

高速列车车体与动力包设备耦合振动分析

王 晨¹, 徐凤妹², 许自强³, 马卫华¹

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031;

2. 中车南京浦镇车辆有限公司客车设计部, 江苏 南京 210031;

3. 中国铁道科学研究院 机车车辆研究所, 北京 100081)

摘 要: 为研究车体与动力包结构耦合振动特性, 计算车体固有模态以及低阶振型, 建立了包含车下吊挂动力包的城轨车辆刚柔耦合振动模型, 优化分析了动力包结构吊挂参数对车体振动特性的影响。计算结果表明: 车体一阶弯曲频率对车辆垂向性能的影响要大于二阶弯曲频率。将动力包的振动以周期激励形式输入模型, 当激励频率达到 9.5 Hz 和 16.5 Hz 时分别与车体的一阶和二阶弯曲频率相叠加, 在此频率下车体的平稳性指标迅速恶化, 因此在车辆设计过程中应尽量避免发生该频率下共振。

关键词: 内燃动车组; 动力包; 车体; 弹性吊挂; 刚柔耦合

中图分类号: U292.91⁺4 文献标识码: A

doi: 10.13890/j.issn.1000-128x.2016.05.004

Coupling Vibration Analysis between the DMUs Carbody and Power Pack Structure

WANG Chen¹, XU Fengmei², XU Ziqiang³, MA Weihua¹

(1. Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;

2. Passenger Car Design Division, CRRC Nanjing Puzhen Co., Ltd., Nanjing, Jiangsu 210031, China;

3. Locomotive & Car Research Institute, China Academic of Railway Science, Beijing 100081, China)

Abstract: In order to study the coupling vibration characteristics between the carbody and power package structure and calculate the carbody inherent frequency and low-order type, the urban rail vehicles coupling vibration model with power pack structure hanging under the carbody was derived, and the influence of hanging parameters on character of carbody vibration was analyzed. The results showed that: the influence of the first order vertical bending frequency of carbody on vertical stability was larger than the second order; when the vibration of the power package was input to model as periodically excited, and the excitation frequency reached 9.5 Hz or 16.5 Hz, which would superimpose with the first and second order bending frequency range, the ride index rapidly deteriorated. Therefore, vehicle design should try to avoid these resonance frequencies.

Keywords: DMUs; power pack; carbody; flexible hanging; rigid-flexible coupled

0 引言

与传统车体相比, 轻量化车体所用材料的减少或

材质的变化, 有可能使整体结构刚度降低^[1]。高速列车为了保证高速运行的平稳性, 空调、制动变压器、变流器等设备都直接或者间接地吊挂在车体下方, 进一步地削弱了车体的刚度、降低了整体振动模态频率^[2]。为了

降低车下设备对车体动力学性能的影响, 车下部件一般采用弹性关节吊挂^[3]。

各国学者就高速列车的车下吊挂设备对车体动力学性能的影响进行了深入研究。张相宁、李明高^[4]针对高速动车车下吊挂装置受损严重问题, 通过车/轨耦合模型的模态计算, 结合车下设备自振频率和橡胶关节的特性, 确定合理的吊挂参数范围。吴会超等^[5-6]建立了将车体考虑成欧拉梁结构, 对比研究了将车体视为刚性及弹性时, 车下吊挂设备对车辆振动影响。宫岛、周劲松等^[7]通过优化设备隔振部件参数, 分析了吊挂方式、吊挂设备质量、隔振元件参数对车体振动特性影响, 发现在隔振系统中隔振部件的静挠度起着主要的作用。

我国首列出口非洲市场的动力分散液力传动内燃动车组其核心牵引设备采用的是德国福伊特公司生产的T212bre型动力包(动力包是将高速柴油机及其辅助设备高度一体化形成的一个紧凑部件, 是内燃动车组的核心部分^[8])。动力包直接吊挂于车体地板下方的承载梁上, 由于其重量较大, 因此在列车运用中, 车体与动力包之间的振动相互影响。为了减轻车体下部吊挂设备振动对车体的影响以及吊挂设备自身的振动, 弹性吊挂关节参数的优化就显得尤为重要。

1 数值模型分析

1.1 刚柔耦合动力学理论基础

为了研究车下吊挂设备外部激励与车体振动特性间的关系, 构建考虑车体弹性和车下吊挂设备的车辆刚柔耦合振动模型^[9]。本文主要研究车下吊挂设备对车体垂向振动的影响, 因此只考虑了车体和构架的沉浮与点头。车体考虑为欧拉-伯努利梁结构, 视为等截面的车体。根据欧拉梁的振动理论, 可以获得弹性车体的振动偏微分方程:

$$EI \frac{\partial^4 z(x,t)}{\partial x^4} + \mu I \frac{\partial^5 z(x,t)}{\partial t \partial x^4} + \rho_1 \frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial x^2} = P_1 \delta(x-l_1) + P_2 \delta(x-l_2) + P_3 \delta(x-l_3) \quad (1)$$

式中: $z(x, t)$ 为车体沉浮位移; E 为车体的弹性模量; I 为车体几何转动矩; μ 为内滞阻尼系数; ρ_1 为线性密度; $\delta(x, l_i)$ 为各吊挂点的位置函数^[10]。

车体垂向振型主要以一阶和二阶为主, 一阶振型代表刚性车体沉浮, 二阶振型代表刚性车体点头。对于经过模态叠加的弹性车体还要考虑车体的弹性振动。因此根据叠加原理弹性车体用前 n 阶模态来表示垂向弹性振动^[11]:

$$z(x,t) = z_b(t) + \left(\frac{l}{2} - x\right) \theta_b(t) + \sum_{i=3}^n Y_i(x) q_i(t) \quad (2)$$

式中: $z_b(t)$ 为 t 时刻刚性车体沉浮位移; $\theta_b(t)$ 为 t 时刻刚性车体点头位移; $Y_i(x)$ 为第 i 阶车体模态形变函数;

$q_i(t)$ 为第 i 阶车体模态坐标。

1.2 包含动力包的车辆动力学模型构建

单纯欧拉-伯努利梁车体还不能完全反映车体自身结构特性, 因此在此基础上基于模态叠加原理, 构建考虑动力包结构的刚柔耦合动力学模型^[12]。本文分析对象为带径向转向架的 17 t 轴重 B₀-B₀ 轴式的内燃动车组模型(如图 1)。模型将车辆简化成由车体、构架、轮对、动力包等构成的多体动力学系统, 彼此之间通过弹簧、阻尼元件链接。模型由 1 个车体、1 个动力包、2 个转向架、4 个轮对、4 个电机、4 个横向减振器、4 个抗蛇形减振器、2 个二系横向止挡组成。该型内燃动车组的结构比较特殊, 如图 2 所示, 发动机、油箱、液压传动装置、联轴节等设备整合为动力包, 通过 4 个吊挂关节直接吊挂于车体下面。这样的设计可以显著降低转向架的簧下质量, 提高动车组的动力学性能。

该内燃动车组由于动力完全来自于车下吊挂动力包, 不受接触网的限制, 受外界环境的影响较小, 因此在未实现电气化的线路中获得了广泛应用。然而动力包中紧凑型柴油机和液压马达在运行的过程中会产生较大的激扰, 为了防止动力包产生的激扰传递至车体, 内燃动车吊挂装置必须隔离由动力包产生的振动。

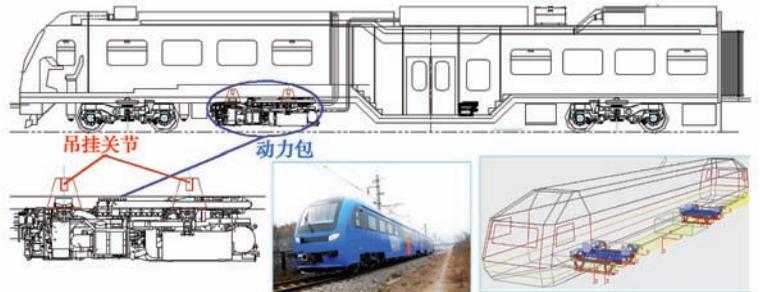


图1 动力包结构及吊挂位置

2 仿真结果分析

2.1 动力包结构吊挂参数优化分析

运行平稳性对车辆的乘坐舒适性具有十分重要的意义。本文以车辆随机振动频域分析方法为依据, 通过 Sperling 指标加以分析:

$$W = 0.896 \sqrt{\frac{a^3}{f}} F(f) \quad (3)$$

式中: a 为振动加速度; f 为振动频率; $F(f)$ 为对应的修正系数。

由于车辆振动实际上是随机过程, 为提高其准确性, 为避免频谱分析误差, 将获得的加速度按照频率分组, 获得各个频率下加速度值 W_k , 然后通过概率分析再求出全部频段总的平稳性指数: $W_k = (W_1^{10} + W_2^{10} + W_3^{10} + \dots + W_n^{10})^{0.1}$ 。

该型内燃动车组的动力包通过 4 个吊挂关节安装于车体底面, 吊挂点刚度的初始值可以采用经验公式得到:

$$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_z}{m}} \leq \frac{f}{1.414} \quad (4)$$

式中： k_z 为吊挂点垂向刚度； m 为动力包质量； f 为车体一阶弯曲频率。

吊挂点的纵向刚度 $k_x \approx 4k_z$ ；吊挂点的横向刚度 $k_y \approx k_z/4$ ；经过计算得到吊挂点估算的三向刚度：

$$k_x=13 \text{ MN/m}, k_y=0.81 \text{ MN/m}, k_z=3.25 \text{ MN/m}.$$

确定动力包悬挂刚度约值后，以平稳性为评价标准，在不考虑外部激励的情况下，进行非线性分析以确定动力包悬挂刚度合理取值范围。

通过固定动力包4个吊挂关节点横向、垂向的刚度，优化纵向刚度。采用变参数方法及关节点纵向刚度在一定范围变化，比较纵向刚度变化对动车平稳性指标的影响。首先 k_y 、 k_z 分别取初始估计值 0.81 MN/m、3.25 MN/m。纵向刚度 k_x 的变化范围为 5~50 MN/m。计算结果如图 2。

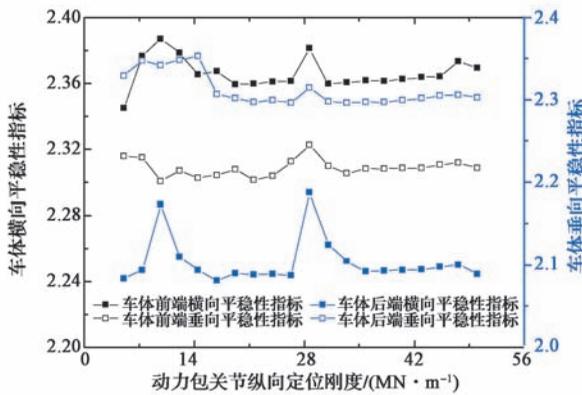


图 2 动力包纵向吊挂刚度的优化

从图 2 中可以发现，车体平稳性指标在纵向刚度为 7.5 MN/m、30 MN/m、47.5 MN/m 时出现了较大的峰值，所以纵向刚度合理的范围应除去这几项。纵向刚度在 16~26 MN/m 和 33~41 MN/m 时，车体横向平稳性指标相差不大，车体垂向平稳性指标前者略好于后者，所以动力包关节点纵向刚度的取值范围是 $k_x=16 \sim 26 \text{ MN/m}$ 。用同样方法固定关节点的纵向、垂向刚度， k_x 取中间值 20 MN/m， k_z 取估计值 3.25 MN/m。横向刚度 k_y 的变化范围为 0.4~4 MN/m，计算结果如图 3。

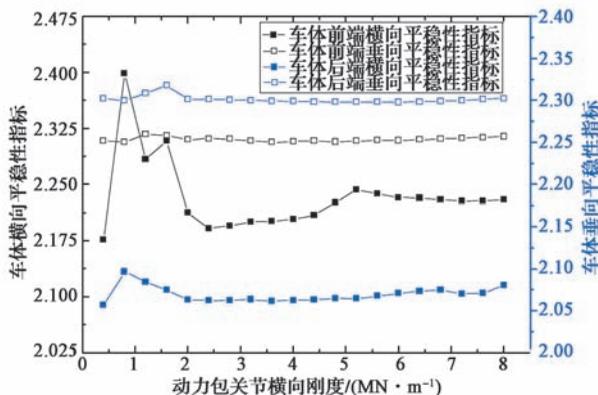


图 3 动力包横向吊挂刚度的优化

从图 3 中可以发现，横向刚度在 5.2 MN/m 时，车体前端的横向平稳性指标和垂向平稳性指标出现了线性增大的趋势，所以动力包关节点横向刚度的取值范围是 $k_y=2.4 \sim 4.8 \text{ MN/m}$ 。固定关节点的纵向、横向刚度， k_x 、 k_y 分别取中间值 20 MN/m、3.2 MN/m。垂向刚度 k_z 的变化范围为 1~10 MN/m。计算结果如图 4。

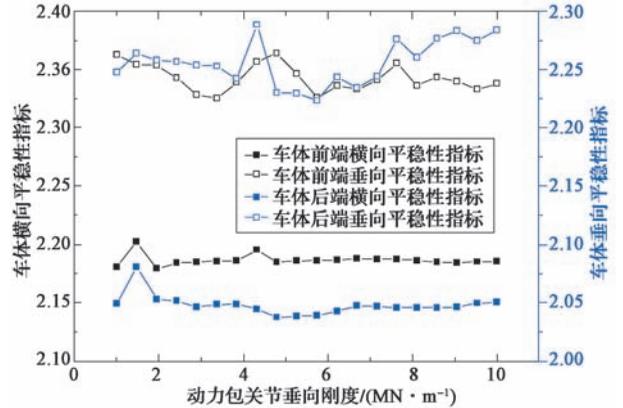


图 4 动力包垂向吊挂刚度的优化

从图 4 中可以发现，垂向刚度为 4.3 MN/m 时，车体平稳性指标出现了较大的峰值，所以合理的垂向刚度范围应除去此点。垂向刚度在 4.7~7.1 MN/m 时，车体后端的平稳性指标数值最优，所以动力包关节点的垂向刚度的取值范围是 $k_z=4.7 \sim 7.1 \text{ MN/m}$ 。

非线性优化后的动力包隔振结构三向吊挂定位刚度如表 1 所示。

表 1 动力包三向定位刚度

项目	x 向	y 向	z 向
吊挂刚度 / (MN·m ⁻¹)	16~26	2.4~4.8	4.7~7.1

2.2 动力包激励对车辆动力学性能的影响

经过 ANSYS 模态计算以后，车体的低阶振动模式见表 2。

表 2 车体模态

阶数	频率/Hz	典型振型
1	10.655	车体垂向弯曲
1	10.978	车体扭转
2	15.325	车体垂向弯曲
2	16.491	车体扭转

当柔性车体引入 SIMPACK 后，需要与构架、动力包等设备耦合，将会得到不同的弯曲与扭转模态频率，结果见表 3。

表 3 整備后的车体模态

阶数	频率/Hz	典型振型
1	9.401 6	车体垂向弯曲
1	12.051 5	车体扭转
2	16.420 2	车体垂向弯曲
2	18.687 3	车体扭转

从表 2、表 3 可以发现，整備后车体的一阶弯曲与扭转模态略小于 ANSYS 计算的车体模态，二阶弯曲

与扭转模态略大于 ANSYS 计算的车体模态。由于导入 SIMPACK 的有限元模型对车体的元素数量、主节点数量都有一定的限制, 所以在处理有限元模型时网格画得较为粗略, 导致误差的产生, 使得 SIMPACK 车体整备后的一阶弯曲频率低于了 10 Hz。

2.2.1 动力包激振的输入

动力包包含有电机等设备, 当电机转动时会产生激励, 所以在车辆运行时, 动力包会产生激振, 并通过车底的吊挂节点传递到车体上, 最终对车辆的运行性能产生影响。为研究不同的激励对车辆振动特性影响, 将动力包的激振考虑成周期性正弦激振力的形式输入车体结构上。在计算中, 该扰动的频率范围近似于车体的低阶模态频率, 计算主频范围取 5~25 Hz, 振幅范围主要为 3~12 kN, 如图 5 所示。

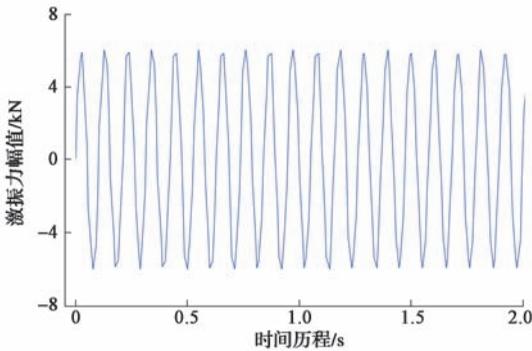


图 5 动力包结构施加的激振力

2.2.2 车体动力学计算结果

计算时, 车辆的运行速度为 120 km/h, 轨道不平顺为实测当地轨道不平顺。由于输入动力包激振为垂向激振, 激振对于车体的横向与纵向影响比较小, 所以这里仅列出车体的垂向平稳性指标, 结果见图 6~ 图 8。

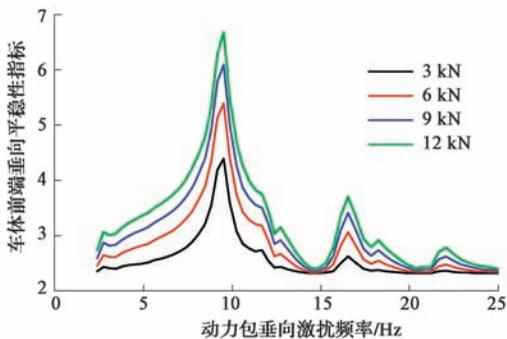


图 6 车体前端垂向平稳性指标

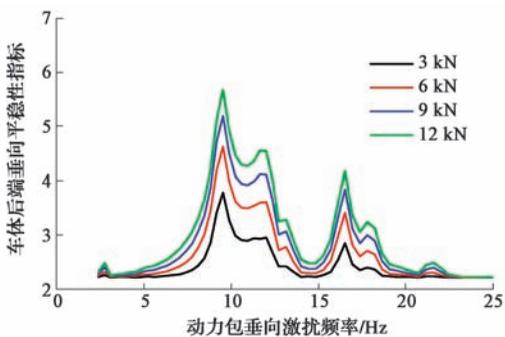


图 7 车体后端垂向平稳性指标

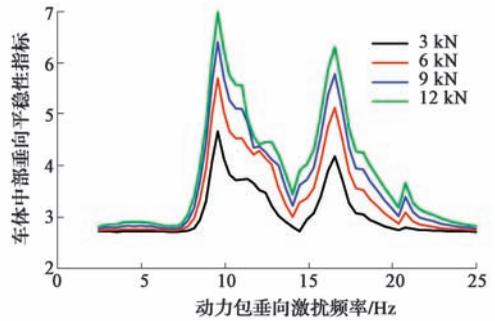


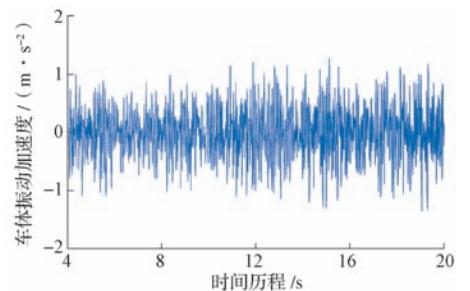
图 8 车体中心垂向平稳性指标

从图 6~ 图 8 可以看出, 随着激振幅值的增大, 垂向平稳性指标也越来越差, 所以激振力将直接影响车辆的动力学性能。实际设计中, 应该尽量减小动力包的激振。

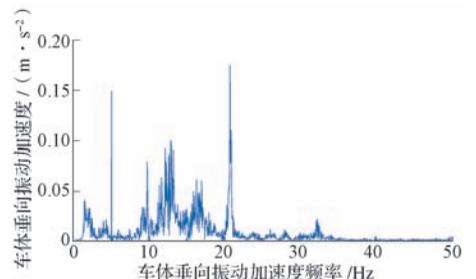
随着激振频率的变化, 4 条曲线具有相同的变化规律。当动力包扰动的频率较低时, 车体 3 个位置的垂向平稳性指标比较小, 可以满足平稳性指标的要求。但是当激振频率达到 9.5 Hz 时, 车体的垂向平稳性指标突然增加, 最大值甚至达到了 7, 远远超过垂向平稳性指标允许的范围。比较发现, 该频率与车体一阶垂向弯曲频率相近。这说明此时动力包的输入激振与车体的一阶弯曲振动模态相互耦合, 产生了共振, 从而导致车体垂向平稳性指标的迅速增大。当激振频率超过 9.4 Hz, 车体平稳性指标迅速减小, 回复到正常的范围。当激振频率达到 16.5 Hz 时, 车体的垂向平稳性指标再次增加, 该激振频率与车体的二阶弯曲频率相近, 说明此时动力包的激振与车体的二阶弯曲振动模态相互耦合, 产生了共振, 从而导致车体垂向平稳性指标的迅速增大。

从图 8 中还可以发现, 车体中心的垂向平稳性指标最高, 前端其次, 后端最低, 即越靠近动力包的部位, 垂向平稳性越差, 受到激振的影响越显著。车体的一阶弯曲模态的影响较二阶更为显著。

为了验证以上的结论, 还计算了激振主频为 5 Hz、9.5 Hz 和 16.4 Hz 时, 车体垂振动向加速度频谱图, 见图 9~



(a) 车体振动加速度时间历程



(b) 车体振动加速度频谱图

图 9 激振频率 5 Hz 的车体加速度与频谱图

图 11。

当动力包输入激励的频率为 5 Hz 时, 车体的振动加速度最大值为 1.3 m/s^2 , 而振动加速度最大频率出现在 21 Hz 左右。当动力包输入激励的频率为 9.5 Hz 和 16.5 Hz 时, 车体的振动加速度最大值分别达到了 5.2 m/s^2 和 4.3 m/s^2 , 显著大于 5 Hz 时。垂向振动加速度的值分布均匀, 没有出现激增的情况。

再看动力包输入激励的频率为 9.5 Hz 和 16.5 Hz 时的振动加速度的频谱图。从 2 幅图中

可以发现, 车体振动加速度的频率在 9.5 Hz 和 16.5 Hz 出现剧增, 正好与输入激励的频率相同。这说明车体在这个频率与输入激励发生了共振, 与前面得到的结论相符。

从频谱图中还发现, 3 种情况下, 车体的振动加速度在 21 Hz 时出现了小的峰值, 大小也十分接近。这说明这个峰值与输入激励无关, 为系统固有频率或线路固定不平顺激励。

3 结语

本文建立刚柔耦合动力学模型, 研究了柔性车体

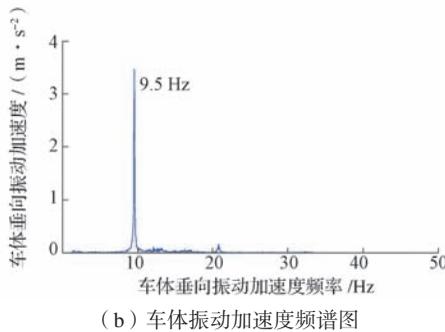
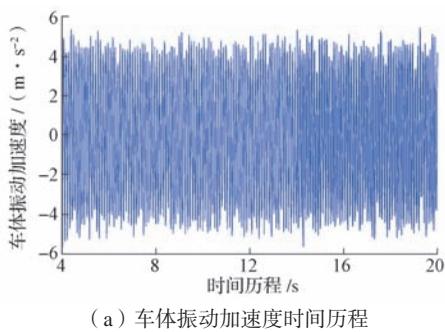


图 10 激励频率 9.5 Hz 的车体加速度与频谱图

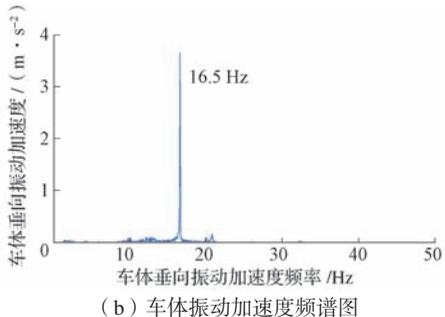
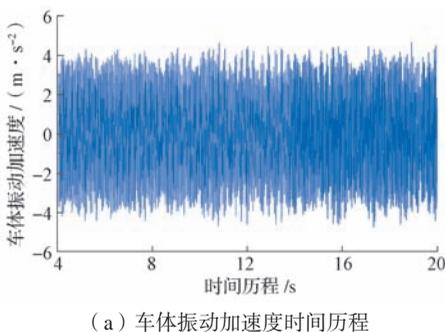


图 11 激励频率 16.5 Hz 的车体加速度与频谱图

与动力包结构耦合振动特性, 通过对二者振动分析发现: 车下吊挂装置本身激扰对车体振动有着明显影响, 选择合理的吊挂参数能够平衡车体垂向振动幅值。当动力包输入激励的频率较低时, 车体垂向平稳性指标比较小, 但是当激励频率与车体的一、二阶弯曲频率重合时, 车体振动出现峰值, 此时动力包的激振与车体的弯曲振动模态相互耦合。在车辆设计过程中应尽量避免发生该频率下共振。

参考文献:

- [1] Diana G, Cheli F, Collina A, et al. The development of a numerical model for railway vehicles comfort assessment through comparison with experimental measurements [J]. *Vehicle system dynamics*, 2002,38(3): 165-183.
- [2] 郝刚, 郭志成, 张立民. 车下设备连接参数对车体振动特性影响研究 [J]. *铁道机车车辆*, 2013, 33(1): 63-66.
- [3] 宫岛, 周劲松, 孙文静, 等. 下吊设备对高速列车弹性车体垂向运行平稳性影响 [J]. *中国工程机械学报*, 2011, 9(4): 404-409.
- [4] 张相宁, 李明高. 动车组车下吊挂设备吊装装置的橡胶减振器研究 [J]. *大连交通大学学报*, 2012, 33(5): 19-22.
- [5] 吴会超, 郭平波. 车下设备对车体振动的影响 [J]. *交通运输工程学报*, 2012, 12(5): 50-56.
- [6] 吴会超, 郭平波. 车下设备悬挂参数与车体结构之间匹配关系研究 [J]. *振动与冲击*, 2013, 32(2): 124-128.
- [7] 宫岛, 周劲松, 孙文静, 等. 高速列车弹性车体垂向振动控制 [J]. *机械工程学报*, 2011, 47(20): 159-164.
- [8] Yang Xinwen, Gu Shaojie, Zhou Shunhua, et al. A method for improved accuracy in three dimensions for determining wheel/rail contact points [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2015,53(11): 1620-1640.
- [9] 罗光兵, 曾京, 罗仁. 车下设备悬吊方式对车体振动的影响 [J]. *铁道学报*, 2015, 37(5): 9-14.
- [10] Nizar Chaar, Mats Berg. Simulation of vehicle track interaction with flexible wheelsets, moving track models and field tests [J]. *Vehicle System Dynamics Supplement*, 2006, 44(1): 921-931.
- [11] BAEZA L, FAYOS J. High frequency railway vehicle-track dynamics through flexible rotating wheelsets [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2008, 46(7): 647-662.
- [12] 吕杰, 郭其一, 傅怡旻. 重载列车基于动力学的建模与仿真过程研究 [J]. *机车电传动*, 2015(6): 26-29.



作者简介: 王 晨 (1987-), 男, 硕士, 研究方向为车辆系统动力学。