

doi: 10.11830/ISSN.1000-5013.201701001



满载汽车动力学模型及仿真

张功学, 叶东

(陕西科技大学 机电工程学院, 陕西 西安 710021)

摘要: 以某款轿车为研究对象, 建立 12 自由度汽车乘坐动力学模型, 通过达朗贝尔原理推导动力学方程. 首先, 采用滤波白噪声法建立路面不平度时域模型, 生成的 C 级路面随机激励高程变化在 $-0.05 \sim 0.05$ m 范围以内, 符合实际路面. 然后, 在 Simulink 中建立人-车-路系统仿真模型, 对轿车在不同车速下不同位置的人体振动响应进行仿真分析, 并进行舒适性评价. 最后, 进行实车试验, 验证模型的正确性. 结果表明: 在 $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 车速下, 所有乘员的主观感受为稍有不舒适; 随着车速的增加, 前排乘客和驾驶员稍有不舒适的主观感受越来越强, 而后排乘客的主观感受由稍有不舒适增加到有些不舒适.

关键词: 汽车; 动力学模型; 12 自由度; 随机激励; 滤波白噪声; Simulink 仿真

中图分类号: U 461.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2017)01-0001-06

Research on Dynamics Modeling and Simulation of Fully Loaded Vehicles

ZHANG Gongxue, YE Dong

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Shanxi University of Science and Technology, Xi'an 710021, China)

Abstract: In this work, a 12 degree of freedom (DOF) riding dynamics model for automobile is established for a (XX type) car. The dynamics equations of the model are derived by using D'Alembert principle. The white noise filtering method is applied to establish the time domain model for road roughness. The generated C level road surface random excitation displacements are within the range form -0.05 to 0.05 m, which is in consistent with actual pavement. Based on the human-vehicle-road system simulation model established in Simulink software, the simulation and analysis of human vibration response in vehicle at different speeds are carried out and riding comfort is evaluated for each human body. Finally, the real vehicle test is carried out to verify the correctness of the model. The result shows that all people feel slightly uncomfortable at a speed of $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. As speed increases, the feelings of front passenger and the driver are getting stronger, the rear passengers feel a certain degree of discomfort.

Keywords: vehicle; dynamic model; 12 DOF; random excitation; filtered white noise; Simulink simulation

汽车在行驶中, 由于路面不平整及发动机和传动系统的激励等因素会引起汽车的振动, 从而影响乘坐舒适性. 其中, 路面的凹凸不平是主要的影响因素. 路面不平对行驶中汽车的激励有离散事件激励和随机激励两类^[1], 一般取路面激励为随机过程. 研究汽车在路面随机激励下的动力学特性对提高汽车乘坐舒适性有重要的意义. 国内外许多学者对此进行了相关研究^[2-4]. 在以往的研究中, 大多建立较低的 8 自由度模型, 研究对象只有车身和驾驶员, 对其他位置乘员的乘坐感受少有顾及, 很难见到综合考虑全

收稿日期: 2016-05-21

通信作者: 张功学 (1964-), 男, 教授, 博士, 主要从事机械系统动力学、可靠性及机电系统控制的研究. E-mail: 1034274433@qq.com.

基金项目: 国家科技重大专项项目 (2009ZX04001-014); 陕西省科技厅自然科学基金基础研究计划项目 (2014JM7264)

车乘员振动的高自由度模型. 建立合理的模型是分析汽车振动特性的关键, 模型的精确程度决定了仿真的准确性. 本文建立包含所有乘员的满载汽车 12 自由度动力学模型, 利用 Matlab/Simulink 工具构建人-车-路仿真模型, 分析汽车的乘坐舒适性.

1 模型的建立

1.1 汽车动力学模型

假定车身是一个刚体, 则满载汽车在水平面行驶时, 车身具有垂直、俯仰、侧倾 3 个自由度, 加上驾驶员、4 名乘客及 4 个非悬挂质量的垂向自由度, 共 12 个自由度.

汽车 12 自由度的力学模型, 如图 1 所示. 图 1 中: $x_1 \sim x_4$ 分别为左前、右前、左后、右后 4 个非悬挂质量的垂向位移; x_5 为车身质心处的垂向位移; x_6 为驾驶员的垂向位移; $x_7 \sim x_{10}$ 分别为乘客 1~4 的垂向位移; θ 为车身俯仰角位移; φ 为车身侧倾角位移; $k_1 \sim k_4$ 为 4 个悬架系统等效刚度; $k_{t_1} \sim k_{t_4}$ 分别为左前、右前、左后、右后 4 个轮胎的等效刚度; $k_6 \sim k_{10}$ 为座椅等效刚度; $c_1 \sim c_4$ 为 4 个悬架系统等效阻尼; $c_6 \sim c_{10}$ 为座椅等效阻尼; a 为车身质心至前轴距离; b 为车身质心至后轴距离; c 为车身质心至前排座椅的纵向距离; f 为车身质心至后排座椅的纵向距离; d 为车身质心至座椅的横向距离; e 为轮距的 1/2.

悬架与车身连接位置在垂直方向的位移为

$$\left. \begin{aligned} x_{a_1} &= x_5 - a\theta + e\varphi, \\ x_{a_2} &= x_5 - a\theta - e\varphi, \\ x_{a_3} &= x_5 + b\theta + e\varphi, \\ x_{a_4} &= x_5 + b\theta - e\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

座椅与车身连接位置在垂直方向的位移为

$$\left. \begin{aligned} x_{a_6} &= x_5 - c\theta + d\varphi, \\ x_{a_7} &= x_5 - c\theta - d\varphi, \\ x_{a_8} &= x_5 + f\theta + d\varphi, \\ x_{a_9} &= x_5 + f\theta, \\ x_{a_{10}} &= x_5 + f\theta - d\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

由达朗贝尔原理, 4 个非簧载质量的垂向振动微分方程为

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_{t_1}(x_1 - q_1) + k_1(x_1 - x_{a_1}) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_{a_1}) &= 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_{t_2}(x_2 - q_2) + k_2(x_2 - x_{a_2}) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_{a_2}) &= 0, \\ m_3 \ddot{x}_3 + k_{t_3}(x_3 - q_3) + k_3(x_3 - x_{a_3}) + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_{a_3}) &= 0, \\ m_4 \ddot{x}_4 + k_{t_4}(x_4 - q_4) + k_4(x_4 - x_{a_4}) + c_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_{a_4}) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

车身质心垂向振动微分方程为

$$\begin{aligned} m_5 \ddot{x}_5 + k_1(x_{a_1} - x_1) + k_2(x_{a_2} - x_2) + k_3(x_{a_3} - x_3) + k_4(x_{a_4} - x_4) + k_6(x_{a_6} - x_6) + \\ k_7(x_{a_7} - x_7) + k_8(x_{a_8} - x_8) + k_9(x_{a_9} - x_9) + k_{10}(x_{a_{10}} - x_{10}) + c_1(\dot{x}_{a_1} - \dot{x}_1) + \\ c_2(\dot{x}_{a_2} - \dot{x}_2) + c_3(\dot{x}_{a_3} - \dot{x}_3) + c_4(\dot{x}_{a_4} - \dot{x}_4) + c_6(\dot{x}_{a_6} - \dot{x}_6) + c_7(\dot{x}_{a_7} - \dot{x}_7) + \\ c_8(\dot{x}_{a_8} - \dot{x}_8) + c_9(\dot{x}_{a_9} - \dot{x}_9) + c_{10}(\dot{x}_{a_{10}} - \dot{x}_{10}) = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

车身俯仰振动微分方程为

$$I_p \ddot{\theta} + [k_3(x_{a_3} - x_3) + c_3(\dot{x}_{a_3} - \dot{x}_3) + k_4(x_{a_4} - x_4) + c_4(\dot{x}_{a_4} - \dot{x}_4)]b + [k_8(x_{a_8} - x_8) + c_8(\dot{x}_{a_8} - \dot{x}_8) + k_9(x_{a_9} - x_9) + c_9(\dot{x}_{a_9} - \dot{x}_9) + k_{10}(x_{a_{10}} - x_{10}) + c_{10}(\dot{x}_{a_{10}} - \dot{x}_{10}) -$$

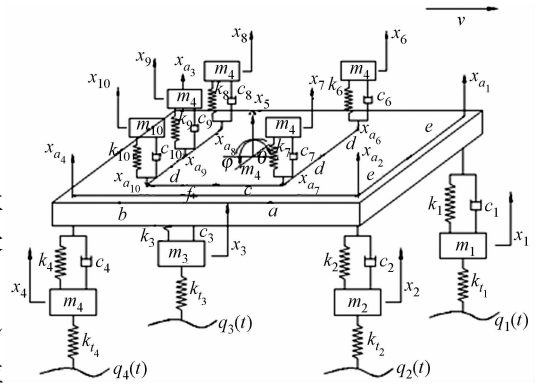


图 1 汽车 12 自由度力学模型

Fig. 1 12 DOF vehicle dynamic model

$$\begin{aligned} & \dot{x}_{10})]f - [k_1(x_{a_1} - x_1) + c_1(\dot{x}_{a_1} - \dot{x}_1) + k_2(x_{a_2} - x_2) + c_2(\dot{x}_{a_2} - \dot{x}_2)]a - \\ & [k_6(x_{a_6} - x_6) + c_6(\dot{x}_{a_6} - \dot{x}_6) + k_7(x_{a_7} - x_7) + c_7(\dot{x}_{a_7} - \dot{x}_7)]c = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

车身侧倾振动微分方程为

$$\begin{aligned} & I_r \ddot{\varphi} + [k_1(x_{a_1} - x_1) + c_1(\dot{x}_{a_1} - \dot{x}_1) + k_3(x_{a_3} - x_3) + c_3(\dot{x}_{a_3} - \dot{x}_3) - \\ & k_2(x_{a_2} - x_2) - c_2(\dot{x}_{a_2} - \dot{x}_2) - k_4(x_{a_4} - x_4) - c_4(\dot{x}_{a_4} - \dot{x}_4)]e + \\ & [k_6(x_{a_6} - x_6) + c_6(\dot{x}_{a_6} - \dot{x}_6) + k_8(x_{a_8} - x_8) + c_8(\dot{x}_{a_8} - \dot{x}_8) - \\ & k_7(x_{a_7} - x_7) - c_7(\dot{x}_{a_7} - \dot{x}_7) - k_{10}(x_{a_{10}} - x_{10}) - c_{10}(\dot{x}_{a_{10}} - \dot{x}_{10})]d = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

司机-座椅垂向振动微分方程为

$$m_6 \ddot{x}_6 + k_6(x_6 - x_{a_6}) + c_6(\dot{x}_6 - \dot{x}_{a_6}) = 0. \quad (7)$$

乘客 1-座椅垂向振动微分方程为

$$m_7 \ddot{x}_7 + k_7(x_7 - x_{a_7}) + c_7(\dot{x}_7 - \dot{x}_{a_7}) = 0. \quad (8)$$

乘客 2-座椅垂向振动微分方程为

$$m_8 \ddot{x}_8 + k_8(x_8 - x_{a_8}) + c_8(\dot{x}_8 - \dot{x}_{a_8}) = 0. \quad (9)$$

乘客 3-座椅垂向振动微分方程为

$$m_9 \ddot{x}_9 + k_9(x_9 - x_{a_9}) + c_9(\dot{x}_9 - \dot{x}_{a_9}) = 0. \quad (10)$$

乘客 4-座椅垂向振动微分方程为

$$m_{10} \ddot{x}_{10} + k_{10}(x_{10} - x_{a_{10}}) + c_{10}(\dot{x}_{10} - \dot{x}_{a_{10}}) = 0. \quad (11)$$

1.2 路面激励模型

在仿真之前,需建立合适的路面随机激励模型.根据研究对象和分析方法的不同,可以采用不同的路面输入模型.路面激励时域建模的主要方法有谐波叠加法^[5-6]、滤波白噪声法^[7-8]、基于快速 Fourier 变换技术的 AR/ARMA 法^[9-10]及小波分析法^[11-12]等.其中,滤波白噪声法建模的研究较成熟、物理意义清楚、使用方便^[13].因此,采用滤波白噪声法建立路面随机激励的时域模型.

根据文献[14],单点激励的时域模型为

$$\dot{q}(t) = -2\pi n_{00} v q(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} v w(t). \quad (12)$$

式(12)中: n_0 为参考空间频率 0.1 m^{-1} ; $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数, m^3 ; n_{00} 为路面空间下截止频率 0.011 m^{-1} ; v 为车速.

左右两侧车辙具有异辙空间相关性,两侧轮辙相关性的状态方程和输出方程为

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{b_1}{b_2} & -\frac{b_0}{b_2} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{b}{b_2} \\ 0 \end{bmatrix} w_1, \\ w_2 &= \begin{bmatrix} a_1 - a_2 \frac{b_1}{b_2} & a_0 - a_2 \frac{b_0}{b_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \frac{a_2}{b_2} w_1. \end{aligned}$$

前后轮路面激励有迟滞性,后轮滞后时间 $t_d = L/u$, L 为轴距.由此可得前后轮辙相关性的状态方程和输出方程为

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{6}{t_d} & -\frac{12}{t_d^2} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{12}{t_d^2} \\ 0 \end{bmatrix} w_1, \\ w_3 &= \begin{bmatrix} -t_d & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + w_1. \end{aligned}$$

最终导出四轮路面激励的时域模型为

$$\left. \begin{aligned} \dot{\mathbf{Q}}(t) &= -2\pi n_{00} v \mathbf{Q}(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} v \mathbf{A}_1 \mathbf{X} + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} v \mathbf{B}_1 w_1(t), \\ \dot{\mathbf{X}} &= \mathbf{A}_2 \mathbf{X} + \mathbf{B}_2 w_1(t). \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式(13)中: $\mathbf{Q} = [q_1 \quad q_2 \quad q_3 \quad q_4]^T$, q_1, q_2, q_3, q_4 分别为左前、右前、左后、右后轮路面激励高程; \mathbf{X} 为中间变量; $w_1(t)$ 为左前轮路面白噪声激励; 且有

$$\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_1 - a_2 \frac{b_1}{b_2} & a_0 - a_2 \frac{b_0}{b_2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -t_d & 0 \\ a_1 - a_2 \frac{b_1}{b_2} & a_0 - a_2 \frac{b_0}{b_2} & -t_d & 0 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{A}_2 = \begin{bmatrix} -\frac{b_1}{b_2} & -\frac{b_0}{b_2} & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{6}{t_d} & -\frac{12}{t_d^2} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix};$$
$$\mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} 1 & \frac{a_2}{b_2} & 1 & \frac{a_2}{b_2} \end{bmatrix}^T; \quad \mathbf{B}_2 = \begin{bmatrix} \frac{1}{b_2} & 0 & \frac{12}{t_d^2} & 0 \end{bmatrix}^T;$$

$a_0, a_1, a_2, b_0, b_1, b_2$ 为道路品质常数,可以通过对道路所测得相干函数拟合转换得到,参考文献[15],取 $a_0=3.181\ 5, a_1=0.206\ 3, a_2=0.010\ 8, b_0=3.223\ 0, b_1=0.590\ 0, b_2=0.032\ 7$.

根据式(13),在 Matlab/Simulink 中建立四轮路面输入的时域模型,取 C 级路面, $G_q(n_0) = 256 \times 10^{-6}\ \text{m}^3$,车速为 $50\ \text{km} \cdot \text{h}^{-1}$. 模拟的四轮路面不平度曲线,如图 2 所示. 从图 2 可知:右轮激励实际上是左轮激励的滤波白噪声,故左轮相对较平滑;路面的激励位移 q 变化在 $-0.05 \sim 0.05\ \text{m}$ 范围内,与文献[14,16-17]的仿真结果对比,四轮路面输入模型较符合实际路面,可作为整车振动分析的输入激励.

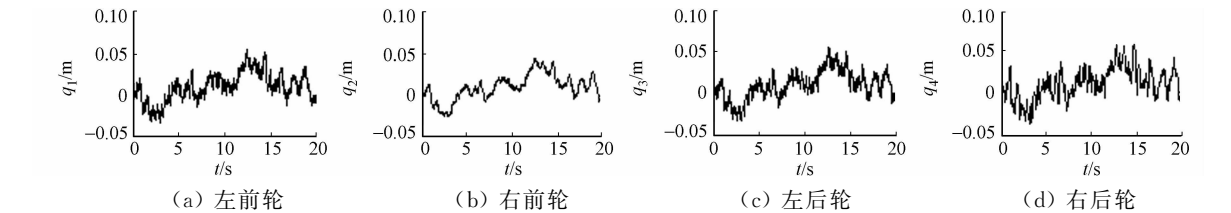


图 2 四轮路面不平度曲线
Fig. 2 Four-wheel road roughness curves

2 汽车时域仿真与验证

2.1 汽车时域仿真

某款国产车型的参数^[18],如表 1 所示.

表 1 某款国产车型汽车参数
Tab. 1 Vehicle parameters

参数	数值	参数	数值
$m_1, m_2/\text{kg}$	40.5	$k_3, k_4/\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$	22
$m_3, m_4/\text{kg}$	45.5	$k_6 \sim k_{10}/\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$	7.5
m_5/kg	1 200	$k_{t_1} \sim k_{t_4}/\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$	192
$m_6 \sim m_{10}/\text{kg}$	165	a/m	1.25
$I_p/\text{kg} \cdot \text{m}^2$	2 440	b/m	1.51
$I_r/\text{kg} \cdot \text{m}^2$	380	c/m	0.31
$c_1, c_2/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	1 500	d/m	0.38
$c_3, c_4/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	1 500	e/m	0.74
$c_6 \sim c_{10}/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	720	f/m	0.72
$k_1, k_2/\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$	17	$v/\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$	50

根据表 1 的参数,采用状态空间模块建立模型,由系统的振动微分方程建立状态方程和输出方程. 根据国际标准 ISO 2631-1—1997《人体处于全身震动评估》,对汽车舒适性影响最为显著的是振动加速度^[19],故指定各响应量的加速度为仿真结果,并建立仿真模型,如图 3 所示. 图 3 中:增益环节 1,2 的增益系数分别为 $-2\pi n_{00}v, -2\pi n_{00}\sqrt{G_q(n_0)}v$;矩阵 $\mathbf{A}_1, \mathbf{A}_2, \mathbf{B}_1, \mathbf{B}_2$ 与式(13)中的矩阵相对应.

各响应量的加速度曲线均已求出,这里只列出了驾驶员和 4 名乘客的垂向加速度(a)时域仿真,如图 4 所示. 由图 4 可知:同排人体振动加速度的幅值接近,而异排之间稍有差异,其中,前排人体振动加速度的幅值在 $1.0\ \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ 以内,后排约在 $1.5\ \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ 内. 前排加速度小于后排的原因是前悬架刚度比后悬架刚度小,且前排座椅距车身质心较近.

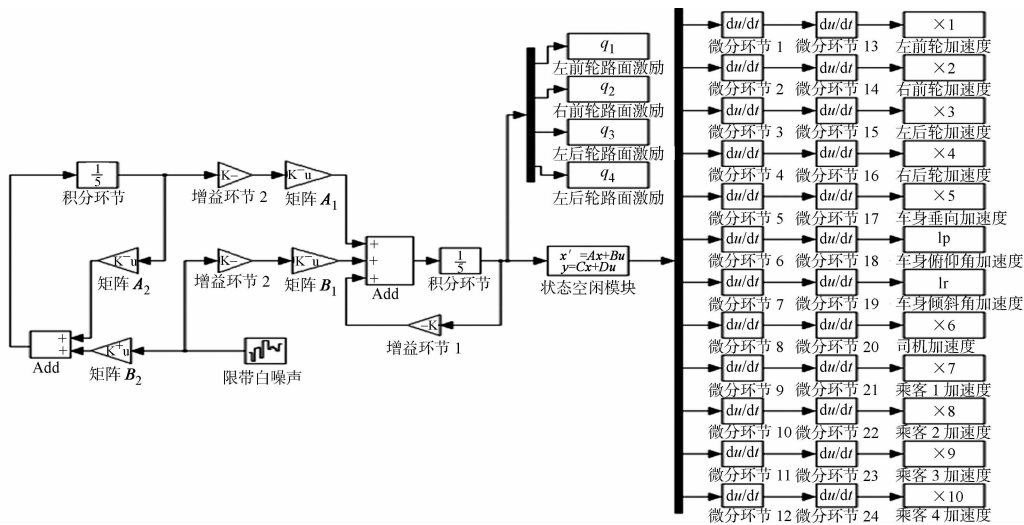


图 3 仿真模型

Fig. 3 Simulation model

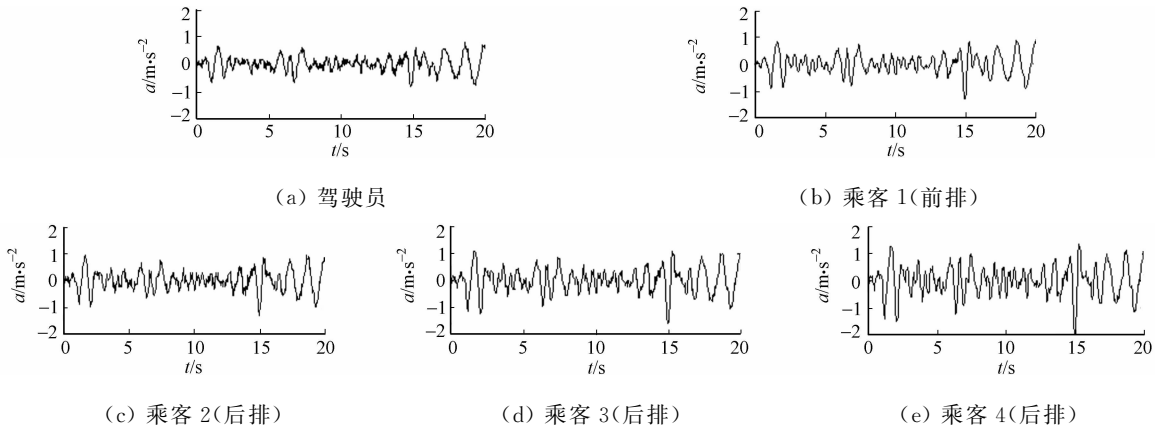


图 4 各乘员垂向加速度时域仿真

Fig. 4 Vertical acceleration time-domain simulation of each passenger

2.2 汽车乘坐舒适性

采用总加权加速度均方根值的方法评价汽车的乘坐舒适性. 由仿真结果依次求出 5 名人体垂向、横向及纵向的加速度均方根值 $a_{w,z}, a_{w,x}, a_{w,y}$. 因此, 总加权加速度均方根值 a_v 为

$$a_v = [(1.4a_{w,x})^2 + (1.4a_{w,y})^2 + a_{w,z}^2]^{1/2}. \tag{14}$$

由式(14)得出 5 名人体的加权加速度均方根值依次为 0.358 3, 0.423 2, 0.432 7, 0.504 8, 0.588 8 $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$. 国际标准对于舒适性的评价, 如表 2 所示. 由表 2 可知: 所有乘员的主观感受稍有不舒适, 汽车乘坐舒适度为 0.8.

2.3 试验验证

在轿车行驶试验前, 将三向加速度传感器固定放置于各排座椅上. 分别以 50, 60, 70, 80, 90, 100 $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的车速匀速通过随机路面.

利用数据采集装置记录各种车速下加速度传感器数据, 每种车速下进行多次试验, 取平均值. 对试验数据进行处理, 由式(14)得出各车速下的总加权加速度均方根值, 并与仿真结果进行对比.

各均方根值随车速变化的曲线, 如图 5 所示. 由图 5 可知: 随着车速的增加, 车内各测点的加权加速度均方根值也增加; 车内前排乘客和驾驶员的稍有不舒适的主观感受越来越强, 而后排乘客的主观感受由稍有不舒适增加到有些不舒适; 仿真结果稍小于实测结果, 但二者比较贴近.

表 2 加速度与人的主观感受和汽车舒适度

Tab. 2 Acceleration, human subjective sensation and vehicle riding comfort

$a_v/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	人的主观感受	汽车乘坐舒适度
<0.315	没有不舒适	1.0
$0.315 \sim 0.630$	稍有不舒适	0.8
$0.5 \sim 1.0$	有些不舒适	0.6
$0.8 \sim 1.6$	不舒适	0.4
$1.25 \sim 2.50$	很不舒适	0.2
>2.0	极不舒适	0

因此,该模型基本能正确地反映整车的实际振动情况.此外,该车需要进一步改善,以提高适应 C 级路面的乘坐舒适性.

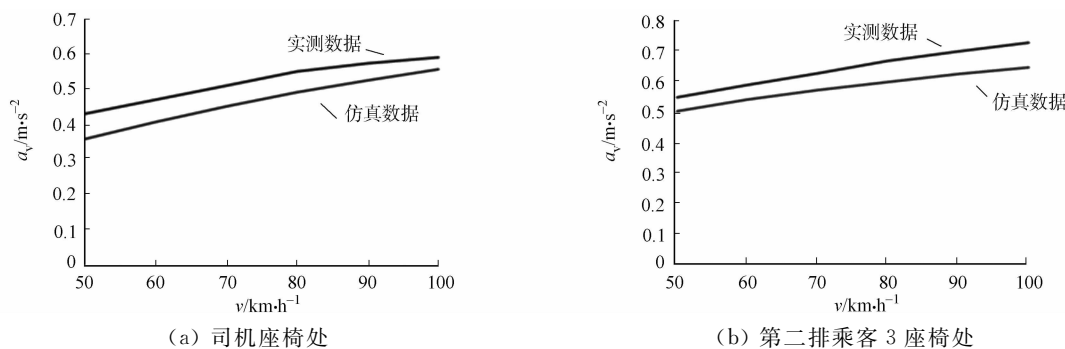


图 5 各测点加权加速度均方根值随车速变化曲线

Fig. 5 Weighted acceleration RMS value of each measuring point varies with speed

3 结束语

建立满载汽车 12 自由度动力学模型,在 Matlab/Simulink 软件中搭建人-车-路系统模型并进行仿真,由求解加权加速度均方根值的方法评价各乘员的乘坐舒适性.随后进行的实车试验,验证了模型的正确性.结果表明:车内各个位置的乘坐舒适性会随着车速的增加而下降,其中,后排乘员的感受较突出,该车的乘坐舒适性还需进一步改善.

参考文献:

- [1] 夏均忠,马宗坡,白云川,等.路面不平度激励模型研究现状[J].噪声与振动控制,2012(5):1-5.
- [2] 梁新成,张军,代鑫,等.微型轿车七自由度模型的仿真分析与试验研究[J].车辆与动力技术,2010,118(2):41-45.
- [3] 衣丰艳,邱绪云,樊伟.轿车八自由度平顺性动力学仿真与试验研究[J].机械设计与研究,2011,28(4):107-111.
- [4] AVESH M, SRIVASTAVA R. Modeling simulation and control of active suspension system in Matlab Simulink environment[C]//Students Conference on Engineering and Systems. Piscataway: IEEE Computer Society, 2012:1-6.
- [5] 常志权,罗虹,褚志刚,等.谐波叠加路面输入模型的建立及数字模拟[J].重庆大学学报(自然科学版),2004,27(12):5-8.
- [6] 吴参,王维锐,陈颖,等.三维路面谱的仿真建模与验证[J].浙江大学学报(工学版),2009,43(10):1935-1938.
- [7] 张国胜,方宗德,陈善志,等.基于幂函数的路面不平度白噪声激励模拟方法[J].汽车工程,2008,30(1):44-47.
- [8] 吴志成,陈思忠,杨林,等.基于有理函数的路面不平度时域模型研究[J].北京理工大学学报,2009,29(9):795-799.
- [9] 谢伟东,王磊,余翊妮,等.随机信号在路面不平度仿真中的应用[J].振动测试与诊断,2005,25(2):126-130.
- [10] 唐光武,贺学锋,颜永福.路面不平度的数学模型及计算机模拟研究[J].中国公路学报,2000,13(1):114-117.
- [11] 李晓雷,韩宝坤.用小波变换分析路面不平度及振动响应[J].北京理工大学学报,2003,23(6):717-719.
- [12] 王岩松,李章明,何辉.四轮车辆非平稳路面不平度时域模拟及小波分析[J].汽车工程,2004,26(1):42-47.
- [13] 陈杰平,陈无畏,祝辉,等.基于 Matlab/Simulink 的随机路面建模与不平度仿真[J].农业机械学报,2010,41(3):11-15.
- [14] 卢凡,陈思忠.汽车路面激励的时域建模与仿真[J].汽车工程,2015,37(5):549-553.
- [15] 赵珩,卢士富.路面对四轮汽车输入的时域模型[J].汽车工程,1999,21(2):112-117.
- [16] 王亚,陈思忠,郑凯峰.时空相关路面不平度时域模型仿真研究[J].振动与冲击,2013,32(5):70-74.
- [17] 宋一凡,陈榕峰.基于路面不平整度的车辆振动响应分析方法[J].交通运输工程学报,2007,7(4):39-43.
- [18] 喻凡,林逸.汽车系统动力学[M].北京:机械工业出版社,2005:184-185.
- [19] International Standard Organization. Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration: ISO 2631-1—1997[S]. Geneva: IHS, 1997:4.

(责任编辑:钱筠 英文审校:崔长彩)