

铁道车辆液压减振器非线性特性试验与动力学仿真

刘晨,石怀龙,邬平波

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031)

摘要:基于 Maxwell 模型推导出二系横向减振器和抗蛇行减振器的动态刚度和阻尼等非线性特性,对其分别进行温变特性和动静特性试验,并基于车辆动力学仿真得出抗蛇行减振器参数对蛇行运动稳定性和运行平稳性的影响规律。结果表明:温变特性试验中的示功图、阻尼偏差率等数据验证了减振器基本参数符合设计要求;减振器动态特性与加载频率和位移幅值相关。针对某高速列车,提高抗蛇行减振器串联刚度或提高其卸荷力,可改善构架蛇行运动稳定性和行车的平稳性、舒适性,但提高其卸荷速度却起到反作用,一般需要取最优值范围。

关键词:铁道车辆;液压减振器;二系悬挂;台架试验;动力学模型

中图分类号:U270.1 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2021)06-0084-06

Nonlinear Characteristic Test and Dynamics Simulation of Hydraulic Damper for Railway Vehicles

LIU Chen, SHI Huailong, WU Pingbo

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

Abstract: The nonlinear characteristics such as dynamic stiffness and damping of the secondary transverse damper and the anti-snaking damper is derived based on the Maxwell model. Tests on temperature variation characteristics and static and dynamic characteristics are conducted respectively. The influence law of the anti-snaking damper parameters on the stability of the snake movement and running stability is obtained based on vehicle dynamics simulation. The results show that the indicator diagram and the damping error rate in the temperature variation characteristic test verify that the basic parameters of the shock absorber meet the requirements of the design value, the dynamic characteristics of shock absorber are related to the loading frequency and displacement amplitude. For a high-speed train, increasing the series stiffness of anti-snaking damper or increasing its unloading force will improve the stability of the frame snaking movement and the smoothness and comfort of running, while increasing its unloading speed will have a negative effect, and the optimal value range in general should be taken.

Keywords: railway vehicle; hydraulic damper; secondary suspension; bench test; dynamic mode

0 引言

随着铁道车辆速度的提高,轮轨之间产生的各种垂向和横向作用力将会引起车辆系统的剧烈振动^[1]。铁道车辆中一般采用减振器与弹簧构成的弹簧减振装置,该装置能缓和来自轨道的随机激励,从而减小振动向车体的传递。一般来说,减振器的温变特性可以体现其设计结构方面的差异,动态特性会直接影响列车的动力学特性,从而在一定程度上影响行车运行品质。因此有必要研究铁道车辆中减振器的相关特性^[2]。

国内外许多学者都对减振器进行了研究,程贤栋等^[1]对减振器的麦克斯韦模型进行了推导,研究了油液温度对减振器动态特性的影响;徐腾养等^[3]通过对某高速抗蛇行减振器进行动力学仿真和试验,得出蛇行运动的临界速度受油液温度的影响;陈龙等^[4]通过建立动力学

Simpack 仿真模型,得出了抗蛇行减振器可以兼顾直线稳定性和曲线通过性能的结论。

综上,在进行现有液压减振器非线性特性研究时,所研究的频率带宽、加载位移幅值和环境温度范围较窄,并未全部涵盖铁道车辆实际运营条件,同时缺少了理论推导、试验数据和仿真三方面的结合。本文不仅对减振器模型进行了简单的理论推导,还通过对减振器进行相关非线性特性试验,然后根据试验结果对比分析两种二系横向减振器和两种抗蛇行减振器的相关特性,进一步开展动力学仿真,研究减振器相关特性对列车动力学特性影响,为行车中平稳性的评估提供依据。

1 液压减振器动力学模型

图 1 为减振器简化 Maxwell 模型^[1],由阻尼单元 c_v 和弹簧单元 k_v 串联组成,能模拟减振器动态刚度和阻尼的频率相关性,拟合试验数据并用于车辆系统动力学

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51805451;U1934202;1970282);中央高校基本科研业务费项目(2682019CX43);四川省科技计划项目(2020YJ0074)

第一作者简介:刘晨(1998—),女,四川绵阳人,硕士研究生,研究方向为车辆系统动力学及强度。

仿真^[5]。

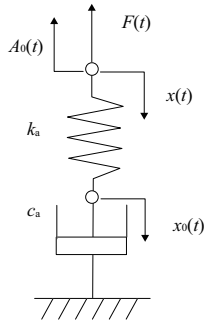


图1 阻尼器-麦克斯韦简化模型

假设减振器顶部受到的正弦激励为 $x(t) = A \sin(\omega t)$, 忽略掉活塞的质量, 位移为 x_0 , 根据受力平衡列出公式为

$$c_a \dot{x}_0 + k_a (x_0 - x) = 0 \quad (1)$$

令 $x(t) = A \sin(\omega t)$, 代入上式并化简得出减振器阻尼力为

$$F(t) = c_a \dot{x}_0 = \frac{c_a \omega k_a A}{\sqrt{k_a^2 + c_a^2 \omega^2}} \sin(\omega t + \varphi) \quad (2)$$

根据标准 BS EN13802—2013^[6] 可得动态刚度和动态阻尼系数分别为:

$$K_d = \frac{F_0}{A} \sqrt{1 + \tan^2 \varphi} \quad (3)$$

$$C_d = \frac{k_a}{\omega \tan \varphi} = \frac{F_0}{A \omega \sin \varphi} \quad (4)$$

当激励频率较低、位移振幅较大时:

$$C_d \approx \frac{F_0}{A \omega} \quad (5)$$

当激励频率较高、位移振幅较小时:

$$K_d = \omega \times c_a \times \tan \varphi \quad (6)$$

由式(5)和式(6)可知, 动态阻尼随着频率的增加呈非线性减小, 而动态刚度随着频率的增加而增加。同时, 刚度系数 K_d 和阻尼系数 C_d 具有显著的频率和幅值非线性。

2 液压减振器非线性特性试验

2.1 试验台及试验设备

在西南交通大学牵引动力国家重点实验室液压减振器试验台上, 对我国货车中的二系横向减振器(编号为 H1 和 H2)和高速动车组中的抗蛇行减振器(编号为 D1 和 D2)分别进行温变特性和动静态特性试验研究, 见图 2。试验设备为 MTS 液压作动器和伺服激励控制器系统。

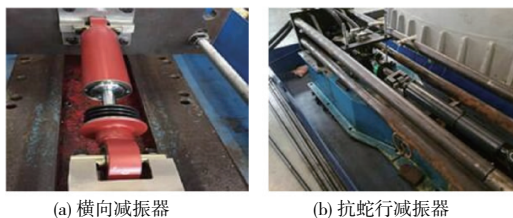


图2 减振器台架试验台

2.2 试验条件及工况

1) 温变特性试验

温变特性试验包括常温特性和极限温度特性。分别在常温 (19 °C ~ 22 °C) 和极限温度环境 ((-40 °C) / (+70 °C)) 下, 通过作动器在低速条件下, 采用水平加载方式, 对二系横向减振器进行正弦激励加载, 减振器最大幅值为 ± 25 mm, 试验工况见表 1 (极限温度工况同)。

表1 横向减振器常温特性试验工况

激励正弦幅值/mm	加载速度/(m/s)
± 25	0.1
	0.3

2) 静态特性试验

通过作动器, 在低速条件下, 采用水平加载方式, 对抗蛇行减振器进行正弦激励加载, 减振器 D1 最大幅值为 12.5 mm, D2 最大幅值为 25.0 mm, 试验工况见表 2。

表2 抗蛇行减振器静态特性试验工况

激励正弦幅值/mm	加载速度/(m/s)
$\pm 12.5 / \pm 25.0$	0.005, 0.010, 0.015, 0.020, 0.025,
	0.030, 0.050, 0.100, 0.150, 0.200

3) 动态特性试验

通过作动器, 采用水平加载方式, 对抗蛇行减振器进行正弦激励加载, 测定不同激励下的抗蛇行减振器力与位移的数据, 试验工况见表 3。

表3 抗蛇行减振器动态特性试验工况

激励正弦幅值/mm	加载频率/Hz
0.25	0.50, 0.75, 1.00, 1.50, 2.00, 3.00, 4.00, 5.00, 6.00, 7.00, 8.00, 9.00
0.50	0.50, 0.75, 1.00, 1.50, 2.00, 3.00, 4.00, 5.00, 6.00, 7.00, 8.00, 9.00
0.75	0.50, 0.75, 1.00, 1.50, 2.00, 3.00, 4.00, 5.00, 6.00, 7.00, 8.00, 9.00
1.00	0.50, 0.75, 1.00, 1.50, 2.00, 3.00, 4.00, 5.00, 6.00, 7.00, 8.00, 9.00
1.50	0.50, 0.75, 1.00, 1.50, 2.00, 3.00, 4.00, 5.00, 6.00, 7.00, 8.00, 9.00
2.00	0.50, 0.75, 1.00, 1.50, 2.00, 3.00, 4.00, 5.00, 6.00, 7.00, 8.00, 9.00
4.00	0.50, 0.75, 1.00, 1.50, 2.00, 3.00, 4.00, 5.00, 6.00, 7.00, 8.00, 9.00

2.3 试验数据处理方法

对减振器进行温变特性试验时, 能获取减振器的基本参数。其中, 载荷-位移做功图的面积大小表示减振器耗散能量的多少。减振器阻尼力的拉伸率和压缩率是判定其是否符合误差率设计要求的一个指标, 一般采用拉伸载荷的不对称率和阻尼偏差率表示如下:

$$A_{dr} = \frac{|L-Y|}{L+Y} \times 100\% \quad (7)$$

$$L_{dr} = \frac{|L-D|}{D} \times 100\% \quad (8)$$

$$Y_{dr} = \frac{|Y-D|}{D} \times 100\% \quad (9)$$

式中: A_{dr} 表示不对称率; L 表示拉伸力; Y 表示压缩力; L_{dr} 表示拉伸偏差率; Y_{dr} 表示压缩偏差率; D 表示名义阻尼力。

3 试验结果分析

3.1 二系横向减振器温变特性

试验的样本为两个二系横向减振器(H1和H2),以下包括了两个方面的试验情况。

1) 常温工况

图3分别为减振器H1、减振器H2常温时的示功图。从图3可发现,H1和H2的示功图均没出现振荡、跳跃等突然变化,在位移最大处也没有跳动过渡现象。

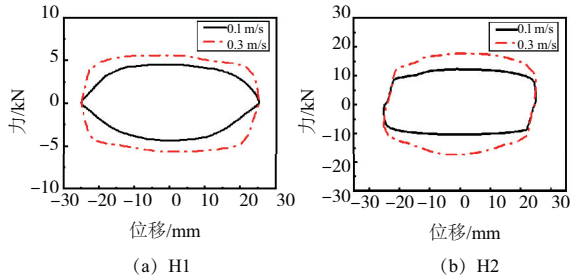


图3 横向减振器在常温工况下的示功图

对比表4、表5知,H1和H2的不对称率均 $<10\%$,速度0.1 m/s、0.3 m/s对应的拉/压偏差率均 $<15\%$,由此,两种减振器在常温时的拉压缩力在其名义阻尼所允许的偏差范围内。

表4 常温时名义参数

编号	速度/(m/s)	名义阻尼力/kN	拉伸力/kN	压缩力/kN
H1	0.1	4.25±0.64	4.33	4.54
	0.3	5.80±0.87	5.67	5.64
H2	0.1	12.00±1.80	10.35	12.07
	0.3	19.00±2.85	17.39	17.61

表5 常温时不对称率及阻尼偏差率

编号	速度/(m/s)	不对称率/%	拉伸偏差率/%	压缩偏差率/%
H1	0.1	2.37	1.88	6.82
	0.3	0.27	2.24	2.76
H2	0.1	7.67	13.75	6.82
	0.3	0.63	8.47	7.32

2) 极限温度工况

通过图4-图7可以发现,减振器H1和H2在低温工况下所耗散的能量最多,在低温恢复到常温、高温以及高温恢复到常温这三种工况下的示功图变化规律与常温工况下变化规律相近,说明这两种横向减振器在这三种工况

下具有稳定性。减振器在低温工况下耗散的能量比高温工况时多,同时低温时由于示功图规律与常温相比变化大,说明低温会影响减振器的稳定性和耗能能力。

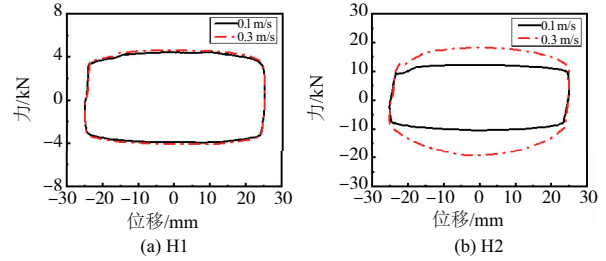


图4 横向减振器低温-40℃工况下的示功图

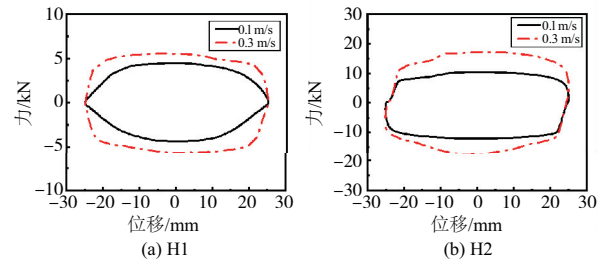


图5 横向减振器低温恢复到常温工况下的示功图

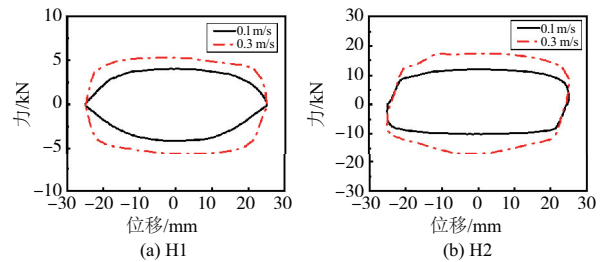


图6 横向减振器高温+70℃工况下的示功图

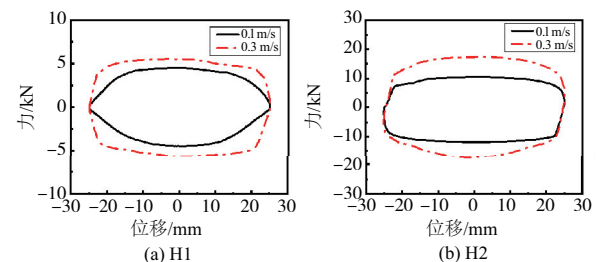


图7 横向减振器高温恢复到常温工况下的示功图

通过对比表6-表9,H1低温恢复常温后和高温恢复常温后的不对称率均 $<5\%$,这两种情况下速度0.1 m/s对应的拉/压偏差率均 $<10\%$,速度0.3 m/s对应的拉/压偏差率均 $<5\%$;H2低温恢复常温后和高温恢复后的不对称率均 $<10\%$,这两种情况下速度0.1 m/s对应的拉/压偏差率均 $<15\%$,速度0.3 m/s对应的拉/压偏差率均 $<10\%$ 。由此,两种减振器在低温恢复到常温和高温恢复到常温时的拉/压缩力均在其名义阻尼所允许的偏差范围内。

表 6 低温恢复常温后名义参数

编号	速度/(m/s)	名义阻尼力/kN	拉伸力/kN	压缩力/kN
H1	0.1	4.25±0.64	4.39	4.47
	0.3	5.80±0.87	5.69	5.59
H2	0.1	12.00±1.80	10.40	12.11
	0.3	19.00±2.85	17.29	17.50

表 7 高温恢复常温后名义参数

编号	速度/(m/s)	名义阻尼力/kN	拉伸力/kN	压缩力/kN
H1	0.1	4.25±0.64	4.40	4.50
	0.3	5.80±0.87	5.62	5.58
H2	0.1	12.00±1.80	10.41	11.92
	0.3	19.00±2.85	17.42	17.55

表 8 低温恢复常温后不对称率及阻尼偏差率

编号	速度/(m/s)	不对称率/%	拉伸偏差率/%	压缩偏差率/%
H1	0.1	0.91	3.29	5.18
	0.3	0.89	1.90	3.62
H2	0.1	7.60	13.33	0.92
	0.3	0.60	9.00	7.89

表 9 高温恢复常温后不对称率及阻尼偏差率

编号	速度/(m/s)	不对称率/%	拉伸偏差率/%	压缩偏差率/%
H1	0.1	1.12	3.53	5.88
	0.3	0.36	3.10	3.79
H2	0.1	6.67	13.25	0.67
	0.3	0.37	8.32	7.63

3.2 抗蛇行减振器试验结果

1) 静态试验

图 8 为抗蛇行减振器 D1 和 D2 在常温下的载荷速度静态特性曲线图。由图 8 知,减振器 D1 和 D2 的卸荷速度分别为 0.02 m/s 和 0.03 m/s,卸荷速度内阻尼力随着速度的增长几乎呈线性变化;当达到卸荷速度后,减振器发生卸荷,阻尼力的增长或减小速度放缓,稳定在一个值附近,该值即为卸荷力。两个减振器的卸荷力分别为 18 kN 和 22 kN。

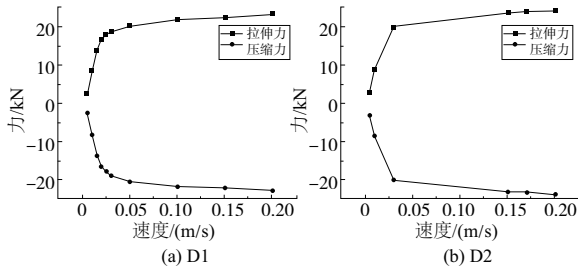


图 8 抗蛇行减振器的载荷速度特性曲线

2) 动态试验

常温工况下,两种抗蛇行减振器的动态刚度和阻尼的频变和幅变特性试验结果如图 9-图 10 所示。结果表明:

在所有位移幅值工况下(0.25 mm~4 mm),随着激励频率的增加,抗蛇行减振器的动态刚度逐渐增大,而动态阻尼逐渐减小。在低频区域(<2 Hz),抗蛇行减振器还处在非卸荷状态,阻尼力较低,随着振动频率增加,动态刚度和阻尼增加,但随着频率继续增加,减振器自身结构会造成动态阻尼增加的速率趋于平缓;在高频区域(>2 Hz),随着振动频率的增加,减振器将处在卸荷状态,动态刚度增长速度趋于平缓,而动态阻尼不断下降。

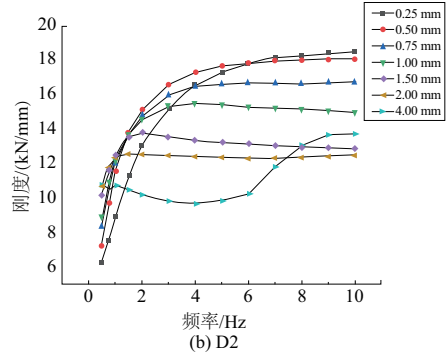
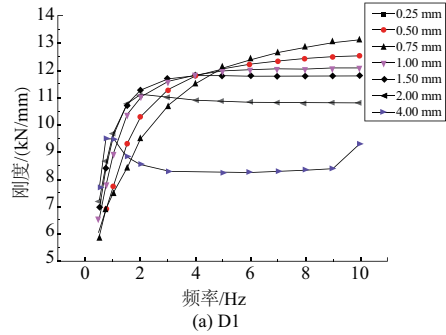


图 9 抗蛇行减振器动态刚度频变特性

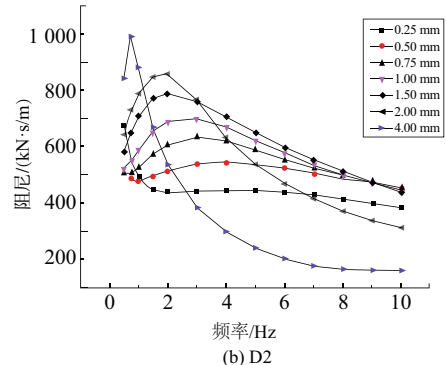
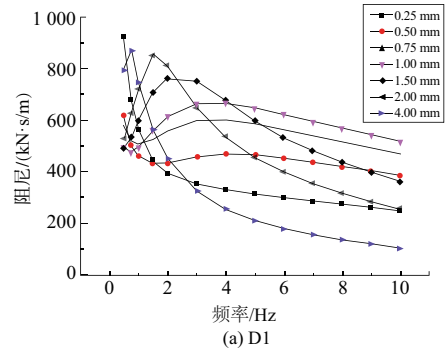


图 10 抗蛇行减振器动态阻尼频变特性

4 抗蛇行减振器动态刚度和卸荷力对车辆动力学性能的影响

上述动态特性试验表明,减振器的动态刚度和阻尼具有显著的频变、幅变和温变特性。其中,抗蛇行减振器的动态刚度、卸荷力对车辆蛇行运动稳定性和运行品质的影响显著^[7]。参考文献[5]和文献[7],本文基于 Simpack 软件建立 300 km/h 速度等级高速动车组动车动力学模型,模型自由度为 50 个,仿真计算车速范围为 160~270 km/h。

4.1 对蛇行运动稳定性的影响

蛇行运动主要体现在车辆系统的横向运动,一般通过横向加速度来判定蛇行运动的稳定性^[2]。UIC-518-2005^[8]规定对构架加速度信号进行 3~9 Hz 带通滤波后计算滑移均方根,取平方根中的最大值。限值计算公式为 $(12-m_b/5)/2$,其中 m_b 为转向架质量,取 7.4 t,则横向加速度限值为 5.26 m/s^2 。

由图 11 可知,在卸荷速度一定时构架横向加速度会随卸荷力的增大而增大。随着卸荷力继续增大,加速度变化率变小,在卸荷力一定时,卸荷速度越大构架加速度反而越小。针对本文计算参数,当卸荷力取 10~15 kN 范围时,构架的横向加速度变化率最小且稳定,此时由于没有超过加速度极限值,构架没到达蛇行失稳的条件。

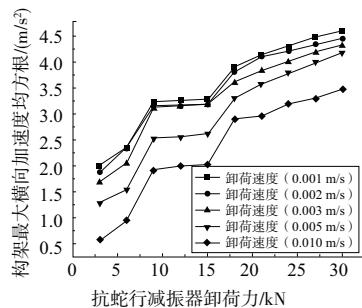


图 11 卸荷力对蛇行运动稳定性的影响

4.2 对运行平稳性的影响

由本文第 1 和第 3 小节知,串联刚度和动态刚度存在着相关性,随着串联刚度增大,同一频率下的动态刚度增大,后期增大速率缓慢。同时,动态刚度也随频率增加而增大。

由图 12 可知,当刚度值 < 24 MN/m 时,随着刚度的增大,平稳性和舒适性指标变小,此时车辆的平稳性和舒适性变好。当刚度达到一定范围(即在 24~32 MN/m 范围内),其平稳性和舒适性指标变化稳定,到达最小范围值。超过这个范围,刚度继续增大,平稳性和舒适性指标变大,车辆的平稳性和舒适性变差。当刚度一定时,横向平稳性指标的最低值高于垂向平稳性指标的最低值,说明在刚度取最优值 24 MN/m 时,车辆的垂向平稳性优于横向平稳性。

由图 13 可知,当卸荷速度一定时,随着卸荷力增加,

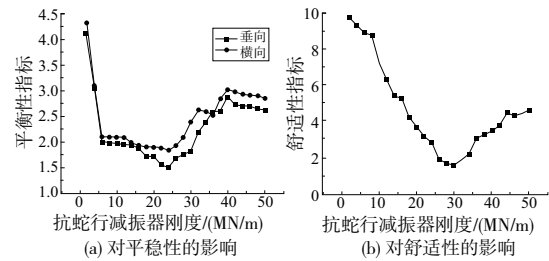


图 12 减振器串联刚度对平稳性和舒适性的影响

垂向、横向平稳性指标和舒适性指标减小,车辆的平稳性和舒适性得到改善,但当卸荷力不断增加时,这两种指标有所上升,此时车辆的平稳性和舒适性有微弱的变差趋势。当卸荷力一定时,随着卸荷速度的增加,横向、垂向平稳性指标和舒适性指标增大,车辆的平稳性和舒适性变差。但是在一定卸荷力和卸荷速度范围内,车辆的平稳性和舒适性指标最小,变化也最稳定。

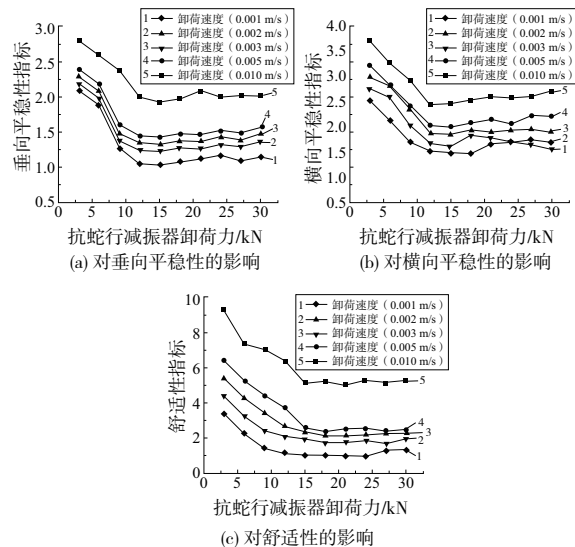


图 13 减振器卸荷力对垂向平稳性、横向平稳性和舒适性的影响

5 结语

本文通过对减振器进行非线性试验和动力学仿真研究得出如下结论:

1) 加载速度会影响减振器耗散能量的多少。减振器在一定条件下耗散能量的多少表征了其衰减振动能力的强弱。在车辆实际运行过程中,减振器两端速度不断变化,其车辆运行速度将会影响减振器衰减振动的能力;

2) 温变特性试验表明,温度越高,减振器耗能越少。这是由于油液黏性随温度升高减小,导致流量损失加大,动态阻尼降低。由于减振器的性能更容易受低温条件的影响,车辆在高寒地区运行时,所匹配的减振器油液应具有耐低温特性。

3) 一般来说,当减振器受到的激励幅值越高,随着频率的增加就会越早地出现卸荷情况。因此,动态刚度和动态阻

尼的峰值对应的频率都会随着幅值的增加而更早地出现。

4) 抗蛇行减振器的 Maxwell 模型串联刚度要适中,过大或过小都会使得车辆平稳性和舒适性变差。针对本文的计算参数,当刚度取值在 24~32 MN/m 范围内时,车辆的垂向、横向平稳性和舒适性指标较优。

5) 卸荷力和卸荷速度影响蛇行运动稳定性和运行品质,根据本文的计算参数,当卸荷力取值在 10~15 kN、卸荷速度取值在 0.2~0.5 m/s 范围时,构架蛇行运动的稳定性、车辆的垂向平稳性和舒适性能较优。

参考文献:

- [1] 程贤栋,徐腾养,戴焕云,等. 高速列车抗蛇行减振器动态特性研究[J]. 铁道机车与动车,2018(3):5-6,23-25.
- [2] 罗仁,石怀龙. 铁道车辆系统动力学及应用[M]. 成都:西南交通大学出版社,2018.
- [3] 徐腾养,池茂儒,朱海燕,等. 油温对抗蛇行减振器特性和动力学性能的影响[J]. 振动·测试与诊断,2017,37(6):1094-

1099,1274.

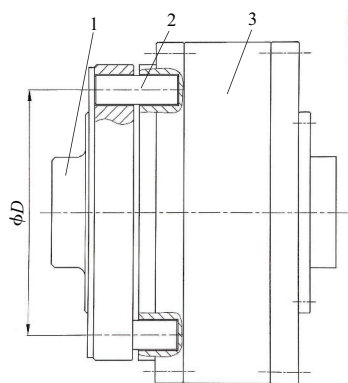
- [4] 陈龙,戴焕云,郭兆团,等. 抗蛇行减振器特性与高速列车适应性分析[J]. 机车电传动,2018(3):79-81,84.
- [5] TENG W X, SHI H L, LUO R, et al. Improved nonlinear model of a yaw damper for simulating the dynamics of a high-speed train[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2019, 233(7): 651-665.
- [6] BS EN 13802—2013 Railway applications suspension components hydraulic dampers[S].
- [7] 谭富星,石怀龙,王玮,等. 转向架橡胶件动态参数的高低温特性[J]. 交通运输工程学报,2019,19(4):104-114.
- [8] UIC 518—2005 Test and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour—safety—track fatigue—ride quality: 518:2005[S].

收稿日期:2020-11-23

(上接第 83 页)

制造,更换弹性柱销方便,适用于有少量轴向窜动、起动较频繁、有正反转的轴系传动场合,不适用于高速重载、有强烈冲击震动、工作可靠性要求较高的场合^[9]。

与弹性柱销联轴器配合结构如图 5 所示,其中弹性柱销 2 安装的位置为原从动端连接接口处,轴套 1 上需安装可拆卸的弹性柱销盖板。总体结构与弹性套柱销联轴器配合使用的结构相同。



1—轴套;2—弹性柱销;3—悬臂型永磁同步耦合器。

图 5 与弹性柱销联轴器配合结构示意图

同样,弹性柱销的规格决定该结构的使用性能,其材料也建议选用尼龙 1010。弹性柱销直径的计算公式同上文弹性套柱销,不同的是 f_b 安全系数为 0.1。依上文数据,假设弹性套柱销安装孔的中心圆 $D=200$ mm,数量 $Z=8$ 颗,悬臂型永磁同步耦合器的计算转矩 $T_n=1600$ Nm,通过计算公式可得出弹性柱销的最小规格为直径 26 mm。

5 结语

综上所述,悬臂型永磁同步耦合器结构简单、易分析、易设计、易加工,有很高的适用性,除文中的 3 种配合使用结构外,还适合其他多种结构。在设计过程中,有些情况下适当地放大取值,能更好地保护设备,同时也能增加美观性,且所提高的成本微乎其微。除文中介绍的悬臂型永磁同步耦合器外,同类型的轴类设备在设计过程中,如有相同的结构,其设计理念与计算方式均可依据文中所述。

参考文献:

- [1] 牟红刚. 一种悬臂型永磁同步耦合器: 中国, CN206250950U[P]. 2017-06-13.
- [2] 张黎骅,郑严. 新编机械设计手册[M]. 北京:人民邮电出版社,2008:641.
- [3] 丁彬. 新编机械设计知识百科[M]. 北京:中国科技文化出版社,2000.
- [4] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. GB/T 7324—2010 通用锂基润滑脂[S]. 北京:中国标准出版社,2010.
- [5] 于惠力,魏波,李佳阳. 机械设计与材料选择及分析[M]. 北京:机械工业出版社,2019:74-78.
- [6] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. GB/T 5272—2017 梅花形弹性联轴器[S]. 北京:中国标准出版社,2017.
- [7] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. GB/T 4323—2017 弹性套柱销联轴器[S]. 北京:中国标准出版社,2017.
- [8] 李正峰. 带安全销的弹性套柱销联轴器的设计与计算[J]. 轻工机械,2007,25(2):54-56.
- [9] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. GB/T 5014—2017 弹性柱销联轴器[S]. 北京:中国标准出版社,2017.

收稿日期:2020-11-11