

DOI: 10.13382/j.jemi.2017.04.003

某车辆排气系统动态特性计算,测量及分析*

李长玉 章乐一 李细霞 江秋仪

(华南理工大学 广州学院汽车与交通工程学院 广州 510800)

摘要:为分析某车辆排气系统的动态特性,对其分别利用计算模态分析技术和测量模态分析技术进行了研究,获得了该排气系统的前六阶计算模态参数和测量模态参数。通过对比发现前六阶固有频率计算和测量结果误差小于6.5%,振型基本一致。进而根据计算和测量结果分析了该排气系统动态特性,发现该车辆在发动机怠速与经济转速激励下均不会发生共振,并且分析了该排气系统动态特性设计的薄弱环节。研究方法对于汽车排气系统动态特性设计具有一定指导意义。

关键词: 排气系统;测量模态分析;计算模态分析;动态特性

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

Calculation, measurement and analysis for dynamic characteristics of a vehicle exhaust system

Li Changyu Zhang Leyi Li Xixia Jiang Qiuyi

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

Abstract: In order to analyze the dynamic characteristics of the vehicle exhaust system, it is studied by calculating modal analysis and experiment modal analysis technique, respectively. The first six order modal parameters of the exhaust system are obtained. By comparison, it is found that the error of the first six-order natural frequency calculation and the experimental result is less than 6.5%, modal shapes are basically consistent. Then the dynamic characteristic of the exhaust system is evaluated according to the result of calculation and experiment. It is found that the vehicle exhaust system will not occur resonance under the excitation of resonance in idle speed and economic speed, and the weak link of the system is analyzed. The research methods and results have guiding significance for the dynamic characteristic design of vehicle exhaust system.

Keywords: exhaust system; experimental modal analysis; calculation modal analysis; dynamic characteristic

1 引言

随着人们对汽车舒适性要求的提高,汽车排气系统的振动和噪声问题越来越受到人们的关注^[1-3]。汽车排气系统的振动和噪声问题又与其动态特性设计密切相关,只考虑排气系统静态特性已经不能满足设计和制造的要求,越来越多的研究学者对汽车排气系统的动态特性进行了分析和研究^[4-7]。

倪计民等人^[8]2012年建立了排气系统的有限元模

型,对排气系统进行了动态特性分析,并且计算了排气系统吊钩动态响应力。廖芳等人^[9]2012年基于振动传递函数研究了汽车排气系统的动态特性,并且对排气系统悬置点的位置进行了优化。雷刚等人^[10]采用 Hypermesh 和 MSC. Nastran 有限元软件对某乘用车的动态特性进行分析,并且利用平均自由度位移法优化了排气系统的吊耳位置。张慧芳等人^[4]2015年利用实验模态分析技术解决了某 SUV 汽车因振动引起的共鸣问题。黄泽好等人^[11]2016年以某轿车排气系统为研究对象,利用有限元分析的方法分析了其动态特性,并且对该排气管悬挂点

位置进行了优化。

通过文献的分析可知,利用计算模态分析或测量模态分析技术进行汽车排气系统动态特性研究已经较为常见,但同时利用两种方法对排气系统动态特性进行研究和评价的尚较少见。本文利用 ANSYS 模态分析软件对某轿车的排气系统进行了有限元建模,并计算了其前六阶模态参数。然后利用西门子的模态测试系统 LMS Test. lab 对该排气系统进行了测量模态分析。将测量得到的结果与计算结果进行了比对,验证了计算结果的可靠性。并且利用计算和测量得到的模态参数对该排气系统的动态特性进行了评价,然后对该排气系统动态特性设计的薄弱环节进行了分析。本文所提的方法可应用于一般车辆排气系统的动态特性评价,得出的结论可对汽车排气系统的动态特性设计提供一定的指导。

2 排气系统的计算模态分析

汽车的排气系统一般由排气管,波纹管,主消声器,副消声器,连接法兰,悬挂装置组成^[12]。排气系统属于较为复杂的结构,所以在利用 ANSYS 软件进行模态分析时存在建模困难的问题。为解决此问题本文采用大型三维制图软件 CATIA 分别对排气系统的各个零部件进行建模,建模完成后进行装配得到排气系统的几何模型如图 1 所示。

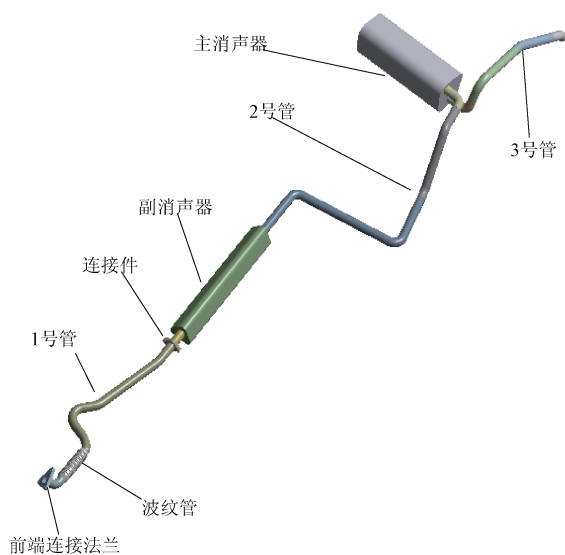


图 1 排气系统几何模型

Fig. 1 Geometric model of exhaust system

将该几何模型存为 ANSYS 软件可识别的格式后导入 ANSYS 软件进行参数设置与网格划分。排气系统的相关物理参数如表 1 所示。

表 1 排气系统材料物理参数

Table 1 Physical parameters of material for exhaust system

弹性模量/GPa	密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	泊松比
210	7 800	0.3

在网格划分时采用自动划分的方法,共划分 79 830 个单元,100 032 个节点。因结构的前几阶模态计算较准确,且对其的动态特性影响较大,故设置求解排气系统的前六阶模态。计算模态分析的结果将在第 4 部分进行描述。

3 排气系统的测量模态分析

3.1 实验设计

计算模态分析往往因建立模型不够精确等原因导致结果偏差,需实验进一步验证。本文采用西门子公司的振动噪声测试系统 LMS Test. lab 对排气系统进行测量模态分析,测试系统如图 2 所示。

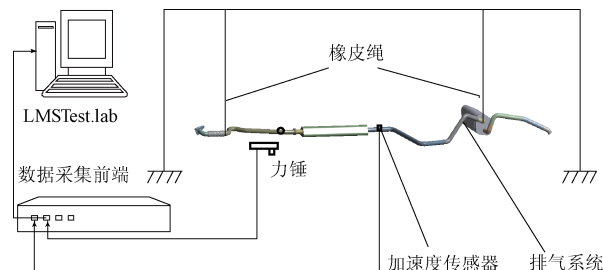


图 1 实验系统

Fig. 2 Schematic diagram of experimental system

测试采用锤击法进行,测点的布置情况如图 3 所示,其中图 3(a)表示了排气系统实体结构上的测点布置情况,图 3(b)表示了根据测点布置情况在 LMS Test. lab 建立的几何模型情况。总共布置测点 30 个。

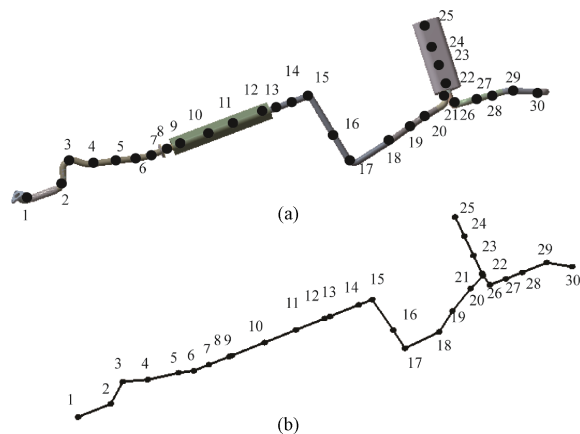


图 3 测点布置

Fig. 3 Layout of measuring point

3.2 测试过程

选取 7 号测点为参考点,在测试时利用力锤敲击 7 号测点。测试时利用加速度传感器拾取 1、2、3、4、5 号测点 X、Y、Z 三方向的加速度信号(因只有三向加速度传感器 5 只,所以每次只能测试 5 个测点)。之后移动传感器测试其他 25 个测点。根据加速度信号和输入的力信号可计算各点相对于参考点频率响应函数。其中第 21 号测点 3 个方向的频率响应函数如图 4 所示。

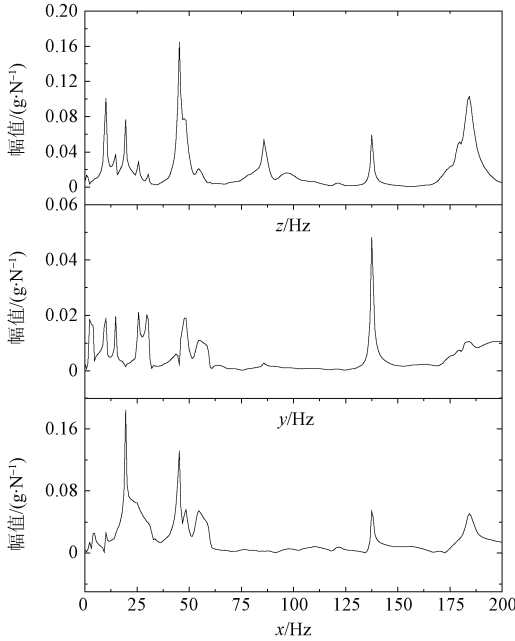


图 4 第 21 号测点频率响应函数

Fig. 4 Frequency response function of point 21

3.3 分析方法

经过测试后,30 个测点共可测得 90 组频率响应函数,可构成相对于参考点的频率响应函数矩阵。根据频率响应函数矩阵可进行排气系统结构模态参数的识别。本文识别模态参数采用 LMS Test. lab 模态分析模块中提供的 Polymax 方法,即最小二乘复频域法。该方法具有较强的抗干扰能力,对复杂结构尤为有效,是目前公认的最优秀的结构模态参数识别方法之一^[13-15]。因此方法应用已经比较成熟,在此对其识别原理不再赘述。通过系统提供的方法分析频率响应函数进行参数识别后取排气系统实验的前六阶模态与计算模态进行对比。结果分析将在文中第 4 部分进行。

4 计算和实验结果的比较

4.1 固有频率对比

通过计算和测量分别得到排气系统的前六阶模态的

固有频率和振型。计算和测量得到的结果可列表 2 进行比较。

表 2 计算和测量结果比较

Table 2 Comparison of calculated and measured results

阶数	计算固有频率/Hz	实验固有频率/Hz	误差/%	振型
1	6.232	6.076	-2.5	图 5
2	9.83	9.962 4	1.3	图 6
3	14.70	13.734	-6.5	图 7
4	20.151	20.78	3.1	图 8
5	22.505	23.56	4.6	图 9
6	37	35.943	-2.8	图 10

从表 2 可以看到由计算和测量得到的排气系统固有频率在前六阶中误差最大的阶次为第三阶,相差 6.5%,误差最小的为第一阶,相差 2.5%。总体来看,在排气系统实体模型建立较准确的情况下,计算和测量得到的固有频率相差较小。

4.2 各阶振型的比较

图 5 ~ 10 分别表示了计算实验模态分析和测量模态分析在前六阶模态振型的比较情况,其中图 5 ~ 10(a)为计算模态分析结果,图 5 ~ 10(b)为测量模态分析结果。通过对比可观察在固定频率附近实验模态和计算模态是否具有相同的振型,进一步判断二者体现的是否同一阶模态。

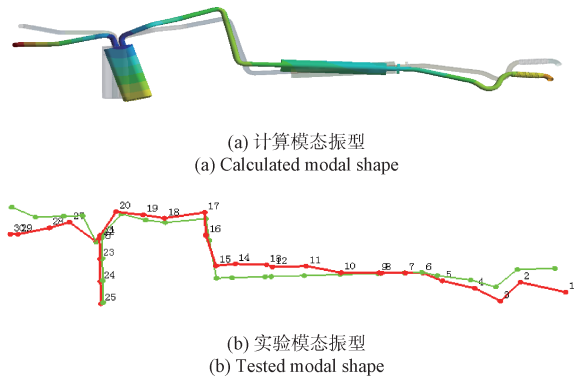


图 5 第一阶模态振型

Fig. 5 The first order modal shape

从第一阶模态振型图分析可以看出,该阶振型为 2 号管绕着 Z 轴的张合运动,该张合运动使得主消声器,5 号管有一个绕 Z 轴上下波动和偏转的趋势,同样使得 1 号管以及波纹管,副消声器等也有绕 Z 轴上下偏转的趋势。从计算和测量的模态振型比较来看两者振型重合度较好。

从第二阶模态振型分析可知,该阶模态为主消声器绕 Z 轴转动,3 号管向上下偏移整体看来是排气管整体

沿着 Z 轴方向的一阶弯曲。比较测量和计算结果发现该阶模态重合度很高。

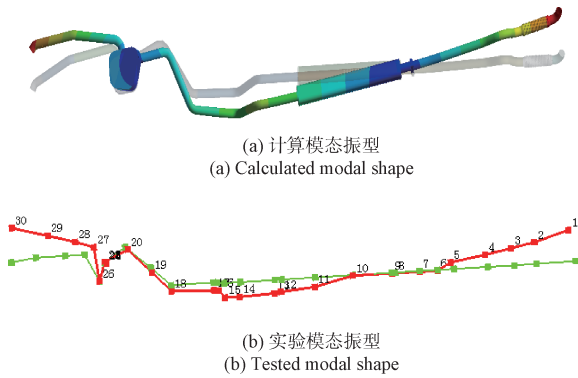


图6 第二阶模态振型
Fig. 6 The second order modal shape

从第三阶模态振型分析可知,在该阶模态 3 号管和主消声器基本不动,副消声器最右端也基本不动,整体看该阶振型为 2 号管,副消声器以及 1 号管和波纹管绕副消声器最右端位置绕 Y 轴的一个偏转运动。计算模态振型和测量模态振型基本一致。

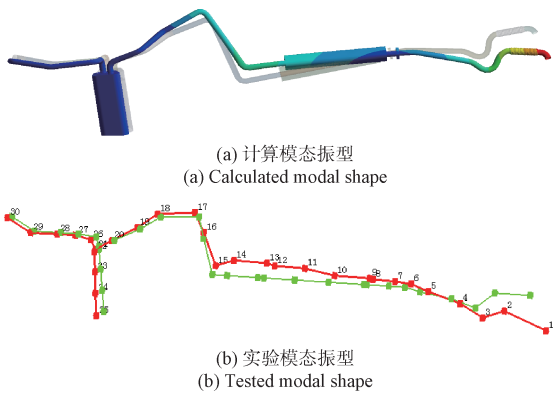


图7 第三阶模态振型
Fig. 7 The third order modal shape

从第四阶模态振型分析可知此时的振型为主消声器基本不变形,副消声器及 1、2 号管以及波纹管,整体绕 X 轴扭动,在计算模态分析中 1 号管绕 X 轴扭动,但在实验模态分析中这个变形并不明显。整体看来为排气管绕 X 轴的扭转运动。此阶测量和计算振型差异较明显。

从第五阶振型图分析可知,计算模态主要变形为 3 号管以及主消声器沿着 X 方向的伸缩,以及绕着 Z 方向的转动。测量模态和计算模态振型区别在于计算模态副消声器基本变形,测量模态副消声器变形较大。

从第六阶振型图分析可知,计算模态为该排气管绕 X 轴的二阶扭转振动,测量模态整体和计算模态相似,但是测量模态振型在扭转振动的同时 3 号管以及副消声器等都有一定的偏移量。

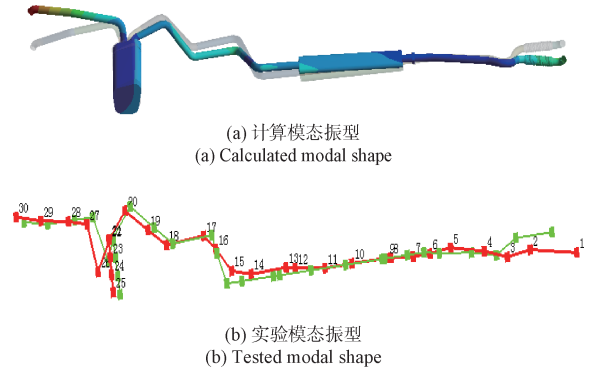


图8 第四阶模态振型
Fig. 8 The fourth order modal shape

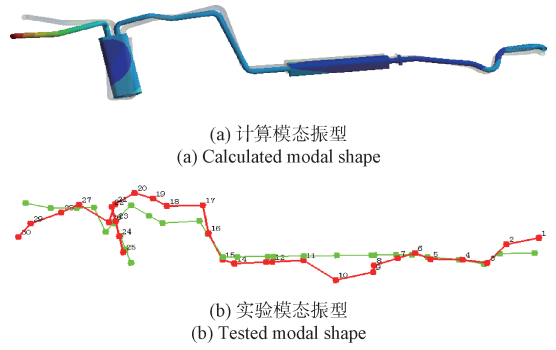


图9 第五阶模态振型
Fig. 9 The fifth order modal shape

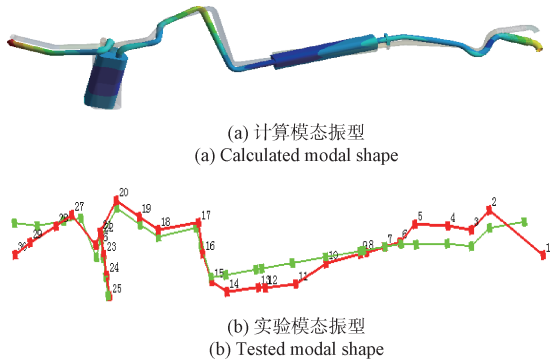


图10 第六阶模态振型
Fig. 10 The sixth order modal shape

4.3 排气系统的动态特性分析

因发动机经常处于怠速转速和经济转速,所以研究在这两个转速下的汽车排气系统共振情况有较重要的意义。查阅该车辆资料可知该发动机的怠速转速为 800 r/min,经济转速为 2 400 r/min。在此转速下的激励频率可按式(1)计算,怠速转速下的激励频率为 26.7 Hz,经济转速下的激励频率为 80.1 Hz。对比表 2 可发现这两个转速的激励频率和排气系统的固有频率相差较大,

所以在这两个转速激励下排气系统不会发生共振。

$$f = \frac{in}{30\tau} \quad (1)$$

式中: f 为激励频率, n 为发动机的转速, i 为发动机的气缸个数, τ 为发动机的冲程数。

在此以测量模态得到的结果作为依据, 排气系统固有频率对应的发动机转速如表 3 所示。

表 3 固有频率和发动机转速

Table 3 Natural frequency and engine speed

模态阶数	固有频率/Hz	转速/(r · min ⁻¹)
1	6.076	182.28
2	9.962 4	298.872
3	13.734	412.02
4	20.78	623.4
5	23.56	706.8
6	35.943	1 078.29

分析表 3 可知在前五阶模态对应的发动机转速小于怠速转速所以不可能发生共振, 第六阶模态对应发动机转速为 1 078 r/min 为不常用转速, 为避免发生共振, 尽量避免发动机在此转速下长时间运行。

5 结 论

本文引入计算模态分析方法和测量模态分析方法对某汽车排气系统进行了研究。得到的相关结论可归结如下:

1) 在低阶时计算模态分析和测量模态分析误差较小, 计算模态分析结果具有较高的可靠性, 但在高阶时计算和测量得到的结果相差较大。

2) 该车辆排气系统能够在发动机在经济转速激励下发生共振。

3) 该车辆的排气系统前几阶固有频率值较低, 对应的发动机转速低于怠速转速, 能够避开整体共振问题。

本文所提的方法可应用于一般汽车排气系统的动态特性评价, 得出的结论可对汽车排气系统的动态特性设计提供一定的参考。

参考文献

[1] 周福强, 王少红, 于梅, 等. 卡车胎近场噪声实验及仿真研究[J]. 电子测量与仪器学报, 2016, 30(5): 669-675.

ZHOU F J, WANG SH H, YU M, et al. Study on the near field noise of truck tire with test and simulation[J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2016, 30(5): 669-675.

[2] 王慧丽, 杨海忠. 基于系统辨识的车辆动力学建模方法[J]. 仪器仪表学报, 2015, 36(6): 1275-1282.

WANG H L, YANG H ZH. Vehicle dynamics modeling method based on system identification [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2015, 36(6): 1275-1282.

[3] 宋崇智, 邵德奇, 赵又群. 基于神经网络的悬架试验系统研究[J]. 仪器仪表学报, 2016, 37(6): 1325-1332.

SONG CH ZH, SHAO D Q, ZHAO Y Q. Suspension test system based on the neural network[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2016, 37(6): 1325-1332.

[4] 张慧芳, 石岩, 范永恒, 等. 某 SUV 排气系统振动引起车内低频轰鸣问题研究[J]. 汽车技术, 2015(5): 32-34.

ZHANG H F, DAN Y, FAN Y H, et al. Research on low frequency booming noise of a SUV caused by exhaust system vibration[J]. Automobile Technology, 2015(5): 32-34.

[5] 谢小平, 韩旭, 吴长德, 等. 基于 PolyMAX 方法的某轿车白车身实验模态分析[J]. 汽车工程, 2009, 31(5): 440-443.

XIE X P, HAN X, WU CH D, et al. Experimental modal analysis for a car body in white based on PLOY MAX method [J]. Automotive Engineering, 2009, 31(5): 440-443.

[6] 王文竹, 刘刚, 程勉宏, 等. 某汽车排气系统悬挂点位置的确定与振动分析[J]. 科学技术与工程, 2015, 15(7): 254-258.

WANG W ZH, LIU G, CHENG M H, et al. Hanger location determination and vibration analysis of an automotive exhaust system[J]. Science Technology and Engineering, 2015, 15(7): 254-258.

[7] 鲍恩涛, 陆益民. 某汽车排气系统振动特性[J]. 噪声与振动控制, 2012(5): 101-103.

BAO EN T, LU Y M. Vibration characteristics of a vehicle exhaust system[J]. Noise and Vibration Control Noise Vibration Control, 2012(5): 101-103.

[8] 倪计民, 沈振华, 金昊, 等. 车辆排气系统模态和振动特性及组件敏感性研究[J]. 汽车技术, 2012(11): 9-12, 34.

NI J M, SHEN ZH H, JIN H, et al. A study on modal and vibration performance and components sensitivity of vehicle exhaust system [J]. Automobile Technology, 2012(11): 9-12, 34.

[9] 廖芳, 高卫民, 顾彦, 等. 基于振动传递函数的排气系统悬挂点位置优化[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2012, 40(6): 926-931.

LIAO F, GAO W M, GU Y, et al. Optimization of

- exhaust hangers location layout by vibration transfer function [J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2012, 40 (6): 926-931.
- [10] 雷刚,胡鹏,刘圣坤. 汽车排气系统模态分析及挂钩位置优化[J]. 内燃机工程,2014, 35(2): 102- 106.
LEI G, HU P, LIU SH K. Modal analysis and hook location optimization of passenger car exhaust system[J]. Chinese International Combustion Engine Engineering, 2014, 35 (2):102- 106.
- [11] 黄泽好,郑风云,姜广志,等. 汽车排气系统悬挂点位置的优化改进[J]. 中国机械工程,2016, 27(15): 2107- 2111.
HUANG Z H, ZHENG F Y, JIANG G ZH, et al. Hanger point location optimization to improve automobile exhaust system [J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(15):2107- 2111.
- [12] 上官文斌,黄志,贺良勇,等. 汽车排气系统吊耳动刚度优化方法的研究[J]. 振动与冲击,2010, 29(1): 100-102.
SHANGGUAN W B, HUANG ZH, HE L Y, et al. Modeling and optimization method of dynamic stiffness for automotive exhaust hangers[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(1): 100-102.
- [13] 叶焰杰,郑威. MATLAB/SimuLink 多输入多输出随机振动试验模拟研究[J]. 国外电子测量技术,2016, 35(1):39-43.
YE Y J, ZHENG W. Simulation study on MIMO random vibration test based on MATLAB/Simulink [J]. Foreign Electronic Measurement Technology, 2016, 35 (1): 39-43.
- [14] 李长玉,王丽. 运行激励下结构模态参数测试方法及其实现[J]. 电子测量与仪器学报,2016, 30(4): 577- 582.
LI CH Y, WANG L. Structural modal parameters testing method and its implementation under excitation of operation [J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2016,30(4):577- 582.
- [15] 白力强,王士学,王磊,等. 火炮行进间射击动态参数测试与数据分析[J]. 电子测量技术,2016, 39(6): 141- 144.
BAI L J, WANG S X, WANG L, et al. Dynamic parameter test and data analysis of gun firing on the move[J]. Electronic Measurement Technology, 2016, 39(6):141- 144.

作者简介



李长玉,1981年出生,2016年于台湾昆山科技大学取得博士学位。现为华南理工大学广州学院讲师。目前主要研究方向为振动与噪声控制等。

E-mail: licy@gcu.edu.cn

Li Changyu was born in 1981, received Ph. D. from Kunshan University in 2016. Now he is a lecturer in Guangzhou College of South China University of Technology and a Ph. D. candidate in Kunshan University. The research area is vibration and noise control.