

文章编号:1006-1355(2019)02-0100-05

矿用自卸车乘坐舒适性试验研究

索雪峰, 焦生杰, 马锡勇, 李 凯

(长安大学 道路施工技术与装备教育部重点实验室, 西安 710064)

摘要:车辆舒适性对驾驶员的身心健康有重要影响。为研究矿用自卸车在随机路面上行驶时的乘坐舒适性问题,以某110吨矿用自卸车为研究对象,建立整车10自由度动力学模型,分析车辆舒适性的影响因素,并选择矿区随机路面进行现场试验测试和分析,获得不同路面激励工况下的时域响应、频域响应以及车辆乘坐舒适性。结果表明随着车速增加,路面激励加速度的大小和频率都增大,导致车辆舒适性变差;随着车辆载重增加,路面激励频率减小,车辆舒适性提高。

关键词:振动与波;矿用自卸车;乘坐舒适性;随机路面;频域响应

中图分类号:U461.4

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2019.02.019

Experimental Research on Riding Comfort of Mining Dump Trucks

SUO Xuefeng, JIAO Shengjie, MA Xiyong, LI Kai

(Key Laboratory of Road Construction Technology and Equipment of MOE,
Chang'an University, Xi'an 710064, China)

Abstract : Vehicle comfort has a serious impact on the driver's physical and mental health. In order to study the ride comfort of mining dump trucks driving on random roads, this article takes a 110 t mining dump truck as the research object. A 10-DOF dynamic model for the mining dump truck is established to study the influence factors of the vehicle comfort. Meanwhile, the in-situ test and analysis are conducted on the random road in the mine area. The time domain response, frequency response and ride comfort of the vehicle under different working conditions are obtained. The result indicates that as the vehicle speed increases, both the acceleration magnitude and the frequency of the the road excitation increase, resulting in poor vehicle comfort. With the increase of vehicle's load, the frequency of road excitation decreases and the vehicle's comfort improves.

Keywords : vibration and wave; mining dump truck; ride comfort; random road; frequency response

随着矿用车辆的发展,车辆的乘坐舒适性成为人们越来越关心的问题,尤其是矿用车辆行驶路面差、驾驶员工作时间长,舒适性差会对驾驶员身体造成严重损伤。因此,研究影响矿用车辆乘坐舒适性的因素,对于改善车辆性能、保护驾驶员的身心健康具有重要意义。

Griffin等^[1]指出乘坐的舒适性与车辆振动有关,短时间乘坐不舒适的车辆会造成身体不适,长期的话会对身体造成损伤,很容易造成背部和颈部的肌

肉损伤。S. Komamura等^[2]指出当冲击频率在0.1 Hz~0.5 Hz之间时会造成乘坐人员晕车,当冲击频率在0.5 Hz~80 Hz时会造成乘坐人员舒适性差。Kyuhyun Sim等^[3]对农用拖拉机进行了舒适性测试和研究,最终通过采用半主动悬架提高了车辆的舒适性。Yufen Zhou等^[4]通过仿真分析了车辆在长桥上行驶的乘坐舒适性,并分析了其它车辆及风力对舒适性的影响。郑州大学李成等^[5]以某SUV为研究对象,运用ADAMS软件建立整车模型,以B、C级随机路面为输入路面,依照国家标准进行汽车平顺性仿真分析,得到降低悬架刚度可以改善汽车行驶平顺性的结论。西南交通大学笪颖帆^[6]以某60 t铰接式自卸车为研究对象,参照相关平顺性评价标准,运用SIMPACK多体动力学软件对铰接式自卸车进行了平顺性仿真分析研究。王贵春等^[7]利用仿真手段分析了车辆通过大桥时车辆的动力响应和舒适性。

收稿日期:2018-06-01

基金项目:中央高校基本科研业务费专项基金资助项目
(300102258110;310825171004)

作者简介:索雪峰(1981-),男,河北省献县人,博士研究生,
主要研究方向为车辆振动与冲击。

通信作者:焦生杰,男,博士生导师。

E-mail: jsj@chd.edu.cn

上述研究中,多数关于车辆乘坐舒适性的研究都是借助仿真手段^[8]。在实际矿区路面上进行试验和分析很少。为了研究影响车辆舒适性的主要因素,本文以某110 t的矿用自卸车为研究对象,建立整车10自由度动力学模型,分析影响车辆舒适性的主要因素。并选择矿区随机路面进行现场测试和研究,得出不同工况下车辆的舒适性,分析影响车辆乘坐舒适性的主要因素,可为进一步改善车辆乘坐舒适性提供指导。

1 整车10自由度动力学模型

矿用自卸车是一个复杂的多自由度振动系统,为了能充分反映系统特性,本文建立考虑座椅刚度和阻尼在内的整车10自由度振动模型,研究车辆的乘坐舒适性,忽略轮胎的阻尼。

矿用自卸车的10自由度动力学模型如图1所示。其中左侧是正视图,右侧是侧视图。

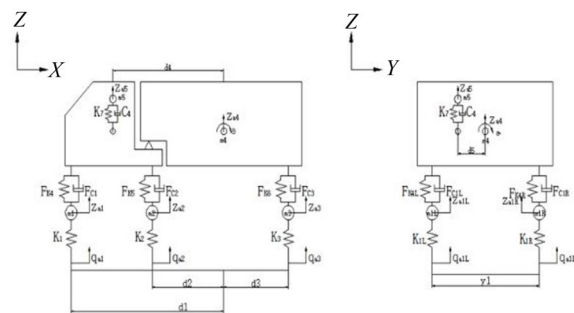


图1 整车10自由度动力学模型

据牛顿第二定律,可得到整车运动的数学模型,即式(1)至式(10)。

$$m_{1L}\ddot{Z}_{a1L} + F_{k1L} + F_{c1L} + m_{1L}g - K_{1L}(q_{a1L} - Z_{a1L}) = 0 \quad (1)$$

$$m_{1R}\ddot{Z}_{a1R} + F_{k1R} + F_{c1R} + m_{1R}g - K_{1R}(q_{a1R} - Z_{a1R}) = 0 \quad (2)$$

$$m_{2L}\ddot{Z}_{a2L} + F_{k2L} + F_{c2L} + m_{2L}g - K_{2L}(q_{a2L} - Z_{a2L}) = 0 \quad (3)$$

$$m_{2R}\ddot{Z}_{a2R} + F_{k2R} + F_{c2R} + m_{2R}g - K_{2R}(q_{a2R} - Z_{a2R}) = 0 \quad (4)$$

$$m_{3L}\ddot{Z}_{a3L} + F_{k3L} + F_{c3L} + m_{3L}g - K_{3L}(q_{a3L} - Z_{a3L}) = 0 \quad (5)$$

$$m_{3R}\ddot{Z}_{a3R} + F_{k3R} + F_{c3R} + m_{3R}g - K_{3R}(q_{a3R} - Z_{a3R}) = 0 \quad (6)$$

$$m_4\ddot{Z}_{a4} - (F_{k1L} + F_{k1R} + F_{k2L} + F_{k2R} + F_{k3L} + F_{k3R}) - (F_{c1L} + F_{c1R} + F_{c2L} + F_{c2R} + F_{c3L} + F_{c3R}) + K_7 \cdot (Z_{a4} - d_4\theta - Z_{a5}) + C_4 \cdot (\dot{Z}_{a4} - d_4\dot{\theta} - \dot{Z}_{a5}) + m_4g = 0 \quad (7)$$

$$I_x\ddot{\theta} - (F_{k1L} + F_{k1R} + F_{c1L} + F_{c1R}) \cdot d_1 - (F_{k2L} + F_{k2R} + F_{c2L} + F_{c2R}) \cdot d_2 - (F_{k3L} + F_{k3R} + F_{c3L} + F_{c3R}) \cdot d_3 - K_7 \cdot (Z_{a4} - d_4\theta - Z_{a5}) \cdot d_4 - C_4 \cdot (\dot{Z}_{a4} - d_4\dot{\theta} - \dot{Z}_{a5}) \cdot d_4 = 0 \quad (8)$$

$$I_y\ddot{\alpha} - \frac{1}{2}y_1 \cdot (F_{k1L} + F_{k2L} + F_{k3L} + F_{c1L} + F_{c2L} + F_{c3L}) + \frac{1}{2}y_1 \cdot (F_{k1R} + F_{k2R} + F_{k3R} + F_{c1R} + F_{c2R} + F_{c3R}) - K_7 \cdot (Z_{a4} - d_5\alpha - Z_{a5}) \cdot d_5 - C_4 \cdot (\dot{Z}_{a4} - d_5\dot{\alpha} - \dot{Z}_{a5}) \cdot d_5 = 0 \quad (9)$$

$$m_5\ddot{Z}_{a5} - K_7(Z_{a4} - d_4\theta - Z_{a5}) - C_4(\dot{Z}_{a4} - d_4\dot{\theta} - \dot{Z}_{a5}) + m_5g = 0 \quad (10)$$

模型中各参数含义如下:

q_{a1L} 、 q_{a1R} 、 q_{a2L} 、 q_{a2R} 、 q_{a3L} 、 q_{a3R} 为前、中、后桥左右车轮路面输入;

m_{1L} 、 m_{1R} 、 m_{2L} 、 m_{2R} 、 m_{3L} 、 m_{3R} 为前、中、后桥左、右侧非悬挂质量,均为150 kg;

m_4 、 m_5 为车身质量、人和座椅的总质量;

Z_{a1L} 、 Z_{a1R} 、 Z_{a2L} 、 Z_{a2R} 、 Z_{a3L} 、 Z_{a3R} 为前、中、后桥左右侧非悬挂质量的位移;

Z_{a4} 为车身垂向位移, Z_{a5} 为座椅垂向位移;

F_{c1L} 、 F_{c1R} 、 F_{c2L} 、 F_{c2R} 、 F_{c3L} 、 F_{c3R} 为前、中、后桥悬架左、右侧的输出阻尼力;

F_{k1L} 、 F_{k1R} 、 F_{k2L} 、 F_{k2R} 、 F_{k3L} 、 F_{k3R} 为前、中、后桥悬架

左、右侧的输出弹性力;

K_{1L} 、 K_{1R} 、 K_{2L} 、 K_{2R} 、 K_{3L} 、 K_{3R} 为前、中、后桥左、右侧轮胎的垂直刚度;

K_7 为座椅刚度;

C_4 为座椅的阻尼系数;

θ 、 α 为簧载质量绕 x 轴和 y 轴的转角;

I_x 、 I_y 为簧载质量绕 x 轴和 y 轴的转动惯量;

d_1 、 d_2 、 d_3 、 d_4 、 d_5 、 y_1 为前桥距整车质心距离、中桥距整车质心距离、后桥距整车质心距离、座椅距整车质心纵向距离、座椅距整车质心纵向距离、轴距。

由式(1)至式(6)和式(10)可得

$$\ddot{Z}_{a5} = \frac{K_{1L}(q_{a1L} - Z_{a1L}) + K_{1R}(q_{a1R} - Z_{a1R}) + K_{2L}(q_{a2L} - Z_{a2L}) + K_{2R}(q_{a2R} - Z_{a2R}) + K_{3L}(q_{a3L} - Z_{a3L}) + K_{3R}(q_{a3R} - Z_{a3R})}{m_5} - \frac{900g + 150 \times (\ddot{Z}_{a1R} + \ddot{Z}_{a1L} + \ddot{Z}_{a2R} + \ddot{Z}_{a2L} + \ddot{Z}_{a3R} + \ddot{Z}_{a3L}) + m_4\ddot{Z}_{a4} + m_4g + m_5g}{m_5} \quad (11)$$

由式(8)可得

$$\ddot{\theta} = \frac{(F_{k1L} + F_{k1R} + F_{c1L} + F_{c1R}) \cdot d_1 + (F_{k2L} + F_{k2R} + F_{c2L} + F_{c2R}) \cdot d_2 + (F_{k3L} + F_{k3R} + F_{c3L} + F_{c3R}) \cdot d_3}{I_x} + \frac{K_7 \cdot (Z_{a4} - d_4\theta - Z_{a5}) \cdot d_4 + C_4 \cdot (\dot{Z}_{a4} - d_4\dot{\theta} - \dot{Z}_{a5}) \cdot d_4}{I_x} \quad (12)$$

由式(9)可得

$$\ddot{\alpha} = \frac{\frac{1}{2}y_1 \cdot (F_{k1L} + F_{k2L} + F_{k3L} + F_{c1L} + F_{c2L} + F_{c3L}) - \frac{1}{2}y_1 \cdot (F_{k1R} + F_{k2R} + F_{k3R} + F_{c1R} + F_{c2R} + F_{c3R})}{I_y} + \frac{K_7 \cdot (Z_{a4} - d_5 \dot{\alpha} - Z_{a5}) \cdot d_5 + C_4 \cdot (\dot{Z}_{a4} - d_5 \dot{\alpha} - \dot{Z}_{a5}) \cdot d_5}{I_y} \quad (13)$$

车辆的乘坐舒适性主要取决于座椅的垂直振动加速度 \ddot{Z}_{a5} 、簧载质量绕 x 轴的转动加速度 $\ddot{\theta}$ 和簧载质量绕 y 轴的转动加速度 $\ddot{\alpha}$ ，而以上三个参数的大小又主要取决于路面输入、悬架刚度和车身尺寸等参数。

综上所述可以看出，路面的不平度是整个车辆动力学模型的输入，是影响车辆乘坐舒适性的主要因素。车辆行驶速度变化会影响路面的冲击频率变化从而影响车辆的舒适性；悬架系统的刚度和阻尼也是影响车身振动的关键因素，车辆载重变化会影响悬架系统刚度和轮胎刚度，从而影响车辆的乘坐舒适性。本文建立的整车 10 自由度动力学模型能够完整表达各个参数对车辆乘坐舒适性的影响，多个变量之间存在相互耦合作用，因此很难通过理论分析得出具体变量和车辆舒适性之间的关系，故通过实际矿区试验进行分析研究。

2 试验方案

试验随机选取了某矿区一段路面进行了车辆舒适性测试，路段全长为 2.5 km，最大坡度为 17.8°。

2.1 试验工况

载重会影响悬架系统刚度，改变系统偏频，影响乘坐舒适性。因此试验中选择了 3 种工况：工况一为空载 0 kg，工况二为载重 35 000 kg，工况三为满载 70 000 kg。



图2 空载运行工况



图3 满载运行工况

矿区要求车辆最高行驶速度不超过 30 km/h，因此测试中速度做了如下选择：空载工况速度分别为 5 km/h、10 km/h、15 km/h、20 km/h、25 km/h、30 km/h；满载工况速度为 20 km/h。

2.2 传感器布置

ISO 2631—1:1997(E)标准中规定，为了测量车辆的乘坐舒适性，在座椅、靠背和踏板分别安装了 3 轴加速度传感器，具体的位置和方向如图 4 所示。

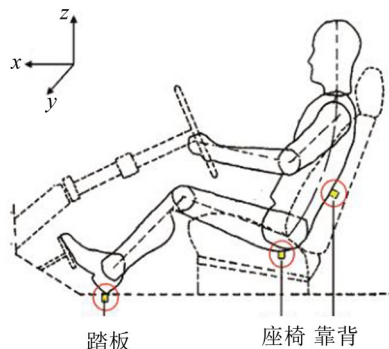


图4 3轴加速度传感器安装位置

3 随机路面激励分析

路面不平度是车辆振动的“输入”信号，要研究车辆的乘坐舒适性，首先就要得到准确的路面输入信号。路面不平度激励是一个随机过程，要对其进行准确完整的描述需要对路面进行全面的统计与分析^[9-11]。为了分析速度、载重对车辆舒适性影响的根本原因，引入路面冲击功率谱密度来描述道路特征，以便深入分析影响车辆舒适性的最终原因。路面不平度功率谱密度 $G_q(n)$ 的表达式为

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (14)$$

式中： n 为空间频率(每米长度中包含多少个波长)， m^{-1} ； n_0 为参考空间频率，取 $n_0 = 0.1 m^{-1}$ ； $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数， w 为频率指数(决定路面功率谱密度的频率结构)。

随机地面的不平整程度如图 5 所示。地面的不平度为 ± 60 mm 之间，路面的不平整度较差。

3.1 不同速度工况下路面的激励响应

车辆在同一路段上行驶时，车速变化会改变路面冲击的频率。随着车速增加，频率增大，同时波长变短，从而影响车辆的振动，最终导致车辆乘坐舒适

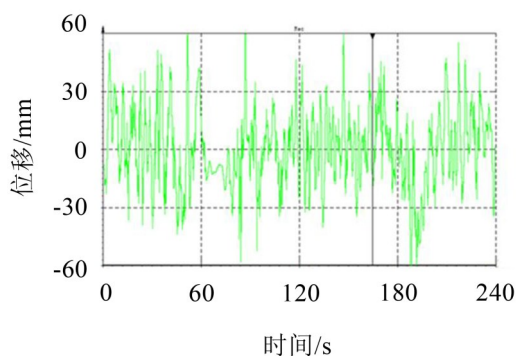


图5 随机路面的不平度

性发生变化。图6分别是速度为20 km/h和25 km/h时地面激励的时域响应。

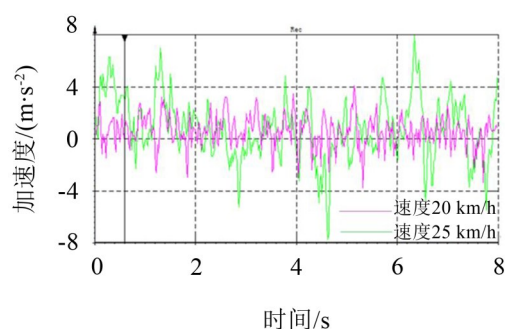


图6 路面激励的时域响应

从图6中可以看出速度为25 km/h时路面激励的加速度大于20 km/h时对应的值,把加速度的时域响应通过傅里叶变换转化成频域响应,得出不同工况下地面激励的频域响应。图7和图8分别是车辆行驶速度为20 km/h和25 km/h时地面激励的频域响应。

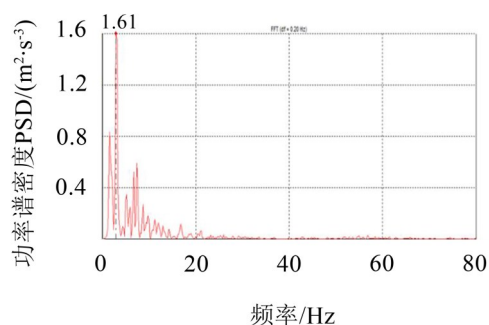


图7 空载速度为20 km/h工况下路面激励的频域响应

从路面激励的频谱响应可以看出:空载速度为20 km/h时地面激励的频率主要集中在0~5 Hz之间,在3 Hz达到峰值。空载速度为25 km/h时,地面激励的频率主要集中在0~10 Hz之间,在4.2 Hz达到峰值。

通过对比可以得出:随着车辆行驶速度的增加,地面对轮胎激励加速度的大小和频率都增大。

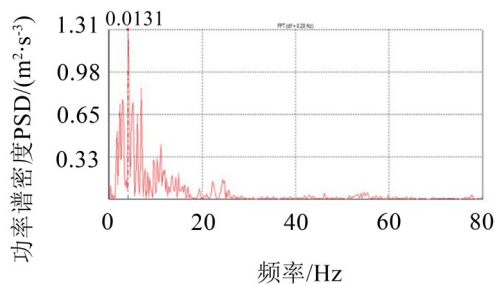


图8 空载速度为25 km/h工况下路面激励的频域响应

3.2 不同载重工况下路面的激励响应

车辆在相同路段上行驶时,车辆载重变化也会影响车身振动,导致车辆舒适性变化。图9为速度20 km/h、载重为70 000 kg时地面激励的频域响应。

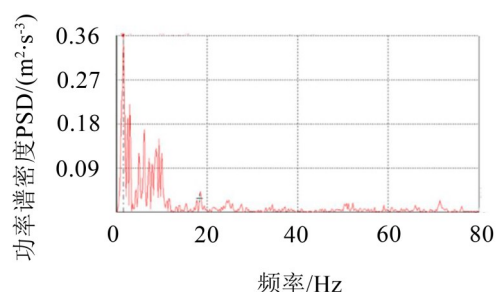


图9 满载速度为20 km/h工况下地面激励的频域响应

重载车速在20 km/h时,路面的激励频率主要集中在低频0~10 Hz,峰值频率是1.6 Hz。对比图7空载时的频域响应可以看出,载重越大,簧载质量越大,地面的冲击频率越低。

4 试验结果

ISO 2631—1:1997(E)标准中规定,可直接采用总加权加速度均方根值评价振动对人体舒适性和健康的影响。

4.1 不同速度工况下车辆的舒适性对比

为了分析速度对车辆乘坐舒适性的影响,通过试验数据处理得出了5 km/h~30 km/h之间不同速度工况下的总加权加速度均方根值 a_w ,具体情况如图10所示。

从图10可以看出,速度在20 km/h以下时,总加权加速度均方根值处于0.315 m/s²~0.63 m/s²之间,人体的主观感觉属于稍有不舒适;当速度在20 km/h~25 km/h之间时总加权加速度均方根值处于0.5 m/s²~1 m/s²之间,人体的主观感觉属于相当不舒适;当速度大于25 km/h时,总加权加速度均方根值处于0.8 m/s²~1.6 m/s²之间,人体的主观感觉是不舒适。由此可见,随着速度的提高,总加权加速度均方根值明显增大,车辆乘坐舒适性变差。曲线

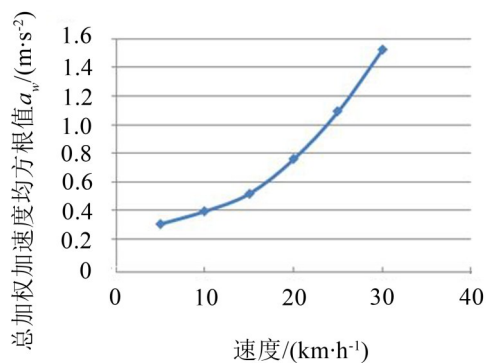


图 10 空载不同速度下的总加权加速度均方根值

越来越陡,说明随着速度增加,速度变化对舒适性的影响越来越大。

4.2 不同载重工况下车辆的舒适性对比

为了分析载重对车辆乘坐舒适性的影响,分别得到了速度为 20 km/h、载重为 0 kg、35 000 kg 和 70 000 kg 3 种工况对应的总加权加速度均方根值,如图 11 所示。

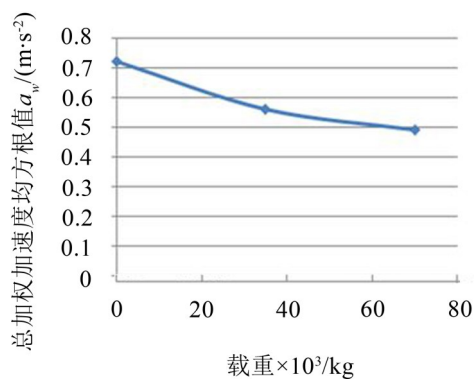


图 11 速度为 20 km/h 时不同载重工况下总加权加速度均方根值

车辆速度为 20 km/h 时总加权加速度均方根值处于 $0.315 m/s^2 \sim 0.63 m/s^2$ 之间,人体的主观感觉属于稍有不舒适,曲线的变化趋势可以看出随着载重的增加,总加权加速度的均方根值变小,车辆舒适性越好。曲线越来越平,说明随着载重增加,新增载重对舒适性的影响越来越小。

5 结语

(1) 车辆行驶速度是影响乘坐舒适性的关键因素,随着车速提高,路面激励加速度的大小和频率增大,导致总加权加速度值变大,车辆的舒适性变差。

总加权加速度均方根值随速度变化的曲线越来越陡,说明随着速度增加,速度变化对舒适性的影响越来越大。

(2) 车辆载重也是影响舒适性的重要因素,随着载重增加,路面激励加速度的大小和频率都减小,总加权加速度值变小,导致车辆的舒适性变好。总加权加速度均方根值随速度变化的陡曲线越来越平,说明随着载重增加,新增载重对舒适性的影响越来越小。

(3) 从车辆在不同速度和载重工况下功率谱密度曲线可以看出,地面激励的频率主要集中在 0~10 Hz,峰值频率出现在 1.6 Hz~4.2 Hz。设计车辆悬架和座椅时可以重点对该频率段内进行减振,以提高车辆的舒适性。

参考文献:

- [1] M J GRIFFIN. Handbook of Human Vibration[M]. Academic Press, 1990 London.
- [2] KOMAMURA S. Automotive Suspension [M]. Kayaba Technical Publisher, Tokyo, 2005 (in Japanese).
- [3] SIM K, LEE H, JI W Y, et al. Effectiveness evaluation of hydro-pneumatic and semi-active cab suspension for the improvement of ride comfort of agricultural tractors[J]. *Journal of Terramechanics*, 2017, 69: 23-32.
- [4] ZHOU Y, CHEN S. Vehicle ride comfort analysis with whole-body vibration on long-span bridges subjected to crosswind[J]. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, 2016, 155: 126-140.
- [5] 李成,张万枝,潘旭,等. 基于 ADAMS 的汽车平顺性建模与仿真分析[J]. *郑州大学学报(工学版)*, 2010, (5): 99-102.
- [6] 笪颖帆. 铰接式电动轮自卸车动力学建模与仿真分析[D]. 成都:西南交通大学,2015.
- [7] 王贵春,李武生. 基于车桥耦合振动的车辆舒适性分析[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(8): 224-230.
- [8] 杜恒,魏建华. 基于遗传算法的连通式油气悬架平顺性与道路友好性参数优化[J]. *振动与冲击*, 2011, 30(8): 133-138.
- [9] 田文朋,刘钊,王伟. 连通式油气悬架整车建模与平顺性优化[J]. *噪声与振动控制*, 2017, 37(6): 81-85.
- [10] 夏均忠,马宗坡,方中雁,等. 汽车平顺性评价方法综述[J]. *噪声与振动控制*, 2012, 32(4): 1-5.
- [11] 张迪. 基于平顺性的矿用油油气悬架系统研究[D]. 镇江:江苏大学,2016.