

DOI: 10.13382/j.jemi.B1902770

# 自然激励下某电动汽车白车身模态参数识别\*

李长玉 余莎丽 林子涵 张继华

(华南理工大学广州学院 汽车与交通工程学院 广州 510800)

**摘要:**为了研究电动汽车白车身的动态特性,提出了一种基于自然激励的结构模态参数识别方法。利用此方法对某电动汽车白车身进行了结构模态参数识别,得到了其前三阶结构模态参数。并将利用该方法识别的结果和传统方法识别结果进行了对比,发现固有频率最大误差为1.8%,阻尼比最大误差为13%,振型基本一致,进而验证了方法的正确性。之后利用识别的模态参数结合电动汽车工作特性,对该白车身的动态特性进行了评价。提出的方法不需要专用的激励设备,可应用于不易激励的大型、重型结构模态参数识别。模态参数识别的结果对电动汽车白车身动态特性设计具有一定的指导意义。

**关键词:**自然激励;电动汽车白车身;模态参数;参数识别

**中图分类号:** TH113.1; TN06

**文献标识码:** A

**国家标准学科分类代码:** 460.1520

## Modal parameter identification of an electric vehicle body-in-white based on natural excitation

Li Changyu Yu Shali Lin Zihan Zhang Jihua

(School of Automotive and Traffic Engineering, Guangzhou College of South China University of Technology, Guangzhou 510800, China)

**Abstract:** In order to study the dynamic characteristics of electric vehicle body-in-white, a structural modal parameter identification method based on natural excitation is proposed. By this method, the structural modal parameters of an electric vehicle body-in-white is identified. The first three-order structural modal parameters of the electric vehicle body-in-white are obtained, then the results of identification by this method are compared with those by traditional methods. It is found that the maximum error of natural frequency is 1.8%, the maximum error of damping ratio is 13%, the modal shape is consistent, the correctness of this method is verified. Then, the dynamic characteristics of the Body-in-white of the electric vehicle are evaluated by the identified structural modal parameters and the working characteristics of the electric vehicle. The proposed natural excitation method simplifies the identification process of structural modal parameters, and can be applied to identify modal parameters of large and heavy structures which are not easy to excite. The results of modal parameter identification have certain guiding significance for the dynamic characteristic design of electric vehicle body in white.

**Keywords:** natural excitation; electric vehicle body-in -white; modal parameters; parameter identification

## 0 引言

石油为不可再生能源,且汽车内燃机在工作过程中会产生大量的废气污染环境,汽车电动化已成为必然趋势<sup>[1]</sup>。引起电动汽车振动噪声的激励源以及振动噪声传递方式均与内燃机汽车有较大的不同<sup>[2]</sup>。电动汽车车身结构动态特性对电动汽车振动噪声控制具有重要意义,

近年来不断有研究人员针对电动汽车车身结构进行动态特性分析。2004年高云楷等<sup>[3]</sup>建立了某微型电动轿车车身骨架有限元模型,并利用ANSYS软件分析了车身强度、刚度和模态,综合评价了该电动轿车车身的动态特性。2010年徐晓瑜等<sup>[4]</sup>对某低速电动汽车车身结构刚度进行了拓扑优化设计,得出的结果对电动汽车车身动态特性设计具有一定的指导意义。2011年曹勇等<sup>[5]</sup>利用有限元分析软件对某电动汽车车身进行了模态匹配与

收稿日期: 2019-11-20 Received Date: 2019-11-20

\* 基金项目:广东省特色创新项目(自然科学类)(2017KTSCX218)资助

分析,并通过实验的方法对计算仿真的结果进行了验证,分析的结果可为电动汽车研发过程中振动噪声控制提供一定的依据。2015年雷正保等<sup>[6]</sup>利用混合元拓扑优化的方法分析了某电动汽车车身碰撞时的动态特性。2016年刘卫斌等<sup>[7]</sup>对某电动汽车白车身进行了三维建模,并且基于相对灵敏度对该车身进行了刚度分析,在减轻车身质量的情况下,提高了车身的扭转刚度。2016年唐焱等<sup>[8]</sup>对某电动汽车白车身进行了计算模态分析,用一阶模态和刚度做为车身性能约束指标对该电动汽车车身进行了分析和优化。

通过已有研究可以看出,针对电动汽车白车身动态特性的研究主要采用的是有限元分析技术和传统的实验模态分析技术。传统的实验模态分析技术需要激励设备,响应测设设备,和数据采集分析设备。电动汽车白车身属于较大,重型设备,不容易激振。在对其进行实验模态分析时一般最少需要两个以上大功率激振器,实验设备要求高,流程复杂,难度大。随着实验模态分析技术的不断发展,基于自然激励的模态分析技术越来越成熟,此方法无需专用的激振设备,在结构受到的自然激励接近白噪声情况下,根据响应信号直接识别结构的模态参数<sup>[9-15]</sup>。本文基于自然激励的结构模态参数识别原理,利用 MATLAB 软件编制了结构模态参数识别程序。并且搭建了实验模态测试平台,对某电动汽车白车身进行了模态数据测试。利用本文的方法对电动汽车白车身的模态参数进行了识别,并且将识别的结果和传统的方法进行了对比,验证了本文方法的正确性。最后根据识别的模态参数对该电动汽车白车身动态特性进行了评价。

## 1 基于自然激励的模态参数识别方法

### 1.1 基本原理

利用常规的方法识别结构的模态参数时需要对结构施加激励,测得结构的响应,根据响应和激励信号计算结构的频率响应函数,根据频率响应函数识别结构的模态参数<sup>[16-18]</sup>。从图 1 可以看出,当某结构的固有频率为  $\omega_2$  时(图 1(b)),又在当其受到  $a_1$  激励时,其响应信号具有  $\omega_1$  和  $\omega_2$  两个峰值,此时因为响应信号中包含激励信号信息,所以无法直接根据响应信号识别结构的模态参数。当激励为白噪声时(图 1(a)),该结构的响应信号只有  $\omega_2$  一个峰值,此时可只根据响应信号计算识别结构的模态参数。

### 1.2 参数识别方法

当具有  $m$  自由度的线性结构上任意一点受到  $f_k(j\omega)$  激励的时候,结构上  $i$  点响应  $x_i(j\omega)$  可由式(1)表示。

$$x_i(j\omega) = \sum_{k=1}^m h_{ik}(j\omega)f_k(j\omega) \quad (1)$$

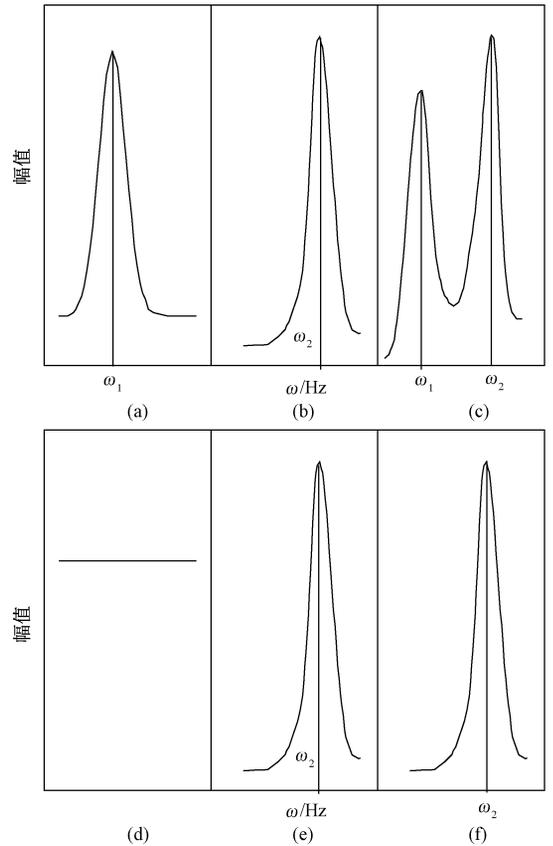


图 1 基本原理

Fig. 1 Basic principles

其中  $h_{ik}(j\omega)$  表示激励点和响应点之间的传递函数,当结构受到的激励为白噪声激励时式(1)可表示为:

$$x_i(j\omega) = f_k(j\omega) \sum_{k=1}^m h_{ik}(j\omega) \quad (2)$$

根据式(2)可得:

$$\alpha_i(j\omega) = \frac{x_i(j\omega)}{x_p(j\omega)} = \frac{\sum_{k=1}^m h_{ik}(j\omega)}{\sum_{k=1}^m h_{pk}(j\omega)} \quad (3)$$

假设结构为实模态,小阻尼系统,则有:

$$h_{i,k}(j\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{ir}\phi_{kr}}{(j\omega - \lambda_r)(j\omega - \lambda_r^*)} \quad (4)$$

式中:  $N$  为所取得模态阶数;  $\lambda_r, \lambda_r^*$  为该结构的特征值。  $\phi_{ir}, \phi_{kr}$  表示第  $r$  阶模态  $i, k$  处的分量。如果各阶模态互不存在耦合,则式(4)可近似表达为式(5)。

$$\alpha_i(j\omega) \approx \frac{\frac{\phi_{ir}}{(j\omega - \lambda_r)(j\omega - \lambda_r^*)} \sum_{k=1}^m \phi_{kr}}{\frac{\phi_{pr}}{(j\omega - \lambda_r)(j\omega - \lambda_r^*)} \sum_{k=1}^m \phi_{kr}} = \phi_{ir}^* \quad (5)$$

式(5)包含了行的各阶模态参数,可根据  $\alpha_i(j\omega)$  进行识别。

具体识别各模态参数时需要先选择一响应较小的点作为参考基准点,计算响应点和参考点的功率谱密度,相干函数,绘出曲线图,选取固有频率,再用半功率带方法识别阻尼比,利用互谱相位和幅值识别振型。

## 2 模态试验

### 2.1 实验方案

实验的总体方案为利用西门子 LMS 公司的实验模态分析测试系统 LMS Test. lab 在自然激励下对某电动汽车白车身进行振动测试,利用本文的方法对该白车身进行模态参数识别。然后利用传统的 PloyMAX 方法对该电动汽车白车身进行模态测试。将本文的方法和 PloyMAX 法识别的结果进行对比,验证测试结果的正确性。

为了测得该白车身的自由模态,需要对该白车身进行四点支撑,支撑时采用空气弹簧,支撑点选在车身底部纵梁,经测试空气弹簧的固有频率小于 3 Hz,与车身固有频率相差较远,可以此模拟车身处于自由状态。测试采用两台电动激振器,两台激振器功率放大器,两只力传感器,三向加速度传感器 10 只。采用的数据采集前端为西门子 LMS 公司的 SCADAS。具体的测试系统框图如图 2 所示。

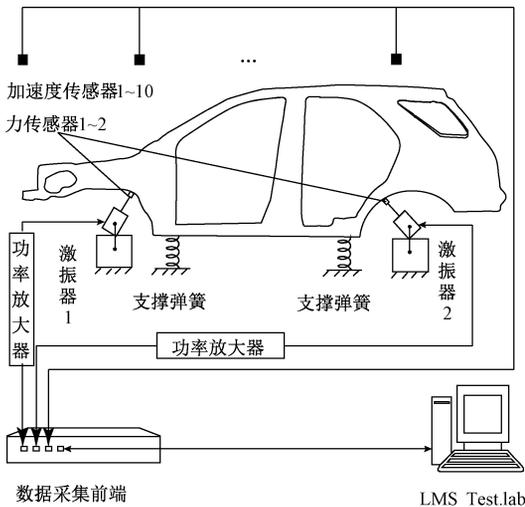


图 2 测试系统框图

Fig. 2 The block diagram of the test system

### 2.2 各实验设备作用

各实验设备的作用为激励振器和功率放大器为白车身提供足够的接近白噪声的自然激励;加速度传感器测试白车身各个测点 3 个方向的加速度;数据采集前端的作用为将测试的各测点位置的加速度信号放大,转化为数字信号传输给计算机处理软件;Test. lab 模态分析测试

软件的作用为分析处理采集到的数字信号,计算功率谱密度函数,传递函数,并且利用传统的 PloyMAX 方法对该白车身的模态参数进行识别。

### 2.3 测点布置及测试

为了对该白车身进行自由模态分析,需要测试车身上各个测点的振动加速度信号,各测点的坐标值可根据该白车身数字三维模型获得,布置测点的原则为尽可能均匀分布,且尽可能表达车身全貌。共设置 263 个测试点。具体实体模型和测点模型对比如图 3 所示。测点布置情况如表 1 所示。

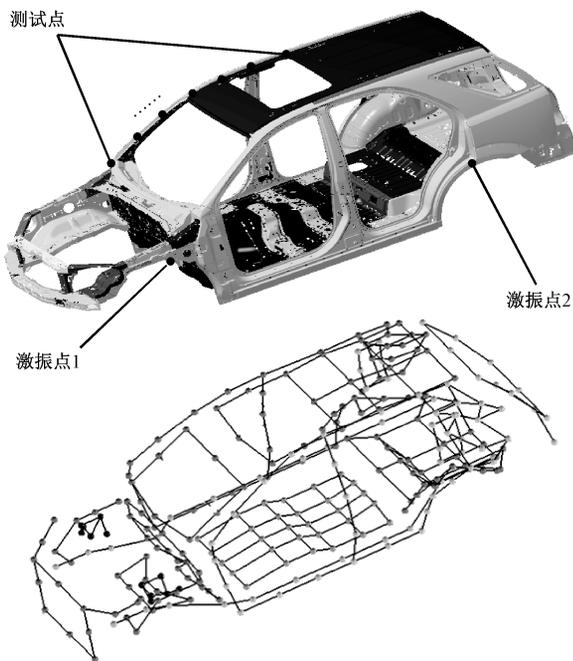


图 3 实体模型和测点模型对比

Fig. 3 Comparison of entity model and measurement point model

表 1 测点布置情况表

Table 1 Layout of measuring points

位置	测点数	位置	测点数
车身左侧	53	车身右侧	53
前挡框	12	发动机舱	25
后备厢	37	底板	30
顶棚	30	纵梁	22

测试时分析频率范围为 0~128 Hz,频率分辨率为 0.125 Hz,因传感器个数限制需要分组进行分,共分为 27 组测试,每组测试 10 次求平均值。测试时传感器粘贴方向按照几何模型设置方向。

## 3 模态参数识别及结果比较

### 3.1 PloyMAX 法识别结构模态参数

根据测试的数据分别利用本文的方法和西门子 LMS

公司的 Test. lab 软件模态分析模块 PloyMAX 方法进行模态分析。因对电动汽车车身动态特性影响较大的固有频率一般在 80 Hz 以内,所以选择分析带宽时选择 80 Hz;导入数据后可通过 Test. lab 模态分析模块的 PloyMAX 方法计算所有 263 个测点的频率响应函数之和,并且显示模态指示函数,如图 4 所示。根据模态指示函数和频率响应函数的极值点选取固有频率,计算阻尼比和振型。

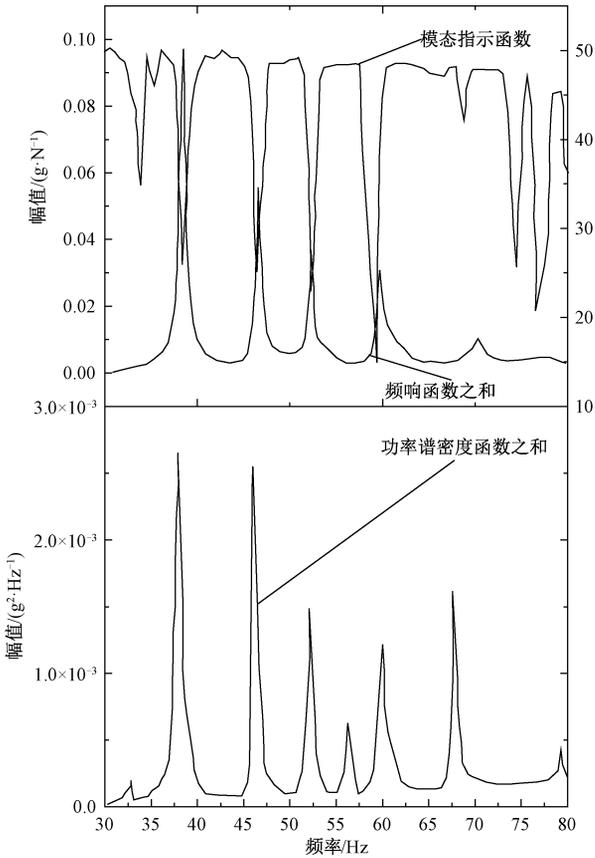


图 4 测试数据

Fig. 4 Data diagrams tested

### 3.2 基于自然激励识别结构模态参数

在采用传统方法根据激励与响应信号进行模态参数识别的同时利用本文的方法只根据响应信号进行模态参数识别,具体过程可表述如下。

将测试的功率谱密度函数导入 MATLAB 软件进行分析,在计算时需要先选择基准通道,计算相关数据,画出曲线图,选取固有频率,如果计算的相关大于 0.95 说明此处为该白车身的固有频率,如果计算的固有频率小于 0.95 说明此处为局部共振,在选取固有频率之后可利用半功率带法识别各阶阻尼比并且绘制振型图,参数识别流程如图 5 所示。

### 3.3 模态参数识别结果对比与分析

根据本文的方法和 PloyMAX 方法识别了该白车身

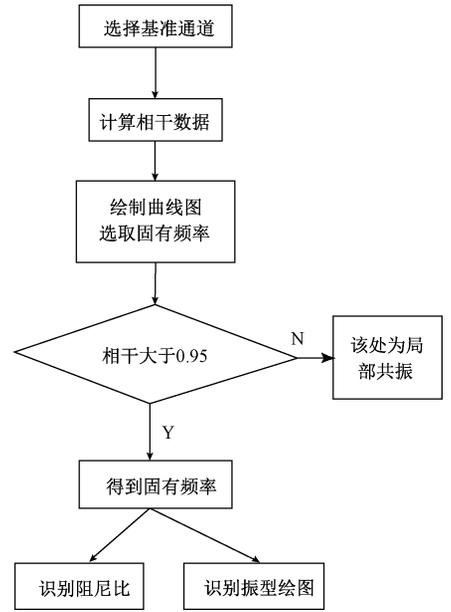


图 5 参数识别流程

Fig. 5 Parameter identification process

前三阶模态参数,其中识别的固有频率和阻尼比的对比情况如表 2 所示。

表 2 固有频率和阻尼比对比情况

Table 2 Comparison of natural frequencies and damping ratios

阶次	参数	本文	PloyMAX	误差/%
1	固有频率/Hz	37.9	38.9	1.8
	阻尼比	0.63	0.73	13
2	固有频率/Hz	46.1	47.1	2.1
	阻尼比	0.72	0.81	11
3	固有频率/Hz	52.7	52.0	1.3
	阻尼比	0.85	0.89	4.4

本文方法识别的前三阶模态参数分别为 37.9、46.1 和 52.7 Hz,对比传统的 PloyMAX 方法识别结果第 2 阶固有频率识别误差最大,为 2.1%,第 3 阶固有频率识别结果误差较小为 1.8%,整体来说固有频率识别结果误差不大。阻尼比识别误差最大是第 1 阶,为 13%。最小是第 3 阶,为 4.4%,整体看阻尼比识别误差稍大。对比前三阶模态振型,运动趋势基本一致。具体振型如图 6~8 所示。从而可以看出对于此类结构,基于自然激励的模态参数识别方法具有较好的识别度。

图 6 为该电动汽车白车身的第 1 阶模态振型,对应固有频率为 37.9 Hz。从图 6 可以看出,在该阶模态中该白车身前仓部分呈现左右摆动的趋势。车尾部分也有摆动趋势,但变形较小。汽车车身其他位置变形较小。

图 7 为识别的该电动汽车的第 2 阶模态参数,结合振型动画和图 7 分析可知,该阶模态主要为沿着汽车行驶方向线的扭转振动,汽车车身的其他位置有少许振动。

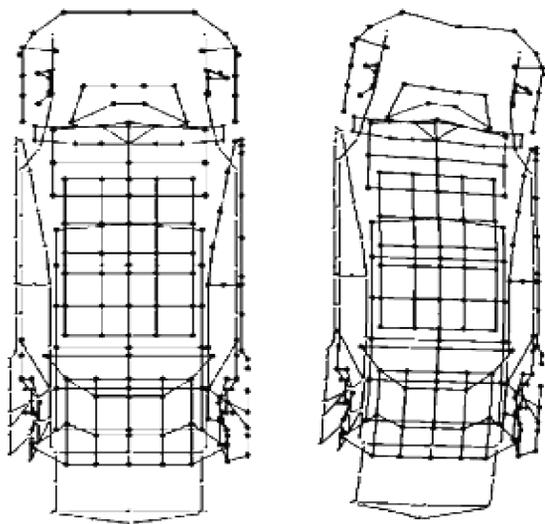


图6 第1阶模态振型

Fig. 6 First-order modal shapes

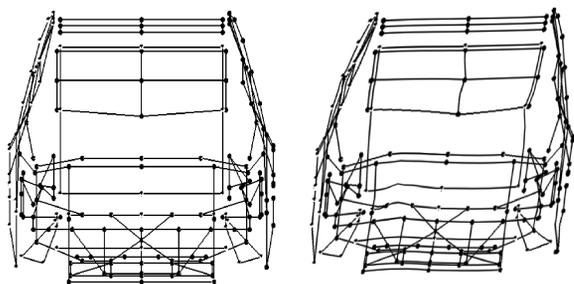


图7 第2阶模态振型

Fig. 7 Second-order modal shapes

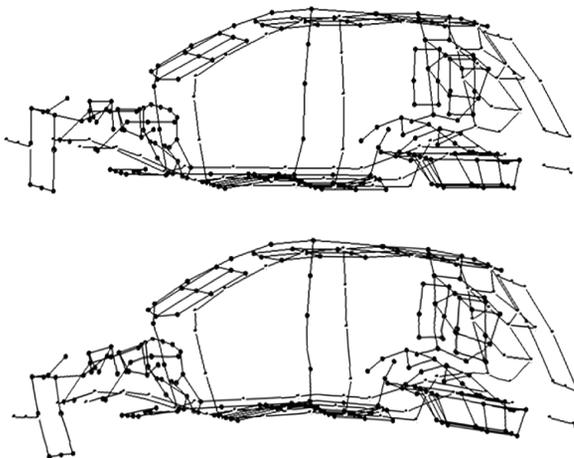


图8 第3阶模态振型

Fig. 8 Third-order modal shapes

图8为该电动汽车白车身的第3阶模态振型,结合图8和振型动画分析可知,在该阶模态下车身主要呈现沿着垂直方向的一阶弯曲运动。

### 3.4 电动白车身动态特性分析与评价

电动汽车的振动激励源主要来自驱动电机和路面不平度。其中电机振动主要是由电机转子机械运动引起。振动的激励频率和电机的转速决定。其共振频率可以由式(6)表示<sup>[19-21]</sup>。

$$f = na/60 \quad (6)$$

式中: $n$ 为电机转速; $a$ 为该电机的磁极对数。本文电动汽车磁极对数为3。常用的电机转速为3 000~6 000 r/min。

由式(6)可知,对应的激励频率为150~300 Hz。对汽车振动影响较大的前三阶模态均远远小于此范围,所以能有效的避开因电机激励发生共振的情况。

电动汽车因行驶时路面产生的激励只要集中在0~20 Hz。该电动汽车白车身一阶固有频率为37.9 Hz,可以避免因路面激励而产生共振的情况。

## 4 结 论

本文提出了一种基于自然激励的电动汽车模态参数提取方法,利用MATLAB软件实现了算法。利用此方法对某电动汽车,模态参数进行了模态参数识别,并对该方法进行了验证。主要结论如下:1)识别的白车身分前三阶模的固有频率误差较小,阻尼比误差稍大,振型基本一致;2)该电动汽车白车身结构设计能有效的避开路面激励频率和电机激励频率,从而避免共振。

本文的结构模态参数识别方法无需用到激振设备,简化了实验过程,可应用与大型、重型不易激励的结构模态参数识别。

### 参考文献

- [1] 牛治东,吴光强. 电动汽车混沌振动信号的小波神经网络预测[J]. 振动与冲击, 2018, 37(8): 120-124.  
NIU ZH D, WU G J. Wavelet neural network prediction of electric vehicle chaotic vibration signals[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(8): 120-124.
- [2] 李远军,孙继炫. 基于特征提取与识别两阶段的汽车电机轴承故障诊断[J]. 电子测量与仪器学报, 2019, 33(2): 56-63.  
LI Y J, SUN J X. Car motor bearing fault diagnosis based on fault feature extraction and recognition stages [J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2019, 33(2): 56-63.
- [3] 高云凯,张荣荣,彭和东,等. 微型电动轿车车身骨架结构分析[J]. 轻型汽车技术, 2004(4): 4-6.  
GAO Y K, ZHANG R R, PENG H D, et al. A structural analysis on the body framework of an electric mini-car [J]. Light Vehicles, 2004(4): 4-6.
- [4] 徐晓瑜,郭永进. 电动低速汽车车身结构刚度约束拓

- 扑优化设计[J]. 机械设计与研究, 2010, 26(2): 110-113.
- XU X Y, GUO Y J. Stiffness-constrained topology optimization for body structure of electric low speed vehicle [J]. Machine Design and Research, 2010, 26(2):110-113.
- [ 5 ] 曹勇, 乐玉汉, 姚泽胜. 基于 NVH 性能的电动汽车车身模态匹配与优化[J]. 上海汽车, 2011, 13(5): 29-32.
- CAO Y, YUE Y H, YAO Z SH. Modal matching and optimization of electric vehicle based on NVH performance [J]. Shanghai AUTO, 2011, 13(5): 29-32.
- [ 6 ] 雷正保, 李铁侠, 王瑞. 纯电动汽车车身多目标拓扑优化设计[J]. 大连理工大学学报, 2015, 55(5): 484-491.
- LEI ZH B, LI T X, WANG R. Multi-objective topology optimization design of pure electric vehicle body [J]. Journal of Dalian University of Technology, 2015, 55(5):484-491.
- [ 7 ] 刘卫斌, 郝琪, 肖琪, 等. 基于相对灵敏度的纯电动汽车白车身轻量化设计[J]. 湖北汽车工业学院学报, 2016, 30(4): 9-13.
- LIU W B, HAO Q, XIAO Q, et al. Design of body-in-white lightweight for pure electric vehicles based on relative sensitivity [J]. Journal of Hubei Automotive Industries Institute, 2016, 30(4):9-13.
- [ 8 ] 唐焱, 刘俊杰, 陈金龙. 电动车辆白车身灵敏度分析及优化[J]. 现代制造工程, 2016(6): 149-152.
- TANG Y, LIU J J, CHEN J L. Sensitivity analysis and optimization of the electric vehicles' body in white [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2016(6):149-152.
- [ 9 ] 张武. 汽车动力总成悬置系统多工况运行模态试验研究[J]. 中国机械工程, 2013(22): 3118-3123.
- ZHANG W. Experimental study on multi work conditions operational modal of automotive engine mounting system [J]. China Mechanical Engineering, 2013(22): 3118-3123.
- [ 10 ] 李舜酩, 郭海东, 李殿荣. 振动信号处理方法综述[J]. 仪器仪表学报, 2013, 34(8): 1907-1915.
- LI SH M, GUO H D, LI D R. Review of vibration signal processing methods [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2013, 34(8): 1907-1915.
- [ 11 ] WHELAN M J, GANGONE M V, JANOYAN K D, et al. Real-time wireless vibration monitoring for operational modal analysis of an integral abutment highway bridge [J]. Engineering Structures, 2009, 31(10): 2224-2235.
- [ 12 ] DONG X, LIAN J, WANG H, et al. Structural vibration monitoring and operational modal analysis of offshore wind turbine structure [J]. Ocean Engineering, 2018, 150(3): 280-297.
- [ 13 ] 毛宽民, 李斌. 基于响应信号的结构模态参数提取方法[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2008, 36(7):77-80.
- MAO K M, LI B. Response signals-based structural modal parameter identification [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Nature Science), 2008, 36(7): 77-80.
- [ 14 ] 孙志春, 周志立, 李言, 等. 基于运行工况的车辆系统工作模态分析[J]. 山东农业大学学报(自然科学版), 2012, 43(3):470-474.
- SUN ZH CH, ZHOU ZH L, LI Y, et al. Operational modal analysis of vehicle ystem based on operational conditions [J]. Journal of Shandong Agricultural University (Natural Science), 2012, 43(3): 470-474.
- [ 15 ] 黄琴, 王彤, 张海黎. 基于随机减量的运行模态频域分析方法[J]. 南京航空航天大学学报, 2011, 43(6): 770-773.
- HUANG Q, WANG T, ZHANG H L. Operational modal analysis method based on random decrement [J]. Transactions of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2011, 43(6): 770-773.
- [ 16 ] 张保钦, 雷保珍, 赵林惠, 等. 风机叶片故障预测的振动方法研究[J]. 电子测量与仪器学报, 2014, 28(3): 285-291.
- ZHANG B Q, LEI B Z, ZHAO L H, et al. Research of vibration method of a blade fault forecasting [J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2014, 28(3):285-291.
- [ 17 ] 张闻, 张方, 姜金辉. 主动式动力反共振隔振系统控制策略研究与仿真[J]. 国外电子测量技术, 2015, 34(10): 17-21.
- ZHANG W, ZHANG F, JIANG J H. Control algorithm design and simulation for active DAVI system [J]. Foreign Electronic Measurement Technology, 2015, 34(10): 17-21.
- [ 18 ] 余东生, 杨一柳, 魏泽飞, 等. 基于激波的 MEMS 微结构底座冲击激励方法研究[J]. 仪器仪表学报, 2015, 36(8):1892-1900.
- SHE D SH, YANG Y L, WEI Z F, et al. Study on the impact base excitation method based on shock wave for mems microstructures [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2015, 36(8): 1892-1900.
- [ 19 ] 李全峰, 黄苏融, 黄厚佳. 不等极弧结构永磁同步电机噪声和转矩特性[J]. 浙江大学学报(工学版), 2018, 52(11): 2210-2217.
- LI Q F, HUANG S R, HUANG H J. Noise and torque

characteristics of permanent magnet synchronous motor with unequal Pole arc structure[J]. Journal of Zhejiang University ( Engineering Science ), 2018, 52 ( 11 ): 2210-2217.

- [20] 马媛,李建贵,刘璟轩. 基于混合动力电动汽车的永磁无刷电机热分析及研究[J]. 工程热物理学报, 2018, 39(11): 2525-2531.  
MA Y, LI J G, LIU J X. Thermal analysis and research of permanent magnet brushless motor based on hybrid electric vehicle [ J ]. Journal of Engineering Thermophysics, 2018, 39(11): 2525-2531.
- [21] 朱显辉,武俊峰,师楠,等. 考虑行驶工况的电动汽车驱动电机动态温升计算[J]. 仪器仪表学报, 2018, 39(7): 127-133.

ZHU X W, WU J F, SHI N, et al. Dynamic temperature rise calculation for EV drive motor regarding driving condition [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2018, 39(7): 127-133.

### 作者简介



李长玉, 2016 年于台湾昆山科技大学获得博士学位, 现为华南理工大学广州学院副教授, 主要研究方向为振动与噪声控制等。

E-mail: licy@gcu.edu.cn.com

**Li Changyu** received Ph. D. from Kun Shan University in 2016. Now he is an associate professor at Guangzhou College of South China University of Technology. His main research interests include vibration and noise control.