

小型全封闭压缩机典型故障壳体振动特性实验研究^①

杜宇婷^② 金华强 顾江萍 黄跃进 孙 哲 沈 希^③

(浙江工业大学机械工程学院 杭州 310032)

摘 要 在线诊断小型全封闭压缩机的零部件故障是压缩机故障诊断的难题。本文通过分析全封闭压缩机壳体的振动信号,利用时频分析方法对振动信号进行处理,研究传递在壳体顶面与侧面的振动信号与典型故障的特征关系,探明零部件典型故障的壳体振点位置、振动信号特征等状态参数关系,为小型全封闭压缩机的在线故障诊断提供了相关理论与诊断依据。

关键词 全封闭压缩机; 振动信号; 振动测点; 典型故障; 故障特征

0 引 言

小型往复式全封闭压缩机作为核心部件大量使用于冰箱、冰柜、空调等制冷系统中,压缩机的运行状况直接影响制冷系统的性能。振动是压缩机在工作过程中必然会产生现象,振动信号包含了丰富的压缩机运行状态信息,压缩机工作性能的变化可以通过振动表现出来。在压缩机智能制造检测过程中,可通过分析振动信号来判断压缩机整机是否合格。但目前只能区分合格与否,具体判断哪些零部件出现问题或故障仍无法实现。本文通过大量实验,研究零部件在不同测点、不同方向上的振动表现相关度,探明压缩机零部件典型故障的振动位置、振动信号等特征关系,为小型往复式全封闭压缩机的在线故障诊断提供相关理论与方法依据^[1]。

从振动信号中提取旋转机械关键零部件故障的特征,其本质是模式识别问题。对于压缩机故障识别分类方法, Yang 等人^[2]提出了一种利用小波变换,特征评估和人工神经网络检测冰箱往复式压缩机生产线故障产品的状态分类系统。Chen 和 Lian^[3]提出了一种基于支持向量机的阀片磨损失效分类方法。Ahmed 等人^[4,5]将人工神经网络与支持

向量机的方法、利用遗传算法(GA)对相关向量机(RVM)进行优化的方法应用于往复式压缩机故障诊断的分类与识别。Muo 等人^[6]研究了小波包变换和经验模态分解(EMD)在 4 种常见往复式压缩机状态分类中的应用。

在压缩机故障诊断研究方面, Wang 等人^[7]研究了提升小波变换方法在压缩机故障信号实时分解中的应用。Qian 等人^[8]以某油气田平台的气举压缩机为研究对象,应用时频分析方法提取压缩机状态故障特征。Wang 等人^[9]与 Lin 等人^[10]对往复式压缩机阀片故障做了相关研究。Kim 等人^[11]开发了一种多阶段诊断方案来监控异常压缩机,采用动态时间规划技术来诊断故障压缩机。Keerqinhu 等人^[12]提出了一种压缩机故障诊断系统,利用机器学习技术检测潜在故障。Liang 等人^[13]研究了增压站运行调试期间往复式压缩机进气管道发生异常振动的原因。Liu 等人^[14]提出了一种改进的基于深度小波神经网络的故障诊断方法。国内学者唐友福等人^[15]提出了基于非线性复杂测度的往复式压缩机故障诊断。马晋等人^[16]提出了一种基于 X 方向与 Y 方向的活塞杆轴心位置轨迹的故障诊断分析方法。张明和江志农^[17]提出了基于多源信息融合的

① 国家自然科学基金(51076143),浙江省重点研发计划(2020C04010)和浙江省基础公益研究计划(LGG18E050024, LGG19E050020)资助项目。
② 女,1993 年生,研究生;研究方向:测量控制; E-mail: duyuting320@163.com
③ 通信作者, E-mail: sx@zjut.edu.cn
(收稿日期:2019-02-20)

往复式压缩机诊断方法等。上述文献的研究对象有的集中在非全封闭的大型往复式压缩机,有的只能判断是否故障,不能明确具体故障类型。针对小型全封闭式压缩机典型故障与壳体振动信号之间相关度与测点位置的研究尚处于起步阶段。

为研究全封闭压缩机发生典型故障时,传递在外壳顶面与侧面振动信号的故障特征,本文对全封闭压缩机振动信号进行了时域、频域特征研究分析,得到每种故障在不同测点、不同方向上振动表现相关度测点,及其所对应的故障特征,提出零部件典型故障的最相关振点、振动信号特征参数。

1 频谱细化方法

快速傅里叶变换(FFT)是常用的信号分析方

法,算法实质上都是序列 Z 变换在单元圆上的等间距采样。但有时候只对信号的某一段频带感兴趣,此时需要进行频率细化。常用的频谱细化方法有线性调频 Z 变换(chirp Z transform, CZT)、复调制细化,为确定本文频谱细化的方法,可设置调试信号为

$$\begin{aligned} x(t) &= \sin(2\pi 206.1t) + 2\cos(2\pi 207.3t) + \\ &= 3\sin(2\pi 208.5t) + 4\sin(2\pi 209.7t) \end{aligned} \tag{1}$$

设置此信号的采样频率为 $f_s = 1\,000\text{ Hz}$, 采样点数为 $N = 1\,024$ 。直接进行傅里叶变换的分辨率为 $\Delta f = f_s/N = 1\,000/1\,024 = 0.977$, 设置信号的 3 个频率中最小频率的间隔为 1.2, 频率分辨率勉强可以将上述频率分辨开,但是效果不明显。可用 2 种常用的频率细化方法对频段进行细化,增加相邻谱线间隔,使频谱图容易观察分析,如图 1 所示。

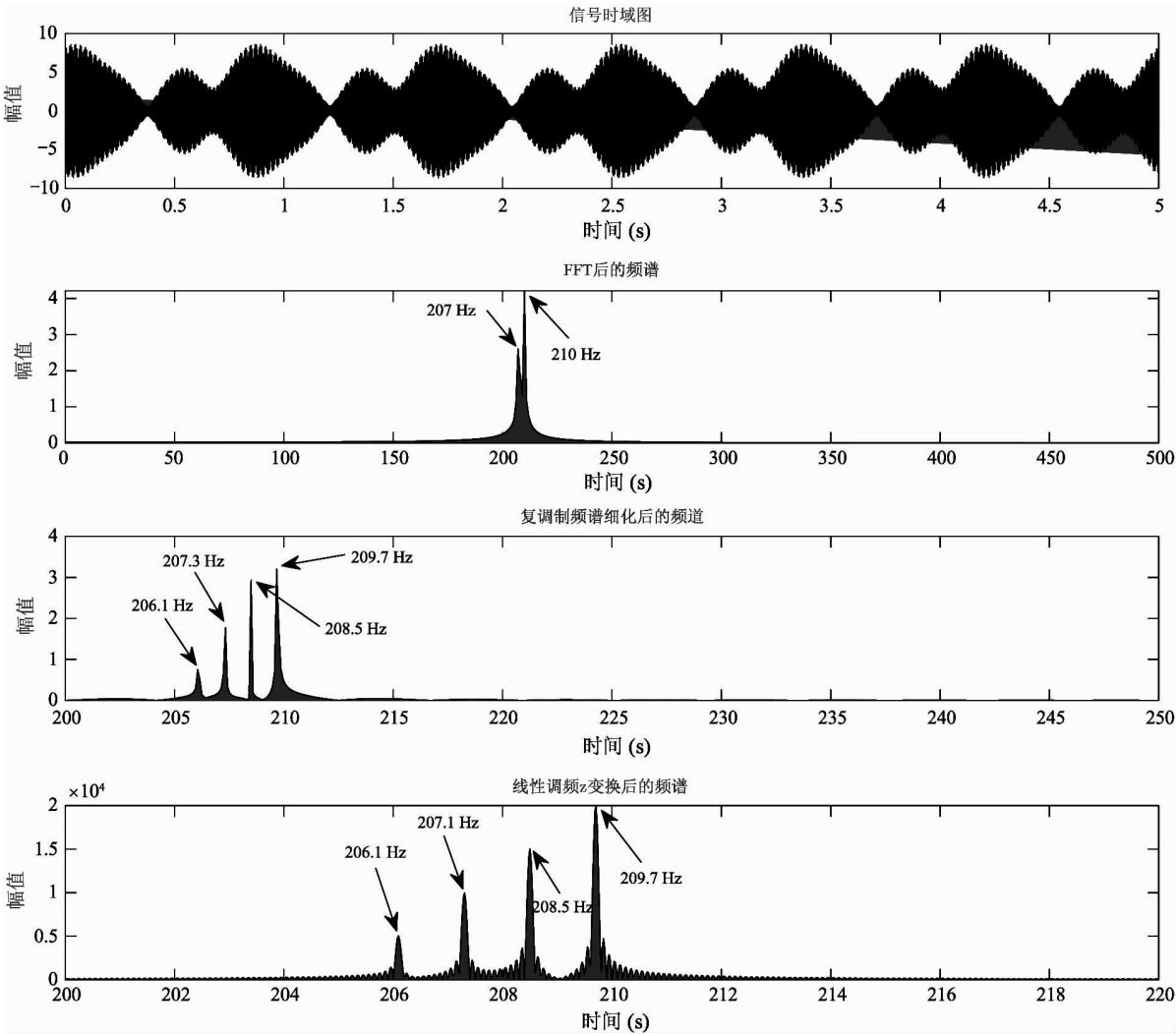


图 1 频谱细化方法对比分析

直接使用傅里叶变换不能很好地将 4 根谱线分开,而上述 2 种频谱细化方法可将分辨不清的谱线区分开,两者的细化效果相差不大。在 Matlab 中, CZT 可直接调用,编写程序十分方便。另外 CZT 可以在不增加时域采样点数的前提下,增加分析点数,对信号的频谱进行局部细化,获得更精确的局部频谱,所以选择 CZT 作为频率细化方法。

CZT 是有效的频率细化方法,FFT 计算的 N 点的频谱实际上是 Z 平面单位圆上的 N 点等间隔取样,而 CZT 计算是在 Z 平面螺旋线周线上的 Z 变换的等间距采样的结果^[18]。

可设采样信号为 $x(n)$, 那么其 Z 变换为

$$X(z) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n)z^{-n} \quad (2)$$

在 Z 平面内,变量 Z 是沿此平面上的一段螺旋线作等分角抽象,其取样点为

$$z_k = AW^{-k} (k = 0, 1, \dots, M-1) \quad (3)$$

上式中, M 为要分析的复频谱点数,其值可不等于 N ; A 和 W 是任一复数,可表示为

$$A = A_0 e^{j\theta_0} \quad (4)$$

$$W = W_0 e^{-j\varphi_0} \quad (5)$$

式中, A_0 为起始取样点 z_0 的矢量半径长度, CZT 中 $A_0 = 1$, 表示在单位圆上的取值; θ_0 为起始取样点 z_0 的相角,即选取频率范围的起点; φ_0 为 2 相邻 z_k 点之间角频率差,即选频范围内的频率分辨率。 $W_0 = 1$, 使得计算周线在单位圆上进行;则对 z_k 进行 Z 变换可得:

$$\begin{aligned} X(z_k) &= \sum_{n=0}^{N-1} x(n) A^{-n} W^{nk} \\ &= \sum_{n=0}^{N-1} x(n) A^{-n} W^{\frac{n^2}{2}} W^{\frac{-(k-n)^2}{2}} W^{\frac{k^2}{2}} \\ &= W^{\frac{k^2}{2}} \sum_{n=0}^{N-1} [x(n) A^{-n} W^{\frac{n^2}{2}}] W^{\frac{-(k-n)^2}{2}} \end{aligned} \quad (6)$$

式中, n 表示第 n 个系数数据。

设 $g(n) = x(n) A^{-n} W^{\frac{n^2}{2}}$, $h(n) = W^{\frac{-n^2}{2}}$, 根据线性卷积公式,可得:

$$X(z_k) = W^{\frac{k^2}{2}} [g(k) * h(k)] \quad (7)$$

式中, $*$ 表示卷积。

2 实验对象与平台

2.1 实验对象

研究对象是 5 类压缩机,包含 4 种典型故障压缩机和正常压缩机。测点分布在实验对象的顶面与侧面,分布位置如图 2 所示。

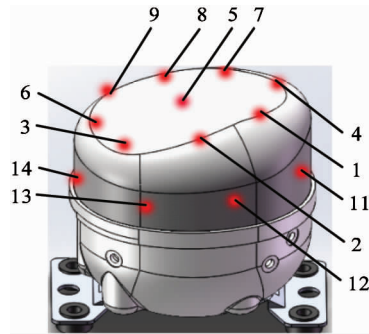


图 2 往复压缩机测试点位置图

本文选择了压缩机在使用或安装过程中常见的 4 种故障情况进行故障诊断分析,即曲柄接触内排气管(图 3(a))、支撑弹簧脱落(图 3(b))、消音器安装不到位(图 3(c))与吸气阀片有异物(图 3(d))。

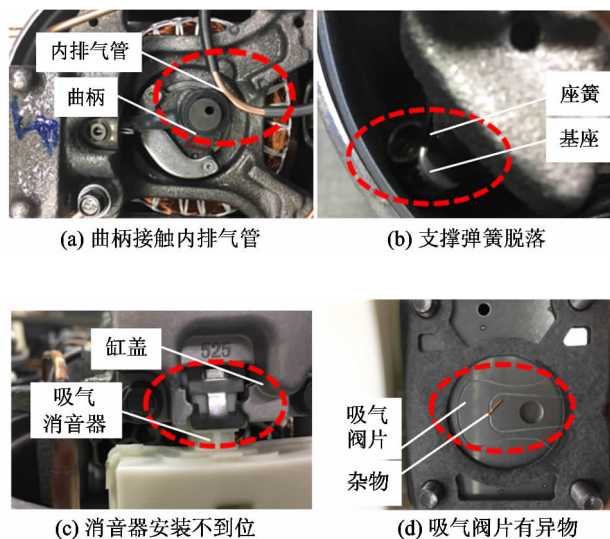


图 3 故障压缩机类型

2.2 实验平台建立

实验平台由压缩机和测量系统组成,所采集振动信号最高频率在 10 kHz 以下,另考虑到采集板卡

主时基频率,因此将采样速率设置为 25.6 kS/s。为保证所测量的振动信号可以更加全面反映故障压缩机的特征信息,考虑选择压缩机顶面与侧面来分布测点。顶面振动信号方向为压电式加速度传感器所测平面的法线方向,即 Z 方向。侧面振动方向为压电式加速度传感器所测平面的法线方向,即 X 方向。实验过程中使用的仪器有加速度传感器 NP-3120,采集卡 NI-9234,与采集卡配套机箱为 cDAQ-9171,如图 4 所示,实验平台测试系统结构框图如图 5 所示。



1 传感器, 2 压缩机, 3 采集卡与机箱, 4 工控机
图 4 测量振动信号硬件图

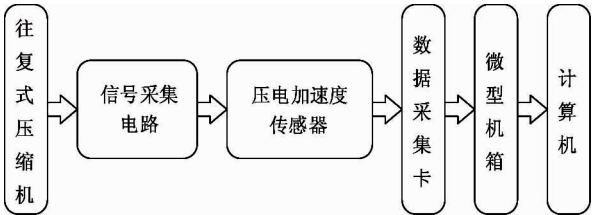


图 5 实验平台测试系统结构框图

本测试程序的主要任务是在 LabVIEW 软件平台上对往复压缩机振动信号进行采集和分析,实现的主要功能包括压缩机振动信号采集、数据读写和振动信号分析等,如图 6 所示。

3 实验结果比对分析

3.1 曲柄接触内排气管比对分析

当故障压缩机为曲柄接触内排气管时,取其中 10 个往复周期内的振动信号,测量数据如图 7 所示。

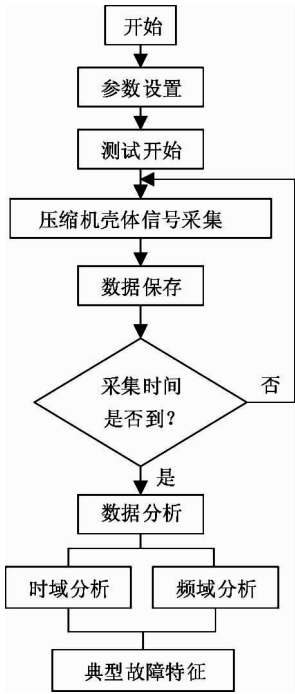


图 6 软件设计总体流程

对数据分析可知,正常压缩机顶面测点的基频十分明显,大概在 49 Hz 左右,基频为主要频率成分。侧面测点高频成分居多,基频被掩盖。故障压缩机时域信号幅值异常大,幅值越大,表示振动越剧烈,所包含的故障信息越丰富,幅值最大约为正常压缩机的 500 倍。故障压缩机信号基频不是主要频率成分,气动噪声高频部分为主要频率成分。另外不同测点的振动信号有区别,但是大致趋势一样,故可选择具有代表性的测点进一步分析故障特征。为保证所选择的测点包含故障压缩机的大部分特征信息,选择的测点分布在压缩机的顶面与侧面。顶面可选择信号幅值最大的 5 号测点,侧面可选择幅值最大的 11 号测点。

正常压缩机 5 号测点振动信号频域有 3 个幅值较大的频率点,分别是 49 Hz、2 821 Hz、4 949 Hz,其中幅值最大点为 49 Hz,如图 8 所示。此频率为转速频率,为更加进一步分析产生此频率的原因,可将频谱细化,如图 9 所示。实验数据表明低频段噪声贡献量较大的频率为 49.48 Hz、99.01 Hz、148.5 Hz、198 Hz 与 247.4 Hz 等,其主要原因为转子系统不平衡产生的振动引起的噪声,且该噪声频率是转子转动频率的倍频,据此可计算出压缩机实际转速为

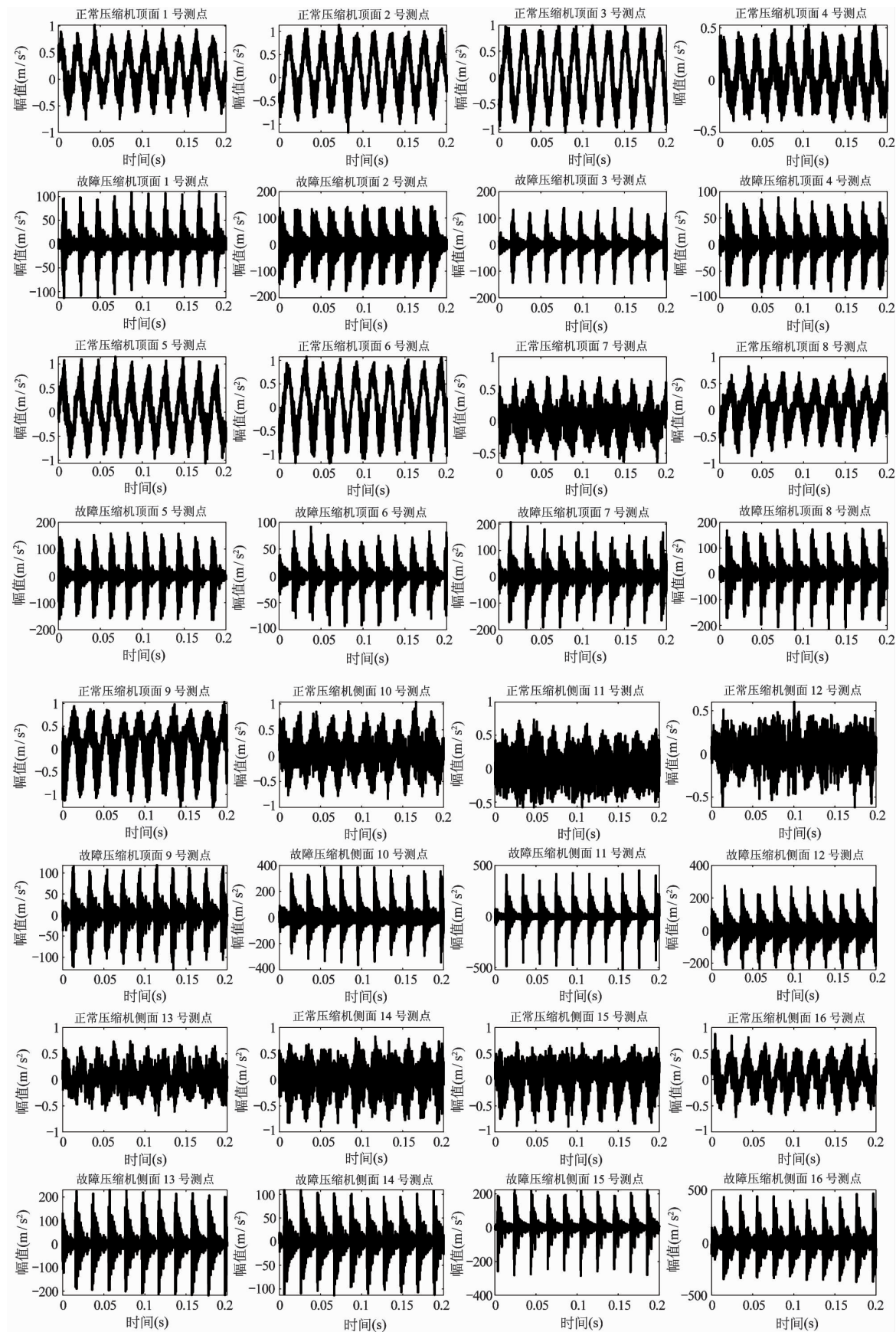


图7 曲柄接触内排气管压缩机振动信号时域图

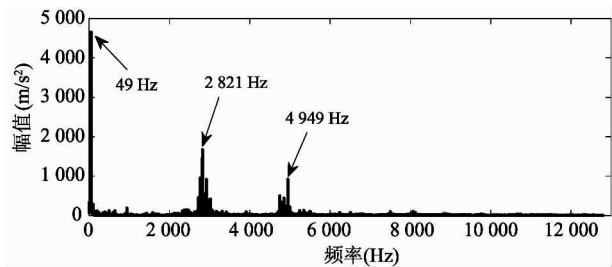


图 8 正常压缩机 5 号测点信号频域图

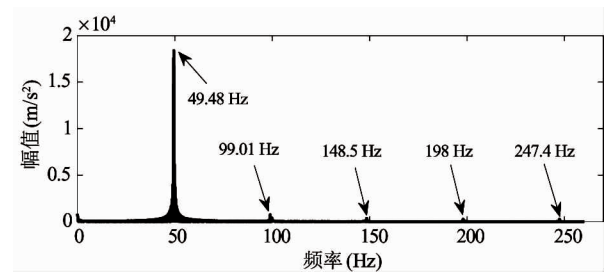


图 9 正常压缩机 5 号测点信号频域局部细化图

2 968.8 r/min。高频段有 2 个较大噪声峰值,分析确定 2 821 Hz 处噪声主要为进气脉动噪声,4 949 Hz 处噪声主要为阀片运动部件产生的撞击噪声。

故障压缩机 5 号测点振动信号频域幅值较大的频率主要集中在高频段,主要是 3 020 Hz、5 149 Hz、6 189 Hz、6 832 Hz、7 971 Hz、8 862 Hz、9 754 Hz、10 550 Hz 等,其中幅值最大点为 3 020 Hz,如图 10 所示。对比于正常压缩机 5 号测点振动信号可以发现,高频段气动噪声幅值远远大于因转子系统不平衡产生的振动引起的噪声,即转速频率及其倍频。且在 6 000 ~ 12 000 Hz 频率范围内噪声幅值明显加大。

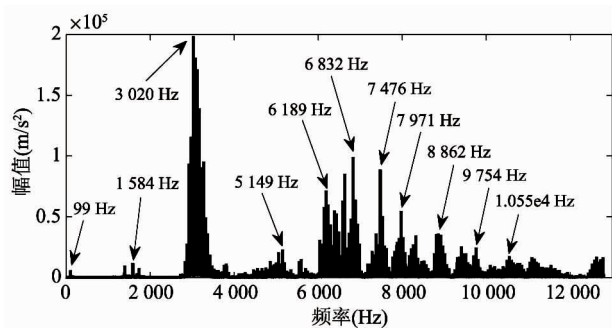


图 10 曲柄接触内排气管 5 号测点信号频域图

正常压缩机在 11 号测点振动信号噪声频率主要集中在 2 000 ~ 5 000 Hz,幅值异常明显点频率为

2 970 Hz、3 960 Hz、4 802 Hz、6 064 Hz、6 782 Hz 等,如图 11 所示。11 号测点距离消音室较近,进气脉动噪声较大,导致 2 970 Hz 附近杂音频段较多。相对于故障压缩机而言,进气脉动噪声 3 121 Hz 和阀片运动部件产生的撞击噪声 4 607 Hz 幅值较大,基频及其倍频被掩盖,高频段 6 000 ~ 12 000 Hz 噪声幅值较大,如图 12 所示。为进一步分析此高频段噪声加剧的原因,选择 2 测点中的 5 号点进行频谱细化。

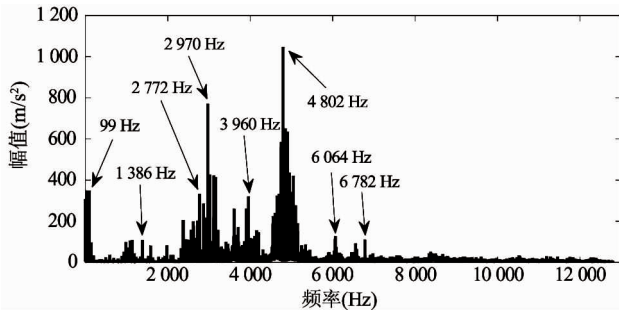


图 11 正常压缩机 11 号测点信号频域图

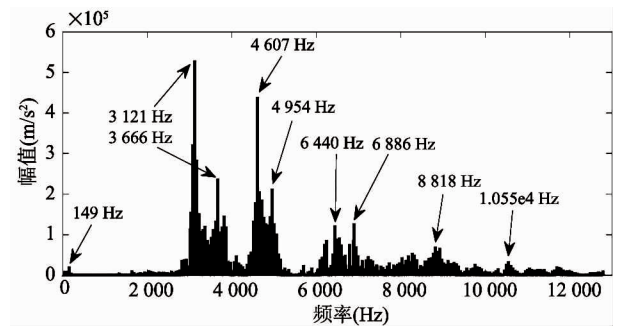


图 12 曲柄接触内排气管 11 号测点信号频域图

运用线性调频 Z 变换对振动信号 5 号测点高频段的频域进行局部细化,对 6 650 ~ 6 950 Hz 高频段进行细化。由频谱图可知正常压缩机在此高频段噪声基本无贡献量,仅仅在 3 个频率幅值较为明显,即 6 732 Hz、6 781 Hz 与 6 829 Hz,如图 13 所示。故障压缩机频谱细化后在频率 6 687 Hz、6 736 Hz、6 786 Hz、6 835 Hz、6 885 Hz 与 6 934 Hz 幅值异常大,分析发现两两频率之间相隔约 1 个转速频率,如图 14 所示。由此可知,当曲柄接触内排气管时,引起外壳振动异常剧烈的原因主要是阀片部件的撞击加剧,撞击加剧的原因为吸排气过程中气体脉动加剧,且气体脉动频率与压缩机的转速有关。

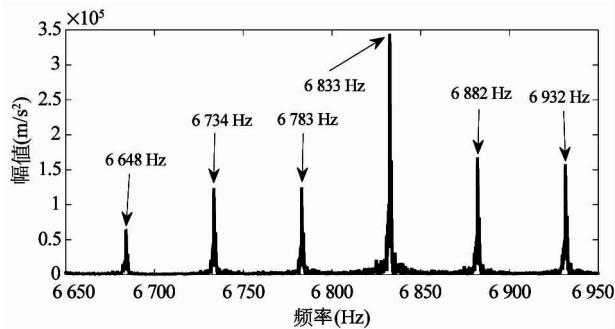


图 13 正常压缩机 5 号测点信号高频段局部细化图

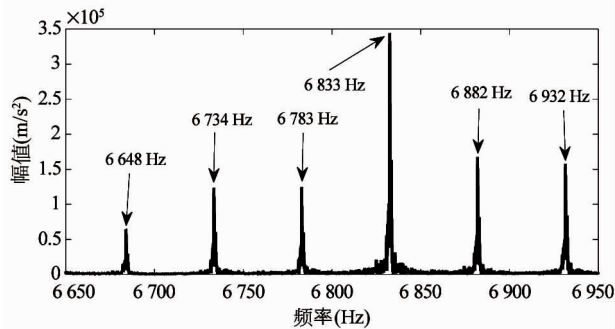


图 14 曲柄接触内排气管 5 号测点信号高频段局部细化图

由以上分析可总结得到如下结论,5 号测点、11 号测点作为该故障的监测点,故障噪声频段范围为 6 000 ~ 12 000 Hz。其原因在于当曲柄接触内排气管时,虽然在压缩机运行过程中,曲柄与内排气管之间因接触会产生剧烈的摩擦,但导致外壳振动剧烈的主要原因是气体脉动加剧导致的阀片部件撞击加剧,且其脉动频率与压缩机的转速有关。

3.2 支撑弹簧脱落比对分析

当压缩机的故障为其中一个支撑弹簧脱落时,取其中 10 个往复周期内的 16 个测点振动信号时域图,测量数据如图 15 所示。对数据分析可知,故障压缩机较为明显的特征之一是振动幅值变大,最大为正常压缩机的 30 倍左右。且顶面靠近 3 号测点的幅值较大,侧面靠近 15 号测点幅值较大。因为这 2 点距离脱落的弹簧较近,越靠近弹簧脱落的地方,振动信号幅值越大,振动越剧烈。值得关注的另外测点为 12 号测点,12 号测点振动冲击信号方向与其他测点相反,且幅值也较大。另一方面,12 号测点

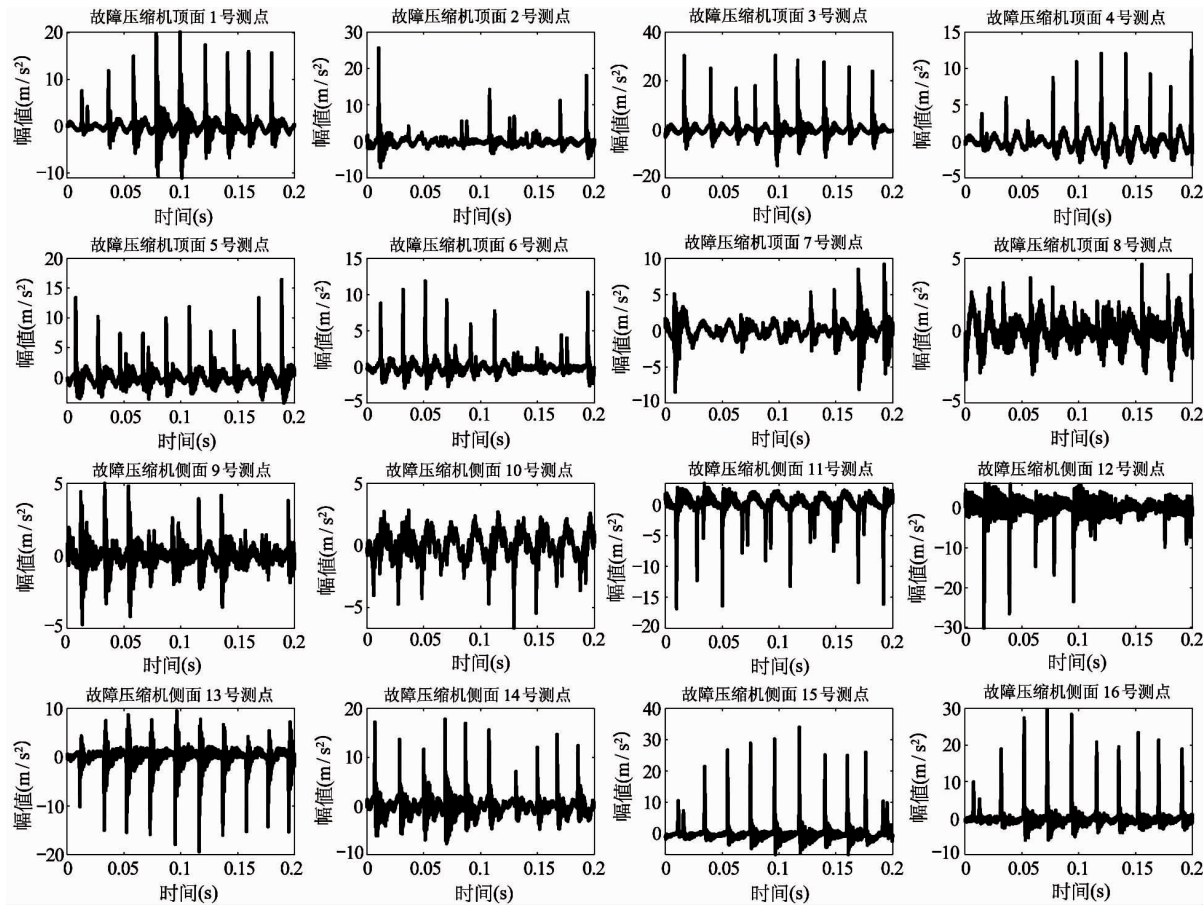


图 15 支撑弹簧脱落振动信号时域图

“小波”较多,此频段为故障频率,需要变换到频率具体分析。此外时域振动信号每距离约0.2 s就有 9 个“脉冲”,这主要是因为当其中一个弹簧脱落时,电机在压缩机运动过程中周期性冲击弹簧,使弹簧受力增大导致的冲击。12 号与 15 号测点均包含故障特征信息,但是 12 号测点更加具有分析价值,因其振动信号中明显有故障频率存在。增加另一个振动方向的 3 号测点,将此两点变换到频域进一步分析。

正常压缩机 3 号测点振动信号频谱幅值较大的频段主要有 49 Hz、4 306 Hz、4 751 Hz 等,其中 49 Hz 为幅值最大点频率,如图 16 所示。故障压缩机 3 号测点频谱图幅值较大点有 90 Hz、3 259 Hz、4 327 Hz、5 139 Hz 等,其中 90 Hz 为幅值最大点频率,另外故障压缩机和正常压缩机振动信号对比异常明显的地方在于低频率段 0 ~ 2 000 Hz 范围内振动噪声的杂音较多,如图 17(a) 所示。为进一步分析其频率成分,对 0 ~ 1 000 Hz 的频段进行频谱细化,如图 17(b) 所示。可知此频段除了包含转速频率及其倍频成分外,还有其他频率成分存在,即 139.1 Hz、187.7 Hz 等。此频率的存在和其中一个支撑弹簧脱落有很大的关系,当其中一个弹簧脱落时,该弹簧可能在压缩机运行过程中发生扭转,使压缩机下壳体与弹簧接触的地方其他方向有弹簧分力存在,弹簧与外壳之间相互作用,产生振动。

正常压缩机 12 号测点振动信号频谱幅值较大的频段主要有 49 Hz、2 773 Hz、3 762 Hz,低频段转速及倍频较为明显,进气脉动频率段及阀片撞击频率段附近噪声较多,如图 18 所示。故障压缩机 12 号测点与 3 号测点信号频域特征总体相似,都是 0 ~

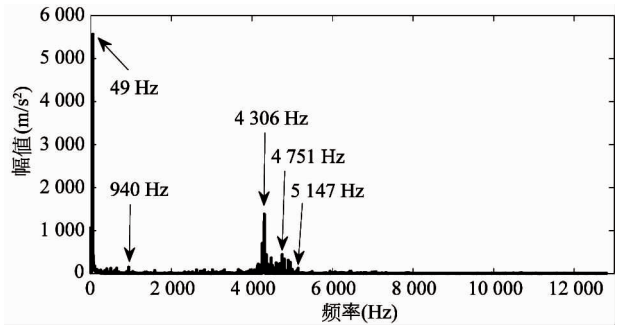
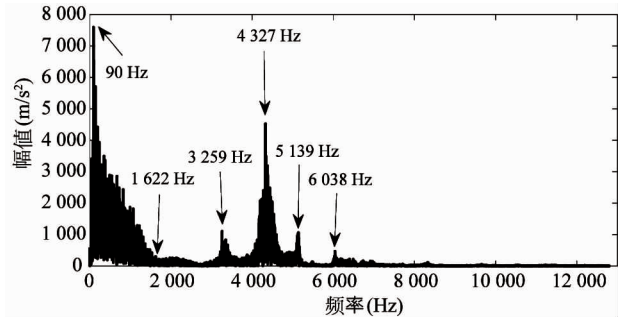
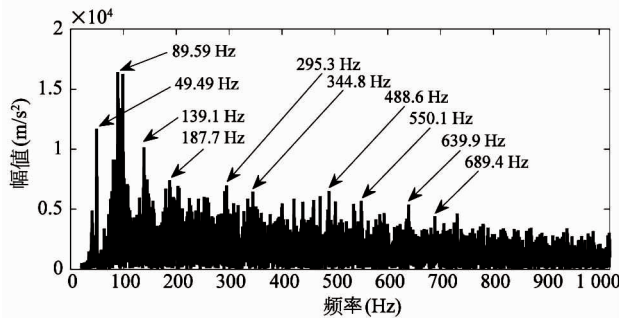


图 16 正常压缩机 3 号测点频域图



(a) 支撑弹簧脱落 3 号测点频域图



(b) 支撑弹簧脱落 3 号测点频域局部细化图

图 17 支撑弹簧脱落 3 号测点频域图

2 000 Hz 频段噪声较多,区别在于,12 号测点中间段有个幅值较大的频段将此噪声频段分成 2 部分,即 525 Hz,如图 19(a) 所示。为进一步分析其原因,对此频段进行频谱细化,细化后发现,在此频率之前噪声频率幅值较大点为 49.55 Hz、99.1 Hz、148.6 Hz、198.1 Hz、248 Hz 等,为压缩机转速频率及其倍频成分,如图 19(b) 所示。但频率突变点 525 Hz 非转速频率,产生原因与 3 号测点一样,即弹簧在样机运行过程中发生扭转,使得弹簧在其他方向上有弹簧分力存在导致,只不过 12 号测点振动更加剧烈。

由分析可得到,3 号测点、12 号测点作为该故障的监测点,故障噪声频段范围为 0 ~ 2 000 Hz。其原因在于当支撑弹簧脱落时,由于弹簧的扭转,使其与

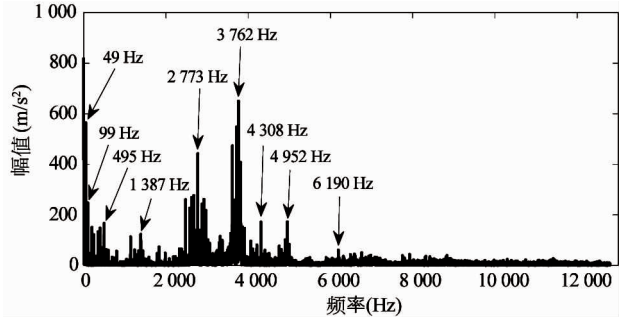
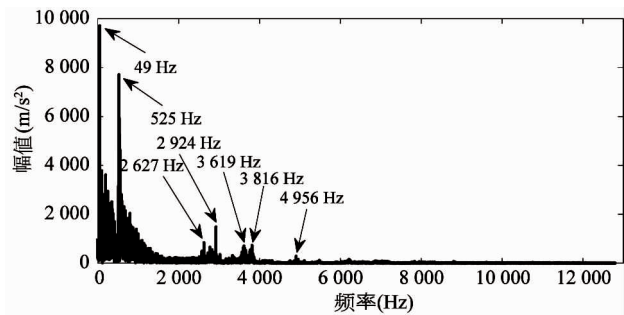
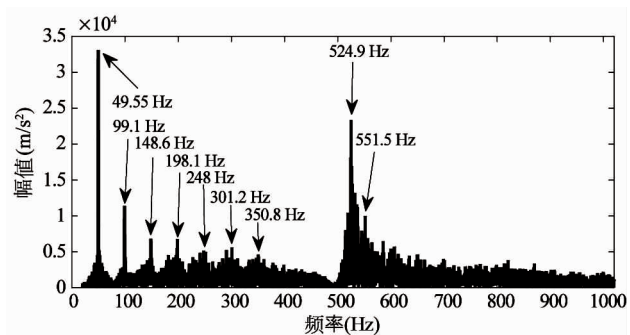


图 18 正常压缩机 12 号测点频域图



(a) 支撑弹簧脱落 12 号测点频域图



(b) 支撑弹簧脱落 12 号测点频域局部细化图

图 19 支撑弹簧脱落 12 号测点频域图

压缩机下壳体基座接触点处存在其他方向上的分力,在此分力作用下,弹簧与压缩机外壳相互作用,产生剧烈振动。另外测点位置不一样,振动信号的故障频率也会有所区别,越靠近脱落的座簧,振动越剧烈。

3.3 消音器安装不到位比对分析

当压缩机故障为吸气消音器安装不到位时,以采样速率 25.6 kS/s 对故障压缩机进行数据采集。取其中 10 个往复周期内的振动信号,测量数据如图 20 所示。

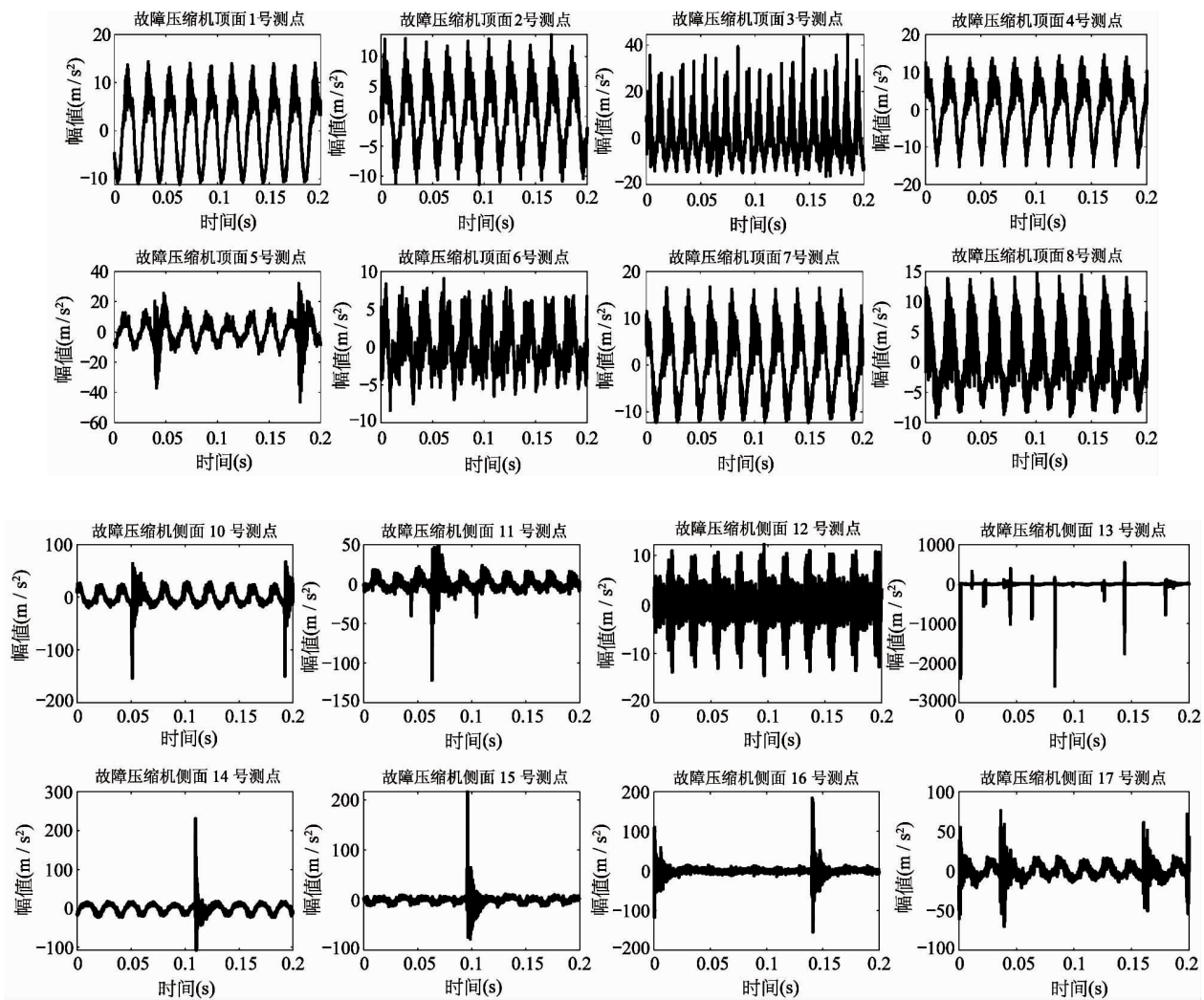


图 20 消音器安装不到位振动信号时域图

由消音器安装不到位壳体振动信号时域图可知,振动信号时域明显有许多“毛刺”,顶面测点在信号波峰处“毛刺”最多,信号幅值整体增大,最大为正常信号的 200 倍。顶面 3 号测点在 5 个周期内有 10 个波形,对比于顶面其他测点 5 个周期内 5 个波形较为异常,且其振幅较大,可将其作为顶面的故障监测点。其侧面测点低频段较多,虽然 16 号测点振幅没有 15 号测点大,但是 16 号测点小波较多,其包含的特征信息多于 15 号测点,可将其作为侧面的故障分析点,如图 20 所示。

故障压缩机 3 号测点频域振动信号幅值较大点有 99 Hz、396 Hz、3 368 Hz、3 976 Hz 和 4 376 Hz 等,其中 99 Hz 为幅值较大点频率。另外故障压缩机和正常压缩机振动信号频域对比异常明显的地方在于低频段 0 ~ 2 000 Hz 范围内振动噪声的噪音较多,如图 21 所示。为进一步分析此频段,将此低频段进行频率细化。正常压缩机细化后幅值较大频率点有 49.51 Hz、98.94 Hz、148.5 Hz、198 Hz、346.4 Hz、494.9 Hz 等,如图 22 所示。故障压缩机细化后幅值较大频率有 49.47 Hz、99.02 Hz、124.2 Hz、148.5 Hz、198.1 Hz、223.2 Hz、247.6 Hz 等,如图 23 所示。分析

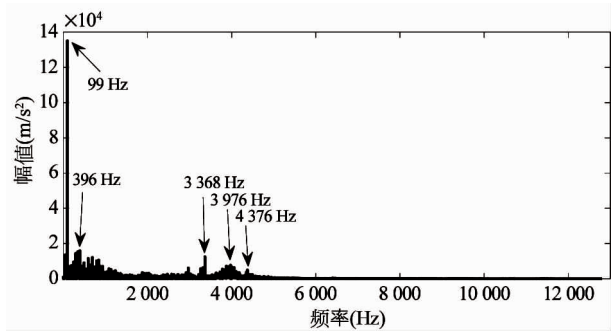


图 21 消音器安装不到位 3 号测点频域图

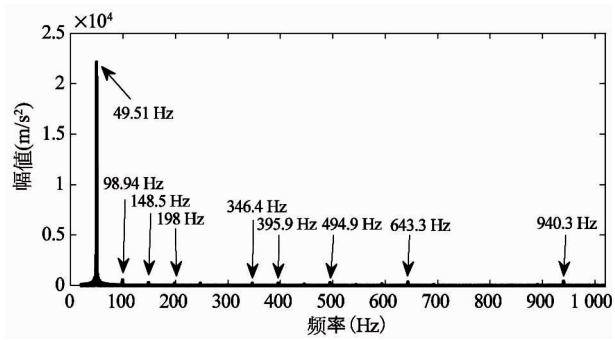


图 22 正常压缩机 3 号测点频域局部细化图

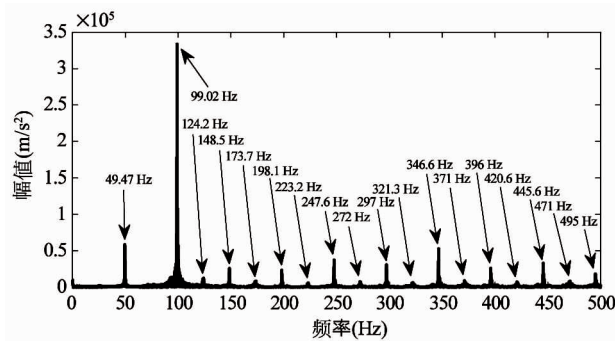


图 23 消音器安装不到位 3 号测点频域局部细化图

可知,对比于正常压缩机,故障压缩机低频段频率成分包含 25 Hz 及其倍频成分,且在顶面布置的测点中仅有 1 个测点存在此频率成分。分析造成此频率存在原因是当消音器安装不到位时,在压缩机运行过程中,消音器与端盖之间存在的冲击导致。

故障压缩机 15 号测点低频段 0 ~ 2 000 Hz 噪声较多,在频域其振动信号幅值较大点有 49 Hz、2 626 Hz、2 824 Hz、2 973 Hz、3 270 Hz、3 973 Hz 与 7 037 Hz 等,其中 49 Hz 为幅值较大点频率。为进一步分析产生此低频段噪声的原因,将此频谱细化,如图 24 所示。细化发现,幅值较大的频率点有 7.1 Hz、14.14 Hz、21.24 Hz、28.28 Hz、35.4 Hz、42.44 Hz、49.55 Hz、56.59 Hz、63.7 Hz、70.78 Hz、77.88 Hz、84.92 Hz 等,如图 25 所示。分析发现幅值较大的频率点之间相差约 7 Hz,即存在 7 Hz 及其倍率成分。为验证侧面其他测点是否具有相同的故障特征,另外选取侧面 2 测点分析。

侧面另选取 10 号测点和 14 号测点,2 测点信号低频段相邻频率点同样相差 7 Hz,如图 26 和图 27 所

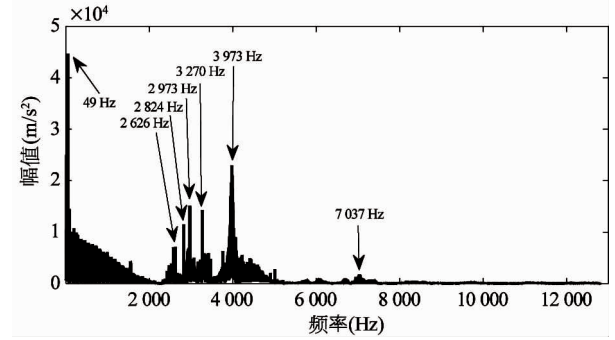


图 24 消音器安装不到位 15 号测点频域图

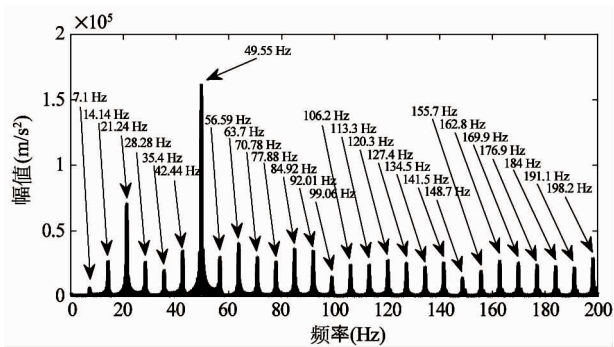


图 25 消音器安装不到位 15 号测点频域局部细化图

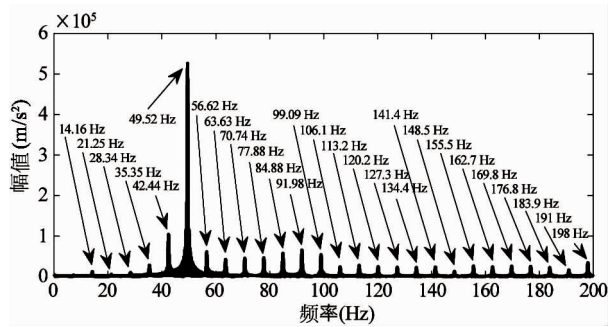


图 26 消音器安装不到位 10 号测点频域局部细化图

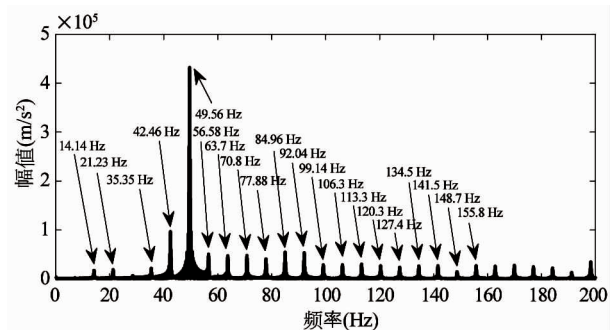


图 27 消音器安装不到位 14 号测点频域局部细化图

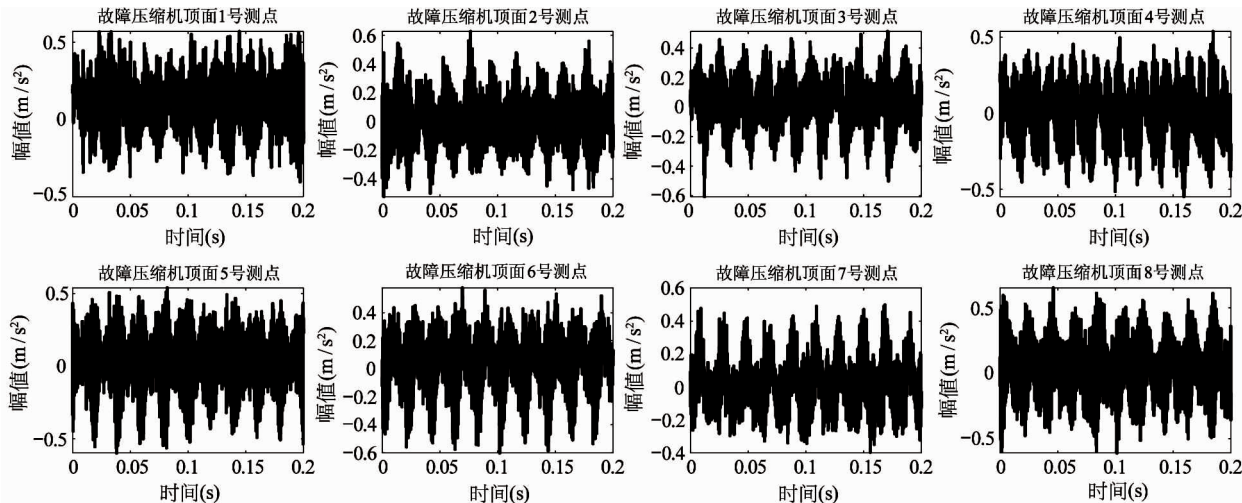
示。产生此频率原因为当消音器安装不到位时,吸气消音室与定位消音室的零部件松动。在压缩机运行过程中,吸气消音室从外界吸入气体,此气体冲击松动的零部件产生,且此频率及其倍频在压缩机侧面表现十分明显。

由上面分析可知,当压缩机故障为消音器安装不到位时,振动信号时域出现“毛刺”,信号振幅整体增大。3 号测点、15 号测点作为该故障的监测点,故障噪声频段范围为 0 ~ 2 000 Hz。且振动信号频率顶面测点频谱出现因消音器与端盖之间存在冲击导致的 25 Hz 成分,侧面测点频谱出现因气体冲击松动的零部件产生的 7 Hz 及其倍频成分。

3.4 吸气阀片有异物比对分析

当压缩机故障为吸气阀片有异物时,以采样速率 25.6 kS/s 对故障压缩机进行数据采集。取其中 10 个往复周期内的振动信号,如图 28 所示。

当压缩机故障为吸气阀片有异物时,对时域振动信号分析可知,与正常壳体振动信号相比,故障振动信号幅值在 1、2、3、5、6、9、11 号测点均变小,变小了约 2 倍,振动幅值变小是由于吸气阀片有异物,使得阀片在工作过程中的开度减小,气流脉动减小、冲击也减小导致的。顶面 1 号、2 号、3 号、5 号与 6 号测点与正常测点信号相比,时域信号基频的波峰、波谷处均被信号振动幅值“填满”。与正常信号相比,2 号振动信号测点基频波形被完全“掩盖”,可将 2 号测点作为顶面的故障监测点。正常压缩机 15 号测点在波谷处被信号振动幅值“填满”,而故障压缩机 15 号



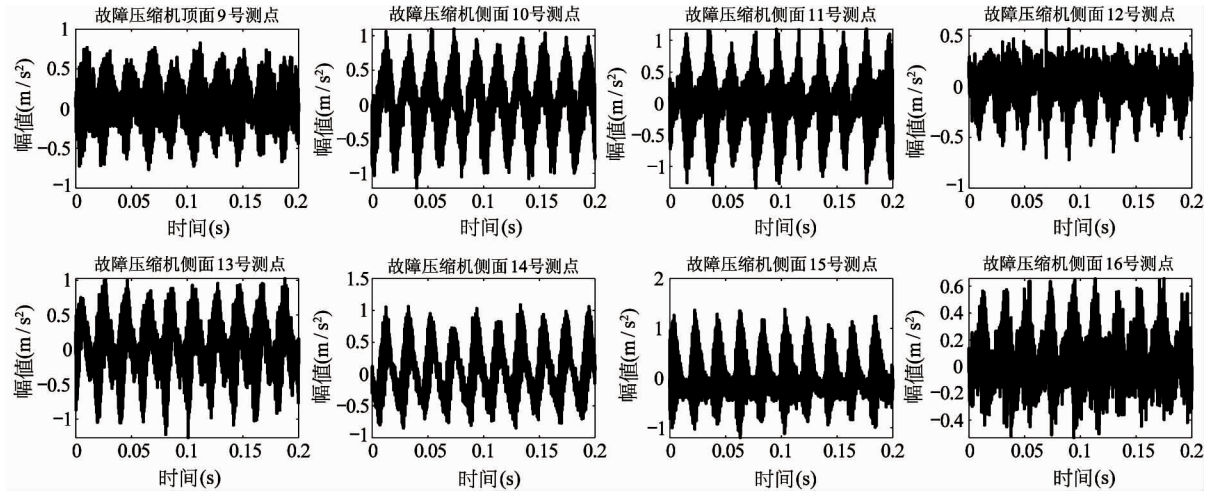


图 28 吸气阀片有异物振动信号时域图

测点在波峰处被信号振动幅值“填满”，且振动幅值增大,如图 28 所示,可将此测点作为侧面故障监测点。

故障压缩机顶面 2 号测点信号频域幅值较大点有 49 Hz、940 Hz、2 968 Hz、3 315 Hz、3 859 Hz、4 354 Hz、4 799 Hz、5 155 Hz、6 815 Hz 与 7 856 Hz 等,其中幅值最大点为 3 859 Hz,与正常测点对比发现,高频段信号较之低频段噪声贡献量变大,如图 29 和图 30 所示。故障压缩机侧面 15 号测点频域幅值较大点有 49 Hz、3 072 Hz、4 063 Hz、4 905 Hz 与 6 542 Hz 等,其中幅值较大点为 4 905 Hz,与正常测点对比发现,高频段的贡献量远远大于低频段的贡献量,如图 31 和图 32 所示。

由上述分析可总结得到如表 1 所示的典型故障特征及其测量位置。

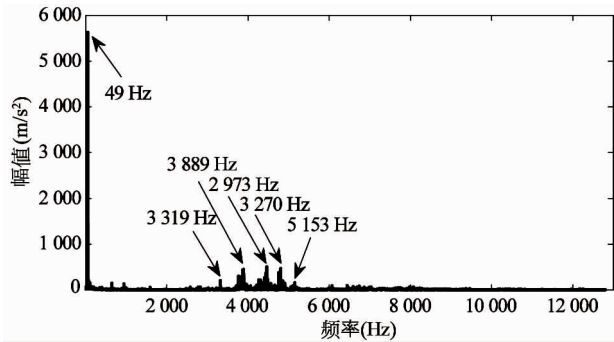


图 30 正常压缩机 2 号测点频域图

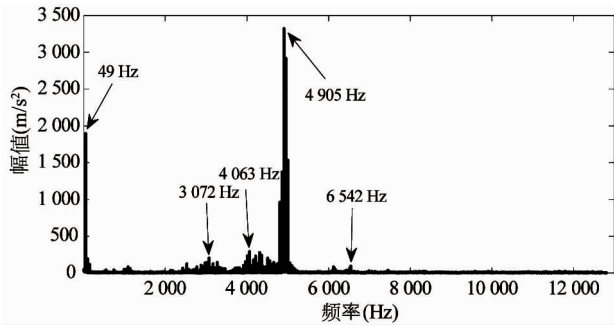


图 31 吸气阀片有异物 15 号测点频域图

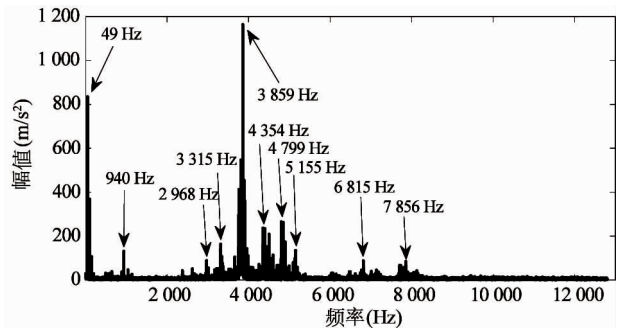


图 29 吸气阀片有异物 2 号测点频域图

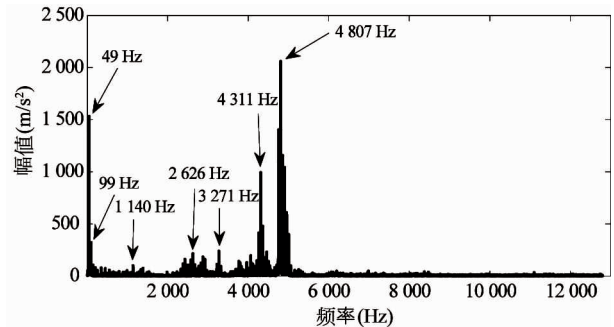


图 32 正常压缩机 15 号测点频域图

表 1 典型故障压缩机壳体振动特性及其测点位置

故障机 类型	压缩机壳体信号振动特性	测点位置 顶面侧面
曲柄接触 内排气管	时域振动信号呈现“三角形”,振动幅值较大,最大为正常压缩机的 500 倍。 频域高频段 6 000 ~ 12 000 Hz 噪声幅值较大,且相邻频段之间相差一个转速频率。	5 号、11 号
支撑弹簧 脱落	时域振动信号一个周期内有 1 个“脉冲”,振幅最大为正常压缩机的 30 倍。 在频域表现为 0 ~ 2 000 Hz 范围噪声幅值较大,越靠近弹簧脱落处振动越剧烈。	3 号、12 号
消音器 安装不到位	时域振动信号波形出现“毛刺”,振幅最大为正常压缩机的 200 倍。 噪声频段主要分布在 0 ~ 2 000 Hz 频率范围内,顶面测点出现 25 Hz 及其倍频成分, 侧面测点出现 7 Hz 及其倍频成分。	3 号、14 号
吸气阀片 有异物	此类型时域振动信号幅值反而有所减小,因为吸气阀片开度减小,使得气流脉动减小导致。 另外一个明显特征为气动噪声高频段噪声贡献量大于低频段。	2 号、15 号

4 结 论

本文通过全封闭压缩机典型故障的振动信号,研究传递在外壳顶面与侧面的振动信号的故障特征及其测点位置。根据实验测量与分析结果可以得出以下结论:

(1)当所测量壳体振动信号时域表现为:振动幅值大,振动异常剧烈,最大为正常压缩机的 500 倍,且信号呈现“三角形”。信号频域表现为高频段 6 000 ~ 12 000 Hz 噪声幅值较大,且相邻频率点之间相差 1 个转速频率。可将曲柄接触内排管作为一种参考故障类型,测量位置为 5 号与 11 号测点。

(2)当所测量壳体振动信号时域表现为振动信号出现“脉冲”,1 个周期内出现 1 个“脉冲”,此“脉冲”幅值最大为正常压缩机的 30 倍,且越靠近弹簧脱落的地方振动越剧烈。信号频域表现为在 0 ~ 2 000 Hz 低频范围内噪声贡献量较多。可将支撑弹簧脱落作为一种参考故障类型,测量位置为 3 号与 12 号测点。

(3)当所测量壳体信号时域表现为:振动信号波峰处出现较多“毛刺”,振动幅值较大,最大为正常压缩机的 200 倍。信号频域表现为低频段 0 ~ 2 000 Hz 内噪声贡献量较大,且顶面测点存在 25 Hz 及其倍频成分,侧面测点存在 7 Hz 及其倍频成分存在。可将消音器安装不到位作为一种参考故障类型,测量位置为 3 号与 14 号测点。

(4)当所测量壳体振动信号时域表现为振动信号幅值反而有所减小,且在信号波峰、波谷处均被信号振幅填满。信号频域表现为高频段噪声贡献量远远大于低频段噪声贡献量。可将吸气阀片有异物作为一种参考故障类型,测量位置为 2 号与 15 号测点。

本文通过实验和分析全封闭压缩机壳体的振动信号,提出壳体振动信号与典型故障的基本特征关系,为在线诊断全封闭压缩机零部件故障提供了一条可行的路径。

参考文献

[1] 赵金萍,熊君星,刘建胜. 基于故障数据的设备运行可靠性分析与评估[J]. 高技术通讯, 2017, 27(4): 359-363

[2] Yang B, Lee S, Han T. Fault detection of reciprocating compressor for small-type refrigerators using ART-kohonen networks and wavelet analysis[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2006 (12): 2013-2024

[3] Chen Z G, Lian X J. Fault diagnosis for valves of compressors based on support vector machine[C] //2010 Chinese Control and Decision Conference, Xuzhou, China, 2010: 1235-1238

[4] Ahmed M, Abdusslam S, Baqqar M, et al. Fault classification of reciprocating compressor based on neural networks and support vector machines[C] //The 17th International Conference on Automation and Computing, Huddersfield, UK, 2011: 213-218

[5] Ahmed M, Smith A, Gu F, et al. Fault diagnosis of reciprocating compressors using relevance vector machines with a genetic algorithm based on vibration data[C] // 2014 20th International Conference on Automation and Compu-

- ting, Cranfield, UK, 2014; 164-169
- [6] Muo U E, Madamedon M, Ball A D, et al. Wavelet packet analysis and empirical mode decomposition for the fault diagnosis of reciprocating compressors[C] //2017 23rd International Conference on Automation and Computing (ICAC), Huddersfield, UK, 2017; 1-6
- [7] Wang L, Ma L, Huang Y. The application of lifting wavelet transform in the fault diagnosis of reciprocating air compressor[C] //2010 International Conference on Intelligent System Design and Engineering Application, Changsha, China, 2010, 2: 574-576
- [8] Qian S, Jiao W, Hu H. Time-frequency analysis and fault diagnosis of airlift compressor for an offshore oil and gas platform[C] // Proceedings of the 29th Chinese Control Conference, Beijing, China, 2010; 2977-2980
- [9] Wang Y, Xue C, Jia X, et al. Fault diagnosis of reciprocating compressor valve with the method integrating acoustic emission signal and simulated valve motion[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015, 56-57: 197-212
- [10] Lin R, Liu B, Liu Q. Study of the nonlinear dynamic system theory for reciprocating compressor fault diagnosis[C] //2010 International Conference on Computer Application and System Modeling (ICCA SM 2010), Taiyuan, China, 2010, 9: 245-248
- [11] Kim H C, Cho M G, Shim J. Multistage diagnostic system for reciprocating compressor using DTW technique[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2013, 27 (8): 2293-2298
- [12] Keerqinhu, Qi G, Tsai W, et al. Fault-diagnosis for reciprocating compressors using big data[C] //2016 IEEE Second International Conference on Big Data Computing Service and Applications (BigDataService), Oxford, UK, 2016; 72-81
- [13] Liang Z, Li S, Tian J, et al. Vibration cause analysis and elimination of reciprocating compressor inlet pipelines[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2015, 48: 272-282
- [14] Liu Y, Yang Q, An D, et al. An improved fault diagnosis method based on deep wavelet neural network[C] //2018 Chinese Control and Decision Conference (CCDC), Shenyang, China, 2018; 1048-1053
- [15] 唐友福, 刘树林, 刘颖慧, 等. 基于非线性复杂测度的往复压缩机故障诊断[J]. *机械工程学报*, 2012, 48 (3): 102-107
- [16] 马晋, 江志农, 高金吉. 基于活塞杆轴心位置轨迹的往复压缩机故障诊断技术研究[J]. *振动工程学报*, 2012, 25(4): 453-459
- [17] 张明, 江志农. 基于多源信息融合的往复式压缩机故障诊断方法[J]. *机械工程学报*, 2017, 53(23): 46-52
- [18] Ma S H, Ma Q, Liu X. Applications of chirp z transform and multiple modulation zoom spectrum to pulse phase thermography inspection [J]. *NDT & E International*, 2013, 54: 1-8

Experimental study on vibration characteristic of typical fault shell of small hermetic compressor

Du Yuting, Jin Huaqiang, Gu Jiangping, Huang Yuejin, Sun Zhe, Shen Xi
(College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310032)

Abstract

It is a difficult problem for compressor fault diagnosis to diagnose the component faults of small-sized hermetic compressor on line. In this paper, by analyzing the vibration signal of the hermetic compressor casing, the vibration signal is processed by time-frequency analysis method, and the characteristic relationship between the vibration signal transmitted on the top and side of the casing and the typical fault is studied. The vibration position, vibration signal and other characteristic relations of typical component faults are proposed, which provides the related theory and diagnosis basis for online fault diagnosis of small-sized hermetic compressors.

Key words: hermetic compressor, vibration signal, vibration measuring point, typical fault, fault characteristic