

## 8 自由度乘坐动力学模型及时域仿真

王国权 余群 吕伟

(中国农业大学车辆与交通学院)

**摘要** 为克服频率响应法对车辆平顺性预测的局限性,建立了8自由度的汽车乘坐动力学模型和随机路面激励的时域模型。乘坐动力学模型考虑了包括座椅在内的车辆的垂直、俯仰和侧倾3种运动。利用MATLAB/SIMULINK仿真工具对某型车辆在B级路面行驶时的平顺性进行了时域仿真分析。研究结果表明,此方法能够快速地对车辆在随机路面行驶的平顺性进行预测和评价。

**关键词** 乘坐动力学; 随机路面; 时域仿真; 悬架; 平顺性

中图分类号 U 461.4

### Eight Freedom Vehicle Ride Dynamics Mathematical Model and Simulation in Time Domain

Wang Guoquan, Yu Qun, Lü Wei

(College of Vehicle and Traffic Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

**Abstract** To overcome the limitation of frequency responding analysis method, an eight freedom model of vehicle ride dynamic was developed. The model involves the vehicle vibration in vertical, pitching and longitudinal. Computer simulation in time domain of the vehicle ride on B grade road that use the Matlab/Simulink was carried out. The research result showed that this method can be used to evaluate and predict the ride comfort of vehicle running on the random road, it is helpful to design and control the vehicle suspension system.

**Key words** vehicle ride dynamics; ride comfort; simulation in time domain; suspension system

乘坐动力学是汽车动力学的一个分支,主要研究汽车的垂直运动,侧倾运动及俯仰运动,其研究目的是为了确定车辆悬架的结构、参数及控制方式(主动悬架)对汽车平顺性的影响<sup>[1]</sup>。应用计算机仿真技术来评估和预测车辆的平顺性是目前通用的方法,但是,国内在乘坐动力学研究中存在以下问题:

1) 国外软件价格昂贵(如ADAMS, DADS等),在很大程度上制约了其在国内的广泛应用,而国内目前尚未有成熟的商品化产品。

2) 为了分析问题简单,所使用的车辆模型多是1/4车模型(Quarter Car Model),没有考虑座椅和乘员的因素,忽略了侧倾运动对汽车操纵稳定性和行驶安全性的影响。

3) 悬架的动态特性分析大多采用频率响应法,在平顺性预测和分析中,无法了解车辆的振

收稿日期: 2001-09-03

王国权,北京清华东路17号中国农业大学(东校区)213信箱,100083

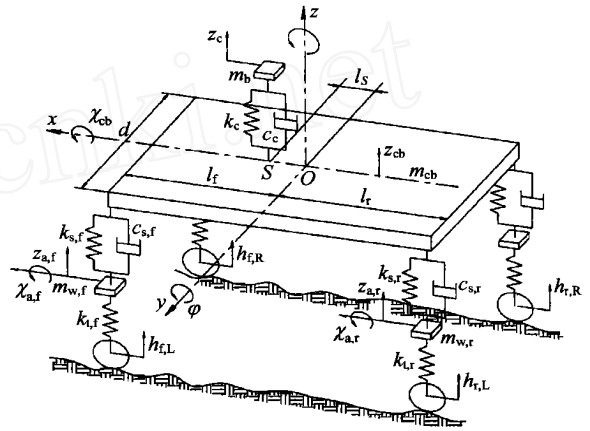
动在时间序列的变化情况,不利于推导主动悬架设计控制规律。

车辆的时域仿真已成为现代汽车平顺性分析及设计的基本方法。Cebon New land 提出了一种基于第一类功率谱密度的 FFT 反变换路面激励时域仿真算法<sup>[2]</sup>, Oueslati Sanker 提出了一种基于第二类路面功率谱密度的随机激励时域模型<sup>[3]</sup>, 国内赵珩等建立了路面对四轮汽车输入的时域模型<sup>[4]</sup>; 但是, 均尚未进行时域仿真, 只是停留在数学模型的范围。

笔者建立了考虑侧倾的 8 自由度整车模型, 在路面激励的时域模型上, 对某型车辆的平顺性进行了时域仿真分析。

### 1 动力学模型

假设载有驾驶员的汽车行驶在不平的道路, 且在汽车坐标系  $Oxyz$  中, 汽车的质量分布沿  $x$  轴对称。这样, 当左右轮辘高度不相同, 车身会出现侧倾, 即垂直/俯仰运动与侧倾运动间无耦合<sup>[3,5]</sup>, 侧倾运动仅是由左右轮胎激励不同引起。因此, 在建立模型时, 将垂直/俯仰运动和侧倾运动分别考虑, 汽车行驶中受力状况见图 1。



$z_{cb}, z_{a,f}, z_{a,r}, z_c$  分别表示车体、前轴、后轴和坐椅的垂直坐标, 俯仰运动用车箱体绕  $y$  轴转动的角度车体俯仰角  $\varphi$  表示;  $\chi_{cb}, \chi_{a,f}, \chi_{a,r}$  分别表示车体、前轴和后轴的侧倾角;  $m_{w,f}, m_{w,r}, m_{cb}, m_b$  分别表示汽车的前轮、后轮、车体和驾驶员的质量;  $k_{t,f}, k_{t,r}, k_{s,f}, k_{s,r}, k_c$  分别表示汽车前、后轮胎, 前、后悬架和坐椅的刚度;  $c_{s,f}, c_{s,r}, c_c$  分别表示前、后悬架阻尼和坐椅阻尼;  $d$  为左右轮距;  $l_f$  和  $l_r$  分别为前、后轮至  $y$  轴的距离;  $l_s$  为坐椅至车体重心的距离。利用拉格朗日方程建立汽车整车的乘坐动力学方程。

图 1 汽车坐标系及汽车行驶中的垂直载荷分布

$$m_{w,f} \frac{\partial^2 z_{a,f}}{\partial t^2} + c_{s,f} \left[ \frac{\partial z_{a,f}}{\partial t} - \frac{\partial z_{cb}}{\partial t} l_f \frac{\partial \varphi}{\partial t} \right] + k_{s,f} (z_{a,f} - z_{cb} + l_f \varphi) + k_{t,f} z_{a,f} = k_{t,f} h_{t,f} \quad (1)$$

$$m_{w,r} \frac{\partial^2 z_{a,r}}{\partial t^2} - c_{s,r} \left[ \frac{\partial z_{a,r}}{\partial t} - \frac{\partial z_{cb}}{\partial t} l_r \frac{\partial \varphi}{\partial t} \right] - k_{s,r} (z_{a,r} - z_{cb} l_r \varphi) + k_{t,r} z_{a,r} = k_{t,r} h_{t,r} \quad (2)$$

$$m_{cb} \frac{\partial^2 z_{cb}}{\partial t^2} + (c_{s,f} + c_{s,r}) \frac{\partial z_{cb}}{\partial t} + (k_{s,f} + k_{s,r}) z_{cb} - (c_{s,f} l_f - c_{s,r} l_r) \frac{\partial \varphi}{\partial t} - (k_{s,f} l_f - k_{s,r} l_r) \varphi - c_{s,f} \frac{\partial z_{a,f}}{\partial t} - c_{s,r} \frac{\partial z_{a,r}}{\partial t} - k_{s,f} z_{a,f} - k_{s,r} z_{a,r} + c_c \left[ \frac{\partial z_{cb}}{\partial t} - l_s \frac{\partial \varphi}{\partial t} - \frac{\partial z_s}{\partial t} \right] + k_c (z_{cb} - l_s \varphi - z_c) = 0 \quad (3)$$

$$J_y \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} + (c_{s,f} l_f^2 + c_{s,r} l_r^2) \frac{\partial \varphi}{\partial t} + (k_{s,f} l_f^2 + k_{s,r} l_r^2) \varphi - (c_{s,f} l_f - c_{s,r} l_r) \frac{\partial z_{cb}}{\partial t} - (k_{s,f} l_f - k_{s,r} l_r) z_{cb} + c_{s,f} l_f \frac{\partial z_{a,f}}{\partial t} - c_{s,r} l_r \frac{\partial z_{a,r}}{\partial t} + k_{s,f} l_f z_{a,f} - k_{s,r} l_r z_{a,r} - m_b \frac{\partial^2 z_s}{\partial t^2} \left[ \frac{1}{2} - l_f + l_s \right] = 0 \quad (4)$$

$$m_b \frac{\partial^2 z_s}{\partial t^2} + c_c \left[ \frac{\partial z_c}{\partial t} - \frac{\partial z_s}{\partial t} + l_s \frac{\partial \varphi}{\partial t} \right] + k_c (z_c - z_s + l_s \varphi) = 0 \quad (5)$$

$$\frac{I_x}{2d^2} \frac{\partial^2 \chi_{cb}}{\partial t^2} + (c_{s,f} + c_{s,r}) \frac{\partial \chi_{cb}}{\partial t} - c_{s,f} \frac{\partial \chi_{a,f}}{\partial t} - c_{s,r} \frac{\partial \chi_{a,r}}{\partial t} + (k_{s,f} + k_{s,r}) \chi_{a,f} - k_{s,f} \chi_{a,f} - k_{s,r} \chi_{a,r} = 0 \quad (6)$$



$$m_{w,f} \frac{\partial^2 \chi_f}{\partial t^2} - c_{a,f} \frac{\partial \chi_f}{\partial t} + c_{a,f} \frac{\partial \chi_f}{\partial t} - k_{s,f} \chi_{a,f} + (k_{t,f} + k_{t,r}) \chi_{a,f} = k_{t,f} h_L \quad (7)$$

$$m_{w,r} \frac{\partial^2 \chi_r}{\partial t^2} - c_{a,r} \frac{\partial \chi_r}{\partial t} + c_{a,r} \frac{\partial \chi_r}{\partial t} - k_{s,r} \chi_{cb} + (k_{t,r} + k_{s,r}) \chi_{a,r} = k_{t,r} h_R \quad (8)$$

式中:  $J_x, J_y$  分别为车体绕  $x, y$  轴的转动惯量;  $z_S$  为车体与座椅连接处的垂直坐标,  $z_S = (z_{cb} - l_S) \theta$ ;  $h_f, h_r$  分别为沿汽车前进方向不平路面对前、后车轮引起的激励;  $h_L, h_R$  分别为对左右车轮的激励<sup>[6]</sup>。  $h_f = 0.5(h_{f,L} + h_{f,R}), h_r = 0.5(h_{r,L} + h_{r,R}), h_L = (h_{f,L} - h_{f,R})/d, h_R = (h_{r,L} - h_{r,R})/d$ ;

式中:  $h_{f,L}$  和  $h_{f,R}$  分别为路面对左、右前轮的激励;  $h_{r,L}$  和  $h_{r,R}$  分别为路面对左、右后轮的激励。

方程(1)~(5)为车辆垂直/俯仰振动方程, (6)~(8)为车辆侧倾运动方程。

## 2 随机路面对汽车激励的时域模型

在评价汽车的垂直和俯仰运动时, 假设左右轮辙的不平度相同; 汽车对称于  $x$  轴线; 汽车行驶时, 后轮行走在前轮辙中, 因而路面对车辆为单轮辙激励。 根据文献[4]的研究结果, 第 1 个车轮(前轮)所受到的路面激励可描述为:

$$\frac{\partial h_f(t)}{\partial t} + v \alpha h_f(t) = w(t)$$

第 2 个车轮(后轮)所受的路面激励可描述为:

$$\frac{\partial h_r(t)}{\partial t} = -\frac{2}{\Delta} h_r(t) + \left[ \frac{2}{\Delta} + v \alpha \right] h_f(t) - w(t)$$

式中:  $h_f(t)$  和  $h_r(t)$  分别为第 1 和第 2 个车轮所受的路面激励;  $\alpha$  为由路面等级所确定的常数;  $\Delta = x_{12}/V, x_{12}$  为第 1 个激励点到第 2 个激励点的距离;  $v$  为车速;  $w(t)$  为白噪声, 其协方差满足如下关系:

$$R_x(\tau) = E[w(t)w(\tau)] = Q \delta(t - \tau)$$

$$\delta(t - \tau) = \begin{cases} 1 & t = \tau \\ 0 & t \neq \tau \end{cases}$$

$$Q = 2\alpha v \rho^2$$

式中:  $\tau$  为时间常数;  $\rho$  为由路面等级所确定的常数。 如仿真路面选用 B 级, 则  $\alpha = 0.12 \text{ m}^{-1}, \rho = 0.06 \text{ m}, v = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, Q = 2\alpha v \rho^2 = 8.64 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ 。 路面时域仿真结果见图 2。

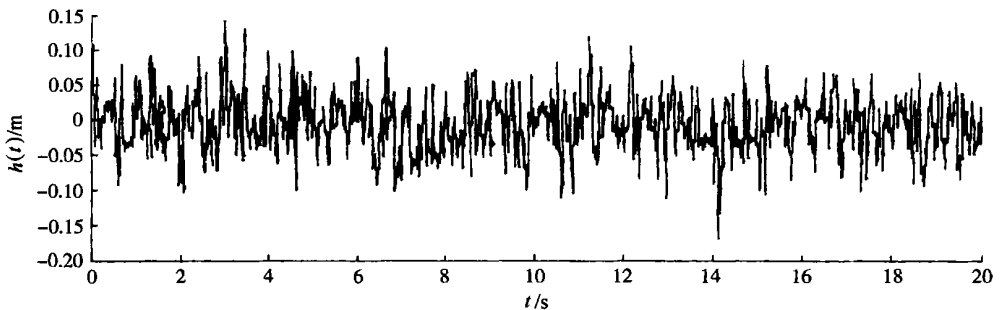


图 2 B 级路面时域仿真图

### 3 平顺性时域仿真结果

本仿真研究中所使用的车辆参数如下:

$$\begin{aligned}
 m_{w,l} &= 59 \text{ kg}, m_{w,r} = 53 \text{ kg}, m_{cb} = 673 \text{ kg}, m_b = 60 \text{ kg}, k_{t,l} = k_{t,r} = 96.000 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}, \\
 k_{s,l} &= 18.500 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}, k_{s,r} = 16.50 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}, k_c = 8.00 \text{ kN}, c_{s,l} = c_{s,r} = 1.14 \text{ kN} \cdot (\text{s} \cdot \text{m}^{-1}), \\
 c_c &= 250 \text{ N} \cdot (\text{s} \cdot \text{m}^{-1}), l_f = 0.894 \text{ m}, l_r = 1.446 \text{ m}, l = l_f + l_r, \\
 l_s &= 0.331 \text{ m}, J_y = 803 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, J_z = 429 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, s = 1.4 \text{ m}, v = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.
 \end{aligned}$$

将式(1)~(8)振动微分方程转化为状态方程,利用MATLAB的SIMULINK进行仿真求解<sup>[7]</sup>,得出在随机路面激励时所有仿真的结果(图3)。图3(a)~(d)为线位移;图3(e)~(h)为角位移。

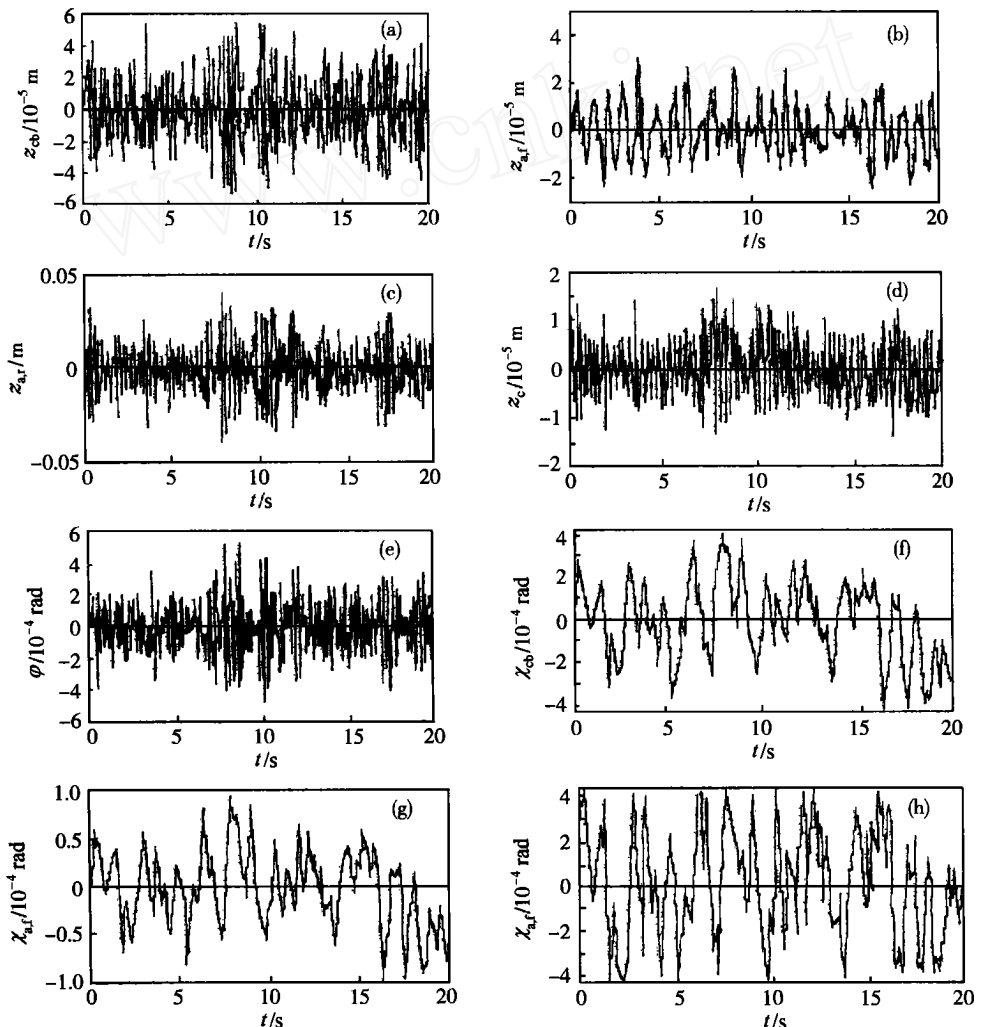


图3 汽车在B级别路面上行驶时的时域仿真曲线

## 4 结束语

笔者建立了 8 自由度的乘坐动力学模型, 该乘坐动力学模型考虑了包括坐椅在内的车辆垂直、俯仰和侧倾 3 种运动。对某型车辆行驶在 B 级路面随机输入条件下进行了时域仿真求解。研究表明, 通过对真实车辆建立数学模型, 利用 MATLAB/SMULNK 仿真工具, 在时域范围内仿真求解的方法, 能够快速预测和评价车辆在随机路面上行驶的平顺性。

## 参 考 文 献

- 1 檀润华 汽车减振器及乘坐动力学非线性建模研究: [学位论文] 北京: 国家图书馆, 1998
- 2 Cebon D, New lan D E The Artificial Generation of road Surface Topography by the Inverse FFT Method Proc of the 8<sup>th</sup> IAVSD Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Cambridge Massachusetts, 1982: 29~ 31
- 3 Faisal Oueslati, Seshadri Sanker Optimization of a Tractor-Semitrailer Passive Suspension Using Covariance Analysis Technique SAE, 942304: 534~ 548
- 4 赵 珩, 卢士富 路面对四轮汽车输入的时域模型 汽车工程, 1999, 21(2): 112~ 117
- 5 米奇克 M 著. 汽车动力学 B 卷(第 3 版). 陈荫三译 北京: 人民交通出版社, 1994 145~ 150
- 6 Michelberger P, Palkovices, Bokor J. Robust Design of Suspension system. Int J of Vehicle Design, 1993, 14(2/3): 145~ 165
- 7 张志涌 精通 MATLAB 5(第 3 版). 北京: 北京航空航天大学出版社, 2000 354~ 356