

文章编号:1005-0523(2001)01-0035-06

# 提速线路轨道过渡段动力响应分析

毛利军<sup>1</sup>, 雷晓燕<sup>2</sup>, 杜厚智<sup>3</sup>

(华东交通大学 1.土木建筑学院; 2.校办; 江西 南昌 330013; 3.南昌铁路局, 江西 南昌 330002)

**摘要:** 利用车辆—轨道耦合动力有限元计算模型,对轨道过渡段不同工况进行仿真分析,讨论了两种因素对轨道过渡段动力系数的影响,得出不同于传统观点的结论<sup>19</sup>。计算结果表明,过渡段轨道底部刚度的突变并不直接导致动力系数的增大,而一旦存在不平顺折角,轮轨之间的动力系数将急剧增大<sup>19</sup>。

**关键词:** 提速线路; 轨道过渡段; 动力响应

**中图分类号:** U213.13      **文献标识码:** A

## 0 引言

我国铁路既有线路和提速线路中存在着大量桥梁、平交道口和刚性涵管<sup>19</sup>。轨道从路基线路过渡到这一区域前后存在刚度突变<sup>19</sup>。试验表明,机车车辆通过刚度突变区时,附加动力作用明显加大,高达1~2倍,导致轨道累积变形增大,石碴粉化,道床翻浆,轨枕空吊,继而引发行车事故<sup>19</sup>。随着列车速度的提高,这种现象愈来愈严重<sup>[8] 19</sup>。目前全国铁路正在全面提速,而且正在加快准高速和高速化的步伐,过渡段问题如得不到很好的解决,将会成为制约我国铁路提速事业发展的重要因素<sup>19</sup>。

传统的观点认为<sup>[8]</sup>,轨道路基刚度的突变造成车辆—轨道系统动力特性的扰动,这直接导致过渡段动力作用的增大<sup>19</sup>。本文通过建立车辆—轨道耦合系统动力有限元模型,对高速列车下轨道结构作动力响应仿真分析,得出了不同的结论<sup>19</sup>。

## 1 车辆—轨道有限元动力计算模型

关于车辆—轨道垂向振动的仿真计算,国内外已有多种模型,其中较有代表性的是西南交通大学翟婉明开发的车辆—轨道垂向耦合振动仿真计算程序VICT软件包<sup>[5] 19</sup>。本文模型吸取翟婉明VICT软件包长处,同时采用车辆、轨道振动方程分开求解的有限元法,有效的模拟了轮轨之间的赫兹非线性接

触,并使编程简单化<sup>19</sup>。

### 1.1 基本假设与计算模型

为了保证精度的前提下简化计算,在模型中采用下列假设<sup>[1~3]</sup>:

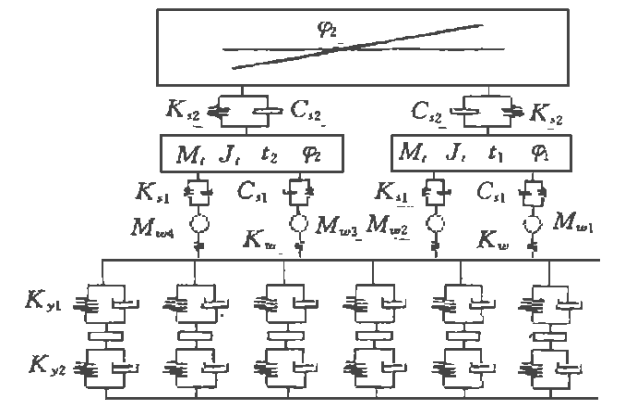


图1 整车附有二系弹簧质量轨道模型

- 1) 仅考虑轮轨竖向动力效应和纵向动力效应;
- 2) 轨道和上部结构沿线路方向左右对称,可取其半结构研究;
- 3) 上部结构为附有二系弹簧系统的整车模型,车体和转向架考虑沉浮振动和点头振动;
- 4) 轮轨间的接触弹簧系数由赫兹公式得出;
- 5) 钢轨被视为支承在弹性支座上的 Euler 梁,轨下垫层和枕下道床的支承弹性及阻尼用等效的弹

收稿日期:2000-09-04; 修订日期:2000-10-11

基金项目:教育部、高等学校骨干教师资助项目<sup>19</sup>。

作者简介:毛利军(1955-),男,山东省泗水人,华东交通大学在读研究生<sup>19</sup>。

性系数  $K_{x1}$ ,  $K_{y1}$  和阻尼系数  $C_{x1}$ ,  $C_{y1}$  表示;

6) 轨枕的质量作为集中质量处理, 施加于各支座位点上;

7) 道碴的质量简化为集中质量并仅考虑竖向振动效应; 道碴下路基的支承弹性系数和阻尼系数分别用  $K_{y1}$  和  $C_{y2}$  表示;

1.2 上部车辆结构模型

在附有二系弹簧的整车模型中<sup>[3]</sup>, 考虑车体和转向架的沉浮振动和点头振动, 一辆车有十个自由度, 如图 19. 车辆单元的结点位移和结点力记为:

$$\{a\}_u = \{v_c \quad \varphi \quad v_{i1} \quad v_{i2} \quad \varphi \quad \varphi \quad v_{w1} \quad v_{w2} \quad v_{w3} \quad v_{w4}\}^T$$

$$[K]_u = \begin{bmatrix} 2K_{s2} & 0 & -K_{s2} & -K_{s2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 2L_2^2 K_{s2} & -L_2 K_{s2} & L_2 K_{s2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 2K_{s1} + K_{s2} & 0 & 0 & 0 & -K_{s1} & -K_{s1} & 0 & 0 \\ & & & 2K_{s1} + K_{s2} & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{s1} & -K_{s1} \\ & & & & 2L_1^2 K_{s2} & 0 & -K_{s1} L & -K_{s1} L & 0 & 0 \\ & & & & & 2L_1^2 K_{s2} & 0 & 0 & -K_{s1} L & K_{s1} L \\ & & & & & & K_{s1} & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & K_{s1} & 0 & 0 \\ & & & & & & & & K_{s1} & 0 \\ & & & & & & & & & K_{s1} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$[C]_u = \begin{bmatrix} 2C_{s2} & 0 & C_{s2} & C_{s2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 2L_2^2 C_{s2} & -L_2 C_{s2} & L_2 C_{s2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 2C_{s1} + C_{s2} & 0 & 0 & 0 & -C_{s1} & -C_{s1} & 0 & 0 \\ & & & 2C_{s1} + C_{s2} & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{s1} & -C_{s1} \\ & & & & 2L_1^2 C_{s2} & 0 & -K_{s1} L & -K_{s1} L & 0 & 0 \\ & & & & & 2L_1^2 C_{s2} & 0 & 0 & -K_{s1} L & -K_{s1} L \\ & & & & & & C_{s1} & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & C_{s1} & 0 & 0 \\ & & & & & & & & C_{s1} & 0 \\ & & & & & & & & & C_{s1} \end{bmatrix} \quad (4)$$

矩阵中  $2L_1$  为转向架上两悬挂系统中心之间的距离;  $2L_1$  为车体上两转向架中心之间的距离<sup>[3]</sup>

1.3 下部结构广义梁单元

为了便于计算程序的设计和减小总刚度矩阵的带宽, 本文采用雷晓燕轨道结构广义梁单元理论<sup>[4]</sup>, 即将道碴竖向自由度紧凑到梁单元结点自由度中, 使原来 3 结点自由度梁单元变为 4 结点自由度广义梁单元<sup>[13]</sup>这时, 单元结点位移和结点力记为:

$$\{a\}_l = \{u_1 \quad v \quad \theta \quad \psi \quad u_2 \quad v \quad \theta \quad \psi\}^T$$
$$\{F\}_l = \{U_1 \quad V_1 \quad M_1 \quad V_1^* \quad U_2 \quad V_2 \quad M_2 \quad V_2^*\}^T$$

$$\{Q\}_l = \{-M_c G \quad 0 \quad -M_t g \quad -M_t g \quad 0 \quad 0 \quad F_1 \quad F_2 \quad F_3 \quad F_4\}^T$$

其中  $F_i$  为  $-M_{wi}g + P_{wi}$ ,  $M_{w1} = M_{w2} = M_{w3} = M_{w4}$ ,  $P_{wi}$  为车辆第  $i$  轮与钢轨接触处相互作用力, 以向上为正<sup>[13]</sup>

由 Hamilton 原理得上部结构振动方程:

$$[M]_u \{a\}_u + [C]_u \{a\}_u + [K]_u \{a\}_u = \{Q\}_u \quad (1)$$

式中:

$$[M]_u = \text{diag} \{M_c \quad J_c \quad M_T \quad M_T \quad J_T \quad J_T \quad M_{w1} \quad M_{w2} \quad M_{w3} \quad M_{w4}\} \quad (2)$$

由 Hamilton 原理可得动力问题限元方程为

$$[M]_l \{a\}_l + [C]_l \{a\}_l + [K]_l \{a\}_l = \{Q\}_l \quad (5)$$

式中

$$[M]_l = \sum_e [M]_l^e \quad [C]_l = \sum_e [C]_l^e \quad [K]_l = \sum_e [K]_l^e \quad \{Q\}_l = \sum_e \{Q\}_l^e$$
 分别是下部结构质量矩阵、下部结构阻尼矩阵、下部结构刚度矩阵, 下部结构等效荷载向量<sup>[13]</sup>

在轨道结构广义梁单元中, 单元质量矩阵、单元刚度矩阵、单元阻尼矩阵及单元等效荷载矩阵分别为

$$[M]_l^e = \frac{pAl}{420} \begin{bmatrix} 140 + m_p & 0 & 0 & 0 & 70 & 0 & 0 & 0 \\ & 156 + m_p & -22l & 0 & 0 & 54 & 13l & 0 \\ & & 4l^2 & 0 & 0 & -13l & -3l^2 & 0 \\ & & & m_d & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 140 + m_p & 0 & 0 & 0 \\ \text{对} & & & & & 156 + m_p & 22l & 0 \\ & & & & & & 4l^2 & 0 \\ & & & & & & & m_d \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$[K]_l^e = \begin{bmatrix} EA/l + K_{x1} & 0 & 0 & 0 & -EA/l & 0 & 0 & 0 \\ & 12EI/l^3 + K_{y1} & -6EI/l^2 & -K_{y1} & 0 & -12EI/l^3 & -6EI/l^2 & 0 \\ & & 4EI/l & 0 & 0 & 6EI/l^2 & 2EI/l & 0 \\ & & & K_{y1} + kK_{y2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & EA/l + K_{x1} & 0 & 0 & 0 \\ \text{对} & & \text{称} & & & 12EI/l^3 + K_{y1} & 6EI/l^2 & -K_{y1} \\ & & & & & & 4EI/l & 0 \\ & & & & & & & K_{y1} + K_y \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$[C]_l^e = [C_b]^e + [C_D]^e \quad (8)$$

$$\text{其中} \quad [C_b]^e = \alpha[M_b]^e + \beta[K_b]^e \quad (9)$$

$[M_b]^e, [K_b]^e$  分别为梁单元一致质量矩阵和一致刚度矩<sup>[4](13)</sup>

$$[C_D]^e = \begin{bmatrix} C_{x1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & C_{y1} & 0 & -C_{y1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & C_{y1} + C_{y2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & C_{x1} & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & C_{y1} & 0 & -C_{y1} \\ & & & & & & 0 & 0 \\ & & & & & & & C_{y1} + C_{y2} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$\{Q\} = \left\{ \frac{b}{l} P_x \quad -\frac{P_y b^2}{l^3} (l + 2a) \quad \frac{P_y ab^2}{l^2} \quad 0 \right. \\ \left. \frac{a}{l} P_x \quad -\frac{P_y a^2}{l^3} (l + 2b) \quad -\frac{P_y a^2 b}{l^2} \quad 0 \right\} \quad (11)$$

在上下两子系统中要解如下的二阶常微分方程组<sup>(13)</sup>

$$[M] \{ \ddot{x} \} + [C] \{ \dot{x} \} + [K] \{ x \} = \{ Q \} \quad (12)$$

利用 Newmark 数值积分法,系统由  $t_0$  时刻到  $t = t_0 + \Delta t$  时刻的运动方程,由下列各式得:解<sup>(13)</sup>式得  $t$  时刻位移 $^t X$ ,将 $^t X, ^0 X, ^0 \dot{X}$  代入<sup>(14)</sup> <sup>(15)</sup>,得  $t$  时刻速度 $^t \dot{X}$ 、加速度 $^t \ddot{X}$ <sup>(13)</sup>

$$(K + a_1 M + a_2 C) ^t X = ^t P + M (a_1 ^0 X + a_3 ^0 \dot{x} + a_4 ^0 \ddot{X}) + C (a_2 ^0 X + a_5 ^0 \dot{X} + a_6 ^0 \ddot{X}) \quad (13)$$

$$^t \dot{X} = a_2 (^t X - ^0 X) - a_5 ^0 \dot{X} - a_6 ^0 \ddot{X} \quad (14)$$

$$^t \ddot{X} = a_1 (^t X - ^0 X) - a_3 ^0 \dot{X} - a_4 ^0 \ddot{X} \quad (15)$$

式中

$$a_1 = \frac{1}{\alpha \Delta t^2}, a_2 = \frac{\delta}{\alpha \Delta t}, a_3 = \frac{1}{\alpha \Delta t}, a_4 = \frac{1}{2\alpha} - 1,$$

$a_5 = \frac{\delta}{\alpha} - 1, a_6 = (\frac{\delta}{2\alpha} - 1) \Delta t, \alpha, \delta$  为 Newmark 参数,可取  $\alpha = 0.25, \delta = 0.5$ <sup>(13)</sup>左上标<sup>0</sup>  $\{ \}$ 和 $^t \{ \}$ 分别表示  $t_0, t$  时刻相应向量<sup>(13)</sup>

2 轨道——车辆耦合系统有限元方程数值解的实现

2.1 Newmark 数值积分法

轨道结构、车辆结构作为一个耦合的系统,如果将其作为一个耦合的方程组求解,不仅系统的自由度大,而且由于车辆的运动,方程的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵在每一时步都需组集求解,计算不经济,更为严重的是,车辆结构组集到轨道结构后导致的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵的非对称性,使得编程难度增加<sup>(13)</sup>本文将耦合的系统分解为上部车辆系统和下部轨道系统<sup>[8]</sup>,利用现有的下部轨道结构振动程序<sup>[3]</sup>,对两系统分别单独求解,两系统间通过几何相容条件和相互作用力的平衡来联系<sup>(13)</sup>

2.2 迭代算法

1. 时间迭代*i*步开始,所有初始变量<sup>0</sup>*X<sub>l</sub>*,<sup>0</sup>*X<sub>l</sub>*,<sup>0</sup>*X<sub>l</sub>*及<sup>0</sup>*X<sub>u</sub>*,<sup>0</sup>*X<sub>u</sub>*,<sup>0</sup>*X<sub>u</sub>*已知(13)轮轨相互作用力*F*为最近一次迭代所得值(13)为轮轨作用力列向量(13)

1.1 在第一次迭代步中,*F*为预设值(13)并由赫兹公式计算轮轨间相对位移,取初始轨道位移值为零,可计算得车轮初始位移(13)

$$y_i = GF_i^{\frac{2}{3}} \tag{16}$$

$$\psi_i = y_i + \psi_i \tag{17}$$

其中,*y<sub>i</sub>*为第*i*车轮与钢轨的接触相对位移,*ψ<sub>i</sub>*为第*i*车轮下钢轨位移,*ψ<sub>i</sub>*为第*i*车轮的绝对位移(13)

1.2 形成上部车辆结构的等刚度矩阵(13)

$$\hat{K} = K_u + a_1 M_u + a_2 C_u \tag{18}$$

2. 在每一时间迭代步内交叉对上、下部结构求解动力方程,得出该时刻的动态响应(13)

2.1 按(19)式计算轮轨相互作用力*F*,并将其作为外荷载施加于下部结构,解下部结构振动方程式(12)得下部结构的有限元解(13)

$$F_i = \begin{cases} \frac{1}{G^{\frac{2}{3}}} (|\psi_i - \psi_i|)^{\frac{3}{2}} & \text{当 } \psi_i - \psi_i < 0 \text{ 时} \\ 0 & \text{当 } \psi_i - \psi_i > 0 \text{ 时} \end{cases} \tag{19}$$

其中*F<sub>i</sub>*轮轨作用力向量的第*i*个轮与钢轨之间的作用力(13)*ψ<sub>i</sub>*为第*i*个轮的位移,*ψ<sub>i</sub>*为与第*i*个轮接触点处钢轨位移,均取上一次迭代步值,以向上为正(13)

2.2 收敛性判断

A:计算差值及其范数

$$\{\Delta X_i^{(k)}\} = \{X_i\} - \{X_i^{(k)}\} \tag{20}$$

其中{*X<sub>i</sub>*}、{*X<sub>i</sub><sup>(k)</sup>*}分别为当前迭代步及上一迭代步结束时的下部结构结点位移向量(13)为上一迭代步(13)

B:收敛准则

$$\frac{Norm\{\Delta X_i^{(k)}\}}{Norm\{\Delta X_i^{(0)}\}} \leq \epsilon \tag{21}$$

其中  $\epsilon$ 取  $1.0 \times 10^{-8} \sim 1.0 \times 10^{-5}$  之间的数(13)

2.3 决定是否终止迭代

A:如果收敛性没有得到满足则修正  $\Delta X_i^{(k)}$ ,通常可取  $X_i^{(k+1)} = X_i^{(k)} + \Delta X_i^{(k)}$  (22)

为下一迭代步修正值(13)转 2.4 步继续迭代计算(13)

B:如果收敛性得到满足,计算轨道结构速度、加速度,转下一时步继续计算(13)

2.4 由上步中得到的*F*形成上部结构单元荷载向量,并由下式进而形成上部结构等效荷载向量<sup>*t*</sup>*Q<sub>u</sub>*(13)

$$\begin{aligned} {}^tQ_u = {}^tP_u &+ M_u(a_1^0 X_u + a_3^0 X_u + a_4^0 X_u) \\ &+ C_u(a_2^0 X_u + a_5^0 X_u + a_6^0 X_u) \end{aligned} \tag{23}$$

2.5 求解方程式(13),得上部结构振动位移向量<sup>*t*</sup>*X<sub>u</sub>*,将<sup>*t*</sup>*X<sub>u</sub>*代入(14)(15)式求得其他未知量(13)

2.6 将上式解得的上部结构轮位移 *ψ<sub>i</sub>* 代入下式得轮轨间作用力

$$F_i = \begin{cases} -\frac{1}{G^{\frac{2}{3}}} (|\psi_i - \psi_i|)^{\frac{3}{2}} & \text{当 } \psi_i - \psi_i < 0 \text{ 时} \\ 0 & \text{当 } \psi_i - \psi_i > 0 \text{ 时} \end{cases} \tag{24}$$

各符号意义同 2.1 步(13)

3. 进入下一时间迭代步,令 *i*←*i* + 1 转到 1 步运行(13)

3 轨道过渡段车辆、轨道动力响应

实际过渡线路在长期运营过程中,由于两端轨道刚度的不同,导致轨道沉降不均,使得过渡段两端存在一定的沉降差<sup>[6]</sup> 19本文考虑了这一点,并采用直线形式过渡 19如图 2 所示,过渡段长度取为 20 m,轨道连接过渡段折角不平顺取 α=0, 0.003, 0.006, 0.009, 0.012 rad 等四种工况 19.为了全面探讨轨道过渡段附加动力作用增大的影响因素,本文还细分了不同行车速度和轨道底部刚度对车辆、轨道的动力响应 19.列车速度分别取 *v* = 60, 160, 250, 350 Km/h 四档 19.刚性段轨道底部刚度取 *n* = 10、100 倍普通路基段底部刚度值,如图 3 所示 19.

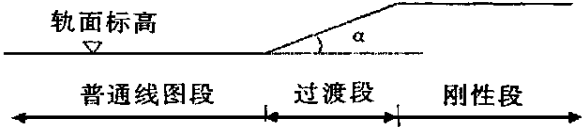


图 2 轨道过渡段折角

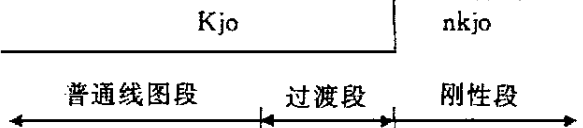


图 3 轨道底部刚度

作为分析和评价过渡轨道动力学响应的指标,本文考虑了下列四项:1) 轮轨垂向力 *P* (N) 19.2) 车体垂向加速度 *a<sub>v</sub>* (m/s<sup>2</sup>), 3) 钢轨垂向位移 *Z<sub>g</sub>* (mm), 4) 钢轨垂向加速度 *a<sub>r</sub>* (m/s<sup>2</sup>) 19.

在本文的算例中,轨道参数采用了我国高速铁路轨道的设计参数,而车辆结构则采用了法国的 TGV 动车结构参数 19.

3.1 轨道过渡段路基刚度效应分析

以下各表为路基刚度  $K_f = 1.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ , 刚度段路基刚度为  $10 K_f$  和  $100 K_f$  时, 不同轨道过渡段轨道折角不平顺幅值  $\alpha(\text{rad})$  条件下, 行车速度  $V = 250 \text{ Km/h}$  时最大轮轨垂向力、最大钢轨垂向加速度、最大车体加速度的路基刚度效应计算结果<sup>19</sup>.

1) 轮轨垂向力路基刚度效应分析

表 1 表明刚度段路基刚度增大时轮轨垂向力的最大值非常接近, 可见轮轨垂向作用的路基刚度效应并不明显<sup>19</sup>.

2) 钢轨垂向加速度路基刚度效应分析

表 2 表明刚度段路基刚度增大时钢轨垂向加速度的最大值并无变化, 可见钢轨垂向加速度的路基刚度效应也不明显<sup>19</sup>.

3) 车体垂向加速度路基刚度效应分析

表 3 表明刚度段路基刚度增大时车体垂向加速度的最大值变化不大, 可见车体垂向加速度路基刚度效应不明显<sup>19</sup>.

表 1 轮轨垂向力路基刚度效应(KN)

| 路基刚度    | 轨道折角( rad) |       |       |       |       |
|---------|------------|-------|-------|-------|-------|
|         | 0          | 0.003 | 0.006 | 0.009 | 0.012 |
| 10 kf0  | 123        | 277   | 467   | 671   | 885   |
| 100 kf0 | 125        | 276   | 468   | 672   | 885   |

表 2 钢轨垂向加速度路基刚度效应(m/s<sup>2</sup>)

| 路基刚度    | 轨道折角( rad) |       |       |       |       |
|---------|------------|-------|-------|-------|-------|
|         | 0          | 0.003 | 0.006 | 0.009 | 0.012 |
| 10 kf0  | 92.2       | 404   | 784   | 1200  | 1620  |
| 100 kf0 | 92.5       | 404   | 785   | 1200  | 1620  |

表 3 车体垂向加速度路基刚度效应(m/s<sup>2</sup>)

| 路基刚度    | 轨道折角( rad) |       |       |       |       |
|---------|------------|-------|-------|-------|-------|
|         | 0          | 0.003 | 0.006 | 0.009 | 0.012 |
| 10 kf0  | 1.6        | 2.04  | 2.46  | 3.6   | 4655  |
| 100 kf0 | 1.48       | 2.08  | 2.54  | 3.62  | 4.12  |

4) 轨道过渡段路基刚度效应分析小结

由上述计算分析可知, 最大轮轨垂向力、最大钢轨垂向加速度的路基刚度效应不明显, 只有最大车体加速度在刚度段路基刚度增大时呈现一定的不规律性, 这主要是由于车体垂向加速度一定的随机性造成的, 但如果将个别最大值除外, 整个过渡段不同路基刚度下的刚度效应是不大的<sup>19</sup>.

3.2 折角效应计算分析

以下各图计算分析条件为路基刚度  $K_f = 1.57 \times 10^7 \text{ N/m}$ , 不同行车速度  $V$  条件下, 过渡段轨道折角  $\alpha = 0、0.003、0.006、0.009、0.012 \text{ rad}$  时最大轮轨垂向力、最大钢轨垂向加速度、最大车体加速度的折

角效应计算结果<sup>19</sup>.

1) 轮轨垂向力的折角效应分析

由图 4 可知, 当列车速度一定时, 最大轮轨垂向力  $P$  对轨道过渡段折角不平顺幅值  $\alpha$  的大小非常敏感<sup>19</sup>折角幅值越大, 对  $P$  的影响越大<sup>19</sup>以  $V = 250 \text{ Km/h}$  为例, 当  $\alpha = 0.006 \text{ rad}$  和  $\alpha = 0.009 \text{ rad}$  时, 与平顺的过渡段相比,  $P$  分别增大 274% 和 438%<sup>19</sup>.

2) 钢轨垂向加速度折角效应分析

由图 5 可知, 在轨道过渡段钢轨垂向加速度的折角效应也是非常明显的, 随着折角幅值的增大最大钢轨垂向加速度成倍增长<sup>19</sup>以  $V = 250 \text{ Km/h}$  为例, 当  $\alpha = 0.006 \text{ rad}$  和  $\alpha = 0.009 \text{ rad}$  时, 与平顺的过渡段相比, 最大钢轨垂向加速度分别增大 906% 和 1438%<sup>19</sup>.

3) 车体垂向加速度折角效应分析

由图 6 可知, 在轨道过渡段车体垂向加速度的折角效应也是非常明显的, 随着折角幅值的增大最大车体垂向加速度成倍增长<sup>19</sup>同样以  $V = 250 \text{ Km/h}$  为例, 当  $\alpha = 0.006 \text{ rad}$  和  $\alpha = 0.009 \text{ rad}$  时, 与平顺的过渡段相比, 最大车体垂向加速度分别增大 72% 和 105%<sup>19</sup>.

4) 钢轨垂向位移的折角效应分析

由图 7 可知, 在轨道过渡段车体垂向位移的折角效应也是非常明显的, 随着折角幅值的增大最大车体垂向加速度逐渐增长<sup>19</sup>同样以  $V = 250 \text{ Km/h}$  为例, 当  $\alpha = 0.006 \text{ rad}$  和  $\alpha = 0.009 \text{ rad}$  时, 与平顺的过渡段相比, 最大车体垂向位移分别增大 69% 和 105%<sup>19</sup>.

5) 折角效应分析小结

通过上述对不同条件下轨道过渡段折角效应的分析可知, 过渡段轨道折角不平顺对过渡段  $P、a_v、Z_g、a_r$  诸动力参数均有明显的影响, 随着折角幅值的增大而加剧; 对  $P、a_v、Z_g$  参数的影响尤为突出<sup>19</sup>若列车速度增大则轨道和车辆的各动力参数的折角效应将更加明显<sup>19</sup>.

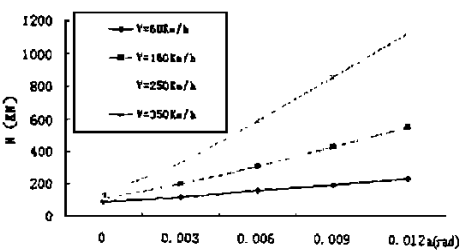


图 3a 垂向力的折角效应

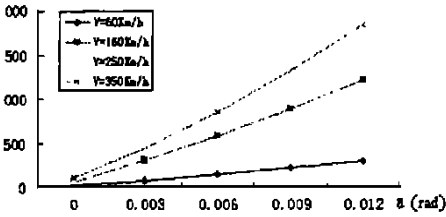


图 3b 钢轨垂向加速度的折角效应

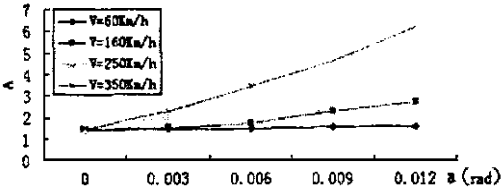


图 3c 车体加速度的折角效应

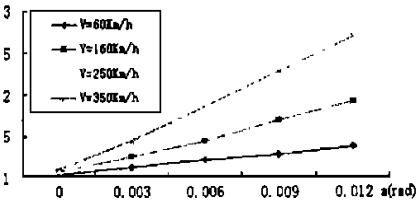


图 3d 钢轨垂位移的折角效应

4 结 论

以上以 TGV 动车为例对过渡段动力响应作了分析,若改为货车进行计算,除上部结构动力性能有所不同,下部结构的动力性能变化规律是相同的:列车高速度通过轨道过渡段时,只要过渡段轨道处于平顺状态,系统的各项动力性能都比较平稳,路基刚度效应不明显<sup>19</sup>而一旦出现轨道不平顺折角,轮轨相互作用的动力性能将发生极大变化,列车速度受

制于折角<sup>19</sup>.由此可见,加强轨道过渡段的养护,熨平过渡段折角,对减少路轨的病害非常重要<sup>19</sup>.

应该指出,由于轨道结构的复杂性,本文对该问题的研究还只是初步的,对于过渡段沉降差,本文仅讨论了直线过渡形式,进一步的研究表明,不同的过渡形式对过渡段动力性能影响差异很大<sup>19</sup>事实上,由于实际过渡形式是非常复杂和随机的,真实模拟每条线路是不可能的,如何选择合适的过渡参数,更准确的评估各因素对过渡段动力性能的影响,有待进一步的研究<sup>19</sup>.

参考文献:

[1] 王福天<sup>19</sup>.车辆动力学[M]<sup>19</sup>.北京:中国铁道出版社,1981<sup>19</sup>.  
[2] 童大坝<sup>19</sup>.铁路轨道[M]<sup>19</sup>.北京:中国铁道出版社,1990<sup>19</sup>.  
[3] 雷晓燕<sup>19</sup>.铁路轨道结构数值分析方法[M]<sup>19</sup>.北京:中国铁道出版社,1998<sup>19</sup>.  
[4] 雷晓燕<sup>19</sup>.高速列车对道碴的动力响应[J]<sup>19</sup>.铁道学报,1997<sup>19</sup>.  
[5] 翟婉明<sup>19</sup>.车辆-轨道耦合动力学[M]<sup>19</sup>.北京:中国铁道出版社,1997<sup>19</sup>.  
[6] 铁道部科技发展计划项目,阶段研究报告<sup>19</sup>轨道刚度对轨道和列车动力性能影响的仿真分析[M]<sup>19</sup>.西南交大,铁道部科学研究院,兰州铁道学院,提交报告<sup>19</sup>.  
[7] FUHENG YANG, GHISLAIN "An iterative solution method for dynamic response of bridge-vehicles systems" [A]. A·FONDER. Earthquake Engineering and Structural Dynamics 1996(25):195~215<sup>19</sup>.  
[8] ARNOLD D·KERR, BRIAN E·MORONEY "Track Transition Problems and Remedies"[J]. Bulletin 742-American Railway Engineering Association, 267.

Dynamic Response Analyses on Track Transition in High Speed Railway

MAO Li-jun<sup>1</sup>, DU Hou-zhi<sup>2</sup>, LEI Xiao-yan<sup>2</sup>

(<sup>1</sup>.School of Civil Eng. and Arch., East China Jiaotong Univ., Nanchang 330013, China; <sup>2</sup>.Presidents Office, East China Jiaotong Univ., Nanchang 330013, China; <sup>3</sup>. Nanchang Railway Bureau, 330002, China)

**Abstract:** In the paper, a conclusion different from traditional views are presented, after computer analysis of track transition considering various work conditions and discussion of two factors' influence on dynamic coefficient of track transition by using FEM dynamic computational model in which vehicle and track are considered as a coupled body. The computational results show that abrupt changes in track transition vertical stiffness do not lead to the increase in dynamic coefficient of action between wheel and rail directly, while it will increase sharply once existing angle in track transition area.

**Key words:** high speed railway; track transition; dynamic response