

◀ 专家论坛 ▶

地铁线路钢轨焊接区轮轨动力学问题*

翟婉明, 涂贵军, 高建敏

(西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都, 610031)

摘要 基于车辆-轨道耦合动力学理论,建立了地铁车辆-整体道床轨道垂向耦合模型,以实际测量得到的地铁线路钢轨焊接接头不平顺作为轮轨界面不平顺激励输入,分析了接头不平顺引起的轮轨动力响应特征,以及行车速度、不平顺波长、不平顺波深、轨下胶垫刚度以及轨道结构形式等对焊接接头不平顺激励下轮轨动力响应的影响。分析结果表明,不平顺波长的减小以及不平顺波深的增大会恶化焊接区轮轨动力响应,轨道结构弹性的提高有助于改善车辆-轨道耦合系统动力学性能。

关键词 地铁; 车辆-轨道耦合动力学; 钢轨焊接接头; 轨道不平顺

中图分类号 U213.4

引言

现代社会城市规模不断扩大,由此带来的交通拥堵问题日渐突出。地铁交通因其运量大、运行准时、乘坐方便舒适成为缓解现代城市交通压力的重要手段之一。地铁线路多采用无缝线路结构,与传统有缝线路相比,钢轨通过焊接方式相连,消除了轨缝的影响,最大限度地保持了线路的连续性和整体性,使接头处的轮轨动力效应得到大大改善。但是,受焊接材料、焊接工艺水平、养护维修等多方面因素影响,在车轮反复碾压作用下,钢轨焊接接头处会出现各种缺陷,如焊接接头低塌等。钢轨焊接接头是无缝线路最薄弱的环节之一^[1]。Steenbergen等^[2-4]对焊接区动力学相关问题进行了大量研究,通过建立车轮-轨道动力学集总参数模型及有限元模型,计算了在简谐不平顺及实测不平顺激励作用下的轮轨动力响应,提出了以焊接接头区轨面几何不平顺坡度为限值的焊接接头评估方法,并在荷兰铁路管理中得到应用。文献[5]运用车辆-轨道耦合动力学模型,对钢轨焊接区轨面叠加波不平顺引起的轮轨动力效应进行了仿真分析,对我国提速线路焊接接头不平顺的日常管理给出建议。文献[6-7]以谐波不平顺作为车辆-轨道耦合模型轮轨界面不平顺输入,结合有限元模型对接头伤损问题进行了相关研究。

笔者以现场实测的焊接接头不平顺作为轮轨界

面激励输入,采用车辆-轨道垂向耦合模型对地铁线路中出现的焊接接头低塌问题进行研究,分析不平顺波长、不平顺波深、轨下胶垫弹性和轨道结构形式等对焊接区轮轨动力响应的影响规律,为地铁线路钢轨焊接区的养护维修管理提供参考。

1 轮轨动力作用分析模型

车辆-轨道耦合动力学同时考虑车辆系统与轨道系统,并通过轮轨相互作用关系实现两个子系统间的耦合作用,从而构成一个相互作用、相互耦合的整体大系统。基于车辆-轨道耦合动力学理论,建立地铁车辆-整体道床轨道垂向耦合动力学模型,模型主要由三部分组成:车辆模型、轨道模型和轮轨相互作用关系模型。

1.1 地铁车辆模型

地铁车辆一般具有两系悬挂,如图1所示。模型中,车辆被模拟成一个以速度 v 运行于轨道结构上的多刚体系统,完整地反映了车体质量 M_c 及其点头惯量 J_c 、前后转向架构架质量 M_t 及其点头惯量 J_t 、各轮对质量 M_w ,以及一系悬挂刚度 K_{pz} 和阻尼 C_{pz} 、二系悬挂刚度 K_{sz} 和阻尼 C_{sz} 。模型考虑车体的沉浮 Z_c 和点头 β_c 运动、前后构架的沉浮(Z_{t1}, Z_{t2})和点头(β_{t1}, β_{t2})运动,以及4个轮对的垂向振动($Z_{wi}, i=1\sim 4$),共10个自由度。

* 四川省科技支撑计划资助项目(编号:2011GZ0088)

收稿日期:2012-06-18

根据 D'Alembert 原理可推导车辆系统各刚体垂向动力学方程,具体形式可参见文献[8]。

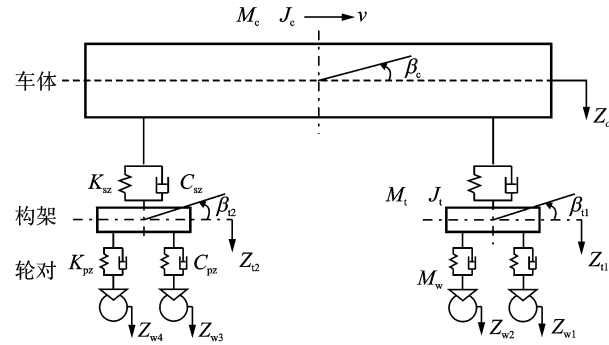


图1 地铁车辆模型

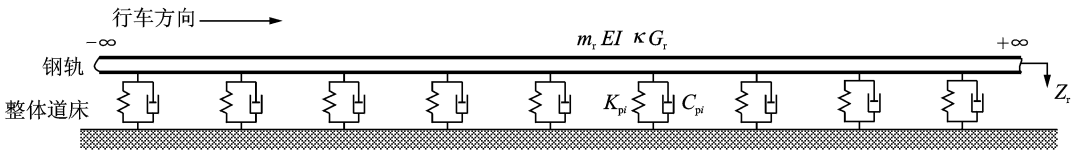


图2 整体道床式轨道模型

当钢轨采用 Timoshenko 梁模型^[9]时,考虑钢轨在垂向平面内的剪切及转动惯量效应,钢轨振动微分方程为

$$\begin{cases} m_r \frac{\partial^2 Z_r(x,t)}{\partial t^2} + \kappa A G_r \left[\frac{\partial \theta(x,t)}{\partial x} - \frac{\partial^2 Z_r(x,t)}{\partial x^2} \right] = \\ - \sum_{i=1}^N F_{rsi}(t) \delta(x-x_i) + \sum_{j=1}^4 P_j \delta(x-x_{wj}) \\ \rho I \frac{\partial^2 \theta(x,t)}{\partial t^2} + \kappa A G_r \left[\theta - \frac{\partial Z_r(x,t)}{\partial x} \right] - \\ EI \frac{\partial^2 \theta(x,t)}{\partial x^2} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

其中: \$\theta\$ 为钢轨角位移; \$F_{rsi}(i=1 \sim N)\$ 为钢轨支点反力; \$x_{wj}(j=1 \sim 4)\$ 为车轮运动坐标; \$\rho\$ 为钢轨密度; \$P_j(j=1 \sim 4)\$ 为轮轨间作用力。

钢轨振动方程是二阶偏微分方程。为进行数值分析引入钢轨垂向位移的正则振型坐标 \$q_k(t)\$ 及钢轨角位移正则振型坐标 \$\omega_k(t)\$,钢轨在垂向平面内的振动位移及角位移可写成

$$\begin{cases} Z_r(x,t) = \sum_{k=1}^{N_M} Y_k(x) q_k(t) \\ \theta(x,t) = \sum_{k=1}^{N_M} \Psi_k(x) \omega_k(t) \end{cases} \quad (2)$$

其中: \$N_M\$ 为钢轨模态阶数; \$Y_k(x)\$ 为钢轨垂向位移振型函数; \$\Psi_k(x)\$ 为垂向平面内的钢轨角位移振型函数。

\$Y_k(x)\$ 与 \$\Psi_k(x)\$ 表达式为

1.2 整体道床式轨道模型

结合地铁实际,将轨道考虑成单层(钢轨-道床)弹簧-阻尼振动模型,如图2所示。其中: \$m_r\$ 为钢轨单位长度质量; \$EI\$ 为钢轨抗弯刚度; \$\kappa\$ 为钢轨剪切因子; \$A\$ 为钢轨截面面积; \$G_r\$ 为钢轨剪切模量; \$K_{pi}\$ 和 \$C_{pi}\$ 分别为每个钢轨支点处的轨下胶垫刚度和阻尼尼,计算中考虑钢轨的垂向振动位移 \$Z_r\$ 以及钢轨在垂向平面内的转动角位移 \$\theta\$。模型中,钢轨被视为连续弹性离散点支承上的无限长 Timoshenko 梁,而实际计算中,在保证合理性的前提下将其视为有限长 \$(l)\$ 简支梁。

$$\begin{cases} Y_k(x) = \sqrt{\frac{2}{m_r l}} \sin \frac{k\pi x}{l} \\ \Psi_k(x) = \sqrt{\frac{2}{\rho I l}} \cos \frac{k\pi x}{l} \end{cases} \quad (3)$$

采用 Ritz 法并结合 Dirac \$\delta\$ 函数的性质,式(1)可整理为二阶常微分方程组

$$\begin{aligned} \ddot{q}_k(t) + \sum_{i=1}^N C_{pi} Y_k(x_i) \sum_{h=1}^{N_M} Y_h(x_i) \dot{q}_h(t) + \\ \sum_{i=1}^N K_{pi} Y_k(x_i) \sum_{h=1}^{N_M} Y_h(x_i) q_h(t) - \\ \kappa A G_r \frac{k\pi}{l} \sqrt{\frac{1}{m_r \rho I}} \omega_k(t) + \frac{\kappa A G_r}{m_r} \left(\frac{k\pi}{l} \right)^2 q_k(t) = \\ \sum_{j=1}^4 P_j(t) Y_k(x_{wj}) \quad (k=1 \sim N_M) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\omega}_k(t) + \frac{1}{\rho I} \left[\kappa A G_r + EI \left(\frac{k\pi}{l} \right)^2 \right] \omega_k(t) - \\ \kappa A G_r \frac{k\pi}{l} \sqrt{\frac{1}{m_r \rho I}} q_k(t) = 0 \quad (k=1 \sim N_M) \end{aligned} \quad (5)$$

1.3 轮轨相互作用关系模型

车辆与轨道间的耦合作用通过轮轨相互作用关系实现,这里采用 Hertz 非线性弹性接触理论确定轮轨间的垂向作用力

$$P(t) = \left[\frac{1}{G} \delta Z(t) \right]^{3/2} \quad (6)$$

其中: \$G\$ 为轮轨接触常数; \$\delta Z(t)\$ 为轮轨间的弹性压缩量。

对于磨损型踏面车轮

$$G = 3.86R^{-0.115} \times 10^{-8} \quad (7)$$

其中: R 为车轮半径。

轮轨间的弹性压缩量由轮轨接触点处车轮和钢轨的位移,以及轮轨界面间的位移不平顺确定

$$\delta Z(t) = Z_{w_j}(t) - Z_r(x_{w_j}, t) - Z_0(t) \quad (8)$$

$(j = 1 \sim 4)$

其中: $Z_{w_j}(t)$ 为 t 时刻第 j 位车轮的位移; $Z_r(x_{w_j}, t)$ 为 t 时刻第 j 位车轮正下方 x_{w_j} 处钢轨的位移; $Z_0(t)$ 为轮轨界面的位移不平顺。

特别地,当 $\delta Z(t) \leq 0$ 时,表明轮轨间出现了脱离现象,此时轮轨垂向力 $P(t) = 0$,因而轮轨垂向作用力^[8]可表示为

$$P_j(t) = \begin{cases} \left\{ \frac{1}{G} [Z_{w_j}(t) - Z_r(x_{w_j}, t) - Z_0(t)] \right\}^{3/2} & (Z_{w_j}(t) - Z_r(x_{w_j}, t) - Z_0(t) > 0) \\ 0 & (\text{轮轨脱离}) \\ 0 & (Z_{w_j}(t) - Z_r(x_{w_j}, t) - Z_0(t) \leq 0) \end{cases} \quad (9)$$

1.4 数值求解方法

车辆-轨道耦合动力学振动方程可表示成如下统一形式

$$MA + CV + KX = F \quad (10)$$

其中: M, C, K 分别为耦合系统的质量、阻尼和刚度矩阵; A, V, X 分别为系统的广义加速度、速度和位移矢量; F 为系统的广义荷载矢量。

欲求解该大型非线性运动微分方程组,目前惟一可行的方法是直接数值积分。笔者曾提出两种快速数值积分方法^[10]:新型显式积分法与新型预测-校正积分法。两者均能实现车辆-轨道耦合动力学方程的求解,所不同的是后者的计算速度较前者要慢,但精度更高。从本研究计算要求来看,新型显式积分法(也称之为翟方法)即可满足本研究对稳定性、准确性及计算速度的要求,因此,本研究采用该方法,其积分格式如下(初始条件设为 $X_0 = V_0 = A_0 = 0$)

$$\begin{cases} X_{n+1} = X_n + V_n \Delta t + (1/2 + \psi) A_n \Delta t^2 - \psi A_{n-1} \Delta t^2 \\ V_{n+1} = V_n + (1 + \phi) A_n \Delta t - \phi A_{n-1} \Delta t \end{cases} \quad (11)$$

其中: ψ 和 ϕ 为积分常数(分析表明当 $\psi = \phi = 0.5$ 时,该法具有良好的稳定性和较高的精度); Δt 为积分时间步长;下标 $n-1, n$ 和 $n+1$ 分别为第 $n-1, n$ 和 $n+1$ 个子步。

计算过程中,系统刚度及阻尼矩阵 K, C 均保持不变,于是由式(12)可进一步求解 $t_{n+1} = (n+1)\Delta t$

时刻的加速度 A_{n+1}

$$A_{n+1} = M^{-1}(F_{n+1} - CV_{n+1} - KX_{n+1}) \quad (12)$$

2 地铁线路钢轨焊接接头不平顺测试分析

为获取符合实际的轮轨界面不平顺输入,笔者对国内某地铁线路实际运营过程中出现的钢轨焊接接头低塌现象进行了现场调研与测量。作为示例,图3给出其中一个焊接接头不平顺的外观图片。

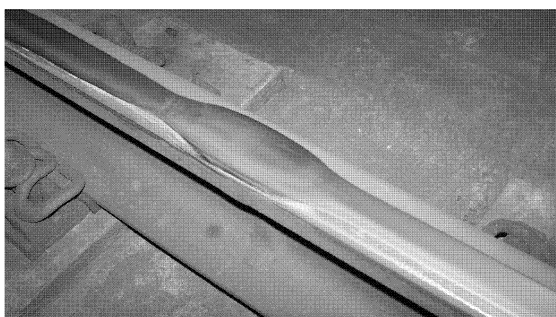


图3 钢轨焊接接头不平顺外观

测量过程中所使用的测试仪器如图4所示,其单次测量长度为1 200 mm,可覆盖整个钢轨焊接接头区。本次测量共取得9组数据,基于实测数据的特点,同时考虑到车辆-轨道垂向耦合模型对激励输入的要求,采用仪器配套软件对所取得的接头不平顺样本进行了偏差修正与适当的平滑处理,处理后的实测不平顺几何波形如图5所示。

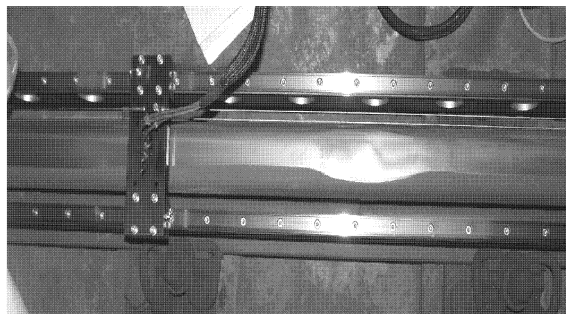


图4 钢轨焊接接头不平顺现场测量

分析不平顺样本发现,该线路运营过程中出现的焊接接头不平顺波形基本一致。在焊接区出现3个轨面凹陷区,且关于焊接点基本对称。以图5所示测点不平顺为例,接头 BC 区域不平顺深度最大,约为1.18 mm,其跨度约为0.16 m,此为主波区。在主波两侧各有一段深度较小的下凹,即 AB 及 CD 区域,记为副波区。在主波下凹与两侧副波之间会出现

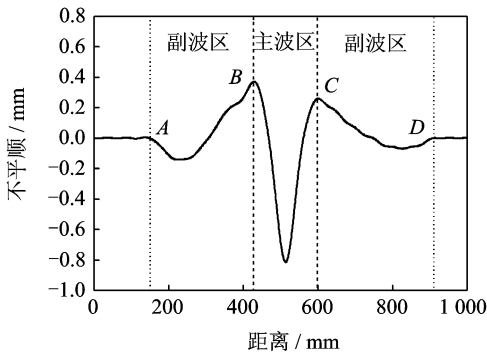


图5 实测钢轨焊接接头不平顺几何波形

一段高于轨面的凸起,对应图中所示B,C两点。

将所测9组不平顺样本整理如表1所示,其中峰谷值是指低塌区凸起最大值与主波下凹波谷值之间的差值。分析实测不平顺样本数据发现,接头不平顺主波波长分布主要集中在0.15~0.30 m范围内,波深分布存在较大波动,分布在0.50~1.2 mm范围内。

表1 焊接接头不平顺波长及波深分布

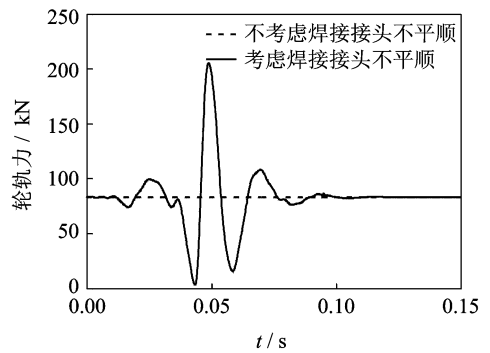
测点编号	1	2	3	4	5	6	7	8	9
主波波长/m	0.16	0.22	0.27	0.20	0.19	0.28	0.23	0.30	0.26
峰谷值/mm	1.18	1.07	1.01	0.87	0.78	0.67	0.62	0.55	0.21

3 钢轨焊接接头不平顺引起的轮轨动力响应特征

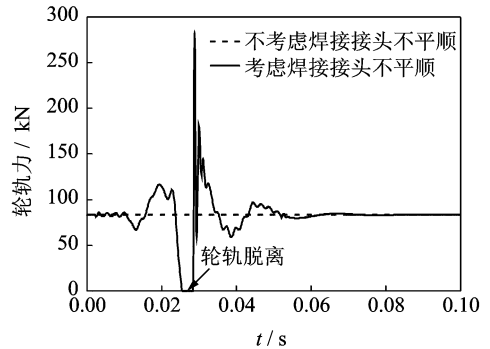
结合不平顺测点处线路的运营实际,计算中车辆选取国内A型地铁车辆。轨道采用60 kg/m钢轨,钢轨支点跨距为0.6 m,轨下胶垫刚度与阻尼分别为 5×10^7 N/m与 7.5×10^4 (N·s)/m。假定不平顺中心位于91号钢轨支点(记为 S_{91})正上方,其前方一跨支点为92号,后方一跨为90号,分别记为 S_{92} , S_{90} 。

图6给出了车辆以40,80 km/h速度通过图5所示焊接接头不平顺时的轮轨力响应。由图6可见,焊接接头不平顺的存在对轮轨间动态相互作用影响显著。当车辆以40 km/h速度通过焊接接头不平顺时,轮轨力响应出现异常波动,轮轨力增加明显;当车辆以80 km/h速度通过焊接接头不平顺时,轮轨间出现明显的冲击振动,轮轨力最大值达281.9 kN,约为静轮载的3倍,并伴随有轮轨脱离现象。这种冲击振动不仅会造成车辆、轨道相关部件的疲劳损伤,还将威胁列车运行安全。

当车辆以80 km/h速度通过焊接接头不平顺时,轮对、钢轨垂向振动加速度响应见图7和图8。由图7和图8可见,此时轮对与钢轨均出现较明显的



(a) 行车速度为40 km/h



(b) 行车速度为80 km/h

图6 焊接接头不平顺激励下的轮轨力响应

冲击振动,轮对加速度最大值达 $20.1g$,与之相对应的钢轨振动幅度更大,达 $260.0g$,这会大大加速车轮与钢轨的疲劳破坏。

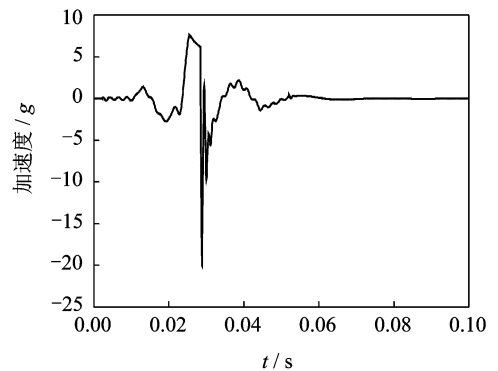


图7 焊接接头不平顺激励下的轮对振动加速度响应

焊接接头不平顺的存在还会造成轨下胶垫承载恶化,图9为车辆以80 km/h速度通过焊接区时的钢轨支点反力响应。由图9可见,钢轨焊接接头不平顺会造成接头附近2~3跨支点处的钢轨支点反力出现不同程度波动,且以激振点处(S_{91})变化最为明显,其最大值可达83.7 kN,约为正常线路时的3倍。钢轨支点反力的增大,造成轨下胶垫使用状态恶化,从而加速轨下胶垫的疲劳破坏,严重时还会对轨枕或道床等轨下基础的疲劳损伤产生影响。

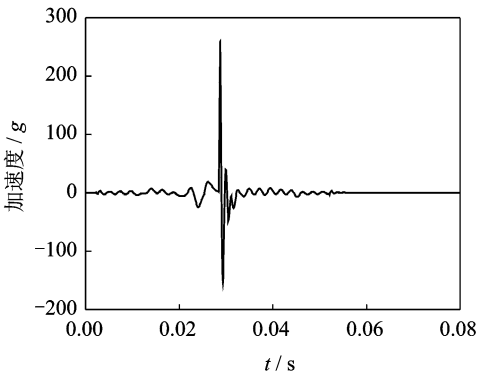


图8 焊接接头不平顺激扰下的钢轨振动加速度响应

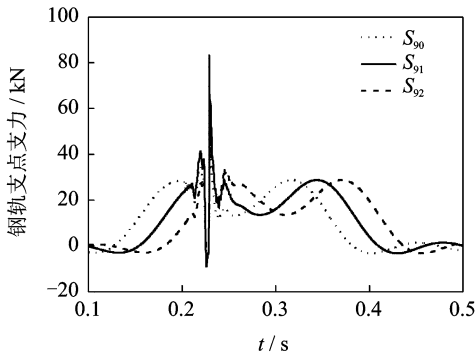


图9 焊接接头不平顺激扰下的钢轨支点反力响应

4 钢轨焊接不平顺参数对轮轨动力响应的影响

4.1 波长的影响

作为钢轨焊接接头不平顺的两个重要参数之一,波长对焊接区轮轨动力响应有着重要影响。研究表明,根据实测焊接接头不平顺主波区的波长和波深,也可采用谐波不平顺合理模拟其激扰输入。为清晰起见,本节在分析不平顺波长对轮轨动力响应的影响时,采用图10所示谐波不平顺作为轮轨界面激扰输入。其中: L 为谐波不平顺波长; a 为波深。

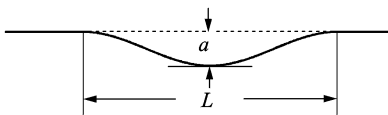


图10 谐波不平顺示意图

谐波不平顺波深不变情况下,波长对轮轨动力响应的影响规律如图11所示。由图11可见,轮轨力响应随不平顺波长的变化呈明显的非线性,以0.5 m波长为分界点,当波长由0.1 m增大到0.5 m时,轮轨力随着波长的增大而迅速下降;波长超过

0.5 m,下降趋势变得平缓,轮轨力基本保持不变;因此,在线路养护维修过程中应尽量减少波长小于0.5 m的焊接接头不平顺的出现,及时进行打磨。

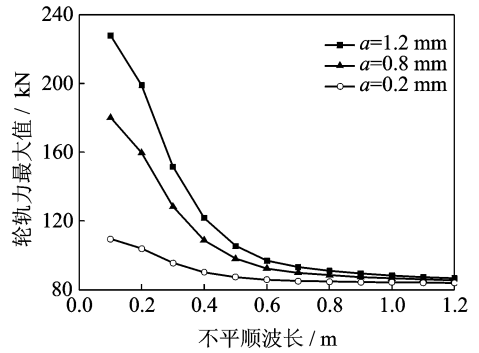


图11 钢轨焊接区谐波不平顺波长对轮轨力响应的影响

4.2 波深的影响

波深是焊接接头不平顺的另一个重要参数,其大小常作为铁路工务部门对钢轨焊接接头不平顺作业的维修标准^[11-12]。为分析波深对轮轨动力响应的影响,同样以谐波不平顺作为轮轨界面激扰输入,取谐波不平顺波长为0.16 m,依次改变不平顺波深。

谐波不平顺波深变化对轮轨动力响应的影响规律如图12所示。由图12可见,轮轨力最大值随波深的增加呈线性增大;当波深小于1.3 mm时,轮重减载率随波深的增加也呈线性增大趋势;当波深继续增大至1.3 mm时,车轮与钢轨间出现脱离现象。轮重减载率在波深增至0.75 mm时达到GB5599-85^[13]所规定的允许限度0.6;在增至0.85 mm时达到其规定的危险限度0.65;在波深增至1.15 mm时超过其动态安全建议限值0.9^[8]。因此,在地铁焊接区线路养护维修过程中,应根据焊接接头不平顺的发展规律和线路运营特点,采取必要措施,及时整治和控制焊接接头不平顺的幅值。

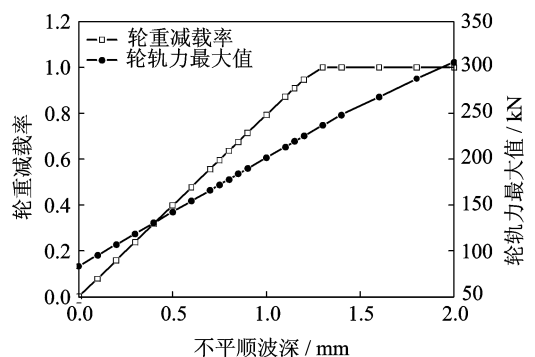


图12 钢轨焊接区谐波不平顺波深对轮轨动力响应的影响

5 轨道弹性对焊接区轮轨动力作用的影响

5.1 轨下胶垫弹性的影响

轨下胶垫是联系钢轨与轨下基础的重要部件。为分析轨下胶垫弹性对焊接区轮轨动力作用的影响,本节分析了车辆-轨道耦合系统动力响应随轨下胶垫刚度 K_p 的变化规律,胶垫刚度变化范围取为10~200 MN/m。

图13给出了轮轨力和轮重减载率响应随轨下胶垫刚度的变化规律。由图13可见,轮轨力随胶垫刚度的增大基本上呈线性规律增大。当轨下胶垫刚度为35 MN/m时,轮轨力最大值为176.3 kN,当胶垫刚度增大到65 MN/m时,该值增至231.8 kN,增幅约30%;当胶垫刚度小于65 MN/m时,轮重减载率随轨下胶垫刚度的增加也基本呈线性规律增大,当轨下胶垫刚度增大到65 MN/m时,轮重减载率达到1.0,车轮与钢轨之间出现脱离。

轨下胶垫刚度的增大对胶垫自身受载也有显著影响。图14给出了钢轨支点反力随轨下胶垫刚度的变化规律。由图14可见,随着胶垫刚度的增加,各支点反力基本呈线性规律增大,且以激振点处(S_{91})的

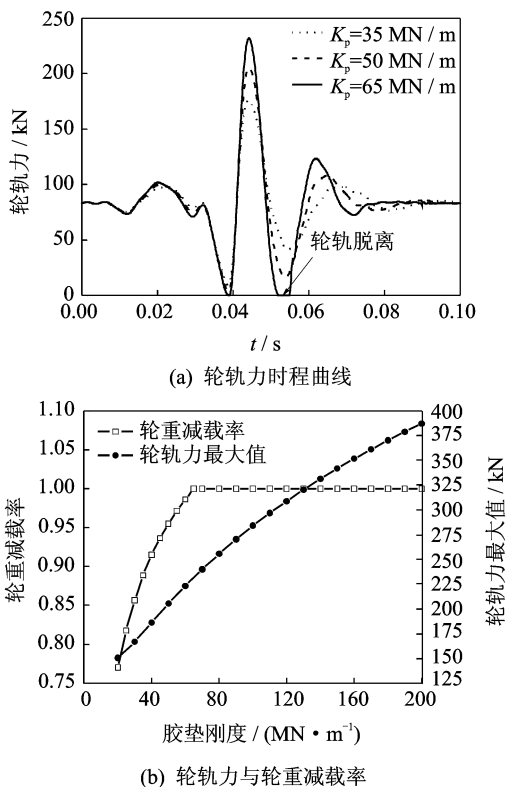


图13 轨下胶垫刚度对轮轨动力响应的影响

增幅最为明显。当胶垫刚度由35 MN/m增加到65 MN/m时,激扰中心支点 S_{91} 处钢轨支点反力最大值由64.2 kN增大到92.3 kN,增幅约45%;当胶垫刚度增至200 MN/m时,该值为177.4 kN,约增大2倍。

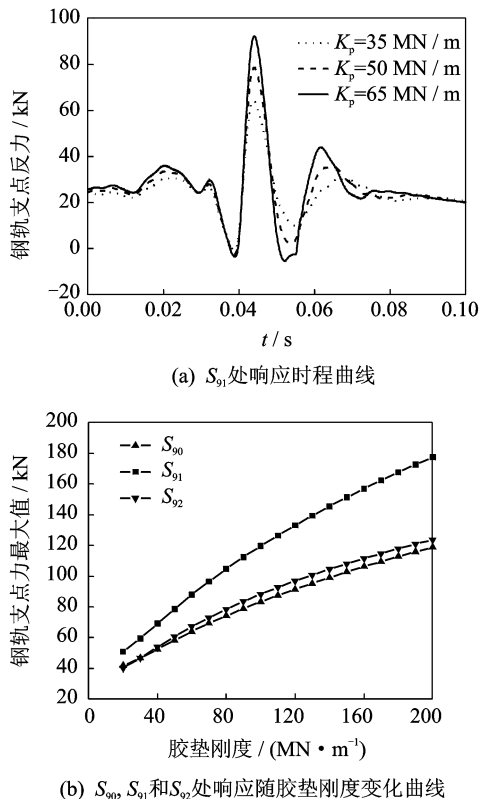


图14 轨下胶垫刚度对焊接区钢轨支点反力的影响

钢轨支点反力反映了作用在轨下胶垫上的载荷,其大小一定程度上决定胶垫的动力学性能好坏与使用寿命长短。焊接接头不平顺使钢轨支点反力响应发生异常波动,加速了胶垫的老化,使其弹性下降。若不及时更换,胶垫弹性的下降反过来会造成钢轨支点反力的进一步增大,形成恶性循环;因此,实际使用过程中应及时检查焊接区轨下胶垫老化程度,并及时更换老化胶垫。从降低轮轨动力作用角度考虑,可以通过铺设高弹性轨下胶垫达到改善系统动力性能,减缓接头不平顺发展的目的。

从理论上讲,线路上所铺设的高弹性胶垫数目越多,系统动力学性能会越好,然而高弹性胶垫数目的增多直接带来投资成本的增加。由于轮轨动力作用发生波动剧烈的区域主要出现于钢轨焊接区段,因此,有必要对所铺设的高弹性胶垫数目进行分析,以降低线路铺设与维修成本。

计算中,假定低弹性胶垫刚度为70 MN/m,高

弹性胶垫刚度为 50 MN/m,以激扰点为中心,改变高弹性胶垫的数目。图15给出了轮轨力响应随高弹性胶垫数目 N_r 的变化规律。由图15(a)可以看出,高弹性胶垫数量的增多可改善轮轨动力相互作用,避免轮轨脱离现象的出现。进一步分析图15(b)发现,高弹性胶垫数目由0增大到3个,轮轨力响应明显下降,其最大值由最初的 240 kN 下降到 207.2 kN;继续增大高弹性胶垫数目到5个,该值出现小幅度下降;高弹性胶垫数目继续增多,轮轨力基本保持不变。因此,从降低轮轨间动力相互作用角度考虑,可更换焊接接头处3个轨下胶垫为高弹性胶垫,条件允许的话,可将数量增至5个。

现场调研发现,焊接接头相对钢轨支点的位置并不确定,而是具有一定的随机性,上述分析均假定不平顺中心处于支点正上方。为保证分析的全面性,对不平顺中心处于 S_{90} , S_{91} 两支点构成的枕盒正中

间的情况进行了类似分析。分析结果表明,当不平顺两侧各两个支点即4个轨下胶垫铺设为高弹性胶垫时,轮轨力下降明显;高弹性胶垫增至6个时,轮轨力出现小幅下降,并与轨下胶垫全部更换为高弹性胶垫时的接近;高弹性胶垫数目大于6个之后,轮轨力响应没有明显变化。综合上述两种位置下的计算结果,建议在进行线路铺设与养护维修过程中,考虑将焊接接头毗邻3~4个支点处的轨下胶垫铺设或更换为高弹性胶垫,条件允许时可铺设或更换5~6个支点处轨下胶垫,更多数量的高弹性胶垫对改善焊接区轮轨动力作用效果不明显。

5.2 轨道结构弹性的影响

出于减振降噪的考虑,地铁线路常在特定地段铺设弹性支承块式无砟轨道,该结构形式轨道还会大大改善钢轨焊接区轮轨动力响应。与整体道床式轨道相比,弹性支承块式轨道进一步考虑了支承块及枕下橡胶元件,从而形成双层(钢轨-支承块-道床)弹簧-阻尼结构,如图16所示,图中 K_{bi} 与 C_{bi} 分别为块下橡胶元件的刚度和阻尼。支承块振动方程的推导可参见文献[8]。

图17和图18对比了整体道床与弹性支承块式两种轨道结构形式下的焊接区轮轨动力响应。可以看出,采用双层轨道结构时,轮轨间动态作用明显下降,说明轨道结构弹性的提高会显著改善轮轨动力响应。当线路采用整体道床式轨道结构时,由焊接接头不平顺引起的轮轨力响应最大值约为 205.3 kN。当线路改为弹性支承块式轨道时,此值降为 160.9 kN,下降约 20%,激扰点处钢轨支点反力最大值也由 78.3 kN 下降至 54.5 kN。轨下胶垫受力的改善将有助于轨道弹性的保持,保证其最佳使用性能,减缓轮轨动态作用对轨道结构的破坏,可大大延长轨下胶垫的使用寿命。因此,在施工作业及工程造价允许的情况下,可以考虑在钢轨焊接接头不平顺严重地段改铺弹性支承块式轨道,以降低由接头不平顺引起的轮轨动力响应,抑制焊接接头不平顺的形成与发展。

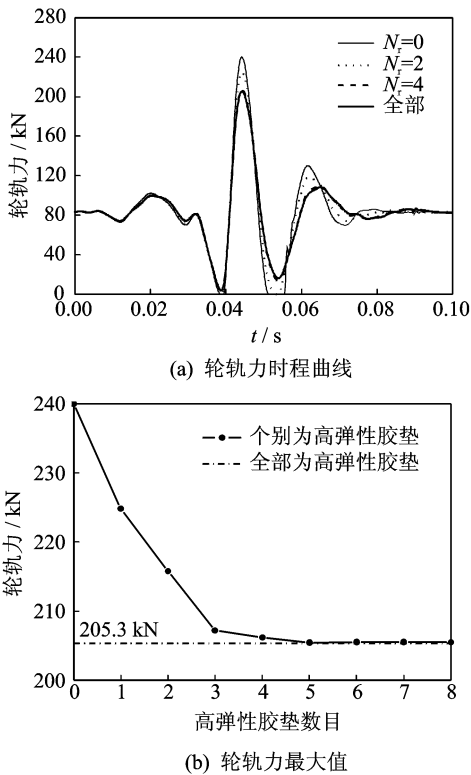


图15 高弹性胶垫数目对焊接区轮轨力响应的影响

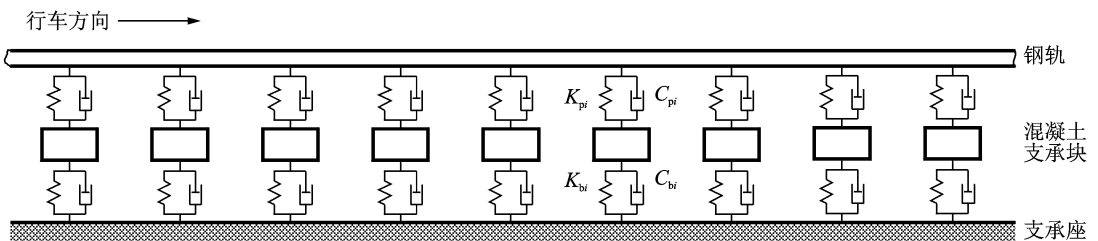


图16 弹性支承块式无砟轨道模型

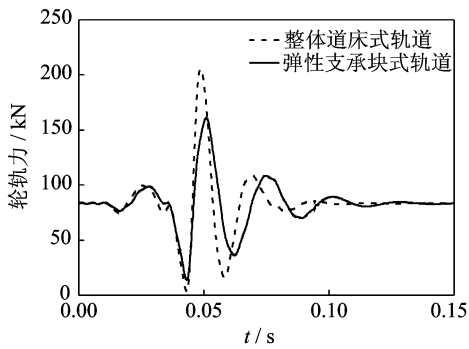


图17 两种轨道结构下的轮轨力响应对比

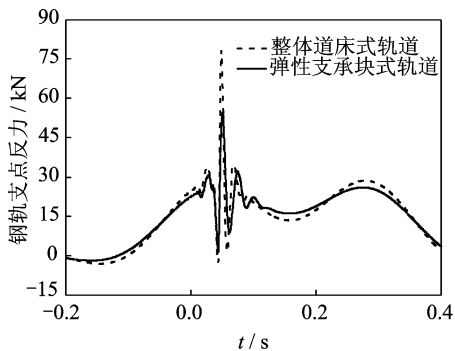


图18 两种轨道结构下的钢轨支点反力响应对比

6 结论

1) 钢轨焊接接头不平顺的存在会造成轮轨动力响应的恶化,引起轮轨冲击振动,甚至造成轮轨脱离,并对轮对、钢轨的振动有较大影响。

2) 焊接区轮轨动力响应随着接头不平顺波深的增大而线性增大,随着不平顺波长的增大而非线性减小,当焊接接头不平顺波长小于某一临界值时,轮轨动力响应急剧增大。

3) 轨下胶垫弹性的提高有助于改善焊接区轮轨动力作用,可通过增大焊接区轨下胶垫弹性以提高车辆-轨道系统的动力学性能。

4) 采用弹性支承块式轨道代替整体道床式轨道结构,焊接区轮轨动力作用会得到明显改善。

参 考 文 献

[1] Frank N. New rail could solve rolling contact fatigue [J]. International Railway Journal & Rapid Transit Review, 2003, 43(5): 49-50.
 [2] Steenbergen M J M M, Esveld C. Rail weld geometry and assessment concepts [J]. Journal of Rail Rapid Transit, 2006, 220(F3): 257-271.

[3] Steenbergen M J M M, Esveld C. Relation between the geometry of rail welds and the dynamic wheel-rail response; numerical simulations for measured welds [J]. Journal of Rail Rapid Transit, 2006, 220(F4): 409-423.
 [4] Steenbergen M J M M. Modelling of wheels and rail discontinuities in dynamic wheel-rail contact analysis [J]. Vehicle System Dynamics, 2006, 44(10): 763-787.
 [5] Zhai Wanming, Cai Chengbiao, Wang Qichang, et al. Dynamic effects of vehicles on tracks in the case of raising train speeds [J]. Proc. Inst. Mech. Eng., Part F, J. Rail Rapid Transit, 2001, 215(F2): 125-135.
 [6] Wen Zefeng, Jin Xuesong, Zhang Weihua. Contact-impact stress analysis of rail joint region using the dynamic finite element method [J]. Wear, 2005, 258(7-8): 1301-1309.
 [7] Xiao Guangwen, Xiao Xinbiao, Wen Zefeng, et al. Analysis on impact loading at rail welds at high speed [C]// Proceedings of the 9th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis. Haifa, Israel: [s.n.], 2008.
 [8] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 3版. 北京: 科学出版社, 2007: 26-28, 217-218.
 [9] 倪振华. 振动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1988: 405-410.
 [10] Zhai Wanming. Two simple fast integration methods for large-scale dynamic problem in Engineering [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1996, 39(24): 4199-4214.
 [11] 中华人民共和国铁道部. TB10082-2005 铁路轨道设计规范[S]. 北京: 中国铁道出版社, 2010.
 [12] 中华人民共和国铁道部. 铁运[2006]146号 铁路线路修理规则[S]. 北京: 中国铁道出版社, 2006.
 [13] GB 5599-85 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范[S]. 北京: 中国计划出版社, 1985.



第一作者简介:翟婉明,男,1963年8月生,教授、博士生导师,中国科学院院士。主要研究方向为轨道交通工程动力学与振动控制。曾发表《Fundamentals of vehicle-track coupled dynamics》《Vehicle System Dynamics》2009, Vol. 47, No. 11)等论文。

E-mail: wzmzhai@swjtu.edu.cn