

文章编号: 1005-0523(2012)05-0013-05

基于matlab/simulink的车辆建模与故障分析

颜秋, 刘永明

(同济大学铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804)

摘要:利用 matlab/simulink 软件, 用框图和子系统封装的方法建立铁道车辆线性动力学模型。在路面激励作用下, 经过仿真测得车体及转向架在正常运行和悬挂故障时不同的振动加速度响应, 重点分析了在垂向一、二系悬挂故障时, 检测信号在时域和频域上各自具有的故障统计特性, 同时考查了不同位置悬挂故障叠加、轨道随机不平顺和车辆运行速度对数字特征的影响, 并提出以振动加速度统计特性来判别悬挂故障的方法。

关键词:铁道车辆; simulink; 悬挂故障; 故障判别

中图分类号: U279.3

文献标志码: A

随着铁路行业高速发展, 列车运行速度逐渐提高, 铁路安全越来越受到人们的重视, 如何保证铁道车辆运行安全及其故障监测成为一个亟待解决的重大课题。客车车辆在结构上的故障主要有弹簧断裂、减振器失效、空气弹簧漏气、高圆弹簧断裂、车轮踏面擦伤、轴承故障以及蛇形减震器故障等等^[1], 各种故障对车辆运行品质有不同程度的影响, 严重情况下可能会威胁到车辆的安全运行。因此, 对车辆故障的监测与识别成为了保证车辆安全运行中必不可少的措施。目前, 对铁道车辆的故障监测主要有地面和车载两种形式, 其中在车载监测系统中, 使用振动加速度传感器监测车辆运行状态较为普遍, 以此可以迅速实现检测信号的分散收集、处理及故障判别^[2]。

对于利用振动加速度响应进行监测的系统, 信号可能会受到多方面的影响, 如轨道随机不平顺激励的干扰、车辆本身非线性对信号传递的干扰以及各种故障叠加后对检测信号的干扰等等。文章中仅建立整车线性动力学模型, 不考虑轮轨蠕滑等非线性因素对信号的影响, 主要讨论不同位垂向悬挂故障时, 振动加速度信号具有的统计特性规律以及影响数字特征的因素。

1 建立车辆模型

由于 matlab/simulink 软件可以使用面向对象的框图建模^[3], 同时具备子系统封装的特点, 对于含有弹簧阻尼的线性系统, 可以拆分为悬挂子系统和刚体状态子系统, 按刚体间不同的连接形式, 快速建立系统线性模型。以简化的车辆二自由度系统为例^[4], 其运动微分方程:

$$m_1 \text{ 刚体: } F_{k1} + F_{c1} - F_{k2} - F_{c2} = m_1 \ddot{Z}_1$$

$$m_2 \text{ 刚体: } F_{k2} + F_{c2} = m_2 \ddot{Z}_2$$

式中: $F_{k1} = K_1(Z_0 - Z_1)$; $F_{c1} = C_1(\dot{Z}_0 - \dot{Z}_1)$; $F_{k2} = K_2(Z_1 - Z_2)$; $F_{c2} = C_2(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2)$; $Z_i (i=0, 1, 2)$ 分别为车轮、 m_1 和 m_2 离平衡位置的位移。

与 m_1 相连接的弹簧阻尼分别为 K_2, C_2, K_1, C_1 , 在任意时刻 t , 车轮、 m_1, m_2 运动状态不同, 在相互作用下会产生 $F_{k1}, F_{c1}, F_{k2}, F_{c2}$ 4 个弹簧阻尼力作用在 m_1 上, 将 4 个弹簧阻尼力作为 m_1 受力输入端口, \ddot{Z}_1 作为状态输出端口。同理对于 m_2, F_{k2}, F_{c2} 作为受力输入端口, \ddot{Z}_2 作为状态输出端口。因此对于 m_1, m_2 状

收稿日期: 2012-08-30

作者简介: 颜秋(1988—), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆振动与控制。

态子系统,其输入为弹簧阻尼力,输出为刚体运动状态,对于悬挂子系统 $F_{k1}, F_{c1}, F_{k2}, F_{c2}$,其输入为悬挂两端刚体的运动状态,输出为弹簧阻尼力。

以上述方法为基础建立车辆的 simulink 框图模型,模型以目前应用较多的无摇枕四轴客车为例,自由度分别是车体和前后转向架沉浮、横移、点头、侧滚及摇头,以及车轮沉浮、横移、侧滚及摇头,共 31 个自由度,其中将一、二系悬挂作为悬挂子系统,将转向架和车体作为刚体状态子系统,建模时忽略了轮轨蠕滑和车轮侧滚引起的横向力变化。

2 车辆悬挂的故障分析

2.1 一、二系悬挂故障形式及统计特性

主要讨论车辆垂向一、二系悬挂故障形式,尤其是单一悬挂故障,将前转向架前轴左侧一系悬挂记为一系 11 位悬挂,右侧为一系 12 位悬挂,其余类推。在模型中对故障的检测是通过车辆振动加速度信号来实现,测量点位于前后转向架和车体中心。由于车辆正常运行和悬挂故障时振动响应信号不同,经过时域和频域分析,提取出信号的统计特性,并计算出相应的数字特征,以此判别车辆运行中是否出现故障。在时域分析中,信号的统计特性主要用 3 个典型的数字特征来描述,分别是均值 $\bar{\alpha}(t)$ 、方差 $S^2(t)$ 和均方根值 $\varphi_{\alpha}(t)$ 。在频域分析中,主要使用加速度功率谱密度 P_{α} [5],其数字特征是局部频率段上的均方根值 $\varphi_{\alpha}(f)$ 。

仿真中,以车体和前转向架为例,一系悬挂故障用刚度增大 10 倍 [6],阻尼为 0 模拟,二系悬挂故障用刚度增大 20 倍,阻尼为 0 模拟。加速度检测信号采样频率为 1 000 Hz,运行时间为 10 s,车速为定速 80 km·h⁻¹,在直线轨道上行驶,用 matlab 自带 pwelch 函数进行功率谱分析。时域上,车辆振动加速度数字特征见表 1,从中可以观察到,车辆正常运行与故障时, $\bar{\alpha}_{n1}(t)$ 与 $\bar{\alpha}_b(t)$ 变化规律并不明显。当一系故障后, $S^2(t)$ 和 $\varphi_{\alpha}(t)$ 均呈现增大趋势,尤其是 $S_{n1}^2(t)$ 增大明显,易于识别,当二系故障后, $S_{n1}^2(t)$ 和 $\varphi_{\alpha n1}(t)$ 减少,而车体增大,由此说明,二系悬挂故障抑制了转向架振动加速度波动幅值。

表 1 时域上振动加速度数字特征

Tab.1 Digital characteristics of vibrating acceleration in the time domain

数字特征	正常	一系 11 位悬挂故障	二系 11 位悬挂故障
1 转向架均值 $\bar{\alpha}_{n1}(t)/m \cdot s^{-2}$	-7.57×10 ⁻⁵	-1.05×10 ⁻⁴	-1.93×10 ⁻⁴
1 转向架方差 $S_{n1}^2(t)/m^2 \cdot s^{-4}$	0.066 5	0.408 5	0.043 3
1 转向架均方根值 $\varphi_{\alpha n1}(t)/m \cdot s^{-2}$	0.257 9	0.639 1	0.208
车体均值 $\bar{\alpha}_b(f)/m \cdot s^{-2}$	-4.95×10 ⁻⁵	-5.40×10 ⁻⁵	-1.39×10 ⁻⁴
车体方差 $S_b^2(f)/m^2 \cdot s^{-4}$	0.005 3	0.006 5	0.019 3
车体均方根值 $\varphi_{\alpha b}(f)/m \cdot s^{-2}$	0.073 1	0.080 5	0.138 9

频域上,加速度功率谱 P_{α} 采用半对数曲线,如图 1 和 3,从中可以观察到,车辆正常运行时,1 转向架与车体主要振动能量峰值主要集中在 0~18 Hz 之间,1 转向架加速度功率谱值 $P_{\alpha n1}$ 在 10⁻⁵~10⁻¹ 之间,峰值位于 4, 8, 14 Hz 和 16 Hz 左右,车体加速度功率谱值 $P_{\alpha b}$ 在 10⁻⁷~10⁻² 之间,峰值位于 1.5, 4, 8, 14 Hz 和 16 Hz 左右。当一系故障后, $P_{\alpha n1}$ 峰值明显向高频处移动,分布在 13~17 Hz 之间,车体在低频 0~2 Hz 处 $P_{\alpha b}$ 峰值减少,而在 8 Hz 处峰值增大,能量向 10~20 Hz 高频段移动。这是由于一系悬挂故障后,一系刚度明显增大,减振器失效,高频振动更容易经转向架传到车体,使转向架和车体振动能量趋向高频。

当二系故障后,在 4 Hz 和 8 Hz 左右, $P_{\alpha n1}$ 峰值明显减少,部分向低频 0~2 Hz 集中,部分向高频 10~20 Hz 移动,这是由于二系悬挂故障后抑制了 1 转向架 3~10 Hz 上的振动能量,其结果与时域分析相同。对车体而言, $P_{\alpha b}$ 并未明显向高频移动,而是在低频 0~4 Hz 处增大。此外,在一、二系悬挂故障后,车辆在 20~100 Hz 内 P_{α} 比正常时也有不同程度的增大。

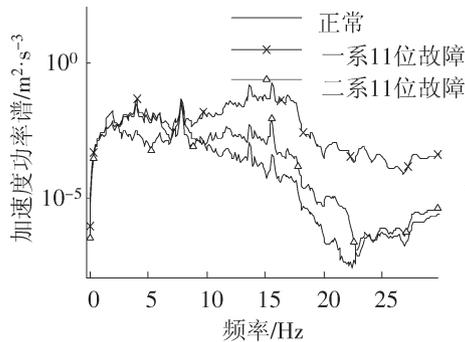


图1 1转向架加速度功率谱 P_{a1}

Fig.1 The power spectrum of bogie acceleration

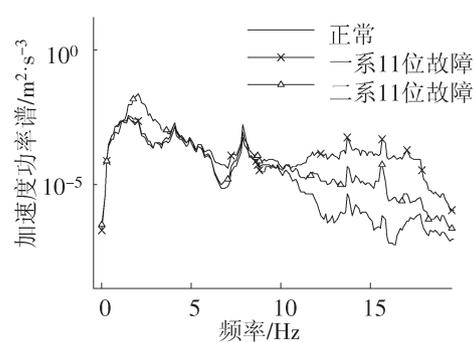


图2 车体加速度功率谱 P_{ab}

Fig.2 The power spectrum of body acceleration

综合上述讨论,时域上可用于故障判别的数字特征主要是 $S^2(t)$ 与 $\varphi_\alpha(t)$, $\bar{\alpha}(t)$ 由于变化不明显,仅作为辅助参考。在频域上,由于故障前后 P_α 峰值变化主要集中在 0~20 Hz 的频率内,在 20~100 Hz 内功率谱值也有明显变化,但其值相对较小不利于识别,仅作为辅助参考。因此,用于故障判别的数字特征采用 0~20 Hz 内主要峰值对应频率段上的均方根值 $\varphi_\alpha(f)$, 余下峰值频率段以及 20~100 Hz 内的 $\varphi_\alpha(f)$ 作为辅助参考。以 1 转向架为例,在一系 11 位悬挂故障后,主要振动能量峰值对应的频率段及其数字特征见表 2,从表中看出,与正常相比,故障后频域上的数字特征非常易于识别,尤其在后 3 个频段上的变化最为明显。对于车体,则应加上 0~2.2 Hz 的低频段,同理在二系悬挂故障后也采用相同方法,只是提取的频率范围有所变化。

表2 一系 11 位悬挂故障后频域上数字特征

Tab.2 Digital characteristics in the frequency domain after 11 suspension failure

1 转向架数字特征/Hz	正常时均方根值 $\varphi_{a0}(f)/m \cdot s^{-1}$	故障时均方根值 $\varphi_{a1}(f)/m \cdot s^{-1}$
3.8~4.2	1.91×10^{-2}	2.77×10^{-2}
7.5~8.2	1.74×10^{-2}	2.09×10^{-2}
13.5~14.4	4.56×10^{-4}	7.79×10^{-3}
15.4~16.2	2.07×10^{-4}	8.47×10^{-3}
20~100	1.43×10^{-6}	1.82×10^{-4}

2.2 数字特征的影响因素

由于通过车辆振动加速度响应信号来判别车辆运行状态是十分复杂的问题,在振动信号中可能会掺杂许多干扰信号,影响到识别故障的数字特征,因此有必要对可能出现的影响因素进行讨论,防止故障误判。

1) 不同位悬挂故障叠加对振动检测信号干扰较大,但在实际运行中,多悬挂故障并不常见,文中仅讨论两位悬挂的故障叠加。在时域上,当一系 11, 21 位单侧故障后, $S_{n1}^2(t)$ 为 0.260 9, 小于单一 11 位悬挂故障。当 11, 22 位对角故障后, $S_{n1}^2(t)$ 为 1.005 2, 明显大于单一悬挂故障。在频域上,当 1 系 11, 21 单侧故障后,如图 4 和图 5, 转向架与车体在 13~17 Hz 内振动能量峰值比单一 11 位故障明显减少, 其中在 15.4~16 Hz 内, $\varphi_{a1}(f)$ 减少 0.0623, $\varphi_{ab}(f)$ 减少 1.90×10^{-4} 。而一系 11, 22 对角故障时, 13~17 Hz 内峰值明显增大, 其中在 15.4~16 Hz 内, $\varphi_{a1}(f)$ 增大 0.1366, $\varphi_{ab}(f)$ 增大 4.11×10^{-4} 。此外,对一系 11, 42 位对角悬挂故障仿真发现, $\varphi_{a1}(f)$ 与一系 11 位单一故障时完全相同, 说明后转向架悬挂故障对前转向架信号影响可以忽略不计。而车体在 3~8.1 Hz 频率段内峰值减少, 在 3.8~4.2 Hz 内, $\varphi_{ab}(f)$ 比单一悬挂故障时减少 5.15×10^{-4} , 在 7.6~8.1 Hz 内, $\varphi_{ab}(f)$ 减少 3.13×10^{-4} , 余下辅助频率段 4.2~7.6 Hz 内, $\varphi_{ab}(f)$ 减少 7.13×10^{-4} 。

由此可见,一系不同位悬挂叠加后,由于自身结构与轨道激励不同,与单一悬挂故障相比,数字特征并

未呈现相同的变化规律。当频域上局部频段的数字特征明显小于单一悬挂故障的临界值时,则应结合其余峰值对应频率段、辅助参考频段和时域的数字特征联合判别悬挂是否故障。而对于大于单一悬挂故障临界值的情形,则有利于故障判别。

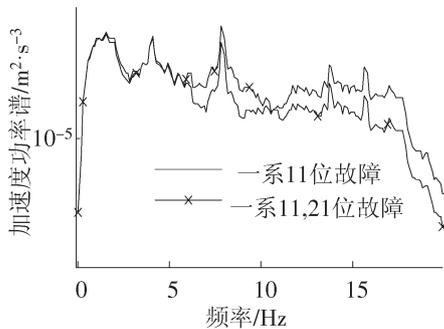


图3 1转向架加速度功率谱 P_{ag1}

Fig.3 The power spectrum of bogie acceleration

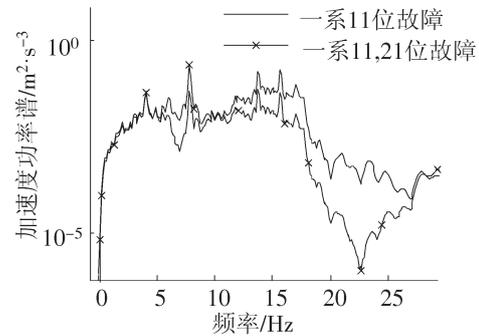


图4 车体加速度功率谱 P_{ab}

Fig.4 The power spectrum of body acceleration

2) 轨道随机不平顺对车辆运行平稳性影响较大,尤其是当轨道中存在短波和中波不平顺^[7-8]时,会使车辆垂向振动加速度增大。仿真中,添加的短波不平顺是三角坑高低不平顺,连续三波组合,波长为2.4 m,波幅为12 mm,时域上对应的频率为9.25 Hz。中波不平顺是连续三波高低不平顺,波长为15 m,幅值为12 mm,时域上对应的频率为1.481 5 Hz,二者分别存在于左轨道激励中。仿真结果以1转向架为例,如图6,短波三角坑不平顺使1转向架在7~10Hz频率段中 $\varphi_{ag1}(f)$ 比正常时增大 5.70×10^{-3} ,其余频率段影响微小。中波三波不平顺对1转向架0~20 Hz内数字特征值影响较小,20~100 Hz的辅助参考频段上 $\varphi_{ag1}(f)$ 增大 2.60×10^{-6} 。此外,从车体响应中发现,三角坑不平顺使车体在7~10Hz内 $\varphi_{ab}(f)$ 比正常时增大 1×10^{-4} ,三波不平顺使车体在0~2.2 Hz内 $\varphi_{ab}(f)$ 比正常增大 4×10^{-4} 。

由此可见,轨道随机不平顺波长不同,对车辆振动影响不同。短波对转向架影响较大,中波主要影响车体低频振动,二者影响主要集中在波长对应频率段附近,使得局部频率段上的数字特征产生波动,而对其余频率段影响微小。

3) 当列车正常运行速度为 $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,采样频率保持不变,时域上,1转向架检测的 $\varphi_{ag1}(t)$ 增大到0.443 1,与一系悬挂故障的数字特征接近。在频域上如图5,转向架加速度功率谱最大峰值增大,全部峰值均向高频移动,这是由于车速提高后,车辆振动加剧,振动能量趋向高频^[9],同时固定的采样频率使得仿真结果误差进一步增大。因此,检测时应保持前后车速一致,否则会影响到信号的数字特征。

2.3 故障的判别

对于车辆故障的判别,采用频域为主、时域为辅多位置联合判别的方法,在频域上,求出车辆正常运行和一、二悬挂故障时车体和前后转向架在各自频率段上的数字特征,将其作为参考数据存于数据库中,同理在时域上也建立正常和故障时的统计特性数据库。当获得故障检测信号后,首先在频域上与正常运行参考数据对比,查看其是否超过临界值,以此判断其是否属于故障信号,然后将车体、前后转向架三位置数字特征与数据库中数据分别对比,并结合时域数字特征,判断其属于一系还是二系故障。当检测数据与参

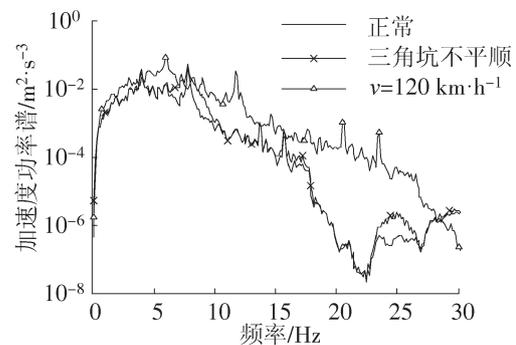


图5 1转向架加速度功率谱 P_{ag1}

Fig.5 The power spectrum of bogie acceleration

考数据部分匹配时,则需利用辅助参考频段上的数字特征,进一步确认是否为故障叠加或轨道不平顺激励等等因素的影响,最终确定车辆悬挂是否故障。

3 结论

以simulink框图建模的方法搭建车辆线性模型,将复杂车辆模型拆分为悬挂子系统和刚体子系统,使得模型结构清晰直观,同时通过调节不同参数实现不同形式悬挂故障的模拟仿真。利用振动加速度信号在时域和频域上分析,可以得到车辆故障的统计特性,将检测信号与此对比即可判别车辆悬挂工作状态。不同位故障叠加、轨道随机不平顺和运行车速对悬挂故障的数字特征有一定影响,但结合多频段及时域的数字特征分析,仍可消除对故障判别的影响。而对于轮轨擦伤、止档贴靠等非线性因素仍需进一步讨论。文中对于故障的判别方法仅提出了初步的建议,对于有效可靠的故障判别模式和不同位悬挂故障的准确区分与定位仍需要今后深入研究。

参考文献:

- [1] 郭秀玲,吕青峰. 客车振动故障的初步分析[J]. 铁道机车车辆工人,2002,9(9):10-12.
- [2] 张兵. 列车关键部件安全监测理论与分析研究[D]. 成都:西南交通大学,2007:9-70.
- [3] 沈钢. 面向对象的机车车辆动力学仿真建模研究[J]. 铁道学报,1998,20(2):1-6.
- [4] 胡用生. 现代轨道车辆动力学[M]. 北京:中国铁道出版社,2009:20-60.
- [5] 李海涛,王成国. 基于轨道车辆频域模型的二系垂向悬挂元件状态监测[J]. 铁道机车车辆,2008,28(2):1-5.
- [6] 杨蔚原. Welch功率谱估计方法的参数选择[J]. 环境技术,2009,27(5):23-27.
- [7] 练松良,黄俊飞. 客货共运线路轨道不平顺不利波长的分析研究[J]. 铁道学报,2004,26(2):111-115.
- [8] 李再韩,练松良,李秋玲,等. 城市轨道交通轨道不平顺谱分析[J]. 华东交通大学学报,2011,28(5):83-87.
- [9] 于卫东,曾宇清. 车辆安全监测装置仿真测试的随机试验分析与评判原则[J]. 铁道机车车辆,2003,19(1):46-49.

The Analysis of Vehicle Model Establishment and Malfunction Based on Matlab/Simulink

Yan Qiu, Liu Yongming

(The Urban Mass Transit & Railway Research Institute, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A linear dynamic model of railway vehicles, which adopts the method of block diagram and subsystem package, is firstly established in the matlab/simulink software. Under the effect of road excitation, the vibrating accelerations of body and bogie are then separately measured in normal and ineffective operations of suspension by simulation. For the first or second series of suspension malfunctions, the detectable signal has its own statistical characteristics in failure. The study shows that the superposition of different locations' failed suspension, random irregularity on rail and train's velocity have an effect on digital characteristics. Finally, the paper also puts forward a method of determining suspension failure based on statistical characteristics of vibrating acceleration.

Key words: railway vehicles; simulink; suspension failure; malfunction judgment