

文章编号: 1000-582X(2012)07-037-06

盾构机多级行星减速器箱体模态分析与试验

肖正明^{1,2}, 秦大同¹, 武文辉³, 周志刚^{1,4}

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室 重庆 400044; 2. 昆明理工大学 机电工程学院, 昆明 650093;
3. 中信重型机械公司, 河南 洛阳 471039; 4. 河南科技大学 车辆与动力工程学院, 河南 洛阳 471003)

摘要:建立了盾构机多级行星减速器箱体有限元模型, 计算了其特征值问题, 提取了箱体低阶固有频率及相应振型, 并对其振动模式进行了分析。根据实验模态分析理论, 采用脉冲激励法进行了减速器箱体的模态试验, 运用最小二乘复频域法分析了模态数据, 获取了箱体固有特性, 并通过模态置信判据验证了实验模态参数。模态分析表明, 理论结果和实验数据具有较好的一致性, 相互检验了理论模型和试验方法的正确性, 传动系统和箱体不会出现耦合共振现象, 箱体高速端的局部振动较大, 运行中箱体扭转振动模式较为突出。研究结果为盾构机减速器动态结构优化提供了理论依据和试验支撑。

关键词: 盾构机; 行星齿轮; 箱体; 模态分析; 测试

中图分类号: TH11

文献标志码: A

Testing and modal analysis on multi-stage planetary gearbox housing of shield tunnelling machine

XIAO Zhengming^{1,2}, QIN Datong¹, WU Wenhui³, ZHOU Zhigang^{1,4}

(1. The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China; 2. Kunming University of Science and Technology, Kunming 650093, China; 3. CITIC Heavy Machinery Co. Ltd, Luoyang, Henan 471039, China; 4. Vehicle&Motive Power Engineering College, Henan University of Science&Technology, Luoyang, Henan 471003, China)

Abstract: The finite element model is developed for the multi-stage planetary gearbox housing in shield tunnelling machine (STM), and the the eigenvalue problem is solved by using block Lanczos method, and then the low order natural frequencies and corresponding modes are extracted. Based on the theory of experimental modal analysis, the modal testing is made for the gearbox housing by pulse excitation method. The least-squares complex frequency-domain (LSCF) estimation method is used to analyze the modal data, and the natural characteristics of housing is obtained. According to the modal assurance criterion (MAC), the experimental modal parameters are validated. Modal analysis shows that the experimental data is coincided with analytical results, which indicates the accuracy of the theoretical model and testing method. The coupling sympathetic vibration is disappearing between the gears train and housing, the local vibration is large at the high speed side of gearbox housing, and the torsional mode is outstanding under operating condition. The research results provide theoretical basis and experimental support for the structural optimization of the gearbox of STM.

Key words: shield tunnelling machine; planetary gears; housing; modal analysis; testing

收稿日期: 2012-02-25

基金项目: 国家 863 计划资助项目(2007AA041802)

作者简介: 肖正明(1982-), 男, 昆明理工大学讲师, 重庆大学博士研究生, 主要从事机械传动系统动力学研究。

秦大同(联系人), 男, 重庆大学教授, 博士生导师, (E-mail) dtqin@cqu.edu.cn。

行星减速器具有结构紧凑、高功率密度等优点,已广泛应用于各种装备的动力传递,但由于其结构复杂,动力学问题也较为突出。目前,相关的动力学研究主要针对行星减速器的传动系统^[1-2],对箱体的结构动态性能分析则较少。

模态分析可获取箱体的动态参数,有助于识别薄弱环节,通过参数优化能有效改善动态性能,提高可靠性。国内外学者针对模态分析理论和试验开展了较多的应用研究^[3-10],主要针对机械结构的有限元模态分析,或通过试验提取模态参数,有关理论和试验模态分析对比、模态验证及结构改进的工作还显得不充分。

箱体是行星减速器的重要部件,对减速器的正常运行有重要作用。在行星减速器运行过程中,箱体承受着较大的载荷并与传动系统动态耦合,耦合振动往往会加剧齿轮箱振动,甚至在某些运行条件下还会引起共振,严重影响齿轮箱动态性能和工作寿命。由于盾构机减速器箱体的动态性能及可靠性要求较高,对其同时采用解析和试验方法进行模态分析,以互为检验与补充,从而提高其模态参数识别的可靠性和有效性。笔者基于有限元和试验模态技术,研究盾构机行星减速器箱体的固有特性,提取并验证模态参数,分析箱体薄弱环节,并提出相应的结构改进方法。

1 盾构机减速器箱体有限元固有特性计算

1.1 固有特性有限元理论依据

在结构力学领域,有限元是解决复杂系统力学问题的有效方法。不考虑阻尼影响的机械结构自由振动方程为

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q} = 0, \quad (1)$$

式中: \mathbf{M} 为质量矩阵; \mathbf{q} 为广义坐标列阵; \mathbf{K} 为刚度矩阵。

由于任何弹性体自由振动都可以分解为一系列简谐振动的叠加,因此设式(1)有如下简谐振动解

$$\mathbf{q} = \boldsymbol{\varphi} \sin \boldsymbol{\omega}(t + t_0), \quad (2)$$

式中: $\boldsymbol{\varphi}$ 为 n 阶向量; $\boldsymbol{\omega}$ 为振动频率; t 为时间变量; t_0 为由初始条件确定的时间常数。将式(2)代入式(1)中可得

$$(\mathbf{K} - \boldsymbol{\omega}^2 \mathbf{M}) \boldsymbol{\varphi} = 0. \quad (3)$$

若自由振动时结构各节点的振幅 $\boldsymbol{\varphi}$ 不为零,则其系数矩阵行列式为零,即

$$\det(\mathbf{K} - \boldsymbol{\omega}^2 \mathbf{M}) = 0. \quad (4)$$

由此,结构振动的固有特性问题转变成广义特征值问题的求解。

1.2 基于有限元的固有特性计算

由于盾构机主减速器箱体结构复杂,采用有限元法分析其结构振动固有特性是比较合适的。减速器箱体材料弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.3,密度为 $7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 。有限元模型采用自由网格自动生成,箱体有限元模型如图 1 所示,包括 547 727 四面体实体单元和 109 052 节点。由于箱体结构复杂,有限元模型单元数量很多,这里采用 block Lanczos 方法处理其特征值问题。

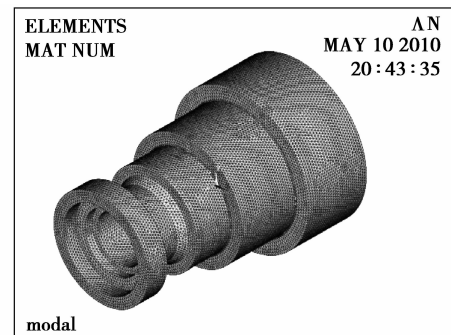


图 1 盾构机减速器箱体有限元模型

2 实验模态理论

实验模态分析是理论模态分析的逆过程。通过试验测得激励和响应的时间历程,运用数字信号处理技术求得频响函数,并计算获取系统模态参数。对于行星减速器,其动力学问题简化为 n 个自由度的线性定常系统,系统运动微分方程可表示为^[11]

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K} \mathbf{x} = \mathbf{f}(t), \quad (5)$$

式中: \mathbf{C} 为阻尼矩阵; $\mathbf{f}(t)$ 为激励矢量; \mathbf{x} 为位移响应矢量。

对式(5)作初始条件为零的拉氏变换可得

$$(s^2 \mathbf{M} + s \mathbf{C} + \mathbf{K}) \mathbf{X}(s) = \mathbf{F}(s), \quad (6)$$

式(6)可写成: $\mathbf{X}(s) = \mathbf{H}(s) \mathbf{F}(s)$,其中 $\mathbf{H}(s) = (s^2 \mathbf{M} + s \mathbf{C} + \mathbf{K})^{-1}$ 为传递函数矩阵。

令 $s = j\omega$,则可得

$$\mathbf{X}(\omega) = \mathbf{H}(\omega) \mathbf{F}(\omega), \quad (7)$$

式(7)中 $\mathbf{H}(\omega) = (-\omega^2 \mathbf{M} + j\omega \mathbf{C} + \mathbf{K})^{-1}$ 为位移频响函数矩阵。设 m_r 、 k_r 、 c_r 和 φ_r 分别为第 r 阶模态质量、模态刚度、模态阻尼和模态振型,则第 l 个响应点与第 m 个激振点之间的频响函数可表示为^[12]

$$\mathbf{H}_{lm}(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{\varphi_{rl} \varphi_{rm}}{k_r - \omega^2 m_r + j\omega c_r} \quad (8)$$

频率函数矩阵的任一行或任一列都包含模态分析的全部信息,所以采用多输入单输出(MISO)或单输入多输出(SIMO)方法都能达到实验模态分析的数据采集要求。

在实际测试中,可由功率谱密度获取系统的频率响应函数,其表达式为

$$\mathbf{H}(\omega) = \mathbf{F}(\omega)\mathbf{X}(\omega)/\mathbf{F}(\omega)\mathbf{F}(\omega) = \mathbf{G}_{\text{FX}}(\omega)/\mathbf{G}_{\text{FF}}(\omega), \quad (9)$$

式中: $\mathbf{G}_{\text{FX}}(\omega)$ 为互功率谱密度; $\mathbf{G}_{\text{FF}}(\omega)$ 为激励的自功率谱密度。为了解响应与激励之间的线性相关度,通过引入相干函数进行评价,其表达式为

$$\gamma^2 = |\mathbf{G}_{\text{FX}}|^2 / (\mathbf{G}_{\text{FF}} \cdot \mathbf{G}_{\text{XX}}), \quad (10)$$

式中 $\mathbf{G}_{\text{XX}}(\omega)$ 为响应的自功率谱密度;相干函数 γ^2 取值在0~1之间,其值接近1时,则表示响应信号和激励信号经平均后存在很好的线性关系^[13],模态实验数据采集比较理想。

3 盾构机减速器箱体实验模态分析

3.1 测试方案

减速器箱体的模态试验选择多点激振单点拾振脉冲激励法进行信号采集,可获得频率响应函数矩阵的某一行数据。脉冲激振是一种瞬态激振方法,理论上脉冲函数在无限频率范围是连续恒定的,能量主要集中在低频段,可有效激发出系统多阶频率的振动模态。

行星减速器箱体模态试验原理图如图2所示,测试所需的主要仪器设备如表1所示。用带力传感器的脉冲锤激振减速器箱体,通过加速度传感器拾取响应信号,将测取的激振力信号 $f(t)$ 和振动信号 $x(t)$ 经信号调理后输入LMS Test. Lab信号处理系统,从而求得傅氏变换后的频域信号 $\mathbf{F}(\omega)$ 和 $\mathbf{X}(\omega)$,并按式(9)计算出系统的频率响应函数 $\mathbf{H}(\omega)$ 。

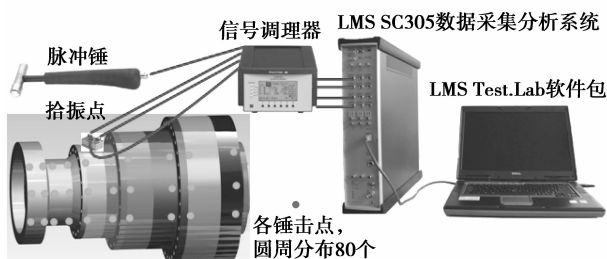


图2 行星减速器箱体模态试验原理图

表1 主要测试仪器及分析设备

名称	型号	性能
计算机	IBM	
多通道数采系统	LMS-SC305	16通道
数据分析系统	LMS Test. Lab	Modal Analysis 模块
信号调理器	B&K Type 2692	4通道
加速度传感器	B&K 4326A-001	灵敏度 $3 \pm 15\%$ pC/g
脉冲锤	B&K 8202	灵敏度 3.97 pC/N

为确定减速器箱体固有特性,模态试验采用自由支撑的边界条件。如图3所示为盾构机减速器箱体自由模态测试现场,箱体采用弹性悬挂。为避免模态泄漏,在减速器箱体表面设置了80个锤击点,能确保激发出减速器各阶模态。依据箱体结构和测点分布要求,在Test. lab的Geometry模块中建立模态测试模型,盾构机行星减速器箱体的三维测试模型及测点分布如图4所示。



图3 自由模态测试现场

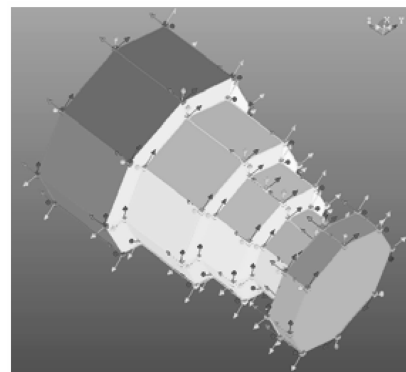


图4 三维测试模型

3.2 实验数据分析

试验模态分析采用实模态分析法。根据固有频率的密集程度,选择适当带宽,进行初始估计,然后

进行整体曲线拟合,求出频响函数,并对模态振型进行综合化处理,剔除局部模态,得出测试箱体的各阶模态参数。按试验方案依次锤击激励点,可获得各激励点与响应点的频响函数、互功率谱、自谱及相干函数。如图 5 所示为其中部分测点的相干系数,其值主要分布在 0.9 以上,表明所测数据可信度较高。

Guillaume 等^[14-15]提出了最小二乘复频域法用于提取模态参数,并与 LMS 公司联合推出了 PolyMAX 模态识别商业软件模块。PolyMAX 被称为是改进的最小二乘复频域法(LSCF),具有抗干扰性强,频响稳态图清晰等优点,是目前较理想的模态数据分析方法^[16]。选择所需的频响数据,输入 LMS PolyMAX 模块进行模态分析,设定分析带宽及模态阶数,经过模态拟合可得频响函数稳态图如图 6 所示。

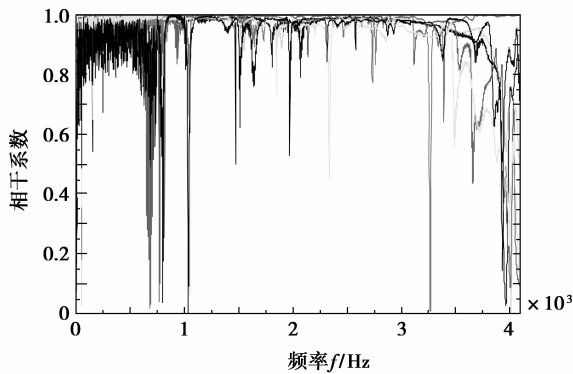


图 5 部分测点相干函数

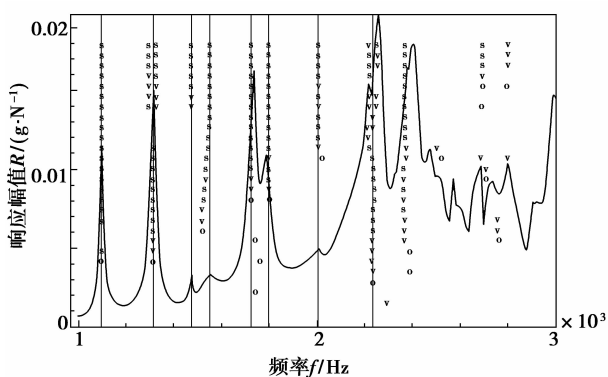


图 6 频响稳态图

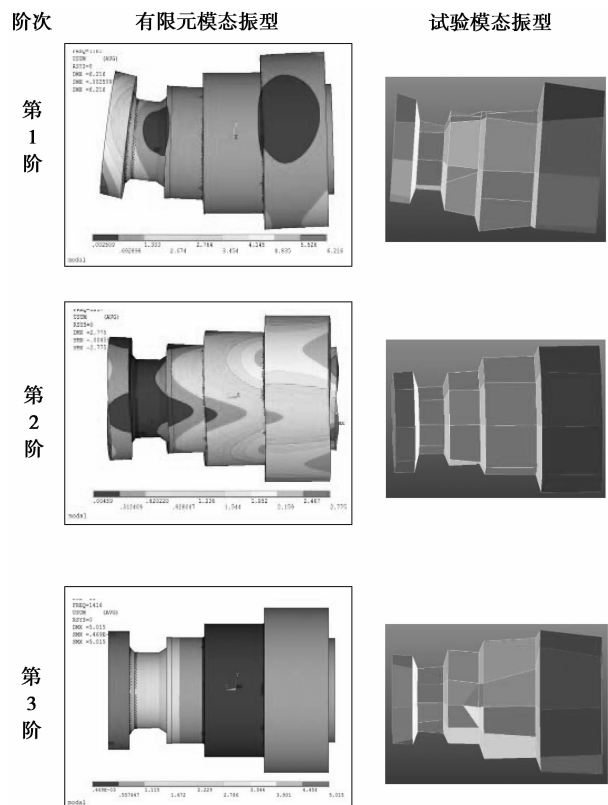
通常动力学分析主要关心系统的低阶固有频率,运用有限元法和试验法提取的减速器箱体固有频率如表 2 所示,箱体前 8 阶固有频率范围为 1 096~2 233 Hz,分析值和试验值吻合较好,两者误差较小。盾构机减速器高速运行工况的输入转速为 1 145 r/min,其最大啮合频率约为 345 Hz,所以

传动系统和箱体不会出现耦合共振现象。

表 2 前 8 阶模态频率(Hz)及阻尼比

阶次	分析值	试验值	阻尼比/%	误差/%
1	1 161	1 096	0.52	5.60
2	1 257	1 313	0.39	4.46
3	1 416	1 472	0.22	3.95
4	1 541	1 548	1.62	0.45
5	1 648	1 725	0.95	4.67
6	1 841	1 795	1.06	2.50
7	1 884	2 004	1.20	6.37
8	2 208	2 233	1.15	1.13

减速器箱体相对应的低阶自由振动模态振型如图 7 所示,在低阶频率有限元和试验模态振型较为相似。模态振型大致可分为成 3 种类别:弯曲模态,扭矩模态和全变形模态。第 1、7、8 阶振型属于弯曲模态,第 3、6 阶振型属于扭转模态,第 2、4、5 阶属于全变形模态。由弯曲振动模态可以看出,减速器箱体高速端的局部振动较大,应进行结构改进避免振动过大。在运行中,减速器各级齿圈固定在箱体上,在扭转方向上会承受较大的力矩和动态激励,因此减速器箱体的扭转振动模态需重点关注,可考虑适当增加箱体扭转刚度。



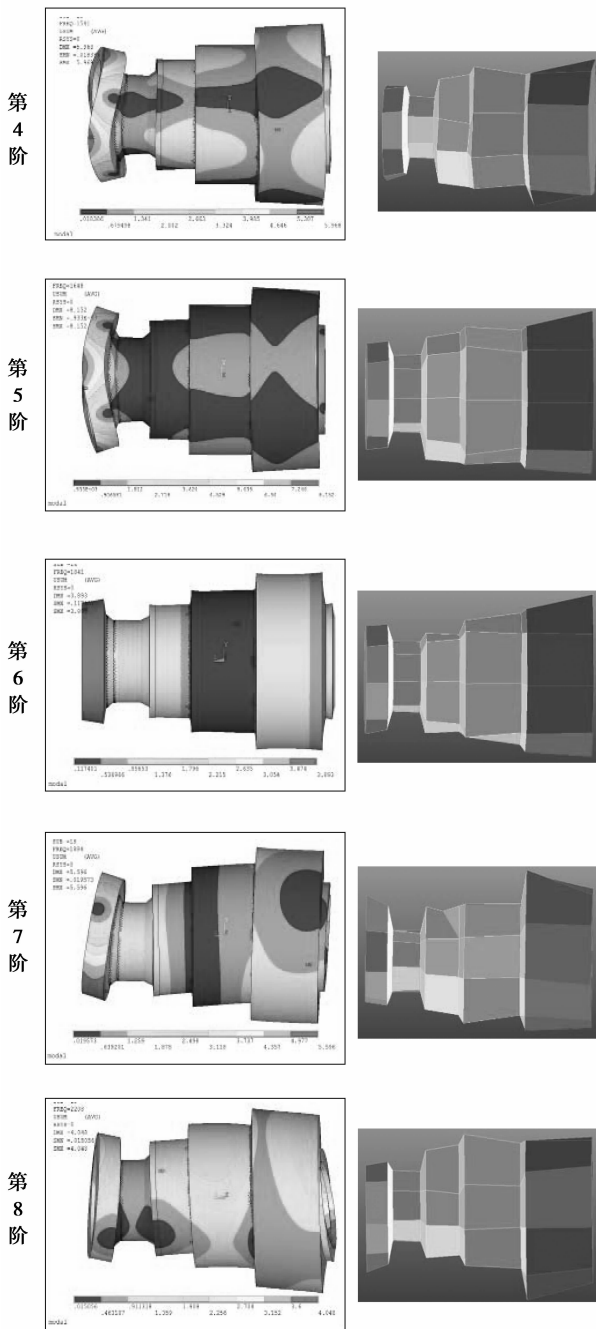


图7 前8阶模态振型

3.3 模态验证

通过模态验证可有效判定实验模态分析结果的准确性。模态置信判据(modal assurance criterion 简称 MAC)是常用的模态精度判定手段,用其表示模态的可信程度,通过分析可确定各模态相关性和真假模态。两模态振型向量 φ_r 和 φ_s 的 MAC 值定义为^[16]

$$MAC_{rs} = |\varphi_r^T \varphi_s|^2 / (\varphi_r^T \varphi_r (\varphi_s^T \varphi_s))$$

如果向量 φ_r 、 φ_s 线性相关,则 MAC 值接近于 1;若两者线性独立,则 MAC 值接近于零。因此,通

过模态置信判据计算可以合理剔除虚假模态和重叠模态。盾构机减速器箱体的前 8 阶试验模态参数的 MAC 值的三维柱状图如图 8 所示。MAC 值数据分析表明,对角线上同向量间的 MAC 值为 1,除此之外最大值为 0.25,最小值为 0.000 64。各模态向量间的 MAC 值都较小,即相互独立,说明试验所提取的模态数据较为准确可信。

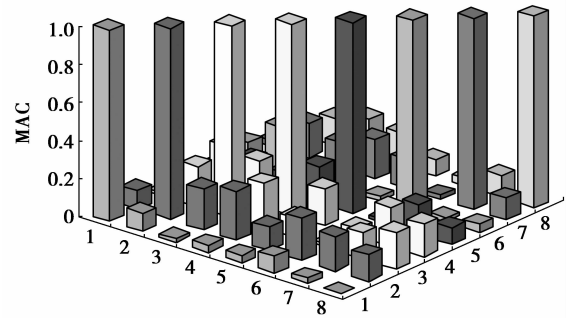


图8 MAC值的三维柱状图

4 结论

1)建立了盾构机行星减速器箱体的有限元模型,采用 block Lanczos 方法计算了其特征值,提取了箱体前 8 阶固有频率及相应振型。基于实模态分析理论,运用脉冲激励法进行了减速器箱体的模态试验,采用最小二乘复频域法(LSCF)分析了模态数据,获取了固有频率和振型,通过模态置信判据验证了试验模态参数提取的准确性。

2)通过对比分析表明,计算结果和试验数据一致性较好,两者固有频率误差较小,振型图相似,相互检验了理论分析和试验方法的正确性。

3)盾构机减速器高速运行工况的输入转速为 1 145 r/min,高速级啮合频率约为 345 Hz,而模态数据表明减速器箱体的固有频率在 1 100 Hz 以上,箱体固有频率相对较高,传动系统和箱体不会出现耦合共振现象。

4)盾构机减速器箱体高速端的局部振动较大,应进行必要的结构改进以避免振动过大。在运行中,减速器各级齿圈在扭转方向上会承受较大的力矩和动态激励,且由于各级齿圈固定在箱体上,因此减速器箱体的扭转振动模态需重点关注,可考虑适当增加箱体扭转刚度,以减小箱体振动和变形,提高减速器运行稳定性。

参考文献:

[1] Bahk C J, Parked R G. Analytical solution for the

- nonlinear dynamics of planetary gears [J]. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2011, 6(2): 1-15.
- [2] Kim W, Lee J Y, Chung J T. Dynamic analysis for a planetary gear with time-varying pressure angles and contact ratios [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331(4): 883-901.
- [3] Helsen J, Vanhollebeke F, Marrant B, et al. Multibody modelling of varying complexity for modal behaviour analysis of wind turbine gearboxes [J]. *Renewable Energy*, 2011, 36(11): 3098-3113.
- [4] 刘文, 林腾蛟, 吕和生. GWC 6066 船用齿轮箱振动噪声分析及试验 [J]. *重庆大学学报*, 2011, 34(8): 48-54.
LIU Wen, LIN Tengjiao, Lü Hesheng. Analysis and test on vibration and acoustic noise of GWC 6066 marine gearbox [J]. *Journal of Chongqing University*, 2011, 34(8): 48-54.
- [5] Fontaine S, Marsiquet C, Nicoletti N, et al. Development of a sensor for surface state measurements using experimental and numerical modal analysis [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2005, 120(2): 507-517.
- [6] Prakash G V N, Ravindra H V. Monitoring of the machine elements in drilling machine using vibration signals by FEM [C]// *Proceedings of the ASME 2008 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, October 31-November 6, 2008, Boston, Massachusetts, USA. Boston: ASME, 2008: 89-96.
- [7] 郭伟强, 刘岩, 张晓排, 等. 环板式针摆行星减速器箱体的模态分析 [J]. *噪声与振动控制*, 2008, 28(3): 29-31.
GUO Weiqiang, LIU Yan, ZHANG Xiaopai, et al. Modal analysis of cylinder block of crank ring-plate cycloid reducer [J]. *Noise and Vibration Control*, 2008, 28(3): 29-31.
- [8] 王文平, 项昌乐. 某型复杂变速器壳体的模态研究 [J]. *汽车工程*, 2007, 29(8): 673-676.
WANG Wenping, XIANG Changle. Modal analysis of a complicated gearbox housing [J]. *Automotive Engineering*, 2007, 29(8): 673-676.
- [9] 杨毅青, 刘强, Jokin M. 基于实验模态分析的集中参数法建模 [J]. *振动测试与分析*, 2010, 30(6): 621-625.
YANG Yiqing, LIU Qiang, Jokin M. Investigation of lumped model based on experimental modal analysis [J]. *Journal of Vibration Measurement & Diagnosis*, 2010, 30(6): 621-625.
- [10] 刘军, 高建立, 穆桂脂, 等. 改进锤击法试验模态分析技术的研究 [J]. *振动与冲击*, 2009, 28(4): 175-178.
LIU Jun, GAO Jianli, MU Guizhi, et al. An improved experimental modal analysis system with hammering method [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2009, 28(3): 175-178.
- [11] Meirovitch L. *Fundamentals of vibrations* [M]. New York: McGraw-Hill Companies, 2000.
- [12] 李德葆. *实验模态分析及其应用* [M]. 北京: 科学出版社, 2001.
- [13] 王基, 吴新跃, 朱石坚. 某型船用传动齿轮箱振动模态的试验与分析 [J]. *海军工程大学学报*, 2007, 19(2): 55-58.
WANG Ji, WU Xinyue, ZHU Shijian. Modal analysis of multiple input and two-stage reducing gear-box [J]. *Journal of Naval University of Engineering*, 2007, 19(2): 55-58.
- [14] Guillaume P, Verboven P, Vanlanduit S, et al. A poly-reference implementation of the least squares complex frequency domain estimator [C/OL]// *Proceedings of the 21th International Modal Analysis Conference*, Kissimmee, USA. February 3-6, 2003 [2012-02-01]. <http://sem-proceedings.com/21i/sem.org-IMAC-XXI-Conf-s39p02-A-Poly-Reference-Implementation-Least-Squares-Complex-Frequency-Domain.pdf>.
- [15] de Troyer T, Guillaume P, Pintelon R, et al. Fast calculation of confidence intervals on parameter estimates of least-squares frequency-domain estimators [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2009, 23(2): 261-273.
- [16] LMS International. *The LMS test, lab modal analysis manual* [DB/OL]. (2008-10-20)[2011-07-01]. <http://www.lmsintl.com/modal-analysis>.

(编辑 张 莘)