

文章编号: 1006-1355(2014)02-0098-05

# 悬挂参数对出口车辆动力学性能的影响

邱飞力, 张立民, 张卫华

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 成都 610031)

**摘要:** 针对某型带发电机组的出口列车, 运用动力学分析软件建立了刚柔耦合车辆动力学仿真模型。并对柴油发电机处于工作状态, 车辆在米轨上重载运行时, 分析了不同的一系和二系悬挂系统的优选参数对车辆动力学性能的影响。在给定的悬挂参数范围内, 结果表明内非线性临界速度随一系垂向刚度增大而增大; 随二系垂向刚度增大而出现先增后减的趋势。不同速度下的横向平稳性受垂向阻尼影响较小, 垂向平稳性随着二系垂向阻尼增大而降低并逐渐趋于稳定, 二系垂向刚度对垂向平稳性影响较为复杂。

**关键词:** 振动与波; 出口列车; 刚柔耦合; 悬挂参数; 动力学性能

中图分类号: U27

文献标识码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2014.02.022

## Analysis of the Effect of Suspension Parameters on the Dynamic Performance of an Export Train

QIU Fei-li, ZHANG Li-min, ZHANG Wei-hua

(Traction State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

**Abstract:** A rigid-flexible coupled model for simulating the dynamic performance of an export train with diesel engine generator is established by means of a dynamics analysis code. In the condition of a heavy-duty train running on the railway with the diesel engine working, the influence of the different optimization parameters of the suspension systems on the dynamic behavior of the train is analyzed. The result has shown that in the selected parameters range, the nonlinear critical speed increases with the first order suspension vertical stiffness increasing, while it increases at the beginning and decreases latter with the second order suspension vertical stiffness increasing. The variation of the vertical damping has less influence on the lateral smoothness at different speeds, while the vertical smoothness decreases gradually and tends to be stable with the damping increasing. However, the influence of the vertical stiffness of the second-order suspension on the vertical smoothness is quite complex.

**Key words:** vibration and wave; export train; rigid-flexible coupled; suspension parameters; dynamics performance

由于轨道的各向不平顺, 车辆在行驶过程中产生随机振动, 这种振动引发的车轮动载荷变化效应, 影响列车的运行稳定性和舒适性。运行稳定性最直接的评价指标是蛇行失稳临界速度, 是列车安全运行需要首先保证的动力学性能<sup>[1]</sup>。随着运行车速的提高, 在曲线外轨上设置超高来平衡离心力, 这样原直线和曲线的轨道构造就不完全相同, 加剧车辆的振动<sup>[2]</sup>; 与此同时, 高速使得来自线路的激扰力加

大, 使得车辆振动加剧, 影响车辆运行的平稳性<sup>[3]</sup>。出口列车采用了新的轮缘和轨道外形, 轨距为米轨, 与国内列车的轮轨均不相同, 因而探究其动力学性能, 确保运行的安全性和舒适性显得尤为必要。

## 1 力学方程

弹性车体上任意一点的广义坐标可以表示为<sup>[4]</sup>

$$\xi = [x, y, z, \phi, \theta, \varphi, q_i (i = 1, \dots, m)]^T = [R, \Psi, q]^T \quad (1)$$

它由6个刚体位移坐标和 $m$ 阶模态坐标组成,  $x, y, z$ 是局部坐标系在总体坐标系中的位置;  $\phi, \theta, \varphi$ 是局部坐标系在总体坐标系中的欧拉角;  $q_i$ 是模态振型。 $R, \Psi$ 是各坐标系中矢量表达,  $q$ 是弹性模态振型向量<sup>[5]</sup>。

收稿日期: 2013-07-31

项目基金: 国家科技支撑计划资助项目  
(2009BAG12A04-C03)

作者简介: 邱飞力(1987-), 男, 四川达县人, 博士研究生, 目前从事振动模态、有限元修正研究。  
E-mail: qfl\_43@163.com

系统的动能  $T$ 、势能  $W$  及能量耗散  $\Gamma$  分别为

$$T = \frac{1}{2} \dot{\xi}^T M(\xi) \dot{\xi} \quad (2)$$

$$W = W_g(\xi) + \frac{1}{2} \xi^T K \xi \quad (3)$$

$$\Gamma = \frac{1}{2} \dot{\xi}^T C(\xi) \dot{\xi} \quad (4)$$

式中  $M(\xi)$  为系统的质量矩阵;  $W_g(\xi)$  为重力势能,  $K, C$  分别为对应模态坐标  $q$  结构部件的广义刚度矩阵和阻尼矩阵。

对具有  $r$  个完整约束的弹性体系统, 应用拉格朗日方法可以得到该弹性体的动力学方程<sup>[5, 6]</sup>

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\xi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \xi} + \frac{\partial L}{\partial \xi} + \left[ \frac{\partial \psi}{\partial \xi} \right]^T \lambda = 0 \\ \psi = 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中是拉格朗日函数, 定义为  $L = T - W$ ;  $\lambda$  是约束方程  $\psi$  的拉格朗日乘子;  $Q$  是广义力矩阵。

将(2)~(4)代入(5)可得弹性体方程式

$$\begin{cases} M\ddot{\xi} + M\dot{\xi} - \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial M}{\partial \xi} \dot{\xi} \right]^T \dot{\xi} + K\xi + f_g + C\dot{\xi} + \left[ \frac{\partial \psi}{\partial \xi} \right]^T \lambda = Q \\ \psi = 0 \end{cases} \quad (6)$$

式中  $f_g$  是重力。

## 2 仿真模型

车辆系统是一个比较复杂的系统。在仿真分析中, 对主要关注的参数尽可能做出符合实际, 次要因素可以进行一些相应的简化。因此, 建立以车体为柔性体的刚柔耦合模型车辆系统动力学模型。

首先在有限元软件 ANSYS 中对整车进行建模, 采用 Guyan 缩减<sup>[7]</sup>理论进行自由度缩减并求解模态, 车体有限元模型如图 1。利用 Simpack 与 ANSYS 接口程序将弹性车体导入仿真模型<sup>[8]</sup>, 车辆刚柔耦合动力学模型如图 2。

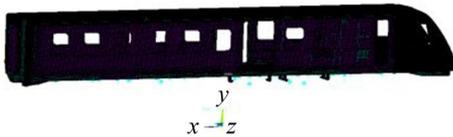


图 1 弹性车体有限元模型

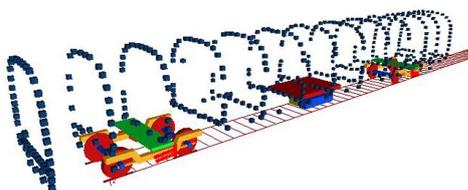


图 2 车辆刚柔耦合动力学模型

刚柔耦合模型主要包括 1 个弹性车体, 2 个构架、4 个轮对、8 个转臂以及柴油发电机组、车体 6 个自由度, 总共 46 个自由度。

该出口车辆建模所用的主要初始参数如表 1 所示。

表 1 出口车辆模型初始参数表

参数	参数值
车体质量	35.3 t
轮对质量	1.26 t
构架质量	1.2 t
一系垂向刚度	750 kN/m
一系垂向阻尼	20 kN.s/m
二系垂向刚度	340 kN/m
二系垂向阻尼	60 kN.s/m

注: 一系、二系垂向阻尼为速度型阻尼, 即速度越大阻尼力越大。

## 3 运行稳定性分析

运行稳定性最直接的评价指标(蛇行失稳速度)是临界速度, 是高速列车安全运行需要首先保证的动力学性能<sup>[1]</sup>。临界速度有两种分析方法, 极限环分析方法和结构临界速度分析方法<sup>[9]</sup>。

结合 Poincaré 提出的点射概念<sup>[10]</sup>, 系统每一个的轨迹的后继点  $Q$  的坐标为  $S$ , 其后继函数为  $S^{k+1} = F(S^k)$ , 若轨迹封闭存在极限环, 后继函数线性表示为<sup>[11]</sup>

$$S^{k+1} = F^* S^k + C \quad (7)$$

式中

$$F^* = \left( \frac{df(S)}{dS} \right) \Big|_{s \rightarrow s^*} \quad (8)$$

根据极限环稳定性条件, 对不动点  $S^*$ (或  $Q^*$ ) 有

$$\left| F^* \right| \begin{cases} < 1 \\ > 1 \end{cases} \quad (9)$$

当  $|F^*|$  其值小于 1 时不动点  $Q^*$  稳定, 大于 1 时不动点  $Q^*$  不稳定。

为了得到准确的非线性和分叉图, 需要给列车加足够长时间和足够大的随机激励, 然后去掉激励让列车运行到稳定的振动或平衡状态<sup>[12]</sup>。通过 Simpack 仿真计算非线性临界速度时, 先给予一段轨道激励, 然后观察车辆在平直轨道上的仿真过程中横向振动是否能够快速收敛, 收敛与发散的临界速度即为非线性临界速度<sup>[13-14]</sup>。在非线性临界速度下, 轮对横向位移既不衰减, 也不放大呈等幅稳态振

动<sup>[15]</sup>。

不同的一系、二系悬挂刚度下,计算出口车的临界速度。车辆的临界速度随一系和二系垂向刚度变化趋势分别如图3和图4所示。

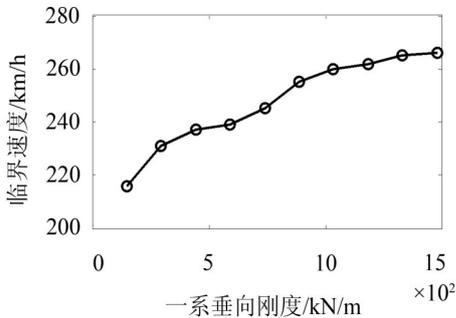


图3 临界速度随一系垂向刚度变化趋势图

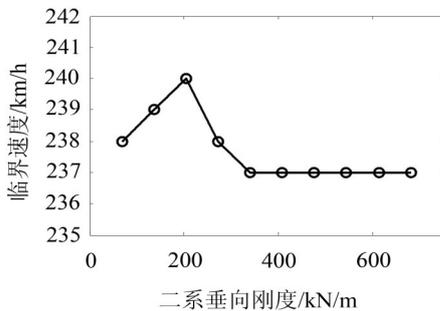


图4 临界速度随二系垂向刚度变化趋势图

从图3和图4可以得出,一系垂向刚度从150 kN/m线性增加到1500 kN/m,车体的临界速度从216 km/h逐渐上升至266 km/h;二系刚度从68 kN/m线性增大到680 kN/m过程中,二系垂向刚度为204 kN/m时,车辆的非线性临界速度最大;二系垂向刚度大于340 kN/m时,二系垂向刚度增大对车辆临界速度不再产生影响。

#### 4 悬挂系统参数对平稳性的影响

铁道车辆的运行品质是评价车辆动力学性能的重要指标之一,而运行平稳性指标是对旅客乘坐舒适性的评价,也是对客车的运行品质的评定<sup>[16]</sup>。目前,国际上采用较多的有两种评价方法,UIC spring评价方法和ISO 2631标准,包括三分之一倍频和总的加权值评价法<sup>[17,18]</sup>。对该出口车型平稳性计算,采用ISO 2631国际标准。该标准以某一方向上所有加速度均方根值作为评价指标,如(10)所示<sup>[19,20]</sup>。

$$a_w = \sqrt{\sum_{i=1}^{20} (W_i a_i)^2} \quad (10)$$

$a_w$ 为频率计权加速度, $W_i$ 为给定的第*i*个1/3倍频带中心频率对应的计权因数; $a_i$ 为第*i*个1/3倍频程带的均方根加速度。

车辆在不同的运行速度下,按标准测取空气弹

簧座上方地板的振动加速度,结合式子(10)计算其平稳性指标。

一系垂向刚度变化对车辆横向和垂向平稳性指标的影响分别如图5和图6。

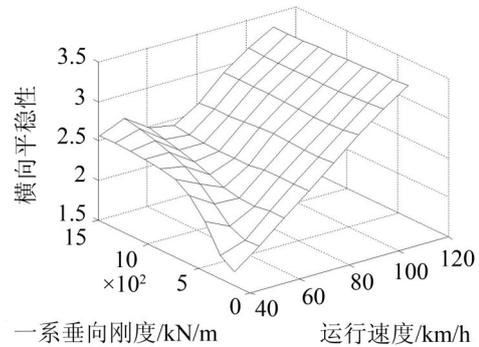


图5 横向平稳性随一系刚度和速度变化趋势图

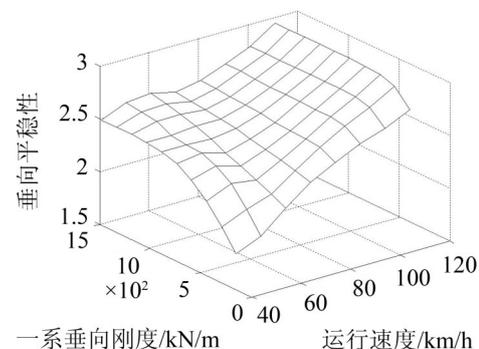


图6 垂向平稳性随一系刚度和速度变化趋势图

由图5和图6可知,列车速度小于60 km/h时,同一速度下横向、垂向平稳性指标随着一系刚度的增大而增大;速度大于60 km/h时,同一速度下一系垂向刚度对横向、垂向平稳性指标影响较小。一系垂向刚度小于750 kN/m时,横向平稳性指标随着速度增大而增大;一系刚度大于750 kN/m时,横平稳性指标在速度60 km/h时最小,速度大于60 km/h随着速度递增。不同一系刚度下,垂向平稳性指标随着速度增大而增大。

二系垂向刚度变化对车辆横向和垂向平稳性指标的影响分别如图7和图8。

不同速度下,二系垂向刚度对列车横向平稳性指标影响较小;列车速度大于70 km/h时,横向平稳性指标随着运行速度增大而增大。列车速度低于60 km/h时,垂向平稳性指标随速度增大而增大,受二系垂向刚度影响较小;列车速度高于60 km/h时,二系刚度在200~400 kN/m范围内垂向平稳性指标较小,二系刚度在400~800 kN/m范围内,垂向平稳性指标受二系影响较小且随着速度提高而增大。

一系垂向阻尼变化对车辆横向和垂向平稳性指标的影响分别如图9和图10。

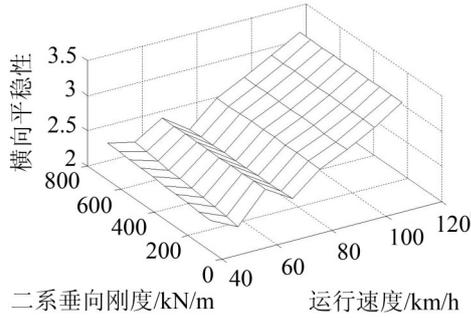


图7 横向平稳性随二系刚度和速度变化趋势图

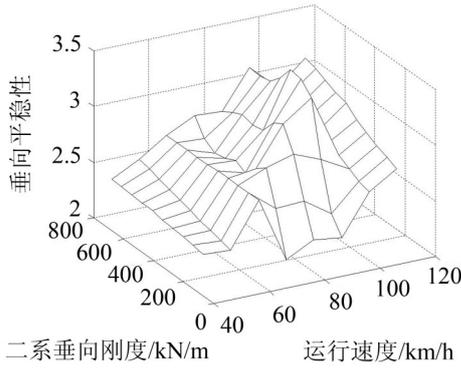


图8 垂向平稳性随二系刚度和速度变化趋势图

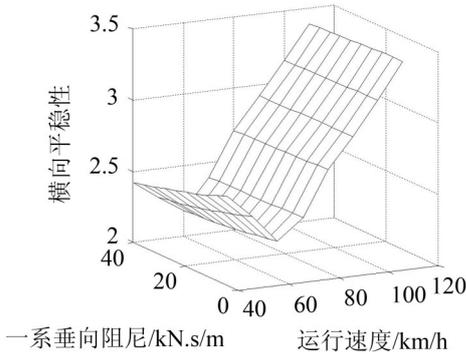


图9 横向平稳性随一系阻尼和速度变化趋势图

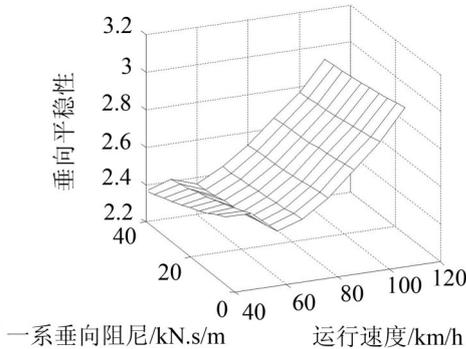


图10 垂向平稳性随一系阻尼和速度变化趋势图

不同速度工况下,横向平稳性指标和垂向平稳性指标受一系垂向阻尼影响较小。列车在60 km/h速度下运行,横向、垂向平稳性指标最小;大于60 km/h速度时,平稳性指标随着速度增大而增大。

二系垂向阻尼变化对车辆横向和垂向平稳性指

标的影响分别如图11和图12。

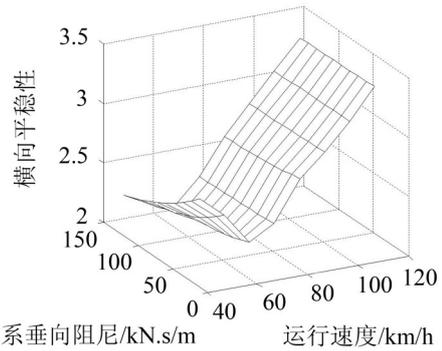


图11 横向平稳性随二系阻尼和速度变化趋势图

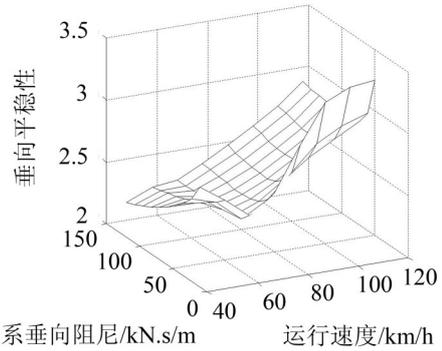


图12 垂向平稳性随二系阻尼和速度变化趋势图

横向平稳性指标在60 km/h速度下最小,大于60 km/h速度时,横向平稳性指标随速度增大而增大,且受二系垂向阻尼影响较小。垂向平稳性指标整体上随着速度增大而增大,随阻尼减小而出现增大趋势。阻尼为75 kN.s/m时,垂向平稳性指标最小;阻尼大于75 kN.s/m时,垂向平稳性指标基本保持不变。

### 5 结语

(1) 一系垂向刚度在150 kN/m~1500 kN/m范围内,车辆的非线性临界速度随一系垂向刚度增大而提高。二系垂向刚度在68~680 kN/m范围内变化,当其取值为204 kN/m时,车辆的非线性临界速度最高。一旦二系垂向刚度大于340 kN/m时,临界速度基本保持不变;

(2) 车辆横向平稳性受一、二系垂向刚度和垂向阻尼的影响较小,在60 km/h速度时取得最小值。车辆运行速度大于60 km/h时,横向平稳性指标随着车速增大而增大;

(3) 垂向平稳性受一系垂向阻尼影响较小,随着速度提高而出现增大的趋势。垂向平稳性随二系垂向阻尼增大而减小,当二系垂向阻尼大于75 kN/s/m后,垂向平稳性基本不变;

(4) 当列车速度低于60 km/h时,一系垂向刚度

越大平稳性越大,二系垂向刚度对垂向平稳性影响较小。列车速度高于60 km/h时,一系垂向刚度对垂向平稳性影响较小。二系垂向刚度对垂向平稳性影响较为复杂,但二系垂向刚度小时垂向平稳性较小。

#### 参考文献:

- [1] 王福天. 车辆系统动力学[M]. 成都:西南交通大学出版社,1994.
- [2] 张健全,黄运华,李 芾. 缓和曲线线型对铁道车辆动力学性能的影响[J]. 交通运输工程学报,2010,10(4):39-44.
- [3] 张曙光. 高速列车设计研究方法[M]. 北京:中国铁道出版社,2009.
- [4] 郭平波,薛世海,杨晨辉. 基于弹性车体模型的高速客车动态响应[J]. 交通运输工程学报,2005,5(2):5-8.
- [5] 宫 岛,周劲松,孙文静. 高速列车弹性车体与转向架耦合振动分析[J]. 2010年全国铁路机车车辆动态仿真学术会议论文集,2100,12.
- [6] 李世亮,王卫东. 考虑车体弹性的铰接式高速车辆模型及响应计算分析[J]. 中国铁道科学,1997,18(2):77-85.
- [7] Guyuan R J. Ruduction of stiffness and mass matrices[J]. *AIAA Journal*, 1965, 2: 1133-1145.
- [8] 李原辉. 高速列车模态匹配与悬挂参数分析研究[D]. 成都:西南交通大学,2012.
- [9] 黄运华. 120 km/h B型地铁车辆动力学性能研究[J]. 机电传动,2009,(5):27-29.
- [10] 王海期. 非线性振动[M]. 北京:高等教育出版社,1992.
- [11] 张卫华. 机车车辆动态模拟[M]. 北京:中国铁道出版社,2006.
- [12] 梁树林,朴明伟,等. 高速列车横向稳定性的非线性影响因素研究[J]. 铁道学报,2009,31(5):24-30.
- [13] 罗 仁,曾 京. 列车系统蛇行稳定性分析及其与单车模型比较[J]. 机械工程学报,2008,44(4):184-188.
- [14] 刑露露,李 芾,符政波. 弹性车轮车辆临界速度及曲线通过性能分析[J]. 电力机车与城市车辆,2012,35(1):25-29.
- [15] 王开云,翟婉明,封全保. 机车牵引状态下曲线通过导向特性研究[J]. 中国铁道科学,2006,27(3):71-76.
- [16] 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范 GB/T 5599-1985[S]. CN-GB 2004.
- [17] 焦俊芬. 客车运行品质评定中应用ISO2631标准的研究[J]. 铁道机车车辆,1995,(4):36-41.
- [18] 万里翔,许明恒. 铁道车辆运行平稳性评价方法的研究[J]. 铁道机车车辆,2001,(1):8-11.
- [19] ISO 2631/1 - 1985 Guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration[S].
- [20] 刘转华. 铁道车辆运行平稳性评价方法研究[D]. 成都:西南交通大学,2012.

(上接第83页)

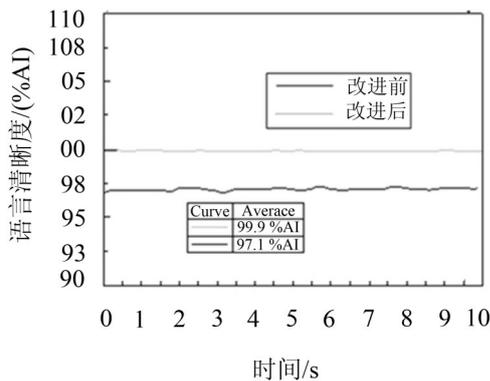


图16 车内语音清晰度对比曲线

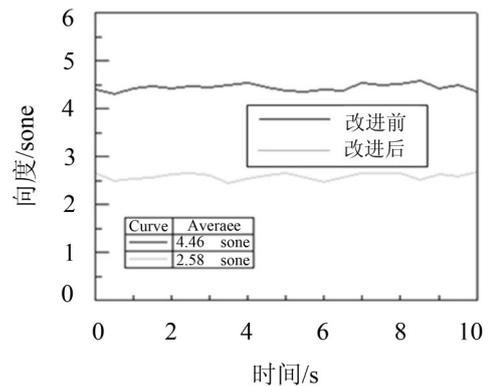


图17 响度对比曲线

- [2] 国家质量监督检验检疫总局. GB/T18697-2002《声学 汽车车内噪声测量方法》[S]. 北京:中国标准出版社,2002.
- [3] 何渝生. 汽车噪声控制[M]. 北京:机械工业出版社,1999. 20-95.
- [4] 马大猷. 噪声控制学[M]. 北京:科学技术出版社,1987. 406-423.
- [5] 熊建强,黄菊花,廖 群. 车辆噪声源识别理论与方法分析[J]. 噪声与振动控制,2008,4:97-101.
- [6] 王晓军. 汽车车内噪声与车身密封性的关系探讨[J]. 北京汽车,2011(02).
- [7] 李志远. 机械工程试验方法与技术[D]. 合肥:合肥工业大学,2002.
- [8] 马大猷. 噪声与振动控制工程手册[M]. 北京:机械工业出版社,2002.
- [9] 叶武平. 车内噪声预测及控制的统计能量分析法研究[D]. 上海:同济大学,2011.8.
- [10] 李耀中. 噪声控制技术[M]. 北京:化学工业出版社,2001.5.