

二系悬挂条件下的车-路垂向耦合系统的动力模型*

梁 波¹, 罗 红², 马学宁³

- (1. 重庆交通大学 土木建筑学院, 重庆 400074;
2. 重庆交通大学 机电工程学院, 重庆 400074;
3. 兰州交通大学 土木工程学院, 兰州 730070)

(马兴瑞推荐)

摘要: 在车辆的走行过程中, 上部与下部是相互作用和影响的. 因此, 轨道交通问题实际上就是线路下部结构和车辆系统的体系匹配问题. 在一系悬挂条件下的车-路系统耦合动力分析模型基础上, 考虑了包含转向架在内的车辆的实际构成和轨下基础包括路基和地基的参振特性, 利用轨道维护标准模拟行走不平顺激励, 通过位移相容条件, 从理论上研究车辆-轨道-路基体系的动力相互作用, 建立了二系悬挂条件下的车辆-轨道-路基系统的垂向动力分析模型. 为高速铁路路基的动力特性分析和设计提供参考.

关键词: 二系悬挂; 车辆; 路基; 动力模型; 耦合分析

中图分类号: U211.5; U260.11 **文献标识码:** A

引 言

长期以来, 有关轨道交通车辆-路基系统动力学问题的研究还仅限于简单的单质量体在不平顺条件下的动力方程求解问题. 或者是将路基简化成轨道基础的一部分, 且将轮-轨系统的动力学问题归结为“机车车辆动力学”、“轨道动力学”及“轮轨相互作用关系”等几个相对独立的研究领域. 没有将三者作为一个整体和系统进行分析.

近年来, 随着高速、快速日益成为世界轨道交通发展的主流, 有关车辆-结构体系的动力相互作用和耦合振动问题越来越突出. 有关车-桥体系动力相互作用关系^[1-5]、车辆-轨道系统耦合动力学模型^[6-11]等研究都取得了一定的进展, 并部分解决了当前困扰高速铁路发展的一些关键问题. 比如桥梁的冲击系数、横向稳定、轨道的磨耗、接头冲击、不平顺等问题.

但上述方法中值得关注的一点, 是没有考虑路基作为体系重要组成部分之一的动力特性. 众所周知, 轨道交通形式从结构上可分为轨上系统和轨下系统两部分. 轨上系统自然是指走

* 收稿日期: 2006-07-16; 修订日期: 2006-11-30

基金项目: 重庆市教委科学技术研究资助项目(KJ060404); 重庆市自然科学基金资助项目(CSTC, 2006BB6048)

作者简介: 梁波(1964—), 男, 四川隆昌人, 博士, 教授, 博士生导师(联系人. Tel/Fax: + 86-23-62652799; E-mail: liang_laoshi@126.com).

行部分,即机车车辆;轨下系统对于柔性基础而言主要包括钢轨、轨枕、道床和路基,它们承受着车辆所产生的多次重复荷载作用。由于钢轨本身的质量、钢轨接头、道床的刚度、地基土的疲劳变形特性及轨枕与道床的接触效应等等因素使轨道产生破损、使轨下结构产生各种变形从而影响钢轨的正常使用,造成轨面的不平顺,损坏车轮在钢轨上的正常行走功能。上述分析表明,轨道破坏并非仅指部件的强度损伤,而是轨下系统的损坏。因此,在分析车辆-轨道系统动力相互作用时,不能忽略路基在系统分析中的重要参振作用。

文献[12-16]分别从不同角度研究了路基的动力特性问题,但无论是何种模型,都没有将车辆、轨道、路基作为一个系统来加以考虑,大多是在模拟动荷载的基础上来分析轨下基础的应力、变形等问题,不能充分反映车-路体系在行进中的动力特性,对于轨道交通的动力分析而言还有所欠缺。文献[17-18]已对于一系悬挂系统条件下的车-路垂向耦合系统的动力模型进行了探讨,文献[19-20]对车桥耦合系统的一系悬挂和二系悬挂进行了分析研究,但研究重点在于车辆-轨道-桥梁体系。本文将针对车辆走行的实际情况,从理论上研究车辆-轨道-路基体系的动力相互作用,并建立二系悬挂条件下的车辆-轨道-路基系统的垂向耦合动力分析模型。

1 车辆振动模型及平衡方程

1.1 车辆-路基振动分析简化模型

对于车辆-路基垂向统一模型,依据铁路车辆结构形式(主要是悬挂方式)不同,可分为3种不同类型,一种是具有两系悬挂的车辆-轨道模型,主要描述客车与轨道的相互作用,对于现代新型货车(如英国的LTF)也具有两系悬挂,因而同样归类于此模型。以此模型为基础,本文的车辆-路基动力分析简化模型见图1。模型中,车辆的车体和轮对均视为刚体;通过线路的列车由多辆相同或不同形式的机车车辆(以下统称车辆)组成,以匀速通过线路;每节车体考虑沉浮、点头两个自由度,前转向架沉浮、点头两个自由度;后转向架沉浮、点头两个自由度;每个轮对考虑沉浮一个自由度。此外,假设在行驶过程中车辆轮对始终与轨面保持密贴。考虑到这里主要研究列车高速行驶时所引起的车-轨-路基的系统振动,特别是轨下基础的变化对于列车的舒适度、安全性和平顺性的影响,为简化分析过程,也可简化为一系弹簧悬挂装置,见参考文献[17-18]。

1.2 车体二系悬挂的动力方程

根据上述分析假定,可建立车辆动力平衡方程(以六轴车为例)。

第*i*车车体的动力平衡方程为

$$\begin{cases} M_{ci}\ddot{Z}_{ci} + \sum_{j=1}^2 C_{2j}(Z_{ci} - Z_{1j}) + \sum_{j=1}^2 K_{2j}(Z_{ci} - Z_{1j}) = 0, \\ J_{ci}\ddot{\phi}_{ci} + \sum_{j=1}^2 C_{2j}(l_{ci}^2\phi_{ci} - \eta_{1j}l_{ci}Z_{1j}) + \sum_{j=1}^2 K_{2j}(l_{ci}^2\phi_{ci} - \eta_{1j}l_{ci}Z_{1j}) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

式(1)中代表了车体的沉浮、点头动力平衡方程,其矩阵形式为

$$\begin{bmatrix} M_{ci} & 0 \\ 0 & J_{ci} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{Z}_{ci} \\ \dot{\phi}_{ci} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{czi} & 0 \\ 0 & C_{c\phi i} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{ci} \\ \phi_{ci} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{czi} & 0 \\ 0 & K_{c\phi i} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{ci} \\ \phi_{ci} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{2i} & C_{2i} \\ C_{2il_{ci}} & -C_{2il_{ci}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{1i1} \\ Z_{1i2} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} K_{2i} & K_{2i} \\ K_{2il_{ci}} & -K_{2il_{ci}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{1i1} \\ Z_{1i2} \end{Bmatrix} = 0, \quad (2)$$

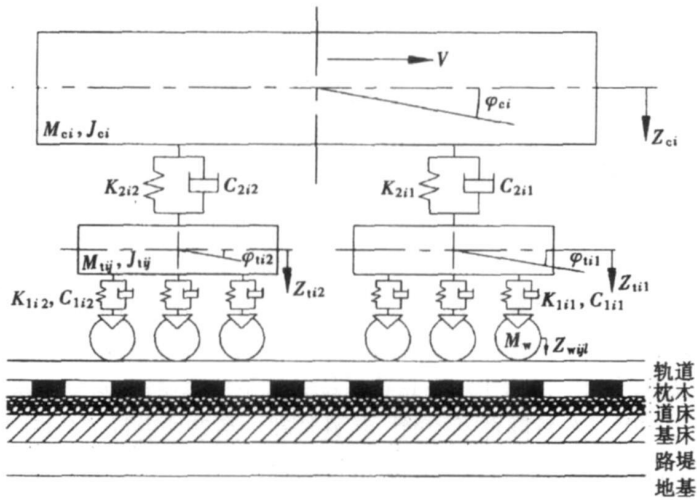


图1 车辆-路基竖向振动简化模型

式中, M_{ci} 、 J_{ci} 分别为第 i 车体的质量和惯性; Z_{ci} 、 φ_{ci} 分别为第 i 车体质心处的竖向位移和转角; K_{czi} 、 C_{czi} 分别为第 i 车体浮沉的总刚度和总阻尼; $K_{c\varphi_i}$ 、 $C_{c\varphi_i}$ 分别为第 i 车体点头总弹簧刚度和总阻尼; K_{2i} 为转向架一侧二系悬挂垂向刚度; C_{2i} 为转向架一侧二系悬挂竖向阻尼; 令 $K_{2i} = K_{2i1} = K_{2i2}$, $C_{2i} = C_{2i1} = C_{2i2}$, 且由于并联, 则有: $K_{czi} = 2K_{2i}$, $K_{c\varphi_i} = 2K_{2i}l_{ci}^2$, $C_{czi} = 2C_{2i}$, $C_{c\varphi_i} = 2C_{2i}l_{ci}^2$; l_{ci} 为车辆定距之半(m); Z_{ti1} 、 Z_{ti2} 分别为前后转向架质心处的竖向位移. 具体可见图1.

第 i 节车体第 j 个转向架的运动方程可写成如下矩阵形式:

$$\begin{bmatrix} M_{ij} & 0 \\ 0 & J_{ij} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{Z}_{tj} \\ \dot{\varphi}_{tj} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{tzj} & 0 \\ 0 & C_{t\varphi_j} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{tj} \\ \varphi_{tj} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{tzj} & 0 \\ 0 & K_{t\varphi_j} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{tj} \\ \varphi_{tj} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{2i} & \eta C_{2i}l_{ci} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{ci} \\ \varphi_{ci} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} K_{2i} & \eta K_{2i}l_{ci} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{ci} \\ \varphi_{ci} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum_{l=1}^{N_k} [(K_{1i}Z_{wjl} + C_{1i}\dot{Z}_{wjl})] \\ \sum_{l=1}^{N_k} 2\eta l_w [(K_{1i}Z_{wjl} + C_{1i}\dot{Z}_{wjl})] \end{Bmatrix}, \quad (3)$$

式中, M_{ij} 、 J_{ij} 分别为第 i 车第 j 转向架的质量和惯性; Z_{tj} 、 φ_{tj} 分别为第 i 车第 j 转向架质心处的竖向位移和转角; K_{tzj} 、 C_{tzj} 分别为第 i 车第 j 转向架浮沉的总刚度和总阻尼, $K_{t\varphi_j}$ 、 $C_{t\varphi_j}$ 分别为第 i 车第 j 转向架点头总刚度和总阻尼, 且 $C_{tzj} = C_{2i} + N_k C_{1i}$, $K_{tzj} = K_{2i} + N_k K_{1i}$, $C_{t\varphi_j} = N_k C_{1i}l_{wi}^2$, $K_{t\varphi_j} = N_k K_{1i}l_{wi}^2$, K_{1i} 、 C_{1i} 分别为前后转向架一侧一系悬挂垂向刚度和阻尼; N_k 为每一转向架的轮对数量, 即 $N_k = 0.5N_w$, N_w 为每一车体的轮对数量; Z_{wjl} 分别为第 i 车第 j 转向架第 l 轮对的竖向位移; l_w 为转向架固定轴距之半; η_l 为轮对符号函数, 当轮对 l 位于转向架前位时, $\eta_l = 1$, 中间时, $\eta_l = 0$, 位于转向架后位时, $\eta_l = -1$; η 为转向架符号函数, 对前转向架, $\eta = 1$, 对后转向架, $\eta = -1$; 其余符号意义同上.

2 轨道及路基模型

轨道及路基模型在已有的文献资料研究中^[6-8,16],均将其考虑成多层轨下基础支承模型,轨道按弹性支承 Euler 梁考虑,轨枕质量集中在钢轨单元的节点上,每一轨枕下为一离散支承体系,将道床考虑成松散介质体,不考虑各支承点下道床垂向振动的相互影响,因而变成集总参数模型,见图 2.

这一模型最大的优点在于简化了数值分析的计算工作量.

德国线路模型^[21]也是纵向离散模型,为单层轨枕-道碴弹性支撑模型,但其用仿样逼近拟合方法模拟确定了钢轨在离散点间的纵向平面.

尽管道床和路堤、地基土为一种松散、非连续介质,但无论如何,在振动和力学分析中不考虑它们之间的纵向连接影响,而仅仅简化成纵向离散模型是不符合其参振特性的.此外,未能考虑路基和地基参振也是上述模型的主要缺陷.

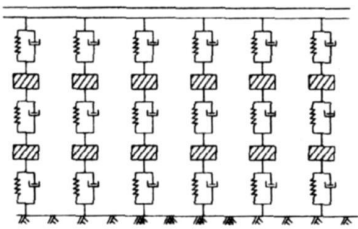


图 2 三层轨下基础支承模型

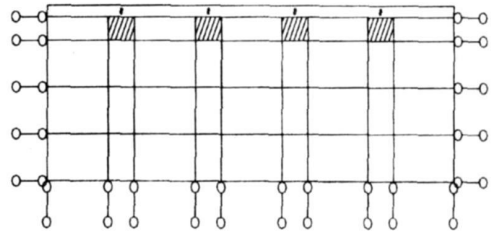


图 3 有限元模型

本文对于轨道与路基模型进行分析时,依然按常规方法将结构离散为有限元模型.将钢轨离散成梁单元(或四边形单元),轨枕及以下介质包括路基和地基均离散成四边形单元,这样就充分考虑了轨道-路基模型在动力下互相联系、相互协调的工作性质以及参数变化的影响,见图 3.其动力方程为

$$m \ddot{\delta} + c \dot{\delta} + k \delta = f, \quad (4)$$

式中, f 为节点荷载或力向量; m 、 k 、 c 分别为结构的质量、刚度和阻尼矩阵; δ 为节点位移向量.

当轨道-路基模型作为有限元模型,直接与车辆振动方程组合计算整个体系的动力响应时,计算工作量非常可观.因此,这里的钢轨-路基模型按子结构法原理建立:即先求出结构自由振动的各阶频率和振型,利用振型的正交性,将互相耦联的成千上百个方程转换成互相独立的模态方程.由于结构的振动反应主要由最先几个低阶振型起控制作用,后续的计算也表明了这一点,所以只需取前几阶振型进行计算,从而使计算工作量大大减少.在实际计算中,由于车辆荷载是通过轨道作用于路基的,而整个结构的振动又是通过轨道影响车辆的,因此根据需要,各阶振型取轨道对应于轮对位置处或轨面节点的部分即可.

轨道-路基任一横断面处的竖向位移 $Z_r(x)$ 可由相应的振型函数迭加而成.若取前 N 阶振型计算,则

$$Z_r(x) = \sum_{n=1}^N A_n \Phi_n(x), \quad (5)$$

式中, $\Phi_n(x)$ 为某一位置处第 n 阶振型函数; A_n 为对应的广义坐标(即某一时步下的广义位

移); x 为某一横断面处的水平位置.

由振型分解可得到对应于 n 阶振型的模态方程为

$$M_n \ddot{A}_n + C_n \dot{A}_n + K_n A_n = F_n, \quad (6)$$

或可写为

$$\ddot{A}_n + 2\xi_n \omega_n \dot{A}_n + \omega_n^2 A_n = F_n, \quad (7)$$

式中, F_n 为相应于第 n 阶振型的广义力; M_n 、 K_n 、 C_n 分别为广义质量、刚度和阻尼; ω_n 为第 n 阶振型的圆频率; ξ_n 为归一化后的阻尼系数.

对于广义力 F_n , 其确定方法如下:

当第 i 车体第 j 转向架第 l 轮对通过所分析的钢轨长度时, 通过该轮对作用于轨道的力包括轮对的惯性力和从转向架弹簧、阻尼器传来的竖向力, 则竖向力为

$$P_{jlw} = P_{sl} + K_{li}(Z_{tj} + \Gamma_{jlwi}\Phi_{tj} - Z_{wjl}) + C_{li}(\dot{Z}_{tj} + \Gamma_{jlwi}\dot{\Phi}_{tj} - \dot{Z}_{wjl}) - m_{wjl}\ddot{Z}_{wjl}, \quad (8)$$

式中, P_{sl} 为平均静轮重, $P_{sl} = [(0.5M_{ci} + M_{ti})/N_k + m_{wjl}]g$; m_{wjl} 为第 i 车体第 j 转向架第 l 个轮对质量; Z_{wjl} 、 \dot{Z}_{wjl} 和 \ddot{Z}_{wjl} 为第 i 车体第 j 转向架第 l 个轮对的竖向位移、速度和加速度. 其余符号同上.

若所分析运行段上有 N_v 节车辆, 每节车辆有 N_l 个转向架, 每一转向架有 N_k 个轮对, 则对应于第 n 阶振型的广义力 F_n 为

$$F_n = \sum_{i=1}^{N_v} \sum_{j=1}^{N_l} \sum_{l=1}^{N_k} P_{jlw} \Phi_n(x_{ijl}). \quad (9)$$

将(8)式代入(9)式可得

$$F_n = \sum_{i=1}^{N_v} \sum_{j=1}^{N_l} \sum_{l=1}^{N_k} P_{jlw} \Phi_n(x_{ijl}) [P_{sl} + K_{li}(Z_{tj} + \Gamma_{jlwi}\Phi_{tj} - Z_{wjl}) + C_{li}(\dot{Z}_{tj} + \Gamma_{jlwi}\dot{\Phi}_{tj} - \dot{Z}_{wjl}) - m_{wjl}\ddot{Z}_{wjl}], \quad (10)$$

式中, x_{ijl} 为第 i 节车第 j 转向架第 l 个轮对在轨面上的位置.

3 动力方程的解耦

从前述分析可知, 尽管将轨道-路基模型通过子结构法将其转换成相互独立的模态方程, 并取几个低阶振型参与车-路体系的动力分析计算, 但如何将轨道-路基模型与车辆模型的动力方程联系到一起并进行求解将是一个重要的问题.

以往轮轨动力耦合作用主要是通过 Hertz 非线性接触理论^[6-8]即轮轨接触力来实现的. 而本文则依据车-路振动的位移相容条件进行解耦或求解.

3.1 轮对位移方程(联系方程)

按前述假定, 列车运行时, 轮对的竖向位移与钢轨运动的位移协调方程为

$$Z_{w\bar{j}} = Z_r(x_{ijl}) + Z_s(x_{ijl}), \quad (11)$$

式中, $Z_s(x_{ijl})$ 为轨面 x_i 处轨道垂直不平顺值, 为一模拟值.

将(5)式代入(11)式可得

$$Z_{w\bar{j}} = \sum_{n=1}^N A_n \Phi_n(x_{ijl}) + Z_s(x_{ijl}), \quad (12)$$

将(12)式代入(2)、(3)两式方程右边并给出通用表达式可得

$$\left. \begin{aligned} & \sum_{j=1}^{N_l} \left\{ \begin{aligned} & \sum_{l=1}^{N_k} (K_{1i} Z_{wjl} + C_{1i} \dot{Z}_{wjl}) \\ & \sum_{l=1}^{N_k} \eta_{jlw_i} (K_{1i} Z_{wjl} + C_{1i} \dot{Z}_{wjl}) \end{aligned} \right\} = \\ & \sum_{j=1}^{N_l} \left\{ \begin{aligned} & \sum_{l=1}^{N_k} \sum_{n=1}^N \Phi_n(x_{ijl}) (K_{1i} A_n + C_{1i} \dot{A}_n) + K_{1i} Z_s(x_{ijl}) + C_{1i} \dot{Z}_s(x_{ijl}) \\ & \sum_{l=1}^{N_k} \sum_{n=1}^N \Phi_n(x_{ijl}) \eta_{jlw_i} (K_{1i} A_n + C_{1i} \dot{A}_n) + \eta_{jlw_i} (K_{1i} Z_s(x_{ijl}) + C_{1i} \dot{Z}_s(x_{ijl})) \end{aligned} \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

3.2 车-路体系动力平衡方程

前述分析已知车辆的振动方程和轨道-路基的模态方程, 要分析车-路耦合体系的振动特性, 必须将它们组合在一起, 并将位移的联系方程代入, 整理后可得二系悬挂条件下车-路体系竖向振动方程组

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} M_{ci} & 0 \\ 0 & J_{ci} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{Z}_{ci} \\ \dot{\varphi}_{ci} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2C_{2i} & 0 \\ 0 & 2C_{2i}l_{ci}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{ci} \\ \varphi_{ci} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2K_{2i} & 0 \\ 0 & 2K_{2i}l_{ci}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{ci} \\ \varphi_{ci} \end{Bmatrix} - \\ & \begin{bmatrix} C_{2i} & C_{2i} \\ C_{2i}l_{ci} & -C_{2i}l_{ci} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{t1} \\ Z_{t2} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} K_{2i} & K_{2i} \\ K_{2i}l_{ci} & -K_{2i}l_{ci} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{t1} \\ Z_{t2} \end{Bmatrix} = 0, \end{aligned} \quad (14a)$$

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} M_{tj} & 0 \\ 0 & J_{tj} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{Z}_{tj} \\ \dot{\varphi}_{tj} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{2i} + N_k C_{1i} & 0 \\ 0 & N_k C_{1i} l_{wi}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{tj} \\ \varphi_{tj} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{2i} + N_k K_{1i} & 0 \\ 0 & N_k K_{1i} l_{wi}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{tj} \\ \varphi_{tj} \end{Bmatrix} - \\ & \begin{bmatrix} C_{2i} & \eta C_{2i} l_{ci} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{ci} \\ \varphi_{ci} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} K_{2i} & \eta K_{2i} l_{ci} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{ci} \\ \varphi_{ci} \end{Bmatrix} = \\ & \sum_{j=1}^{N_k} \left\{ \begin{aligned} & \left[\sum_{n=1}^N \Phi_n(x_{ijl}) (K_{1i} A_n + C_{1i} \dot{A}_n) + K_{1i} Z_s(x_{ijl}) + C_{1i} \dot{Z}_s(x_{ijl}) \right] \\ & \left[\sum_{n=1}^N \Phi_n(x_{ijl}) \eta_{jlw_i} (K_{1i} A_n + C_{1i} \dot{A}_n) + \eta_{jlw_i} (K_{1i} Z_s(x_{ijl}) + C_{1i} \dot{Z}_s(x_{ijl})) \right] \end{aligned} \right\}, \end{aligned} \quad (14b)$$

$$\begin{aligned} M_n \ddot{A}_n + C_n \dot{A}_n + K_n A_n = & \sum_{i=1}^{N_v} \sum_{j=1}^{N_l} \sum_{l=1}^{N_k} P_{jilw} \Phi_n(x_{ijl}) \left\{ P_{sl} + K_{1i} (Z_{tj} + \eta_{jlw_i} \varphi_{tj} - Z_{wjl}) + \right. \\ & \left. C_{1i} (Z_{tj} + \eta_{jlw_i} \varphi_{tj} - Z_{wjl}) - m_{wjl} \left[\sum_{n=1}^N \dot{A}_n \Phi_n(x_{ijl}) + \dot{Z}_s(x_{ijl}) \right] \right\}. \end{aligned} \quad (14c)$$

其方程总数为: $[2 \cdot N_v(1 + N_l) + N]$. N 为轨道-路基模态方程组数. 取有代表性的几组低阶振型迭加, 比如 N 取 10. 动力方程采用 Newmark- β 法进行求解.

3.3 轨面不平顺激励位移的模拟

由于轨面不平顺的存在, 在机车车辆沿着轨道运行过程中, 也会引起机车车辆和轨道的振动. 轨面不平顺因为轨道结构、接头、焊接、基床的变形等原因形成了不同类型的轨面不平顺^[21],

但总括起来可以用随机不平顺来描述.

在测定轨道的竖向不平顺时, 常采用弦测法^[22], 对应于不同频率, 不平顺值为

$$Z_t(x) = Z_0 \sin(2\pi f_s x), \quad (15)$$

式中, $Z_t(x)$ 为任一给定位置处的不平顺值; Z_0 为振幅; f_s 为对应的频率.

从这一概念出发, 本文根据轨道不平顺养护维修管理目标^[23], 将轨面不平顺模拟为

$$Z_s(x) = A_s \sin\left[\frac{2\pi V}{L_s} t + \eta\right], \quad (16)$$

式中, V 为车速, L_s 为目标管理对应的波长; A_s 为不平顺目标管理值; η 为相应于不同位置的随机数(0~1.0), 则

$$\dot{Z}_s(x_{ijl}) = \frac{2\pi V}{L_s} A_s \cos\left[\frac{2\pi V}{L_s} t + \eta\right], \quad (17)$$

$$\ddot{Z}_s(x_{ijl}) = -\frac{4\pi^2 V^2}{L_s^2} A_s \sin\left[\frac{2\pi V}{L_s} t + \eta\right]. \quad (18)$$

4 车-路模型的理论分析计算

根据上述车-路动力相互作用模型及动力平衡运动方程, 通过编程, 采用 Newmark- β 法求解, 可得到下列反映车辆运行品质和路基设计参数的理论计算指标.

1) 第 i 个车辆的车体加速度

$$a_i = \left[\ddot{Z}_{ci} + \frac{l_p}{l_u} \ddot{\phi}_{ci} \right], \quad (19)$$

式中, l_p 为离开车体中心的距离; l_u 为轮对中心至车体的中心距; ϕ_{ci} 意义上.

2) 第 i 个车辆第 j 个轮对的轴重减载率

$$D_j = \frac{p_{ilw} - p_{sl}}{p_{sl}} = \frac{p_{ilw}}{p_{sl}} - 1, \quad (20)$$

式中, p_{ilw} 为列车运行时的动轮重; p_{sl} 为平均静轮重.

3) $x = x_p$ 处的轨面动挠度或动变形

$$Z_r(x) = \sum_{n=1}^N A_n \Phi_n(x) |_{x=x_p}, \quad (21)$$

式中, A_n 为对应第 n 阶振型的广义坐标; $\Phi_n(x)$ 为某一位置处($x = x_p$) 第 n 阶振型函数.

5 车-路垂向耦合动力模型建立的意义和结论

1) 将轨道-路基体系作为整个车-路系统的一部分纳入动力计算分析中, 能更完整、准确地反映车-路体系的动力特性.

2) 对于低速铁路, 可将车-路体系的问题离散成相对各子系统的静力、半静力和动力问题来解决. 显然, 这里的车-路体系的动力分析模型是适合轨道交通尤其是高速铁路的一个分析模型.

3) 将轨道-路基作为参振子结构纳入车辆计算模型, 能够充分反映车辆对轨下基础及轨下基础对车辆的相互作用, 从而为解决部分设计参数提供理论分析依据.

4) 考虑两系悬挂的车辆-轨道动力分析模型, 将为更准确地分析车辆与路基的相互作用关系奠定了基础.

5) 模型能够考虑轨下基础(包括路基刚度、枕木间距、地基状态、轨面工务养护标准)等路基设计参数对于车辆运行品质(包括车辆的舒适度、安全性)的影响问题。为更好地解决轨道交通下部结构和上部车辆系统的体系匹配问题提供了分析基础。

当然,模型还可以从更复杂的车辆体系、全方位耦合以及轨下基础结构单元的精确离散等方面加以深入研究和进一步的改进。

[参 考 文 献]

- [1] 柯在田,张锻.准高速铁路线上桥梁动力性能的研究[J].铁道建筑,1991,12(增刊:准高速铁路):62-69.
- [2] 张楠,夏禾.铁路桥梁在高速列车作用下的动力响应分析[J].工程力学,2005,22(3):144-151.
- [3] 夏禾,陈英俊.车-梁-墩体柔动力相互作用分析[J].土木工程学报,1992,25(2):1-12.
- [4] 沈锐利.高速铁路简支梁桥竖向允许刚度及分析方法[J].西南交通大学学报,1995,30(4):368-375.
- [5] SONG Myung-kwan, Noh Hyuk-chun, Choi Chang-koon. A new three-dimensional finite element analysis model of high-speed train-bridge interactions[J]. Engineering Structures, 2003, 25(13): 1611-1626.
- [6] 翟婉明.车辆-轨道垂向系统的统一模型及其耦合动力学原理[J].铁道学报,1992,14(3):10-21.
- [7] 翟婉明,王其昌.轮轨动力分析研究[J].铁道学报,1994,16(1):65-72.
- [8] 李成辉.轨道结构振动理论研究[D].成都:西南交通大学,1996,13-24
- [9] Knothe K L, Grassie S L. Modeling of railway track and vehicle/ track interaction at high frequencies [J]. Vehicle System Dynamics, 1993, 22(3/4): 209-262.
- [10] Nielsen J C O, Igeland A. Vertical dynamic interaction between train and track-influence of wheel and track imperfections[J]. Journal of Sound and Vibration, 1995, 187(5): 825-839.
- [11] Tunna J M. Wheel/ rail forces due to wheel irregularities[A]. In: Proceedings of the Ninth International Wheelset Congress [C]. Montreal, Canada, 1988, 6-12.
- [12] Chang C S, Adegoke C W, Selig E T. Geotrack model for railroad track performance[J]. J Geotec Eng, ASCE, 1980, 106(11): 1201-1218.
- [13] 柴锦春,杨灿文.铁路路基应力应变计算方法[J].路基工程,1988,(3):48-52.
- [14] Toshiakazu Hanazato, Nishishinjuku, Shinjuku-ku. Three-dimensional analysis of traffic-induced ground vibration[J]. J Geotechnical Eng, ASCE, 1991, 117(8): 1133-1151.
- [15] 李军世,李克钊.高速铁路路基动力反应的有限元分析[J].铁道学报,1995,17(1):66-75.
- [16] LI Ding-qing, Ernest T. Wheel/ track dynamic interaction-track substructure perspective[J]. Vehicle System Dynamic, 1995, 24(Supp): 183-196.
- [17] 梁波,蔡英,朱东生.车-路垂向耦合系统的动力分析[J].铁道学报,2000,22(5):65-71.
- [18] LIANG Bo, CAI Ying, ZHU Dong-sheng. Dynamic analysis of the vehicle-subgrade model of vertical coupled system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 245(1): 79-93.
- [19] 夏禾.车辆与结构动力相互作用[M].北京:科学出版社,2002,14-25.
- [20] 张楠,夏禾.高速铁路铰接式列车车桥系统动力响应分析[J].工程力学,2004,21(2):46-53.
- [21] Newton S G, Clark R A. An investigation into the dynamic effects on the track of wheel flats on railway vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, Part C, 1979, 21(4): 287-297.
- [22] 张定贤.机车车辆轨道系统动力学[M].北京:中国铁道出版社,1996,35-41.

[23] 罗林. 高速铁路的轨道平顺性问题[J]. 铁道建筑, 1991, 12(增刊: 准高速铁路): 45-49.

Dynamic Model of the Vertical Vehicle-Subgrade Coupled System Under Secondary Suspension

LIANG Bo¹, LUO Hong², MA Xue-ning³

(1. School of Civil Engineering and Architecture, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, P. R. China ;

2. School of Automobile Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, P. R. China ;

3. School of Civil Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, P. R. China)

Abstract: As is known, track transportation can be divided into track system above and track system below. While the train is moving, the parts above and below are interacted and influenced. Therefore, in fact, the problem of track transportation is the match between the vehicle and the railway line system. On a basis of dynamic analysis of the vehicle-subgrade model of vertical coupled system under primary suspension, utilizing track maintenance standard and simulating track irregularity excitation, the dynamic interaction of vehicle-track-subgrade system was researched in theory and dynamic model of the vertical vehicle-track-subgrade coupled system under secondary suspension was established by compatibility condition of deformation. Even this model considers the actual structure of a vehicle, also considers vibration characteristic of the substructure of track including subgrade and foundation. All the work is beneficial for understanding and design about the dynamic characters of subgrade in high speed railway.

Key words: secondary suspension; vehicle; subgrade; dynamic model; coupled analysis