doi:10.3969/j.issn.1672-1292.2026.02.0001

高压进气离心压气机失速特性数值模拟研究

李政君[1,2],左志涛[2,3,4],杨宏旻[1]

(1.南京师范大学能源与机械工程学院,江苏 南京 210023)
(2.中科南京未来能源系统研究院,江苏 南京 211100)
(3.中国科学院工程热物理研究所,北京 100190)
(4.中国科学院大学南京学院,江苏 南京 211135)

[**摘要**] 为研究不稳定流动对压气机工作范围的影响,选取一款高压入口离心压气机为研究对象进行相关分析. 该压气机使用闭式叶轮结构,通过 CFX 软件进行数值模拟,研究其在小流量下的失速现象及对性能的影响,探讨在高压入口情况下失速的成因及其在瞬态下的表现. 研究结果表明,失速现象主要由叶片前缘的流动分离所诱发,进而削弱了流道内的流动稳定性. 通过对稳态和瞬态流场的进一步分析,揭示了失速状态下压力波动的非线性特征,得出了失速引发的低频振荡与叶片通过频率之间的关系. 研究结论可为离心压气机的优化设计及性能提升提供理论依据,并为后续失速控制策略的研究奠定基础.

[**关键词**] 离心压气机,数值模拟,失速特性,信号分析
[**中图分类号**]TK474.8　[**文献标志码**]A　[**文章编号**]1672-1292(2026)02-0001-08

Numerical Simulation of Stall Characteristics of High-Pressure Inlet Centrifugal Compressor

Li Zhengjun[1,2],Zuo Zhitao[2,3,4],Yang Hongmin[1]

(1.School of Energy and Mechanical Engineering,Nanjing Normal University,Nanjing 210023,China)
(2.Nanjing Institute of Future Energy Systems,Chinese Academy of Sciences,Nanjing 211100,China)
(3.The Institute of Engineering Thermophysics,Chinese Academy of Sciences,Beijing 100190,China)
(4.University of Chinese Academy of Sciences,Nanjing 211135,China)

Abstract:To investigate the influence of unsteady flow on the operating range of a centrifugal compressor,a high-pressure inlet centrifugal compressor is selected as the research subject for a detailed analysis. This compressor employs a closed impeller design,and numerical simulations are conducted using CFX to examine the stall phenomenon at low flow rates and its impact on performance. The study explores the causes of stall under high-pressure inlet conditions and its behaviors during transient operations. The results indicate that the stall phenomenon primarily originates from flow separation at the leading edge of the blades,which subsequently affects the stability of the flow within the passage. Further analysis of both steady-state and transient flow fields reveals the nonlinear characteristics of pressure fluctuations during stall conditions,and investigates the relationship between low-frequency oscillations induced by stall and the blade passing frequency. These findings provide a theoretical foundation for optimizing the design of centrifugal compressors and enhancing their performance,while also laying the groundwork for future exploration of stall control strategies.

Key words:centrifugal compressor,numerical simulation,stall characteristic,signal analysis

离心压气机作为重要的能量转换设备,广泛应用于航空、舰船及电力等工业领域[1]. 然而,在小流量工况下,压气机可能会出现失速甚至喘振等非定常流动现象,这直接限制了其稳定运行[2],甚至导致严重的安全事故. 尤其是在高转速的离心压气机中,内部的不稳定流动更加复杂[3]. 因此,深入研究和理解这些非稳态流动的特性,对于提高压气机的运行安全性和可靠性至关重要.

收稿日期:2025-01-06.
基金项目:江苏省碳达峰碳中和科技创新专项资金(重大创新载体建设)项目(BM2022001).
通讯作者:左志涛,正高级工程师,研究方向:压缩空气储能、多级离心/轴流压缩机设计与分析、燃气轮机整机性能仿真. E-mail:zuozhitao@iet.cn

离心压气机的研究早在上世纪就已经开始. Krain[4-5]介绍了针对某全新设计的后弯叶轮开展的流道内部激光测量结果,揭示了离心压气机叶轮通道内的流动模式和涡流特性. 然而,相较于轴流压气机,离心压气机失速现象的研究起步相对较晚,大多数研究通常借鉴前者的分析框架与方法. 但由于轴流、离心压气机两者的流动结构迥异,且离心压气机特有的径向流动特征,使得轴流压气机的失速研究成果并不完全适用于离心压气机[6]. 因此,离心压气机流场的失速演化规律及其内在机制仍需深入探讨[7-8].

现有研究在揭示压气机失速机理时,常从叶顶区域的非定常流动入手,重点关注叶片前缘吸力面侧边界层分离演化为漩涡的过程,以及高背压条件下叶顶泄漏涡破碎与发展的动态特征[9-11]. Cumpsty[12]通过机匣处理实验发现,在失速发生之前,转子入口端面的边界层会出现突然增厚的现象,这种增厚现象是由于转子间隙泄漏流从前缘溢出,导致了堵塞系数的上升. Hoying 等[13]通过计算流体动力学进行的模拟和仿真研究证实了这一观点,指出当间隙泄漏涡移动至相邻叶片的前缘时,失速现象便会开始发生. Furukawa 等[14-15]指出,在接近失速时,压气机的一个主要内部流场特征是发生间隙泄漏涡的破裂. 然而,已有研究指出在转子入口处发现的低压区域形成并非源于前缘溢流导致的间隙泄漏涡,而是由附着在机匣表面的径向涡流所引起的[9],这一现象表明流动特性与涡流的相互作用对低压区的形成具有重要影响. Pullan 等[7]关于计算流体力学的研究证实了这一观点,结果显示造成失速的必然因素并非间隙泄漏流,径向涡的产生主要是由于进口攻角过大,这一现象即使在没有叶顶间隙的情况下也会发生. 李雯玉等[16]通过对叶尖间隙引发的流动不稳定性研究,发现不稳定性来自叶尖间隙产生的泄漏涡与主流相互作用,影响了压力分布和压气机的整体性能. 文献[17-18]通过对失速过程的深入研究将其总结为:失速后,转子某些叶片通道被堵塞,这一现象导致进口气流受到影响,使得顺转子方向进口攻角减小,通流能力提高,流动得以恢复;而逆转子方向流动情况恶化,进口攻角增大则会加剧堵塞.

随着测量技术的发展,Sun 等[19]提供了一种基于声学工具的离心压气机不稳定现象检测方法,可在压气机的运行生命周期内进行监测,这些发现为进一步研究压气机的稳定性奠定了基础. 姜椿阳[20]运用 MATLAB 进行时域和频域分析,识别失速的征兆、确定扰动引发失速的时间、判断失速的类型及失速团的数量,并在获取相关参数后应用滤波方法进行更深入的研究.

综上所述,失速原因随着气动因素、设计缺陷、操作条件变化、流体性质变化和外部干扰等影响的不同而呈现高度复杂性,目前尚未建立一种适用于所有压气机失速现象的通用理论. 此外,研究大多集中在中低压比(即低于 5)的离心压气机上[21]. 为此,本文对某高压进气条件闭式离心叶轮压气机进行详细内部流场分析,以期揭示高压叶轮失速特征和失速工况下流场发展规律.

1　研究对象及方法

1.1　研究对象

本文研究对象为某高压入口离心压气机,该压气机由进口段、离心叶轮和无叶扩压器 3 部分组成,设计压比 1.81. 叶轮设计转速为 30 825 $r\cdot min^{-1}$,采用闭式结构,叶片形式为前倾后弯. 整个设备装置如图 1 所示,离心压气机的基本参数如表 1 所示.

表 1　压气机基本参数

Table 1　Compressor basic parameters

参数	数值
转速/($r\cdot min^{-1}$)	30 825
压比	1.81
叶片数	13

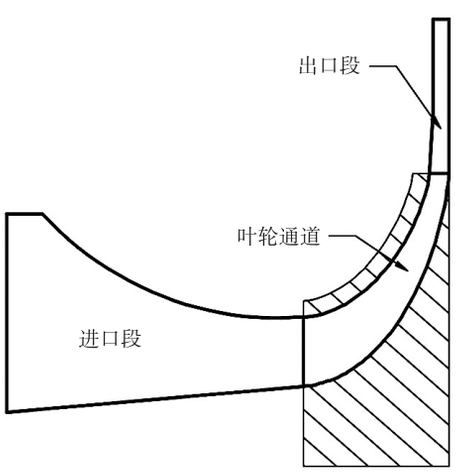


图 1　压气机几何示意图

Fig. 1　Diagram of compressor geometry

1.2　数值方法

为了提高仿真结果的精确性,数值计算模型在实际叶轮长度的基础上截取两倍叶轮的轴向长度作为入口段,以确保压气机进口气流更加均匀,出口段则设置为无叶扩压器的实际大小,模型的示意图如

图 2 所示. 模型的入口段、通道和出口段部分的网格在 Turbogrid 中生成,无量纲壁面距离 Y+值设定小于 1,满足剪切应力输运(shear stress transport,SST)模型对壁面网格的要求.

本研究使用 4 种不同密度的网格,分别为 57 万、157 万、202 万和 325 万进行网格无关性验证. 计算结果如表 2 所示,由于高压进气条件导致第一层网格高度较小,边界层网格密度对网格质量的影响很大,验证结果表明 57 万和 157 万网格密度下的网格质量较差,且第三种网格计算结果更接近设计压比. 因此在保证计算精度和网格质量的前提下,最终选定的总体网格数量约为 202 万,网格模型如图 3 所示,网格质量较高.

表 2　网格无关性验证表

Table 2　Grid independence verification table

网格数量/万	总压比	与设计压比误差/%
57	1.895	4.70
157	1.896	4.75
202	1.889	4.36
325	1.892	4.53

数值模拟采用 CFX 软件进行计算,在设置中将进口、叶轮和扩压器划分为 3 个区域,其中叶轮部分设置为旋转区域. 由于进口和扩压器部分无叶片,因此与叶轮部分连接在同一个计算域中,通道两侧使用周期性交界面进行连接. 稳态边界条件具体设置如下:进口给定总压为 4.89 MPa,总温度为 25 ℃,进气方向为轴向进气,出口给定流量或平均静压.

1.3　方法验证

本文利用 Krain 叶轮进行数值模拟方法验证. 在数值计算模型的网格设置中,采用 Y+法进行网格划分,第一层网格厚度为 1.4×10^{-4} m,湍流模型选用 SST. 标准工况下,离心叶轮转速为 22 360 $r\cdot min^{-1}$,在稳态状态下达到收敛时,压比 4.23,相对误差 4.8%.

图 4 展示了在此方法下 Krain 离心压气机的数值计算结果与实验值的对比. 数值计算中总压值通过进出口的质量流量平均值得出,而实验是基于测量截面监测点的总压平均值,这也是导致两者之间误差的主要原因. 结果较好地反映出实验值的变化趋势,这表明本文所采用的计算分析方法有效地预测了压气机内部的流动结构. 因此,在本研究中该计算分析方法是可靠的.

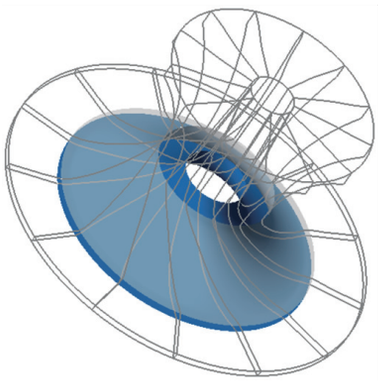


图 2　数值模型

Fig. 2　Numerical model

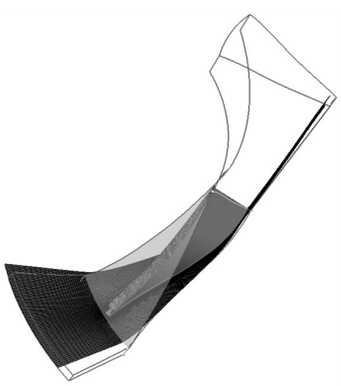


图 3　单流道网格

Fig. 3　Single channel grid

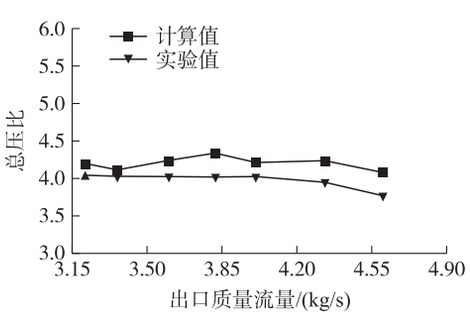


图 4　Krain 叶轮设计转速下总压比数值与实验结果对比

Fig. 4　Comparison of numerical and experimental total pressure ratiosat design speed for the Krain impeller

2　压气机性能分析

2.1　稳态流场分析

进行稳态计算时,每次计算都是以相同的初场开始,依次设置递减 5%的流量出口,并逐步缩小范围,直至残差结果出现大范围波动,且在多个叶高可以观测到流线图出现分离区,这意味着压气机内部已经出现失速,计算得到的压比和流量关系对比如图 5 所示.

分析稳态结果,当离心压气机的全流道出口质量流量降至设计流量的 65.9%时出现了失速现象. 图 6 展示了不同叶高下的流场对比,可以观察到失速工况下各叶高区域均出现了流动分离现象. 通过对设计工况与失速工况下前缘速度矢量分布进行分析,在失速工况下由于流量减小导致攻角逐渐增大,气流在叶背处发生分离,这种分离现象一旦在前缘区域产生,便会持续发展并逐渐扩大,最终形成一个相对于动叶旋转的失速区. 由于流量降低导致前缘攻角增大,同时使得气流在通道内引发流动损失,在各叶高前缘压力侧形成低速区,对应图 5 中等熵效率在失速工况和 85%相对质量流量出现快速下降现象,在该相对流量范围内低流量工况下流动损失较大,效率提升缓慢,而高流量工况下流动更为稳定,内部损失减少,效率得以快速上升.

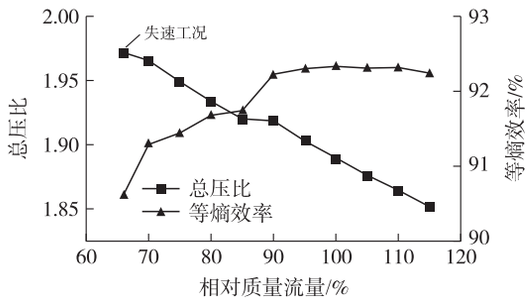


图 5　压气机性能图

Fig. 5　Diagram of compressor performance

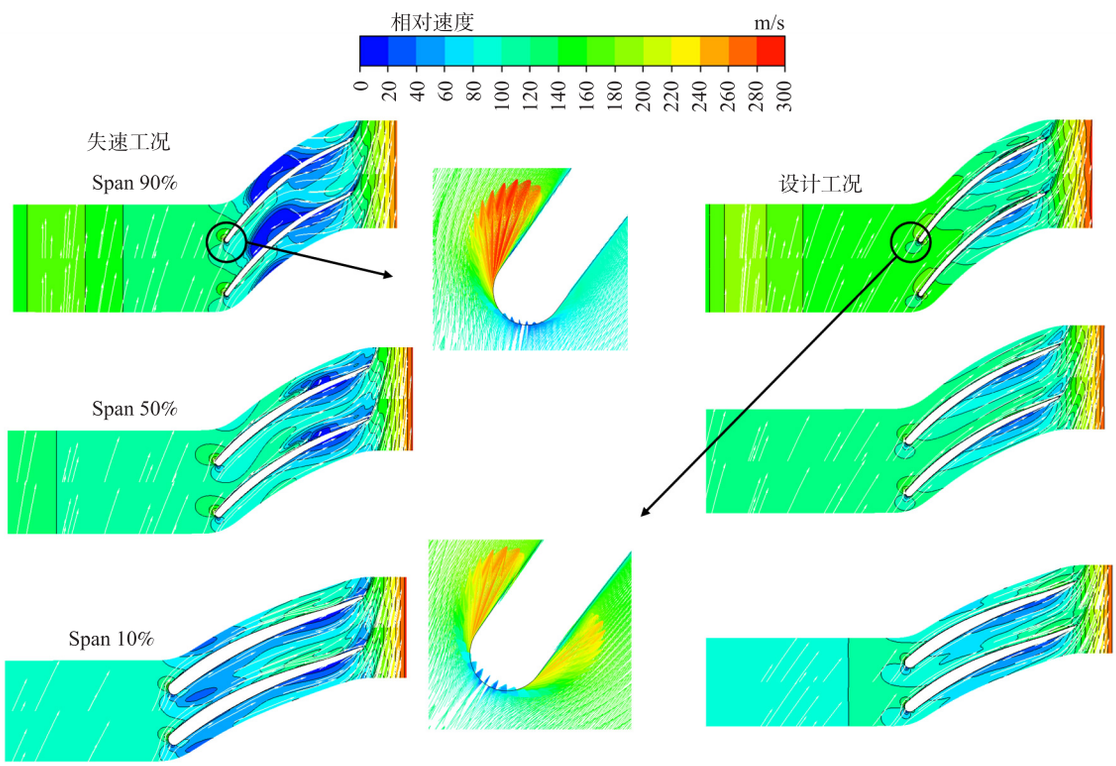


图 6　不同叶高流场对比图

Fig. 6　Comparison of flow fields at different spans

从流线图 7 可以观察到失速区从叶顶边界层开始产生,进气气流经过前缘分离形成二次流,一直蔓延至约 45%叶片高度. 失速的主要原因是叶顶进气攻角增大导致在靠近吸力面的通道内部出现部分低压区域,使得叶根约 20%高度内区域进气后因压差原因进入低压区,同时受到叶顶气流阻隔影响,叶根进气气流从约 58%通道深度内开始在低压区向主流反方向运动,一直持续到约 12%叶片通道深度. 在这一影响下,内部气流在吸力面上形成一个涡流区域,呈现出一端在机匣,另一端在叶片吸力面的特征,涡流区气流会先在通道内旋转,随后沿着吸力面向前缘运动,进而扰乱进口气流,使进气气流进一步向叶轮旋转的反方向运动,导致低速区由局部区域逐渐发展为全局失速.

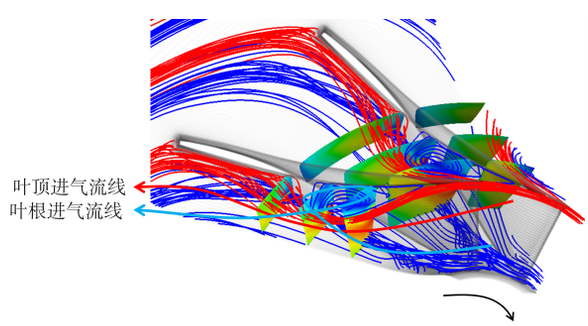
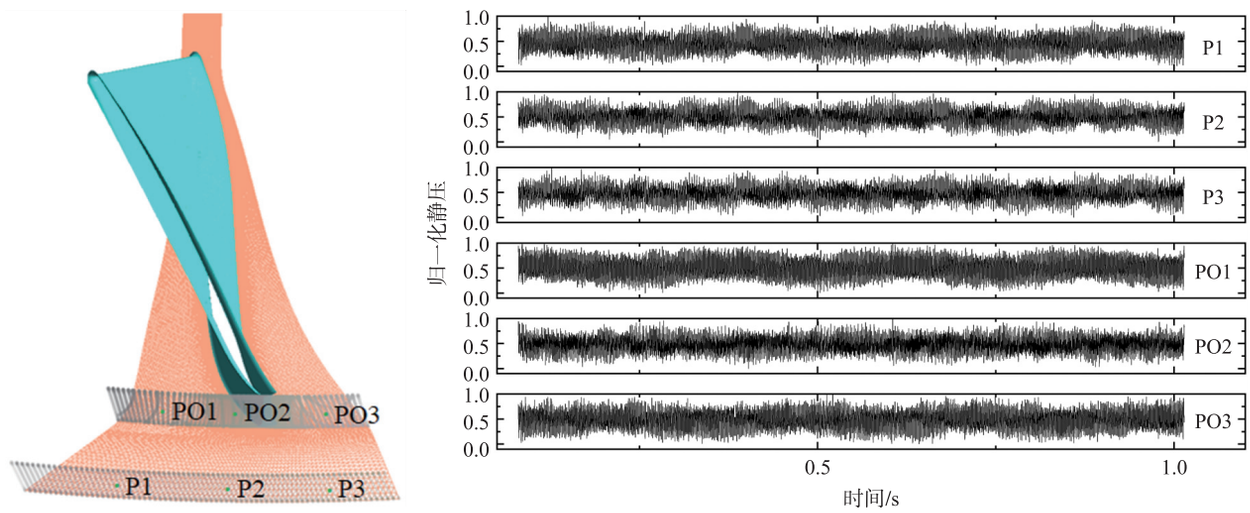


图 7　通道涡流区流线图

Fig. 7　Diagram of channel vortex zone flow

2.2 瞬态结果分析

瞬态计算设置中,将稳态计算结果作为瞬态计算的初始条件,并在内部设置了 6 个监测点,以便检测内部静压随时间的变化,监测点 P1、P2、P3 位于扩压器出口处. 在同样的比例位置,于叶片流道和扩压器的交界面处位置设置 PO1、PO2、PO3,这些监测点均匀布置在扩压器出口和交界面出口的周向位置,位置示意图如图 8 所示. 在离心压气机的瞬态数值模拟中,时间步长的选择对频率分析十分重要,需综合考虑物理时间尺度、数值稳定性和计算效率,由于失速的特性其频率远低于叶片通过频率,且计算需要考虑转子旋转对波动的干扰,压气机的参数计算叶片通过频率(blade passing frequency,BPF)f_{BPF}=6 678.75 Hz,同时为了节省计算资源,保证在每一个压力波峰有足够的数据点使得计算曲线平滑且仿真结果精准,因此最大迭代次数设置为 5,收敛条件设置为残差 1×10^{-4},每一个时间步长设置为 7.5×10^{-5} s,采样频率为 13 333 Hz,满足分析所需要求,归一化瞬态压力值的变化情况在图 8(b)中展示.



(a) 监测点位示意图　　(b) 失速工况下瞬态压力变化图

图 8　监测点位信息图

Fig. 8　Information diagram of monitoring points

从图 8(b)可以看出压气机在进入周期压力后,很快进入失速状态,由于压气机气流的流动不稳定使得内部的气流分布不均匀,导致不同位置的压力波动特征存在差异,出现局部的压力峰值和谷值,造成非周期性的压力变化且快速波动,这种状态下瞬态压力变化可能伴随着明显的噪声和振动,影响压气机的稳定性和性能.

失速状态下的压力波动呈现强烈非线性,导致对失速的预测和控制变得困难. 然而失速通常会引发低频振荡,这些低频振荡与压气机的转速及气流状态密切相关,因此可以通过信号处理技术来观察失速期间压力频率的变化,对压力数据进行快速傅里叶变换(fast Fourier transform,FFT)信号分析能够高效识别频率成分、去除噪声、提取特征.

在对压力数据进行 FFT 处理后,由于 0 Hz 的值是一个显著的异常数据点会影响对频率波动的观察,因此需要去除 0 Hz 的数据,并对纵坐标的压力振幅进行归一化处理,以增强数据的可视化效果,使图像其更加直观. FFT 分析结果如图 9 所示,从图中可以看出压气机出口失速频率约为 574 Hz,失速频率约为叶片通过频率的 8.59%,观察图像特征可以发现在同一通道深度的不同监测位置,压力波动几乎表现出相同的特征,这表明压气机已经进入稳定失速工况. 同时 6 个不同监测点的频率分布显示出 4 个主要的低频分量,其频率分别为当前叶片通过

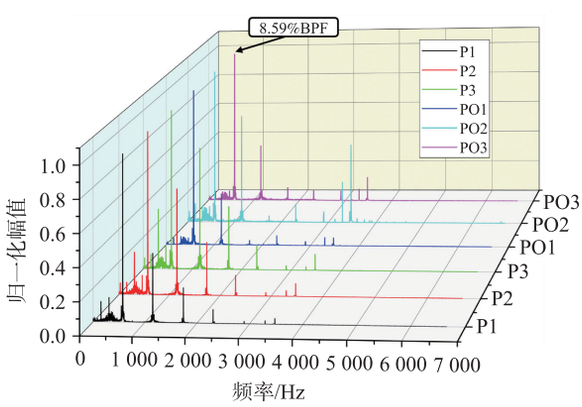


图 9　压力波动频谱分析图

Fig. 9　Spectrum analysis diagram of pressure fluctuation

频率的 0.17 倍、0.26 倍、0.34 倍和 0.52 倍,通过计算可以发现,这些宽频扰动的峰值特征与分量的关系数演化趋势相呼应,且这些分量之间存在特定的线性数学关系,如图 10 所示对监测点 P1 的宽频扰动峰值频率换算后约为 2RF、1/4BPF、4RF、1/2BPF,表明它们与旋转频率(rotation frequency,RF)和叶片通过频率密切相关,并形成以这些峰值为中心的宽频结构,也表明了失速涡流与叶片之间存在不稳定性扰动关系,扰动的频率约为叶片通过频率的 1/5 至 1/2.

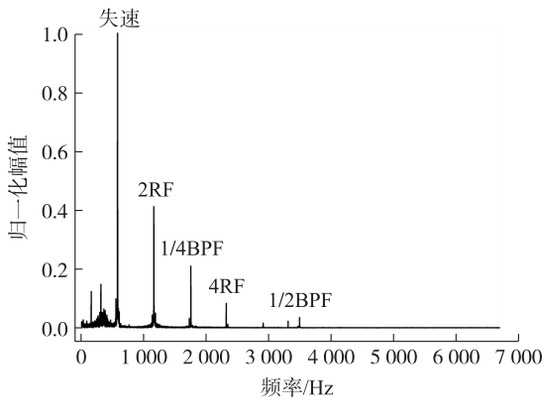


图 10　监测点 P1 压力幅频特征图

Fig. 10　Characteristics diagram of pressure amplitude-frequency on monitoring point P1

研究表明,在对单级进行计算时,流量减少会导致叶片主频率附近的频率扰动增强,从而形成附着于主频率的频带[22-23],当流量系数进一步降低至失速工况,主频区的频带逐渐收束,幅频特征会显示出叶片通过频率的扰动先是增强,随后又降低并向低频区移动. 进一步观察压力频率分布,发现其与监测点的趋势相似:失速工况下随着流量降低,频率峰值向低频区移动,且低频区的扰动增强. 从流场结果来看,当流量系数逐渐减小旋转扰动的形成主要是由于突尖失速导致的,失速工况下失速团会与相邻叶片相互作用导致信号变化,从而使压力波动出现宽频扰动特征.

2.3　压气机整级流场分析结果

因在 CFX 仿真计算中仅考虑了压气机的一个流道,并采用了周期性边界条件假设压气机在整个圆周上变化是均匀的,而实际情况下在压气机发生失速时,失速团在圆周上的分布并不均匀,因此使用单通道进行压气机特性计算时,无法准确捕捉失速时整个周期的内部流动变化的特征,所以需要进行压气机全周流场的计算,来补充说明压气机在进入失速工况时内部流场变化. 全流道网格使用 ICEM 旋转复制壁面函数处理后的单流道网格生成,网格数量为 329 万,CFX 软件在前处理设置与单流道条件相同,质量流量为失速工况. 从流线图 11 可以发现,由于不同流道部分之间的相互影响,内部流场出现了不规律的失速特征,这一特征在矢量图 12 中表现得更加明显,且验证了单流道在失速工况下前缘攻角增大,导致一部分气流受到内部涡流的影响,开始沿叶轮入口反向运动,从而影响后排叶片进气的现象,这一连锁反应最终引发了整级失速.

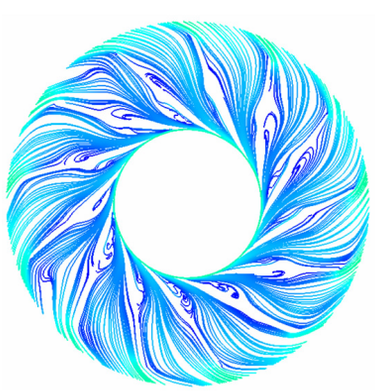


图 11　全流道流线图

Fig. 11　Diagram of full channel flow

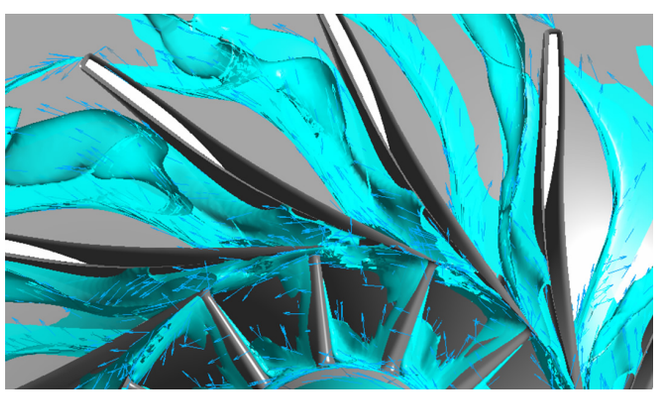


图 12　等速面失速涡速度矢量图

Fig. 12　Velocity vector diagram of stall vortex on constant velocity surface

全流道瞬态计算的时间步设置及收敛方式与单流道中的设置相同,采用设计工况计算收敛后的结果作为初始条件,出口质量流量设置为单通道失速工况流量,这样有利于观察压气机自设计工况减少质量流量后内部流线变化,便于分析失速特征以及传播规律. 流线变化如图 13 所示,其中 T 代表时间步,设置稳态计算结束的迭代步数为初始时间 0 s,时间步长设置为 7.5×10^{-5} s,从瞬态分析中可以观察到初始工况条件下的流线图平顺,且出口的速度波动规律;进入失速工况后,从第 8 个时间步开始内部出现不规律的扰动直至第 10 个时间步在前几个流道形成涡流,扰动带来的内部流动不均匀发展至第 12 个时间步,逐渐开

始向全通道扩散,然后迅速在 16 个时间步的时间段内进入整级失速.

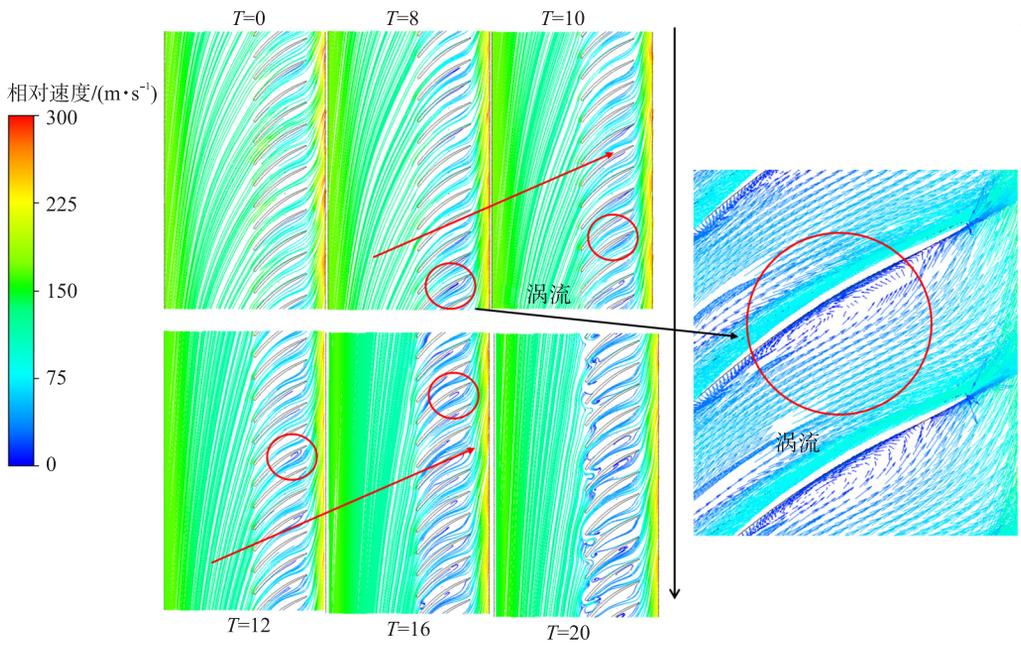


图 13　叶轮 80%叶高失速发展图

Fig. 13　Stall evolution at 80% span of the impeller

在整个过程,失速现象从最初的几个时间步开始逐渐显现,流线的发散程度也越来越明显,从图 12 分析可以看出,影响流线方向的主要原因是通道内的涡流导致了内部的堵塞. 在失速的影响下,随着攻角的增大气流会从叶背分离,由于接触前缘的角度不同,气流分离后会出现多个运动方向,正常流入的气流受到沿着叶轮进气口的周向旋转气流的影响,而向吸力面运动的气流在内部则呈现螺旋状运动,这进一步扩大了内部低速区域的范围. 从质量流量的变化来看,失速逐渐发展并扩大会导致流道内部分区域的质量流量降低,形成的堵塞区域影响进气条件,这也是导致气流的入口攻角持续增大的主要原因,从而加速失速的扩散.

3　结论

本文对某高压离心压气机开展稳态与瞬态数值模拟与分析,深入探讨了失速现象的成因及其对压气机性能的影响,得出以下结论.

(1)失速的发生与流量减小导致的内部流道气流不均匀这一因素密切相关,在设计工况下,压气机的压比接近 1.889,在流量减小至设计流量的 65.9%时,内部明显出现失速现象,导致气流分离和内部涡流的产生,进而影响压气机的稳定性和性能.

(2)通过稳态与瞬态分析,发现失速状态下的压力波动具有非线性特征,且与压气机的转速和气流状态紧密相关. 对压力波动进行 FFT 分析,发现压气机出口的失速频率为 574 Hz,在同一横断面上的失速频率是一致的.

(3)随着流量的降低,频率特征表现出明显的变化,在失速工况流量的减少会导致频率峰值向低频区移动,且低频区扰动增强. 此外,本文还探讨了全流道分析及失速现象在不同流道间的相互影响,流场分析表明,失速现象引发的旋转扰动与相邻叶片的相互作用密切相关.

[参考文献](References)

[1]　花严红,李振,罗涛. 大流量低转速离心压气机叶轮流场仿真研究[J]. 科学技术创新,2021(22):52-53.

[2]　朱智富,马超,马朝臣,等. 小流量下离心压气机流场分析及喘振机理研究[J]. 车用发动机,2011(2):37-41.

[3]　杨晰琼,李杜,张锦纶,等. 离心叶轮与径向扩压器非定常干涉效应研究[J]. 风机技术,2022,64(3):17-23.

[4] Krain H. A CAD method for centrifugal compressor impellers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,1984,106(2):482-488.
[5] Krain H. Swirling impeller flow[J]. Journal of Turbomachinery,1988,110(1):122-128.
[6] 钟云红,刘正先,李孝检,等. 离心叶轮失速涡结构演化与耦合特征研究[J]. 推进技术,2024,45(4):96-104.
[7] Pullan G,Young A,Day I J,et al. Origins and structure of spike-type rotating stall[J]. Journal of Turbomachinery,2015,137(5):051007.
[8] Yamada K,Kikuta H,Iwakiri K I,et al. An explanation for flow features of spike-type stall inception in an axial compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery,2013,135(2):021023.
[9] Inoue M,Kuroumaru M,Tanino T,et al. Comparative studies on short and long length-scale stall cell propagating in an axial compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery,2001,123(1):24-30.
[10] Yamada K,Kikuta H,Furukawa M,et al. Effects of tip clearance on the stall inception process in an axial compressor rotor [C]//ASME Turbo Expo,Volume 6C:Turbomachinery. San Antonio,Texas,USA,2013.
[11] Lin F,Zhang J,Chen J,et al. Flow structure of short-length-scale disturbance in an axial-flow compressor[J]. Journal of Propulsion and Power,2008,24(6):1301-1308.
[12] Cumpsty N A. Part-circumference casing treatment and the effect on compressor stall[C]//ASME Turbo Expo,Volume 1:Turbomachinery. Toronto,Ontario,Canada,1989.
[13] Hoying D A,Tan C S,Vo H D,et al. Role of Blade passage flow structures in axial compressor rotating stall inception[J]. Journal of Turbomachinery:1999,121(4):735-742.
[14] 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.
[15] 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]//ASME Turbo Expo,Volume 1:Aircraft Engine;Marine;Turbomachinery;Microturbines and Small Turbomachinery. Munich,Germany,2000.
[16] 李雯玉,胡骏. 单级近失速工况全环非定常数值模拟研究[J]. 机械制造与自动化,2022,51(2):87-90,115.
[17] 贺晓亮. 跨音速离心压气机三维流场数值分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2011.
[18] Emmons H W,Pearson C E,Grant H P. Compressor surge and stall propagation[J]. Journal of Fluids Engineering,1955,77(4):455-467.
[19] Sun Z Z,Zou W Z,Zheng X Q. Instability detection of centrifugal compressors by means of acoustic measurements[J]. Aerospace Science and Technology,2018,82:628-635.
[20] 姜椿阳. 压气机失速信号分析[J]. 科技传播,2016,8(11):229-230.
[21] 张英杰,韩戈,李庆阔,等. 超高压比离心压气机失速机理探究[J]. 工程热物理学报,2022,43(2):309-315.
[22] 曲锋. 离心压气机失稳机理及自循环机匣优化设计研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2023.
[23] 付曦,刘云,张俊红,等. 气流激励下压气机叶片动力学特性分析[J]. 机械设计与制造,2024(12):258-263,269.

[责任编辑:陈　庆]