

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2015.03.004

条烟配送系统动力学建模及影响因素研究

杨 韵, 李 庆, 李 光, 符 浩, 樊 明

(湖南工业大学 机械工程学院, 湖南 株洲 412007)

摘 要: 烟草二次配送运输系统中, 装有条烟的金属笼车、缓冲包装物、运载汽车、路面组成了一个复杂的动力学系统。以该系统的动力学仿真和笼车的可靠性为研究内容, 利用刚柔耦合理论来建立系统模型。同时以随机输入和脉冲激励来模拟实际路面, 进行运输平顺性仿真分析。通过分析主副笼加速度变化曲线, 得出同一路况不同车速下运输的平顺性差别; 同时通过分析主副笼加速度功率谱密度曲线, 得出货物受到振动的能量主要集中在频率区间, 可为车身的设计和最高车速的限制提供数据支持。

关键词: ADAMS; 笼车; 刚柔耦合; 功率谱密度; 缓冲物

中图分类号: TB125

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2015)03-0020-05

Dynamics Modeling and Influential Factor Study of Cigarette Distribution System

Yang Yun, Li Qing, Li Guang, Fu Hao, Fan Ming

(School of Mechanical Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China)

Abstract : In the cigarette secondary distribution transportation system, the cage vehicle, the cushion package, the carrying vehicle and the road form of a complicate dynamics system. With dynamic modeling of the complicate system and reliability of the cage vehicle as research contents, sets up a system model by using the rigid-flexible coupling theory. Meanwhile uses the random input and impulse excitation to simulate the actual road and simulates the transportation smoothness. By analyzing changing curves of the acceleration of main cage and auxiliary cage, obtains the transport smoothness difference at different speeds under the same road condition, and through analyzing the acceleration power spectral density curve, obtains the main concentration frequency range of the vibration energy of the goods. It provides data support for the vehicle body design and maximum speed limit.

Keywords : ADAMS; cage vehicle; rigid-flexible coupling; power spectral density; buffer

0 引言

汽车是现代物流中必不可少的运输工具之一, 装载在汽车上的条烟笼车在运输过程中难免会发生损坏, 尤其是装载多层堆码。所以一般汽车运输系统通过约束系统内部部件或添加缓冲包装物, 以缓和振动与冲击, 从而达到保护笼车的目的^[1]。先通过运输系统建模^[2], 将汽车底板与缓冲物、缓冲物与条烟

笼车进行刚柔耦合接触约束, 再利用随机输入路面和脉冲激励来模拟实际路面, 对汽车在不同道路上的行驶进行运输平顺性仿真^[3]。

传统的多刚体动力学建模理论是把汽车运输系统内部各个系统当作刚体考虑, 仿真运算和求解器也只是针对刚性体。要建立刚柔耦合的模型并对模型进行仿真运算, 需要把其中变形较大的刚体部件柔性化。因此, 需要结合现代有限元思想, 充分考

收稿日期: 2015-03-25

基金项目: 湖南省研究生科研创新基金资助项目(CX2014B426)

作者简介: 杨 韵(1990-), 男, 湖南常德人, 湖南工业大学硕士生, 主要研究方向为包装机械, E-mail: Hongkongyang@163.com

通信作者: 李 庆(1989-), 男, 江苏苏州人, 湖南工业大学硕士生, 主要研究方向为包装机械, E-mail: 416590279@qq.com

虑部件的受力、运动和变形。本文研究的重点是以多刚体系统动力学以及有限元的多柔性体动力学^[4]为理论基础,基于ADAMS软件,建立汽车运输系统刚柔耦合模型并仿真。

1 ADAMS 建模理论

基于多体动力学理论,ADAMS软件描述物体空间位置应用的是经典笛卡尔坐标系 $X=(x,y,z)$ 和欧拉角坐标系 $\psi=(\varphi,\theta,\phi)$ 。动力学理论和ADAMS求解方法^[5]是构建实体物理模型的理论基础。ADAMS求解过程和方法的流程如图1所示。

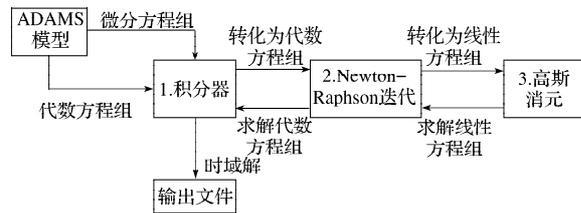


图1 ADAMS 求解数据流程图

Fig. 1 Flowchart of solving the data in ADAMS

2 随机路面输入的汽车平顺性仿真验证

汽车行驶平顺性^[6]是指汽车在一般行驶速度范围内行驶时,能保证乘员不会因车身振动而引起不舒服和疲劳感觉,以及保持所运货物完整无损。一般通过车身振动的固有频率和振动加权加速度均方根^[7](root mean square, RMS)值来评价汽车行驶平顺性。为了保证所运输的货物完整,车身加速度不宜过大。如果车身加速度达到1g,未经固定的货物就有可能离开车厢地板。经大量实验证明,车身振动加速度的极限值应小于0.7g。

研究汽车行驶的平顺性对笼车安全至关重要,汽车车厢振动仿真的准确与否关系到笼车安全的预测。选择汽车在C级路面行驶时的工况作为研究对象进行仿真,得到不同行驶速度下车身垂向加速度均方根的仿真数据和试验数据如表1所示。

表1 车身垂向加速度均方根仿真数据与试验数据
Table 1 The simulated data and experimental data for acceleration RMS of the vertical body

行驶速度 / (km · h ⁻¹)	垂向加速度均方根 / (mm · s ⁻²)	
	仿真值	试验值
50	1 015.770 4	1 012.601 9
60	1 076.174 3	1 069.987 9
70	1 228.526 3	1 221.208 7

3 随机路面车速对笼车振动的影响

对汽车以50,60,70 km/h的速度在C级路面上行

驶进行仿真分析。利用ADAMS /PostProcessor进行仿真,分别得到3种速度下的车身、主笼车和副笼车质心垂向加速度曲线如图2~10所示。

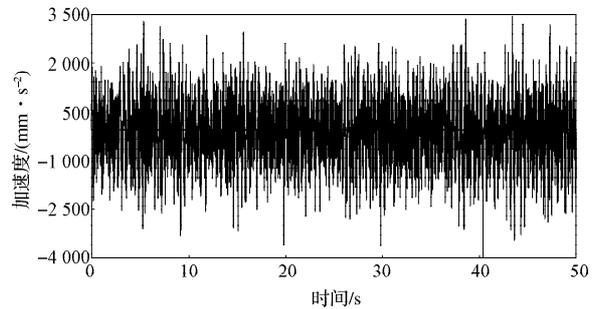


图2 50 km/h时车身质心垂向加速度曲线

Fig. 2 The acceleration curve of 50 km/h along barycenter of the vertical body

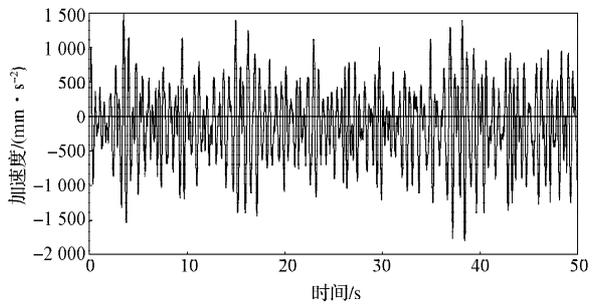


图3 50 km/h时副笼质心垂向加速度曲线

Fig. 3 The acceleration curve of 50 km/h along the auxiliary cage barycenter of the vertical direction

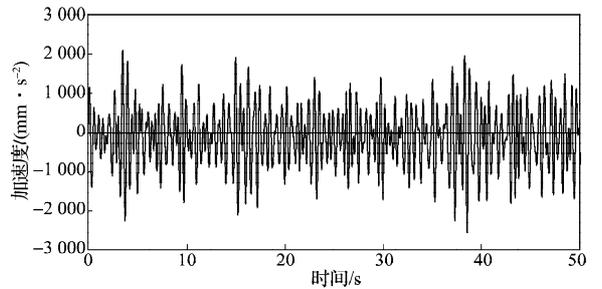


图4 50 km/h时主笼质心垂向加速度曲线

Fig. 4 The acceleration curve of 50 km/h along the main cage barycenter of the vertical direction

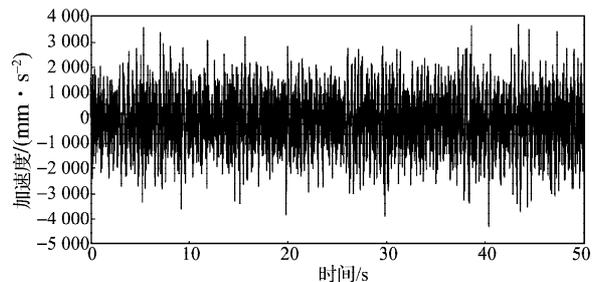


图5 60 km/h时车身质心垂向加速度曲线

Fig. 5 The acceleration curve of 60 km/h along barycenter of the vertical body

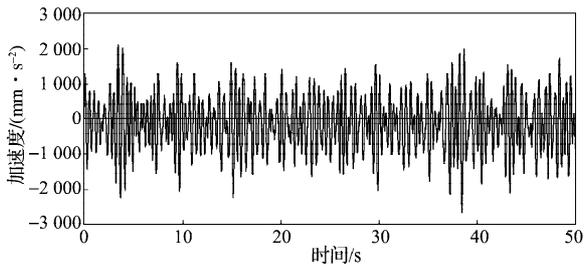


图6 60 km/h时副笼质心垂向加速度曲线

Fig. 6 The acceleration curve of 60 km/h along the auxiliary cage barycenter of the vertical direction

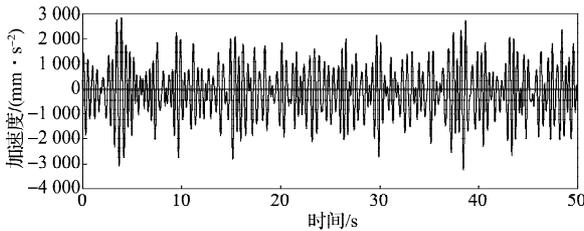


图7 60 km/h时主笼质心垂向加速度曲线

Fig. 7 The acceleration curve of 60 km/h along the main cage barycenter of the vertical direction

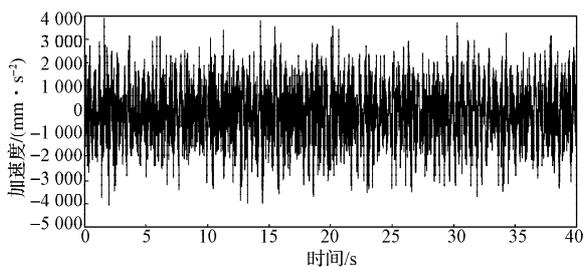


图8 70 km/h时车身质心垂向加速度曲线

Fig. 8 The acceleration curve of 70 km/h along barycenter of the vertical body

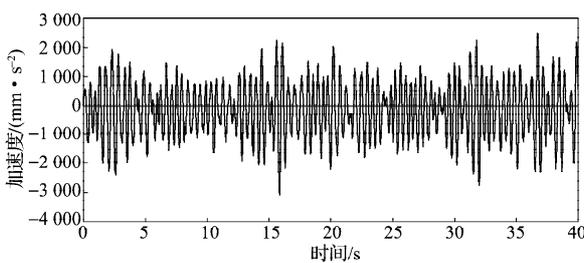


图9 70 km/h时副笼质心垂向加速度曲线

Fig. 9 The acceleration curve of 70 km/h along the auxiliary cage barycenter of the vertical direction

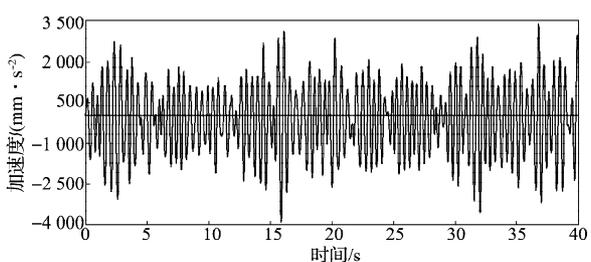


图10 70 km/h时主笼质心垂向加速度曲线

Fig. 10 The acceleration curve of 70 km/h along the main cage barycenter of the vertical direction

根据国际标准ISO2631-1-1997 (E)规定: 当振动波形峰值系数小于9时, 用加权加速度均方根值来评价振动对人体舒适和健康的影响。通过对比加权加速度均方根值与人主观感觉之间的关系来判断汽车的平顺性。对于运输的笼车而言, 运输的平顺性是指保持笼车和里面的条烟完好的性能。根据GB/T 4970—2009《汽车平顺性试验方法》相关规定, 载货汽车的平顺性通常用车厢货物的加速度均方根值来评定其动态特性。不同车速下车身和主、副笼质心垂向加速度均方根如表2所示。

表2 不同车速下车身和主、副笼质心垂向加速度均方根

Table 2 Central vertical acceleration RMS of body, main cage and auxiliary cage under the different speeds

行驶速度 / (km · h ⁻¹)	质心垂向加速度均方根 / (mm · s ⁻²)		
	车身	副笼	主笼
50	1 015.770 4	545.521 9	751.684 3
60	1 076.174 3	773.287 5	968.476 4
70	1 228.526 3	898.032 2	1 163.380 0

从表2可以看出: 1) 主笼质心加速度均方根大于副笼质心加速度均方根。这是由于受到副笼和车厢底的双重作用, 主笼容易发生损坏。所以, 本文更注重对主笼的可靠性分析。2) 在笼车运输时, 车速对车身以及笼车的加速度影响是笼车运输平顺性的重要因素之一。

根据随机振动理论^[8], 用振动的功率谱密度 (power spectral density, PSD) 可以表示随机过程统计参量均方值在频域上的分布, 即振动能量的概率分布。为了进一步了解整个过程在频域内的振动规律, 需要对车身和笼车的加速度信号进行 Fourier 变换^[9], 从而得到概率谱密度曲线。从车身和主笼的功率谱密度曲线中可以得到具有不同固有频率的振动激励所含振动能量的平均密度, 以此来判断此过程中各种频率成分能量的强弱。

对图2~10中不同车速下车身与主笼车质心垂向加速度随时间变化曲线做功率谱变换, 从而得到不同车速下的功率谱密度曲线如图11~16所示。

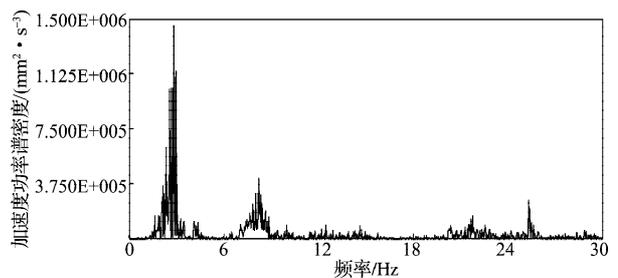


图11 50 km/h时车身质心垂向加速度功率谱密度曲线

Fig. 11 The acceleration power spectral density curves of 50 km/h along barycenter of the vertical body

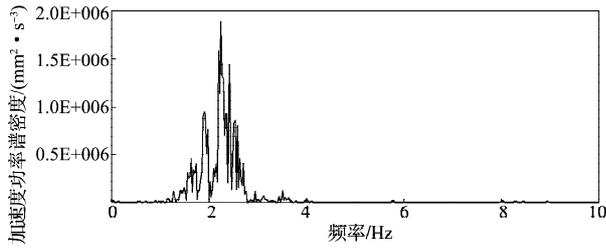


图12 50 km/h时主笼质心垂向加速度功率谱密度曲线

Fig. 12 The acceleration power spectral density curves of 50 km/h along the main cage barycenter of the vertical direction

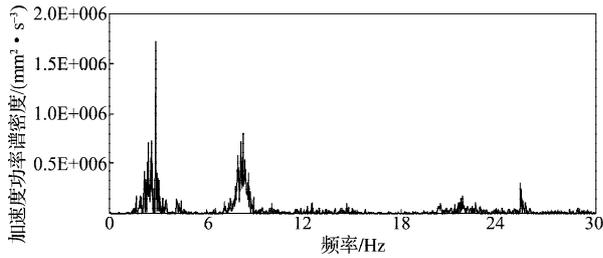


图13 60 km/h时车身质心垂向加速度功率谱密度曲线

Fig. 13 The acceleration power spectral density curves of 60 km/h along barycenter of the vertical body

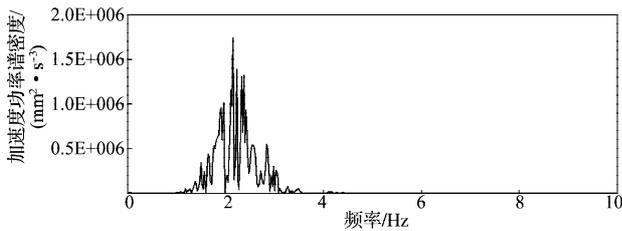


图14 60 km/h时主笼质心垂向加速度功率谱密度曲线

Fig. 14 The acceleration power spectral density curves of 60 km/h along the main cage barycenter of the vertical direction

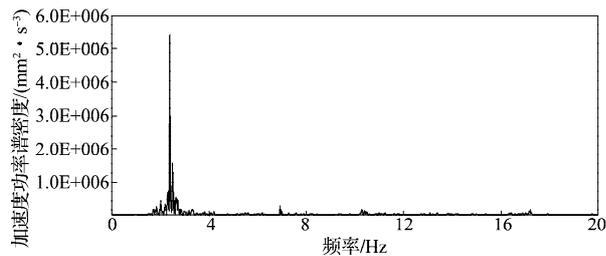


图15 70 km/h时车身质心垂向加速度功率谱密度曲线

Fig. 15 The acceleration power spectral density curves of 70 km/h along barycenter of the vertical body

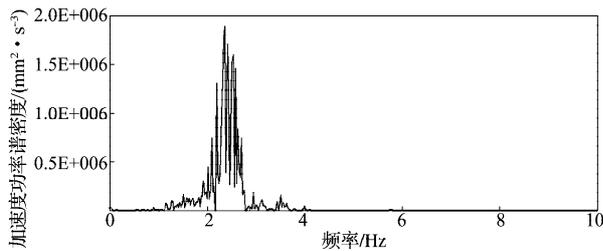


图16 70 km/h时主笼质心垂向加速度功率谱密度曲线

Fig. 16 The acceleration power spectral density curves of 70 km/h along the main cage barycenter of the vertical direction

从图11~16可以看出, 尽管车速不同, 但是主笼的质心垂直方向加速度功率谱密度最高峰值均出现在频率为2~3 Hz之间, 这表明此频率点处振动强度最大; 最高峰值周围1.5~3 Hz也有次峰值。显然, 在这两点之间也存在较强的振动。车身质心加速度功率谱峰值有多个, 且分布不在同一频率。

从不同车速下笼车质心垂直方向加速度功率谱峰值的重复性来看, 主笼受到振动的能量主要集中在1.5~3 Hz频率区间内。从不同车速下车身质心垂向加速度的功率谱曲线来看, 车身受到振动的能量主要集中在小于30 Hz的低频区。所以, 在笼车设计时, 固有频率应避开这个低频区间, 以避免运输过程中因发生共振而导致损坏。在相同车速下将主笼与车身的质心垂向加速度功率谱对比, 可以发现主笼质心垂向加速度功率谱的峰值明显小于车身的。这显然是由于缓冲物柔性体在垂直方向吸收了部分能量。

缓冲物柔性体位于主笼与车厢底之间, 其作用主要是对主笼受到振动和冲击的缓冲和抑制。可通过计算缓冲物柔性体振动的传递率并获得其吸能特性, 来作为实际运用的数据支持。振动传递率^[10]是指主动边振动大小与被动边振动大小的比值。如果振动传递率越大, 那么缓冲物柔性体就越好。加速度的传递率用分贝形式表达为

$$T_{dB} = 20 \cdot \lg \left| \frac{a_a}{a_p} \right|, \quad (1)$$

式中: a_a 为主动加速度; a_p 为被动加速度。

分别选取缓冲物柔性体与车身、主笼外界连接点的垂向加速度值为主动、被动加速度, 再对测得的加速度信号计算其加速度均方根值, 利用式(1)计算不同车速下的加速度传递率。不同车速下缓冲物柔性体的加速度传递率如表3所示。

表3 不同车速下缓冲物柔性体的加速度传递率
Table 3 Acceleration transfer ratio of buffer flexible body under different speeds

行驶速度 / (km · h ⁻¹)	$a_a /$ (mm · s ⁻²)	$a_p /$ (mm · s ⁻²)	加速度 传递率 /dB
50	611.458	281.762	6.729 7
60	711.020	316.840	6.367 6
70	825.361	409.516	6.137 2

从表3可以看出, 当车速在50~70 km/h的范围内, 计算得到的加速度传递率分布在6.137 2~6.729 7 dB的范围内。随着车速的增加, 加速度传递率反而下降, 这证明缓冲物的传递率性能也越来越弱。因此, 为了保证主笼的安全运输, 汽车在行驶过程中车速不宜过快, 否则, 缓冲物柔性体不能起到应有的作用, 缓冲

物和主簧都会受到损坏。

4 结语

在随机路面输入下的运输仿真结果表明：车速是影响货物平顺性的主要因素。车速在 60 km/h 时，车身和主、副簧垂向加速度相对 50 km/h 时变化不大，且速度适中；从不同车速下加速度功率谱曲线来看，货物受到振动的能量主要集中在 1.5~3 Hz 的频率区间内。因为缓冲物柔性体的作用使得货物的振动能量远小于车身，所以汽车在运输时车速不宜过快，尤其是在路况差的道路上低速行驶更有利于笼车及内装条烟的运输安全。

参考文献：

- [1] 李庆, 李光. 条烟配送笼车的结构强度分析与轻量化设计[J]. 包装学报, 2014, 6(4): 49-53.
Li Qing, Li Guang. Structural Strength Analysis and Light-Weight Design of Cigarette Distribution Cage Vehicle [J]. Packaging Journal, 2014, 6(4): 49-53.
- [2] 祁明明, 王力, 袁超, 等. 基于 eM-Plant 的铁水铁路运输物流系统建模与仿真[J]. 工业工程, 2010, 13(2): 76-81.
Qi Mingming, Wang Li, Yuan Chao, et al. eM-Plant Based Simulation Model for Hot Metal Transportation in Steel Plant[J]. Industrial Engineering Journal, 2010, 13(2): 76-81.
- [3] 王永涛, 李成, 马志垒. 基于 ADAMS/Car Ride 汽车平顺性仿真[J]. 机械设计与制造, 2010(4): 81-82.
Wang Yongtao, Li Cheng, Ma Zhilei. Simulation on Vehicle Ride Comfort Based on ADAMS/Car Ride[J]. Machinery Design & Manufacture, 2010(4): 81-82.
- [4] 陆志华, 叶庆泰, 孙世基, 等. 柔性多体动力学在工程机械设计中的应用研究[J]. 机械科学与技术, 1997, 16(4): 590-594.
Lu Zhihua, Ye Qingtai, Sun Shiji, et al. Application of Flexible Multibody System Dynamics to Engineering Machinery Design[J]. Mechanical Science and Technology, 1997, 16(4): 590-594.
- [5] 王国强, 张进平, 马若丁. 虚拟样机技术及其在 ADAMS 上的实践[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2002: 187-190.
Wang Guoqiang, Zhang Jinping, Ma Ruoding. Virtual Prototype Technology and Its Application in ADAMS[M]. Xi'an: Northwest Polytechnical University Press, 2002: 187-190.
- [6] 万里翔, 许明恒. 汽车行驶平顺性评价方法的研究[J]. 西南交通大学学报, 2001, 36(1): 71-74.
Wan Lixiang, Xu Mingheng. Study on Evaluation Methods for Human Exposure to Whole-Body Vibration of Automotive Ride[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2001, 36(1): 71-74.
- [7] 王其东, 方锡邦, 钱立军, 等. 基于虚拟样机技术的汽车钢板弹簧设计及分析研究[J]. 机械工程学报, 2001, 37(12): 63-66.
Wang Qidong, Fang Xibang, Qian Lijun, et al. Research on the Analysis and Synthesis of Automobile Leaf Spring Based on Virtual Prototypes Technique[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(12): 63-66.
- [8] Boore D M, Joyner W B. A Note on the Use of Random Vibration Theory to Predict Peak Amplitudes of Transient Signals[J]. Bulletin of the Seismological Society of America, 1984, 74(5): 2035-2039.
- [9] Carr P, Madan D B. Option Valuation Using the Fast Fourier Transform[J]. Journal of Computational Finance, 1999, 2(4): 61-73.
- [10] Lim T C, Singh R. Vibration Transmission Through Rolling Element Bearings, Part I: Bearing Stiffness Formulation[J]. Journal of Sound and Vibration, 1990, 139(2): 179-199.

(责任编辑: 邓光辉)