

不同转速下跨声速轴流压气机内部流动失稳的机理

张皓光¹, 谭 锋¹, 安 康¹, 楚武利^{1,2}, 吴艳辉^{1,2}

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 以跨声速轴流压气机转子 NASA Rotor 67 为研究对象, 采用数值模拟方法, 开展 100%、80% 及 60% 转速下跨声速轴流压气机内部流动失稳触发机制的机理研究。数值结果与实验数据的对比分析表明: 在 3 个转速下, 数值总性能曲线的变化趋势与实验数据符合一致。通过压气机内部流场的详细分析, 得出其基本流动机理。在 3 个转速下, 随着压气机节流, 叶顶泄漏涡 (TLV) 的起始位置逐渐向叶片前缘移动, 叶顶泄漏涡也逐渐向相邻叶片压力面偏转, 相比近峰值效率点, 近失速点时在 100%、80% 以及 60% 转速下叶顶泄漏涡的偏转角度分别为 3°、6° 和 9°。在 100% 和 80% 转速下, 叶顶泄漏涡与激波相互作用所导致的堵塞是触发压气机内部流动失稳的机制, 并且在 80% 转速下, 叶顶泄漏涡发生破碎; 而在 60% 转速下, 泄漏涡在相邻叶片出现的叶顶前缘溢流 (LESF) 是触发压气机内部流动失稳的主要机制, 叶片吸力面尾缘出现的小尺度附面层气流分离 (BLFS) 不是主要机制。

关 键 词: 跨声速轴流压气机; 非设计转速; 泄漏流/涡; 激波; 前缘溢流

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Mechanism of internal flow instability in transonic axial flow compressor at different rotating speeds

ZHANG Haoguang¹, TAN Feng¹, AN Kang¹,

CHU Wuli^{1,2}, WU Yanhui^{1,2}

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: A transonic axial flow compressor rotor, the NASA Rotor 67, was chosen to investigate the triggering mechanism of internal flow instability in transonic axial flow compressor at the 100%, 80% and 60% rotating speeds with the help of numerical method. The comparative analysis of numerical results and experimental data showed that the trends of experimental performance curves were finely repeated by numerical results under three design rotating speeds. The fundamental flow mechanism was obtained by the detailed analysis of internal flow field in compressor. As the mass flow rate of compressor reduced at three rota-

收稿日期: 2016-12-09

基金项目: 国家自然科学基金 (51006084); 国家自然科学基金重点项目 (51536006); 航空科学基金 (2014ZB53014); 陕西省自然科学基金 (2015JM5202)

作者简介: 张皓光 (1981—), 男, 副教授, 博士, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: zhg@nwpu.edu.cn

通讯作者: 谭锋 (1992—), 男, 硕士生, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: tanfeng930124@163.com

引用格式: 张皓光, 谭锋, 安康, 等. 不同转速下跨声速轴流压气机内部流动失稳的机理[J]. 航空动力学报, 2018, 33(6): 1370-1380.

ZHANG Haoguang, TAN Feng, AN Kang, et al. Mechanism of internal flow instability in transonic axial flow compressor at different rotating speeds[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(6): 1370-1380.

ting speeds, the starting position of tip leakage vortex (TLV) moved to the blade leading edge gradually, and tip leakage vortex also turned towards the pressure surface of adjacent blade. The deviated degrees between tip leakage vortex trajectory and compressor rotating shaft for near stall point were 3 degree, 6 degree and 9 degree than that for near peak efficiency point at the 100%, 80% and 60% rotating speeds, respectively. The blockage resulted from the interaction between tip leakage vortex and shock wave led to the internal flow instability in compressor at the 100% and 80% rotating speeds, and tip leakage vortex broken occurred at the 80% rotating speed. While at the 60% rotating speed, the leading edge spilled flow (LESF) of blade tip caused by tip leakage vortex near adjacent blade was the primary cause of internal flow instability in compressor, while a small scope boundary layer flow separation (BLFS) near the trailing edge of blade suction surface was not the primary cause.

Key words: transonic axial flow compressor; off-design speed; leakage flow/vortex; shock wave; leading edge spilled flow

压气机失速是学者研究的热点问题,它涉及多个学科的理论基础和技术发展^[1-5]。一般认为触发压气机内部流动失稳的机制分为叶顶堵塞失速和叶顶过载失速^[6],实际上,对于绝大多数压气机,在达到其气动载荷极限之前,由于叶顶复杂流动机制,叶顶已经出现流动失稳。通常来说,触发压气机内部流动失稳的叶顶复杂流动机制包括气流分离、前缘溢流、泄漏流/涡和激波^[7]等。根据压气机转速和气动载荷的不同,在实际工作中,上述机制可能单独发生,也可能同时存在。

气流分离是指压气机节流导致来流攻角较大,致其气动过载,在叶片吸力面附面层出现气流分离并形成堵塞区,随着压气机进一步节流,堵塞区逐渐增长并阻碍主流,最终导致压气机内部流动失稳。文献[8-9]对 Rotor 37 的数值研究表明,在 50%和 60%转速下,较大来流攻角所导致的叶片吸力面附面层气流分离是触发压气机内部流动失稳的机制。

对于亚声速压气机,随着压气机节流,叶顶泄漏涡(TLV)向上游运动并在其下游形成堵塞区,到近失速点时,主流几乎不能通过叶片通道,最终导致压气机内部流动失稳。文献[10]对某低速轴流压气机采用数值结合实验的方法,对叶顶泄漏流(TLF)如何影响该压气机的稳定性进行分析,提出失速先兆产生的两个准则:泄漏流/主流交界面对齐叶片前缘;泄漏流在叶片尾缘出现倒流。文献[9]对某亚声速轴流压气机的数值研究表明,泄漏涡不断向上游运动所导致的堵塞是触发该压气机内部流动失稳的主要机制,其失速类型是突尖型。

而对于跨声速压气机,当压气机气动载荷一

定时,泄漏涡与激波相互作用并沿泄漏涡轨迹形成堵塞区,随着压气机节流到近失速点时,激波脱离叶片前缘形成脱体激波,主流通过激波之后的轴向动量很小,泄漏涡形成的堵塞区向该区域发展并阻碍主流,最终导致压气机内部流动失稳。文献[11]对某低速轴流压气机的数值研究表明,近失速点时,泄漏涡破碎导致的堵塞是触发该压气机内部流动失稳的机制;文献[9,12]对 Rotor 37 的数值研究表明,在 100%转速下,泄漏涡与激波相互作用并出现破碎,所形成的堵塞将激波推出叶片前缘是触发该压气机内部流动失稳的机制。文献[6]关于机匣处理的实验研究表明:对于内部流动失稳首先在叶顶触发的压气机来说,机匣处理将是有效的扩稳措施。因此,探索跨声速轴流压气机在不同转速下的内部流动失稳触发机制,对其扩稳措施的选择有着指导性作用。

许多学者^[13-18]对 NASA(美国国家航空航天局)Rotor 67 在 100%转速下进行研究并揭示其内部流动失稳触发机制,而少有针对非设计转速;虽然文献[19]对 NASA Rotor 67 在不同转速下进行研究,但没有分析其内部流动失稳触发机制。因此,本文以跨声速轴流压气机转子 NASA Rotor 67 为研究对象,在 100%、80%及 60%转速下,采用数值模拟方法,对该转子内部流场进行详细的分析,力求澄清该转子在不同转速下的内部流动失稳触发机制,并为后期的扩稳研究提供理论支持。

1 研究对象与计算方法

1.1 研究对象

本文以跨声速轴流压气机转子 NASA Rotor

67 为研究对象,NASA 曾对该转子内部流场进行测量分析,其最终结果于 1989 年发表在 NASA 的技术报告^[20]中。表 1 为该转子的基本设计参数和几何参数。图 1 为该转子的数值模拟区域和实验测量位置。

表 1 转子基本设计参数和几何参数
Table 1 Basic design and geometrical parameters
of rotor

参数	数值
叶片数	22
设计流量/(kg/s)	33.25
设计转速/(r/min)	16 043
设计总压比	1.63
叶顶进口相对速度/(m/s)	429
叶顶进口相对马赫数	1.38
展弦比	1.56
叶顶间隙/cm	0.1016

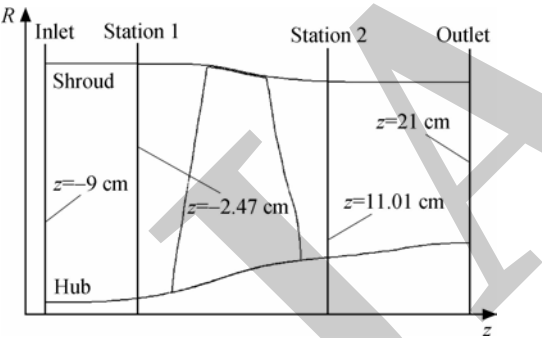


图 1 转子数值模拟区域和实验测量位置
Fig. 1 Numerical simulation zone and experimental measurement position of the rotor

1.2 计算方法

本文利用 NUMECA/FINE Turbo 软件包对全三维雷诺时均 Navier-Stokes 方程进行求解。空间离散采用 Jameson 中心差分格式,并选用 Spalar-Allmaras 湍流模型。定常计算时选择显式 4 阶 Runge-Kutta 时间推进方法,并采用多重网格法、当地时间步长和隐式残差光顺等方法来加快收敛速度;非定常计算时利用隐式双时间步离散方法,且转子转过一个叶片通道的物理时间步设为 30,每个物理时间步下的虚拟时间步设为 20,为减少计算时间,以相应的定常计算结果或前一工况的非定常计算结果作为该工况非定常计算

的初场。

边界条件给定如下:进口边界条件根据实验给定绝对总温、绝对总压和绝对气流角(轴向进气);出口边界条件给定轮毂处的静压,并根据简化径向平衡方程确定出口静压沿展向的分布;叶片通道两侧定义为周期性边界条件;机匣、轮毂及叶片表面等壁面采用绝热无滑移边界条件。

本文采用多块网格分区技术,转子叶片通道设为 HOH 型网格拓扑。为保证叶片前、尾缘附近的网格正交性,叶片采用 O 型网格拓扑,叶顶间隙采用蝶型网格拓扑(O 型网格内嵌有 H 型网格)并保持叶顶间隙的几何形状不变,具体网格配制见表 2。进、出口延伸段分别分为两个网格块并采用 H 型网格拓扑,在叶片前、尾缘附近设置网格控制线,以保证叶片周围网格的密度和质量,如图 2、图 3 所示。计算网格的最小正交性大于 45°,最大长宽比和增长率分别小于 2015 和 2.75。单通道计算网格总数为 142 万,计算网格的具体配置如表 2 所示,表中 I、J、K 分别表示轴向、径向、周向。计算时进口延伸段 1 设为静止域,叶片通道、进口延伸段 2 和出口延伸段 1、延伸段 2 设为转动域。定常计算时转静(rotation/station,R/S)交接面数据采用混合平面法处理;非定常计算时转静交接面数据采用 Domain Scaling 方法(两侧计算域面积相等)处理。

表 2 转子计算网格配置
Table 2 Computational grid configuration of the rotor

位置	网格节点数		
	I	J	K
叶片通道(O 型网格)	25	105	277
叶顶间隙(蝶形网格)	9,17	33,33	265,177

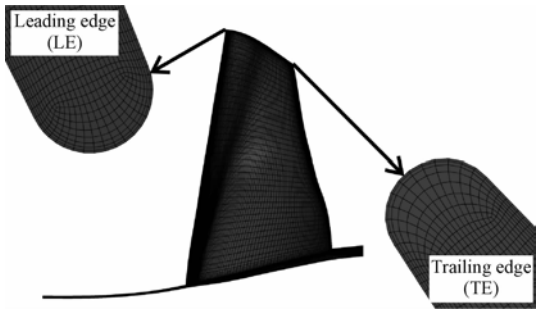


图 2 转子计算网格
Fig. 2 Computational grid of the rotor

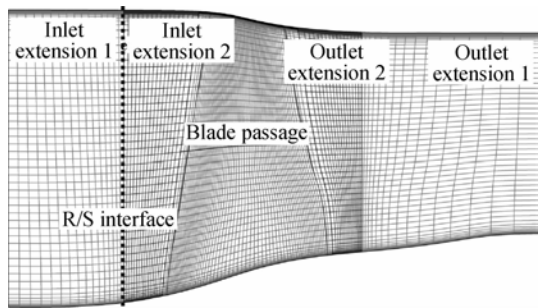


图 3 转子计算网格的子午面视图

Fig. 3 Meridional view of computational grid of the rotor

2 结果与分析

2.1 总性能分析

图 4 所示为该转子在不同转速下的总性能曲线。在 100% 转速下的实验数据参考于文献[20],而在 80% 和 60% 转速下的实验数据由文献[19]提供。根据文献[20]的实验,在 100% 转速下,该转子的阻塞流量为 34.96 kg/s,而本文所得出的计算值为 34.75 kg/s,两者相差约 0.61%,这表明本文所采用的计算方法能够很好地预测该转子的阻塞边界,此外,该转子的失速流量为 32.31 kg/s,而本文所预测的计算值为 32.08 kg/s,两者相差约 0.71%,从这个角度来说,本文所采用的计算方法能够较好地预测该转子的失速边界。在整个流量范围内:在 3 个转速下该转子计算与实验的总压比 R_t 无论是在分布还是在量值上均一致,且在 100% 转速的近阻塞流量下,计算的总压比高于实验值,而在 80% 转速的近失速流量下,计算的总压比略微低于实验值;在 3 个转速下该转子计算的等熵效率 η_t 在分布上与实验值符合

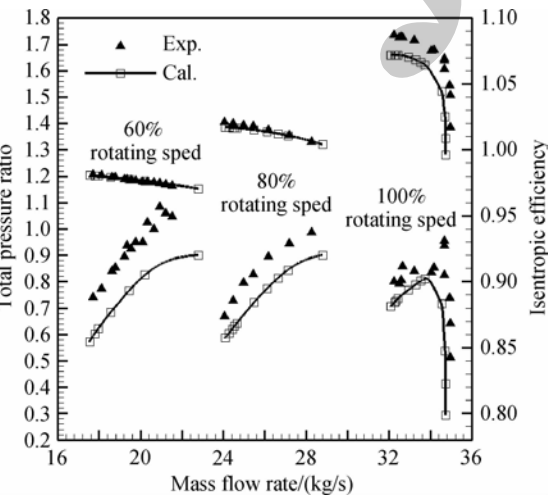


图 4 转子总性能曲线

Fig. 4 Total performance curves of the rotor

良好、在量值上存在些许差别,具体表现为在 100%、80% 及 60% 转速下该转子计算的峰值效率比实验值分别低约 1.01%、1.83% 及 3.12%。

为了进一步验证本文所采用计算方法的可靠性,下面将对在 100% 转速下该转子内部流场的计算结果和实验数据,在 100% 转速下该转子内部流场的实验数据由文献[20]提供(由于文章篇幅和文献[20]所提供的实验数据有限,此处只对比该转子内部的部分流场)。图 5 和图 6 对比了 100% 转速下近失速点(near stall, NS)时转子进、出口处总压和气流角沿叶高的分布,总压用标准大气压力进行无量纲化处理,气流角也由弧度

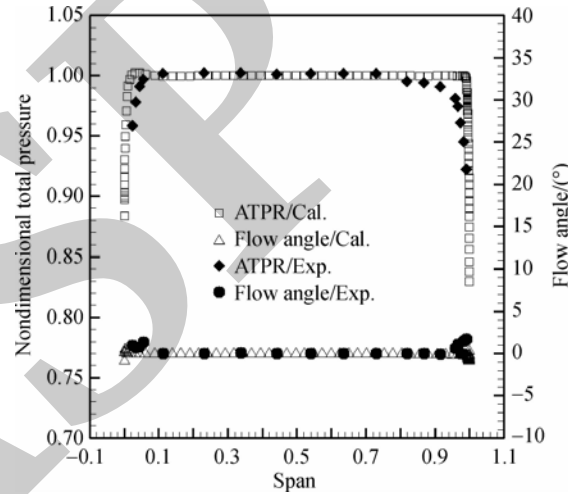


图 5 转子进口处的无量纲化总压和气流角沿叶高的分布
Fig. 5 Nondimensional total pressure and flow angle distribution along blade span at inlet of the rotor

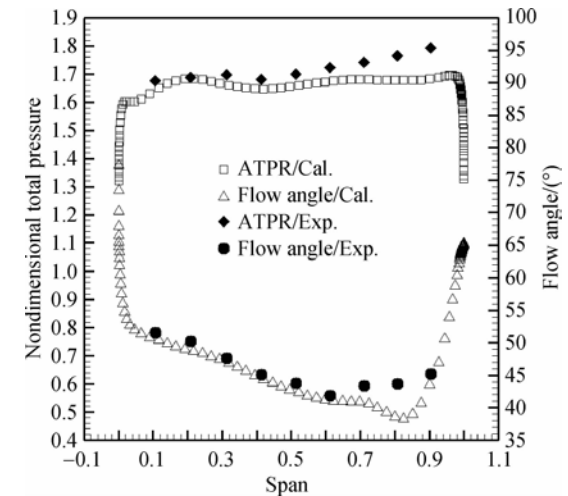


图 6 转子出口处无量纲化总压和气流角沿叶高的分布
Fig. 6 Nondimensional total pressure and flow angle distribution along blade span at outlet of the rotor

换算成度,图中 ATPR 表示绝对总压比 Exp. 和 Cal. 分别表示实验数据和计算结果。仔细观察图 5 和图 6 可知,在转子进口处,总压和气流角的计算值与实验数据在分布和量值上符合一致;而在转子出口处,总压和气流角的计算值与实验数据在分布上符合良好、在量值上存在些许误差,误差主要集中在 0.8 倍叶高左右处,具体表现为计算值大于实验值。总的来说,计算结果与实验数据的吻合程度较高,较好的反映了转子进、出口处总压和气流角沿叶高的分布,虽然在量值上存在些许误差,但误差都在允许范围之内。

图 7 所示为 100% 转速下近峰值效率 (near peak efficiency, NPE) 点和近失速点时转子 0.9 倍、0.7 倍以及 0.3 倍叶高处叶片通道内相对马赫数等值线的分布,图中标记了声速线(即激波的位置和形状)的位置。仔细观察图 7 可知,在 0.9 倍、0.7 倍以及 0.3 倍叶高处,计算得到的转子内部流场与实验数据基本符合一致,尤其是相对马赫数等于 1 的等值线(即声速线和激波),虽然少数相对马赫数等值线的计算结果与实验数据存在些许误差,但误差都在允许范围之内。

综上所述,本文针对 NASA Rotor 67 在不同转速下的总性能和 100% 转速下的内部部分流场进行了详细的计算和实验对比分析,其结果表明,本文所采用的计算方法具有较高的准确性,较好的还原和反映了该转子的总性能和内部流场。虽

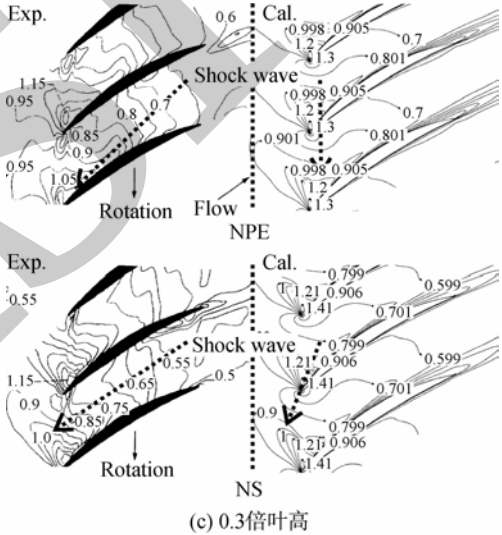
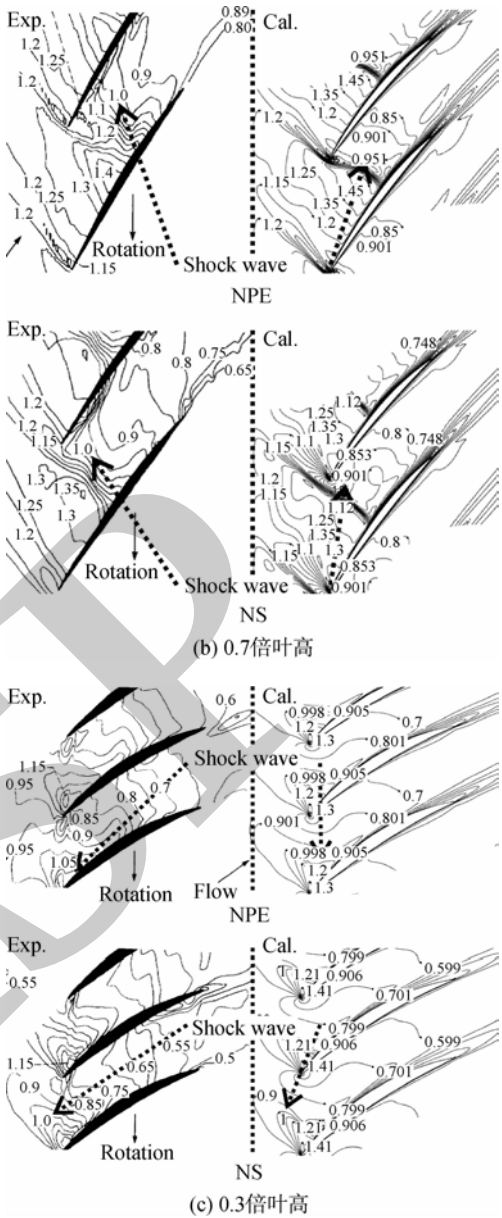
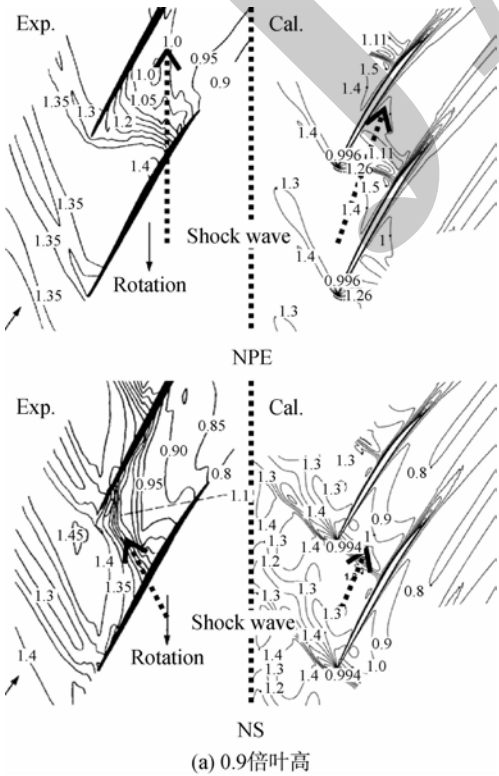


图 7 转子不同叶高处叶片通道内相对马赫数等值线分布
Fig. 7 Relative Mach number contour distribution inside blade passage at different blade spans of the rotor

然计算结果还没有“完全”再现实验数据,但其间的误差不影响本文通过分析计算结果来观察和认识该转子的一些主要流动现象及其基本规律。

2.2 流场分析

为了揭示在 3 个转速下该转子失稳过程中泄漏流/泄漏涡和激波等物理现象的变化特征,下面将分析在 3 个转速下该转子不同工况时叶顶处叶片通道内的流场。图 8 对比了 3 个转速下近峰值效率点和近失速点时转子 0.985 倍叶高处叶片通道内相对马赫数 Ma_r 和静压等值线的分布。图中黑色带箭头虚线(即静压等值线凹槽)代表泄漏涡,红色实线为声速线(即激波的位置及形状)。

图中缩略字母 LVZ(low velocity zone)代表低速区,BLFS 表示附面层气流分离,NPE 和 NS 分别指代近峰值效率点和近失速点。

对比分析图 8 可知,近峰值效率点时,泄漏涡起始于叶片吸力面前缘稍后的位置。在 100% 和 80% 转速下,激波附着于叶片前缘并与相邻叶片吸力面相交于 A1 和 B1,泄漏涡在向下游运动的过程中与激波相遇并沿泄漏涡轨迹产生小块低速区,而在 60% 转速下,叶片通道内不存在激波和低速区。

当转子节流到近失速点时,泄漏涡的起始位置被推进到叶片吸力面前缘,且泄漏涡向相邻叶

片压力面偏转,对比近峰值效率点,在 100%、80% 及 60% 转速下泄漏涡的偏转角度分别为 3°、6° 及 9°。在 100% 转速下,激波仍附着于叶片前缘并与相邻叶片吸力面相交于 A2,泄漏涡与激波相遇的位置更靠近叶片前缘并沿泄漏涡轨迹产生大块低速区。在 80% 转速下,激波被推出叶片前缘并沿泄漏涡轨迹存在大块低速区。而在 60% 转速下,沿泄漏涡轨迹和相邻叶片压力面前缘存在大小不等的低速区,叶片吸力面尾缘出现由附面层气流分离所导致的小面积低速区,其中沿泄漏涡轨迹的低速区面积最大。

泄漏流/涡由转子叶顶处叶片吸、压力面的静压差驱动,为了验证在 3 个转速下该转子失稳过程中泄漏流/涡和激波等物理现象的变化特征,下面将分析在 3 个转速下该转子不同工况时叶顶处静压载荷的分布情况。图 9 给出了 3 个转速下近峰值效率点和近失速点时转子 0.985 叶高处叶片吸、压力面静压的分布曲线。相比于近峰值效率点,近失速点时叶顶处最大载荷点向上游运动,最大载荷的量值增大,即泄漏涡的起始位置向上游运动,泄漏涡的强度变强^[13];在 100% 转速下激波与相邻叶片吸力面相交的位置由 A1 推进到 A2,而在 80% 转速下激波与相邻叶片吸力面相交的位置由 B1 推出叶片前缘。

为了分析在 3 个转速下该转子失稳过程中叶片通道内低速区的形成机理,下面将分析在 3 个转速下该转子不同工况时叶顶处叶片通道内的流场结构。图 10、图 11 及图 12 为 3 个转速下转子叶顶处叶片通道内的流场切片云图,图中所有切

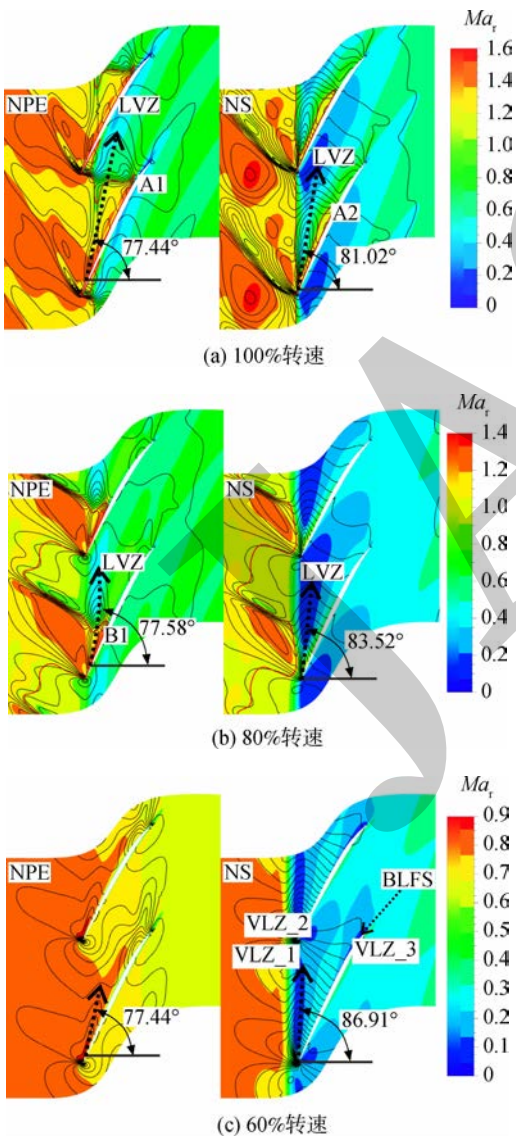


图 8 转子 0.985 倍叶高处叶片通道内相对马赫数和静压等值线分布

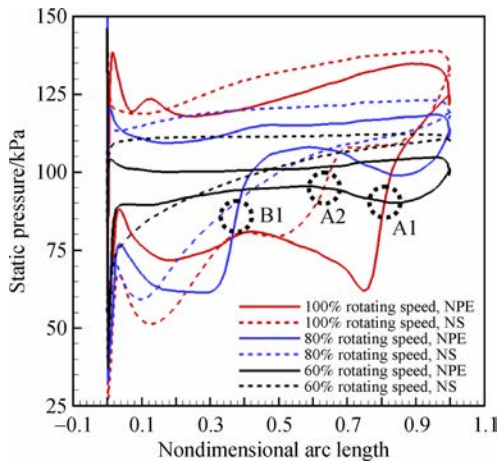
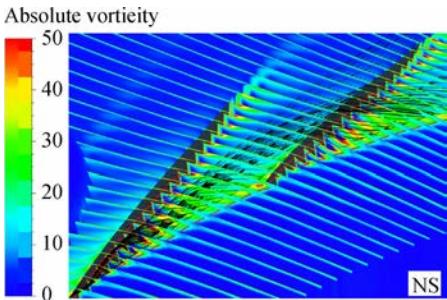


图 9 转子 0.985 倍叶高处叶片吸、压力面静压分布曲线

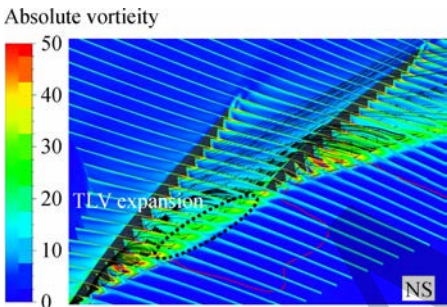
Fig. 9 Static pressure distribution curve of blade suction and pressure surface at the 0.985 times blade span of the rotor

Fig. 8 Relative Mach number and static pressure contour distribution inside blade passage at the 0.985 times blade span of the rotor

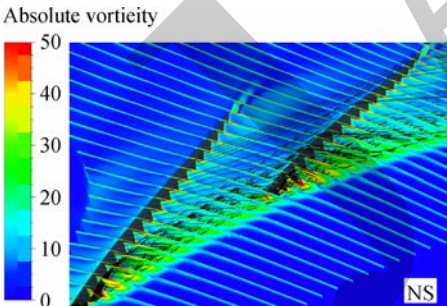
片均沿叶片中弧线的法向截取并沿弦长均匀分布,每个切片均给出相对马赫数、绝对涡量 ξ_n 及标准螺旋度 H_n 的分布,堵塞即对应低速区。图中粉色和黑色流线分别代表主流和泄漏流/涡的粒子示踪,红色实线为声速线(即激波的位置及形状)。



(a) 100%转速



(b) 80%转速



(c) 60%转速

图 10 转子叶顶绝对涡量分布

Fig. 10 Absolute vorticity distribution at the blade tip of the rotor

图 10 为近失速点时转子叶顶处叶片通道内绝对涡量 ξ_n 的分布。绝对涡量 ξ_n 的定义为

$$\xi_n = \frac{|\xi|}{2\omega} \tag{1}$$

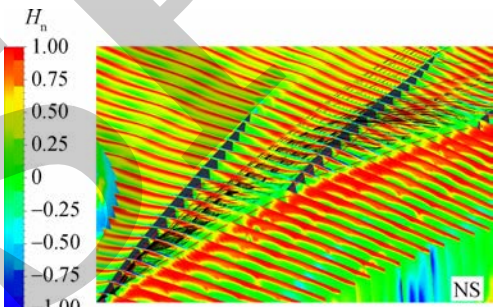
式中 ξ 为涡量矢量, ω 为角速度。绝对涡量 ξ_n 反映流体微元的平均转动,绝对涡量 ξ_n 集中分布的区域对应着泄漏涡核,且绝对涡量 ξ_n 越大,泄漏涡强度越大。对比分析图 10 可知,在泄漏涡向下游运动的过程中,沿泄漏涡轨迹,在 100% 和

60% 转速下,泄漏涡核具有集中的绝对涡量 ξ_n ;而在 80% 转速下,泄漏涡核没有集中的绝对涡量 ξ_n ,集中的绝对涡量 ξ_n 区域位于泄漏涡右侧(图中黑色虚线椭圆区域),同时,泄漏涡核膨胀并出现回流区。

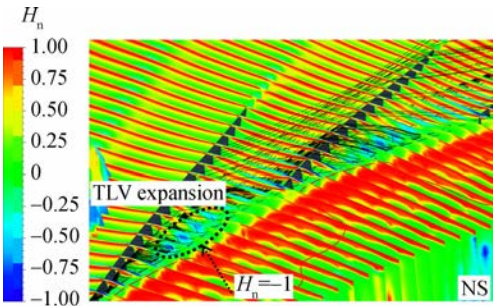
图 11 为近失速点时转子叶顶叶片通道内标准螺旋度 H_n 的分布。标准螺旋度 H_n 的定义为

$$H_n = \frac{\xi \cdot W_{xyz}}{|\xi| \cdot |W_{xyz}|} \tag{2}$$

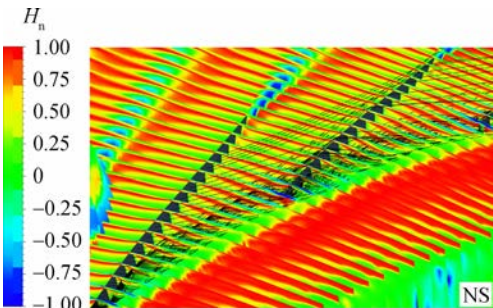
式中 W_{xyz} 为相对速度矢量。标准螺旋度 H_n 表示泄漏涡周围流体紧密缠绕泄漏涡核的程度,根据定义可知,标准螺旋度 H_n 表示涡量矢量和相对速度矢量之间夹角的余弦值,这就意味着泄漏涡核相应位置的标准螺旋度 H_n 绝对值为 1。对比分析图 11 可知,在泄漏涡向下游运动的过程



(a) 100%转速



(b) 80%转速



(c) 60%转速

图 11 转子叶顶标准螺旋度分布

Fig. 11 Normalized helicity distribution at the blade tip of the rotor

中,沿泄漏涡轨迹,在 100%和 60%转速下,标准螺旋度 H_n 没有发生突变,几乎始终保持为 1;而在 80%转速下,泄漏涡核膨胀并出现回流区,相应位置的标准螺旋度 H_n 由 1 突变为 -1(图中黑色虚线椭圆区域),之后泄漏涡核相应位置的标准螺旋度 H_n 又变为 1。

上面提到泄漏涡的这种特性,即涡核出现回流区、涡核膨胀以及涡核没有集中的绝对涡量 ξ_n 是泄漏涡破碎时特有的特征。结合图 10 和图 11 的分析和泄漏涡的流线形状可知,在 80%转速下,泄漏涡发生破碎。

图 12 对比了近峰值效率点和近失速点时转子叶顶处叶片通道内的流场分布。对比分析图 12 可知,近峰值效率点时,在 100%转速和 80%转速下,泄漏流起始于叶片吸力面前缘并卷起形成泄漏涡,激波附着于叶片前缘并与相邻叶片吸力面相交于 A1 和 B1,泄漏涡在向下游运动的过程中与激波相遇并沿泄漏涡轨迹产生小块低速区,但其尺度很小,泄漏涡的方向和强度变化很小,因此主流和泄漏流/涡可以顺利地通过叶片通道。而在 60%转速下,泄漏流起始于叶片吸力面前缘,叶片通道内不存在激波和低速区,同样地,主流和泄漏流可以顺利地通过叶片通道。

当转子节流到近失速点时,在 100%转速下,泄漏涡在叶片通道中部跨过相邻叶顶形成二次泄漏流,激波与相邻叶片吸力面相交于 A2,泄漏涡

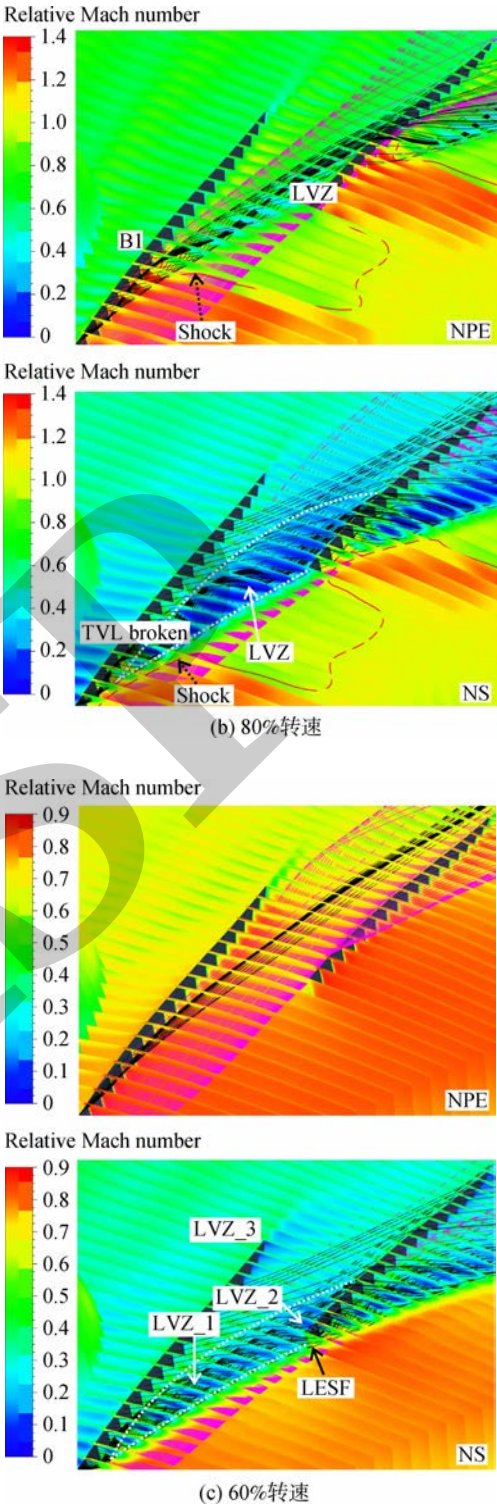
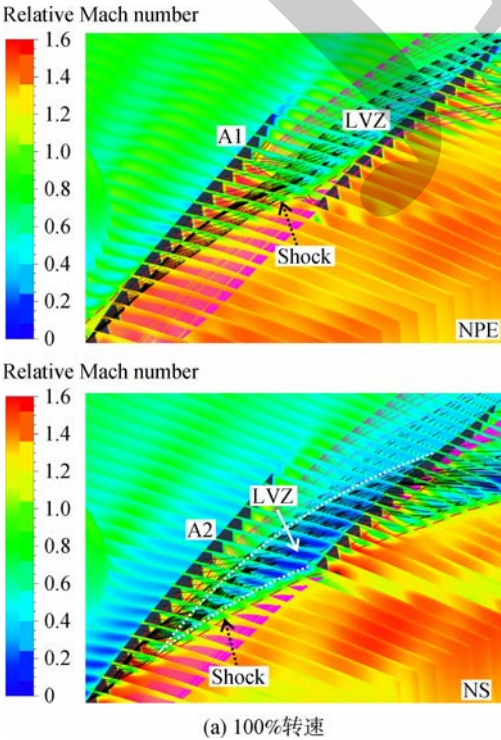


图 12 转子叶顶流场结构

Fig. 12 Flow field structure at the blade tip of the rotor

与激波相遇的位置更靠近叶片前缘并沿泄漏涡轨迹产生大块低速区直至相邻叶片压力面,从而堵塞叶片通道,主流几乎不能进入叶片通道而转为切向流动。在 80%转速下的情况与 100%转速类似,且泄漏涡发生破碎。而在 60%转速下,泄漏涡在叶片通道上游跨过相邻叶顶形成二次泄漏流



并出现叶顶前缘溢流,沿泄漏涡轨迹出现大块低速区直至相邻叶片压力面,从而堵塞叶片通道,主流几乎不能进入叶片通道而转为切向流动,此外,叶片吸力面尾缘出现小范围的附面层气流分离并产生小块低速区。

为了澄清在 3 个转速下该转子失稳过程中泄漏流/涡的作用机制,下面将分析 3 个转速下该转子近失速点时叶顶处叶片通道内流场的非定常波动特征。非定常结果表明,在 80%转速和 60%转速下该转子收敛曲线的波动周期为 60 个物理时间步,而在 100%转速下为 30 个,即在 80%转子和 60%转速下该转子的非定常波动周期为 100%转速下的 2 倍。图 13 为近失速点时转子 0.985 倍叶高处叶片通道内轴向速度 W_z 和静压等值线在一个波动周期内的瞬态分布。图中黑色带箭头虚线(即静压等值线凹槽)代表泄漏涡,红色实线为声速线(即激波的位置及形状),蓝色等值线表示高熵(entropy,量符号记为 E)微团。

仔细观察图 13 可知,在一个波动周期内,在 100%转速下,①泄漏涡轨迹及其造成的低能气体范围基本上不随时间发生变化;②沿泄漏涡轨迹存在不随时间波动的高熵微团($E=345\text{ J/K}$)和回流区。而在 80%转速下,转子叶顶处叶片通道内流场表现为泄漏涡自激非定常性^[15],即①泄漏涡表现为周期性波动;②沿泄漏涡轨迹存在随时间波动的高熵微团($E=180\text{ J/K}$)和回流区,该高熵微团和回流区沿泄漏涡轨迹向相邻叶片压力面运动,且叶片吸力面前缘将出现新的高熵微团和回流区。

结合图 9 可知,近失速点时,在 100%转速下(图中红色虚线)转子 0.985 倍叶高处的载荷变化明显,激波仍然附着于叶片通道内,此时激波占主导因素;而在 80%转速(图中蓝色虚线)下转子 0.985 倍叶高处的载荷变化缓慢,激波被推出叶片前缘,此时泄漏涡占主导因素,这可能是近失速

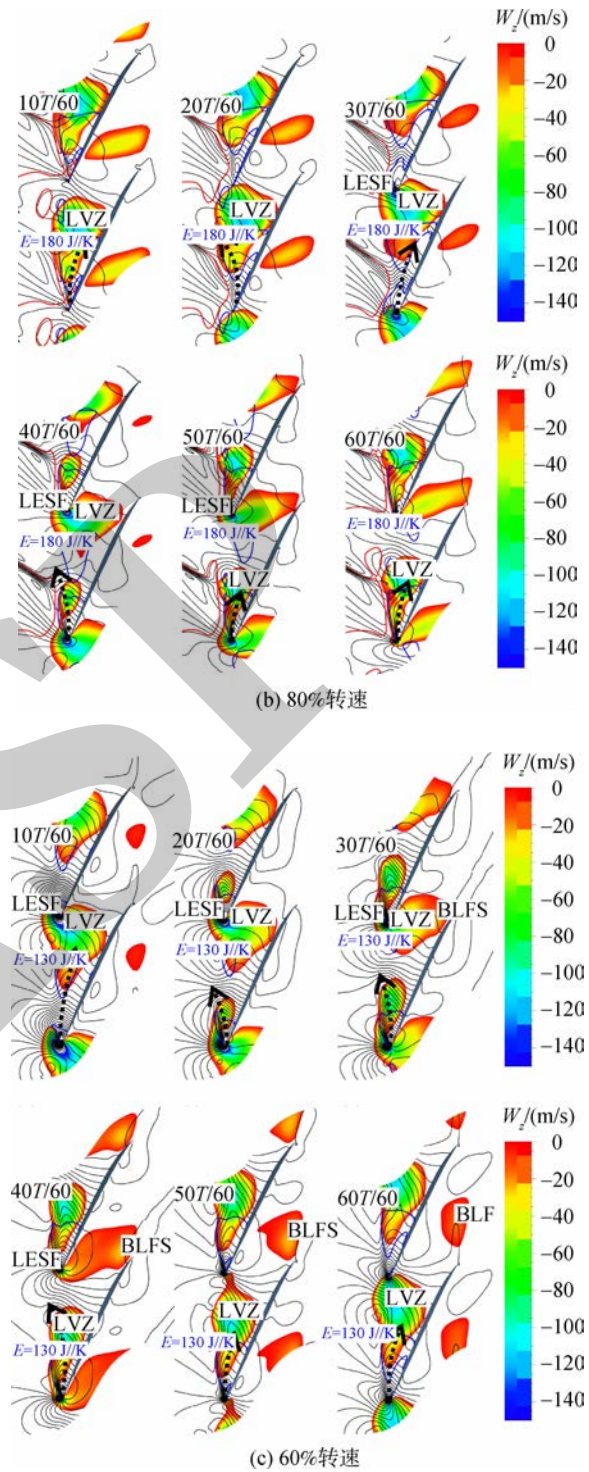
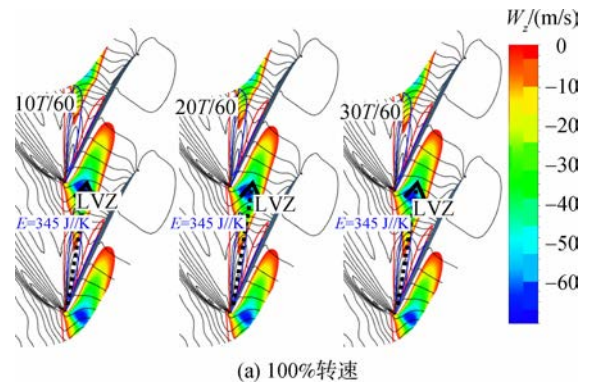


图 13 转子 0.985 倍叶高处叶片通道内轴向速度和静压等值线分布

Fig. 13 Axial velocity and static pressure contour distribution inside blade passage at the 0.985 times blade span of the rotor

点时转子在 80%转速下叶顶处叶片通道内流场的变化不同于 100%转速的原因。在 60%转速下的情况与 80%转速类似,此外,相邻叶片出现的



叶顶前缘溢流,叶片吸力面尾缘出现附面层气流分离。

3 结 论

本文以跨声速轴流压气机转子 NASA Rotor 67 为研究对象,采用数值模拟方法,在 100% 转速、80% 转速及 60% 转速下对该转子内部流场进行详细的分析,力求揭示在不同转速下该转子内部流动失稳的触发机制,得到的主要结论如下:

1) 对比近峰值效率点,当转子节流到近失速点时,泄漏涡的起始位置向叶片前缘移动,泄漏涡也向相邻叶片压力面偏转,在 100% 转速、80% 转速及 60% 转速下泄漏涡的偏转角度分别为 3° 、 6° 及 9° 。在 100% 转速下,在一个波动周期内,转子叶顶处叶片通道内泄漏涡以及沿泄漏涡轨迹的高熵微团和回流区均基本上不随时间发生变化。

2) 在 80% 转速和 60% 转速下,在一个波动周期内,转子叶顶处叶片通道内的流场均表现为泄漏涡自激非定常性,即①泄漏涡表现为周期性波动;②沿泄漏涡轨迹存在随时间波动的高熵微团和回流区。此外,在 60% 转速下,相邻叶片出现叶顶前缘溢流,叶片吸力面尾缘出现附面层气流分离。

3) 在 100% 转速和 80% 转速下,泄漏涡与激波相互作用所导致的堵塞是触发该转子内部流动失稳的机制,且在 80% 转速下,泄漏涡发生破碎;而在 60% 转速下,泄漏涡在相邻叶片出现叶顶前缘溢流是触发该转子内部流动失稳的主要机制,叶片吸力面尾缘出现的小尺度附面层气流分离不是主要机制。

NASA Rotor 67 在 3 个转速下的内部流动失稳触发机制各不相同。在后期的研究中,将针对 100% 转速、80% 转速及 60% 转速,开展不同扩稳措施效果验证的基础性机理研究。

参考文献:

[1] 石嵩,屠宝锋.轴流压气机近失速及旋转失速全通道数值模拟[J].航空动力学报,2016,31(5):1196-1204.
SHI Song, TU Baofeng. Full-annulus numerical simulation of near stall and rotating stall in an axial flow compressor [J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31 (5): 1196-1204. (in Chinese)

[2] 谢芳,楚武利,李相君,等.叶尖间隙对跨声速轴流压气机近失速的影响[J].航空动力学报,2014,29(10):2417-2423.
XIE Fang, CHU Wuli, LI Xiangjun, et al. Influence of blade tip clearance at near-stall condition on transonic axi-

al-flow compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29 (10): 2417-2423. (in Chinese)

[3] 王卓奇,袁巍,宋西镇,等.跨声速压气机转子失速过程的实验[J].航空动力学报,2012,27(7):1456-1463.
WANG Zhuoqi, YUAN Wei, SONG Xizhen, et al. Experimental investigation on the stall process of a transonic compressor rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27 (7): 1456-1463. (in Chinese)

[4] 李清鹏,吴艳辉,楚武利,等.轴流压气机转子近失速工况全通道数值模拟[J].航空动力学报,2011,26(10):2330-2338.
LI Qingpeng, WU Yanhui, CHU Wuli, et al. Full-annulus simulations on axial compressor rotor at near stall condition[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26 (10): 2330-2338. (in Chinese)

[5] 傅文广,孙鹏,徐佳汇,等.端区流动对跨声速压气机失速影响的数值研究[J].推进技术,2016,37(7):1248-1255.
FU Wenguang, SUN Peng, XU Jiahui, et al. Numerical study for effects of end wall behavior on transonic compressor stall[J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37 (7): 1248-1255. (in Chinese)

[6] GREITZER E M, NIKKANEN J P, HADDAD D E, et al. A fundamental criterion for the application of rotor casing treatment[J]. Journal of Fluids Engineering, 1979, 10(1): 237-243.

[7] WILKE I. Compressor flow stabilization with casing treatment; a numerical analysis[D]. Munich, Germany: Technical University Munich, 2006.

[8] WILKE I, KAU H P, BRIGNOLE G, et al. Numerically aided design of a high-efficient casing treatment for transonic compressor[R]. ASME Paper, GT-2005-68933, 2005.

[9] 卢新根.轴流压气机内部流动失稳及其被动控制研究[D].西安:西北工业大学,2007.
LU Xingen. Flow instability and its passive control strategies in axial-flow compressor [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2007. (in Chinese)

[10] VO H D, TAN C S, GREITZER E M, et al. Criteria for spike initiated rotating stall[R]. ASME Paper, 2005-GT-68374, 2005.

[11] 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[J]. ASME Paper, 2000-GT-0666, 2000.

[12] 张燕峰.高载荷压气机端壁流动及控制策略研究[D].西安:西北工业大学,2010.
ZHANG Yanfeng. Investigation of endwall flow behaviour and its control strategies in highly-loaded compressor[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2010. (in Chinese)

[13] 王沛.压气机叶顶泄漏流动的控制策略及其扩稳机理研究[D].北京:中国科学院,2007.
WANG Pei. The control strategies of the tip leakage flow and the mechanism of improving the compressor stability

[D]. Beijing:Chinese Academy of Sciences,2007. (in Chinese)

[14] 伊卫林. 风扇/压气机三维气动优化设计方法及其应用研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2006.

YI Weilin. Study on aerodynamic optimization method and application for three dimensional design of fan/compressor [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2006. (in Chinese)

[15] 杜娟. 跨音压气机/风扇转子叶顶泄漏流动的非定常机制研究[D]. 北京:中国科学院,2010.

DU Juan. Investigation on the stability mechanism of tip leakage flow in transonic compressor/fan rotors[D]. Beijing:Chinese Academy of Sciences,2010. (in Chinese)

[16] JI Luchen,TIAN Yong,LI Weiwei,et al. Numerical studies on improving performance of Rotor-67 by blended blade and end-wall technique[R]. ASME Paper GT2012-68535, 2012.

[17] CASTANEDA J,MEHDI A,CUGNO D,et al. A preliminary numerical CFD analysis of transonic compressor rotors when subjected to inlet swirl distortion[R]. ASME Paper GT2011-46560,2011.

[18] ZHENG Rongye,XIANG Jianhua,SUN Jinju,et al. Blade geometry optimization for axial flow compressor [R]. ASME Paper GT2010-22229,2010.

[19] FIDALGO V J,HALL C A,COLIN Y,et al. A study of fan-distortion interaction within the NASA rotor 67 transonic stage[R]. ASME Paper GT2010-22914,2010.

[20] STRAZISAR A J,WOOD J R,HATHAWAY M D,et al. Laser anemometer measurements in a transonic axial flow fan rotor[R]. NASA TP-2879,1989.

(编辑:王碧琚)