

大型工艺往复压缩机系统振动分析

唐 斌¹ 刘广彬¹ 许海平² 杨启超¹ 王 乐¹ 赵远扬¹ 李连生¹

1. 合肥通用机械研究院压缩机技术国家重点实验室, 合肥, 230031

2. 上海环天压缩机有限公司, 上海, 200065

摘要:对大型工艺往复压缩机系统出现振动异常现象的原因进行分析, 计算了不平衡力/力矩, 在扰力矩计算的基础上对压缩机基础振动状况进行了分析; 建立了压缩机—驱动电机轴系模型并进行了有限元模态分析, 得到了轴系振动前六阶振型与相应频率; 建立了气流脉动与管道系统振动分析的有限元模型, 进行了有限元分析计算, 得到了管路系统的固有频率和相关研究节点的振幅。分析计算结果表明: 由扰力矩引起的机身振动在允许范围内; 管路系统的流固耦合振动是导致压缩机系统发生振动故障的主要原因。通过调整压缩机运行转速, 改变了激振力频率; 提出了管路系统优化方案, 优化后的管路系统的固有频率显著提高, 能有效避开激振力频率, 明显降低管路系统的振幅, 其最大振幅降至 165 μm , 满足 API618 标准要求。

关键词:工艺往复压缩机; 振动; 轴系; 管路系统; 有限元模型

中图分类号: TH45

DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2014.07.005

Vibration Analysis of Large Scale Process Reciprocating Compressor System

Tang Bin¹ Liu Guangbin¹ Xu Haiping² Yang Qichao¹

Wang Le¹ Zhao Yuanyang¹ Li Liansheng¹

1. State Key Laboratory of Compressor Technology,

Hefei General Machinery Research Institute, Hefei, 230031

2. Shanghai HuanTian Industrial Co., Ltd., Shanghai, 200065

Abstract: Vibration faults of a large process reciprocating compressor system were analyzed. The unbalanced forces/moments were firstly calculated, and the vibration amplitude of compressor foundation was checked. Finite element models of shafting of compressor-motor and fluid structure interaction of pipeline systems were constructed, respectively. The first six orders vibration mode and frequency of shafting were obtained by the FEM, and the natural frequency of pipeline system was also calculated by FEM. The results show that the vibration amplitude generated by unbalanced moments is acceptable. The main causes of compressor system vibration faults are from fluid structure interaction vibration of pipeline system. Operating speed of compressor has to be changed to avoid the resonance region of shafting vibration. An improvement program of pipeline system was proposed, by which the natural frequency was increased obviously, and the vibration amplitude decreases to 165 μm that meets the demands of standard API618 well.

Key words: process reciprocating compressor; vibration; shafting; pipeline; finite element model (FEM)

0 引言

往复压缩机广泛应用于石油、天然气、化工、冶金等能源与工业领域, 是这些领域的核心设备, 其运行状态不仅影响经济效益还涉及设备和人身安全。振动是影响往复压缩机运行可靠性的重要因素之一, 由往复压缩机系统振动引起的压缩机故障和停机现象时有发生。往复压缩机的振动主要有机体振动、轴系弯曲振动与扭转振动、管道系统流固耦合振动三类, 虽然振动产生的原因各不相同, 但之间并不是彼此独立, 而是交互作用与影响^[1-3]。当压缩机运行出现振动故障时, 由于各种

振动叠加在一起, 其表征是压缩机系统振动异常, 仅通过观察与现场测试往往很难识别导致振动的原因。一般需要从引起振动的各种诱因出发, 研究各种因素所导致的振动振型与频谱分布规律, 并结合现场测试与频谱分析才能确定导致振动故障的根本原因, 从而提出相应的措施来抑制压缩机系统的振动^[4-6]。

引起往复压缩机振动的主要原因往往与设计、制造和安装不当等因素有关, 如零部件的加工精度与装配精度较低; 未平衡的惯性力和惯性力矩较大; 驱动机主轴和压缩机轴的中心线偏离; 轴系设计不合理引起共振; 气流脉动抑制和管路系统的设计有缺陷; 机组的基础设计不合理等。对于往复压缩机系统振动问题已有许多学者做过相关研究工作, 这些研究都是单从轴系振动和管道

收稿日期: 2012-11-09

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(973计划)资助项目(2012CB026000); 合肥通用机械研究院青年科技基金资助项目(2011011272)

振动的某一方面去进行分析^[5-8],由于引起系统振动的原因众多,涉及压缩机设计制造、安装、系统集成、运行与维护等方面,振动故障的发生无法预期,发生后原因也很难识别,因此振动故障发生后,单从某一方面去分析并不能完全确定故障原因,一般都需要根据现场条件,从可能导致故障的各因素出发,理论分析与现场测试相结合,确定振动故障原因,从而提出针对性的改进措施,并为新机型的优化设计提供参考。

针对某单位 DW-247/2.2-14 型往复式压缩机系统发生的振动故障,本文从 3 个方面展开分析与研究:①对压缩机本身的不平衡力与力矩进行计算,分析各阶扰力与力矩的特征,计算扰力矩引起的基础振动振幅,分析判断压缩机振动是否由不平衡力与基础设计不合理引起;②对压缩机曲轴及其轴系进行模态分析,研究是否存在轴系弯曲振动与扭转振动共振;③对管路系统进行有限元分析,研究管路系统振动状况以及是否存在管路系统共振。

1 不平衡力/力矩计算与基础振动分析

1.1 不平衡力/力矩计算

DW-247/2.2-14 往复式压缩机为 2 级 3 列,额定运行转速为 300 r/min。往复压缩机不平衡力/力矩是导致机体振动的重要原因,而不平衡力/力矩主要由旋转惯性力与往复惯性力所引起,在压缩机设计时要尽可能地平衡惯性力。对于一阶、二阶惯性力和力矩的控制,目前国内外尚没有一个很明确的规定,特别是对大型往复压缩机组更是如此。在动力计算的基础上,对不同配重情况下的压缩机一阶、二阶扰力与扰力矩进行计算,选择最佳配重方案,然后根据基础力与力矩的计算结果,进行压缩机基础设计,将基础振动控制在设计标准允许范围内。图 1 为 DW-247/2.2-14 往复式压缩机曲轴配重方案示意图,在此配重方案下的往复惯性合力、旋转惯性力如图 2 所示。往复惯性力矩、旋转惯性力矩如图 3 所示。其中一阶往复惯性力为零(处于完全平衡状态),但其力矩不为零。由于旋转惯性力矩的水平分量与一阶往复惯性力矩都能使机体产生水平方向上的振动,而且二者频率相同,因此,图 3 所示为二者的合力矩,二阶往复惯性力/力矩的频率是一阶的 2 倍。

通过计算发现平衡重的偏心度对压缩机惯性力是有影响的,但改变平衡重的偏心度对压缩机所受的惯性力合力矩影响不大。平衡重的主要作用是用于平衡曲拐带来的旋转惯性力。对于所研

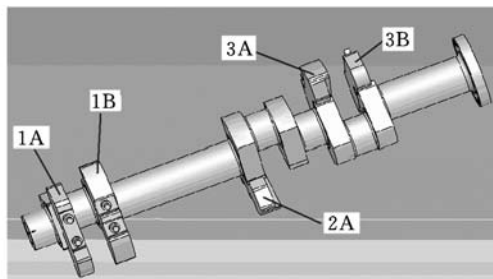


图 1 曲轴结构示意图

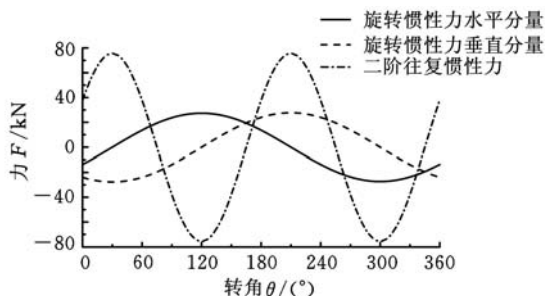


图 2 惯性力曲线图

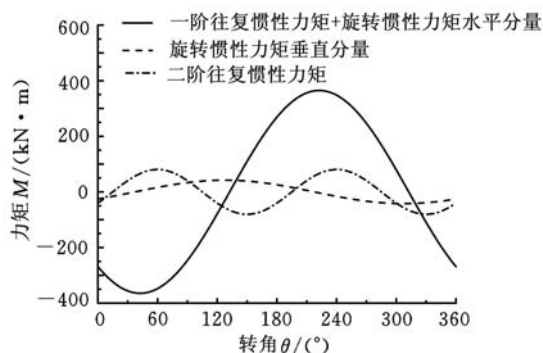


图 3 惯性力矩曲线图

究的 DW-247/2.2-14 往复式压缩机,不加平衡重时,整机的旋转惯性力是平衡的,但存在旋转惯性力矩。对压缩机每一列加平衡重进行平衡,压缩机的旋转惯性力及旋转惯性力矩都能得到平衡。

1.2 基础振动分析

根据不平衡力/力矩计算结果,对 DW-247/2.2-14 往复式压缩机的基础振动进行分析计算。

(1) 机组特征值的计算。根据所给设计方案,取地基抗压刚度系数 $K_z = 23.20 \text{ MN/m}^3$,地基容许载力 $[k] = 120 \text{ kN/m}$ 。以机组质心为坐标原点建立直角坐标系,其 x 轴与气缸中心线平行, y 轴与压缩机曲轴轴线平行, z 轴垂直于 x 、 y 轴方向。基础底面面积 $A = 59.9 \text{ m}^2$;基础底面对通过其形心并平行于 y 轴的抗弯惯性矩 $J_y = 434.34 \text{ m}^4$,抗扭惯性矩 $J = 594.62 \text{ m}^4$;机组质量 $m = 620\,000 \text{ kg}$,其中机器质量(压缩机和电动机) $m_1 = 120\,000 \text{ kg}$,基础质量 $m_2 = 500\,000 \text{ kg}$,基底比静压力 $k = gm/A = 10.1 \text{ MN/m}$;对 y 轴的质量惯性矩 $I_{my} = 3\,700\,000 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$,机组对 z 轴的质量惯性矩 $I_{mz} = 6\,400\,000 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。

(2) 振幅计算。当压缩机转速为 300 r/min 时,所给设计方案受到的水平方向一阶谐波扰力 $F_{1x}=30$ kN,垂直方向一阶谐波扰力 $F_{1z}=30$ kN,水平方向二阶谐波扰力 $F_{2x}=80$ kN,水平方向一阶扰力矩 $M_{1x}=370$ kN·m,垂直方向一阶扰力矩 $M_{1z}=45$ kN·m,水平方向二阶扰力矩 $M_{2x}=85$ kN·m,垂直扰力偏离 y 轴的值 $e_x=0.25$ m。

基础受迫振动振幅的计算公式^[9]为

$$A_z = \frac{F_1}{K_z} \frac{1}{\sqrt{(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2})^2 + (2\mu \frac{\omega}{\omega_n})^2}} \quad (1)$$

式中, μ 为阻尼比; ω 为角速度; ω_n 为角频率。

机组在偏心于 x 轴垂直扰力的作用下产生绕 y 轴的水平回转耦合振动,计算得到的水平自振圆频率 $\omega_x=15.53$ rad/s,回转自振圆频率 $\omega_\varphi=35.9$ rad/s,由此计算得到的第一、二自振圆频率分别为 $\omega_1=12.58$ rad/s 和 $\omega_2=37.04$ rad/s。

按控制振幅点要求计算的基础顶面垂直振幅 $A_{z\varphi}=0.131$ mm,基础顶面的水平振幅 $A_{x\varphi}=0.183$ mm。根据设计手册要求,基础顶面的容许振幅为:水平振幅 0.20 mm,垂直振幅 0.16 mm。本文计算的基础顶面水平振幅 0.183 mm 和垂直振幅 0.131 mm 均小于设计容许振幅,振动在允许范围内,基础设计合理,可排除基础振动这一影响因素。

2 轴系振动分析

DW-247/2.2-14 往复压缩机曲轴与电机转轴通过刚性连接构成轴系,应对轴系整体进行模态分析。在多曲拐的大型往复压缩机中,由于曲轴曲拐列数的增多和曲轴的增长,以及其与驱动机(电动机)刚性联接组成轴系后,曲轴的扭转自振频率降低,因此在进行模态分析时,除了要考虑弯曲振动外,还必须考虑扭转振动。弯曲振动激振力的频率为 $n \cdot f$ (n 为压缩机曲轴曲拐的列数, f 为压缩机工作频率)。图 4 所示为经简化后建立的整体轴系三维模型^[5,7]。

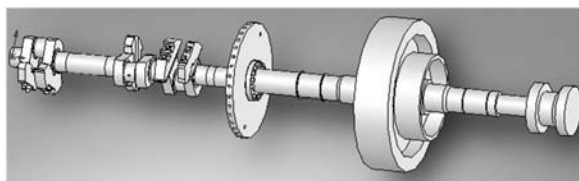


图 4 轴系三维模型

通过对压缩机轴及轴系进行有限元模态分析,获得其固有频率及其对应振型。轴/轴系的前六阶固有频率如表 1 所示,对于每一阶振型,轴系的频率远远小于单考虑曲轴时的频率,由此可见,

模态分析时只考虑压缩机曲轴的频率将会影响分析结果的正确性;曲轴平衡配重对轴系固有频率的影响几乎可以忽略。前六阶振型如图 5 所示,其中,第一阶和第六阶为扭转振动,第二阶、第三阶和第四阶为弯曲振动,第五阶为横向(轴向)振动。对于往复式压缩机轴系激振力主要是弯曲振动激振力与扭转振动激振力,一般不会受到横向(轴向)激振力的影响,因此不予考虑。

表 1 轴/轴系前六阶振动固有频率 Hz

阶数	曲轴	轴系	轴系(除去平衡重)
一	308.25	41.87	41.85
二	369.92	45.72	45.67
三	376.39	57.73	57.68
四	410.91	60.32	60.23
五	509.95	69.35	69.25
六	511.01	98.36	98.29

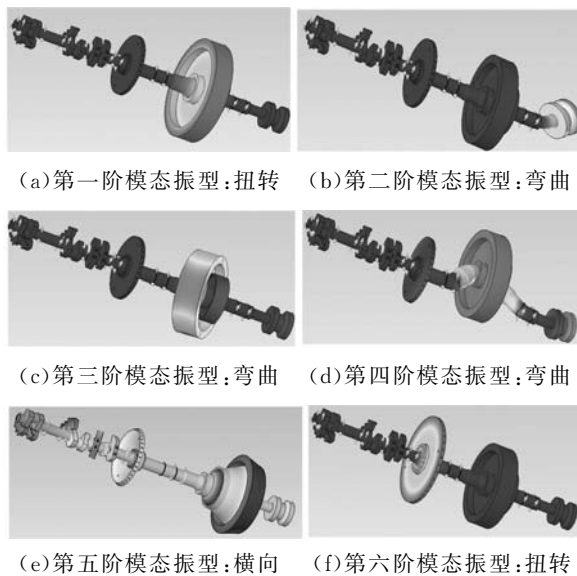


图 5 轴系前六阶模态振型

从以上计算结果可以看出,当压缩机转速为 300 r/min 时,扭转激振力频率为 5 Hz,弯曲激振力频率为 15 Hz,第一阶固有频率(扭转振动)与激振力八倍频较为接近,第四阶固有频率(弯曲振动)与激振力四倍频较为接近,可能会引起压缩机轴系的共振。

3 管路系统振动分析

压缩机气流脉动与管路系统振动是一种典型的流固耦合振动。运用管道分析软件对压缩机管路系统进行振动分析时,首先要进行模态分析,得到管道系统固有频率及对应振型;然后进行激发响应分析,分析气流脉动激励作用下的管道振动情况,气流脉动分析主要依据平面波动理论,采用美国 Bentley 公司的气流脉动专用分析软件 PULS 可求得管系各个节点在一定转速时的压力

脉动幅值。管道系统的激振力频率为

$$f_g = \frac{mn_z}{60}$$

式中, m 表示压缩机气缸作用方式, 单作用时 $m = 1$, 双作用时 $m = 2$; n_z 为压缩机转速。

本文研究的压缩机管道系统激振力频率为 10 Hz。对于一般的管道系统, 通常取 $0.8f \sim 1.2f$ 作为管道系统的共振频率^[10-11]。

压缩机管路系统三维模型如图 6 所示, 有限元分析模型如图 7 所示, 压缩机简化为自由度完全约束的支撑点; 管道与容器外壳的接口设为管口节点; 容器用中间部分做粗直管单元处理, 其中容器变截面部分用数段直径渐变的直管单元代替; 法兰与阀门按其相应质量的刚性单元处理; 对于承重支承, 在垂直方向添加 +Y 方向的自由度; 对管道系统中的管卡节点, 限制其与管道轴向垂直 4 方向的 4 个自由度; 分离器底部固定处施加固支边界; 将管道系统所受的气流脉动激振力作为集中载荷添加到各受力节点^[10-11]。

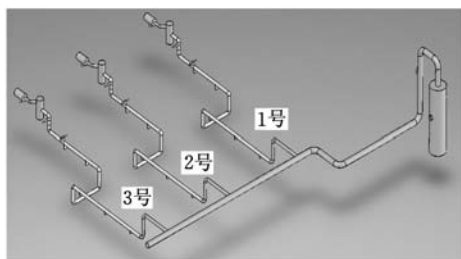


图 6 管路系统三维模型

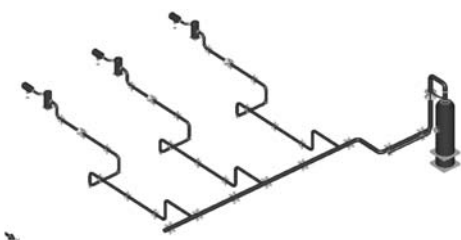


图 7 管路系统有限元模型

管路系统的固有频率分布如图 8 所示, 从图中可以看出, 系统固有频率整体偏低, 第三阶、第四阶和第五阶都基本落在管道系统共振频率 $8 \sim 12$ Hz 范围内。研究结果说明管道系统刚性比较差, 容易发生低阶共振, 且各阶固有频率很接近, 原有的管路系统布置方式大大降低了管道的整体刚性, 若管路内产生轻微的激振力, 则就很有可能引起管路低阶共振, 产生剧烈的管道振动, 影响压缩机系统运行的安全性。剧烈的管道振动还会激发机身振动。

针对管路的特点对其进行改进和优化配置, 优化后的管道系统三维模型与有限元模型分别如图 9 和图 10 所示。具体的改进和优化方案如下:

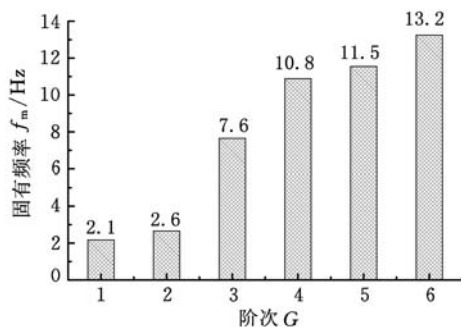


图 8 初始管网固有频率

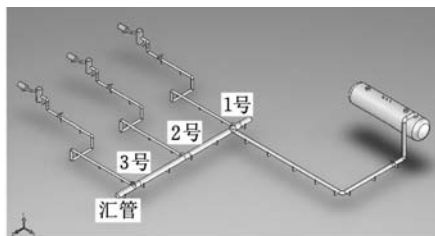


图 9 优化后的管道系统三维模型

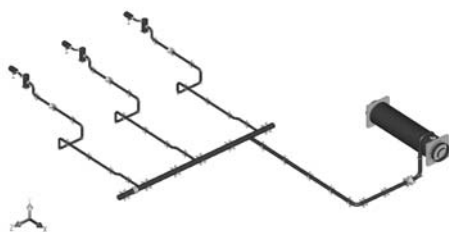


图 10 优化后的管道系统有限元模型

在进气总管和分支管路之间增加汇管; 与汇管连接的分支管路的高度降低; 将压缩机 3 个分支的第 1 个弯头由原来的 90° 改为 45° ; 在压缩机 3 个分支的第 1 个弯头前 1500 mm 处各增加一约束垂直管道 4 个方向的支承。调整后对管路系统进行的气流脉动和管路振动有限元分析发现, 系统固有频率相比原管路系统提高很多, 第一阶固有频率为 11.7 Hz, 第二阶固有频率为 34.5 Hz, 不但结构刚度有了很大的提高, 第一阶与第二阶固有频率之间的跨度也明显增大, 能有效地避开低阶结构共振。对压缩机不同转速下的管网振动进行了分析计算, 优化后的管路系统振动大幅降低, 达到安全运行要求。优化前后管路系统振动振幅如表 2 所示, 当转速为 300 r/min 时, 分离器出口弯管前后振动位移较大, 最大位移发生在分离器弯管后的 Y 向, 振动位移为 $165 \mu\text{m}$, 按照 API618 标准的要求, 管路系统振动位移在安全运行范围内; 当转速为 340 r/min 时, 最大振动位移有所减小, 主要因为压缩机转速变化时, 气流激振力的频率发生变化, 影响管路系统的振动状态, 压缩机运行时应使气流激振力频率尽量避开气柱与管路系统的固有频率。

表 2 优化前后的系统相关节点振动振幅 μm

转速 (r/min)	管系	分离器出口		压缩机		
		弯头前	弯头后	1号分支	2号分支	3号分支
300	原管系	694	725	318	539	680
	优化后	36	165	22	28	120
340	原管系	1293	1877	808	978	1458
	优化后	36	142	38	75	80

4 结束语

导致压缩机出现振动故障的原因一般主要有不平衡力与力矩过大、基础设计不合理引起的机身振动超过标准、轴系共振和气流脉动与管路共振激发的机身振动等。本文对发生振动故障的往复压缩机进行了理论分析与研究。通过分析计算,发现扰力与扰力矩引起的基础振动振幅在允许范围内,排除了不平衡力与力矩过大、基础设计不合理引起机身振动过大的可能性。当压缩机转速为 300 r/min 时,第一阶固有频率(扭转振动)与激振力八倍频较为接近,第四阶固有频率(弯曲振动)与激振力四倍频较为接近,可能会引起压缩机轴系的共振。原始管路系统固有频率偏低,设计不合理,容易产生低阶共振。针对管路的特点对其进行了优化设计,优化后的固有频率大大提高,有效地避开了共振区,减小了振动,最大振幅降为 165 μm ,符合 API618 标准的要求,转速调整到 340 r/min 后,可进一步降低管路系统的振幅。根据本文的研究结果,现场进行了相应的调整,特别是对管路系统进行了整改,调整后的压缩机系统振动明显降低,运行接近正常,表明系统振动主要是由气流脉动与管道振动引起的。本文所述的分析方法对大型往复压缩机系统振动故障分析具有参考意义。

参考文献:

- [1] 李鹤,杨铎,闻邦椿,等. 大型压缩机管道系统振动现场测试与控制[J]. 振动与冲击, 2007, 26(4): 158-160.
Li He, Yang Duo, Wen Bangchun, et al. Vibration Measurement and Control of a Large Scale Compressor-pipeline System[J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(4): 158-160.
- [2] Danny M D, Anthony J S, Klaus B. Advanced Reciprocating Compression Technology[R]. San Antonio: Southwest Research Institute, 2005.
- [3] 仲崇明,万泉,蒋伟康. 往复式压缩机振动的有限元数值分析与实验研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(5): 156-160.
Zhong Chongming, Wan Quan, Jiang Weikang. Numerical Analysis and Tests for Vibration Re-

sponse of a Reciprocating Compressor[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(5): 156-160.

- [4] 陈非,黄树红,杨涛,等. 旋转机械振动故障的信息和诊断方法[J]. 机械工程学报, 2009, 45(11): 65-71.
Chen Fei, Huang Shuhong, Yang Tao, et al. Information Exergy Diagnosis Method of Vibration Faults of Rotating Machinery[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(11): 65-71.
- [5] 许增金,王世杰. 往复压缩机轴系扭振的数值分析[J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(3): 100-104.
Xu Zengjin, Wang Shijie. Dynamic Characteristics of Crankshaft in Reciprocating Compressor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(3): 100-104.
- [6] 李鹤,杨铎,闻邦椿,等. 大型压缩机管道系统振动现场测试与故障分析[J]. 振动、测试与诊断, 2007, 27(1): 1-4.
Li He, Yang Duo, Wen Bangchun, et al. Vibration Measurement and Fault Analysis of Large Scale Compressor-pipeline System [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2007, 27(1): 1-4.
- [7] 李连生,唐斌,王乐. 往复压缩机曲轴变工况条件下有限元分析[J]. 流体机械, 2011, 39(12): 14-17.
Li Liansheng, Tang Bin, Wang Le. FEM Analysis of Reciprocating Compressor Crankshaft at Variable Working Condition[J]. Fluid Machinery, 2011, 39(12): 14-17.
- [8] Park J I, Bilal N, Aadams D E. Gas Pulsation Reductions in a Multicylinder Compressor Suction Manifold Using Valve-to-valve Mass Flow Rate Phase Shifts[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2007, 129(4): 406-416.
- [9] 顾海明,周勇军. 机械振动理论与应用[M]. 南京: 东南大学出版社, 2007.
- [10] Paul C H. Compressor Handbook [M]. New York: McGraw-Hill Professional, 2001.
- [11] 王振锋. 往复压缩机管道振动分析及消振技术研究[D]. 西安: 西安交通大学, 2008.

(编辑 何成根)

作者简介:唐 斌,男,1985 年生。合肥通用机械研究院压缩机技术国家重点实验室工程师。主要研究方向为压缩机及系统节能与可靠性技术。发表论文 10 余篇。刘广彬,男,1983 年生。合肥通用机械研究院压缩机技术国家重点实验室博士。许海平,男,1966 年生。上海环天压缩机有限公司总工程师。杨启超,男,1980 年生。合肥通用机械研究院压缩机技术国家重点实验室博士。王 乐,男,1981 年生。合肥通用机械研究院压缩机技术国家重点实验室博士。赵运扬,男,1978 年生。合肥通用机械研究院压缩机技术国家重点实验室研究员。李连生,男,1961 年生。合肥通用机械研究院压缩机技术国家重点实验室教授。