

高速动车组转向架失稳报警问题研究*

崔利通¹ 刘涛² 杨集友¹ 韩俊臣¹ 李晓峰¹

(1. 中车长春轨道客车股份有限公司国家轨道客车工程研究中心转向架研发部, 130062, 长春;

2. 中国铁路沈阳局集团有限公司, 110080, 沈阳//第一作者, 工程师)

摘要 结合高速动车组车载转向架失稳报警装置在应用中的实际问题, 针对车辆第一次失稳报警后的限速时间及加速度传感器的布置方案进行深入探讨。根据实测数据及相关标准, 在保证车辆运行安全的基础上, 以最大限度保证运营秩序为原则, 当车辆首次出现报警限速值 200 km/h 时, 建议限速保持时间不小于 106 s。通过构架不同端部实测振动数据以及构架受力分析, 对于单转向架, 由于前后轮对蛇行运动存在相位差, 非导向轴上方构架端部受到导向轴力的叠加影响, 横向振动加速度幅值一直大于导向轴构架端部, 因此建议传感器布置在 1、4 轴或 2、3 轴构架端部。

关键词 高速动车组; 转向架; 失稳报警

中图分类号 U270.331:U266

DOI: 10.16037/j.1007-869x.2020.07.009

Study on the Bogie Instability Alarm of High-speed EMU Train

CUI Litong, LIU Tao, YANG Jiyu, HAN Junchen, LI Xiaofeng

Abstract Combined with the practical application problems of on-board bogie instability alarm device in high-speed EMU trains, the speed limit time after the first instability alarm and the layout scheme of acceleration sensors are discussed in depth. According to the measured data and relevant standards, and in the principle of maximizing the operation order to ensure the train safe operation, the speed limit holding time is recommended no less than 106 s when the first alarm speed limit value is about 200 km/h. Through the measured vibration data of different frame ends and the frame stress analysis, due to the phase difference between the front and the rear wheel sets hunting of the single bogie, the lateral vibration acceleration amplitude of the frame end above the non-steered wheel sets is always greater than the frame end above the steered wheel sets, which is influenced by the superposition effect of the axial force, so it is recommended that the sensors should be arranged on the frame ends above the 1, 4-axes or the 2, 3-axes.

Key words high-speed EMU train; bogie; instability alarm

First-author's address The Bogie Developing Department of Rolling Stock Engineering Research Center, CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., 130062, Changchun, China

针对高速动车组动力学安全性能评价, 国内外有不同的评判标准^[1-6], 评价方法主要有构架横向加速度幅值法和轮对、构架以及轮轨导向力均方根值法。对于高速动车组运行安全最直接、最可靠的评判手段就是测量轮轨力^[7], 但这种方法需要特制轮对, 一般仅应用在新车整车型式试验中。文献[8]针对轮轨力间接测量方法进行研究, 不需要特制轮对, 但仍需测试轴箱转臂的应变、钢簧位移、轴箱加速度等物理量, 因此并不适用于批量高速动车组安全运行的监测。目前车载失稳报警装置根据构架横向振动加速度幅值判断车辆运行稳定性, 一旦车辆出现失稳, 立即进行降速处理, 待车辆状态稳定后恢复正常运行速度。

虽然车载失稳报警装置对于车辆稳定性的判断有标准可依, 但在应用过程中还需要结合实际问题, 并综合考虑其它相关因素, 如车辆失稳报警控制逻辑中所涉及的时间、速度问题以及测试传感器的分布等问题。本文针对车辆第一次失稳报警后的限速时间以及加速度传感器的布置方案进行深入探讨。

1 高速动车组转向架失稳报警装置工作原理

失稳报警装置工作原理如下: 首先由安装在高速动车组转向架构架上的加速度传感器检测转向架的振动加速度; 然后由检测主机进行转向架振动异常/正常的判断, 并将异常状态传输给车辆信息控制装置; 最后由车辆信息控制装置进行故障提示和限速处理。

* 中国铁路总公司科技研究开发计划重大课题(2017J003-B, 2017G011-A); 中国中车科技研究开发计划重点项目(2017CDB040)

2 首次报警限速持续时间

在车辆失稳报警控制逻辑中有如下规定:车辆以标准速度运行时,出现首次失稳报警,车辆立即限速;一段时间内若车辆未发生报警则恢复标准速度,恢复速度后一定里程内若再次发生报警,则持续限速运行,系统不再自动恢复标准速度。根据现有的控制逻辑,车辆首次报警限速后保持多长时间再恢复标准速度需要探讨。以京沪高铁为例,平均间隔 5 min 就有一趟列车发出^[9],若保持时间过长,势必影响其它车组发车;若保持时间过短,则容易在同一区域出现连续两次报警,车辆将一直维持限速运行,无法自动恢复,这也会影响运营秩序。

我国高速动车组运行线路以客运专线为主,其道岔属于线路的薄弱区。当车辆高速通过道岔时,因轨轮接触关系变化产生较大冲击,轮轨横向力异常增大^[10-11],构架横向振动加速度易出现超标现象,发生失稳报警。在车站,由于车辆进出站需求导致道岔较多,当车辆高速通过时易出现连续两次失稳报警而导致车辆持续限速,因此设置首次报警限速持续时间应重点考虑车辆高速过站工况。

2.1 线路标准分析

标准中,对于车站进出站道岔之间的距离,没有明确规定,但可以参考站坪长度。文献[11]规定了不同到发线有效长度对应的最小站坪长度。其中客运站到发线有效长度一般为 650 m 或 750 m,货运站为 850 m 或 1 050 m,实际站坪长度可根据实际需要计算确定。以兰新线乌鲁木齐—兰州西方向主要停车站为参考,进站道岔和出站道岔间距统计如表 1 所示。

表 1 兰新线部分车站进出站道岔间距	
车站名称	进出站道岔间距/m
哈密站	2 061
嘉峪关南站	1 589
西宁高速场站	3 070
兰州西站	3 005

2.2 线路实测数据分析

根据某高速动车组在车轮磨耗后期高速通过车站的实测数据,发现车辆通过道岔区段时,在进站道岔之前一段距离构架横向振动加速度已发生明显谐波。这是因为在高速铁路线路维护时,为防止冲撞道岔,参考正线钢轨打磨车制动距离,一般在道岔与正线过渡区间 300 m 左右打磨车停止作业,因此该区段维护较差,车辆高速通过时也易发

生构架横向振动加速度报警。此外,在一些中等规模车站,因电务和工务作业需求,在出站道岔以外 500 m 左右还存在工务(或电务)车间道岔,也容易引起报警(见图 1)。根据图 1 中的实测数据可对镇江南站附近岔区进行分解,如表 2 所示。

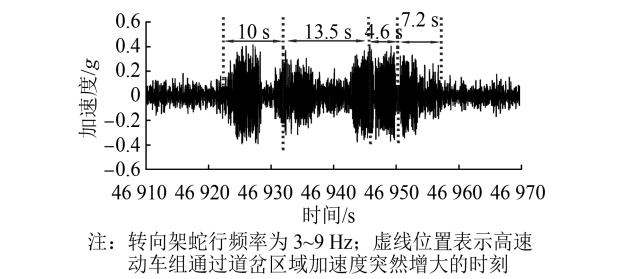


图 1 某高速动车组高速通过镇江南站时转向架横向振动加速度时程曲线

表 2 镇江南站岔区分解区间		
时间/s	距离/m	备注
10.0	840	进站道岔前未打磨区段
13.5	1 200	进出站道岔区段
4.6	400	工务(或电务)车间道岔区段
7.2	600	工务(或电务)车间道岔前未打磨区段

2.3 首次报警限速持续时间

根据以上信息可知,影响首次报警限速持续时间的线路因素主要有:①进、出站道岔附近正线未打磨区段长度 L_A ;②进、出站道岔长度 L_B ;③工务或电务车间道岔距离出站道岔的距离 L_C 。

考虑以上影响因素,当车辆首次出现报警时,若车辆限速值为 200 km/h,则车辆以 200 km/h 通过岔区所需时间为:

$$t = \frac{L_A + L_B + L_C + L_D + L_{\text{车长}}}{v} \quad (1)$$

其中, $L_A = L_D = 840$ m, $L_B = 3\,400$ m, $L_C = 400$ m, $L_{\text{车长}} = 400$ m, $v = 55.56$ m/s。代入式(1),得到构架横向振动加速度报警装置在第一次报警后限速持续时间应不小于 106 s。

3 传感器分布

关于车辆横向稳定性的各类标准仅对测试位置和测试方法给予说明,并未对传感器布置数量进行规定。单节车辆有 2 个转向架,共计 8 个轴端部,因此如何合理布置传感器也是需要探讨的。

3.1 线路实测数据分析

对某动车组在正线进行动力学测试。由图 2 所示的转向架构架端部数据可见:转向架蛇行运动非

常明显,单转向架构架4个端部横向振动加速度均存在明显谐波,且幅值存在一定差异;非导向轴构架端部大于导向轴,同一根轴左右侧基本相同。该现象在其它型号动车组中也普遍存在。

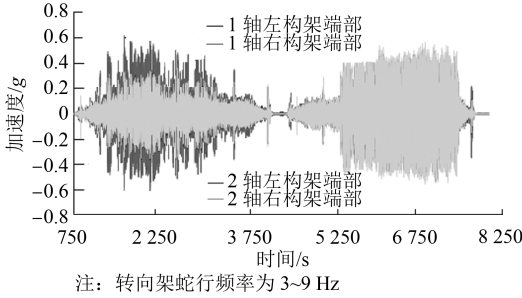


图2 某动车组转向架构架端部数据

3.2 转向架蛇行运动

3.2.1 自由轮对蛇行运动

自由轮对蛇行运动是最基本的蛇行运动,在铁道坐标系下除绕 y 轴的旋转运动之外,主要还有绕 z 轴的摇头运动和沿 y 轴的横移运动,以及在耦合作用下产生的蛇行运动。其运动微分方程如下:

$$\begin{cases} M_w \ddot{y}_w + 2f \left(\frac{\dot{y}_w}{v} - \psi_w \right) = 0 \\ J_{w,z} \ddot{\psi}_w + 2bf \left(\frac{\lambda}{r_0} y_w + \frac{b}{v} \dot{\psi}_w \right) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

其中, M_w 为轮对质量; $y_w, \dot{y}_w, \ddot{y}_w$ 分别为轮对横移量、速度和加速度; v 为车辆运行速度; f 为蠕滑系数,且 $f_{11}=f_{22}=f$; r_0 为名义滚动圆半径; b 为滚动圆横向距离之半; λ 为等效锥度; $J_{w,z}$ 为轮对摇头转动惯量; $\psi_w, \dot{\psi}_w, \ddot{\psi}_w$ 分别为摇头位移量、速度和加速度。

求解该方程,得到蛇行运动波长 L_w 和频率 ω_w :

$$\begin{cases} L_w = 2\pi \sqrt{br_0/\lambda} \\ \omega_w = \sqrt{\lambda/(br_0)} v \end{cases} \quad (3)$$

3.2.2 刚性转向架蛇行运动

将轮对与转向架刚性约束到一起便得到刚性转向架,某些转向架由于一系定位刚度较大,也趋向于刚性约束。与自由轮对不同,横向蠕滑力除与横移速度和摇头角度相关外,还与摇头角速度相关,此外还需要考虑前后两条轮对的蠕滑力和力偶的影响。其运动微分方程如下:

$$\begin{cases} M_b \ddot{y}_b + 4f \left(\frac{\dot{y}_b}{v} - \psi_b \right) = 0 \\ J_{b,z} \ddot{\psi}_b + 4f \left[\frac{\lambda b}{r_0} y_b + \frac{(b^2 + l_1^2)}{v} \dot{\psi}_b \right] = 0 \end{cases} \quad (4)$$

其中, M_b 为转向架质量; $y_b, \dot{y}_b, \ddot{y}_b$ 分别为转向架横移量、速度和加速度; $J_{b,z}$ 为转向架摇头转动惯量; $\psi_b, \dot{\psi}_b, \ddot{\psi}_b$ 分别为摇头位移量、速度和加速度; l_1 为轴距之半。

求解该方程,得到蛇行运动波长 L_b 和频率 ω_b 的近似表达式:

$$\begin{cases} L_b = L_w \sqrt{1 + (l_1^2/b^2)} \\ \omega_b = \sqrt{\lambda/(br_0) [1 + (l_1^2/b^2)]} v \end{cases} \quad (5)$$

3.2.3 柔性转向架蛇行运动

若一系定位刚度偏小,则轮对和转向架为柔性约束,转向架蛇行运动还受到一系纵向和横向刚度的影响。其运动微分方程如下:

$$\begin{cases} M_w \ddot{y}_{w1} + 2k_{1y}(y_{w1} - y_{bf} - l_1 \psi_{bf}) + 2f \left(\frac{\dot{y}_{w1}}{v} - \psi_{w1} \right) = 0 \\ M_w \ddot{y}_{w2} + 2k_{1y}(y_{w2} - y_{bf} - l_1 \psi_{bf}) + 2f \left(\frac{\dot{y}_{w2}}{v} - \psi_{w2} \right) = 0 \\ J_{w,z} \ddot{\psi}_{w1} + 2b_1^2 k_{1x}(\psi_{w1} - \psi_{bf}) + 2f \left(\frac{\lambda b}{r_0} y_{w1} + \frac{b^2}{v} \dot{\psi}_{w1} \right) = 0 \\ J_{w,z} \ddot{\psi}_{w2} + 2b_1^2 k_{1x}(\psi_{w2} - \psi_{bf}) + 2f \left(\frac{\lambda b}{r_0} y_{w2} + \frac{b^2}{v} \dot{\psi}_{w2} \right) = 0 \\ M_{bf} \ddot{y}_{bf} - 2k_{1y}(y_{w1} + y_{w2} - 2y_{bf}) = 0 \\ J_{bf,z} \ddot{\psi}_{bf} - 2b_1^2 k_{1x}(\psi_{w1} + \psi_{w2} - 2\psi_{bf}) - 2k_{1y} l_1 (y_{w1} + y_{w2} - 2l_1 \psi_{bf}) = 0 \end{cases} \quad (6)$$

其中, M_{bf} 为转向架构架质量; $y_{bf}, \dot{y}_{bf}, \ddot{y}_{bf}$ 分别为转向架构架的横移量、速度和加速度; $J_{bf,z}$ 为转向架构架摇头转动惯量; $\psi_{bf}, \dot{\psi}_{bf}, \ddot{\psi}_{bf}$ 为构架摇头位移量、速度和加速度; b_1 为一系悬挂横向跨距之半; $y_{w1}, \dot{y}_{w1}, \ddot{y}_{w1}$ 分别为1位轮对的横移量、速度和加速度; $\psi_{w1}, \dot{\psi}_{w1}, \ddot{\psi}_{w1}$ 分别为1位轮对摇头位移量、速度和加速度; $\psi_{w2}, \dot{\psi}_{w2}, \ddot{\psi}_{w2}$ 分别为2位轮对的横移量、速度和加速度。求解该方程,得到蛇行运动波长 L_{bf} 和频率 ω_{bf} 的近似表达式:

$$\begin{cases} L_{bf} = L_w \sqrt{1 + (l_1/b)^2 (1 - \delta)} \\ \omega_{bf} = 2\pi v/L \end{cases} \quad (7)$$

其中, $\delta = \frac{(1-\sigma Z)}{(1+Z^2)}$, $\sigma = (2P-3)\beta^2$, $Z = \beta K^p$, $\beta = \frac{b}{l_1}$, $P =$

$$1 + \frac{k_{1\psi}}{k_{1\psi} + k_{1y} l_1^2}, K = \frac{L_w}{2\pi f b^2} \cdot \frac{k_{1\psi} k_{1y} l_1^2}{k_{1\psi} + k_{1y} l_1^2} \circ$$

3.2.4 蛇行运动频率

根据某动车组转向架悬挂参数、几何参数以及等效锥度,根据式(3)、(5)、(7)计算蛇行运动频率,如图3所示。由图3可知,由于一系定位刚度偏大,因此柔性转向架蛇行频率与刚性转向架接近,当速度为350 km/h时,转向架蛇行频率约为9.5 Hz,蛇行运动波长约为10 m。

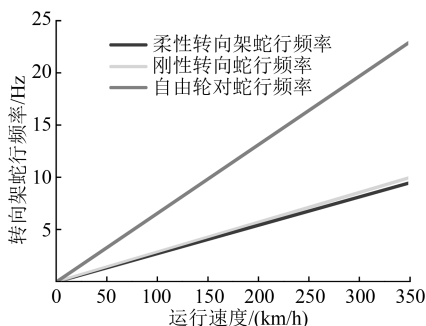
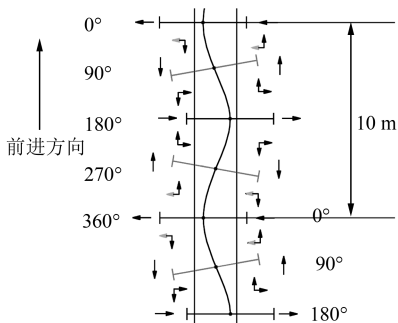


图3 某动车组转向架蛇行运动频率

3.3 转向架蛇行运动受力分析

轮对处在不同蛇行运动位置(不同相区)时对构架的作用力如图4所示。以轮对和构架为分析对象,不考虑牵引制动以及二系悬挂的影响,当轮对处在 0° 、 180° 、 360° 时,轮对横向位移最大,此时构架端部横向受力最大。当轮对处在 90° 、 270° 时,轮对纵向位移最大,不考虑牵引制动的影响,此时构架端部纵向受力最大。当轮对处在其它位置,由于轮对蛇行运动同时存在横移和摇头,构架端部也同时受到横向力和纵向力。



注：箭头代表构架每个轴端的受力方向

图4 单个轮对蛇行运动对其上方构架端部的作用力

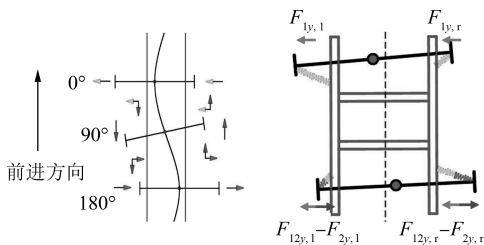
以单转向架为分析对象,假设导向轮对先发生蛇行运动,且处于 0° 位置,非导向轮对不动,此时构架因轮对横向作用力产生摇头。由于一系悬挂的作用,导向轴构架端部和非导向轴构架端部受力方向相同。

由于转向架轴距为2.5 m,实际转向架蛇行运

动波长约10 m。导向轴和非导向轴蛇行运动相位差约为 90° ,非导向轴构架端部除受到非导向轮对横向作用力的影响外,还受到导向轴轮对构架横向作用力的“叠加”影响。

如图5所示,当导向轴处在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 相区时,非导向轴处在 $90^\circ \sim 180^\circ$ 相区,在横向方向非导向轮对蛇行运动对非导向轴构架端部的作用力 $F_{\text{合}1,l}$ 与导向轮对对构架的作用力 $F_{\text{合}1,r}$ 相反,受力的叠加影响为:

$$\begin{cases} F_{\text{合}1,l} = F_{12y,l} - F_{2y,l} & \min(|F_{\text{合}1,l}|) = 0 \\ F_{\text{合}1,r} = F_{12y,r} - F_{2y,r} & \min(|F_{\text{合}1,r}|) = 0 \end{cases}$$



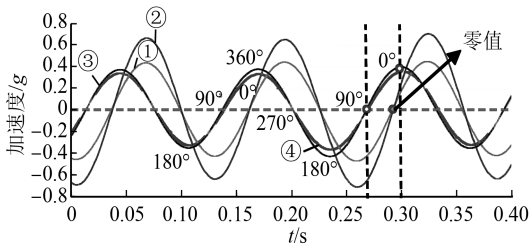
a) 轮对处于不同蛇行运动位置时对其上方构架端部的作用力

b) 构架不同端部受力分析

注： $F_{2y,l}$ 代表因非导向轮对蛇行运动左侧车轮对构架端部横向作用力； $F_{2y,r}$ 代表因非导向轮对蛇行运动右侧车轮对构架端部横向作用力

图5 轮对蛇行运动处于 $0^\circ \sim 90^\circ$ 相区时对构架的作用力

此时非导向轴构架端部横向加速度幅值较小,且零值一定出现在该相区。图6所示为实测数据,零值确实出现在该相区。



注：①表示1L轴箱(非导向轴)；②表示1L构架端部(非导向轴)；③表示2R轴箱(导向轴)；④表示2R构架端部(导向轴)

图6 导向轴轮对在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 相区时各轴箱、构架加速度

如图7所示,当导向轴处在 $90^\circ \sim 180^\circ$ 相区时,非导向轴处在 $180^\circ \sim 270^\circ$ 相区,在横向方向非导向轮对蛇行运动对非导向轮构架端部的作用力 $F_{\text{合}2,l}$ 与导向轮对对构架的作用力 $F_{\text{合}2,r}$ 相同,受力的叠加影响为:

$$\begin{cases} F_{\text{合}2,l} = -F_{12y,l} - F_{2y,l} & \min F_{\text{合}2,l} = \min(-F_{12y,l} - F_{2y,l}) \\ F_{\text{合}2,r} = -F_{12y,r} - F_{2y,r} & \min F_{\text{合}2,r} = \min(-F_{12y,r} - F_{2y,r}) \end{cases}$$

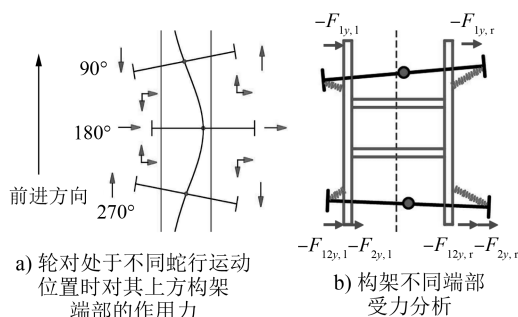


图7 轮对蛇行运动处于90°~180°相区时对构架的作用力

此时非导向轴构架端部横向加速度幅值较大,且极值一定出现在该相区。图8所示为实测数据,极小值确实出现在该相区。

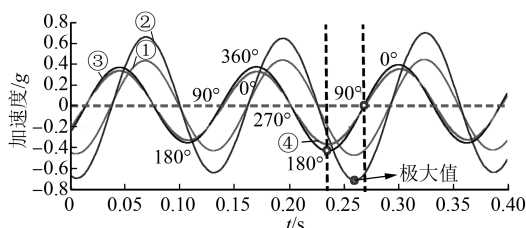


图8 导向轴轮对在90°~180°相区时各轴箱、构架加速度

如图9所示,当导向轴处在180°~270°相区时,非导向轴处在270°~360°相区,在横向方向非导向轮对蛇行运动对非导向轮构架端部的作用力 $F_{\text{合}3,l}$ 与导向轮对对构架的作用力 $F_{\text{合}3,r}$ 相反,受力的叠加影响为:

$$\begin{cases} F_{\text{合}3,l} = F_{2y,l} - F_{12y,l} & \min(|F_{\text{合}3,l}|) = 0 \\ F_{\text{合}3,r} = F_{2y,r} - F_{12y,r} & \min(|F_{\text{合}3,r}|) = 0 \end{cases}$$

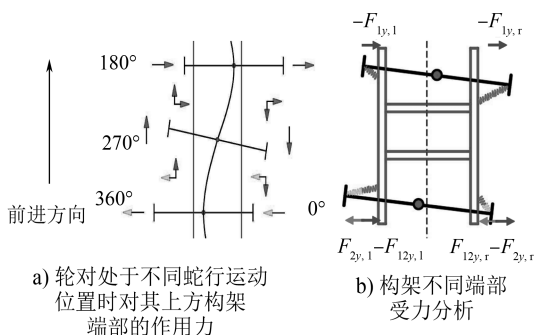


图9 轮对蛇行运动处于180°~270°时对构架的作用力

此时非导向轴构架端部横向加速度幅值较小,且零值一定出现在该相区。图10所示为实测数据,零值确实出现在该相区。

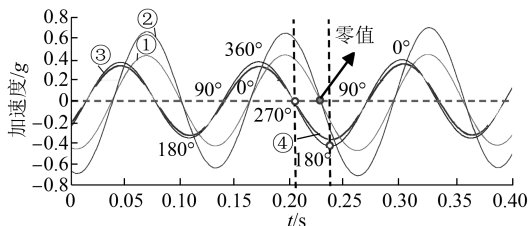


图10 导向轴轮对在180°~270°相区时各轴箱、构架加速度

如图11所示,当导向轴处在270°~360°相区时,非导向轴处在前一个蛇行运动的0°~90°相区,在横向方向非导向轮对蛇行运动对非导向轮构架端部的作用力 $F_{\text{合}4,r}$ 与导向轮对对构架的作用力 $F_{\text{合}4,l}$ 相同,受力的叠加影响为:

$$\begin{cases} F_{\text{合}4,l} = F_{12y,l} + F_{2y,l} & \max F_{\text{合}4,l} = \max(F_{12y,l} + F_{2y,l}) \\ F_{\text{合}4,r} = F_{12y,r} + F_{2y,r} & \max F_{\text{合}4,r} = \max(F_{12y,r} + F_{2y,r}) \end{cases}$$

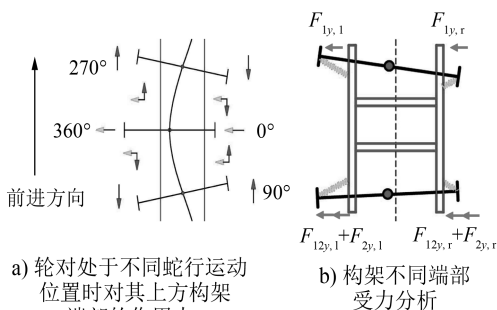


图11 轮对蛇行运动处于270°~360°时对构架的作用力

此时非导向轴构架端部横向加速度幅值较大,且极值一定出现在该相区。图12所示为实测数据,极大值确实出现在该相区。

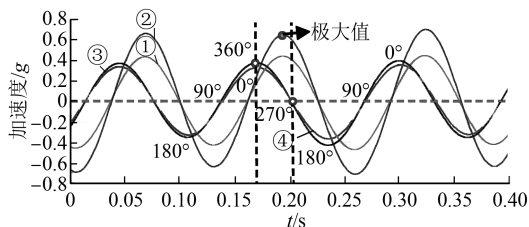


图12 导向轴轮对在270°~360°相区时各轴箱、构架加速度

由以上分析结果可知,由于转向架导向轴和非导向轴蛇行运动存在相位差,导向轴超前,非导向轴滞后,非导向轴构架端部受导向轴蛇行运行的叠加影响,加速度幅值偏大。

3.4 传感器布置方案

通过构架不同端部实测振动数据以及构架受力分析可知,对于单转向架,非导向轴构架端部振动加速度幅值一直大于导向轴构架端部,同一根轴左右侧构架端部差异不大。因此对于传感器布置建议如下两种方案:方案 1 安装在 1 轴和 4 轴构架端部,方案 2 安装在 2 轴和 3 轴构架端部。对于单辆车辆,两个转向架车轮磨损状态基本相同,无论以哪个方向运行,方案 1 和方案 2 均能够确保测试轴端中有 1 根轴为非导向轴,可检测到构架横向振动加速度最大值。

4 结论

1) 实测数据分析表明,影响首次报警限速持续时间的线路因素主要在车站到岔区,即进、出站道岔附近正线未打磨部分长度、进出站道岔长度(站坪长度)以及工务或电务车间道岔距离车站出站道岔的距离。

2) 在保证车辆运行安全的基础上,以最大限度保证运营秩序为原则,当车辆首次出现报警,若车辆限速值为 200 km/h,建议首次报警限速持续时间不小于 106 s。

3) 构架不同端部实测振动数据以及构架受力分析表明,由于同一转向架前后轮对蛇行运动存在相位差,非导向轴上方构架端部受到导向轴力的叠加影响,其横向振动加速度幅值一直大于导向轴构架端部。因此在传感器布置时可采用 1、4 轴端布置或 2、3 轴端布置。这两种布置方式均可检测到构架横向振动加速度最大值,确保车辆运行安全。

参考文献

- [1] CEN. Railway Applications-Testing for the Acceptance of Running Characteristics of Railway Vehicles-Testing of Running Behaviour and Stationary Tests; DIN EN 14363; 2005 [S]. Berlin: BSI, 2005.
- [2] UIC. Testing and Approval of Railway Vehicles from the Point of Views of their Dynamic Behavior-Safety-Track Fatigue-Ride Quality (2ed edn): UIC Code 518 [S]. Paris: International Union of Railways, 2003.
- [3] 石田, 弘明, 刘克鲜. 铁道车辆脱轨安全性评定标准[J]. 国外铁道车辆, 1996(5): 27.
- [4] The Commission Of The European Communities. Concerning a Technical Specification for Interoperability Relating to 'Rolling stock' Sub-system of The Trans-European High-Speed Rail System: TSI L84/132 [S]. Brussels: Official Journal of the European Union, 2007.
- [5] 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. 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范: GB 5599—1985 [S]. 北京: 商务印书馆, 1985.
- [6] 贾璐. 高速车辆动力学性能评价方法研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2011.
- [7] 魏来. 高速列车相关运行安全性问题研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2015.
- [8] 姜萍. 最忙碌的高铁线: 京沪高铁发车间隔 5 分钟 [N/OL]. 央广网, (2016-02-01) [2018-06-02]. http://china.cnr.cn/xwwgf/20160201/t20160201_521301606.shtml.
- [9] 张海洋. 车辆运行安全实时检测技术研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2009.
- [10] 任尊松, 翟婉明, 王其昌. 轮轨接触几何关系在道岔系统动力学中的应用[J]. 铁道学报, 2011(5): 11.
- [11] 国家铁路局. 铁路线路设计规范: TB 10098—2017 [S]. 北京: 中国铁道出版社, 2006.

(收稿日期: 2018-08-28)

(上接第 44 页)

参考文献

- [1] 吴磊. 地铁车辆一钢弹簧浮置板轨道藕合动态行为的研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
- [2] 于春华. 城市轨道交通轨道减振设计与研究[J]. 铁道工程学报, 2007(4): 77.
- [3] 丁德云, 刘维宁, 李克飞, 等. 钢弹簧浮置板轨道参数研究[J]. 中国铁道科学, 2011(1): 30.
- [4] 蒋崇达. 内置式钢弹簧浮置板轨道动力特性分析[D]. 南昌: 华东交通大学, 2013.
- [5] 郭亚娟, 杨绍普, 郭文武. 钢弹簧浮置板轨道结构的动力特性

分析[J]. 振动、测试与诊断, 2006(2): 146.

- [6] 宋晶. 地铁轨道结构的减振性能研究[D]. 上海: 同济大学, 2008.
- [7] 司耀旺. 地铁线路调线调坡设计探讨[J]. 现代城市轨道交通, 2016(3): 81.
- [8] 刘建利. 钢弹簧浮置板的现有不足分析及优化建议[J]. 都市快轨交通, 2014(6): 97.
- [9] 吴信岑. 浮置板轨道工程施工管理与控制[J]. 中国高新技术企业, 2011(1): 141.

(收稿日期: 2018-08-08)