

化工机械中压缩机振动故障识别及处理

毛彦威

国家能源集团宁夏煤业煤制油分公司 宁夏 银川 750411

摘 要: 压缩机作为化工生产中的核心动力设备,其运行稳定性直接影响工艺安全与生产效率。振动异常是压缩机最常见的故障表征,其背后关联着转子不平衡、轴承磨损、不对中、流体激振等多种诱因。本文从故障机理出发,系统梳理了压缩机振动故障的主要类型与特征信号,阐述了基于时域、频域及幅值域分析的识别方法,进而提出涵盖状态监测、故障诊断与针对性处理的完整技术路径。研究指出,振动故障处理应遵循“识别—定位—干预—验证”的闭环逻辑,并强调智能预警与维护决策的融合趋势。本文旨在为化工设备管理人员提供系统化的振动故障认知框架与处理参考。

关键词: 压缩机; 振动故障; 故障识别; 状态监测; 故障处理; 化工机械

引言

在现代化工生产中,压缩机担负着气体输送、加压反应、制冷循环等关键任务,其长期连续运转于高温、高压、多组分介质等严苛工况之下。振动是压缩机运行状态的综合映射,适当的振动水平属正常物理现象,一旦振动烈度逾越容许阈值,则往往预示着设备内部出现了结构性或流动性的异常。据行业统计,约百分之六十以上的压缩机非计划停机由振动超标引发,而振动故障的早期识别与精准处理,直接关系到维修成本、生产连续性乃至人员安全。然而,压缩机振动故障的诱因复杂多样,既包含机械制造与装配偏差,也涉及工况波动、介质变化及长期服役带来的性能退化。传统依赖单一幅值判据的阈值报警方式误报率高,且无法揭示故障根源;而基于信号处理和模式识别的诊断技术虽发展迅速,但在工程实际中仍面临特征提取有效性、诊断规则可解释性等挑战。因此,有必要从故障物理本质出发,建立一套涵盖故障类型谱系、识别逻辑和处理策略的系统性知识体系。本文立足化工场景,对压缩机振动故障的识别与处理进行专题论述,以期工程实践提供理论支撑。

1 压缩机振动故障的主要类型与机理

1.1 转子不平衡

转子不平衡是压缩机最普遍的振动故障源,其根本原因在于转子质量中心线与旋转中心线之间存在偏心距。这种偏心可能源于制造时的材质不均匀、装配误差,也可能由运行中的叶轮结垢、磨损、腐蚀或异物附着引起。不平衡激励力与转速平方成正比,因此在高转

速压缩机中尤其显著。其特征表现为:振动频谱中以转频(1倍频)分量占绝对主导,且径向振动幅值随转速升高急剧增大;时域波形呈近似正弦形态,轴心轨迹呈椭圆形或圆形。

1.2 轴系不对中

不对中故障包括联轴器平行不对中、角度不对中以及两者兼有的组合不对中。当压缩机与驱动机(电机或汽轮机)的轴线存在偏差时,联轴器将产生附加弯矩和径向力,激发转子横向振动。不对中的频谱特征区别于不平衡,除转频外,通常还伴有显著的2倍频分量,严重时出现3倍频乃至更高次谐波^[1]。此外,不对中还会引起轴向振动加大,联轴器附近轴承温度异常升高。长期不对中运行将加速轴承磨损和密封损坏。

1.3 轴承与油膜故障

滑动轴承是大型离心压缩机的常用支承,其油膜动力特性对振动响应具有决定性影响。油膜振荡和油膜涡动是两类典型失稳现象。油膜涡动时,转子除了自转外还产生涡动运动,涡动频率约为转频的0.4至0.48倍;当涡动频率与转子固有频率耦合时,即发展为剧烈油膜振荡,频率锁定于转子一阶固有频率附近,不受转速变化影响。滚动轴承故障则表现为高频冲击振动,其特征频率与轴承几何参数和转速相关,在频谱上呈现为离散的故障特征频率及其边带。

1.4 流体激振

化工压缩机处理的气体介质常具有多组分、变密度、可压缩性等特性,流体流动本身可成为激振源。叶轮与扩压器之间的动静干涉、叶片通道内的旋转

失速、喘振等现象均会产生宽频或离散频率的振动。其中喘振是离心压缩机特有的系统级不稳定工况，表现为流量和压力周期性大幅波动，伴随剧烈低频振动（频率远低于转频），严重时可导致转子轴向窜动和密封损毁。流体激振往往与工艺参数强耦合，其识别需要综合振动信号与热工参数联合判断。

1.5 其他机械故障

除上述主流类型外，还包括：转子弯曲（热弯曲或永久弯曲），产生类似不平衡但伴有轴向相位变化；齿轮啮合故障（若压缩机含增速箱），表现为啮合频率及其边带调制；紧固件松动或基础刚度不足，引起非线性振动，频谱中出现分频或超谐波响应；以及临界转速共振，当工作转速接近转子支撑系统固有频率时，振动幅值急剧放大。

1.6 往复式压缩机高压压缩比工况的振动控制

往复式压缩机依靠活塞往复运动实现气体压缩，其振动激励源与离心压缩机有显著差异，主要包括气体力、惯性力、摩擦力和管路脉动激振力。当压缩比升高时，气缸内气体压力波动加剧，活塞杆载荷交替增大，曲轴扭矩不均匀度上升，导致机体振动、管路脉动及阀门冲击显著增强。传统方法通过调整余隙容积或旁路回流来降低压比，但经济性差且响应滞后。无极气量调节系统（如基于液压或电磁驱动的进气阀延迟关闭技术）通过在线改变气阀动作相位，实现对排气量的连续无级调节，从而在满足工艺流量需求的前提下，主动降低气缸内峰值压力，削减压力脉动幅值，并改善曲轴转矩平衡。该技术尤其适用于变工况频繁的化工装置，其调节响应速度快，可配合振动监测系统实现闭环控制，是高压压缩比工况下振动抑制的有效手段。

2 压缩机振动故障的识别方法

2.1 基于幅值与时域特征的初步识别

振动故障识别的第一步是对总振动幅值进行评估。依据国际标准 ISO10816 或 API670，可对压缩机轴承座或轴振动的通频值进行绝对量级判定，划分合格、报警、停机区域。但幅值超限仅能指示“有无故障”，无法指明故障类型。时域波形分析可提供补充信息：若波形光滑且周期稳定，多指向不平衡；若波形出现削顶、不对称或周期性冲击尖峰，则可能是松动、摩擦或轴承损伤；若波形呈拍振形态，则预示存在两个频率接近的振动分量^[2]。轴心轨迹分析（需配置电涡流位移传感器）

可从二维平面观察转子运动形态，圆形或椭圆形轨迹常见于不平衡，内“8”字形或香蕉形轨迹则指向不对中或油膜失稳。

2.2 基于频谱分析的精确诊断

频谱分析是振动故障识别中最具效力的工具。通过对振动信号进行快速傅里叶变换，将时域信号转换为频域表达，各故障类型对应的特征谱线得以清晰呈现。具体判别规则如下：不平衡故障以 1 倍频为主，2 倍频及高频分量占比很小；不对中故障呈现 1 倍频与 2 倍频相当，且 2 倍频往往超过 1 倍频的 50%；油膜涡动表现为 0.4~0.48 倍频的突出谱线，且幅值随转速升高而增长；油膜振荡发生时，低频成分跳变至转子一阶固有频率处，且不随转速改变；松动或摩擦故障会产生丰富的倍频和分频成分，谱线簇状分布；流体激振如喘振则以极低频（0.1~0.3 倍频）为主，并伴随压力波动信号。实际应用中常采用瀑布图或彩谱图展示转速变化下的频谱演化，可有效区分强迫振动与自激振动。

2.3 其他辅助识别手段

相位分析是定位故障空间方位的重要方法。通过测量转子两端同一转速下振动信号的相位差，可判别不平衡的力偶性质或轴弯曲的方向。对于动压滑动轴承，轴瓦温度、油膜压力及油液金属颗粒分析也能辅助判断轴承劣化程度。此外，模态测试（锤击法或激振器法）可获取压缩机支撑系统的固有频率和阻尼比，用以校核是否发生结构共振。近年来，基于振动-温度-压力-流量多源数据融合的相关性分析，正逐渐成为识别复杂耦合故障的有效手段，例如通过振动幅值与出口压力的互相关函数，可量化流体脉动对结构振动的贡献度。

2.4 智能识别方法的发展趋势

随着状态监测系统的普及，机器学习算法被引入振动故障识别领域。支持向量机、随机森林、卷积神经网络等模型可利用大量历史标注样本训练分类器，实现故障模式的自动匹配。然而，这类方法的工程可用性依赖于高质量标注数据和特征工程，且黑箱模型的可解释性尚不足。因此，当前更务实的方向是将专家规则库与轻量化机器学习相结合，即首先通过频谱规则进行初步筛选，再对疑难样本使用智能分类，形成“规则驱动+数据驱动”的双层识别架构。

3 压缩机振动故障的处理策略

3.1 现场应急处理措施

当振动触发报警且呈快速恶化趋势时，首要任务是保障设备安全。处理措施包括：降负荷运行，降低转速

或排出压力,以减小激振力幅值;检查工艺参数(进气温度、压力、介质组分)是否偏离设计值,若偏离则逐步调整至正常范围;监听轴承区异响,触摸轴承壳体温度,排除烧瓦或干摩擦等紧急危险^[3]。若振动伴随异常噪声或轴位移突增,应立即紧急停机,避免灾难性损毁。应急处理的核心原则是“先保安全,后找原因”,切忌在原因不明情况下反复试车。

3.2 针对性维修与调整措施

在明确故障类型后,应制定针对性处理方案:(1)对于不平衡故障:现场可采用单面或双面动平衡校正,在转子适当位置试加重块,通过影响系数法计算配重质量和角度。若不平衡由结垢或腐蚀引起,则需停机清理叶轮,并检测转子表面完好性,必要时进行高速动平衡试验。(2)对于不对中故障:重新对中找正是最直接手段,需使用激光对中仪或百分表进行精确校准,联轴器对中偏差应控制在设备制造商规定的公差范围内(通常小于0.05mm)。同时检查联轴器弹性元件是否疲劳损坏,及时更换。(3)对于轴承故障:若为油膜振荡,可采取提高润滑油温度以降低黏度、增大轴承比压、或更换为抗振性更好的可倾瓦轴承等措施。若为滚动轴承局部损伤,则必须更换轴承,并检查轴颈表面有无划伤。需注意,油膜振荡有时可通过改变转速以避免失稳转速区间来临时解决,但根本途径是修改轴承结构参数或增加阻尼器。(4)对于流体激振:喘振处理应首先确认防喘振阀是否正常工作,整定防喘振控制线;同时检查进气过滤器压差、出口管网阻力,排除管路堵塞或阀门误关。旋转失速的抑制可通过改变导叶开度或转速来调节工况点,使其偏离失速边界^[4]。(5)对于结构共振:处理方案包括改变支撑刚度(如增加加强筋)、调整转子质量分布以改变固有频率,或限制工作转速避开共振区。无法避开时,可加装挤压油膜阻尼器增加系统阻尼,有效降低共振峰值。(6)对于往复式压缩机高压压缩比工况下的振动:优先采用无极气量调节系统进行主动干预。该系统通过实时调整进气阀关闭时刻或余隙容积,改变实际排气量,以降低气缸内峰值压力和压力脉动,从而减小激振力。实施时需结合振动监测数据,设定调节策略,在确保排气温度不超限的前提下,逐步调整调节参数,观察振动响应。若振动改善不明显,则需检查活塞环、支承环磨损情况,排除因机械间隙过大引

起的附加冲击。另外,也可配合管路缓冲器或孔板来降低管路脉动,但根本措施仍以无极调节为主。

3.3 维修后的验证与评估

所有处理措施实施后,必须进行维修验证。恢复运行前应进行冷态对中复核和手动盘车检查,确认无卡涩。启动过程中应实施升速监测,记录各转速下振动幅值与相位变化,绘制波特图或极坐标图,与历史基线对比。若振动指标恢复至稳定区间,且频谱结构回归正常(无异常频率分量),方可认为处理有效。同时,应建立维修档案,记录故障特征、处理措施和效果,为后续维护提供依据。

4 结语

压缩机振动故障的识别与处理是化工机械可靠性管理中的持续性课题。本文从故障物理机理出发,将常见振动故障归纳为不平衡、不对中、轴承失效、流体激振及结构共振等类别,并逐一阐明其频谱与时域特征,为工程人员提供了明确的诊断依据。在处理方法上,强调了应急响应、针对性维修和验证评估的三阶段逻辑,反对盲目更换零部件或重复试车。更进一步,本文指出振动管理的重心应从“事后处理”前移至“事前预防”,通过设计优化、状态监测和智能决策实现全生命周期覆盖。随着传感技术、信号处理算法与工业互联网的深度融合,压缩机振动故障识别将朝着更早、更准、更智能的方向发展,但无论技术如何迭代,对故障本质物理过程的深刻理解始终是不可替代的基础。期望本文的论述能为化工企业压缩机运维实践提供有益参考,并推动该领域理论与工程应用的良性互动。

参考文献

- [1] 王志强,刘洪涛.离心压缩机转子不平衡振动特征及动平衡技术研究[J].化工设备与管道,2022,59(4):45-50.
- [2] 陈伟,张明辉,李建伟.基于频谱分析的压缩机轴系不对中故障诊断方法[J].流体机械,2023,51(2):67-72.
- [3] 赵志刚,孙丽丽,周华.滑动轴承油膜振荡机理及其抑制措施综述[J].轴承,2024,(1):1-7.
- [4] 刘洋,王建平,陈国华.离心压缩机喘振振动特征与防喘控制策略研究[J].化工自动化及仪表,2022,49(6):512-518.