析在不同流量和叶顶间隙下,激波与叶顶泄漏流的相互作用机理,主要包括激波结构、叶顶泄漏涡轨迹和主流/泄漏流交界面位置的变化规律,同时明确主流/泄漏流交界面在前缘溢出可否作为跨声速离心压气机的失速准则。

在 Ye 等^[8]的基础上, 考虑流量和叶顶间隙对进口叶尖相对马赫数的影响, 建立改进的主流/泄漏流交界面偏转角度预测模型, 为建立跨声速离心压气机失速预测模型提供参考依据。

1 数值计算方法

1.1 研究对象

本文研究对象选取级压比为 6.1 的 Krain6 叶轮, 为便于描述, 下文简称 Krain6 叶轮。Krain6 叶轮的设计数据如表 1 所示, 其中 Z_f 表示主叶片, Z_s 表示分流叶片, LE 表示前缘, TE 表示尾缘。该叶轮拥有公开几何参数^[25]和实验数据^[26], 叶轮模型如图 1 所示。

表 1 Krain6 叶轮设计参数

Table 1 Design parameters of the Krain6 impeller

设计参数	数值
转速/(r/min)	50 000
流量/(kg/s)	2.55
级压比	6.1
叶片数 Z_f+Z_s	13+13
叶顶间隙/mm	0.5(LE)-0.3(TE)
进口叶顶相对马赫数	1.3
等熵效率	0.84
前缘轮毂半径/mm	30
前缘叶尖半径/mm	78

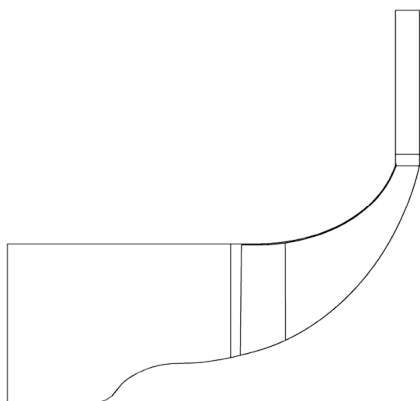


图 1 Krain6 叶轮子午流道

Fig. 1 Meridional flow passage of Krain6 impeller

1.2 计算域网格

采用 Fine/Autogrid5 划分网格, 如图 2 所示。选择 Default 拓扑类型, 第一层网格尺度为 0.003 mm, y^+ 值严格小于 10, 满足湍流模型要求, 网格总数约为 137 万, 叶顶间隙节点数为 17, 满足计算对网格质量和网格无关性的要求, 如图 3 所示。

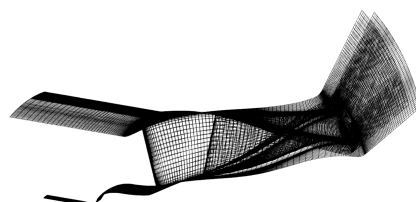


图 2 Krain6 叶轮计算域网格

Fig. 2 Computational domain grid Krain6 impeller

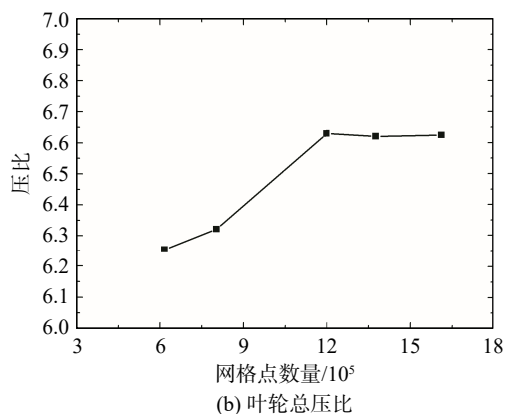
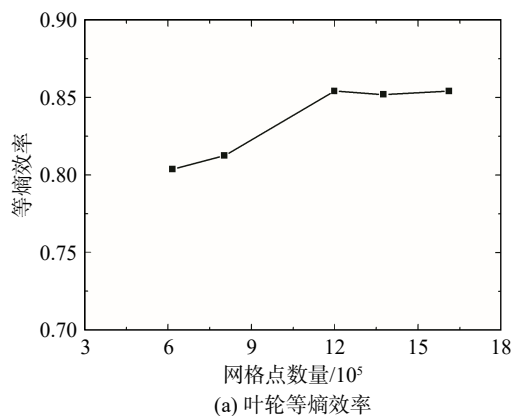


图 3 网格无关性验证

Fig. 3 Verification of grid independence

1.3 计算方法及条件设置

本文采用 Spalart-Allmaras 湍流模型对 RANS 方程进行封闭, 采用 Fine/Turbo 求解器对 Krain6 叶轮进行稳态计算。进口给定总压 101 325 Pa, 总温 288.15 K, 壁面设置绝热无滑移固壁边界条件, 工质为实际空气。出口边界条件给定静压值, 计算时改变出口静压, 并以上一个计算结果作为下个计算的初始条件。在小流量点由于静压对流量影响不明显, 出口边界条件改为给定出口流量, 直至计算不再收敛, 以最后一个收敛点作为失速起始点。Krain6 叶轮设计叶顶间隙为前缘 0.5 mm, 尾缘 0.3 mm。本文参考相关研究结果^[27-28], 在设计间隙基础上通过增加或减小间隙 0.2 mm 的方式选取不同叶顶间隙组合, 取叶顶间隙 LE-TE 为

0.3~0.3 mm、0.5~0.5 mm、0.7~0.7 mm。采用上述计算方法,对不同叶顶间隙下的叶轮进行 CFD 定常计算。

1.4 计算方法验证

在设计叶顶间隙工况下对 Krain6 叶轮进行 CFD 计算,以确定计算方法的可行性。叶轮 CFD 计算值与实验值等熵效率及压比结果对比如图 4 所示,其中 m 表示流量, m_{choke} 表示堵塞流量。从中可以发现叶轮等熵效率和总压比的 CFD 计算值整体高于实验值。相比 CFD 计算值,实验值具有更低失速流量。使用不同湍流模型进行数值模拟,发现 SA 模型数值模拟与实验值结果误差最小。在最高效率点处,效率值相对误差为 0.91%,压比相对误差为 10.29%。叶轮效率平均误差为 1.56%,总压比平均误差为 5.24%。尽管 CFD 结果与实验结果有一定差别,但总体趋势相近,两者具有一致的变化规律。

根据实验设置的转子激光测量平面布置,取其中两个测量平面 plane8 及 plane10 的实验结果与 CFD 计算结果对比,如图 5 所示。对比实验值与计算值无量纲流量相同的点,两个截面的相对

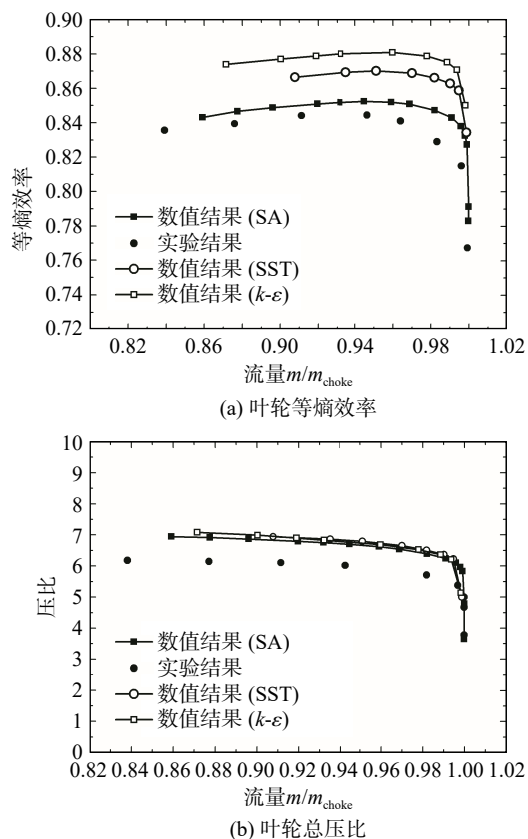


图 4 叶轮性能 CFD 模拟值和实验值结果对比

Fig. 4 Comparison of impeller performance between CFD and experimental results

马赫数分布如图 6、图 7 所示,发现相对马赫数分

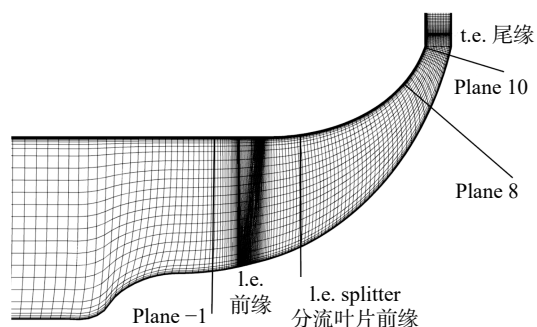


图 5 Krain6 叶轮测量平面划分

Fig. 5 Measurement plane division of Krain6 impeller

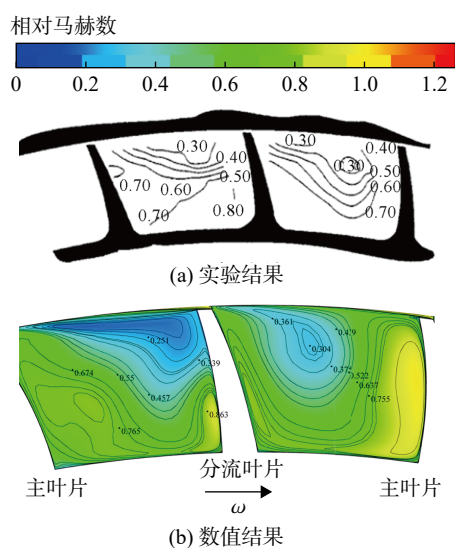


图 6 相对马赫数分布实验值与计算值对比(plane8 截面)

Fig. 6 Comparison of relative Mach number distribution between experimental and numerical results (plane8 cross-section)

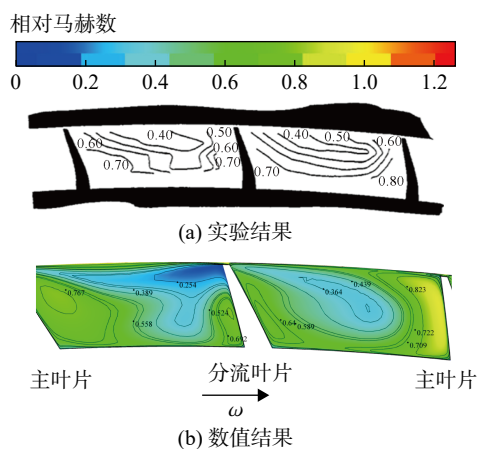


图 7 相对马赫数分布实验值与计算值对比(plane10 截面)

Fig. 7 Comparison of relative Mach number distribution between experimental and numerical results (plane10 cross-section)

布 CFD 计算值与实验值符合性良好。对于 plane8 截面, 相对马赫数整体符合实验值; 对于 plane10 截面, 叶片通道中心区域相对马赫数的 CFD 计算值与实验值较符合, 靠近分流叶片部分略低于实验值, 而靠近主叶片部分略高于实验值。通过上述对比, 证明本文计算方法具有一定可靠性和准确性。

2 激波与叶顶泄漏流相互作用分析

为防止机械摩擦碰撞, 离心压气机叶顶与机匣存在间隙。由于叶顶间隙两侧存在压差, 间隙处存在从压力侧往吸力侧的泄漏流动。泄漏流会在叶顶区域形成局部低能区, 使叶轮产生额外损失, 并且泄漏流与来流主流发生相互作用, 形成主流/叶顶泄漏流交界面(interface of tip leakage flow and main flow, ITLMF)。在无激波时, ITLMF 与泄漏涡轨迹可近似为直线^[1]。在跨声速工况下, ITLMF 受到激波影响, 导致交界面发生偏转。本文将从泄漏流对激波的作用及激波对泄漏流的作用两方面进行具体分析。相关研究表明, 流量和叶顶间隙大小均会影响激波强度和泄漏流强度, 故选取流量与叶顶间隙作变工况分析。本文研究结果主要为建立失速预测模型提供参考依据, 故将对失速点进行重点分析。

2.1 叶顶泄漏流对激波作用分析

在设计叶顶间隙且近失速流量($\dot{m}=2.51 \text{ kg/s}$)下, 叶轮进口附近叶顶泄漏流穿过 98% 叶高截面, 而未到达 80% 叶高截面, 如图 8 所示。图 9 显示不同叶高截面相对马赫数分布, 在主叶片前缘前方存在明显的脱体激波(蓝色曲线), 并向两侧延伸, 其中一侧向上游延伸, 另一侧达到相邻主叶片吸力面。正对主叶片前缘处激波最强, 并向两侧延伸逐渐变弱。98% 叶高处, 叶顶泄漏流在叶

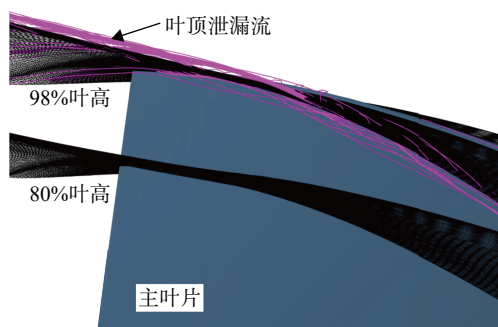


图 8 叶轮进口叶顶泄漏流相对速度流线分布

Fig. 8 Relative velocity streamline distribution of tip leakage flow at impeller inlet

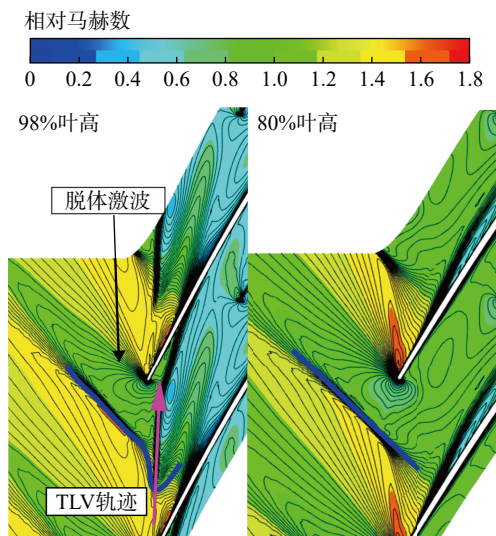


图 9 近失速点处不同叶高相对马赫数分布

Fig. 9 Relative Mach number contours at different span at near-stall point

顶区域迅速膨胀形成叶顶泄漏涡(tip leakage vortex, TLV, 粉色箭头), 激波与叶顶泄漏涡发生相互作用使得激波发生扩散, 强度降低, 形成一个低速区, 并将激波推向上游, 激波呈现凹状。而在 80% 叶高处, 由于没有泄漏流到达, 激波不再受泄漏涡作用, 未呈现明显凹状。随着流量增大, 激波位置向下游移动。此外, 进口叶尖载荷减小, 叶顶泄漏涡对激波的作用强度减弱, 从而激波凹状幅度减小, 如图 10 所示。在 98% 叶高处选取不同截面, 即近叶片前缘截面 X-1、叶片通道截面 X-2 以及近分流叶片前缘截面 X-3, 如图 11 所示。当气流通过激波前后, 静压会有明显变化,

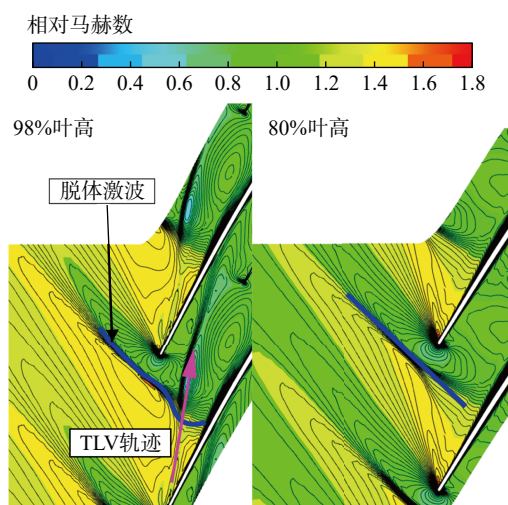


图 10 最高效率点处不同叶高相对马赫数分布

Fig. 10 Relative Mach number contours at different span at peak efficiency point

激波是强压缩波, 气流经过激波后, 流速急剧减小, 静压会升高, 因此利用叶片沿周向的静压梯度变化判断激波位置。观察图 12, 发现 X-1 的尾端与 X-2 的中端均出现静压升高, 分别表征叶片前缘与叶片通道内的激波。相比最高效率点 ($\dot{m}=2.80 \text{ kg/s}$), 近失速点 ($\dot{m}=2.51 \text{ kg/s}$) 前缘激波位置更靠近叶轮上游。

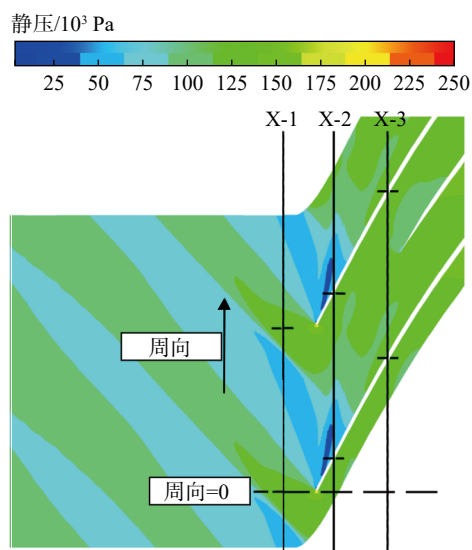


图 11 98% 叶高静压分布及截面位置

Fig. 11 Distribution of static pressure and cross sections at 98% span

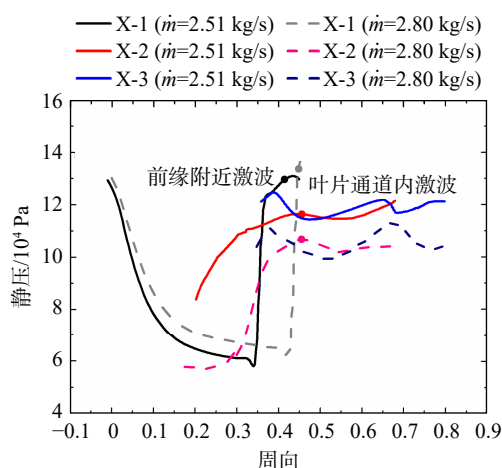


图 12 98% 叶高不同流量不同截面静压沿周向变化趋势

Fig. 12 Circumferential variation trend of static pressure with different flows and sections at 98% span

2.2 激波对叶顶泄漏流作用分析

2.2.1 流量对叶顶泄漏流的影响

在叶顶间隙保持不变的情况下, 98% 叶高处静压分布随流量的变化情况如图 13 所示。 $\dot{m}=2.51 \text{ kg/s}$ 为近失速点, $\dot{m}=2.8 \text{ kg/s}$ 为效率峰值点,

$\dot{m}=2.91 \text{ kg/s}$ 为近堵塞点。叶顶泄漏涡轨迹可用静压等值线凹槽的连线表示, 叶顶泄漏涡轨迹经过激波后, 明显向压力面发生偏转。本文利用叶顶泄漏涡轨迹与叶片中弧线的夹角 α , 衡量其经过激波前的轨迹, 利用 β 表示泄漏涡轨迹经过激波后的偏转角度。叶顶泄漏涡轨迹与叶片中弧线的夹角 α 主要取决于叶顶泄漏流和主流动量的相对大小, 而叶顶泄漏流主要取决于叶轮进口叶尖静压载荷。泄漏涡轨迹偏转角度 β 主要取决于叶顶泄漏流动量大小以及激波强度, 而激波强度可用进口叶尖平均相对马赫数衡量。

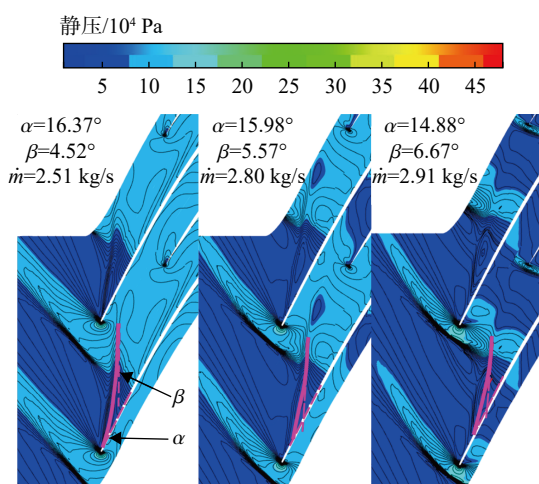


图 13 不同流量叶顶静压分布及泄漏涡轨迹变化情况

Fig. 13 Static pressure distribution and TLV trajectory variation near tip with mass flow rate

如图 14 所示, 其中 PS 表示压力面, SS 表示吸力面, 随着流量的增加, 进口叶尖载荷减小, 导致叶顶泄漏流动量减小, 同时主流动量增加, 导致 α 减小, 即 TLV 逐渐向叶片吸力面偏移, 如图 13 所示。同时, TLV 起始点逐渐向下游移动, 如图 15 所示。随着流量的增加, 叶尖进口相对马赫数增加, 激波对泄漏流作用强度逐渐增强, 如图 16 所示。同时, 进口叶尖载荷减小使得泄漏流强度减弱, 最终导致偏转角 β 逐渐增大。由于泄漏流高熵与主流低的熵特性, 泄漏流与主流交界处有明显熵差, 黑线为熵梯度最大处的连线, 表示主流/叶顶泄漏流交界面 ITLMF, γ 表示交界面与子午方向的夹角, 如图 17 所示。由于叶顶泄漏涡轨迹经过激波发生偏转, ITLMF 也存在明显向上游偏转的趋势。随着流量减小, 交界面逐渐向相邻叶片上游偏移, 在近失速点 ($\dot{m}=2.51 \text{ kg/s}$) 到达相邻叶片前缘。

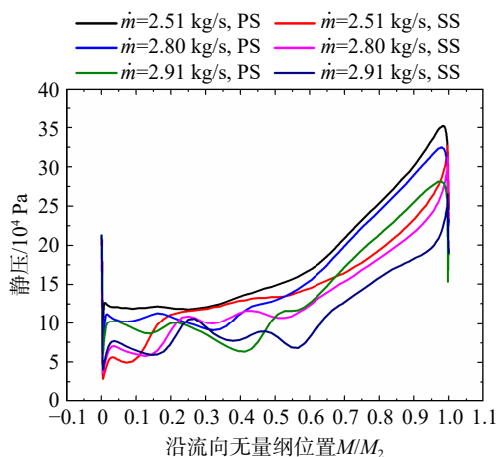


图 14 叶尖静压载荷沿流向分布随流量变化情况

Fig. 14 Static pressure load distribution of the blade tip along the streamwise direction with mass flow rate

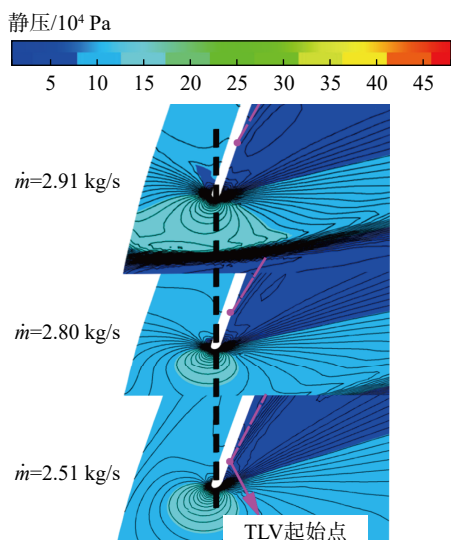


图 15 不同流量叶顶附近静压分布及泄漏涡起始点分布

Fig. 15 Static pressure distribution and initial point of TLV distribution near tip with mass flow rate

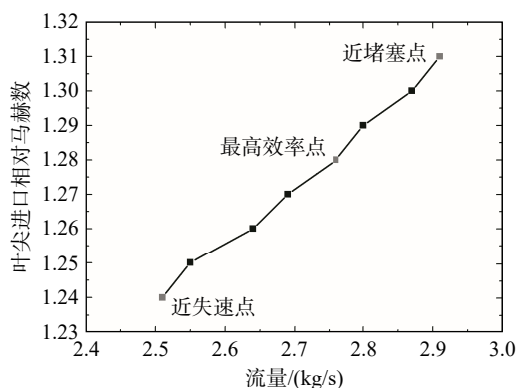


图 16 进口叶尖相对马赫数随流量变化情况

Fig. 16 Relative Mach number at inlet blade tip with mass flow rate

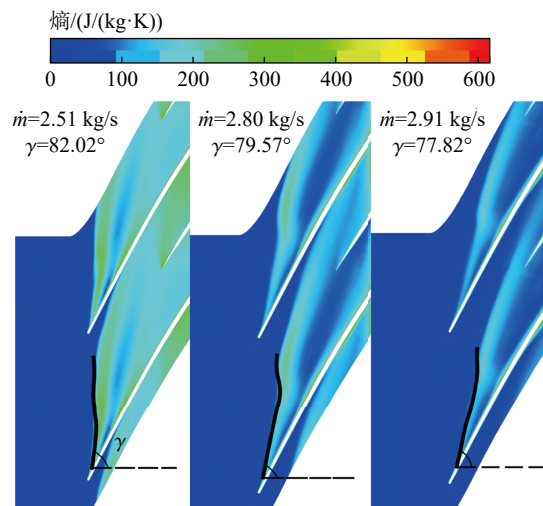


图 17 不同流量叶顶附近熵分布及 ITLMF 位置变化情况

Fig. 17 Entropy distribution and ITLMF variation near tip with mass flow rate

为更加形象地显示 ITLMF, 图 18 为设计工况下叶尖旋转面的速度矢量分布, 其中 W 表示相对速度, u_2 表示出口叶尖速度, W/u_2 表示无量纲相对速度。由此可见, 叶顶泄漏流与主流相遇, 在激波(蓝色实线)上游形成近似直线的交界面, 在通道内遇到激波后, 与激波发生相互作用导致交界面出现偏转(黑色虚线)。

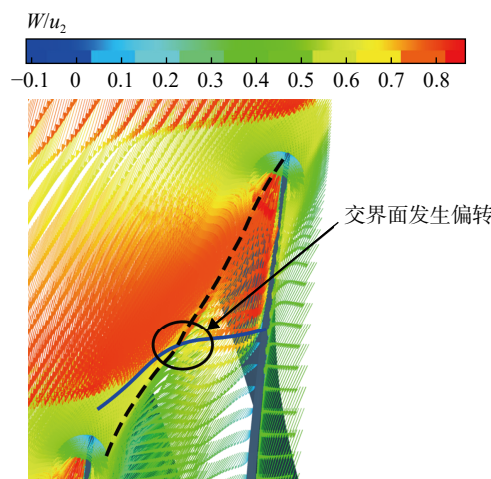
图 18 近失速点叶尖旋转面流速矢量分布
(按叶尖速度无量纲化)Fig. 18 Vectors distribution of flow velocity at blade tip revolution surface at near-stall point
(normalized by rotor tip speed)

图 19 显示近失速点叶轮叶顶泄漏流/主流相互作用的三维视图。粉色虚线为熵值最大处的连线, 表示叶顶泄漏涡中心轨迹, ITLMF 则用黑色曲线表示。叶顶泄漏流整体呈现三维螺旋结构, 以

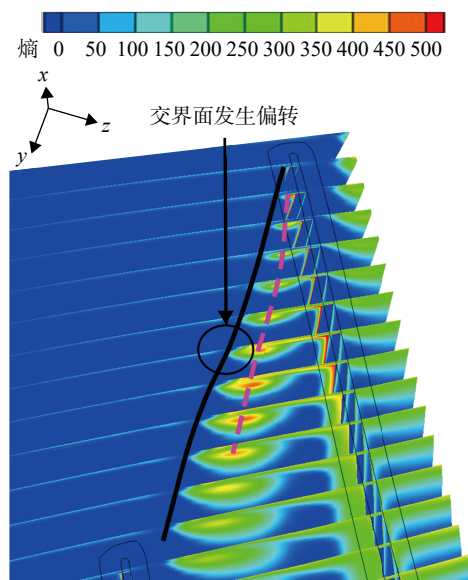


图 19 近失速点进口叶顶区域熵分布

Fig. 19 Entropy contours of inlet tip area at near-stall point

叶顶泄漏流为主的高熵流动结构在激波附近迅速膨胀, 导致 ITLMF 上游偏转。由此可以得出结论, 激波在决定交界面 ITLMF 偏转方面起主导作用。

2.2.2 叶顶间隙对叶顶泄漏流的影响

近失速流量下, 不同叶顶间隙的 98% 叶高处静压分布如图 20 所示, 其中 c 表示叶顶间隙。随着叶顶间隙增加, α 越大, 即 TLV 逐渐向相邻叶片压力面偏移, TLV 起始点逐渐向下游移动。这一结论同时适用最高效率点 ($\dot{m}=2.8 \text{ kg/s}$), 如图 21 所示, 区别在于最高效率点处 α 涨幅小于近失速点。据 β 的变化可知, 随着叶顶间隙增大, 激波

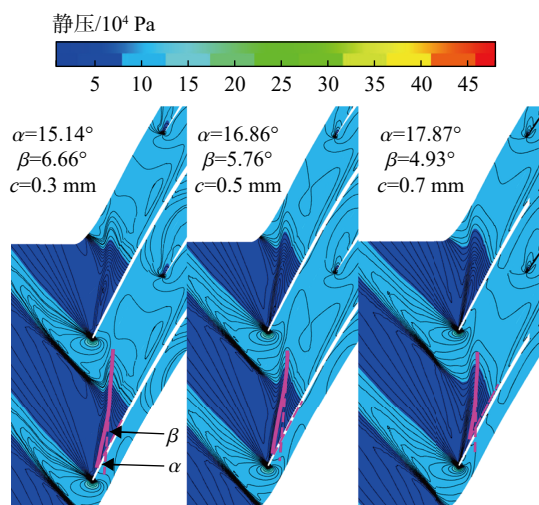
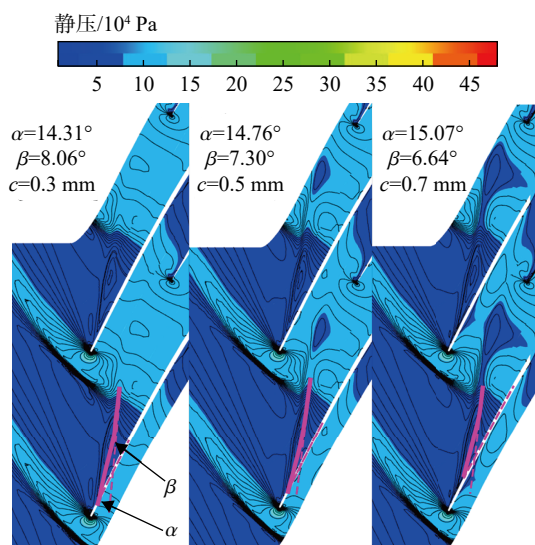


图 20 不同间隙叶顶附近静压分布及泄漏涡轨迹变化情况 (近失速流量)

Fig. 20 Static pressure distribution and TLV trajectory variation near the blade tip with tip clearance size (near stall mass flow)

图 21 不同间隙叶顶附近静压分布及泄漏涡轨迹变化情况 ($\dot{m}=2.8 \text{ kg/s}$)Fig. 21 Static pressure distribution and TLV trajectory variation near the blade tip with tip clearance size ($\dot{m}=2.8 \text{ kg/s}$)

对 TLV 造成的偏转程度减小。

近失速点、最高效率点不同叶顶间隙静压载荷如图 22 和图 23 所示。在近失速流量下, 随着叶顶间隙增大, 叶尖逐渐卸载, 导致叶顶两侧压力差减小, 而压力差是泄漏流的驱动力, 使得泄漏流速度减小, 但是泄漏流量增加。泄漏流流量的增加对于 TLV 轨迹的影响大于其速度的减小, TLV 轨迹最终表现为向相邻叶片压力面偏移, 即 α 增大, TLV 起始点向下游移动。随着叶顶间隙增大, 失速点推迟, 即失速点流量减小, 叶尖进口

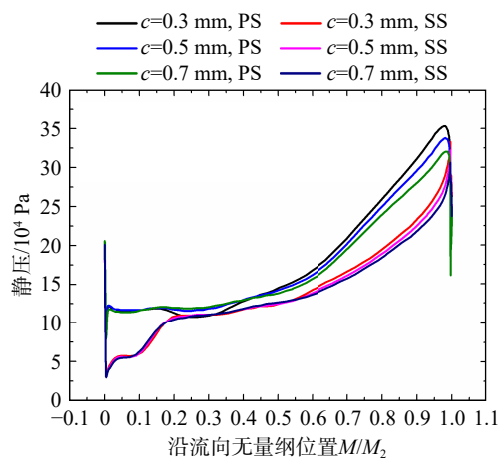


图 22 叶尖静压载荷沿流向分布随叶顶间隙变化情况 (近失速流量)

Fig. 22 Static pressure load distribution of the blade tip along the streamwise direction with tip clearance size (near stall mass flow)

相对马赫数由 1.30 减小到 1.23, 激波对泄漏流作用强度逐渐减弱, 导致 β 减小, 即激波对 TLV 造成的偏转程度减小。在最高效率点也能发现相同趋势, 但其静压载荷整体小于近失速点, 激波强度整体大于近失速点, 导致最高效率点处 α 变化幅度较小, β 变化幅度较大。

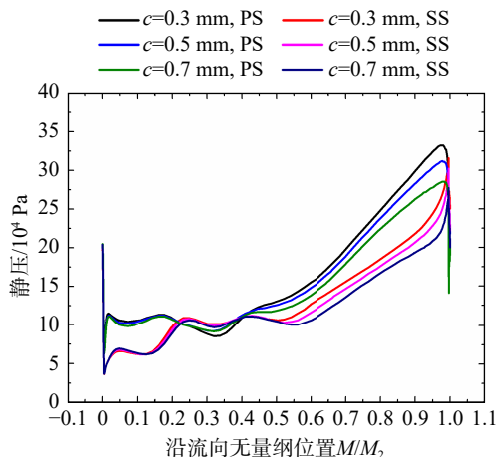


图 23 叶尖静压载荷沿流向分布随叶顶间隙变化情况 ($\dot{m}=2.8 \text{ kg/s}$)

Fig. 23 Static pressure load distribution of the blade tip along the streamwise direction with tip clearance size ($\dot{m}=2.8 \text{ kg/s}$)

如图 24 和图 25 所示的熵值分布, 发现随着叶顶间隙增加, 在近失速流量下, 受叶顶泄漏涡迹变化影响, ITLMF 逐渐向相邻叶片上游偏移, 在 $\dot{m}=2.8 \text{ kg/s}$ 下交界面偏移幅度相对较小。

相关研究^[29-30]表明, 适度增大叶顶间隙有助于提高流动稳定性, 推迟失速发生。如图 26 和

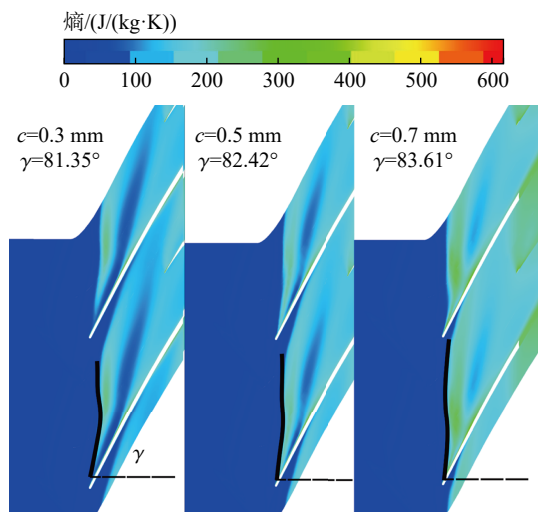


图 24 不同间隙叶顶附近熵分布及 ITLMF 位置变化情况 (近失速流量)

Fig. 24 Entropy distribution and ITLMF variation near the blade tip with tip clearance size (near stall mass flow)

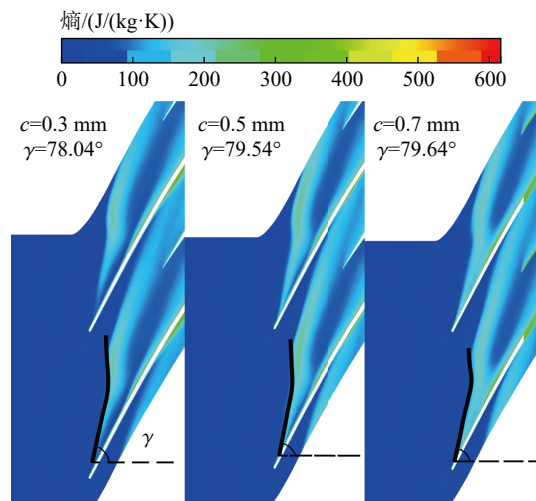


图 25 不同间隙叶顶附近熵分布及 ITLMF 位置变化情况 ($\dot{m}=2.8 \text{ kg/s}$)

Fig. 25 Entropy distribution and ITLMF variation near the blade tip with tip clearance size ($\dot{m}=2.8 \text{ kg/s}$)

图 27 所示, 叶顶间隙越大, 失速起始点流量越小, 即失速推迟发生, 与上述研究相对应。主要原因在于, 随着叶顶间隙增大, 叶轮激波强度减弱, 激

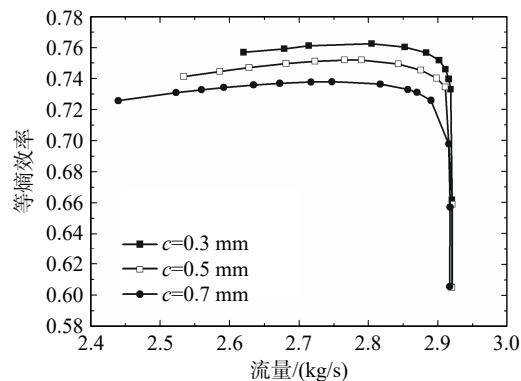


图 26 不同叶顶间隙下级等熵效率性能对比

Fig. 26 Comparison of stage isentropic efficiency with tip clearance size

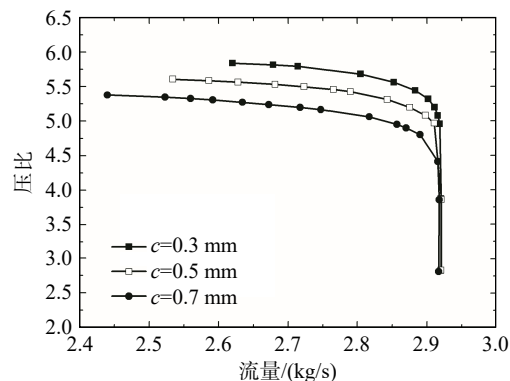


图 27 不同叶顶间隙下级总压比性能对比

Fig. 27 Comparison of stage pressure ratio with tip clearance size

波对 TLV 轨迹造成的偏转角度减小, 如图 20 所示, 从而 ITLMF 受激波的偏转角度减小, 使得 ITLMF 在相邻叶片前缘溢出推迟, 即失速时交界面与子午方向的夹角 γ 更大, 如图 24 所示。然而, 叶顶间隙增大, 离心压气机级等熵效率和级压比整体降低。

3 改进 ITLMF 偏转角度预测模型

3.1 模型建立

参考 Ye 等^[8]关于跨声速轴流压气机 ITLMF 偏转角度 δ 与激波强度(以进口叶尖平均相对马赫数衡量)的关系式, 建立跨声速离心压气机 ITLMF 偏转角度预测模型, 称为原始模型, 如式(1)所示。其中, k 表示绝热系数, β_{1tb} 表示进口叶尖叶片角, ε 表示 ITLMF 与子午方向的夹角, Ma_{1t} 表示进口叶尖平均相对马赫数。

$$\tan \delta_{\text{model}} = 2 \cot (90 - \varepsilon + \beta_{1tb}) \cdot \frac{Ma_{1t}^2 \sin^2 (90 - \varepsilon + \beta_{1tb}) - 1}{Ma_{1t}^2 [k + \cos 2 (90 - \varepsilon + \beta_{1tb})] + 2}$$

(1)

将原始模型预测所得 ITLMF 偏转角 δ_{model} 与数值结果 δ_{CFD} 进行对比, 如图 28 和表 2 所示。模型预测值与数值结果的相对误差由式(2)计算, 绝对误差由式(3)计算, 平均误差由式(4)计算。结果表明, 原始模型预测结果相比数值结果大大偏低, 失速点相对误差为 37.46%, 绝对误差为 2.989°, 不同流量下平均相对误差为 46.59%, 不同叶顶间隙下平均相对误差为 27.21%。综上所述, 跨声速轴流压气机 ITLMF 偏转角度预测模型不适用于离心压气机。

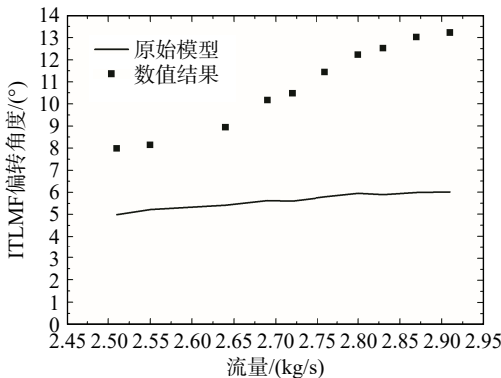


图 28 Krain6 叶轮不同流量下原始模型结果与数值结果 ITLMF 偏转角度对比

Fig. 28 Comparison of ITLMF deflection angle from original model predicted results and Numerical results with mass flow rate of Krain6 impeller

表 2 Krain6 叶轮近失速流量不同叶顶间隙下原始模型结果与数值结果 ITLMF 偏转角度对比

Table 2 Comparison of ITLMF deflection angle between original model predicted results and CFD results with tip clearance size at near-stall mass flow rate of Krain6 impeller

叶顶间隙 <i>c</i> /mm	原始模型 $\delta_{\text{model}}/({}^{\circ})$	数值模拟 $\delta_{\text{CFD}}/({}^{\circ})$
0.3	6.46	8.65
0.5	5.27	7.58
0.7	4.74	6.39

$$E_{\text{relative}} = |\delta_{\text{model}} - \delta_{\text{CFD}}| / \delta_{\text{CFD}} \times 100\%$$

(2)

$$E_{\text{absolute}} = |\delta_{\text{model}} - \delta_{\text{CFD}}|$$

(3)

$$E_{\text{ave}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |\delta_{i,\text{model}} - \delta_{i,\text{CFD}}| \times 100\%$$

(4)

为分析 δ_{model} 与 δ_{CFD} 之间产生差异的原因, 如图 29 和图 30 所示, Theta 表示周向, 发现叶片通道内不同位置相对马赫数有显著差异, 原始模型中 Ma_{1t} 指进口叶尖平均相对马赫数, 而实际泄漏流通过激波附近的相对马赫数, 相比 Ma_{1t} 更高。因此, 采用进口叶尖平均相对马赫数预测结果偏小。

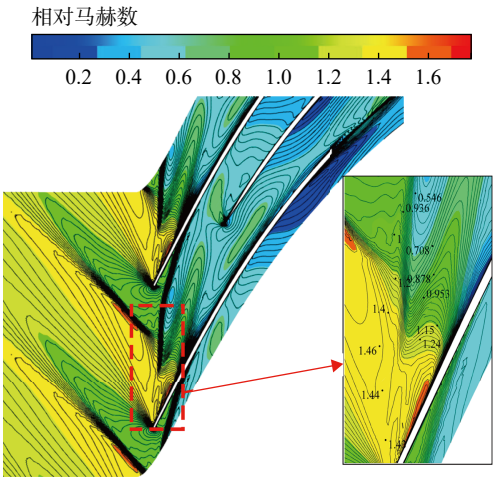


图 29 近失速点 98% 叶高截面相对马赫数分布

Fig. 29 98% span relative Mach number contours at near-stall point

相关研究表明, 流量和叶顶间隙对叶尖相对马赫数分布有较大影响。观察图 17 与图 30 发现流量减小或叶顶间隙增大都将导致相对马赫数的降低, 因此对于进口叶尖相对马赫数的修正需考虑流量和叶顶间隙的影响。根据在不同流量和叶顶间隙下 Krain6 叶轮 ITLMF 偏转角的数值结果, 由式(5)和式(7)可获得不同工况下修正系数 C_m

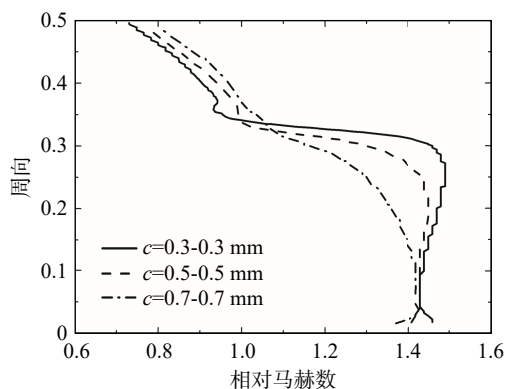


图 30 不同叶顶间隙近失速点进口叶尖相对马赫数沿周向变化趋势

Fig. 30 Relative Mach number with circumferential position near inlet blade tip at near-stall point with tip clearance size

的数值结果,如图 31 和图 32 所示, v_m 表示进口子午速度, b_2 表示出口叶高。修正系数与无量纲子午速度和无量纲叶顶间隙基本呈线性关系。相比而言,受无量纲叶顶间隙影响较小。故本文构建如式(6)所示的修正系数计算公式,包括无量纲子午速度项、无量纲叶顶间隙项和常数项。根据在不同流量和叶顶间隙下 Krain6 叶轮 ITLMF 偏转角的数值结果,线性拟合确定式(6)各项系数 $k_1=3.67$, $k_2=-0.11$ 和 $k_3=0.017$ 。最终建立改进的 ITLMF 偏转角度预测模型,如式(5)~式(7)所示。将改进模型预测所得 ITLMF 偏转角 δ_{model}^* 与数值结果 δ_{CFD} 进行对比,结果如图 33 和表 3 所示。改进模型失速点相对误差为 5.07%,绝对误差为 0.405° ,不同流量下平均相对误差为 5.83%,不同叶顶间隙下平均相对误差为 4.69%,误差均有所降低。由于修正系数 C_m 各项均采用无量纲量,

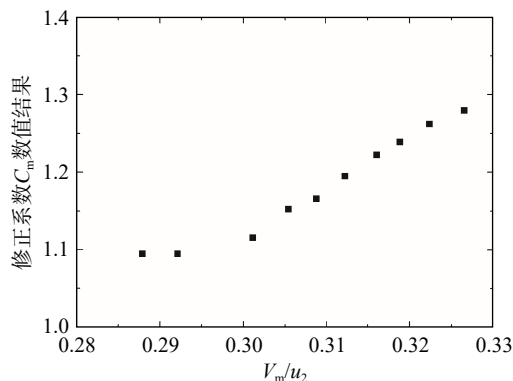


图 31 Krain6 叶轮不同流量下修正系数 C_m 的数值结果

Fig. 31 Correction factor Numerical results with mass flow rate of Krain6 impeller

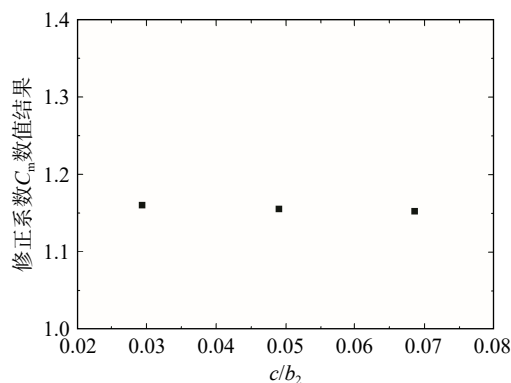


图 32 Krain6 叶轮不同叶顶间隙下修正系数 C_m 的数值结果 ($\dot{m}=2.8 \text{ kg/s}$)

Fig. 32 Correction factor Numerical results with tip clearance size of Krain6 impeller ($\dot{m}=2.8 \text{ kg/s}$)

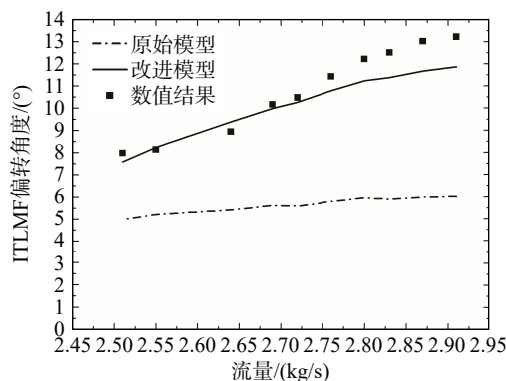


图 33 Krain6 叶轮不同流量下原始模型、改进模型结果与数值结果 ITLMF 偏转角度对比

Fig. 33 Comparison of ITLMF deflection angle between model predicted and Numerical results with mass flow rate of Krain6 impeller

表 3 Krain6 叶轮近失速流量不同叶顶间隙下原始模型、改进模型结果与数值结果 ITLMF 偏转角度对比

Table 3 Comparison of ITLMF deflection angle between model predicted and Numerical results with tip clearance size near stall mass flow rate of Krain6 impeller

叶顶间隙 c/mm	原始模型 $\delta_{\text{model}}/(\circ)$	改进模型 $\delta_{\text{model}}^*/(\circ)$	数值模拟 $\delta_{\text{CFD}}/(\circ)$
0.3	6.46	8.77	8.65
0.5	5.27	7.78	7.58
0.7	4.74	5.75	6.39

因此模型对于类似负荷的其他离心叶轮也能够一定程度上适用。

$$Ma_1 = C_m Ma_{1t} \quad (5)$$

$$C_m = k_1 \frac{v_m}{u_2} + k_2 \frac{c}{b_2} + k_3 \quad (6)$$

$$\tan \delta_{\text{model}}^* = 2 \cot (90 - \varepsilon + \beta_{\text{ltb}}) \cdot \frac{Ma_1^2 \sin^2 (90 - \varepsilon + \beta_{\text{ltb}}) - 1}{Ma_1^2 [k + \cos 2 (90 - \varepsilon + \beta_{\text{ltb}})] + 2}$$

(7)

3.2 模型验证

为进一步验证跨声速离心压气机 ITLMF 偏转角度预测模型的准确性,本文采用自行设计的高压比跨声速离心压气机叶轮 PR9 进行数值验证,PR9 的设计参数如表 4 所示。采用与 Krain6 相同的网格划分和计算方法,湍流模型为 SA 模型,网格无关性和数值计算方法均已验证。进口给定总压 101 325 Pa,总温 293 K,转速为 56 000 r/min,工质为实际空气,进行 CFD 稳态计算,计算 PR9 叶轮在不同流量下 ITLMF 的偏转角度。如图 34 所示,将原始模型、改进模型预测结果先后与数值结果进行对比,失速点预测相对误差由 74.7% 降至 2.97%,失速点绝对误差由 5.118° 降至 0.204°,平均相对误差由 74.1% 降至 9.60%。因此,改进模型相比原始模型预测误差更小,精度更高。上

表 4 PR9 叶轮设计参数
Table 4 Design parameters of impeller PR9

设计参数	数值
转速/(r/min)	56 000
设计流量/(kg/s)	2.0
级压比	9.2
叶顶间隙/mm	0.3(LE)-0.3(TE)
前缘轮毂半径/mm	25
前缘叶尖半径/mm	42
等熵效率	0.79
进口叶顶相对马赫数	0.98

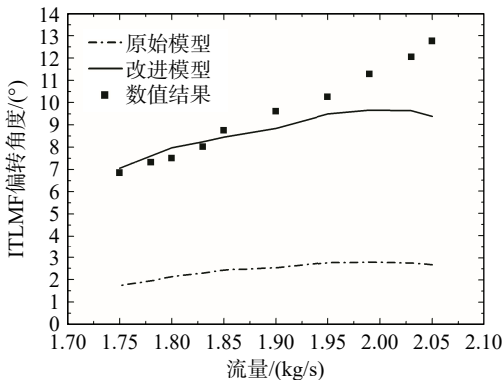


图 34 PR9 叶轮不同流量下原始模型、改进模型结果与数值结果 ITLMF 偏转角度对比
Fig. 34 Comparison of ITLMF deflection angle from original model, modified model and Numerical results with mass flow rate of impeller PR9

述结果说明该改进模型的修正系数具有一定的适用性。

4 结 论

本文数值研究在不同流量和叶顶间隙下,激波与叶顶泄漏流的相互作用机理,包括激波结构、叶顶泄漏涡轨迹和主流/泄漏流交界面位置的变化规律,并建立改进的主流/泄漏流交界面偏转角度预测模型,其主要结论如下:

- 1) 激波与叶顶泄漏流相互作用形成一个低速区,将激波推向上游,激波呈现凹状。
- 2) 以叶顶泄漏流为主的高熵流动结构在激波附近迅速膨胀,叶顶泄漏涡轨迹和主流/叶顶泄漏流交界面在经过激波后发生偏转。随着流量减小,叶顶泄漏涡轨迹逐渐向压力面偏移,起始点逐渐向上游移动,受激波作用偏转幅度减小,主流/叶顶泄漏流交界面逐渐向相邻叶片上游偏移,在近失速点接近到达相邻叶片前缘。
- 3) 随着叶顶间隙增大,叶顶泄漏涡轨迹逐渐向相邻叶片压力面偏移,激波对叶顶泄漏涡轨迹造成的偏转程度减小,主流/叶顶泄漏流交界面逐渐向相邻叶片上游偏移,失速点流量逐渐变小,推迟泄漏流在前缘溢出,推迟失速的发生。
- 4) 在原始模型基础上,考虑无量纲子午速度和无量纲叶顶间隙对进口相对马赫数的影响,建立改进的主流/叶顶泄漏流交界面偏转角度预测模型,结果表明,改进模型预测精度更高,改进后失速点相对误差从 37.46% 降为 5.07%,不同流量下平均相对误差从 46.59% 降为 5.83%,不同叶顶间隙下平均相对误差从 27.21% 降为 4.69%。

参考文献:

[1] Sundström E, Semličič B, Mihăescu M. Generation mechanisms of rotating stall and surge in centrifugal compressors[J]. *Flow, Turbulence and Combustion*, 2018, 100(3): 705-719.

[2] Guan Di, Sun Dakun, Xu Ruize, et al. Experimental investigation on axial compressor stall phenomena using aeroacoustics measurements via empirical mode and proper orthogonal decomposition methods[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2021, 112: 106655.

[3] Tamaki Y, Fukushima Y, Kuya Y, et al. Physics and modeling of trailing-edge stall phenomena for wall-modeled large-eddy simulation[J]. *Physical Review Fluids*, 2020, 5(7): 074602.

[4] Wang Xu, Kou Jiaqing, Zhang Weiwei. A new dynamic stall prediction framework based on symbiosis of experimental and simulation data[J]. *Physics of Fluids*, 2021, 33(12): 127119.

[5] Cameron J D, Bennington M A, Ross M H, et al. The influence of tip clearance momentum flux on stall inception in a high-speed axial compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(5): 051001.

- 051005.
- [6] 张超炜. 离心压气机性能预测模型及气动设计方法研究[D]. 北京: 中国科学院大学(中国科学院工程热物理研究所), 2020.
Zhang Chaowei. Research on the performance prediction model and aerodynamic design method of centrifugal compressors[D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2020. (in Chinese)
 - [7] 张超炜, 董学智, 刘锡阳, 等. 离心压气机叶顶泄漏涡轨迹数值模拟及失速预测[J]. 航空动力学报, 2019, 34(7): 1586-1597.
Zhang Chaowei, Dong Xuezhi, Liu Xiyang, et al. Numerical simulation of tip leakage vortex trajectory and stall prediction for centrifugal impeller[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(7): 1586-1597. (in Chinese)
 - [8] Ye S B, Zhao Q J, Xiang X R, et al. Modeling for tip clearance effects on stall-onset condition in transonic axial compressors: ASME Paper GT2016-57081[R]. Seoul: ASME Turbo Expo 2016: Turbo-machinery Technical Conference and Exposition, 2016.
 - [9] Kang S, Hirsch C. Numerical simulation of three-dimensional viscous flow in a linear compressor cascade with tip clearance[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1996, 118(3): 492-502.
 - [10] 洪树立, 陆惟煜, 邱磊. 离心压气机旋涡结构及近失速工况特征[J]. 宁波工程学院学报, 2022, 34(4): 22-28.
Hong Shuli, Lu Weiyu, Qiu Lei. Vortex structure and characteristics of near-stall conditions of centrifugal compressor[J]. Journal of Ningbo University of Technology, 2022, 34(4): 22-28. (in Chinese)
 - [11] Zhao Huijing, Wang Zhiheng, Xi Guang. Unsteady flow structures in the tip region for a centrifugal compressor impeller before rotating stall[J]. *Science China Technological Sciences*, 2017, 60(6): 924-934.
 - [12] 谢林旋, 葛宁. 离心压气机流场的计算研究[J]. 机械制造与自动化, 2020, 49(2): 74-76, 100.
Xie Linxuan, Ge Ning. Numerical study of flow field in a centrifugal compressor[J]. Machine Building & Automation, 2020, 49(2): 74-76, 100. (in Chinese)
 - [13] 王如根, 胡加国, 余超, 等. 跨声速压气机转子的二次流旋涡结构[J]. 推进技术, 2015, 36(4): 504-512.
Wang Rugen, Hu Jiaguo, Yu Chao, et al. Research on secondary flow vortex structure in transonic compressor rotor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(4): 504-512. (in Chinese)
 - [14] 王爽, 刘永葆, 贺星, 等. 叶顶间隙对跨音速离心压气机气动性能影响分析[J]. 汽轮机技术, 2020, 62(1): 19-22.
Wang Shuang, Liu Yongbao, He Xing, et al. Analysis of the influence of tip clearance on aerodynamic performance of transonic centrifugal compressor[J]. Turbine Technology, 2020, 62(1): 19-22. (in Chinese)
 - [15] Zhao Huijing, Wang Zhiheng, Ye Shubo, et al. Numerical investigations on tip leakage flow characteristics and vortex trajectory prediction model in centrifugal compressor[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2016, 230(8): 757-772.
 - [16] 殷明霞, 冀国锋, 桂幸民. 叶尖间隙流动对某微小型离心压气机性能的影响[J]. 航空动力学报, 2010, 25(3): 565-570.
Yin Mingxia, Ji Guofeng, Gui Xingmin. Influence of tip clearance flow on performance of one micro centrifugal compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(3): 565-570. (in Chinese)
 - [17] Xue Yan, Ge Ning. Numerical simulation of shock wave/tip leakage vortex interaction for a transonic axial fan rotor[J]. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, 2023, 40(4): 437-447.
 - [18] 温华兵, 宋震, 洪良星, 等. 叶顶间隙对高压比离心压气机性能的影响机理[J]. 江苏科技大学学报(自然科学版), 2018, 32(6): 793-798.
Wen Huabing, Song Zhen, Hong Liangxing, et al. Mechanism of the effect of tip clearance on the performance of centrifugal compressors with high pressure ratio[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2018, 32(6): 793-798. (in Chinese)
 - [19] 孙运政, 刘艳明, 王建华, 等. 叶顶微射流对小型高负荷离心压气机性能及流场结构的影响[J]. 热能动力工程, 2022, 37(11): 61-69.
Sun Yunzheng, Liu Yanming, Wang Jianhua, et al. Influence of tip micro jet on performance and flow field structure of compact high load centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(11): 61-69. (in Chinese)
 - [20] Ye Xinlong, Zhou Zhenggui. Effects of the shock wave structure on the tip clearance leakage flow in transonic compressor rotors[J]. *International Journal of Aerospace Engineering*, 2023, 2023: 1477251.
 - [21] He Xiao, Zheng Xinqian. Mechanisms of sweep on the performance of transonic centrifugal compressor impellers[J]. *Applied Sciences*, 2017, 7(10): 1081.
 - [22] Wei Zuojun, Ren Guangming, Gan Xiaohua, et al. Influence of shock wave on loss and breakdown of tip-leakage vortex in turbine rotor with varying backpressure[J]. *Applied Sciences*, 2021, 11(11): 4991.
 - [23] Marconcini M, Rubecchini F, Arnone A, et al. Numerical investigation of a transonic centrifugal compressor: ASME Paper GT2006-90098 [R]. Barcelona: ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air, 2008.
 - [24] Kaneko M, Tsujita H. Numerical investigation of influence of tip leakage flow on secondary flow in transonic centrifugal compressor at design condition[J]. *Journal of Thermal Science*, 2015, 24(2): 117-122.
 - [25] Eisenlohr G, Krain H, Richter F A, et al. Investigations of the flow through a high pressure ratio centrifugal impeller: ASME Paper GT-2002-30394 [R]. Amsterdam: ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air, 2009.
 - [26] Krain H, Hoffmann B, Pak H. Aerodynamics of a centrifugal compressor impeller with transonic inlet conditions: ASME Paper 95-GT-079 [R]. Houston: ASME 1995 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 2015
 - [27] ZHANG Wen, LUO Kailin, WEN Quan, et al. Axial assemblage deviation on performance of one transonic centrifugal compressor [R]. Shanghai: Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, 2020.
 - [28] Kumar H, Mistry C S. Understanding of tip clearance flow structure in high speed mixed flow compressor[J]. *Propulsion and Power Research*, 2023, 12(3): 356-379.
 - [29] Wang H L, Xi G, Li J Y, et al. Effect of the tip clearance variation on the performance of a centrifugal compressor with considering impeller deformation[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2011, 225(8): 1143-1155.
 - [30] Van Eck H, Van der Spuy S J, Gannon A J. The effect of impeller tip clearance on the performance of a MGT mixed flow compressor stage fitted with a crossover diffuser[J]. *Aerotecnica Missili & Spazio*, 2023, 102(3): 219-231.

(编辑: 张 雪)