

文章编号: 1673-2049(2007)03-0047-04

相互作用体系动态参数识别与故障诊断

陈 啸¹, 王宏伟^{1,2}, 刘 斌¹, 朱文杰³

(1. 东北大学 资源与土木工程学院, 辽宁 沈阳 110004; 2. 中国北车集团沈阳机车车辆有限责任公司, 辽宁 沈阳 110035; 3. 中国北车集团沈阳沈车建筑设计院, 辽宁 沈阳 110035)

摘要:在对动力机器-基础-地基相互作用体系进行了现场动力测试和试验模态分析的基础上,对该体系进行了动态参数识别和工作性能评价;通过现场考察和对试验数据的综合分析,获得了体系振动特性,并探讨了引起机组故障的原因;总结了诊断结果并提出了实用可行的加固处理建议。该文的研究方法可为动力机器-基础-地基相互作用体系的动态参数识别以及机组故障诊断和处理提供参考。

关键词:参数识别;动力测试;试验模态分析;故障诊断

中图分类号: TU476.1 **文献标志码:** A

Dynamic Parameter Identification and Fault Diagnosis of Interaction System

CHEN Xiao¹, WANG Hong-wei^{1,2}, LIU Bin¹, ZHU Wen-jie³

(1. School of Resource and Civil Engineering, Northeastern University, Shenyang 110004, Liaoning, China; 2. CNR Shenyang Locomotive and Rolling Stock Ltd, Shenyang 110035, Liaoning, China; 3. CNR Shenyang Locomotive and Rolling Stock Works Architectural Design Institute, Shenyang 110035, Liaoning, China)

Abstract: Dynamic test and modal analysis on site for machine-foundation-subgrade interaction system were carried out. On this basis, its dynamic parameters were identified, and its working performance was evaluated. Through field research and synthesis analysis of testing data, vibration characteristics of interaction system were obtained, main causes of vibration fault were discussed. To take it further, authors concluded the diagnosis results and purposefully suggested some practical and feasible counter measures for reinforcement and rehabilitation. The analysis method can provide reference for dynamic parameter identification and fault diagnosis of machine-foundation-subgrade interaction system.

Key words: parameter identification; dynamic test; test modal analysis; fault diagnosis

0 引 言

由于工业技术的快速发展,大功率、高转速的动力机器的应用也越来越普遍,动力机器-基础-地基相互作用问题也更加明显。中国现行的动力机器基础设计规范(GB 50040—96)制定于 1996 年,基于

质量-弹簧-阻尼模型的设计思想使之没有对动力机器-基础-地基相互作用体系进行整体动力分析,把它用于现有的动力机器基础设计具有十分明显的不足^[1-2]。近 10 余 a 来,由设计不当引发的机器不良振动问题也日益突出。对于既有动力机器-基础-地基体系而言,机器振动引起基础振动,基础振动进而

收稿日期: 2007-06-12

基金项目: 国家自然科学基金项目(50474018)

作者简介: 陈 啸(1983-),男,四川泸州人,工学博士研究生, E-mail: mcx8305@sina.com。

引起地基振动,振动以波的形式向四周传播,影响其他设备。正确把握相互作用体系的振动特性,对合理设计和工程改造有重要意义。

笔者从实际工程出发,力求通过现场试验,分析体系的振动情况,并识别其模态参数,为不良振动体系的振害诊断和处理方案提供必要的参数以及相应的工程建议。

1 工程概况

某工厂动力车间空气压缩站活塞式空压机在安装过程中设备基础以及与之相连接的管道没有采取防振措施,安装运行一段时间后,振动非常明显。现场空压机见图 1,基本技术参数见表 1。过大的振动已经导致厂房墙体开裂和基础周围部分地基土振陷,见图 2。虽经几次加固,效果并不明显;同时,由于该空气压缩站位于厂区的中西部,在其附近有配

件分厂、铸钢分厂和车轮分厂,其中,与之相隔不远的车轮分厂配有德国进口的精密机床,空压机的振动严重影响机床加工产品的质量,已多次出现加工出来的产品不合格的现象。



图 1 活塞式空压机

Fig. 1 Piston-type Air Compressor

表 1 空压机技术参数

Tab. 1 Technical Parameters of Air Compressor

型号	形式	排气量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	轴功率/ kW	活塞行 程/mm	缸径/mm	额定压 力/MPa	尺寸/mm	转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	质量/kg
2D12-100/8Ⅲ	两级对动 双缸复动	103	540	240	820/500	0.8	4 480×2 050× 3 050	500	11 500



(a)地基土振陷



(b)墙体开裂

图 2 现场振害

Fig. 2 Vibration Hazard in Field

2 现场测试与模态试验

为了对机组工作性能进行评价,首先应对体系在工作状态下进行动态测试,获得其振动特征、量值范围、时频特性;为获得机组的模态参数,还应在停机状态下对机组进行试验模态分析,获得模态参数^[3]。进而结合以上试验数据,综合分析振害原因并提出相应改进建议。

机器制造商已提供了空压机的设计扰力参数,见表 2。在不良振动产生后,机器扰力参数,特别是时频特性的变化必须通过现场试验获得。振动测试仪器采用加拿大 InstanTel 公司生产的 Minimate Plus 八通道速度型传感器和 Blastware 数据分析软件。测试时关闭 2 个声压传感器通道,开通切向(T)、径向(L)和垂向(V)振动速度采集通道各 2 个,工作通道共 6 个。测试仪器及各通道测试方向见图 3。

在工作状态下,对机组进行了振动测试,布置测点 10 个,分别布于机器、基础表面。测点布置见图 4,测点描述见表 3。

在停机状态下,对机组进行了模态试验,仪器采用东方振动和噪声技术研究所 INV 移动实验室以

表 2 空压机扰力参数

Tab. 2 Parameters of Disturbing Force for Air Compressor

机器编号	A	B	C		D	
参数	电动机定子 质量 P_{ii}/t	压缩机 质量 P_i/t	2 级最大旋转 惯性力/kN	2 级最大往复 惯性力/kN	1 级最大旋转 惯性力/kN	1 级最大往复 惯性力/kN
	1.7	11.6	45.8	120.8	45.8	127.9



图 3 Minimate Plus 振动测试仪

Fig. 3 Minimate Plus Vibration Monitor

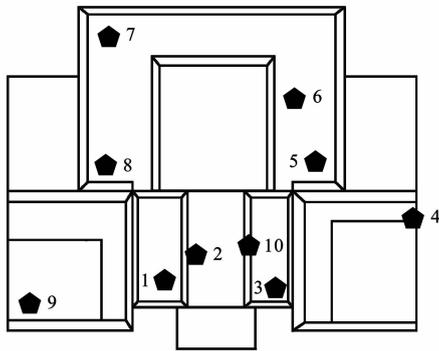


图 4 测点布置

Fig. 4 Distribution of Testing Points

表 3 测点描述

Tab. 3 Description of Testing Points

测点标号		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
位置	基础顶面	√		√	√	√	√	√	√	√	
	机器顶面		√								√

及 DASP 数据采集和信号处理软件。用力锤激振,用压电式加速度传感器测量响应,现场测试系统见图 5。



图 5 DASP 现场振动测试系统

Fig. 5 Vibration Test System of DASP on Site

根据机器在工作状态下的振动情况,在主要振动的方向(活塞行程扰力方向)布置响应测点 12 个,其中主机测点 8 个,电机测点 4 个,每 1 对激振-响应测点测试 3 次取平均。为减小测试干扰,保证较高信噪比,对激振信号和响应信号进行加窗处理。力锤激振信号类似于瞬时脉冲,加矩形窗;响应信号为自由衰减信号,加指数窗^[4-5]。

3 体系动态参数识别

由于以上 2 类试验数据较多,仅列出具有代表性的试验结果。在工作状态下的动态测试中,测点 1 和测点 2 的振动时程曲线见图 6。经过各点速度时程对时间的微分和积分,可分别获得加速度时程和位移积分,对各时程曲线进行 FFT 操作即可获得振动频域曲线。在停机状态下的模态试验中,测点 f1-1 的传递函数见图 7。

分析测试数据,识别出空压机以纵向水平振动为主,垂直振动约占水平振动量值的 40%;1 阶扰力频率约为 40 Hz,2 阶扰力频率约为 110 Hz,3 阶扰力频率约为 235 Hz。块式基础水平-回转耦合振动较大,动力相互作用明显,其耦合频率约为 310 Hz。由于压缩机主机较重,达 11 t,力锤激振力相对较小,对高阶频率的识别可信度不高,只给出主机在扰力方向(纵向)的 1 阶主频^[6]。机器的模态参数见表 4。

4 故障诊断与加固建议

机器出厂时额定转速为 $500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,即 1 阶

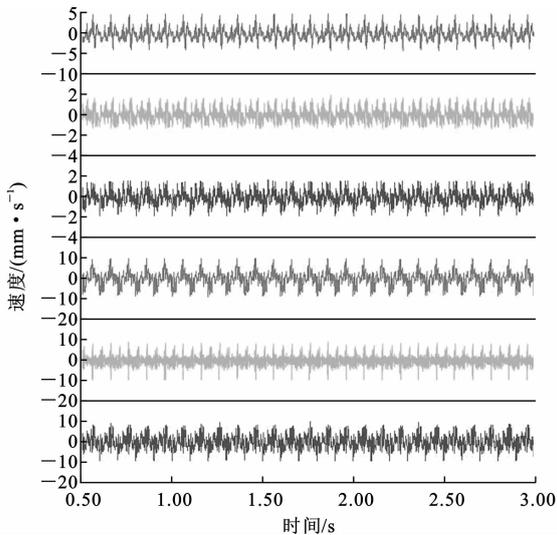


图6 测点1和测点2速度时程

Fig. 6 Velocity Time-history of Testing Point 1 and 2

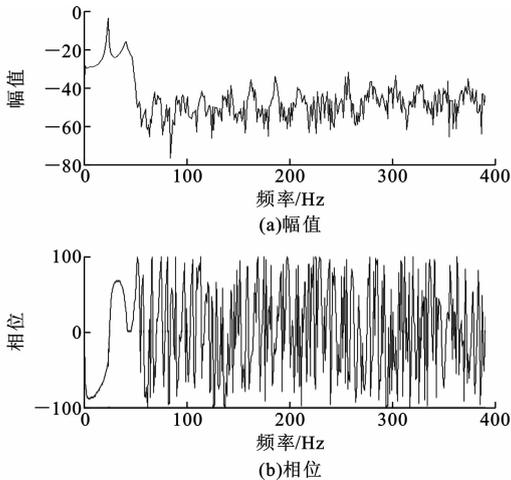


图7 测点f1-1传递函数

Fig. 7 Transfer Function of Testing Point f1-1

表4 动力机器模态参数

Tab. 4 Modal Parameters of Dynamic Machine

阶次	频率/Hz	阻尼比/%	振型描述
电机外壳1阶	27.3	1.6	径向弯曲
电机外壳2阶	41.0	1.2	径向弯曲
主机1阶	256.8	4.7	纵向偏移

扰频约为52.5 Hz,实测值为40 Hz,扰频减小。说明由于使用过程中的磨损消耗,使机器的性能降低,且实测1阶扰频与电机外壳2阶固有频率41.0 Hz接近,可引起电机外壳弯曲共振。3阶扰力频率235 Hz以及耦合频率310 Hz与主机1阶固有频率256.8 Hz接近,同时,机器阻尼比4.7%较同类机器大。经综合分析,得出机组振害的主要原因为:长期振动引起机器基础周围地基振陷,导致基础的约束刚度下降,进而降低了振动体系的整体刚度,使机器

3阶扰频、相互作用体系的耦合振动频率与主机1阶固有频率接近,造成了振害形成和发展;同时,机器阻尼比较大,说明长期在非正常条件下工作,机器磨损较严重。

在不影响工厂正常生产的情况下,除对机器进行必要的维护外,从治本考虑,建议采用压力灌浆的方法对基础周围振陷的地基土进行加固处理,增大对基础的约束,提高机组整体刚度^[7]。用灌浆法加固,成本较低,且不改变基础的原设计尺寸与形状,无需开挖,易于施工。

5 结语

结合工程特点,在现场动力测试和模态试验的基础上,对动力机器-基础-地基相互作用体系进行了动态参数识别和故障诊断。探讨了机组振害的原因和三维波场特性,由此提出了相应的加固处理建议。本文的研究方法可为动力机器-基础-地基体系的动态特征获取以及机组故障诊断提供参考。

参考文献:

References:

- [1] 严人觉,王贻荪,韩清宇. 动力基础半空间理论概论[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1981.
YAN Ren-jue, WANG Yi-sun, HAN Qing-yu. Introduction of Dynamic Foundation Half Space Theory[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 1981.
- [2] GB 50040—96, 动力机器基础设计规范[S].
GB 50040—96, Dynamic Machine Foundation Design Code[S].
- [3] EWINS D J. Modal Testing: Theory and Practice[M]. New York: John Wiley & Sons, 1984.
- [4] 李德葆,陆秋海. 实验模态分析及其应用[M]. 北京:科学出版社,2001.
LI De-bao, LU Qiu-hai. Testing Modal Analysis and Application[M]. Beijing: Science Press, 2001.
- [5] CHIANG D, HUANG S. Modal Parameter Identification Using Simulated Evolution[J]. AIAA Journal, 1997, 35(7): 1 204-1 208.
- [6] VERBOVEN P, GUILLAUME P, CAUBERGHE B, et al. Modal Parameter Estimation from Input-output Fourier Data Using Frequency-domain Maximum Likelihood Identification[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 276(3): 957-979.
- [7] 奚鸣. 工程振动问题的治理及实例[J]. 工业建筑, 2005, 35(增): 942-944.
XI Ming. Handling of Engineering Vibration and Example[J]. Industrial Construction, 2005, 35(S): 942-944.