

## 螺旋弹簧中高频动态特性及影响因素研究\*

成军强<sup>1</sup> 张名扬<sup>2</sup> 姚 远<sup>2</sup>

(1. 中车南京浦镇车辆有限公司, 210031, 南京;

2. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 611756, 成都//第一作者, 高级工程师)

**摘 要** 为研究等截面圆柱形螺旋钢制弹簧在中高频激励下的垂向动态传递特性, 建立弹簧离散模型, 通过有限元计算, 绘制垂向动刚度随激励频率变化曲线。分别对双卷并联弹簧组及弹簧、橡胶垫串联系统进行仿真分析。依次改变预压缩量、激励幅值及弹簧和橡胶材料的阻尼比, 探究影响垂向传递特性的因素。结果表明: 随着激励频率的增加, 螺旋弹簧垂向动刚度在共振频率附近出现谷值, 在共振频率之后的某一频率区间内出现峰值, 总体呈现波动上升的趋势; 预压缩量及激励幅值的大小对弹簧的模态和传递特性没有显著影响; 提高材料的阻尼比以及在弹簧端部串联橡胶垫, 均可以有效降低垂向动刚度的放大倍数, 减小波动范围。

**关键词** 轨道交通车辆; 螺旋弹簧; 垂向动刚度; 激励幅值; 预压缩量; 阻尼比

**中图分类号** U270.331<sup>+</sup>.4

**DOI**: 10.16037/j.1007-869x.2020.10.030

## Medium and High Frequency Dynamic Characteristics of Helical Spring and the Influencing Factors

CHENG Junqiang, ZHANG Mingyang, YAO Yuan

**Abstract** In order to study the vertical dynamic transmission characteristics of the constant cross section cylindrical spiral steel spring under the medium and high frequency excitation, a discrete model of the spring is established, and the variation curve of the vertical dynamic stiffness with the excitation frequency is drawn through finite element calculation. The double coil parallel spring group and the series system of spring and rubber pad are simulated and analyzed respectively. In order to further explore the influencing factors on the vertical transmission characteristics, the pre-compression, excitation amplitude and damping ratio of the helical spring and rubber materials are changed sequentially. The results show that with the increase of the excitation frequency, the valley value of the coil spring vertical dynamic stiffness will appear near the resonance frequency, while the peak value appears in a certain frequency range

after the resonance frequency, it shows an overall rising trend of fluctuation. The size of pre-compression and excitation amplitude has no significant influence on the modality and transmission characteristics of the spring; by improving the damping ratio of the material and the rubber pad connected in series at the spring end can both effectively reduce the magnification of vertical dynamic stiffness and the fluctuation range.

**Key words** rail transit vehicle; helical spring; vertical dynamic stiffness; excitation amplitude; pre-compression; damping ratio

**First-author's address** CRRC Nanjing Puzhen Co., Ltd., 210031, Nanjing, China

## 1 螺旋弹簧动刚度

由螺旋弹簧和橡胶垫串联组成的悬挂装置在铁路车辆中得到广泛应用, 其动态传递特性直接关系到车辆系统的动力学性能。传统分析中, 将弹簧简化成无质量的线弹性元件, 用静刚度来描述载荷与变形量之间的关系, 认为刚度是恒定的。低频激励下, 可近似认为弹簧刚度特性与频率无关; 但在中高频激励下, 由动态刚度矩阵法<sup>[2]</sup>可知, 由于弹簧自身质量分布及自振等因素, 弹簧刚度会随激励频率的变化而发生改变, 用静刚度来描述弹簧传递特性存在较大误差。同时, 高频区还应当进一步考虑螺旋弹簧变化的刚度对车辆总体振动的影响<sup>[3]</sup>。

为此, 引入一个新的参数——动刚度来描述弹簧动态传递特性。所谓动刚度, 即当受到周期载荷作用时, 弹簧产生单位弹性位移所需的力<sup>[4]</sup>。

$$k_d = \frac{F_w}{u_m} \quad (1)$$

式中:

$k_d$ ——动刚度;

\* 国家重点研发计划项目(2018YFB1201703); 国铁集团科研开发计划课题(N2020J026)

$F_w$ ——与外加激励频率相关的支反力的幅值;  
 $u_m$ ——外加激励的幅值。

螺旋弹簧受到沿轴向施加的中高频激励时,弹簧上各点的运动以纵向波的形式由受载端传递到固定端,并在两端面之间形成波动反射。弹簧各质点的实际位移是由已获得的激励位移叠加上由反射波所引起的反射位移,位移与速度不再沿弹簧轴向呈线性分布<sup>[5]</sup>。由于螺旋弹簧这种中高频振动波动传递效应的存在,在施加垂向位移激励时,弹簧约束端和受载端由弹簧变形而产生的反力不同,将动刚度进一步分为点刚度  $k_{dp}$  和传递刚度  $k_{dT}$ ,公式如下<sup>[6]</sup>:

$$\begin{cases} k_{dp} = F_{WP}/u_m \\ k_{dT} = F_{WT}/u_m \end{cases} \quad (2)$$

式中:

$F_{WP}$ 、 $F_{WT}$ ——分别表示弹簧受载端受到幅值为  $u_m$  的正弦位移激励后,受载端和固定端的反作用力。

## 2 螺旋弹簧结构模型

等截面圆柱形螺旋压缩钢制弹簧大量应用在铁路车辆的悬挂装置上,其结构主要有以下特点:弹簧两端面需磨平,从而使弹簧与支撑座有较好的接触,提高弹簧的稳定性;内、外圈弹簧同心安装且旋向相反,组成并联弹簧组,这样不但可以提高弹簧的力学性能,而且避免在列车运行时内、外圈弹簧相互干扰。并联弹簧组主要结构参数见表 1。依据表 1 所列参数建立有限元模型如图 1 所示。

表 1 双卷螺旋弹簧组主要参数

参数	外圈弹簧	内圈弹簧
簧条直径/mm	42	25
弹簧中径/mm	208	116
有效圈数/圈	6.4	11.7
自由高/mm	425	425
弹性模量/MPa	225 000	225 000
泊松比	0.3	0.3



图 1 圆柱形螺旋弹簧有限元模型

## 3 螺旋弹簧垂向动刚度频变特性

### 3.1 螺旋弹簧垂向动刚度频域分析

取外圈弹簧有限元模型,在固定端  $B$  点施加全约束,在受载端  $A$  点施加式(3)的垂向正弦位移激励,同时约束  $A$  点其他方向的自由度,如图 2 所示。

$$u_z(t) = u_{zm} \sin(\omega t) = u_{zm} \sin(2\pi f t) \quad (3)$$

式中:

$u_z(t)$ ——垂向正弦位移激励;

$u_{zm}$ ——正弦激励的幅值;

$\omega$ 、 $f$ ——可调激励频率。

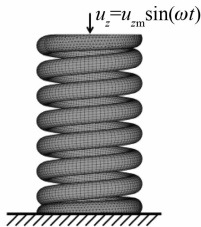


图 2 有限元计算加载示意图

通过有限元计算,提取不同激励频率下  $A$  点和  $B$  点稳态受迫振动时的垂向反力,除以位移激励幅值  $u_m$ ,即可绘制垂向动刚度随激励频率变化曲线,如图 3 所示。

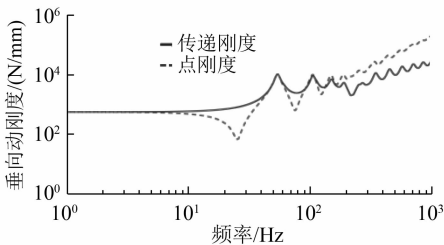


图 3 螺旋弹簧动刚度随激励频率变化曲线

分析图 3 可知,当激励频率等于弹簧各阶垂向共振频率时,所对应的点刚度急剧下降,出现谷值;当激励频率高于各阶垂向共振频率后,传递刚度及点刚度急剧上升,出现峰值。随着激励频率的增加,峰值、谷值交替出现,螺旋弹簧的动刚度在总体上呈现波动上升的趋势。

由实际线路运行时测得的轴箱、弹簧座和构架的振动加速度频域结果发现,激励频率在 50~70 Hz 区间内,各主要部件的振动加速度达到峰值<sup>[7]</sup>。故在动刚度的计算中应着重分析在该频率区间内螺旋弹簧的动态响应。

3.2 预压缩量对垂向动刚度的影响

在 A 点分别施加垂向压缩量为 0 mm(无预压缩)、50 mm 和 70 mm 的 3 组不同初始位移,并进行有预应力的模态分析,得到不同预压缩状态下的模态,如表 2 所示。施加相同的位移激励并进行有限元计算,绘制  $k_d$ - $f$  图像,如图 4 所示。

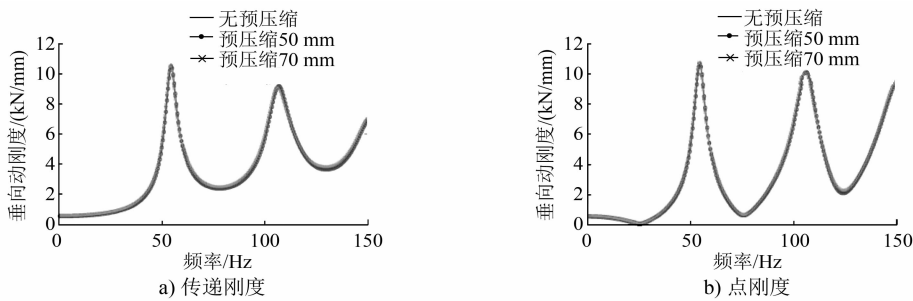


图 4 不同预压缩量时传递刚度、点刚度随激励频率变化曲线

对于不同的预压缩状态,各阶垂向共振频率仅有极小幅度的变化。随着预压缩量的增大,动刚度第一峰值呈缓慢上升、第二峰值呈缓慢下降的趋势。但从总体上来说,是否预压缩以及预压缩量的大小对弹簧的固有频率和动刚度特性没有显著影响。由于铁路车辆所使用的螺旋弹簧实际工作中大多处于预压缩的状态,为使有限元计算分析更符合实际工况,本节

之后均为在预压缩 50 mm 初始状态下的计算分析。

3.3 激励幅值对垂向动刚度的影响

分别施加幅值为 2 mm、5 mm、10 mm 和 15 mm 的垂向正弦位移激励,得到不同激励幅值时的动刚度随激励频率变化曲线,如图 5 所示。由图 5 可见,4 条  $k_d$ - $f$  曲线高度重合,故激励幅值对弹簧的动刚度特性基本没有影响。

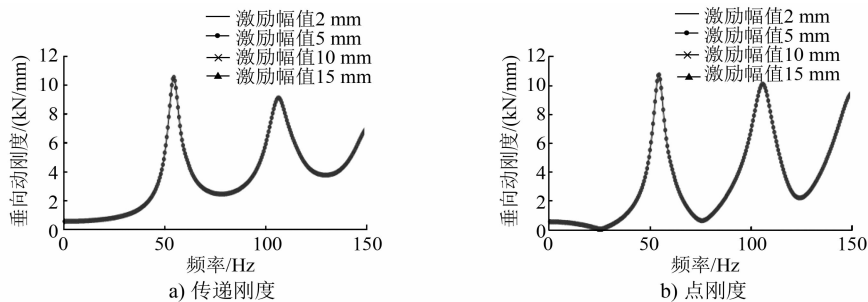


图 5 不同激励幅值时传递刚度、点刚度随激励频率变化曲线

3.4 弹簧阻尼比对垂向动刚度的影响

仅改变弹簧阻尼比  $\lambda$ ,保持其他参数不变,由有限元计算得到不同  $\lambda$  下垂向动刚度随激励频率变化曲线,如图 6 所示。

对于不同的  $\lambda$ ,在激励频率 0~150 Hz 内均有:点刚度在激励频率等于各阶垂向共振频率时出现谷值;点刚度和传递刚度在 54.5 Hz 和 106 Hz 附近出现峰值。随着  $\lambda$  的增大,动刚度的谷值呈不断增

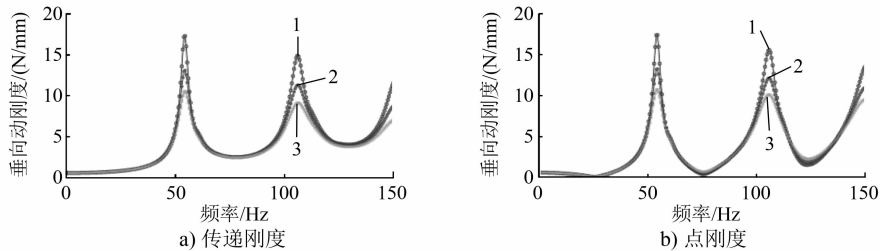


图 6 不同阻尼比时传递刚度、点刚度随激励频率变化曲线

大的趋势,峰值呈不断减小的趋势。由于固有频率与阻尼无关,故  $\lambda$  的改变并不会影响极值点所对应的激励频率。具体的动刚度相对于静刚度的放大倍数及对应的激励频率见表 3。由表 3 可见,激励频率对弹簧动态传递特性有较大影响:在弹簧前 3

阶垂向共振频率处,垂向动刚度放大倍数依次为 0.07~0.12、0.70~1.20、2.70~4.10;峰值垂向动刚度放大倍数高达 20~30 倍。因此,受激励频率控制的螺旋弹簧动态传递特性不容忽视。

表 3 不同阻尼比时的动刚度放大倍数及对应激励频率

动刚度类型		动刚度放大倍数			激励频率/Hz		
		$\lambda = 0.03$ 时	$\lambda = 0.04$ 时	$\lambda = 0.05$ 时	$\lambda = 0.03$ 时	$\lambda = 0.04$ 时	$\lambda = 0.05$ 时
传递刚度	峰值 1	31.55	23.88	19.23	54.5	54.5	54.5
	峰值 2	27.11	20.56	16.63	106.0	106.0	106.5
	谷值 1	0.07	0.10	0.12	25.5	25.5	25.5
点刚度	峰值 1	31.71	24.14	19.57	54.5	54.5	54.5
	谷值 2	0.71	0.94	1.17	75.5	75.5	75.5
	峰值 2	28.36	22.10	18.41	106.0	106.0	106.0
	谷值 3	2.74	3.41	4.04	123.0	123.5	124.0

4 并联弹簧组垂向动刚度频变特性

建立并联弹簧组的有限元模型,分别对内、外圈弹簧施加相同的垂向正弦位移激励,通过有限元计算得到内、外圈弹簧各自独立受载下的动刚度数据。为模拟弹簧并联时的工作状态,分别耦合内、外圈弹簧上端面及下端面各点的位移及自由度,进行有预应力的模态分析,计算结果见表 4。施加垂向位移激励,得到的垂向动刚度有限元计算结果见表 5。为验证并联刚度公式 $k_{\text{并}} = k_1 + k_2$ 在中高频激

励下同样适用,将得到的内、外圈弹簧独立受载下的垂向动刚度带入并联公式,得到并联计算动刚度,与有限元计算结果进行对比,如图 7 所示。

表 4 弹簧组静刚度及模态

参数	并联弹簧组	外圈弹簧	内圈弹簧
垂向静刚度/(N/mm)	745.90	549.20	196.70
1 阶垂向共振频率/Hz	25.76	25.34	27.15
2 阶垂向共振频率/Hz	76.79	75.41	81.54
3 阶垂向共振频率/Hz	126.75	122.28	135.13

表 5 不同弹簧的动刚度放大倍数及对应激励频率

动刚度类型		动刚度放大倍数			激励频率/Hz		
		$\lambda = 0.03$ 时	$\lambda = 0.04$ 时	$\lambda = 0.05$ 时	$\lambda = 0.03$ 时	$\lambda = 0.04$ 时	$\lambda = 0.05$ 时
传递刚度	峰值 1	16.77	19.23	19.45	54.5	54.5	57.5
	峰值 2	14.29	16.63	17.38	106.0	106.5	114.5
	谷值 1	0.12	0.12	0.12	26.0	25.5	27.0
点刚度	峰值 1	17.16	19.57	19.76	54.5	54.5	57.0
	谷值 2	1.18	1.17	1.14	77.0	75.5	81.5
	峰值 2	16.09	18.41	18.58	105.5	106.0	114.0
	谷值 3	4.10	4.04	3.41	127.5	124.0	135.5

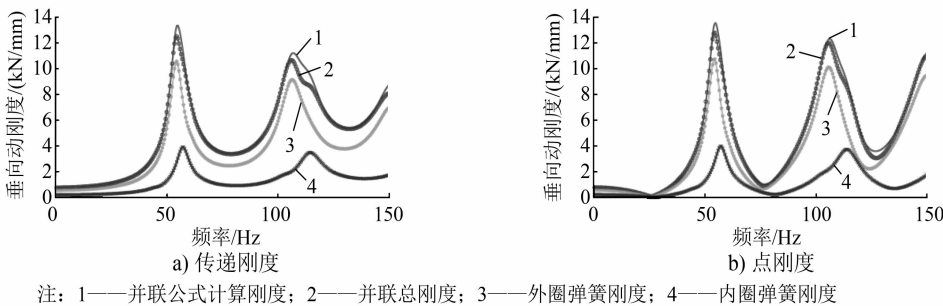


图 7 并联弹簧组传递刚度、点刚度随激励频率变化曲线

并联弹簧整体受载与内、外圈弹簧各自独立受载时的垂向传递特性具有相似的变化规律,即随着

激励频率的增加,点刚度在共振频率附近出现谷值,动刚度在共振频率之后的某一频率区间内出现

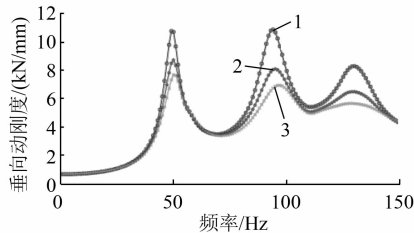
峰值,总体上呈现波动上升的趋势。并联刚度公式同样适用于在中高频激励下的垂向动刚度的计算,并联弹簧动刚度谷值放大倍数大于单个弹簧,峰值放大倍数小于单个弹簧,由此可见,弹簧并联可减小动刚度的波动范围。

## 5 弹簧、橡胶垫串联系统垂向动刚度频变特性

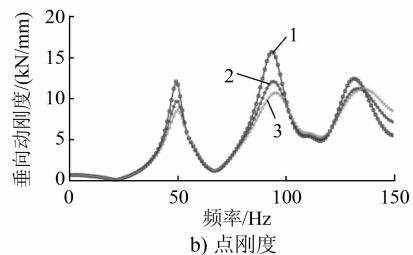
为缓和剧烈冲击,常在弹簧端部串联橡胶垫。橡胶垫由中部的橡胶和两端的钢板串联构成。为简化计算,设橡胶泊松比为 0.499,弹性模量为 2.75 MPa。依照串联橡胶垫的个数不同又可分为弹簧-橡胶垫系统和橡胶垫-弹簧-橡胶垫系统两种串联结构,分别记为结构一和结构二。建立两种串联结构的有限元模型,保持弹簧参数不变,分别对两种结构施加相同的约束及载荷,由静力分析得到橡

胶垫、结构一、结构二的垂向静刚度依次为 7 070.1 N/mm、666.3 N/mm、606.1 N/mm。施加相同的垂向位移激励,经过有限元计算,绘制不同橡胶阻尼比下的两种串联结构垂向动刚度随激励频率变化曲线,如图 8 和图 9 所示。由图 8 和图 9 可以发现,两种串联结构的垂向传递特性也都是波动变化的。随着橡胶材料阻尼比的增加,动刚度的峰值呈不断缩小的趋势,极值点所对应的激励频率呈逐渐增大的趋势。

为进一步比较串联橡胶垫的数量对垂向动刚度的影响,分别绘制相同阻尼比下的并联弹簧组、串联结构一和串联结构二的动刚度放大倍数随激励频率变化曲线,如图 10 所示。由图 10 可以发现,在并联弹簧组端部串联橡胶垫,可显著降低动刚度的放大倍数,同时在弹簧两端均串联橡胶垫可进一步缩小动刚度的波动范围。

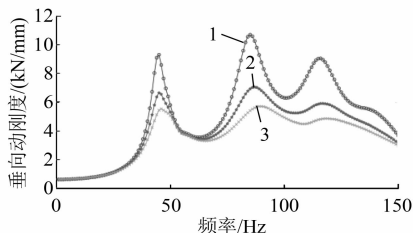


注: 1— $\lambda$ 为0.1; 2— $\lambda$ 为0.2; 3— $\lambda$ 为0.3

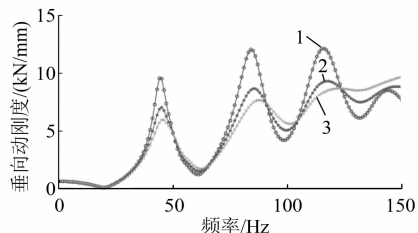


b) 点刚度

图 8 串联结构一传递刚度、点刚度随激励频率变化曲线

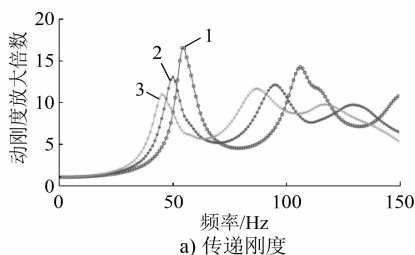


注: 1— $\lambda$ 为0.1; 2— $\lambda$ 为0.2; 3— $\lambda$ 为0.3

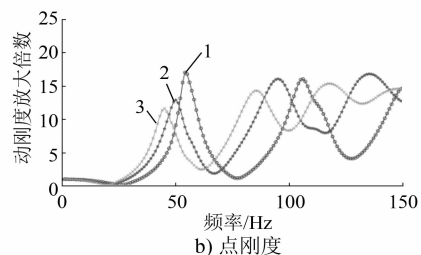


b) 点刚度

图 9 串联结构二传递刚度、点刚度随激励频率变化曲线



注: 1—并联弹簧组; 2—串联结构一; 3—串联结构二



b) 点刚度

图 10 两种结构传递刚度、点刚度放大倍数曲线

(下转第 132 页)

### 3.2.3 电分段设置

为提高接触轨系统供电的灵活性和安全性,在列车所出入线与正线连接处、具备牵引变电所车站的车辆惰行处、列车所内不同功能线路连接处设置电分段装置,以满足系统检修需要。

接触轨应按照不断轨或少断轨的原则进行设置,以满足密闭箱体免维护或少维护的要求。接触轨在箱型梁需旋转断开处、电分段处设置断轨,断轨处需安装接触轨端部弯头,机械断轨处需通过电缆将断轨进行电气连接。

### 3.3 锂电池备用方案

该方案采用锂离子电池作为悬挂式单轨列车的备用动力,设置直流断路器,当列车检测到直流供电接触轨断电后,由司机手动开启锂电池作为列车驱动动力。出于列车的空间及安全性,锂电池动力包不宜过大,具体容量建议以列车满载状态下可行驶 2 km 为宜。

## 4 结语

目前国内研究的悬挂式单轨交通的供电方式多种多样,国家及行业都未有明确的技术标准及规范。本项目借鉴多种供电方式形成的直流牵引供

电+锂电池备用的供电系统方案已应用于河南省开封市悬挂式单轨交通示范段,经过 2 万 km 的列车运行试验,该示范段供电质量稳定,接触轨系统运行平滑,证明了该方案的可靠性。

## 参考文献

- [1] 李芾,许文超,安琪.悬挂式单轨车的发展及其现状[J].机电传动,2014(2): 21.
- [2] 肖立君,向光海.悬挂式单轨交通供电系统经济性分析[J].中国科技纵横,2018(7): 146.
- [3] 钱良国,郝永超,肖亚玲.锂离子等新型动力蓄电池成组应用技术和设备研究最新进展[J].机械工程学报,2009(2): 8.
- [4] 陈怀鑫,王似玉.城市轨道交通车载混合储能装置新型控制方案及策略研究[J].电气化铁道,2018(1): 65.
- [5] 张茂帆,刘瑶,王孔明,等.悬挂式单轨列车辅助供电系统方案研究[J].铁道机车车辆,2016(2): 95.
- [6] 马沂文,白秀梅.城市轨道交通供电接触网类型的比较[J].城市轨道交通研究,2003(1): 20.
- [7] 徐小宁.钢铝复合接触轨在轨道交通中应用的技术探讨[J].市政技术,2009(增刊2): 112.
- [8] 邢甲第,吴文军.钢铝复合接触轨的典型结构及其制造工艺[J].城市轨道交通研究,2004(4): 71.
- [9] 李峰.直流 1 500 V 接触轨端部弯头的研究[J].城市轨道交通研究,2011(6): 83.

(收稿日期:2020-03-04)

(上接第 128 页)

## 6 结论

1) 当激励频率等于螺旋弹簧各阶垂向共振频率时,点刚度急剧下降,出现谷值;当激励频率高于各阶垂向共振频率后,传递刚度及点刚度急剧上升,出现峰值;随着激励频率的增加,动刚度的峰值、谷值交替出现,在总体上呈现波动上升的趋势。

2) 预压缩量及位移激励幅值的大小对弹簧的固有频率和动刚度特性没有十分显著的影响;提高材料的阻尼比可以显著降低垂向动刚度的峰值,减小波动范围。

3) 对于双卷并联弹簧组,并联整体受载与单个弹簧受载时的垂向传递特性具有相似的变化规律,且并联整体的垂向动刚度峰值较内、外圈弹簧单独受载时的放大倍数均有所降低。在中高频激励下,并联刚度公式同样适用。对于弹簧串联橡胶垫,可显著降低动刚度峰值放大倍数。在弹簧两端均串联橡胶垫可进一步减小动刚度的波动范围。可以

通过改变橡胶材料的阻尼来改变动刚度极值点对应的激励频率。

## 参考文献

- [1] 翟婉明.车辆-轨道耦合动力学[M].北京:科学出版社,2007.
- [2] 丁军君,李芾.螺旋钢弹簧刚度频变仿真及等效算法研究[J].内燃机车,2009(7): 8.
- [3] BRUNI S, VINOLAS J, BERG M, et al. Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context[J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(7): 1021.
- [4] 刘丽,张卫华.金属弹簧刚度频变分析及等效算法[J].交通运输工程学报,2007(5): 25.
- [5] 王时龙,雷松,周杰,等.两端并圈多股弹簧的冲击响应研究[J].振动与冲击,2011(3): 64.
- [6] 孙文静,宫岛,周劲松,等.一系螺旋弹簧动刚度对车辆-轨道耦合振动影响分析[J].振动与冲击,2015(5): 49.
- [7] 尹天国,李伟,张鹏,等.地铁车辆一系钢簧中高频动态特性分析[J].机械,2019(6): 1.

(收稿日期:2020-03-09)