DOI: 10.3901/JME.2019.15.193

钢板弹簧迟滞特性建模及重载货车的动态响应分析*

谭博欢¹ 谢庆喜¹ 张农^{1,2} 张邦基¹ 邓亢¹

(1. 湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室 长沙 410082;

2. 合肥工业大学机械与汽车工程学院 合肥 230009)

摘要: 结合一种提出的钢板弹簧迟滞模型,建立了精确的重载货车整车模型,并讨论钢板弹簧线性化对整车动态响应的影响。基于钢板弹簧动态试验和改进的 Maxwell-slip 模型建立精确的动态迟滞模型,并采用 1/4 车辆模型分析其动态特性。运用集中参数法建立重载货车整车模型,结合实车偏频试验验证整车模型的准确性。与钢板弹簧线性化的整车模型对比,讨论模型线性化所引入的误差。结果表明,钢板弹簧的幅频特性依赖于加载幅值,随着加载幅值增大,动刚度逐渐减小;钢板弹簧的线性化忽略了刚度渐变特性及阻尼效应,致使重载货车的频率加权加速度均方根值略有偏大、悬架动扰度显著增大,而钢板弹簧输出力偏小,从而为载重货车的动态行为预测及系统设计带来了较大的误差。

关键词: 钢板弹簧;迟滞特性;动态响应;载重货车

中图分类号: TH113

Hysteresis Characteristic Modeling of Leaf Spring and Dynamic Response Analysis of a Heavy Duty Truck

TAN Bohuan¹ XIE Qingxi¹ ZHANG Nong^{1,2} ZHANG Bangji¹ DENG Kang¹

(1. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body,

Hunan University, Changsha 410082;

2. School of Mechanical and Automotive Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009)

Abstract: This paper presents a heavy duty truck model integrated with a novel mathematical leaf spring model. The dynamic response of the proposed model under random road inputs is analysed and the influences of leaf spring's linearization on the response is discussed. Firstly, based on the Maxwell-slip model and leaf spring dynamic tests, the mathematical model of the leaf spring is developed, and its dynamic characteristics are then analysed by using a quarter-car model. To reveal the influences of leaf spring's linearization, two models of the truck, with-hysteresis and without-hysteresis, are developed by applying lumped parameter method. Moreover, the partial frequency tests are carried out to validate the accuracy of the models. With the comparison of these two models' dynamic responses, the calculating errors caused by neglecting the hysteresis of leaf spring are analysed. The results show that the dynamic stiffness of the leaf spring will decrease as the loading amplitude increases. The linearization of leaf spring, which neglects the varying stiffness characteristic and damping effect, will lead to: increasing of the frequency-weighted acceleration root-mean-square values of the truck and the dynamic travels of the suspension; decreasing of the forces of leaf spring. Thus, the linearization will produce unacceptable errors for dynamic behaviour prediction and system design of the heavy duty truck.

Key words: leaf spring; hysteresis characteristic; dynamic response; heavy duty truck

0 前言

钢板弹簧是应用于载重车辆悬架系统的重要元

件,具有承载性能强、成本低廉、维修方便等特点,因而在新型悬架^[1-2]不断涌现的背景下仍有广泛应用。除承受垂向载荷以外,钢板弹簧还提供纵向力、弯矩和扭矩等,对车辆平顺性和操纵稳定性具有决定性的影响^[3]。异于传统弹簧,簧片间复杂的摩擦作用导致钢板弹簧呈现出非线性特征——迟滞特性^[4-5],致使车辆动力学响应不同于线性系统。

* 国家自然科学基金资助项目(51675152, 51875181)。20180817 收到初稿,20190530 收到修改稿

国内外学者对钢板弹簧悬架动态特性进行大量深入的研究。文献[6]揭示了板簧片间摩擦行为对于钢板弹簧力学性能的影响,探讨了迟滞现象形成机理;HIROYUKI 等^[7]结合有限元法开发了一种适用于多体动力学仿真的钢板弹簧模型,并评估了整车动态稳定性;李凌阳等^[8]讨论了 5 种不同的钢板弹簧模型,并对比分析了悬架 K&C 特性及整车动态特性。

近年来,弹性元件的迟滞模型一直是研究的热点。Fancher^[9]、Rate-dependent triboelastic (RT)^[10]、Maxwell-slip^[11]等迟滞模型备受学者青睐,并得到广泛应用。而对于有限元迟滞数值模型也有大量的研究,文献[12]采用有限元法分析了渐变刚度钢板弹簧的刚度及强度特性,用瞬态动力学方法探讨了其动态特性随激励载荷频率与幅值的变化规律;文献[13]基于离散梁原理,提出一种在 RecurDyn 系统中建立钢板弹簧多体动力学模型的方法,并通过遗传算法辨识模型参数。有限元建模方法的优势在于能直观反映钢板弹簧片间的摩擦机理,精确地模拟板簧刚度、应力分布等动力学特性,包括对等刚度、复合刚度和渐变刚度的仿真计算。而劣势在于有限元模型所含自由度冗余,不适用于整车动力学仿真,主要用于钢板弹簧子系统建模与仿真分析^[14]。

载重货车动力学系统本身极为复杂,加之钢板弹簧非线性迟滞特性,使得钢板弹簧对于整车动力学的影响更加错综复杂,与此相关的研究也相当匮乏。

本文结合钢板弹簧动态加载试验,建立精确迟滞数学模型,分析其固有的动态特性及重载货车的动态响应,继而探讨了钢板弹簧线性化处理对重载车的动态响应分析和评价带来的误差。

1 钢板弹簧迟滞模型

钢板弹簧由于片间的摩擦效应呈现出动态迟滞现象,通过动态加载试验可获取其“位移-载荷”特性曲线,建立精确的迟滞数学模型。

1.1 钢板弹簧动态试验

采用 MTS 试验机分别对前、后板簧进行动态加载试验,如图 1 所示。试验过程中,将钢板弹簧两端安装点固定在两个导向滑块上,中间安装点固连于动作器上,以确保加载过程中弹簧的自由伸缩,达到模拟车辆运行时钢板弹簧实际工作状态的目的。结合车辆实际状态和动作器的加载能力,此次试验加载幅值和频率范围定为 1~15

mm、0.5~3 Hz,采用正弦波分别进行“等频变幅”和“等幅变频”动态试验。图 2 为钢板弹簧的“位移-载荷”动态特性曲线,该曲线表现出明显的迟滞特性。限于篇幅,此处仅例证前板簧的动态特性曲线。

图 1 钢板弹簧动态加载试验

(a)“1Hz 变幅”加载工况

(b)“5mm 变频”加载工况

图 2 钢板弹簧动态特性曲线

“等频变幅”工况的迟滞曲线依赖于加载幅值,随着加载幅值的增加,迟滞环向两端伸展且逐渐倾向平坦,上下包络趋于平行。截然有异,“等幅变频”工况的迟滞曲线基本一致,表明频率对钢板弹簧迟滞特性影响有限,如图 2b 所示。值得一提的是,在大幅值工况下上下包络线保持稳定的斜率,是由于加载幅值达到某个限定值时,各片间呈纯动摩擦状态。

1.2 钢板弹簧数学模型

针对钢板弹簧的迟滞曲线特点, Maxwell-slip 模型广泛应用于迟滞非线性建模。IWAN^[15]首次提出了若干个 Maxwell-slip 单元并联的迟滞模型, 每个单元为一个置于干燥地面的滑块, 如图 3a 中的虚线框内所示。

图3 钢板弹簧数学模型

图 3b 为单个单元的“载荷-位移”曲线, 当初始位移输入较小时, 输出力等于作用于滑块的弹性力, 即 $f_i = k_i x < w_i$; 位移输入逐渐增大, 致使输出力逐渐达到滑块与地面的临界动摩擦力, 即 $f_i = k_i x = w_i$; 若位移输入继续增大, 滑块保持滑动状态, 此时输出力 $f_i = k_i x \triangleq w_i$; 当位移输入反向时, 弹簧由拉伸状态转为压缩状态, 与拉伸具有相同的作用机制。将多个单元并联设置不同的弹簧刚度 k_i 和临界动摩擦力 w_i , 从而达到模拟迟滞效应的目的。

为了精确模拟钢板弹簧迟滞特性, 需要将上述模型进行改进, 改进后的数学模型如图 3a 所示。基于原有基础上添加了一个主弹簧(刚度为 k_m)和一个非线性阻尼器, 该阻尼器的数学表达式为

$$f_c = c \operatorname{sgn}(\dot{x}) |\dot{x}|^\lambda \quad (1)$$

式中, c 为阻尼系数; λ 为一个常量。由此, 模型的输出力为

$$f_{out} = \sum_{i=1}^n f_i + f_c + k_m x \quad (2)$$

式中, n 为 Maxwell-slip 单元数量。假设每个单元的弹簧刚度 k_i 为一个等差数列, 即

$$k_i = k_0 + (i-1)\Delta k \quad (3)$$

式中, k_0 为第一个单元的刚度; Δk 为公差。

联合 MATLAB 和 ISIGHT 软件, 采用 Adaptive Simulated Annealing (ASA) 优化算法确定模型中各

项待定参数, 如表 1 所示。

表1 钢板弹簧模型参数

参数	前簧	后簧
临界动摩擦力/N	224.290	500.007
单元数量	5	4
主刚度/(N/m)	3.002×10^5	2.691×10^6
初始单元刚度/(N/m)	2.416×10^4	7.245×10^5
刚度公差	6.024×10^4	2.024×10^5
阻尼系数/(N/(m/s))	1.581×10^3	195.203
指数常量	0.750	0.191

图 4a 和图 4b 分别展示了前板簧和后板簧的数学模型与试验数据的拟合结果, 表明数学模型与试验数据基本吻合。从能量角度考虑, 迟滞环的总包络面积代表在试验循环中由钢板弹簧摩擦迟滞而耗散掉的总能量, 因此, 可从能量耗散角度来度量数学模型的准确性。图 5 为数学模型与试验的迟滞环包络面积的相对误差, 得出数学模型在不同幅值工况下的相对误差均低于 8%, 验证了模型的准确性。

图4 钢板弹簧数学模型精度验证

图 5 钢板弹簧数学模型相对误差

2 钢板弹簧动态特性分析

多数车辆动力学研究中基于一个假设：将钢板弹簧简化为一个线性刚度，而忽略其非线性迟滞特性。为充分揭示钢板弹簧动态行为，本节以 1/4 车辆模型为对象(图 6)，研究钢板弹簧固有的动态特性。

图 6 装有钢板弹簧的 1/4 车辆模型

由图 2a 可初步定性判断，钢板弹簧存在依赖于加载幅值的渐变刚度特性，随着加载幅值增加，弹簧动态刚度逐渐减小——迟滞环逐渐趋于平坦。为探明钢板弹簧动态特性，采用不同幅值与频率的正弦激励分析车辆模型的动态响应。图 7a 为“路面-车身”的幅频特性曲线，结果表明随着激励幅值的增加，系统固有频率依次降低且在共振区幅值放大率逐步减小；图 7b 展示了激励幅值与幅频特性的关系，这与钢板弹簧刚度渐变特性相互映射，系统呈现较强的非线性。

根据迟滞曲线，钢板弹簧动刚度线性化处理提供两种选择：① 近似于大幅值工况的线性刚度 k_h ；② 近似于小幅值工况的线性刚度 k_l ，如图 2a 所示。图 7a 例证了两种线性化系统与迟滞特性系统的幅频特性关系，表明迟滞系统的频率和幅值特性介于两种线性化处理之间。

(a) “路面-车身”幅频曲线

(b) “路面-车身”幅频云图

图 7 “路面-车身”幅频特性

3 重载货车建模与验证

基于上述钢板弹簧数学模型及其线性化处理，以某多轴重载货车为研究对象，建立整车动力学模型并通过试验验证模型的准确性，为后续动力学分析提供基础。重载货车模型简图如图 8 所示。

3.1 整车动力学建模

整车模型共考虑 18 个自由度：车身 3 个(垂向 z_c 、俯仰 ϕ_c 、侧倾 ϕ_f)，车架 3 个(垂向 z_f 、俯仰 ϕ_f 、侧倾 ϕ_f)，前桥 2 个(垂向 z_{sf} 、侧倾 ϕ_{sf})，中桥 2 个(垂向 z_{sm} 、侧倾 ϕ_{sm})，后桥 2 个(垂向 z_{sr} 、侧倾 ϕ_{sr})及动力总成 6 个。其中动力总成是通过四个橡胶衬垫悬置于车架之上，每个衬垫等效为三个方向的“弹簧-阻尼”单元。限于篇幅，本章动力总成的六个自由度方程未列出。

车身垂向动力学方程

$$m_c \ddot{z}_c = \sum_{i=1}^4 f_{cki} + \sum_{i=1}^4 f_{cci} \quad (4)$$

车身俯仰动力学方程

$$I_{cy} \ddot{\phi}_c + I_{cy} \ddot{\phi}_c = \sum_{i=1}^4 b_{ci} f_{cki} + \sum_{i=1}^4 b_{ci} f_{cci} \quad (5)$$

$$f_{sci} = c_{fi} \left[\dot{z}_{sj} + (-1)^{i-1} \frac{l_{kj}}{2} \dot{\phi}_{sj} - \dot{z}_f \mp b_{fci} \dot{\phi}_f + (-1)^i h_{fci} \dot{\phi}_f \right] \quad (i=1 \sim 4) \quad (18)$$

f_{ti} 分别为轮胎变形产生的输出力, 其表达式为

$$f_{ti} = k_{ij} \left[q_{ij} - z_f + (-1)^i \frac{h_{ij}}{2} \phi_{sj} \right] + c_{ij} \left[\dot{q}_{ij} - \dot{z}_f + (-1)^i \frac{h_{ij}}{2} \dot{\phi}_{sj} \right] \quad (i=1 \sim 6) \quad (19)$$

式中, q_{ij} 为作用在六个轮胎的路面位移输入。

M_1 、 M_2 和 M_3 分别为三个横向稳定杆的扭转力矩, 其表达式分别为

$$M_1 = k_{r1}(\phi_c - \phi_f) \quad M_2 = k_{r2}(\phi_f - \phi_{sf}) \quad M_3 = k_{r3}(\phi_f - \phi_{sr}) \quad (20)$$

f_{exi} 、 f_{eyi} 和 f_{ezi} 分别为动力总成四个橡胶悬置的横向、纵向和垂向等效输出力, 此处不再展开。整车主要参数的说明与取值如表 2 所示。

表 2 整车主要的动力学参数

参数	数值
车身质量/kg	511.2
车身俯仰惯量/(kg·m ²)	492.6
车身侧倾惯量/(kg·m ²)	584.1
车架质量/kg	932.2
车架俯仰惯量/(kg·m ²)	3.36×10 ³
车架侧倾惯量/(kg·m ²)	167.3
前桥质量/kg	219.5;370;219.5
中桥质量/kg	439;1100;439
后桥质量/kg	520;900;520
前桥侧倾惯量/(kg·m ²)	351
中桥侧倾惯量/(kg·m ²)	600
后桥侧倾惯量/(kg·m ²)	560
车身悬置刚度/(N/m)	3×10 ⁴ ;2.6×10 ⁴
车身悬置阻尼/(N·s/m)	8.4×10 ³ ;1.7×10 ⁴
车架悬置阻尼/(N·s/m)	1.2×10 ⁴
横向稳定杆扭转刚度/(N/m)	1.6×10 ⁵
轮胎刚度/(N/m)	5.7×10 ⁵ ;2×10 ⁶
轮胎阻尼/(N·s/m)	3.5×10 ³ ;6×10 ³

3.2 模型试验验证

鉴于重载货车系统的复杂性, 采用偏频试验进行模型验证——在车辆处于准静态时, 使单桥两轮同时从等高度的凸块上自由跌落。选择偏频试验的优势有: ① 获取的响应为自由振动, 直观反映系统的固有特性; ② 试验激励近似脉冲激励, 便于仿真模拟; ③ 输入为单一的轮胎输入, 消除其他输入带来的干扰。本文选用高为 13 cm 的木块, 偏频工况如图 9 所示。分别在车身和车架上布置加速度传感器获取加速

度信号, 具体布置位置(位置 A、B 和 C)见图 8。

(a)前桥偏频工况 (b)后桥偏频工况

图 9 偏频试验

考虑钢板弹簧正常工作状态时变形量偏大, 因此选择上文描述中的第一种线性化处理。仿真中, 采用半正弦位移函数模拟轮胎的脉冲激励, 图 10 和图 11 分别对比了仿真(分别为具有迟滞性钢板弹簧和被线性化的整车模型)与试验的加速度时域信号和功率谱。结果表明仿真的时域响应与试验具有较好的一致性, 功率谱峰值频率基本吻合。验证了整车理论模型的准确性。对于钢板弹簧线性化处理的整车模型, 功率谱峰值频率较于具有迟滞特性的整车模型略有偏低, 幅值偏高, 中、后桥偏频工况尤为突出, 而后者更为接近试验结果, 详细的功率

(a) 前桥偏频“位置A”

(b) 前桥偏频“位置B”

(c) 中桥偏频“位置A”

图 10 加速度时域信号对比

图 11 加速度功率谱对比

谱密度曲线峰值频率及幅值的对比如表 3 所示。这是由于钢板弹簧线性化刚度低于实际刚度，且忽略了迟滞包络效应所致，这和第二章分析结果相一致。

表 3 功率谱密度曲线峰值频率与幅值

位置	模型	前桥		中桥		后桥	
		频率	幅值	频率	幅值	频率	幅值
A	线性	1.702	0.0348	6.256	0.0021	6.308	0.0023
	迟滞	1.897	0.0352	6.359	0.0015	6.410	0.0017
	试验	1.924	0.0360	6.384	0.0015	6.398	0.0016
	相对误差(%)	11.54/	3.14/	2.01/	38.33/	1.41/	45.41/
	(线性/迟滞)	1.40	2.06	0.74	1.56	0.19	5.90
B/C	线性	1.702	0.0141	6.256	0.0727	6.308	0.0730
	迟滞	1.897	0.0143	6.359	0.0496	6.410	0.0500
	试验	1.924	0.0144	6.300	0.0418	6.329	0.0420
	相对误差(%)	11.54/	2.08/	0.70/	74.05/	0.33/	73.77/
	(线性/迟滞)	1.40	0.69	0.94	18.65	1.28	19.12

4 整车动态响应分析

采用文献[16]中标准随机路面的数值模拟方法，生成符合 ISO^[17]的 B 级随机路面时域激励，探明随机路面激励下的整车动态响应。仿真中，车辆的行驶速度为 60 km/h。对比具有迟滞性钢板弹簧和被线性化处理的整车模型，分别讨论车身加速度、悬架动扰度和钢板弹簧力的差异。

图 12 为车身及车架加速度功率谱密度(Power spectrum density, PSD)，在标准随机路面激励下车身及车架的加速度 PSD 峰值为 1.9 Hz 和 6.2 Hz，这与偏频试验结果一致(见图 11)，对于第一个峰值，迟

图 12 加速度 PSD 对数谱

滞性系统的 PSD 值略高于线性化系统,而在第二个峰值低于线性化系统,在相对高频部分显高于线性化系统。其原因是系统线性化后,降低了系统刚度和固有频率,致使对应于第二个峰值的固有频率更容易被随机路面激励激起。从舒适性评价角度考虑,钢板弹簧线性化后车身和车架的频率加权加速度均方根值分别增加了 4.84% 和 5.17%。

图 13 为前后悬架动扰度,表明钢板弹簧线性化后前悬架的动扰度均方根值增加了 40.6%;后悬架动扰度均方根值增加了 56.63%。而对于钢板弹簧输出力,线性化后前钢板弹簧输出力降低了 12.8%;后钢板弹簧输出力降低了 13.05%,如图 14 所示。

图 13 悬架动扰度

图 14 钢板弹簧输出力

这与钢板弹簧动态特性分析结果一致,钢板弹簧的线性化忽略了刚度渐变特性及阻尼效应,致使悬架动扰度明显偏大、钢板弹簧所提供的垂向力偏小。

5 结论

(1) 本文基于改进的 Maxwell-slip 模型建立了精确的钢板弹簧迟滞数学模型,分析了其动态特性。结果表明,系统幅频特性呈渐变规律:随着激励幅值的增加,系统固有频率依次降低且在共振区幅值放大率逐步减小——反映钢板弹簧刚度随位移幅值增大而逐渐降低。

(2) 建立了重载货车整车振动模型,通过实车偏频试验验证了模型的准确性。对比线性化系统,功率谱峰值频率较于具有迟滞特性的整车模型略有偏低,幅值偏高,中、后桥偏频工况尤为突出。具有迟滞特性的整车模型更为接近试验结果。

(3) 在随机路面激励工况下,钢板弹簧的线性化致使重载货车的频率加权加速度均方根值略有偏大、悬架动扰度显著增大,而钢板弹簧输出力偏小。

参考文献

- [1] 唐传茵, 张义民, 李允公, 等. 单气室变截面空气弹簧刚度特性及影响因素分析[J]. 机械工程学报, 2014, 50(24): 137-144.
TANG Chuanyin, ZHANG Yimin, LI Yungong, et al. Analysis of stiffness characteristics and influencing factors based on single chamber cross-section air spring[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(24): 137-144.
- [2] 吴晓涛, 张建振, 李跃伟, 等. 载货汽车橡胶复合悬架设计[J]. 汽车技术, 2015 (2): 1-3, 23.
WU Xiaotao, ZHANG Jianzhen, LI Yuewei, et al. Innovative design of rubber composite suspension for medium-duty truck[J]. Automobile Technology, 2015 (2): 1-3, 23.
- [3] 段亮, 杨树凯, 宋传学, 等. 平衡悬架钢板弹簧动态特性的研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(6): 153-158.
DUAN Liang, YANG Shukai, SONG Chuanxue, et al. Research on dynamic characteristics of the tandem suspension leaf spring[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(6): 153-158.
- [4] 谢庆喜, 周守玉, 张农, 等. 钢板弹簧迟滞特性的试验与仿真研究[J]. 汽车工程, 2016, 38(5): 632-637.
XIE Qingxi, ZHOU Shouyu, ZHANG Nong, et al. Experimental study and simulation on the hysteresis characteristics of leaf spring[J]. Automotive Engineering, 2016, 38(5): 632-637.

- [5] 张邦基, 邓亢, 谢庆喜, 等. 钢板弹簧瞬态动力学特性建模[J]. 振动与冲击, 2017, 36(13): 245-251.
ZHANG Bangji, DENG Kang, XIE Qingxi, et al. Transient dynamic modeling for leaf springs[J]. Journal of vibration and shock, 2017, 36(13): 245-251.
- [6] YOUNG Y J. Frictional behavior of automotive leaf spring[C]// Proceedings of the 4th korea-russia international symposium, 2000, Seoul, 2000: 5-10.
- [7] HIROYUKI S, AHMED A S, MOHAMED A O. Development of nonlinear elastic leaf spring model for multibody vehicle systems[J]. Comput. Methods Appl. Mech. Engrg, 2006, (195): 6925-6941.
- [8] 李凌阳, 张云清, 覃刚, 等. 钢板弹簧建模方法研究[J]. 汽车工程, 2013, 35(7): 660-666.
LI Lingyang, ZHANG Yunqing, QIN Gang, et al. A research on the modeling methods of leafspring[J]. Automotive Engineering, 2013, 35(7): 660-666.
- [9] FANCHER P S, ERVIN R D, MACADAM C C. Measurement and representation of the mechanical properties of truck leaf springs [R]. SAE 800905, 1980.
- [10] PUEL G, BOURGETEAU B, AUBRY D. Parameter identification of nonlinear time-dependent rubber bushings models towards their integration in multibody simulations of a vehicle chassis[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2013, 36(2): 354-369.
- [11] VO-MINH T, TIAHJOWIDODO T, RAMON H, et al. A new approach to modeling hysteresis in a pneumatic artificial muscle using the maxwell-Slip model[J]. IEEE/ASME Transactions on mechatronics, 2011, 16 (1): 177-186.
- [12] 王勇, 李舜酩, 张袁元, 等. 渐变刚度钢板弹簧的非线性有限元分析[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(5): 826-831.
WANG Yong, LI Shunming, ZHANG Yuanyuan, et al. Nonlinear finite element analysis for a leaf spring with gradient stiffness characteristic[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(5): 826-831.
- [13] 周孔亢, 陆建辉, 侯永涛, 等. 基于 RecurDyn 的钢板弹簧动力学模型的建立与参数辨识[J]. 机械工程学报, 2014, 50(4): 128-134.
ZHOU Kongkang, LU Jianhui, HOU Yongtao, et al. Dynamics modeling and parameter identification of leaf spring based on RecurDyn[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(4): 128-134.
- [14] 吴碧磊. 重型汽车动力学性能仿真研究与优化[D]. 长春: 吉林大学, 2008.
WU Bilei. The simulation study and optimization design for heavy duty dynamics performance[D]. Changchun: Jilin University, 2008.
- [15] IWAN W D. A distributed-element model for hysteresis and its steady state dynamic response[J]. J. Appl. Mech., 1966, 33: 893-898.
- [16] FENG J, ZHANG X J, GUO K H, et al. A frequency compensation algorithm of four-wheel coherence random road[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2013, 2013: 1-12.
- [17] International Organization for Standardization. ISO 8608: 1995 mechanical vibration-road surface profiles- reporting of measured data[S]. Geneva, 1995.
-
- 作者简介: 谭博欢, 男, 1989 年出生, 博士研究生。主要研究方向为车辆动力学, 车辆振动分析及控制。
E-mail: bohuan_tan@hnu.edu.cn
张农(通信作者), 男, 1959 年出生, 博士, “千人计划”特聘教授。主要研究方向为车辆动力学。
E-mail: nong_zhang@163.com