

新型轮轨空间动态耦合模型*

陈 果¹ 翟婉明² 左洪福¹

(¹ 南京航空航天大学民航学院 南京, 210016)

(² 西南交通大学列车与线路研究所 成都, 610031)

摘 要 基于车辆-轨道耦合动力学理论, 建立了新型轮轨空间动态耦合模型。详细研究了在充分考虑钢轨横向、垂向和扭转振动以及轨道不平顺作用下, 轮轨空间动态接触几何关系、轮轨法向力以及轮轨蠕滑力的求解模型。突破了传统车辆动力学中关于轮轨刚性接触和始终接触的假设。最后, 与国际著名软件NUCARS 的数值仿真比较和与我国线路试验的结果比较表明, 本文所建立的新型轮轨耦合关系模型是正确有效的。

关键词: 车轮; 钢轨; 动态特性; 空间; 耦合模型

中图分类号: U 211. 3; U 211. 5

引 言

轮轨动态空间耦合模型是进行车辆-轨道耦合动力学研究的基础, 与传统车辆动力学相比, 它充分考虑了轨道的振动以及客观存在的轨道不平顺对轮轨接触关系、轮轨法向力和蠕滑力的影响。所以这必将导致车辆-轨道耦合动力学与传统的车辆动力学的轮轨关系有很大的差别。本文旨从理论上建立车辆-轨道耦合系统中的新型轮轨空间动态耦合模型, 其中包括轮轨空间动态接触几何关系模型、轮轨法向力模型和轮轨蠕滑力模型, 从而为车辆-轨道耦合动力学分析提供前提和基础。

1 轮轨系统坐标系

轮轨系统坐标系是确定轮轨关系的基础, 必须首先予以明确, 图 1 给出了轮对与轨道的坐标系定义, 各坐标系之间的旋转变换关系限于篇幅, 在此从略。各坐标系分述如下:

(1) $O-X Y Z$: 绝对坐标系, 固结于初始轮对无运动时, 轮轨刚好接触但不形成压缩时的轮对质心处, 不随轮对的运动而变化。其矢基为 $e = [i, \vec{j}, \vec{k}]$ 。

(2) $O_1-X_1 Y_1 Z_1$: 固结于轮对质心上的坐标系, 表示轮对沿 X 、 Y 、 Z 三个方向的平动 $X(t)$ 、 $Y(t)$ 和 $Z(t)$, 其矢基为 $e_1 = [i_1, \vec{j}_1, \vec{k}_1]$, 且有 $e_1 = e$ 。

(3) $O_2-X_2 Y_2 Z_2$: 固结于轮对质心上, 并随轮对一

起运动的坐标系之一, 表示轮对相对于轨道的摇头运动 $\psi(t)$, 其矢基为 $e_2 = [i_2, \vec{j}_2, \vec{k}_2]$ 。

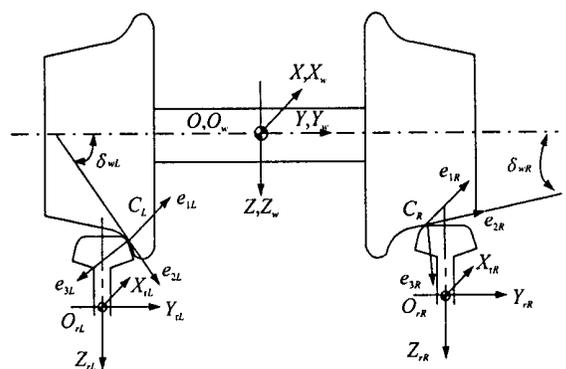
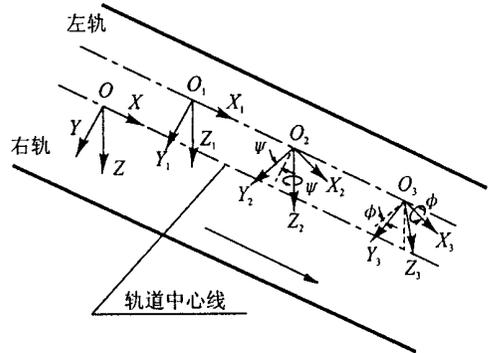


图 1 轮对与轨道的坐标系定义

(4) $O_3-X_3 Y_3 Z_3$: 固结于轮对质心上, 并随轮对一起运动的坐标系之二, 表示轮对相对于轨道的侧滚运动 $\phi(t)$, 其矢基为 $e_3 = [i_3, \vec{j}_3, \vec{k}_3]$ 。

(5) $C_L-e_{L1} e_{L2} e_{L3}$: 固结于轮轨左接触斑上, 随轮

* 国家杰出青年科学基金(编号: 59525511)、霍英东教育基金和高等院校博士点基金(编号: 98061303)资助项目
收稿日期: 2000-07-31; 修改稿收到日期: 2001-04-13

对一起运动的坐标系之三, 其矢基为 $e_L = [i_L, j_L, k_L]$ 。

(6) $C_R \sim e_{1R} e_{2R} e_{3R}$: 固结于轮轨右接触斑上, 随轮对一起运动的坐标系之四, 其矢基为 $e_R = [i_{1R}, j_{2R}, k_{3R}]$ 。

(7) $O_L \sim X_L Y_L Z_L$: 固结于左轨质心, 并随左轨的运动而变化, 反映了左轨的横向、垂向平动及绕质心的转动, 其矢基为 $e_L = [i_L, j_L, k_L]$ 。

(8) $O_R \sim X_R Y_R Z_R$: 固结于右轨质心, 并随右轨的运动而变化, 反映了右轨的横向、垂向平动及绕质心的转动, 其矢基为 $e_R = [i_{1R}, j_{2R}, k_{3R}]$ 。

2 轮轨空间动态耦合模型

2.1 轮轨接触几何关系

进行轮轨空间接触几何计算通常可采用迹线法^[1]。其基本思路是轮轨空间接触点只可能在一条空间曲线上, 这条曲线称为迹线, 所以就可以寻求一条迹线来代替整个踏面区域, 从而利用迹线在一维区域(空间曲线)扫描以代替在两维区域(曲面)内扫描。

传统车辆动力学计算轮轨接触几何关系时, 有两点假设^[1-2]: 认为轮、轨均为刚体, 不考虑其弹性变形; 认为轮对上左、右轮轨同时接触, 即轮轨不脱离。所以, 当基于这两点假设进行轮轨接触几何关系计算时, 将轨道人为地向下平移一段距离, 然后通过调整轮对侧滚角 ϕ 直到两侧轮轨表面的最小垂向距离相等, 便可得到某一横移 y_w 和摇头角 ψ 时轮轨接触点坐标及相应参数^[1]。

事实上, 实际运行中的车轮和钢轨, 它们均是弹性的, 同时其接触状态也是可以脱离的。显然传统轮轨接触几何关系的两点假设不能完全与实际情况相符。为此本文提出新的轮轨接触几何关系求解模型, 完全抛弃了轮轨刚性接触和轮轨始终接触的假设。

新型轮轨接触几何模型的基本思想为: 轮轨接触过程中, 认为左右轮轨最小垂向间距并不相等, 其差别正好反映了左右轮轨法向弹性压缩量的不同, 进而反映出轮轨法向力和轮轨蠕滑力的不同。显然在此情形下, 没必要迭代轮对侧滚角。其具体求解过程为: 设 t 时刻, 轮对横移量 y_w 、摇头角 ψ , 钢轨横向、垂向、扭转和轨道不平顺等位移量均为已知时, 则只需将方程求解得到的 t 时刻轮对侧滚角 ϕ 输入接触程序, 仅通过一次计算, 便可分别得到 t 时刻左右轮轨的最小垂向间距 $\Delta Z_{w jL}$ 、 $\Delta Z_{w jR}$, 进而得到左

右轮轨接触点坐标及相应参数。

由此可见, 该求解轮轨接触几何关系的新方法, 避免了迭代轮对侧滚角, 充分考虑了轮轨弹性变形和轮轨瞬时脱离的情形, 突破了传统轮轨接触几何求解的轮轨始终接触和刚性接触的假设。显然较传统求解方法更为合理, 更加符合实际情况。

2.2 轮轨法向力的计算模型

轮轨法向力可由著名的赫兹非线性弹性接触理论确定^[3]

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

式中 G 为轮轨接触常数 ($\text{m} \sqrt{\text{N}}^{2/3}$); $\delta Z_N(t)$ 为轮轨接触处的法向弹性压缩量 (m)。

对于锥型 (TB) 踏面车轮, $G = 3.86R^{-0.115} \times 10^{-8} (\text{m} \sqrt{\text{N}}^{2/3})$; 对于磨耗形 (LM) 型踏面车轮, $G = 4.57R^{-0.149} \times 10^{-8} (\text{m} \sqrt{\text{N}}^{2/3})$ 。这里, R 为车轮半径 (m)。

由此可见, 要正确求解轮轨法向力, 关键在于要准确求得每一时刻轮轨接触处的法向弹性压缩量。当仅考虑轮轨垂向振动时, 轮轨法向压缩量就为轮对和钢轨的垂向相对位移^[3], 所以显得很简单。但当同时考虑轮轨横向和垂向振动时, 影响轮轨法向压缩量的因素就要多得多, 如轮对横向位移、垂向位移、摇头角和侧滚角, 钢轨的横向、垂向位移和扭转角等, 另外还有轨道几何不平顺等因素。所以要综合考虑多种因素, 准确求出每时刻的轮轨法向压缩量是一个难题。

由上述分析可以看出, 简洁求取轮轨接触点法向压缩量的关键在于要避免将钢轨和轮对的众多影响因素混在一起同时考虑的繁琐做法。下面将介绍简洁求取轮轨法向压缩量的新方法。

事实上, 轮轨间的横向相对位移可以转化为垂向相对位移加以考虑, 其转换原理如图 2 所示。 ΔY 为轮轨间横向相对位移, ΔZ 为轮轨垂向相对位移, 显然 ΔY 和 ΔZ 在法向的投影均为 Δn , 即将 ΔY 转化为 ΔZ 以求取轮轨法向压缩量。

在轮轨接触几何关系模型中, 当 t 时刻轮对的横移、摇头和侧滚运动以及钢轨横向、垂向、扭转运动和轨道不平顺等位移量均为已知, 便可由轮轨接触几何计算得到此时刻左右轮轨之间的最小垂向间距 $\Delta Z_{w jL}$ 、 $\Delta Z_{w jR}$, 其量值正好是众因素综合作用的结果, 这样一来就将轮轨横向和垂向相对位移统一转换到垂向。而在求解 t 时刻左右轮轨垂向相对位移时还应减去第 j 位轮对 ($j = 1, 2, 3, 4$) 在零时刻时

左右轮轨最小垂向间距为 ΔZ_{wjL0} 和 ΔZ_{wjR0} (由对称关系,有 $\Delta Z_{wjL0} = \Delta Z_{wjR0} = \Delta Z_{wj0}$)。这是因为此时若轮对下移 ΔZ_{wj0} ,则正好与钢轨接触而不形成压缩。因此 t 时刻左右轮轨垂向相对位移为

$$\begin{cases} \delta Z_{Lj} = Z_{wj}(t) - (\Delta Z_{wjLt} - \Delta Z_{wj0}) \\ \delta Z_{Rj} = Z_{wj}(t) - (\Delta Z_{wjRt} - \Delta Z_{wj0}) \end{cases} \quad (j=1,2,3,4) \quad (2)$$

式中 $Z_{wj}(t)$ 为 t 时刻轮对质心的垂向位移(在接触程序中未加以考虑)。

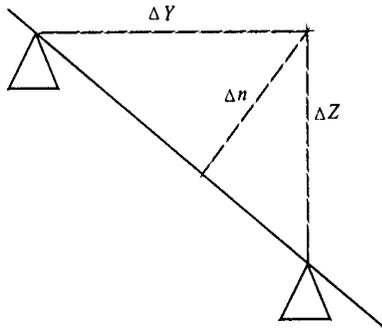


图2 横向与垂向等效模型

显然,当 δZ_{Lj} 和 δZ_{Rj} 小于 0 时,即为轮轨脱离,此时轮轨法向力为零。一般常见的轮轨接触状态如图 3 所示,其中,图 3(a)为左右轮轨均接触;图 3(b)为左侧轮轨脱离,右侧接触;图 3(c)为左右轮轨均脱离的情形。显然,图 3(a)为正常轮轨接触状态,属最常见的情形,但是图 3(b)和图 3(c)在实际中也有

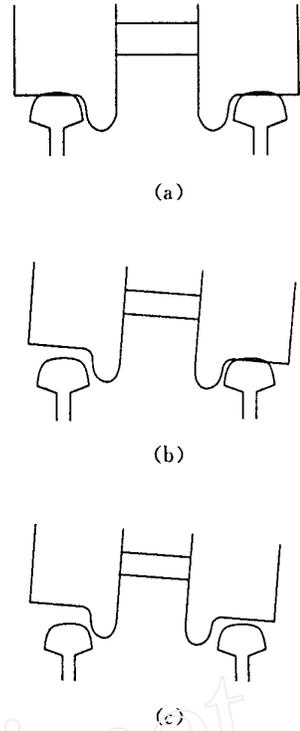


图3 轮轨接触状态图

可能产生,特别是图 3(b)发生的可能性更大。因此,利用该方法可以求解以上三种轮轨状态的法向力,由于传统方法不能求解轮轨瞬时脱离的情形,所以该方法应该是一个重要发展。要得到法向压缩量,还需将垂向相对位移向法向投影,即

$$\begin{bmatrix} \delta_{1L} \\ \delta_{2L} \\ \delta_{3L} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\phi & \sin\phi & 0 \\ -\cos(\delta_L + \phi)\sin\phi & \cos(\delta_L + \phi)\cos\phi & \sin(\delta_L + \phi) \\ \sin(\delta_L + \phi)\sin\phi & -\sin(\delta_L + \phi)\cos\phi & \cos(\delta_L + \phi) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \delta Z_{Lj} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{bmatrix} \delta_{1R} \\ \delta_{2R} \\ \delta_{3R} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\phi & \sin\phi & 0 \\ -\cos(\delta_R - \phi)\sin\phi & \cos(\delta_R - \phi)\cos\phi & -\sin(\delta_R - \phi) \\ -\sin(\delta_R - \phi)\sin\phi & \sin(\delta_R - \phi)\cos\phi & \cos(\delta_R - \phi) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \delta Z_{Rj} \end{bmatrix} \quad (4)$$

求得的 δ_{3L} 、 δ_{3R} 即为左右轮轨法向压缩量。分别代入式(1)便可求得左右轮轨法向力。该方法避免了传统车辆动力学的迭代求解过程,从而加快了计算速度。

3 轮轨蠕滑力计算模型

3.1 蠕滑率的计算^[4]

在轮轨接触斑坐标系 $C-e_1e_2e_3$ 中,定义纵向、横向和自旋蠕滑率为

$$\xi_x = \frac{V_{w1} - V_{r1}}{V}, \xi_y = \frac{V_{w2} - V_{r2}}{V}, \xi_{rp} = \frac{\Omega_{w3} - \Omega_{r3}}{V} \quad (5)$$

上式中 V 为轮对在钢轨上的名义前进速度, V_{w1} 、

V_{w2} 和 Ω_{w3} 分别为车轮上接触椭圆沿 Ce_1 轴、 Ce_2 轴和绕 Ce_3 轴的运动速度, V_{r1} 、 V_{r2} 和 Ω_{r3} 分别为钢轨上接触椭圆沿 Ce_1 轴、 Ce_2 轴和绕 Ce_3 轴的运动速度。下面以右轮右轨为例来进行轮轨蠕滑率的推导。

3.1.1 纵向和横向蠕滑率的求解

轮对质心相对于固定坐标系的平动速度为, $\vec{V}_{mv} = X_{mv}\vec{i} + Y_{mv}\vec{j} + Z_{mv}\vec{k}$, 轮对相对于固定坐标系的绝对角速度为 $\vec{\omega}_w = \dot{\phi}\vec{i}_2 + (-\Omega + \beta)\vec{j}_3 + \dot{\psi}\vec{k}_1$ 。由坐标变换可将其变换到固定坐标系中,即

$$\vec{\omega}_w = \begin{bmatrix} \dot{\phi} \cos\phi - (-\Omega + \beta)\cos\phi\sin\phi \\ \dot{\phi} \sin\phi + (-\Omega + \beta)\cos\phi\cos\phi \\ (-\Omega + \beta)\sin\phi + \dot{\psi} \end{bmatrix}^T \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix}$$

$$\triangleq \begin{bmatrix} \omega_{wx} \\ \omega_{wy} \\ \omega_{wz} \end{bmatrix}^T \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

若接触点到轮对质心的矢径分别以 \vec{R}_R 表示, 则有

$$\begin{aligned} \vec{R}_R &= \begin{bmatrix} R_{xR'} \\ R_{yR'} \\ R_{zR'} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{i}_3 \\ \vec{j}_3 \\ \vec{k}_3 \end{Bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} R_{xR'} \cos\phi - R_{yR'} \cos\phi \sin\psi + R_{zR'} \sin\phi \sin\psi \\ R_{xR'} \sin\phi + R_{yR'} \cos\phi \sin\psi - R_{zR'} \sin\phi \cos\psi \\ R_{yR'} \sin\phi + R_{zR'} \cos\phi \end{bmatrix}^T \cdot \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} \\ &\triangleq \begin{bmatrix} R_{xR} \\ R_{yR} \\ R_{zR} \end{bmatrix}^T \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} \quad (7) \end{aligned}$$

接触点相对于轮对质心的相对速度为

$$\begin{aligned} \vec{V}_{RR} &= \vec{\omega} \times \vec{R}_R = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \omega_x & \omega_y & \omega_z \\ R_{xR} & R_{yR} & R_{zR} \end{vmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \omega_{wy} R_{zR} - \omega_{wz} R_{yR} \\ \omega_{wz} R_{xR} - \omega_{wx} R_{zR} \\ \omega_{wx} R_{yR} - \omega_{wy} R_{xR} \end{bmatrix}^T \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} \quad (8) \end{aligned}$$

根据速度合成定理, 右轮和右轨在接触点的绝对速度分别为

$$\begin{aligned} \vec{V}_{wR} &= \begin{bmatrix} \dot{X}_{w0} + \omega_{wy} R_{zR} - \omega_{wz} R_{yR} \\ \dot{Y}_{w0} + \omega_{wz} R_{xR} - \omega_{wx} R_{zR} \\ \dot{Z}_{w0} + \omega_{wx} R_{yR} - \omega_{wy} R_{xR} \end{bmatrix}^T \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} \\ \vec{V}_{rR} &= \begin{bmatrix} 0 \\ \delta Y_{rR} \\ \delta Z_{rR} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \delta Y_{rR} \\ \delta Z_{rR} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} \end{aligned}$$

其中 Y_{rR}, Z_{rR} 为右轨质心横向和垂向振动速度, $\delta Y_{rR}, \delta Z_{rR}$ 为右轨横向和垂向不平顺变化速度。由此可得, 左、右侧轮轨在接触点的绝对速度差为

$$\begin{aligned} \Delta \vec{V}_R &= \begin{bmatrix} \dot{X}_{w0} + \omega_{wy} R_{zR} - \omega_{wz} R_{yR} \\ \dot{Y}_{w0} + \omega_{wz} R_{xR} - \omega_{wx} R_{zR} - \delta Y_{rR} \\ \dot{Z}_{w0} + \omega_{wx} R_{yR} - \omega_{wy} R_{xR} - \dot{Z}_{rR} - \delta Z_{rR} \end{bmatrix}^T \cdot \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} \\ &\triangleq \begin{bmatrix} \Delta V_{xR} \\ \Delta V_{yR} \\ \Delta V_{zR} \end{bmatrix}^T \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} \quad (9) \end{aligned}$$

又由于蠕滑率是在接触斑坐标系内定义的, 因此, 须将上述绝对速度差转换到接触点坐标系中。坐标系之间的旋转变换及在接触斑坐标系中右侧轮轨的相对速度差分别为

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \vec{e}_{1R} \\ \vec{e}_{2R} \\ \vec{e}_{3R} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos\psi & \sin\psi & 0 \\ -\cos(\delta_R - \phi) \sin\psi & \cos(\delta_R - \phi) \cos\psi & -\sin(\delta_R - \phi) \\ -\sin(\delta_R - \phi) \sin\psi & \sin(\delta_R - \phi) \cos\psi & \cos(\delta_R - \phi) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} \\ &= B_{\delta R} \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} \quad (10) \end{aligned}$$

$$\Delta \vec{V}_R = \vec{e}_R B_{\delta R}^{-1} \begin{bmatrix} \Delta V_{xR} \\ \Delta V_{yR} \\ \Delta V_{zR} \end{bmatrix} = \vec{e}_R B_{\delta R}^T \begin{bmatrix} \Delta V_{xR} \\ \Delta V_{yR} \\ \Delta V_{zR} \end{bmatrix}$$

$$\triangleq \begin{bmatrix} \Delta V_{1R} \\ \Delta V_{2R} \\ \Delta V_{3R} \end{bmatrix}^T \begin{Bmatrix} \vec{e}_{1R} \\ \vec{e}_{2R} \\ \vec{e}_{3R} \end{Bmatrix} \quad (11)$$

所以, 按照蠕滑率的定义, 右侧接触点的纵向和横向蠕滑率分别为

$$\xi_{xR} = \frac{\Delta V_{1R}}{V} \quad \xi_{yR} = \frac{\Delta V_{2R}}{V} \quad (12)$$

式中 V 为运行速度。

3.1.2 自旋蠕滑率的求解

右股钢轨的绝对角速度为 $\vec{\omega}_{rR} = \dot{\phi}_{rR} \vec{i} + 0\vec{k}$ 。其中

$\dot{\phi}_{rR}$ 为钢轨的扭转角速度。

轮对角速度已由式(6)得出, 所以轮对与轨道在绝对坐标系中相对角速度差为

$$\begin{aligned} \Delta \vec{\omega}_R &= \vec{\omega}_w - \vec{\omega}_{rR} \\ &= \begin{bmatrix} \dot{\phi} \cos\psi - (-\Omega + \dot{\beta}) \cos\phi \sin\psi - \dot{\phi}_{rR} \\ \dot{\phi} \sin\psi + (-\Omega + \dot{\beta}) \cos\phi \cos\psi \\ (-\Omega + \dot{\beta}) \sin\psi + \dot{\psi} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \Delta \omega_x \\ \Delta \omega_y \\ \Delta \omega_z \end{bmatrix}^T \begin{Bmatrix} \vec{i} \\ \vec{j} \\ \vec{k} \end{Bmatrix} \quad (13) \end{aligned}$$

同理, 将角速度差旋转变换到接触点坐标系下, 可以得到角速度在 \vec{e}_3 上的分量为

$$\begin{aligned} \Delta \omega_{3R} &= \begin{bmatrix} -\sin(\delta_R - \phi) \sin\psi \\ \sin(\delta_R - \phi) \cos\psi \\ \cos(\delta_R - \phi) \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} \\ &= -\omega_{wx} \sin(\delta_R - \phi) \sin\psi + \omega_{wy} \sin(\delta_R - \phi) \cos\psi + \omega_{wz} \cos(\delta_R - \phi) \quad (14) \end{aligned}$$

所以, 右侧轮轨接触点的自旋蠕滑率为 $\xi_{\rho R} = \frac{\Delta \omega_{3R}}{V}$, V 为运行速度。

3.2 蠕滑力的计算

本文首先根据 Kalker 线性蠕滑理论计算轮轨蠕滑力, 由于 Kalker 线性蠕滑理论只适用于小蠕滑率的情形。对于大蠕滑率的情况, 蠕滑力呈现饱和状态, 蠕滑力与蠕滑率成非线性关系。为此, 还需采用 Johnson-V emeulen 理论作非线性修正, 其具体求解见文献^[4]。

4 算例

由于本文所建立的新型轮轨空间动态耦合模型与传统轮轨模型存在较大的差异, 在轮轨的接触几何关系和求解法向正压力的求解过程中, 突破了传统的求解方法。所以应该对其正确性和可靠性加以充分的验证。因此, 将针对以本文新型轮轨关系为基础建立的车辆-轨道垂横耦合模型, 进行两方面验证: 一方面与国际著名软件 NUCARS 进行曲线通过仿真对比; 另一方面与我国主型货车 C_{62A} 的线路试验结果进行比较。以期达到验证本文所建立的新型轮轨空间动态耦合模型及其求解方法的正确性之目的, 最终为其广泛使用奠定基础。

4.1 车辆动态曲线通过数值仿真比较

下面将分别运用客车车辆-轨道垂横耦合模型(以本文新型轮轨耦合关系为基础)和 NUCARS 软件进行车辆动态曲线通过数值仿真, 并比较其计算结果。车辆和轨道参数均相同, 车辆运行速度为 90km/h, 曲线轨道条件设置为: 缓和曲线长 50m, 圆曲线长 100m, 圆曲线半径为 1000m, 外轨超高为 80mm。仿真计算结果如图 4~ 图 7。

从图 4 和图 5 中可以看出, 两个软件计算所得到的轮对横向位移量曲线的趋势和量值都基本一致。第一位和第四位轮对横移 NUCARS 的计算结果分别为 8.2mm 和 2.0mm, 而车辆-轨道垂横耦合

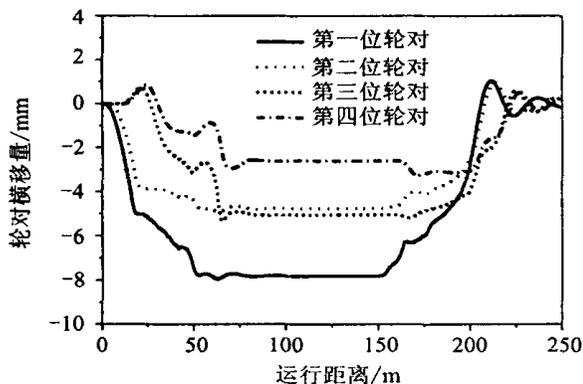


图 4 轮对横移量(耦合模型)

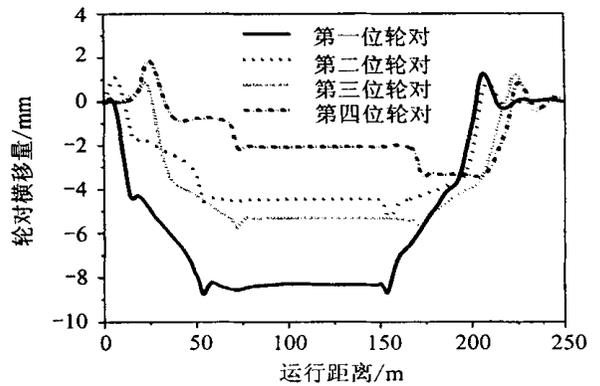


图 5 轮对横移量(NUCARS)

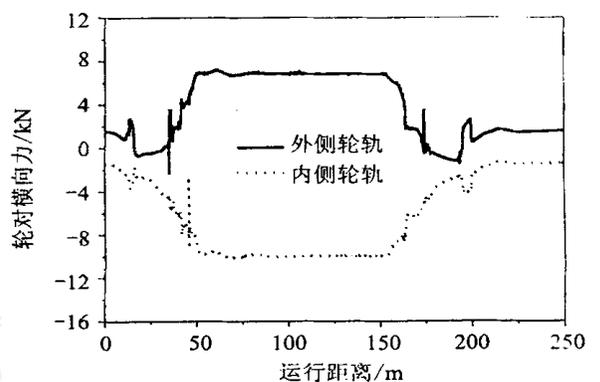


图 6 轮轨横向力(耦合模型)

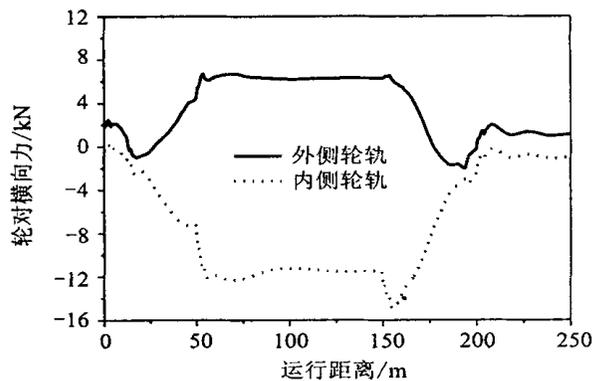


图 7 轮轨横向力(NUCARS)

模型的计算结果分别为 7.8mm 和 2.5mm; 但是对第二位和第三位轮对横移量, 耦合模型的计算结果均为 5.0mm, 而 NUCARS 的计算结果则分别为 4.2mm 和 5.2mm, 略有差别。

从图 6 和图 7 中可以看出, 两个软件的计算所得到的轮轨横向力曲线的趋势基本一致, 其量值也比较接近。本文在计算中均采用 LM (磨损型) 踏面, 由于 LM 踏面有利于车辆曲线通过, 所以当车辆以较低的速度通过大半径曲线, 一般不会发生轮缘贴靠, 本文的计算结果也正表明此规律, 导向轴外轮轮缘

未能发生贴靠, 所以轮轨横向力主要表现为蠕滑力, 轮轨法向力的横向分量比较小。从图6和图7可以看出导向轴外侧车轮的横向力要比内侧小, 两个软件的计算结果都表现出了这个趋势。外侧和内侧车轮横向力两个软件的计算结果分别为: 耦合模型为7kN和10kN, NUCARS的计算结果为6kN和11kN。显然, 它们的计算结果基本一致。

通过对车辆动态曲线通过仿真计算比较, 不难看出两个软件的计算结果基本相同, 从而在一定程度上说明了本文所建立的新型轮轨耦合模型是可靠的, 其求解方法是正确的。

4.2 与货物列车脱轨试验对比

随着有线列车运行速度的提高与重载运输的发展, 脱轨将成为影响运输安全的主要因素。我国近几年货物列车提高速度以来, 脱轨事故逐渐增多, 严重影响了运输安全。为此, 铁道部科学研究院主持承担了铁道部科技开发计划项目《货物列车动力学测试技术(地面及车上)及评判规范的研究》, 从车上和线路两个角度测试货车动力学参数, 以期实现对货物列车动力学性能的综合评定。图9为铁科院于1999年12月在北京环形铁道试验线直线段对C62空车的试验结果, 车辆的运行速度为78km/h, 线路状态良好。从图8中可以明显看出, 由于该车在直线上运行时产生了剧烈的蛇形运动, 从而导致很大的轮轨横向力, 其最大横向力达到45kN。显然由于货车车辆剧烈的蛇形运动将使其脱轨可能性大大增加。

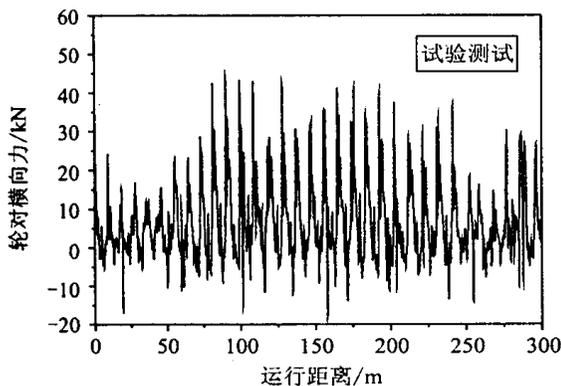


图8 轮轨横向力

图9为运用本文新型轮轨耦合关系, 通过建立货车车辆-轨道垂横耦合模型, 对C62空车直线运行的仿真计算结果。计算采用我国干线谱^[5]进行随机轨道不平顺激励。从图9中可以看出, 仿真结果也表明了该货车车辆所产生的剧烈蛇形运动, 由于仿真

计算的车辆模型和轨道不平顺激励与试验的车辆和轨道状况不尽相同, 因此其具体数值与试验结果略有差异。但从总的趋势来看, 仿真计算和线路试验结果取得了很好的一致性。

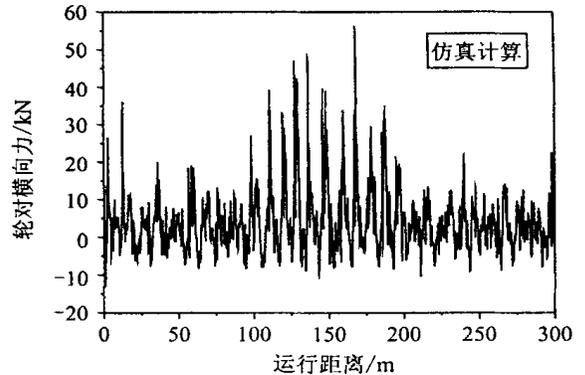


图9 轮轨横向力

5 结论

本文详细研究了在充分考虑钢轨横向、垂向和扭转振动以及轨道不平顺作用下, 轮轨空间动态接触几何关系模型、轮轨法向力求解模型以及轮轨蠕滑力求解模型, 为进行车辆-轨道耦合动力学分析研究建立了新型轮轨动态空间耦合模型。

该模型从本质上突破了传统轮轨接触几何关系中关于轮轨刚性和轮轨不脱离的假设, 无需进行轮对侧滚角迭代, 可快速求得轮轨空间接触几何参数; 避免了轮轨法向力和蠕滑力迭代求解的繁琐过程, 并可考虑轮轨瞬时脱离的特殊情形, 与传统车辆动力学求解方法相比更为完善。

算例比较表明, 本文所建立的轮轨耦合模型是正确有效的, 较传统轮轨关系模型更为完善。

参考文献

- 1 王开文 车轮接触点迹线及轮轨接触几何参数的计算 西南交通大学学报, 1984(1): 89—99
- 2 严隽毫 具有任意轮廓形状的轮轨空间几何约束的研究 西南交通大学学报, 1983(3): 40—47
- 3 翟婉明著 车辆-轨道耦合动力学 北京: 中国铁道出版社, 1997
- 4 Garg V K, Dukkipati R V. Dynamics of Railway Vehicle Systems Academic Press, Canada, 1984: 57—129
- 5 铁道部科学研究院 我国干线轨道不平顺功率谱的研究系列报告(1~10)[R]: 北京: 铁道部科学研究院, 1999

The New Wheel/Rail 3-Dimensionally Dynamically Coupling Model

Chen Guo¹ Zhai Waming² Zuo Hongfu¹

(¹Civil Aviation College, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics Nanjing, 210016)

(²Train & Track Research Institute, Southwest Jiaotong University Chengdu, 610031)

Abstract Based on the theory of vehicle-track coupling dynamics, the new wheel-rail dynamic coupling model is established in three-dimension space. On the conditions that the rail lateral, vertical and torsional vibrations, and the track irregularities are considered synthetically, the wheel-rail contact geometry, the wheel-track normal contact force model, and the wheel/rail tangential creep force are solved in details. In the new model, the assumption that the wheel contacts with the rail rigidly and continuously is broken through. Finally, numerical simulation comparison with software package, NU CARs, and track tests show that the new wheel-rail dynamic coupling model is correct and effective valid.

Key words: wheel; rail; dynamical characteristics; spatially; coupling model

第一作者 陈 果 男, 博士后, 1972 年 11 月生。电话: (025) 4891098; E-mail: cgzyx@263.net

Call for Papers

Ninth Conference on Nonlinear Vibrations, Stability and Dynamics of Structures

July 28-August 1, 2002

Donaldson Brown Continuing Education Center

Blacksburg, Virginia

Contact: Sally G. Shrader

Department of Engineering Science and Mechanics

113 Burruss Hall(0219)

Virginia Polytechnic Institute and State University

Blacksburg, VA 24061

Tel: (540) 231-6871

Fax: (540) 231-2290

E-mail: sallys@vt.edu

http://www.esm.vt.edu/~anayfeh/july02/announcement.html