DOI: 10.3901/JME.2013.16.001

高速动车组振动传递及频率分布规律*

任尊松 刘志明

(北京交通大学机械与电子控制工程学院 北京 100044)

摘要: 运行速度提高后,列车对轮轨激励的敏感性增强,轮轨激励频率范围进一步增大,深入研究高速动车组振动及传递规律对全面认识车辆系统振动特性具有重要意义。在车辆上布置加速度和空气压力传感器,获得了武广客运专线高速动车组车辆轴箱、构架以及车体振动加速度和隧道通过车体表面气压变化,给出振动加速度功率谱密度计算方法;对照列车运行速度图,分析典型工况如高速直线、低速直线、道岔通过以及气动压力等工况下,列车系统关键部件振动加速度峰值、幅值、主振频率以及振动频率变化、能量衰减和传递规律;在引入加速度谱的基础上,给出了测试里程内系统振动频次和振动幅值之间对应关系。研究表明,与列车运行速度和车轮半径对应的轮轴转动频率在轮对、构架和车体振动中均有明显体现;列车运行速度越高系统振动加速度峰值越大,道岔通过可激起车辆系统振动幅值更大的振动,隧道通过气压变化对车体振动有明显影响;高速列车轮轴系统主振频率一般为400~600 Hz,构架为0~50 Hz、车体主要为0~2 Hz;从轮轴、构架到车体这一振动传递过程中,车辆系统加速度谱密度和幅值一般呈两个和一个数量级衰减趋势。

关键词: 高速动车组 振动加速度 频域 频率传递 幅值

中图分类号: U270

Vibration and Frequency Domain Characteristics of High Speed EMU

REN Zunsong LIU Zhiming

(School of Mechanical, Electronic & Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044)

Abstract: When the operation velocity of the high-speed electric multiple unit(EMU) rises to 300 km/h and more, not only the sensitivity of the wheel/rail contact improves, but also the vibration frequency domain of the vehicle system dynamics increases. Therefore, it is important to investigate the vibration characteristics and the dynamics frequency transference from the wheel/rail interface to the carbody of the high-speed EMU. Accelerometers are assembled on the wheelset boxes, bogieframes and carbodies to test the vibration of the vehicle system and air pressure sensors are fixed on the carbody surface to get the air pressure variation when the train passed through tunnels. Based on a field test results implemented on Wuhan-Guangzhou high speed railway, the vibrating accelerations of the axleboxes, bogieframes and carbodies of the EMU on three directions are obtained. Fast Fourier transform(FFT) method is introduced to investigate the vibration frequency and power transference of the sampled data of the EMU running on the typical section including high and low speed division, turnout zone and tunnel passing according to the operation speed chart. The acceleration spectrum is then applied to survey the relationship between the amplitude level and the number of occurrence of the accelerations. The results show that the rotation frequency of the wheelset corresponding to the operation speed and the radius of the wheelset can be found in the frequency domain of the vibration of the wheelset, bogieframe and carbody. Generally, the higher the operation speed is, the larger the amplitude of the accelerations. Intensive vibration occurs when the train passes through the turnout. The aerodynamics has effect on the vibration of the carbody. The main frequency domain of the axlebox, bogieframe and carbody are 400-600 Hz, 0-50 Hz and 0-2 Hz, respectively. The spectrum power density and amplitude of the acceleration of the axlebox is decreased by 1 percent and 10 percent approximately from the axlebox to carbody because of the two suspension system of the railway vehicle.

Key words: High-speed electric multiple unit Vibration acceleration Frequency domain Power transference Amplitude

0 前言

我国列车最高运营试验速度已经达到 486

km/h,运行速度曾经达到350 km/h。速度大幅提高后,外界激励频率增加,尤其是运行速度超过300 km/h后,列车通过各种外部激励如道岔、低接头、交会、轨道短波不平顺等的时间缩短,致使列车产生较强烈振动,表现为列车-轨道系统轮轨相互作用加剧、构架激振失稳、车体整体和局部均可能出现

* 国家自然科学基金(51175032, U1134201)和国家重点基础研究发展计划(973 计划, 2011CD711104)资助项目。20121207 收到初稿, 20130401 收到修改稿

不同程度颤振等,影响列车运行安全性和旅客乘坐舒适性;另外,高速动车组系统某些关键部件的主振频率,涵盖其低阶弹性振动频率,可能产生结构振动问题。因此,轮对、构架以及车体在运动过程中,是否发生弹性振动及其幅度需要深入探讨。此外,各种不平顺激起的轮轨界面振动,通过轴箱悬挂系统可传递至构架,通过中央悬挂系统进一步上传至车体(图1)。在这一传递过程中,振动幅值、频次以及振动能量如何变化,需要进一步深入研究。

频率范围超过 2 000 Hz, 以保证测试频率的有效性。气压传感器能够有效测试 2 个大气压的变化范围。

轮轴系统测试采样频率为 10 kHz, 构架和车体测试采样频率为 1 kHz。这些测试采样频率涵盖了高速动车组系统的主要和有效振动频率。

2 试验线路及数据处理

2.1 高速动车组及测试线路

线路测试用某型高速动车组目前运用于广州~武汉区段, 测试工况为从广州南站出发, 行使至武汉站后返回广州南站, 测试总里程约 2 130 km, 列车最高运行速度 325 km/h。测试期间, 列车运行速度及典型工况采样区段如图 2 所示, 该图示中, 横坐标零点为测试采样起始时刻。

图2 列车运行时间速度

2.2 数值处理方法

线路测试数据需要数值处理后, 方能提炼出有效信息并获得高速动车组振动和传递特性。为此, 对测试数据去零漂、消除噪声以及滤波处理后, 获得了系统测试部件振动加速度时间历程; 对主要典型工况下加速度时域响应抽样并对其进行 FFT 变换, 从而获得其振动频率分布和振动加速度功率谱密度等。FFT 变换表达式如式(1)所示

$$P_{xx}(\exp(i\omega)) = \sum_{t=-\infty}^{\infty} r_{xx}(t)\exp(-i\omega t) \quad (1)$$

式中, $r_{xx}(t)$ 为测试信号的自相关函数。

采用上述变换后, 可得到与变换数据对应的实部(Re)、虚部(Im)以及输入序列长度 n , 这里定义的功率谱的名义均方幅值可表述为

$$A = \frac{\text{Re}^2 + \text{Im}^2}{n^2} \quad (2)$$

式(2)的物理含义是单位频率范围内振动加速度的谱密度值, 它表明了输入信号的主要频率成分及其加权密度, 同时也表明了某一频率或时间范围内信号偏移中心位置的程度; 对于振动信号而言, 它表明与该频率对应的振动能量密度和激烈程度。

振动加速度峰值和幅值在一定程度上代表了车辆系统振动激烈程度。但是, 振动加速度谱不仅可以反映振动的幅值和频次, 而且可以间接体现车辆系统减振效果以及测试范围内的轨道状态等。因此, 测试范围内车辆系统关键部件的振动加速度谱也在这里中给出, 以进一步揭示系统振动和衰减特性。

3 典型工况振动规律分析

实际线路测试为多个完整的运用往返历程, 测试里程长、工况齐备、数据量大, 所有测试数据无法一一列出, 但在抽样分析几种典型工况测试数据基础上, 高速动车组振动特性和传递规律可以得到较为全面地反映。这些典型工况主要包括高速和低速直线、道岔通过、气动载荷作用等。鉴于动车第 1 位轮对和前位转向架的振动一般高于其他轮轴和后位转向架, 因此下面各图示中的振动加速度, 均按照这一原则给出。

3.1 高速直线

直线区段约占高速线路总长 70%~80%, 是高速铁路的主要组成部分, 列车在高速直线区段的运动特性, 能够代表列车系统的主要振动行为和特征。

图 3 和图 4 分别给出了轮对轴箱振动加速度时间历程和振动频率分布。在此区段高速动车组轴箱加速度最大幅值可超过 300 m/s^2 , 平均幅值在 200 m/s^2 左右; 振动频率则主要分布在 0~90 Hz、320~420 Hz 以及 550~620 Hz 三个区段内。后两个范围的振动频率, 应与轨道不平顺波长有关。超过 1 000 Hz 的高频振动, 其振动能量低, 这说明轮轨间激起的轮轴振动频率一般在 1 000 Hz 以下。另外, 依据列车运行速度, 车轮转动频率 f (每秒转动周数)可按式(3)获得

$$f = (v/3.6)/(\pi D) \quad (3)$$

取 $v=320$ km/h, 车轮直径 $D=0.92$ m, 可得 $f=30.8$ Hz, 由此可见, 图 4 中出现的 31 Hz 左右的振动频率实际上是车轮转动频率。

图3 轴箱振动加速度时间历程(高速)

图4 轴箱振动加速度频谱(高速)

图5是构架和车体垂向振动加速度时间历程,图6反映了构架和车体横向和垂向振动频率。总体上看,车体垂向以 $0\sim 2$ Hz低频振动为主,辅以 $10\sim 16$ Hz、 $24\sim 26$ Hz范围内的频率振动。后两个频率范围与车体弹性振动有关,但其振动能量较低。车体横向振动频率分布与垂向振动类似,但振动能量较垂向小。

图5 构架及车体振动加速度时间历程(高速)

图6 构架及车体振动加速度频谱(高速)

图6中,构架无论是垂向还是横向振动,其主频均约为31 Hz。即是说,车轮转速引起的轮轴周期性振动频率,不能由轴箱悬挂系统得到有效衰减和抑制,将上传至构架并引起构架同频率振动。另外,构架超过50 Hz频率的振动,其能量极低。因此构架振动频率一般在50 Hz以下。

3.2 低速直线

图7和图8分别给出了低速直线运行时轴箱垂向加速度幅值及其频率分布。此时加速度最大值在 100 m/s^2 左右,振动频率集中在 $16\sim 65$ Hz和 $200\sim 600$ Hz范围内。另外,车轮转动引起的振动频率,在图8中有所体现,只不过该频率成分所占振动能量相对较小。

图7 轴箱振动加速度时间历程(低速)

图8 轴箱振动加速度频谱(低速)

图9和图10分别给出了低速直线运行时构架及车体垂向加速度幅值和频率分布。由此可见,此时构架加速度最大值较高速运行时小;构架振动频率主要集中在 $0\sim 50$ Hz范围内,车体振动频率主要集中在 $0\sim 2$ Hz范围内。另外,构架垂向振动能量明显高于横向振动。

图9 构架及车体振动加速度时间历程(低速)

图 10 构架及车体振动加速度频谱(低速)

对比车辆系统垂向及横向振动频率分布可知, 轮轴和构架的横向振动能量在低频范围内明显较垂向振动小, 说明轮轴和构架横向主要以中频振动为主, 但垂向在低频范围内同样有较强烈的振动。

综合动车组高速和低速振动加速度特征可知, 从轴箱到构架再到车体这一传递过程中, 上述三大主要部件的振动加速度幅值一般呈 1 个数量级的趋势递减; 轮轴系统振动频率和能量主要集中在 0~600 Hz 范围内, 构架则主要集中在 0~50 Hz 范围, 而车体则主要集中在 0~2 Hz 范围, 也基本呈 1 个数量级的趋势递减; 对于振动加速度功率谱密度, 则一般呈 2 个数量级的趋势递减。另外, 高速时系统振动功率谱密度明显较低速时大。

3.3 道岔通过

道岔是线路的重要组成部分, 其功能是实现列车从一股轨线转换到另一股轨线。由于道岔区间走行轨线的不连续性, 高速列车道岔通过时一般将激起激烈的轮轨振动。

图 11 和图 12 给出了动车组高速直向通过道岔时, 轴箱垂向加速度时间历程和振动频率分布。此时轴箱加速度最大值超过 600 m/s^2 , 且在短时间内激烈振动和衰减。如果仅分析一个完整的道岔通过的频率分布(见图 11 中 1.20~1.85 范围内的部分), 此时系统振动能量在 300~500 Hz 范围内更为集中。

图 11 轴箱振动加速度时间历程(道岔)

图 12 轴箱振动加速度频谱(道岔)

图 13 和图 14 分别给出了道岔通过时, 构架和车体垂向振动加速度时间历程和频率特性。由此可见, 此时构架和车体的最大加速度幅值分别为 30 m/s^2 和 1.0 m/s^2 左右。构架振动频率和振动能量主要分布在 28~46 Hz 范围内, 而车体的振动频率主要分布在 0~2 Hz 范围内, 且其振动功率谱密度远小于构架和轮轴振动能量。对比高速、低速和道岔通过车体振动主频可知, 即使轮轨间发生了高频振动, 车体主要振动频率仍维持在 0~2 Hz 范围内, 即轮轨高频振动对车体主要振动频率影响不明显。

图 13 构架及车体振动加速度时间历程(道岔)

图 14 构架及车体振动加速度频谱(道岔)

另外,从图13中可以看出,高速动车组通过道岔时,如果构架为一正常振动和衰减过程,其振动幅值一般不会超过 60 m/s^2 ,且一般在6~8个振动周期后即可得到衰减。从这一角度来看,目前国内关于构架失稳的判据,基本符合构架振动规律,能够在一定程度上反映系统失稳特征。

需要说明的是,道岔通过时构架振动频率范围,已经涵盖了构架第一阶弹性振动频率(45 Hz),因此,高速列车以 300 km/h 及以上速度通过道岔时,构架在一定程度上发生了弹性振动,但其振动能量与刚体振动相比仍较小。

3.4 气动载荷

当列车通过连续两个隧道时的气压变化(第5 s至第16 s内)及车体振动加速度如图15所示,图16给出了此时构架和轮轴振动加速度时间历程。由此可见,气动载荷对车体横向振动有一定的影响,但对车体垂向以及构架振动影响不明显。

图15 车体表面气压变化及加速度时间历程

图16 隧道通过气压变化对轮对和构架振动影响

造成上述现象的主要原因之一是气动载荷一般直接作用于车体,车体将出现一定的振动;当这种载荷通过二系悬挂系统向下传递至构架和轮轴

时,气动载荷冲击效果在一定程度上已经得到抑制和衰减;另一个主要原因是线路扰动引起的轮轴和构架振动,远大于气动载荷引起的振动,因此不能完全反映气动载荷对构架和轮轴振动的影响效果。

鉴于隧道通过时气动载荷频率较低,对车辆系统振动频率分布不会产生明显影响,这里不再分析其振动频率特性。

4 振动幅值与频次

图17和图18分别给出了所有测试里程中,车辆系统三大部件垂向和横向振动加速度幅值与出现频次之间关系。由此可见,系统各主要部件振动加速度大幅值出现频次低,小幅值出现频次高。

图17 车辆系统主要部件垂向振动幅值对比

图18 车辆系统主要部件横向振动幅值对比

统计结果显示,在涵盖所有运用工况下,高速动车组轴箱最大垂向和横向加速度幅值分别达到 650 m/s^2 和 750 m/s^2 左右,构架最大垂向和横向加速度幅值分别达到 60 m/s^2 和 50 m/s^2 左右,而车体振动峰值较小,一般不超过 5 m/s^2 。即轴箱振动与构架振动之间,系统振动幅值得到大幅度的衰减;构架至车体间,振动得到了进一步衰减和抑制;三者之间振动幅值呈1个数量级的衰减关系。

5 结论

(1) 各种不平顺激起的车轴有效振动频率一般在 1 000 Hz 以下, 高速时横向第一阶振动主频一般为 400~600 Hz, 垂向振动既有中频也存在低频振动, 从振动峰值上看横向振动一般大于垂向振动; 构架振动能量在 0~50 Hz 范围内较为集中, 而这一频率范围涵盖了构架低阶弹性模态; 车体垂向主要以 0~2 Hz 范围内的低频振动为主。

(2) 从轮轴、构架以及车体振动频率来看, 它们的主振频率呈 1 个数量级关系衰减, 振动能量一般呈 2 个数量级衰减; 轮轴振动中, 轮对旋转频率经过轴箱悬挂以后不仅未得到抑制和衰减, 反而在构架系统的振动能量中得到加强, 这表明高速时构架振动频率受轮对转动频率影响明显。

(3) 高速道岔通过时, 轮轴系统的主振频率范围有所增加; 气动载荷对车体横向振动有一定的影响, 但对构架以及轮轴振动影响不明显。

这里重点研究了高速动车组振动及传递规律问题, 但轮轴振动能量在 300~600 Hz 集聚原因需要进一步探索和验证。这里在去除各种干扰的基础上, 给出了高速动车组系统振动特性及频率分布规律, 以期对后续研究和高速车辆系统结构设计有一定的指导意义。

参 考 文 献

- [1] 王福天. 车辆系统动力学[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1994.
WANG Futian. Vehicle system dynamics[M] Beijing: China Railway Publishing House, 1994.
- [2] 翟婉明. 铁路轮轨高频随机振动理论解析[J]. 机械工程学报, 1997, 33(2): 20-25.
ZHAI Wanming. Theoretical analysis of wheel/rail high frequency stochastic vibration[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1997, 33(2): 20-25.
- [3] 魏伟. 轮对振动和噪声分析[J]. 噪声振动与控制, 2007, 27(4): 99-102.
WEI Wei. Wheelset vibration and noise analysis[J]. Journal of Noise & Control, 2007, 27(4): 99-102.
- [4] 张渊, 魏伟. 基于有限元梁轨枕的轮轨高频振动模型[J]. 机械工程学报, 2008, 44(3): 35-38.
ZHANG Yuan, WEI Wei. vibration model at high frequency based on Finite element beam of sleeper[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(3): 35-38.
- [5] ROBERT D. Low frequency dynamic vehicle-track interaction: Modeling and simulation[J]. Vehicle System Dynamics Supplement, 1998, 28: 30-46.
- [6] POPP K, KRUSE K, KAISER I. Vehicle-track dynamics in the mid-frequency range[J]. Vehicle System Dynamics, 1999, 31: 423-464.
- [7] SZOLC T. Medium frequency dynamic investigation of the railway wheelset-track system using a discrete-continuous model[J]. Architecture of Applied Mechanics, 1998, 68: 30-45.
- [8] BRACCIALI A, CASCINI G, CIUFFI R. Time domain model of the vertical dynamics of a railway track up to 5 kHz[J]. Vehicle System Dynamics, 1998, 30: 1-15.
- [9] KNOTHE K, RASSIESL G. Modelling of railway track and vehicle-track interaction at high frequencies[J]. Vehicle System Dynamics, 1993, 22: 209-262.
- [10] NAKAGAWA C. Fundamental study on the effect of high-frequency vibration in the vertical and lateral directions on the ride comfort[J]. QR of RTRI, 2010, 51(2): 101-104.
- [11] JU S H, LIN S H, HUANG J K. Dominant frequencies of train-induced vibrations[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 319: 247-259.

作者简介: 任尊松(通信作者), 男, 1969 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要从事铁道车辆动力学、轨道动力学以及结构强度等方面的研究工作。

E-mail: zsren@bjtu.edu.cn