

研
究
开
发

半主动减振器阻尼控制技术研究

戴仁德¹, 钱 华¹, 赵长龙², 李海涛², 崔志国²

(1. 株洲南车时代电气股份有限公司 技术中心, 湖南 株洲 412001; 2. 南车青岛四方机车车辆股份有限公司 高速列车系统集成国家工程实验室(南方), 山东 青岛 266111)



作者简介: 戴仁德(1984-), 男, 工程师, 现主要从事半主动减振器控制及电力机车控制的研究。

摘 要: 对铁道机车车辆半主动控制减振器进行了理论研究和产品研制, 提出一种根据振动加速度得到振动速度的频率与幅值方法, 基于模糊神经网络控制策略, 实现半主动减振器控制阻尼参数可调, 适用于各种路况、速度等级, 满足提速与乘坐舒适度的要求。

关键词: 半主动减振器; 参数设定; 模糊神经网络控制; 阻尼控制

中图分类号: U260.331+5 文献标识码: A 文章编号: 1000-128X(2012)04-0033-04

Research of Semi-active Damper Control

DAI Ren-de¹, QIAN Hua¹, ZHAO Chang-long², LI Hai-tao², CUI Zhi-guo²

(1. Technology Center, Zhuzhou CSR Time Electric Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China; 2. National Engineering Laboratory for System Integration of High-speed Train(South), CSR Qingdao Sifang Locomotive and Rolling Stock Co., Ltd., Qingdao, Shandong 266111, China)

Abstract: According to theoretical research and product development for railway vehicle semi-active damper, method to get frequency and amplitude of vibration velocity with vibration acceleration was proposed. Based on fuzzy neural network control strategy, damping parameters adjustable for semi-active damper control was achieved, which adapt all kinds of railway conditions and running speeds to fulfill the demand of speed up and comfortable quality.

Key words: semi-active damper; parameter set; fuzzy neural network control, damper control

0 引言

随着人民生活水平的提高,对交通运输质量(快速、安全、舒适)提出了更高的要求。车辆提速的加快将涉及诸多问题,需克服许多技术难点,其中之一是提速将要求车辆在较高的速度上满足车辆平稳性的要求,即在使乘客感到舒适的同时,还要保证行车安全。所以要求高速铁道车辆自身具有较高的改善振动性能的能力,特别是在横向振动性能改善方面。

另外,我国线路差异较大,高速车不但要运行于高速线、客运线,同时还要运行于既有线路。因此,要求车辆减振器性能参数能够满足多种线路的需要,同时能够适应一定范围的速度变化和常见的激励,这是被动减振器无法完成的。

半主动悬挂与主动悬挂一样,是利用动态控制来改善悬挂系统特性的一种方式,但这种方式不需要产生阻尼力的动力源。这种方式是使减振器的特性可变,

通过动态控制产生适合车体振动状态的阻尼力,从而达到与主动悬挂装置接近的减振效果。

1 天棚阻尼控制

天棚阻尼减振器是一种“理想减振器”,如图1所示。实际的横向减振器安装在车体和转向架构架之间,这种减振器减少了车体的振动,但同时它把转向架构架的振动传递给车体。

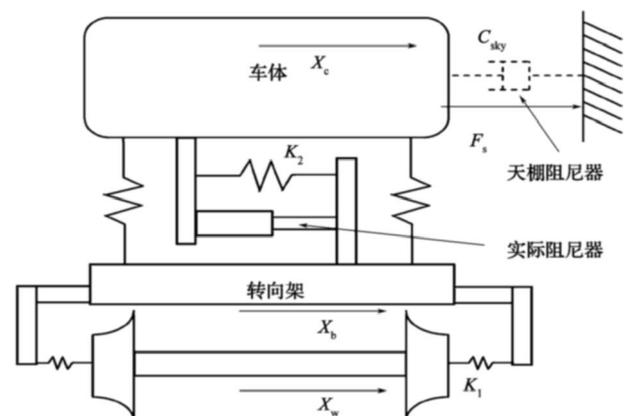


图 1 理想(天棚)减振器

收稿日期: 2011-11-23; 收修改稿日期: 2012-04-26
基金项目: “十一五”国家科技支撑计划项目(2009BAG12A02)

假定车体的旁边有一面不动的墙,在虚拟墙与车体之间安装减振器,该减振器即为天棚阻尼减振器,用来减小车体振动。天棚阻尼减振器的安装位置从物理上讲是不可能的,但是将减振器安装在车体与转向架之间,就可以通过计算出减振器的阻尼力。这样对于车体来说就等于安装了一个天棚阻尼减振器。

假设车体的绝对速度 X_c 为正,相对速度 $(X_c - X_b)$ 也为正时,虚拟的天棚阻尼减振器会产生一负方向的力 F_s , C_{sky} 为阻尼系数,而实际的横向减振器也会产生同样的力 F_r ,即 $F_r = F_s$ 。假设车体的绝对速度 X_c 为正,转向架的绝对速度为 X_b ,而相对速度 $(X_c - X_b)$ 为负时,虚拟的天棚阻尼减振器应产生一负方向的力,但实际中横向减振器却产生一正方向的力。若此时让横向减振器提供正方向的力,则会加速车体的振动。可见,此时最好的方法是将横向减振器切换为关状态——不提供减振力,使其值为零。由上可知,对于可调阻尼的横向减振器的基本控制逻辑要求减振器提供的阻尼力满足下式:

当 $X_c(X_c - X_b) > 0$ 时, $F_r = -C_{sky} \cdot F_h \cdot X_c$ (X_c 控制阻尼力方向,通过高速开关阀切换, F_h 为频率系数控制阻尼力大小); 当 $X_c(X_c - X_b) < 0$ 时, $F_r = 0$ (通过高速开关阀反向切换即可)。

确定理想减振器完全理想的力不依赖于转向架振动情况,但是半主动式悬挂系统所产生的力的方向依赖于活塞速度方向,不会产生负的阻尼力。换言之,半主动式悬挂系统所产生的力要受到列车速度的影响。因此从原理上说,仅仅依靠半主动式系统实现完全理想减振器功能是不可能的。但是由于转向架的振动频率要高于车体的振动频率,利用这一点,可以撇开转向架对车体的高频激振力,通过减少在车体绝对速度方向上的阻尼力的方式,使半主动悬挂控制减振装置产生出接近于理想天棚阻尼器的低频阻尼力。

2 控制理论与舒适度

对于车辆的运行,无论旧的还是新的评估方法,都无一例外地认为横向加速度是造成不舒适的主要原因之一。试验专家经过测定,人体敏感范围:横向振动的范围为 0.1~2 Hz。

图 2 为天棚阻尼控制与被动阻尼控制 0.1~10 Hz 的波特图。根据半主动减振器控制策略,控制的主要频率段在 0.2~5 Hz。根据现有车辆舒适度理论,如图 3 所示,最主要的共振出现在 1 Hz 附近,人的敏感频率段为

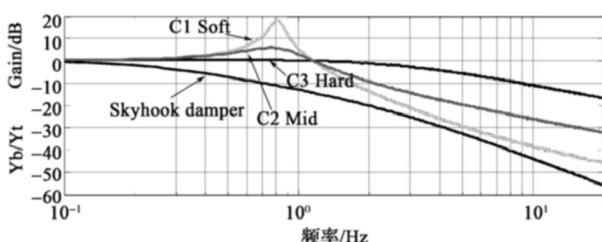


图 2 天棚阻尼与被动阻尼控制效果图

0.2~2 Hz。因此,半主动减振器控制阻尼参数的设定及比较采集的数据将集中在 0.2~5 Hz。

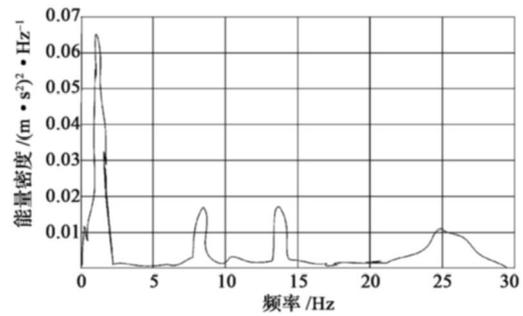


图 3 车辆振动能量密度图

3 半主动减振器阻尼控制器

3.1 控制系统组成

半主动控制减振器控制器由控制软件和控制硬件组成。控制器硬件主要由采集车体振动加速度模块、电磁阀的驱动模块、进行控制的 CPU 控制模块和各种电源模块组成。控制器的软件主要包括信号采集和处理软件,模糊高斯神经网络参数自整定控制算法软件,控制相应的阀驱动软件,PC 机软件(在线参数调节与数据记录显示软件)。

半主动悬挂控制减振装置采用天棚阻尼器控制原理。如图 4 所示,通过测量车体振动加速度,对车体振动加速度进行积分,求出车体振动速度及其频率,通过模糊神经高斯网络有效的控制,使系统产生与之成比例的力,来有效抑制车体横向运动。

采用半主动悬挂控制减振装置的目的是降低振动加速度,提高舒适度,但在车上测定的加速度中,因为叠加有通过曲线时的离心加速度成分,如果只单纯地对此加速度进行积分,车体速度(横向位移)将会大幅度变动,无法实现对振动加速度的控制,因此,还需要去除离心加速度。控制系统框图如图 4 所示。

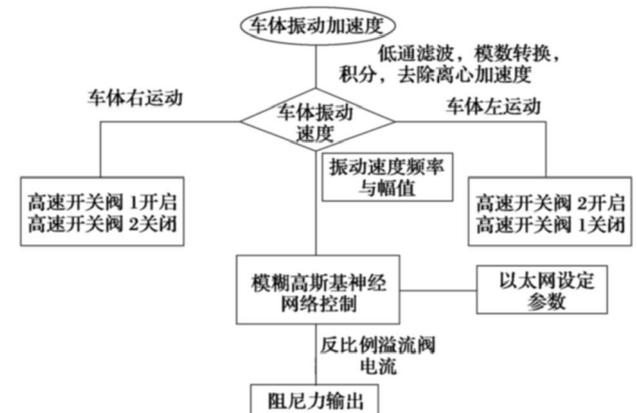


图 4 控制系统框图

3.2 基于频域积分的振动信号的处理方法

时域分析是以时间轴为坐标表示动态信号的关系。频域分析是把动态信号变为以频率轴为坐标表示出来。频域和时域表明了动态信号的 2 个观察面,即这 2 种观察信号方法以不同的角度揭示了信号的物理特征,而

傅里叶变换建立起它们之间的联系。作信号分析时,如果时域分析变得很困难,可以通过傅里叶变换将时域变换到频域分析,使之变得简单明了。该方法正是通过傅里叶变换,将上述时域计算不能得到精确结果的振动响应问题,变换到频域中去处理,进而得到精确解。

设 $x(t) \leftrightarrow \frac{1}{j\omega} X(\omega)$ 为傅里叶变换的表达形式,依据

傅里叶变换的积分定理,则有: $\int_0^t x(t) dt \leftrightarrow \frac{1}{j\omega} X(\omega)$ 。从该定理可知,在振动测试中,假定知道加速度信号,通过积分就可以得到位移频谱;相反,如果先通过傅里叶变换得到加速度信号的频域谱,进而利用傅里叶变换积分定理和傅里叶逆变换,就可以得到加速度在时域的积分结果,即速度或位移曲线,而积分结果的趋势项只要在频谱图中将无用的部分去掉即可。

3.3 半主动减振器控制策略研究

根据系统的非线性,本文采用模糊高斯神经网络对振动信号进行有效的学习和相应所产生的阻尼力进行学习,使之有效抑制车体横向运动。系统结构图如图5所示,具体控制策略如图6所示。

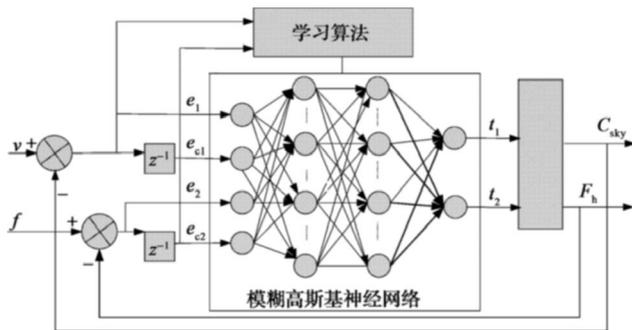


图5 半主动减振器阻尼控制算法系统结构图

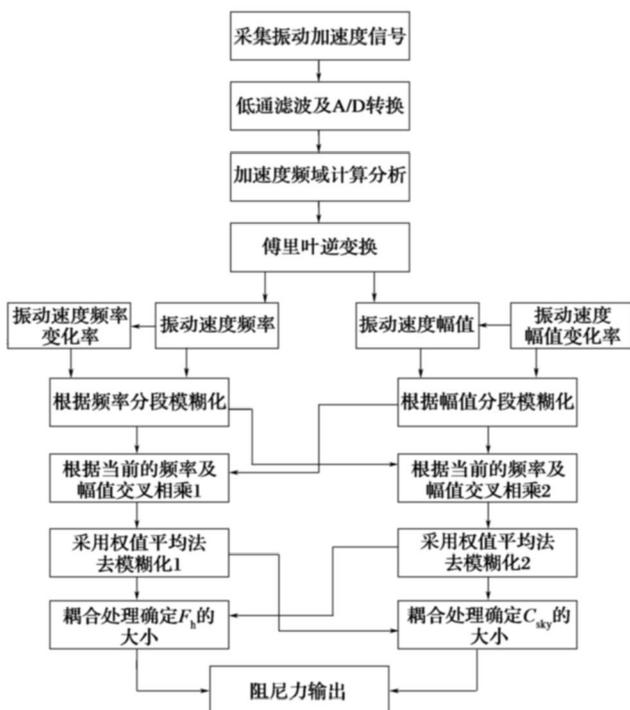


图6 控制策略流程图

左边的两个输入分别是振动速度幅值和频率,通过微分环节可得到采样周期内速度与频率的幅值以及幅值的变化速率,右边的输出抑制车体振动所需的阻尼力。图中的高斯神经网络被用作参数整定控制器。下面的符号存在以下关系:

$${}^1x_1=e_1, {}^1x_2=e_{c1}, {}^2x_1=e_2, {}^2x_2=e_{c2}, t_1=y_1$$

式中: e_1 为振动速度幅值; e_{c1} 为振动幅值的微分; e_2 为振动速度频率; e_{c2} 为振动速度频率的微分。

1) 控制方法及流程介绍

根据振动速度的幅值与频率确定阻尼力的输出大小。

根据图2天棚阻尼与被动阻尼控制效果图可以得出,半主动减振器控制时需找出共振点即阻尼力由硬转软的频率点,小于共振点频率需提供较大的阻尼力,大于共振点频率需提供较小的阻尼力。

2) 网络学习算法

网络采用BP算法进行学习,分为离线学习和在线学习2个阶段。其中离线学习对网络权值和高斯基函数的参数进行学习。考虑到系统运行的实时性,在线学习仅对网络权值进行微调。

4 模糊参数设定软件设计实现

我国线路状况差异较大,高速车不但要运行于高速线、客运线,同时还要运行于既有线路,而半主动减振器的减振性能随着各种线路状况及速度等级的不同是不同的。在半主动控制策略中,在线学习需要根据线路与速度等级进行控制阻尼参数调节。下面阐述半主动减振器控制阻尼参数调节的设计方法,如图7所示。

1) 参数设定值

半主动减振器的控制相关调试参数的设定包括各频率段的控制量基准值 U_c 、修正比例系数 K 、是否切入被动减振状态。

2) 参数设定值曲线显示

显示前一次控制设定参数与当前控制设定参数的曲线比较。通过比较半主动减振器的控制效果来判定设定参数的趋势。

3) 加速度分段最大值显示

每次从半主动减振器控制装置接收数据,对频率分段的加速度绝对值进行比较,显示各段加速度绝对值的最大值,如此,每次设定控制参数后,通过观察各频率段的加速度最大值变化来判断参数设定后的控制效果。

4) 加速度数据记录比较

每次调试设定参数时,在不同速度等级下,记录各频率段加速度的最大值。为了比较参数调节的效果及判定调节参数值的趋势,可以与之前记录进行比对。

5) 速度等级设定

车辆速度不同,振动的状况不同。根据车辆运行

的速度,比较各速度等级内的阻尼控制效果。

6)实时数据显示

为了便于了解半主动减振器控制装置的动态状态

信息,实时显示半主动减振器控制装置的相关数据,诸如:当前车辆振动加速度、处理后的加速度、加速度频率、振动速度及位移偏心距。

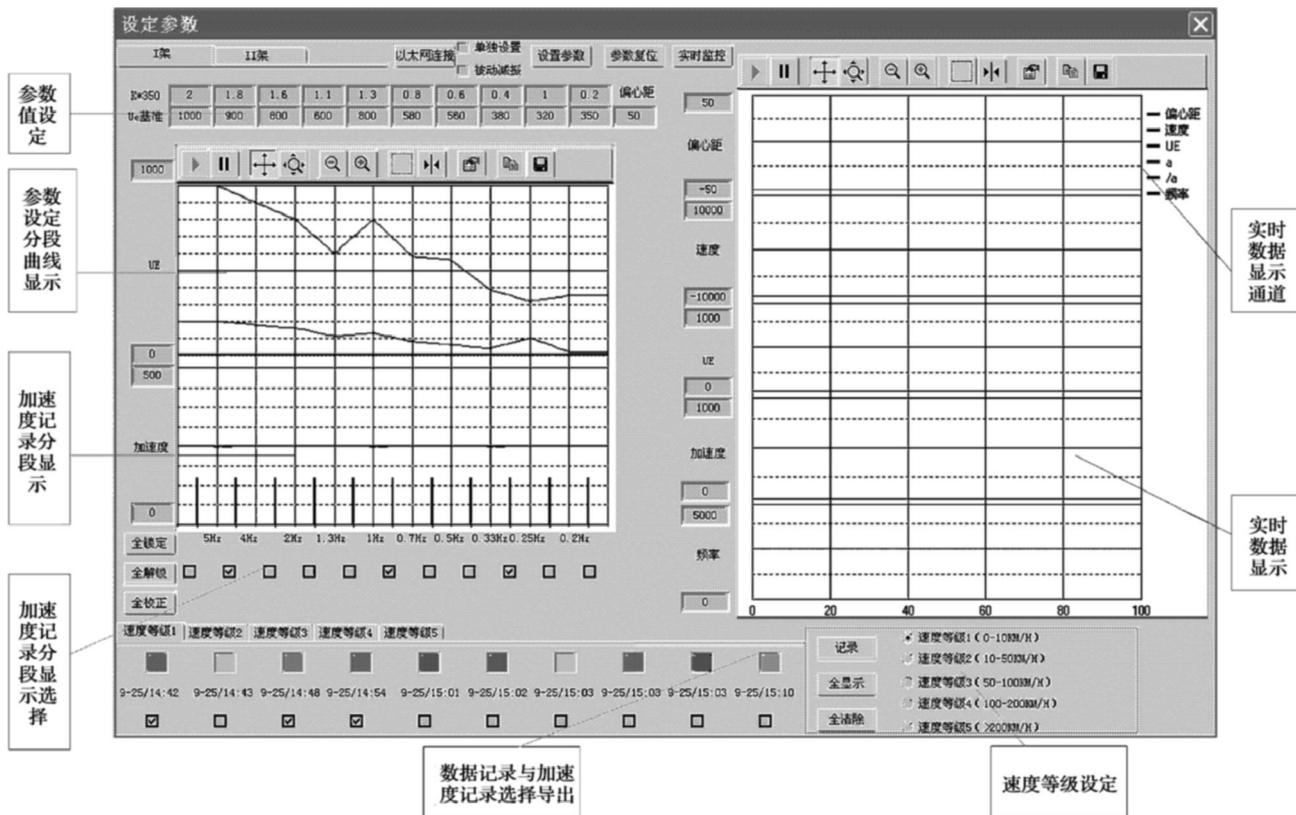


图 7 参数设定

5 研究试验结果及结论

西南交通大学牵引动力国家重点实验室对安装有半主动油压减振器的CRH380AL动车组非动力车进行整车滚动振动试验。试验包括蛇行运动稳定性和运行平稳性试验,涉及半主动有效、半主动失效、空气簧无气和拆除抗蛇行减振器故障方案在内的5个试验方案。试验采用武汉—广州实测线路谱作为不平顺输入的轨道谱。

得到如下结论:

原车半主动正常方案在440 km/h速度范围内未出现蛇行失稳现象,具有足够的蛇行运动稳定性,能够满足线路上380 km/h设计速度安全运行的要求。

采用武广谱激振,原车半主动正常方案在40~440 km/h速度范围内的车体横向和垂向运行平稳性指标等级达到优,舒适度达到中等舒适性,能够满足线路上380 km/h设计速度安全运行的要求。

安装有半主动油压减振器的被试车辆,动力学性能有所改善。

半主动正常和被动相比(如图8~图10):车体前部横向平稳性指标在200 km/h以上具有一定改善率,最高达到4.14%;车体中部横向平稳性指标改善率不明显;车体后部横向平稳性指标在40 km/h以上都具有改善率,最高达到6.01%。而车体垂向平稳性指标改善率不明显。车体后部舒适度指标改善率较为明显,最高达到29.04%。

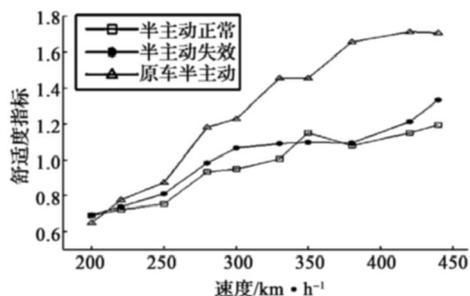


图 8 车体中部舒适度指标

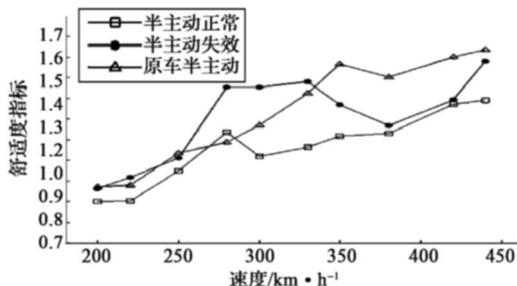


图 9 车体后部舒适度指标

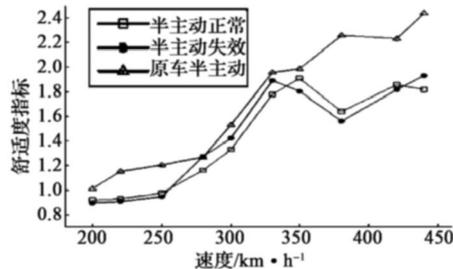


图 10 车体前部舒适度指标 (下转第43页)

表3 牵引拉杆座延寿后动应力测试结果 MPa

测试部位	左一	左二	左三	右一	右二	右三
牵引拉杆座直立面 与底架焊缝动应力	16.2/ 27.0	17.1/ 28.5	23.6/ 39.3		39.8/ 57.1	
牵引拉杆座斜立面 与底架焊缝动应力	13.69/ 22.8	22.4/ 37.3	10.4/ 17.3		24.5/ 40.8	
补强板与底架 焊缝动应力				22.9/ 32.6		19.5/ 28.7
补强板与牵引拉杆座 直立面焊缝动应力				11.51/ 19.2		11.6/ 19.3
许用应力	70	70	70	70	70	70
安全系数 (许用/最大等效应力)	2.59	1.88	1.78	2.15	1.23	2.44

备注: 前面的数据是6K-017机车实测数据, 后面为换算成牵引5 000 t时的等效应力

5 结语

在根治疲劳裂纹时, 通过大型有限元ANSYS进行结构静、动力分析, 确定薄弱环节, 进行实际应力测

试, 确定综合的延寿方案。经过应力测试评估和3年多运用实践, 证明6K型电力机车牵引拉杆座延寿方案是合理的, 也为其他机车车辆相关部件修补和制定延寿方案提供了参考。

参考文献:

- [1] 王建国, 李联洲. 6K型电力机车牵引杆支座裂纹原因及处理措施[J]. 机车电传动, 2005(2): 67-68.
- [2] 张向辉, 尹博文. 209型转向架牵引拉杆座裂纹原因及改进建议[J]. 铁道车辆, 2004(9): 39-40.
- [3] 黄浩. SS₃型电力机车转向架中间横梁裂纹原因分析与对策[J]. 机车电传动, 2007(1): 71-72.
- [4] 高镇同. 疲劳性能试验设计和数据处理[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1999.
- [5] 刘志明. CW200K型转向架构架动应力测试与疲劳强度评估报告[R]. 北京: 北京交通大学, 2008.
- [6] 周张义, 卜纪玲, 李 芾. 机车车辆焊接结构疲劳分析关键问题研究[J]. 机车电传动, 2008(1): 28-36.
- [7] 崔二光, 刘志明, 秦国栋, 等. 焊接构架疲劳强度的评估方法[J]. 科学技术与工程, 2003, 3(4): 334-337.

(上接第36页)

半主动正常和原车(装载日本半主动减振器)方案相比车体地板振动加速度改善率较好: 车体横向加速度在200 km/h以上改善率较好, 最高达到32.50%; 车体垂向加速度在160 km/h以上改善率较好, 最高达到29.27%。

图11为速度330 km/h时的车体前部横向频谱图。从图中可以看出, 对于车体横向振动, 在0~10 Hz范围内, 半主动有效状态能起到一定的抑制振动的效果, 尤其在1.5~2 Hz时效果较为明显。

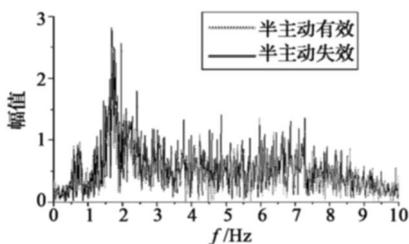


图11 车体前部横向频谱图 ($V=330$ km/h)

试验表明, 南车株洲电力机车研究所有限公司研

制的半主动油压减振器可以保证CRH380AL动车组非动力车在40~440 km/h速度范围内动力学性能优越, 能够满足线路上380 km/h速度安全运行的要求。

6 结语

半主动控制不需要外界动力源, 通过控制系统使可控阻尼器产生连续可调的阻尼力, 从而达到改善机车车辆动力学性能的目的。通过调节控制参数, 预知判定参数调节趋势, 缩短调试周期, 可使半主动减振器的减振性能适用于不同线路路况、不同速度等级并发挥到最佳, 动力性能优越, 安全可靠运行, 满足提速与乘坐舒适度及平稳性的要求。

参考文献:

- [1] 杨建伟. 高速车辆横向振动半主动控制系统研究[D]. 北京: 中国铁道科学研究院, 2006.
- [2] 李 莉. 半主动悬挂减振器控制系统的研究[J]. 铁路计算机应用, 2008(7)
- [3] 比利时. 铁道车辆的舒适度评价[J]. 国外铁道车辆, 2004(1)