基于轮轨多点接触的浮置板轨道钢轨波磨安全限值分析

郑炼鑫¹, 杨建近^{2*}, 孙宇², 朱胜阳²

1. 深圳市地铁集团有限公司运营总部, 深圳 518000;

2. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 成都 610031

* 联系人, E-mail: jjyang007@hotmail.com

2018-12-14 收稿, 2018-12-28 修回, 2019-01-03 接受, 2019-08-22 网络版发表

国家自然科学基金(11790283)和四川省科技计划(2017GZ0088)资助

摘要 地铁线路中钢轨产生的波磨, 会使轮轨相互作用恶化, 危害车辆及轨道的使用寿命, 进而导致养护工作量和维修费用的增加, 甚至影响列车运行安全性. 确定钢轨波磨安全限值并及时打磨是消除钢轨波磨危害的有效手段. 为了确定浮置板轨道钢轨波磨安全限值, 基于车辆-轨道耦合动力学理论建立车辆-浮置板轨道耦合动力学模型分析钢轨波磨对车辆-轨道耦合系统的动力学影响, 并从车辆运行安全性、运行平稳性和车-轨动态作用性能3个方面考量, 提出地铁浮置板轨道线路钢轨波磨的限值. 为了更准确地描述轮轨相互作用, 所建立的车辆-浮置板轨道耦合动力学模型采用了改进的Kik-Piotrowski方法以考虑轮轨多点非Hertz接触. 研究结果表明, 钢轨波磨的出现会使得轮轨相互作用明显恶化, 特别是波长小于75 mm的钢轨磨耗; 随着钢轨波磨的波长减小、波深加大, 轮轨垂向力、轮轨横向力以及脱轨系数、轮重减载率等评价指标都呈现恶化的趋势; 其中轮重减载率受波长波深的影响最明显, 在一定波长下, 随着波深的增加, 轮重减载率也最先超出安全限值. 当列车运行速度为80 km/h时, 波长为0.05 m左右的钢轨波磨的波深应控制在0.2 mm以下, 波深为0.1 mm左右的钢轨波磨的波长应控制在30 mm以上.

关键词 钢轨波磨, 限值, 车辆-轨道耦合动力学, 轮轨相互作用, 非Hertz多点接触, Kik-Piotrowski方法

地铁具有安全、便捷、准时、绿色等优点, 已成为大城市轨道交通的重要方式^[1]. 随着地铁列车的运行速度、运载重量和运输密度的提高, 导致车辆与轨道的动态相互作用也越来越严重, 钢轨更容易产生波浪形磨损(简称波磨); 同时, 为了降低列车运行对沿线环境振动及噪声的影响, 轨道结构采取了形式多样的减隔振措施, 也会加剧钢轨波磨的形成^[2,3]. Grassie等人^[4,5]将波磨按固定波长和损伤机理(磨耗、塑性流动等)分类, 并分析各种波磨的成因及预防措施. Tassilly和Vincent^[6]建立钢轨波磨线性模型得到了轮对和钢轨初始粗糙度与轮轨磨耗率的传递关系, 发现在某些情况下, 一定频率的钢轨初始粗糙度会演变成波磨. 刘启

跃等人^[7]通过对现场获取的波磨钢轨进行金相、硬度试验分析, 探讨了钢轨波磨的形成机理. 发现钢轨波磨主要是因为轨面的不均匀塑性变形所致. Nielsen^[8]通过假设磨耗是轮对纵向滑移产生的并与纵向轮轨摩擦功成正比, 利用车辆-轨道耦合相互租用动力学模型预测了轨顶粗糙度的生长. Andersson和Johansson^[9]将钢轨磨耗预测模型与车辆-轨道相互作用动力学模型相结合, 预测了考虑车辆-轨道耦合动力学行为时钢轨波磨的生长. 温泽峰^[10]通过改进三维轮轨非赫兹滚动接触模型, 并考虑轮轨材料摩擦磨损和车辆-轨道垂向横向耦合振动, 建立了较为详细的钢轨波磨计算模型. 李霞^[11]利用有限元软件建立了车辆簧下质量与地铁轨

引用格式: 郑炼鑫, 杨建近, 孙宇, 等. 基于轮轨多点接触的浮置板轨道钢轨波磨安全限值分析. 科学通报, 2019, 64: 2590–2599

Zheng L X, Yang J J, Sun Y, et al. Analysis on limiting value of rail corrugation of floating-slab track based on wheel/rail multi-point contact (in Chinese). Chin Sci Bull, 2019, 64: 2590–2599, doi: [10.1360/N972018-01242](https://doi.org/10.1360/N972018-01242)

道耦合作用的三维实体有限元分析模型,分析了轨道结构的模态振型和共振频率与波磨的相互关系.陈光雄等人^[12]建立轮对稳态通过小半径曲线时由轮对-钢轨-轨枕组成的轮轨系统有限元弹性振动模型,分析了轮轨系统摩擦自激振动的瞬态动力学行为,获得了轮轨发生摩擦自激振动时轮轨接触法向力与轮轨振动之间的规律.金学松等人^[13,14]分析了轨枕离散支承和轨道不平顺对钢轨波磨的产生及演化过程的影响.Ilias^[15]分析了轨下垫板刚度对钢轨产生波浪形磨耗的影响.

钢轨产生波磨会使轮轨相互作用恶化,导致养护工作量和维修费用的增加,危害车辆及轨道的使用寿命,甚至影响列车运行安全性.目前尚无全面的措施来解决钢轨波磨问题,只能预防或者延缓其产生与生长.对于不严重的钢轨波磨,目前最常用、最直接的处理方法是对钢轨进行打磨,而对于波磨严重的情况,甚至需要更换钢轨.无论是对钢轨进行打磨还是更换,所需要的经济成本都较高,因而提出合理经济的钢轨打磨周期,对保障列车运行安全,降低地铁运营维护成本,不仅具有重要的理论意义还有很高的工程应用价值.

本文基于车辆-轨道耦合动力学理论^[16],建立车辆-浮置板轨道耦合动力学模型,分析浮置板轨道钢轨产生不同程度的波磨对车辆-轨道系统动力学行为及行车安全性的影响.由于钢轨出现波磨后,轮轨间的接触关系会变得更复杂,甚至出现多点非Hertz接触.传统的轮轨单点Hertz接触模型已不能再准确地描述轮轨相互作用关系,因此,在建立的车辆-浮置板轨道耦合动力学模型中,采用了改进的Kik-Piotrowski方法^[17]描述轮轨相互作用关系,以考虑轮轨多点非Hertz接触.并从车

辆运行安全性、平稳性以及车辆-轨道动力相互作用的角度出发,提出地铁线路钢轨波磨的限值.

1 分析模型

1.1 车辆-浮置板轨道耦合动力学模型

针对地铁线路中常用的钢弹簧浮置板轨道,利用车辆-轨道耦合动力学理论,建立车辆-浮置板轨道耦合动力学模型,如图1所示.每辆车被视为具有35个自由度的多刚体系统(表1),扣件系统和钢弹簧装置用弹簧阻尼单元模拟,浮置板板间连接(剪力铰)用竖向剪切弹簧和横向剪切弹簧模拟.

根据文献[16],车辆的动力学方程可以写成如下形式:

$$\mathbf{M}_v \ddot{\mathbf{Z}}_v + \mathbf{C}_v \dot{\mathbf{Z}}_v + \mathbf{K}_v \mathbf{Z}_v = \mathbf{F}_v, \quad (1)$$

式中, $\mathbf{Z}_v$ 是车辆的位移向量; $\mathbf{M}_v$, $\mathbf{C}_v$ 和 $\mathbf{K}_v$ 分别是 35×35 阶车辆的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\mathbf{F}_v$ 是车辆系统受到的荷载向量,由车辆系统受到的重力和轮轨相互作用组成.

由于钢轨长度远远大于横截面尺寸,因此可以用梁模型模拟钢轨的振动.在轮轨力作用下,钢轨发生的垂向、横向和扭转振动都可用简支的Euler梁描述^[16],则钢轨的竖向振动的微分方程为

$$E_r I_{ry} \frac{\partial^4 Z_r(x, t)}{\partial x^4} + m_r \frac{\partial^2 Z_r(x, t)}{\partial t^2} = \sum_{m=1}^{N_w} P_m \delta(x - x_{wm}) - \sum_{n=1}^{N_p} F_{vpn} \delta(x - x_{pn}). \quad (2)$$

图1 车辆-浮置板轨道空间耦合动力学模型. (a) 侧视图; (b) 端视图
Figure 1 Spatial vehicle-FST coupled dynamic model. (a) Side view; (b) end view

表1 每节车辆具有的自由度

Table 1 DOFs of each vehicle

自由度	横移	沉浮	侧滚	摇头	点头
车体	Y_c	Z_c	ϕ_c	ψ_c	β_c
构架($i=1\sim 2$)	Y_{ti}	Z_{ti}	ϕ_{ti}	ψ_{ti}	β_{ti}
轮对($j=1\sim 4$)	Y_{wj}	Z_{wj}	ϕ_{wj}	ψ_{wj}	β_{wj}

横向振动的微分方程为

$$E_r I_{rz} \frac{\partial^4 Y_r(x, t)}{\partial x^4} + m_r \frac{\partial^2 Y_r(x, t)}{\partial t^2} = \sum_{m=1}^{N_w} Q_m \delta(x - x_{wm}) - \sum_{n=1}^{N_p} F_{Lpn} \delta(x - x_{pn}). \quad (3)$$

扭转振动的微分方程为

$$GK_r \frac{\partial^2 \phi_r(x, t)}{\partial x^2} + \rho_r I_{r0} \frac{\partial^2 \phi_r(x, t)}{\partial t^2} = \sum_{m=1}^{N_w} M_{wm} \delta(x - x_{wm}) - \sum_{n=1}^{N_p} M_{pn} \delta(x - x_{pn}). \quad (4)$$

考虑剪力铰对浮置板的作用, 第 k 块浮置板的垂向振动微分方程为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^4 Z_s^k(x, y, t)}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 Z_s^k(x, y, t)}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 Z_s^k(x, y, t)}{\partial y^4} \\ & + \frac{C_s}{D_s} \frac{\partial Z_s^k(x, y, t)}{\partial t} + \frac{\rho_s h_s}{D_s} \frac{\partial^2 Z_s^k(x, y, t)}{\partial t^2} \\ & = \frac{1}{D_s} \left[\sum_{n=1}^{N_{p0}} F_{Vpn0} \delta(x - x_{pn0}^k) \delta(y - y_{pn0}^k) - \sum_{m=1}^{N_{j0}} F_{Vjm0} \delta(x - x_{jm0}^k) \delta(y - y_{jm0}^k) - \sum_{i=1}^{N_{b0}} F_{Vbi0} \delta(x - x_{bi0}^k) \delta(y - y_{bi0}^k) \right]. \end{aligned} \quad (5)$$

横向振动的方程为

$$\rho_s L_s W_s h_s \ddot{Y}_s^k = \sum_{n=1}^{N_{p0}} F_{Lpn0} - \sum_{m=1}^{N_{j0}} F_{Ljm0} - \sum_{i=1}^{N_{b0}} F_{Lbi0}. \quad (6)$$

绕竖向中心轴转动的方程为

$$I_{sz} \ddot{\psi}_s^k = \sum_{n=1}^{N_{p0}} F_{Lpn0} d_{pn}^k - \sum_{m=1}^{N_{j0}} F_{Ljm0} d_{jm}^k - \sum_{i=1}^{N_{b0}} F_{Lbi0} d_{bi}^k, \quad (7)$$

式中, $Z_s^k(x, y, t)$ 是第 k 块浮置板上 (x, y) 点在 t 时刻的垂向位移; Y_s^k 和 ψ_s^k 是第 k 块浮置板的横向位移和转动角; F 表示荷载, d 表示距离浮置板中心纵向距离, x 和 y 分别表

示在第 k 块浮置板上的局部坐标; 下标 L 和 V 分别表示横向和垂向, 下标 p , b 和 j 分别表示扣件、钢弹簧和剪力铰; N_{p0} 是一块浮置板上扣件的个数, N_{b0} 是一块浮置板下钢弹簧的个数, N_{j0} 是一块浮置板上剪力铰的个数.

扣件和钢弹簧的支反力与其受压缩量成正比, 具体的求解表达式见文献[16]. 第 k 块浮置板上第 m 个剪力铰施加给浮置板的荷载求解表达式为

$$F_{Vjm0} = K_{Vjm} \left[Z_s^k(x_{jm0}^k, y_{jm0}^k) - Z_s^{k\pm 1}(x_{jm0}^{k\pm 1}, y_{jm0}^{k\pm 1}) \right] + C_{Vjm} \left[\dot{Z}_s^k(x_{jm0}^k, y_{jm0}^k) - \dot{Z}_s^{k\pm 1}(x_{jm0}^{k\pm 1}, y_{jm0}^{k\pm 1}) \right], \quad (8)$$

$$F_{Ljm0} = K_{Ljm} \left[(Y_s^k - Y_s^{k\pm 1}) \pm d_{jm}^k \psi_s^k \pm d_{jm}^{k\pm 1} \psi_s^{k\pm 1} \right] + C_{Ljm} \left[(\dot{Y}_s^k - \dot{Y}_s^{k\pm 1}) \pm d_{jm}^k \dot{\psi}_s^k \pm d_{jm}^{k\pm 1} \dot{\psi}_s^{k\pm 1} \right], \quad (9)$$

式中, 当剪力铰位于第 k 块和第 $k+1$ 块浮置板之间时取 $\pm$ 上面的符号, 当剪力铰位于第 $k-1$ 块和第 k 块浮置板之间时取 $\pm$ 下面的符号; k_{Vjm} 和 c_{Vjm} 是第 m 个剪力铰的垂向剪切刚度和阻尼; k_{Ljm} 和 c_{Ljm} 是第 m 个剪力铰的横向剪切刚度和阻尼.

采用Ritz法, 引入钢轨竖向振动、横向振动和扭转振动的正则阵型, 可将式(2)~(4)变换为二阶常微分方程; 采用双向梁函数组合级数逼近法将浮置板的垂向振动振型表示为浮置板长度、宽度方向的梁振型函数的组合, 将式(5)也变换为二阶常微分方程, 具体过程见文献[16]. 从而剪力铰连接条件下钢弹簧浮置板轨道的振动方程最终也变换为如下形式:

$$\mathbf{M}_T \ddot{\mathbf{Z}}_T + \mathbf{C}_T \dot{\mathbf{Z}}_T + \mathbf{K}_T \mathbf{Z}_T = \mathbf{F}_T, \quad (10)$$

式中, $\mathbf{Z}_T$ 是轨道结构的广义位移向量; $\mathbf{M}_T$, $\mathbf{C}_T$ 和 $\mathbf{K}_T$ 分别是轨道系统的广义质量矩阵、广义阻尼矩阵和广义刚度矩阵; $\mathbf{F}_T$ 是轨道系统受到的广义荷载向量, 由轮轨相互作用乘以钢轨的各阶振型函数组成.

在式(1)和(10)中, 都需要求解轮轨相互作用, 轮轨相互作用模型采用改进的Kik-Piotrowski方法描述, 详细见1.2节. 如此, 车辆和轨道通过轮轨相互作用力彼此相互影响, 耦合成一个大型复杂非线性振动系统. 对于如此大型复杂的非线性动力学微分方程, 采用Zhai方法[18]进行积分求解, 其积分格式为

$$\begin{aligned} \{\mathbf{Z}\}_{n+1} &= \{\mathbf{Z}\}_n + \{\dot{\mathbf{Z}}\}_n \Delta t + (1/2 + \varphi) \{\ddot{\mathbf{Z}}\}_n \Delta t^2 \\ &\quad - \varphi \{\ddot{\mathbf{Z}}\}_{n-1} \Delta t^2, \\ \{\dot{\mathbf{Z}}\}_{n+1} &= \{\dot{\mathbf{Z}}\}_n + (1 + \phi) \{\ddot{\mathbf{Z}}\}_n \Delta t - \phi \{\ddot{\mathbf{Z}}\}_{n-1} \Delta t, \end{aligned} \quad (11)$$

式中, Δt 为时间积分步长; 下表 n 代表 $t=n\Delta t$ 瞬时, φ 和 ϕ

为积分控制参数。

1.2 轮轨多点非Hertz接触模型

Kik-Piotrowski方法是一种基于虚拟渗透的接触理论,然而在计算渗透区形状时没有考虑轮对摇头的影响。而在车辆运行过程中轮对的摇头是不可避免的,轮对摇头会影响接触斑的形状和轮轨接触力的大小,因此,在使用Kik-Piotrowski方法进行轮轨接触动力学计算时需要将Kik-Piotrowski方法进行修正。这里将迹线法得到的轮轨法向间隙带入Kik-Piotrowski方法进行计算,从而反映轮对摇头对轮轨接触的影响。以右侧为例,假设车轮踏面初始轮廓上的第*i*个离散点坐标为(y_{woi} , z_{woi}),该点在轮轨接触迹线上对应点的坐标(总体坐标系^[16]下)为

$$\begin{cases} x_{wci} = y_{woi} l_x - l_x z_{woi} \tan \delta_{Ri}, \\ y_{wci} = y_{woi} l_y + \frac{z_{woi}}{1-l_x^2} (l_x^2 l_y \tan \delta_{Ri} - l_z m) + y_w, \\ z_{wci} = y_{woi} l_z + \frac{z_{woi}}{1-l_x^2} (l_x^2 l_z \tan \delta_{Ri} + l_y m), \end{cases} \quad (12)$$

式中, δ_{Ri} 为该点的接触角, y_w 为轮对横向位移; l_x , l_y , l_z 和 m 为中间变量,可表示为

$$\begin{cases} l_x = -\cos \phi_w \sin \psi_w, \\ l_y = \cos \phi_w \cos \psi_w, \\ l_z = \sin \phi_w, \end{cases} \quad (13)$$

$$m = \sqrt{1 - l_x^2 (1 + \tan^2 \delta_{Ri})}, \quad (14)$$

式中 ϕ_w 和 ψ_w 分别为轮对侧滚角和摇头角。

轮轨垂向相对位置为

$$\delta Z_i = z_w - (z_{wci} - \Delta z_{c0} - z_{ro}(y_{wci})), \quad (15)$$

其中, z_w 为车轮垂向位移; $z_{ro}(y_{wci})$ 为总体坐标系下钢轨在车轮离散点处的垂向坐标; Δz_{c0} 为动力学计算初始时刻的轮轨垂向位移,在动力学计算中为一常量。

考虑轮对摇头时的渗透函数为

$$g(y_i) = \begin{cases} (\varepsilon - 1)\delta N_0 + \delta N_i, & (\varepsilon - 1)\delta N_0 + \delta N_i \geq 0, \\ 0, & (\varepsilon - 1)\delta N_0 + \delta N_i < 0, \end{cases} \quad (16)$$

式中, δN_i 和 δN_0 分别为各离散点处轮轨间法向压缩量和法向压缩量的最大值。

值得注意的是,式(16)中各参量是基于接触斑坐标系^[16]的,因此需要将基于总体坐标系计算得到的轮轨垂向位移进行坐标转换。根据翟婉明^[16]提出的轮轨动

态相互作用原理,轮轨间法向压缩量

$$\delta N_{iL,R} = \frac{\delta Z_{iL,R}}{\cos(\delta_{L,R} \pm \phi_w)}, \quad (17)$$

式中, L, R 分别代表左右两侧。

接触斑坐标系下的横坐标 y_i 可以表示为

$$y_{L,Ri} = y_{wciL,R} / \cos(\delta_{L,R} \pm \phi_w), \quad (18)$$

式中 $y_{wciL,R}$ 为轮轨接触原点在总体坐标系下的横坐标。

针对轮轨间可能存在的两点接触甚至多点接触,需要针对每个接触斑,对渗透函数进行修正:

$$g(y_i) = \begin{cases} (\varepsilon - 1)\delta N_{0j} + \delta N_i, & (\varepsilon - 1)\delta N_{0j} + \delta N_i \geq 0, \\ 0, & (\varepsilon - 1)\delta N_{0j} + \delta N_i < 0, \end{cases} \quad (19)$$

式中 j 代表接触斑个数, δN_{0j} 代表第 j 个接触斑对应的最大法向压缩量,即第 j 个接触斑处 $\delta N(y)$ 函数的极大值。

由式(19)可以得到渗透区域沿轨道横向(y 方向)的尺寸,对于渗透区域沿轨道纵向(x 方向)的尺寸也可以由渗透函数得到

$$x_l(y) = -x_i(y) = \sqrt{2R(y)g(y)}, \quad (20)$$

式中 $x_l(y)$ 和 $x_i(y)$ 分别为渗透区域的前端和后端, $R(y)$ 为车轮滚动圆半径。

于是,轮轨法向力可以写作

$$N = \frac{\pi E \delta}{2(1 - \mu^2)} \frac{\int_{y_r}^{y_l} \int_{-x_l}^{x_l} \sqrt{x_l^2(y) - x^2} dx dy}{\int_{y_r}^{y_l} \int_{-x_l}^{x_l} \sqrt{\frac{x_l^2(y) - x^2}{x^2 + y^2}} dx dy}, \quad (21)$$

式中 E 和 μ 分别为轮轨材料的弹性模量和泊松比。为了使计算结果更接近实际,利用Hertz接触理论对式(19)和(20)得到的渗透区域进行修正得到接触斑的形状,修正方法参见文献[19],在此不再赘述。

蠕滑率是与轮轨接触几何相关的,对于多点接触,使用每个接触斑上局部的接触几何计算局部的蠕滑率,再利用FASTSIM计算轮轨蠕滑力。

考虑轮对摇头和多点接触的Kik-Piotrowski方法可以更加真实地反映轮轨间的非Hertz接触和多点接触行为,更加符合实际的计算钢轨波磨影响下的轮轨动态相互作用。对于该方法的具体描述、轮轨接触点分布及多点作用力的计算结果,可参见文献[17]。

1.3 评价指标

本文根据车辆-轨道耦合系统动力学性能评价体系^[16],从车辆-轨道动力相互作用性能、车辆运行安全

性及平稳性的角度考量钢轨波磨的限值. 车辆运行安全性指标主要包括脱轨系数 Der 和轮重动态减载率 Del . 计算公式为

$$Der = Q/P, \quad (22)$$

$$Del = \Delta P/P, \quad (23)$$

式中, Q 和 P 是某一时刻作用在车轮上的横向力和垂向力; ΔP 是轮重减载量.

我国国家标准《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》(GB5599-85)规定的车辆脱轨系数的允许限值为1.0, 危险限值为1.2. 我国铁道行业标准《铁道机车动力学性能试验鉴定方法及评定标准》(TB/T2360-93)规定的机车脱轨系数属于优、良好和合格的界限值分别为0.6, 0.8和0.9; 国内外根据运营经验, 多将动态轮重减载率限值设为0.8~0.9. 因此, 在车辆运行安全性方面, 本文将钢轨产生波磨时脱轨系数和轮重动态减载率分别设为0.9和0.8.

车辆-轨道动态作用性能指标包括轮轨垂向力、轮轨横向力和轮轴横向力. 德国联邦铁路和我国《高速铁路动车组整车试验规范》都规定, 中低频轮轨垂向力最大值为170 kN.

欧美根据试验一般将轮轨横向力的允许值为

$$Q \leq 0.4P_w, \quad (24)$$

式中, P_w 为静轴重.

我国国标GB5599-85对混凝土轨枕线路上轮轴横向力的允许值设为

$$H \leq 0.85 \left(15 + \frac{P_w}{3} \right). \quad (25)$$

2 结果分析

利用计算机语言Fortran对上述建立的分析模型进行编程计算. 分析计算中, 车辆参数与我国地铁普遍采用的地铁A型车一致, 静轮重为52.6 kN; 轨道参数与深圳地铁1号线长度为25 m的浮置板轨道一致, 主要参数见表2. 钢轨为CN60钢轨, 车轮踏面为LMA型踏面, 车速为80 km/h. 相对于轨道不平顺, 钢轨波磨的波长很短, 钢轨波磨对车辆-轨道动力学耦合系统的作用受到轨道不平顺的影响很小. 因此, 在分析的过程中不考虑轨道不平顺, 并以直线线路双侧钢轨对称产生波磨为例, 分析钢轨波磨波深对车辆-轨道动力学耦合系统的影响规律.

表2 轨道结构的主要动力学参数^[20]

Table 2 Main dynamic parameters of the track^[20]

部件	项目	数值
扣件	间距(m)	0.625
	垂向刚度(N/m)	3.0×10^7
	垂向阻尼(N s/m)	2.5×10^4
	横向刚度(N/m)	3.0×10^7
	横向阻尼(N s/m)	2.5×10^4
浮置板	长×宽×厚(m)	$6.0 \times 3.1 \times 0.4$
	密度 ρ_s (kg/m ³)	2.5×10^3
	弹性模量 E_s (Pa)	3.6×10^{10}
	泊松比 μ_s	0.25
钢弹簧	横向跨距(m)	1.96
	纵向间距(m)	1.875
	垂向刚度(N/m)	6.6×10^6
	横向刚度(N/m)	4.9×10^6
	阻尼比	0.02
剪力铰	每块板每端的个数	5
	直径(mm)	30
	材料	锰钢
	剪切刚度(N/m)	9.27×10^8
	阻尼(N s/m)	—

首先分析钢轨波磨波长一定时, 不同波深对车辆-轨道耦合系统动力学的影响. 图2为钢轨波磨波长为0.1 m、波深分别为0.1, 0.2和0.3 mm时, 各评价指标的动力响应时间历程. 总体上, 各评价指标随车辆运行距离呈周期性正弦函数变化, 各评价指标的变化周期相同, 都等于钢轨波磨波长; 波磨波深越大, 各评价指标变化范围越大. 波深分别为0.1, 0.2和0.3 mm时, 最大轮轨垂向力分别为59.1, 66.2和72.7 kN; 最大轮轨横向力分别为0.9, 1.0和1.2 kN; 最大脱轨系数分别为0.015, 0.016和0.017; 最大轮重减载率分别为0.14, 0.26和0.4; 转向架中心上方, 车体垂向振动Sperling指标分别为2.114, 2.114和2.14, 车体横向振动Sperling指标分别为0.227, 0.259和0.305. 由此可知, 钢轨波磨波长一定时波深越大, 轮轨动态相互作用越剧烈, 轮重减载率和脱轨系数越大, 列车运行安全性越低. 由于悬挂系统的隔振作用, 车体垂向振动Sperling指标几乎不受钢轨波磨的影响; 车体横向振动Sperling指标虽然随波深变化相对明显, 但各值仍很小.

为了探明钢轨波磨波长对车辆-轨道动力学耦合系

图2 (网络版彩色)波长0.1 m时不同波深下轮轨系统动力学响应。(a) 轮轨垂向力; (b) 轮轨横向力; (c) 脱轨系数; (d) 轮重减载率
Figure 2 (Color online) Dynamic responses of wheel/rail coupled system induced by the rail corrugation with wave length 0.1 m and different wave depth. (a) Vertical wheel/rail forces; (b) lateral wheel/rail forces; (c) derailment coefficient; (d) reduction ratio of wheel load

统的影响规律,分析钢轨波磨波深一定时,不同波长对车辆-轨道耦合系统动力学的影响。图3为钢轨波磨波深为0.2 mm、波长分别为0.05、0.1和0.15 m时,各评价指标的动力响应时间历程。总体上,各评价指标随车辆运行距离呈周期性正弦函数变化,各评价指标的变化周期都等于钢轨波磨波长;波磨波长越小,各评价指标变化范围越大。波长分别为0.05、0.1和0.15 m时,最大轮轨垂向力分别为82.9、65.5和60.6 kN;最大轮轨横向力分别为4.8、1.0和0.98 kN;最大脱轨系数分别为0.065、0.016和0.02;最大轮重减载率分别为0.66、0.26和0.18;转向架中心上方,车体垂向振动Sperling指标分别为2.15、2.114和2.114,车体横向振动Sperling指标分别为0.498、0.259和0.187。由此可知,钢轨波磨波深为0.2 mm时,波长从0.05 m增大到0.1 m时,最大轮轨垂向力减小了17.4 kN,最大轮轨横向力减小了3.8 kN,最大脱轨系数降低了0.049,最大轮重减载率降低了0.4;波长从0.1 m增大到0.15 m时,最大轮轨垂向力减小了4.9 kN,最大轮轨横向力减小了0.02 kN,最大轮重减载率降低了0.08,然而最大脱轨系数却升高了0.004。由于悬挂系

统的隔振作用,车体垂向振动Sperling指标几乎不受钢轨波磨的影响;车体横向振动Sperling指标虽然随波深变化相对明显,但各值仍很小。

由以上可知,钢轨波磨的波深为0.2 mm而波长从0.05 m增加到0.15 m时,各评价指标均恶化;而当钢轨波磨的波深不变波长越大时,轮轨相互作用力和轮重减载率越小,而脱轨系数先减小后略微增加,脱轨系数略微增加的原因是因为波长增加到0.15 m时轮轨横向力减少量没有垂向力减少量显著。但波深0.2 mm时波长从0.05 m增加到0.15 m时钢轨波磨引起的脱轨系数都很小。

为了进一步探明钢轨磨耗波长及波深对各评价指标的影响,分析钢轨波磨波长为0.05、0.075、0.1、0.125、0.15 m和波深为0.1、0.15、0.2、0.25、0.3、0.35 mm的组合工况下,各评价指标的变化情况,如图4所示。

由图4可知,钢轨波磨对车体垂向振动Sperling指标的影响很小,这是因为钢轨波磨引起的轮轨力属于较高频段,对于车辆系统而言其引起的振动属于高频振动,而车辆悬挂系统对高频振动具有较好的隔振性

图3 (网络版彩色)波深0.2 mm时不同波长轮轨系统动力学响应。(a) 轮轨垂向力;(b) 轮轨横向力;(c) 脱轨系数;(d) 轮重减载率

Figure 3 (Color online) Dynamic responses of wheel/rail coupled system induced by the rail corrugation with wave depth 0.2 mm and different wave length. (a) Vertical wheel/rail forces; (b) lateral wheel/rail forces; (c) derailment coefficient; (d) reduction ratio of wheel load

能,使得高频振动不会传播到车体上,从而波磨对列车平稳性影响较小。因此,在评价钢轨波磨限值时可以不考虑其对车辆运行舒适性的影响。而随着钢轨波磨的波长减小、波深加大,轮轨垂向力、轮轨横向力以及脱轨系数、减载率等评价指标都呈现恶化的趋势。

在波长一定的情况下,随着波深的增加,最大垂向轮轨力、最大横向轮轨力、最大钢轨垂向加速度、脱轨系数和轮重减载率整体上都将会增大,且波长越小,这些量随着波深的增加而增加的趋势越明显。其中轮重减载率受波长波深的影响最明显,在一定波长下,随着波深的增加,轮重减载率也最先超出安全限值。

综上所述可以得出结论,钢轨波磨的出现会使得轮轨相互作用明显恶化,特别是波长小于75 mm的钢轨磨耗。以轮重减载率和最大垂向轮轨力控制指标,当列车运行速度为80 km/h时,波长为0.05 m左右的钢轨波磨的波深应控制在0.2 mm以下,波深为0.1 mm左右的钢轨波磨的波长应控制在30 mm以上。

3 结论

本文利用改进的Kik-Piotrowski方法建立考虑轮轨多点非Hertz接触的车辆-浮置板轨道耦合动力学模型,从车辆-轨道动力相互作用性能、车辆运行安全性及平稳性三个方面,提出地铁浮置板轨道线路钢轨波磨的限值。得出以下结论:

(1) 随着钢轨波磨的波长减小、波深加大,轮轨垂向力、轮轨横向力以及脱轨系数、减载率等评价指标都呈现恶化的趋势。这些量随着波深的增加而增加的趋势越明显。其中轮重减载率受波长波深的影响最明显,在一定波长下,随着波深的增加,轮重减载率也最先超出安全限值。

(2) 钢轨波磨的出现会使得轮轨相互作用明显恶化,特别是波长小于75 mm的钢轨磨耗。以轮重减载率和最大轮轨垂向力指标,当列车运行速度为80 km/h时,波长0.05 m左右的钢轨波磨的波深应控制在0.2 mm以下,波深0.1 mm左右的钢轨波磨的波长应控制在30 mm以上。

图4 (网络版彩色)不同波深波长的钢轨波磨下轮轨系统动力学响应。(a) 最大轮轨垂向力;(b) 最大轮轨横向力;(c) 最大脱轨系数;(d) 最大轮重减载率;(e) 车体最大垂向振动加速度;(f) 最大钢轨垂向加速度

Figure 4 (Color online) Dynamic responses of wheel/rail coupled system induced by the rail corrugation with different wave depth and different wave length. (a) Maximal vertical wheel/rail force; (b) maximal lateral wheel/rail force; (c) maximal derailment coefficient; (d) maximal deduction ratio of wheel load; (e) maximal vertical carbody acceleration; (f) maximal vertical rail acceleration

参考文献

- 1 Zhai W M, Zhao C F. Frontiers and challenges of sciences and technologies in modern railway engineering (in Chinese). J Southwest Jiaotong Univ, 2016, 51: 209–226 [翟婉明, 赵春发. 现代轨道交通工程科技前沿与挑战. 西南交通大学学报, 2016, 51: 209–226]
- 2 Oostermeijer K H. Review on short pitch rail corrugation studies. Wear, 2008, 265: 1231–1237
- 3 Jin X S, Li X, Li W, et al. Review of rail corrugation progress (in Chinese). J Southwest Jiaotong Univ, 2016, 51: 264–273 [金学松, 李霞, 李伟, 等. 铁路钢轨波浪形磨损研究进展. 西南交通大学学报, 2016, 51: 264–273]
- 4 Grassie S L. Rail corrugation: Characteristics, causes, and treatments. J Rail Rapid Transit, 1993, 223: 57–68

- 5 Grassie S L. Rail corrugation: Characteristics, causes, and treatments. *Proc Inst Mech Engineers Part F-J Rail Rapid Transit*, 2009, 223: 581–596
- 6 Tassilly E, Vincent N. A linear model for the corrugation of rails. *J Sound Vib*, 1991, 150: 25–45
- 7 Liu Q Y, Wang X Q, Zhou Z R. An investigation of rail corrugation (in Chinese). *Tribology*, 1998, 18: 337–340 [刘启跃, 王夏秋, 周仲荣. 钢轨表面波浪形磨损研究. *摩擦学学报*, 1998, 18: 337–340]
- 8 Nielsen J C O. Numerical prediction of rail roughness growth on tangent railway tracks. *J Sound Vib*, 2003, 267: 537–548
- 9 Andersson C, Johansson A. Prediction of rail corrugation generated by three-dimensional wheel-rail interaction. *Wear*, 2004, 257: 423–434
- 10 Wen Z F. Study on rail corrugation (in Chinese). Doctor Dissertation. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2006 [温泽峰. 钢轨波浪形磨损研究. 博士学位论文. 成都: 西南交通大学, 2006]
- 11 Li X. Study on the mechanism of rail corrugation on subway track (in Chinese). Doctor Dissertation. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2012 [李霞. 地铁钢轨波磨形成机理研究. 博士学位论文. 成都: 西南交通大学, 2012]
- 12 Chen G X, Qian W J, Mo J L. A transient dynamics study on wear-type rail corrugation on a tight curve due to the friction-induced self-excited vibration of a wheelset-track system (in Chinese). *J Mech Eng*, 2014, 50: 71–76 [陈光雄, 钱韦吉, 莫继良, 等. 轮轨摩擦自激振动引起小半径曲线钢轨波磨的瞬态动力学. *机械工程学报*, 2014, 50: 71–76]
- 13 Jin X S, Wen Z F. Effect of discrete track support by sleepers on rail corrugation at a curved track. *J Sound Vib*, 2008, 315: 279–300
- 14 Jin X S, Wen Z F, Wang K Y. Effect of track irregularities on initiation and evolution of rail corrugation. *J Sound Vib*, 2005, 285: 121–148
- 15 Ilias H. The influence of railpad stiffness on wheelset/track interaction and corrugation growth. *J Sound Vib*, 1999, 227: 935–948
- 16 Zhai W M. *Vehicle-Track Coupled Dynamics (Volume 1)* (in Chinese). 4th ed. Beijing: Science Press, 2015 [翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学(上册). 第四版. 北京: 科学出版社, 2015]
- 17 Sun Y, Zhu S Y, Zhai W M. Influence of tread hollow-worn wheel on wheel/rail interaction (in Chinese). *J Mech Eng*, 2018, 54: 109–116 [孙宇, 朱胜阳, 翟婉明. 车轮踏面凹形磨耗对轮轨相互作用的影响研究. *机械工程学报*, 2018, 54: 109–116]
- 18 Zhai W M. Two simple fast integration methods for large-scale dynamic problems in engineering. *Int J Numer Meth Eng*, 1996, 39: 4199–4214
- 19 Piotrowski J, Kik W. A simplified model of wheel/rail contact mechanics for non-Hertzian problems and its application in rail vehicle dynamic simulations. *Vehicle Syst Dyn*, 2008, 46: 27–48
- 20 Zhu S, Yang J, Yan H, et al. Low-frequency vibration control of floating slab tracks using dynamic vibration absorbers. *Vehicle Syst Dyn*, 2015, 53: 1296–1314

Summary for “基于轮轨多点接触的浮置板轨道钢轨波磨安全限值分析”

Analysis on limiting value of rail corrugation of floating-slab track based on wheel/rail multi-point contact

Lianxin Zheng¹, Jianjin Yang^{2*}, Yu Sun² & Shengyang Zhu²

¹ Operation Headquarters of Shenzhen Metro Group Co.Ltd, Shenzhen 518000, China;

² State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China

* Corresponding author, E-mail: jjyang007@hotmail.com

In the metro railway, the rail corrugation will aggravate the dynamic wheel/rail interaction, reduce the service life of the components of the vehicle and the track, increase the cost of maintenance and workload, and even threaten the vehicle running safety. It is an effective method for eliminating the adverse effects of rail corrugation to determine the limiting value of rail corrugation and grind the rail without delay. In order to determine the limiting value of rail corrugation for floating-slab track (FST), the vehicle-FST coupled dynamic model is developed, based on the vehicle-track coupled dynamics theory, to analyze the influences of rail corrugation of different levels on the dynamic responses of vehicle-track coupled system. Then the limiting value of rail corrugation is proposed from the aspects of the vehicle running safety, the vehicle running comfort and the dynamic performance of vehicle-track coupled system. In the model, the vehicle is treated as multi-rigid-body system of 35 degrees of freedom and the suspension systems are modelled by linear or nonlinear spring-damper elements. The rails are simplified as Euler beams. The vertical motions of the floating slabs are described by elastic thin plate, and for the lateral motions and rotations in the horizontal plane, the slabs are treated as rigid bodies. The mechanical behaviors of the fasteners and steel spring are described by linear spring-damper elements. In order to more accurately describe the wheel/rail interaction, the improved Kik-Piotrowski method is used in the vehicle-FST coupled dynamic model to consider the wheel/rail multi-point non-hertz contact. The results show that, the rail corrugation will observably aggravate the dynamic wheel/rail interaction, especially in the case that the wave length of the rail corrugation is below 70 mm. With the wave length of the rail corrugation decreasing or the wave depth of the rail corrugation increasing, all of the vertical wheel/rail forces, the lateral wheel/rail forces, the derailment coefficient and the reduction ratio of wheel load are worsened. The influences of the wave length and wave depth of the rail corrugation changing on the reduction ratio of wheel load is the most obvious. When the wave length of the rail corrugation is constant and the wave depth is increased, the reduction ratio of wheel load will exceed the safety limit before the other indicators over the limits. In the case that the train is running with the speed of 80 km/h, when the wave length of the rail corrugation reaches about 0.05 m, its wave depth should be controlled to be below 0.2 mm. Besides, when the wave depth of the rail corrugation reaches about 0.1 mm, its wave length should be controlled to be more than 30 mm.

rail corrugation, limiting value, vehicle-track coupled dynamics, wheel/rail interaction, non-Hertzian multi-point contact, Kik-Piotrowski method

doi: [10.1360/N972018-01242](https://doi.org/10.1360/N972018-01242)