

滚动转子压缩机四倍频异常振动控制*

李鹤^{1†} 于敏¹ 邵美玲² 崔焕勃³

(1. 东北大学机械工程与自动化学院, 沈阳 110819) (2. 沈阳华润三洋压缩机有限公司, 沈阳 110141)

(3. 山东蓬翔汽车有限公司液压件分厂, 蓬莱 265607)

摘要 空调压缩机的振动、噪声水平是衡量压缩机质量的重要性能指标之一. 本文针对某型号滚动转子压缩机在特定频段4倍频振动幅值大于1倍频振动幅值问题, 进行了扫频阶次分析、实验模态分析和振动噪声源识别等测试分析, 确定了结构共振是导致4倍频超标的原因, 提出了增加储液器质量和加强储液器托架刚度两种方案控制4倍频振动. 实验测试表明, 两种方案均改变了压缩机的固有振动特征, 有效的降低了4倍频振动幅值, 加强储液器托架刚度方案具有更小的振动响应.

关键词 滚动转子压缩机, 减振降噪, 4倍频, 共振

DOI: 10.6052/1672-6553-2015-044

引言

压缩机是空调器制冷制热系统的主要部分, 它将不可避免的产生振动和噪声, 在实际研究中只能采取措施将振动和噪声降低到可接受的水平内^[1]. 压缩机的振动对空调器的振动具有重要的影响, 因此, 控制压缩机的振动具有非常重要的意义^[2].

目前空调压缩机的种类主要为滚动转子式和涡旋式. 由于滚动转子式压缩机的众多优点, 在中小功率家用空调中占有很大的优势. 但是, 滚动转子压缩机振动和噪声比较大, 所以需要必须采取有效措施降低其振动和噪声^[3]. Yanagisawa 提出了在不同工况下预测压缩机振动的简单模型^[4]; Padhy 研究了滚动转子压缩机的动力学问题, 并且给出了实验验证; 法国 G. Ferrari 和 M. A. Andrianoely 等人^[5]研究的滚动转子压缩机偏心质量和气缸压力的动平衡; J. Antonia 和 F. Bonnardot^[6]研究了如何辨认压缩机内部的振动信号.

某型压缩机与空调器配型后, 空调器噪声超标. 在大量的振动频谱分析中, 发现在某些频段压缩机4倍频振动幅值大于1倍频振动幅值, 导致空调器噪声超标. 本文针对这一问题, 对压缩机进行了扫频阶次分析、实验模态分析和振动噪声源识别

等测试分析, 确定了结构共振是导致4倍频超标的原因, 并提出了增加储液器质量和加强储液器托架刚度两种方案控制4倍频振动.

1 四倍频异常振动原因分析

1.1 压缩机四倍频异常振动特征

为了能够充分的了解压缩机的运转特性, 根据压缩机的运转特性选取了压缩机的四个主要位置, 吸气口圆周方向, 储液器, 电机和泵处(x方向为圆周方向, y为竖直方向, z为径向)测量振动响应并分析频谱结构. 如图1所示. 图1中1点为储液器处测点, 2点为电机处测点, 3点为泵处测点.

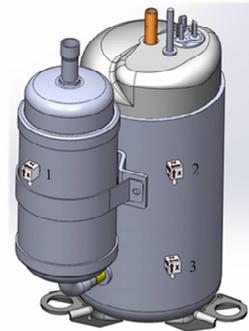


图1 振动响应测点布置示意图

Fig. 1 Layout of the measurement points for vibration response

2015-02-20 收到第1稿, 2015-04-21 收到修改稿.

* 国家自然科学基金资助项目(51175071)、中央高校基本科研业务费专项资金(N120203001, N130803001)和国家重大科学仪器设备开发专项(2013YQ470765)的资助

† 通讯作者 E-mail: hli@mail.neu.edu.cn

压缩机振动响应通过扫频试验方法得到. 在压缩机稳定工况下, 压缩机运转频率在从 90Hz 至 50Hz 以 1Hz/10s 的速率匀速下降, 该频率范围覆盖了压缩机工作的主要频率. 在实验测试中, 传感器获得振动信号, 经过软件处理提取数据, 得到不同方向的振动幅值随时间变化趋势. 图 2 是压缩机储液器吸气口圆周方向振动随时间变化的振动幅值图. 从图中可以看出压缩机储液器吸气口振动幅值从 220s(68Hz) 至 300s(60Hz), 加速度幅值有明显的上升、下降过程.

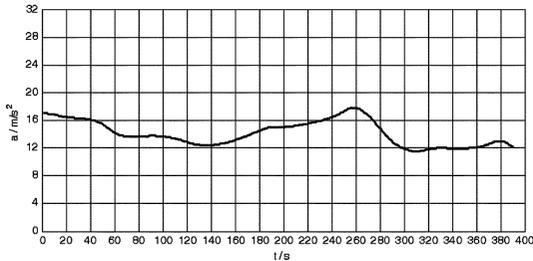


图 2 储液器吸气口圆周方向振动时间幅值图

Fig. 2 Vibration amplitude in the circumferential direction of accumulator suction port

从图 3 ~ 图 4 中可以得到储液器吸气口圆周方向和电机径向均有四倍频超过一倍频的频带, 频率范围大致为 60 ~ 75Hz 之间.

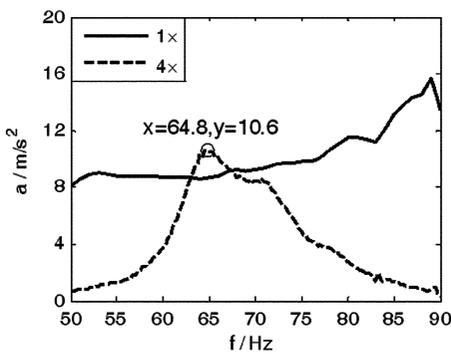


图 3 吸气口圆周方向 1,4 倍频振动幅频图

Fig. 3 Amplitude-frequency curves for 1 and 4 octave vibration in the circumferential direction of suction port

1.2 四倍频异常振动的原因

压缩机固有振动特性通过实验模态分析可以得出压缩机的模态参数特征. 实验模态分析主要包括频率响应函数(FRF)测量和模态参数识别两部分工作组成, 如图 5 本文频率响应函数测量部分是采用表 1 中的设备测量. 力锤对压缩机进行锤击并拾取锤击力信号, 加速度计拾取锤击的振动响应信

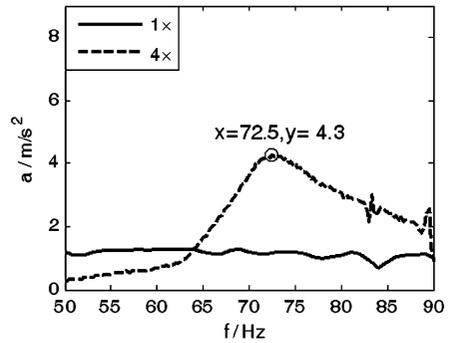


图 4 电机径向 1,4 倍频振动幅频图

Fig. 4 Amplitude-frequency curves for 1 and 4 octave vibration in the radial direction of motor

号, 力信号与振动响应信号同时被数据采集前端采集, 通过 PULSE^{12.5} 测试分析软件的 Modal Analysis 模块分析得到采集信号的自谱、互谱, 最终获得压缩机的模态参数. 通常, 由设备测出的固有频率经过 ME'SCOPE 处理后更准确.

表 1 模态测试设备

Table 1 Equipment for modal testing

No.	Model	Name	Qty
1	3560 - D	Front - ends	1
2	Lenovo G480	PC (installed Pluse ^{12.5})	1
3	4508 - B	ICP accelerometer	1
4	8206 - 002	Modal test hammer	1

图 5 为固有频率测试与处理过程, 均为 B&K 设备与软件, 由设备测出的固有频率经过 ME'SCOPE 处理后更准确.

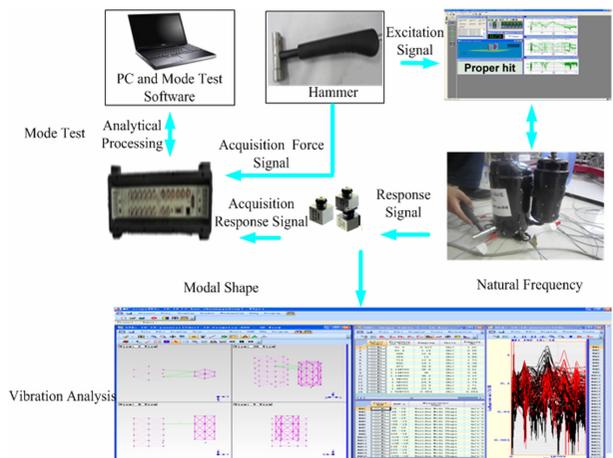


图 5 测试过程

Fig. 5 Testing process

测试结果如表 2 所示, 从测试的结果可以看

出,压缩机的第三阶固有频率与压缩机峰值处对应的频率的四倍频接近,由此得出共振是导致压缩机四倍频超标的主要原因。

表 2 压缩机各阶固有频率

Table 2 Natural frequencies of the compressor

The Order	Natural Frequency
First order	46.6
Second order	51.4
Third order	278
Fourth order	339

1.3 基于声强法的噪声源识别

通过辐射声强测试确定压缩机振动噪声源位置及特征. 声强测量系统如图 6 所示,所采用的测试仪器如表 3 所示.

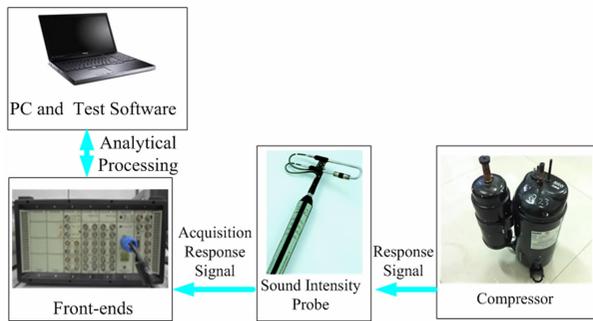


图 6 测试分析系统连接关系图

Fig. 6 Connection diagram of test and analysis system

表 3 噪声源识别测试设备

Table 3 Equipment for Noise Source Identification

No.	Model	Name	Qty
1	3560 - D	Front - ends	1
2	Lenove G480	PC (installed Pluse ^{12.5})	1
3	3599	Sound intensity probe	1

在压缩机前、后面分别划分 6×5 个网格,在左、右面分别划分 6×3 个网格. 在测试过程中,声强探头距离测试平面 50mm,垂直于所测平面,采用 1/3 倍频程, A 计权,每个测点测量时间为 10s,线性平均所测的声强谱,依次测量完成每个测点.

从图 7 ~ 12 可以看出,压缩机的振动噪声源依次是:电机,储液器,压缩机底脚和压缩机与储液器之间的连接管;振动噪声源的频谱特征主要包含压缩机运转频率及其 4 倍频.

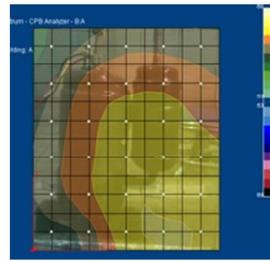


图 7 50Hz 前平面全带宽等声强云图

Fig. 7 Intensity cloud of front plane with full bandwidth and equivalent sound for 50Hz

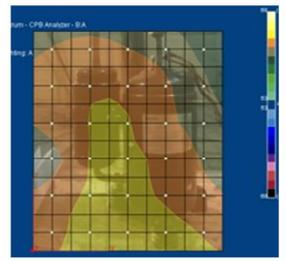


图 8 50Hz 后平面全带宽等声强云图

Fig. 8 Intensity cloud of back plane with full bandwidth and equivalent sound for 50Hz

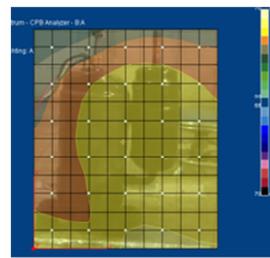


图 9 60Hz 前平面全带宽等声强云图

Fig. 9 Intensity cloud of front plane with full bandwidth and equivalent sound for 60Hz

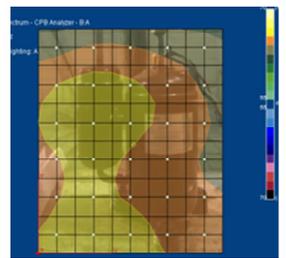


图 10 60Hz 后平面全带宽等声强云图

Fig. 10 Intensity cloud of back plane with full bandwidth and equivalent sound for 60Hz

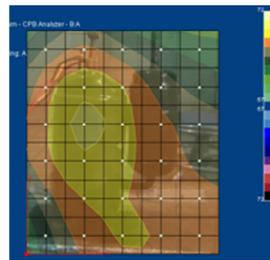


图 11 70Hz 前平面全带宽等声强云图

Fig. 11 Intensity cloud of front plane with full bandwidth and equivalent sound for 70Hz

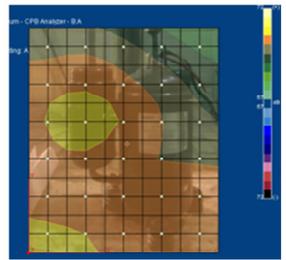


图 12 70Hz 后平面全带宽等声强云图

Fig. 12 Intensity cloud of back plane with full bandwidth and equivalent sound for 70Hz

2 四倍频异常振动的改造方案

压缩机振动过大的主要原因是结构共振产生的,因此考虑生产制造实际情况以及改造方案的可行性,提出了控制压缩机振动响应的 2 个方案:(1)通过配重增加储液器质量改变压缩机系统的固有频率;(2)将储液器托架从现有的 1 个改为 2 个,提高储液器与压缩机的连接刚度和固有频率.

2.1 增加配重前后固有频率对比

从表4中可以看出,压缩机加配重对固有频率有影响.在特定范围内固有频率从278Hz加40g~200g配重后变为248Hz~266Hz之间.

表4 压缩机加不同配重各阶固有频率

Table 4 Natural frequencies of compressor with different weight

Natural Frequency	Weight			
	0g	40g	100g	200g
First order	46.6	44.8	43.7	41.7
Second order	51.4	50.9	50.6	50.3
Third order	278	266	253	248
Fourth order	339	495	567	825

2.2 双托架改造后固有频率

对三台同型号压缩机(编号1、2、3)进行模态测试,结果如表5所示.

表5 压缩机加双托架各阶固有频率

Table 5 Natural frequencies of compressor with dual brackets

Natural Frequency	Model		
	One	Two	Three
First order	51.4	63	67.2
Second order	288	329	335
Third order	354	419	456
Fourth order	802	827	843

从表5中可以看出2、3号在特定范围内固有频率从278Hz分别上升到329Hz和335Hz,错开易受共振区.

3 四倍频异常改造方案效果验证

3.1 储液器增加配重前后振动响应对比

从图13中可以看出,当配重为100g时,振动峰值的最大值减小,上升下降幅度减小,曲线较40g时平缓,但峰值仍存在.当配重为200g时,曲线接近平滑,峰值基本不存在,并且振动值较40g时相比,减小大约50%,并且在低频和高频时,运行平稳,接近曲线,可知200g效果更好.

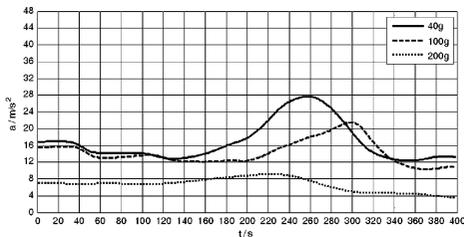


图13 压缩机吸气口圆周方向配重振动时间幅值对比图

Fig. 13 Comparison of vibration amplitude in the circumferential direction of accumulator suction port with counterweight

从图14~17中总体趋势来看,电机圆周方向振动要小于吸气口圆周方向,电机圆周方向随着配重的增加最大振动值对应的频率减小,最大振动值也减小.根据实验测得数据及综合分析可以得出,配重为200g时,振动削弱效果最明显.

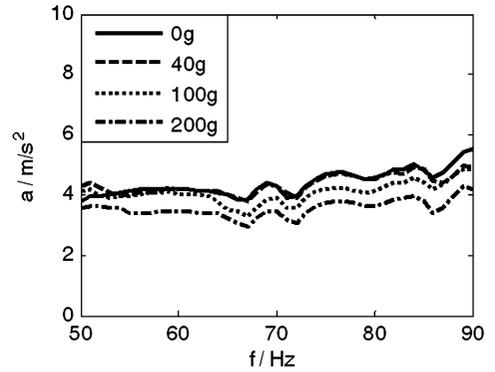


图14 不同质量配重电机圆周方向1倍频振动幅频图

Fig. 14 Amplitude - frequency curves for 1 octave vibration in the circumferential direction of the motor with different counterweight

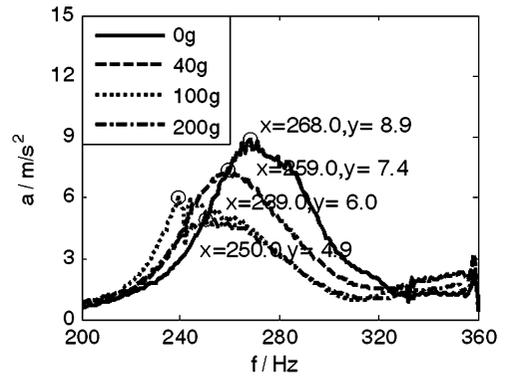


图15 不同质量配重电机圆周方向4倍频振动幅频图

Fig. 15 Amplitude-frequency curves for 4 octave vibration in the circumferential direction of the motor with different counterweight

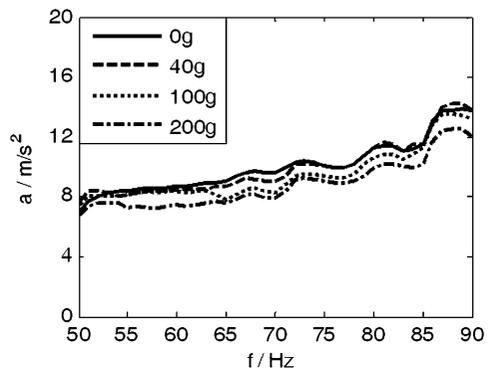


图16 不同质量配重吸气口圆周方向1倍频振动幅频图

Fig. 16 Amplitude- frequency curves for 1 octave vibration in the circumferential direction of suction port with different counterweight

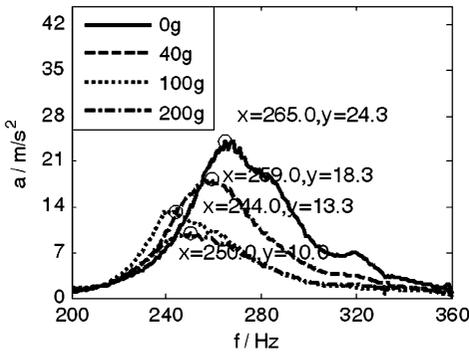


图 17 不同质量配重吸气口圆周方向 4 倍频振动幅频图
Fig. 17 Amplitude-frequency curves for 4 octave vibration in the circumferential direction of suction port with different counterweight

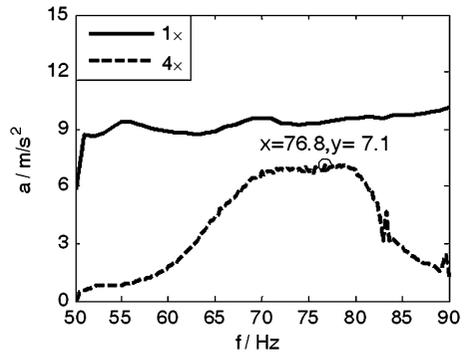


图 20 4 号压缩机吸气口圆周方向 1、4 倍频振动幅频图
Fig. 20 Amplitude-frequency curves for 1 and 4 octave vibration in the circumferential direction of suction port in No. 4 compressor

3.2 双托架结构改造前后振动响应对比

将压缩机储液器托架由 1 个增加至 2 个,托架的大小尺寸与原托架完全相同. 然后对三台同型号压缩机(编号 1、2、3)振动进行动态测试对比. 从图 18 看出,将托架由原来的一个增加为两个,振动值减小,并且没有明显的上升下降过程,3 号机运行最为平稳,振动曲线接近直线.

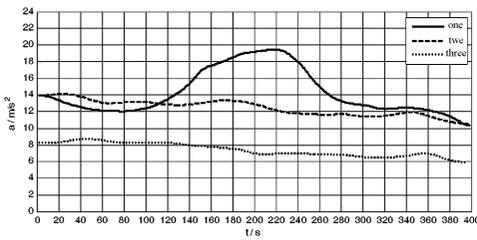


图 18 压缩机储液器吸气口圆周方向振动时间幅值对比图
Fig. 18 Comparison of vibration amplitude in the circumferential direction of accumulator suction port

3.3 增加配重与双托架结构效果对比

从以上实验得到压缩机各测点在储液器吸气口圆周方向振动加速度幅值最大. 所以通过比较普通样机多个改善效果,在加配重后,200g 效果最为明显,因此最后将加配重 200g(方案 1)和双托架结构(方案 2)的振动幅值和两个方向的 1 倍频和 4 倍频大小,比较两个改造方案的效果.

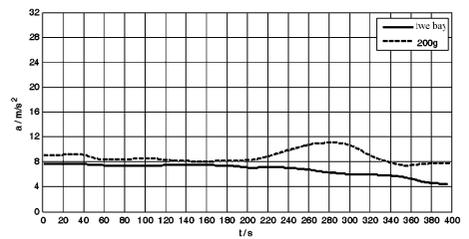


图 21 储液器径向改造方案(1)和方案(2)振动时间幅值对比图
Fig. 21 Comparison of vibration amplitude of the accumulator revised in radial direction through Plan 1 and 2

从图 19~20 可得出,4 号储液器吸气口圆周方向,电机圆周方向,电机垂直方向在 90~50Hz 内 4 倍频小于 1 倍频. 说明 4 号在特定范围内固有频率从 278Hz 上升到 300Hz 以上,错开易受影响共振区.

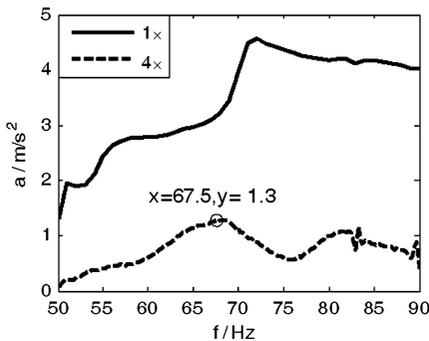


图 19 4 号压缩机电机圆周方向 1、4 倍频振动幅频图
Fig. 19 Amplitude-frequency curves for 1 and 4 octave vibration in the circumferential direction of No. 4 compressor motor

从图 22~图 25 可以看出,从储液器吸气口圆周方向,电机圆周方向,电机径向三个方向的振动幅值对比可以得出,双托架效果较好,尤其是在避免

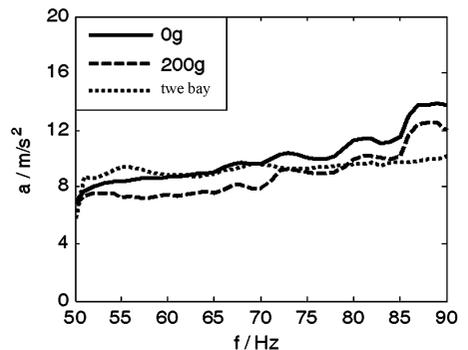


图 22 吸气口圆周方向 1 倍频振动幅频图
Fig. 22 Amplitude-frequency curves for 1 octave vibration in the circumferential direction of suction port

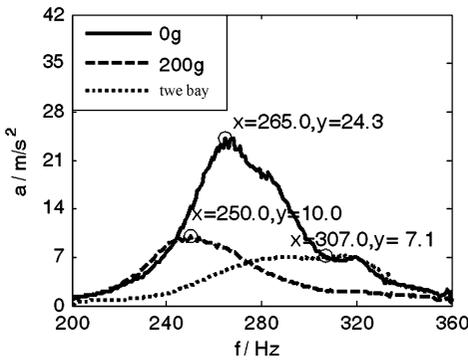


图 23 吸气口圆周方向 4 倍频振动幅频图

Fig. 23 Amplitude-frequency curves for 4 octave vibration in the circumferential direction of suction port

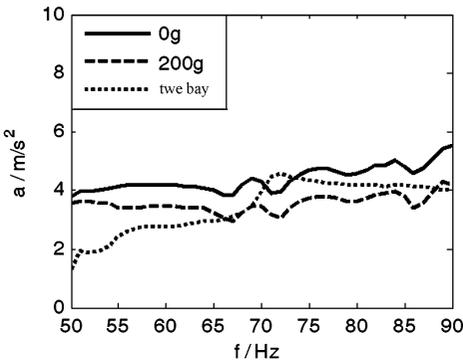


图 24 电机圆周方向 1 倍频振动幅频图

Fig. 24 Amplitude-frequency curves for 1 octave vibration in the circumferential direction of the motor

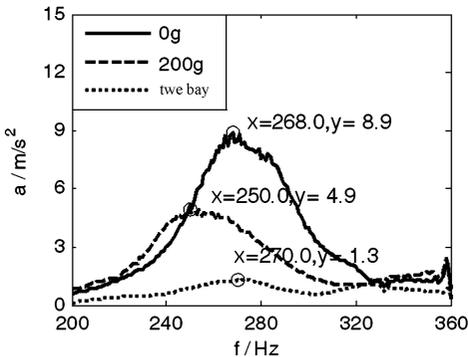


图 25 电机圆周方向 4 倍频振动幅频图

Fig. 25 Amplitude-frequency curves for 4 octave vibration in the circumferential direction of the motor

4 倍频共振方面,四倍频的振动幅值大大降低,并且避开共振频率区域,没有明显的共振幅值。

根据模态测试和振动测试已经知道,压缩机在 68Hz 存在 4 倍频共振现象,改造后的 68Hz 运转条件下的振动情况如下所示,从以下四图可知,储液器吸气口圆周方向,储液器径向,电机圆周方向的

振动四倍频均小于基频,可知双托架的改善效果较好.本文针对该型滚动转子压缩机在特定频段 4 倍频振动幅值大于 1 倍频振动幅值问题采用此种方法。

4 总结

本文研究了滚动转子压缩机由于共振而产生的振动与噪声问题,通过测试确定了振动噪声超标的原因,压缩机在某些特定的运行频率的四倍频处发生共振,导致四倍频振动幅值超过基频振动幅值,致使振动超标.通过改变压缩机的振动固有特性来避免共振,提出了 2 个振动控制方案。

(1)增加储液器质量来减小固有频率,200g 配重将固有频率从 278Hz 变为 248Hz ~ 266Hz,未能错开易受共振区。

(2)将储液器托架增加到 2 个增加系统刚度,增大固有频率。

改造后通过测试证明两种方案对固有频率和振动响应均有效果,双托架方案,也就是方案(2),将固有频率从 278Hz 能够上升到 329Hz 左右,错开易受共振区,并对振动响应效果更好,能够很好的降低振动响应。

参 考 文 献

- 1 屈宗长,杨伟明. 滚动转子式压缩机的噪声控制分析及降噪措施. 压缩机技术, 2004, (2): 13 ~ 14 (Qu Z C, Yang W M. Noise control analysis of the rolling rotor compressor noise reduction measures. *The Compressor Technology*, 2004, (2): 13 ~ 14 (in Chinese))
- 2 刘蕴青. 家用空调器室外机组的噪声控制 - 压缩机噪声控制. 制冷与空调(四川), 2009, (5): 98 ~ 101 (Liu Y Q. Noise control of household air conditioner outdoor unit - The compressor noise control. *Refrigeration and Air Conditioning (Sichuan)*, 2009, (5): 98 ~ 101 (in Chinese))
- 3 齐冀龙. 空调滚动转子压缩机起动特性优化与振动噪声控制研究[博士学位论文]. 吉林: 吉林大学, 2009 (Qi J L. Air conditioning rolling rotor compressor starting characteristics optimization of noise and vibration control study[PhD Thesis]. Jilin: Jilin University, 2009 (in Chinese))
- 4 Mathison M M, Braun J E, Groll E A. Modeling of a two-stage rotary compressor. *HVAC & R Research*, 2008, 14

(5):719~748

899~910

5 Ferrarisa G, Andrianoelya M A, Berliozb A. R. DufourInfluence of cylinder pressure on the balancing of a rotary compressor. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 292:

6 Antonia J, Bonnardotb F, Raada A, et al. Cyclostationary modelling of rotating machine vibration signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2004, 18: 1285~1314

FOUR OCTAVE ABNORMAL VIBRATION CONTROL OF ROTARY COMPRESSOR*

Li He^{1†} Yu Min¹ Shao Meiling² Cui Huanbo³

(1. School of Mechanical Engineering and Automation Northeastern University, Shenyang 100819, China)

(2. Shenyang Huarun Sanyo Compressor Co., Ltd, Shenyang 110141, China)

(3. Shandong Peng Xiang Automobile Co., Ltd, Hydraulic Parts Factory, Penglai 265607, China)

Abstract The vibration and noise level of air condition compressor is one of the important performance index for the compressor quality. This paper focuses on a problem that the vibration amplitude of 4 octave at a particular frequency range is greater than that of 1 octave for the rolling rotor compressor. Through analyzing the frequency sweep and experimental modal, and identifying noise source, it is determined that structure resonance causes the happen of exceeding the standard for 4 octave. Meanwhile, two control methods for 4 octave vibration are proposed to increase the quality of accumulator and strengthen the stiffness of accumulator bracket. Moreover, experimental results show that these two methods improve the natural vibration characteristics of the compressor which effectively reduce the amplitude of 4 octave vibration, and the way to strengthen the stiffness of accumulator bracket produces smaller vibration response.

Key words scroll compressor rotor, vibration and noise reduction, four octave, resonance

Received 20 February 2015, revised 21 April 2015.

* The project supported by the National Natural Science Foundation of China(51175071), the Fundamental Research Funds for the Universities (N120203001, N130803001), the National Major Scientific Instruments and Equipment Development Projects(2013YQ470765)

† Corresponding author E-mail: hli@mail.neu.edu.cn