

DOI: 10.13718/j.cnki.xdzk.2017.02.022

连续减速带激励下非线性车辆半车模型振动分析^①

曾 诚^{1,2}, 孙永胜^{2,3}, 杨智勇^{2,4}

1. 贵州理工学院 理学院, 贵阳 550003; 2. 重庆大学 自动化学院, 重庆 440004;
3. 四川电力设计咨询有限责任公司, 成都 610000; 4. 重庆工程职业技术学院 信息工程学院, 重庆 402260

摘要: 针对汽车通过路面铺设的连续减速带产生的剧烈振动为研究背景, 建立了连续减速带-非线性 4 自由度车辆悬架力学模型, 分析了悬架模型受到连续减速带激励时的非线性动力学行为, 运用相位图、Poincaré(庞加莱截面)图和 PSP(周期采样峰-峰值)图研究了系统非线性振动特性, 进而揭示了减速带参数与系统拟周期产生条件的关系。结论表明: 在连续减速带的路面激励下, 非线性车辆会发生复杂的非线性振动, 当系统发生拟周期振动时, 车辆会发生剧烈振动, 这种振动可以通过合理的减速带参数设置得以有效避免。

关键词: 连续减速带; 车辆悬架模型; 非线性振动; 拟周期运动

中图分类号: U461.5

文献标志码: A

文章编号: 1673-9868(2017)02-0142-05

悬架系统是汽车的一个重要组成部分, 是提高车辆平顺性和安全性、减少动载荷引起零部件损坏的关键机构。由于现代汽车悬架系统大量采用变刚度弹簧、电流变阻尼、磁流变阻尼等非线性部件, 因此汽车在路面行驶受到路面减速带等凹凸不平的激励时会导致系统发生非常复杂的非线性动力学行为, 复杂的非线性振动是导致车辆零部件早期疲劳损坏和道路损伤的重要原因之一^[1-2]。

关于非线性车辆悬架系统在不平度路面激励作用下非线性振动的研究受到了越来越多的学者关注。如杨绍普等^[3, 4]用理论和仿真的方法, 对滞后非线性汽车悬架系统在不同激励下的混沌运动进行了研究; 盛云等^[5]基于实测数据分析了汽车悬架中的非线性弹簧力和阻尼力, 研究了悬架系统的非线性; Litak 等^[6]采用 Melnikov 方法分析了 1/4 汽车模型的混沌响应; Li 等^[7]用数值仿真的方法研究了连续减速带激励下二自由度 1/4 非线性车辆模型的非线性振动并得到了混沌振动的区域。由于非线性车辆模型的复杂性, 以上学者主要以单自由度或 2 自由度 1/4 车辆悬架系统模型为研究对象, 此类模型结构简单, 只研究 1/4 车辆模型在垂直方向上的运动, 易于对系统进行数学建模, 便于分析受到外部激励时系统的动力学特征。但它们过于简化的结构忽略了真实汽车结构中一些关键的因素, 如车身俯仰运动、前后轮激励输入相位差等, 因此对 1/4 车辆模型的动力学分析不足以反应车辆真实的运动特征。为了更真实地反映车辆的实际运动特征, 论文研究进一步更接近实际情况、更复杂的 4 自由度悬架系统, 对 4 自由度半车模型在连续减速带激励下的非线性动力学行为研究可以为汽车和减速带的动态设计和结构修改提供一定的理论指导。

本论文研究了连续减速带激励下 4 自由度非线性半车悬架系统的动力学响应。针对道路面上近似以周期方式铺设的连续减速带, 建立了路面动态激励模型, 构建了 4 自由度 1/2 车辆模型及其微分方程。通过数值仿真得到了系统的速度分岔图和单个速度下的系统相位图、Poincaré 图和 PSP 图, 分析了以不同速度通过减速带时系统模型的运动方式, 获得了系统不同运动方式时的速度范围, 研究表明车辆会发生了包括混沌振动等非常复杂的动力学响应。

① 收稿日期: 2014-05-27

基金项目: 国家重点基础研究发展规划资助项目(2013CB328903); 国家自然科学基金资助项目(61403055); 贵州省科学技术基金资助项目(黔科合 LH 字[2014]7362 号); 重庆市教委科学技术研究项目(KJ112002)。

作者简介: 曾 诚(1980-), 男, 四川内江人, 博士, 教授, 主要从事非线性动力学控制和自适应控制研究。

1 路面激励-车辆悬架力学模型

4 自由度半车模型假定汽车关于轴线左右对称, 考虑 1/2 车身质量, 将汽车的 4 个车轮简化为前后两个车轮, 考虑车身垂直、俯仰运动, 忽略车身的侧倾运动, 其模型结构如图 1 所示^[8].

F_{sij} 为车辆悬架轮胎和减振弹簧的非线性弹力, 并且有^[9]:

$$F_{sij} = k_{ij} \operatorname{sgn}(\Delta x_{ij}) |\Delta x_{ij}|^{n_j} \quad i = f, r; j = 1, 2 \quad (1)$$

其中, k_{ij} 为非线性弹性系数, Δx_{ij} 为弹簧或轮胎的形变量, n_j 为弹簧的非线性刚度系数, 脚标 $i = f, r$ 分别代表车辆的前轮与后轮, $j = 1, 2$ 分别表示车辆悬架车轮和减振装置.

定义模型前后悬架和轮胎的等效阻尼力 F_{cij} 的非线性特性为

$$F_{cij} = c_{ij} \dot{\Delta x}_{ij} \quad i = f, r; j = 1, 2 \quad (2)$$

其中

$$c_{i2} = \begin{cases} c_{ijd} & \Delta \dot{x}_{ij} \geq 0 \\ c_{iju} & \Delta \dot{x}_{ij} < 0 \end{cases} \quad (3)$$

c_{ij} 为阻尼粘性系数. 根据力学模型结构, 模型前后悬架弹簧(轮胎)的形变量为

$$\begin{cases} \Delta_{f1} = x_f - \Delta_{sf1} - x_{fd} \\ \Delta_{r1} = x_r - \Delta_{sr1} - x_{rd} \\ \Delta_{f2} = x_b - \Delta_{sf2} - x_f - l_f \sin\theta \\ \Delta_{br2} = x_b - \Delta_{sr2} - x_r + l_r \sin\theta \end{cases} \quad (4)$$

其中, $\Delta_{sf1}, \Delta_{sr1}, \Delta_{sf2}, \Delta_{sr2}$ 为前后轮、前后悬架弹簧的静态形变量.

设 m_b 前后轴承受的质量分别为 m_{bf} 和 m_{br} , 可得:

$$m_{bf} = \frac{m_b l_r}{l_f + l_r} \quad m_{br} = \frac{m_b l_f}{l_f + l_r} \quad (5)$$

当悬架系统处于静止平衡状态时, 没有外部激励, 且速度为零, 可得:

$$\begin{cases} F_{sf1} = k_{f1} \operatorname{sgn}(\Delta_{sf1}) |\Delta_{sf1}|^{n_{f1}} = (m_{bf} + m_f)g \\ F_{sr1} = k_{r1} \operatorname{sgn}(\Delta_{sr1}) |\Delta_{sr1}|^{n_{r1}} = (m_{br} + m_r)g \\ F_{sf2} = k_{f2} \operatorname{sgn}(\Delta_{sf2}) |\Delta_{sf2}|^{n_{f2}} = m_{bf}g \\ F_{sr2} = k_{r2} \operatorname{sgn}(\Delta_{sr2}) |\Delta_{sr2}|^{n_{r2}} = m_{br}g \end{cases} \quad (6)$$

则 $\Delta_{sf1}, \Delta_{sr1}, \Delta_{sf2}, \Delta_{sr2}$ 的值可以由式(6)得出.

设 x_{fd}, x_{rd} 为连续减速带路面激励, 由于车辆通过连续减速带时车轮的运动轨迹近似于梯形波, 如图 2 所示^[10].

当汽车以速度 v 通过宽度和相邻间距分别为 s_1 和 s_2 的连续减速带路面时, 通过单个减速带所需的时间

$T_1 = \frac{s_1}{v}$; T 为减速带激励的周期, $T = \frac{s_1 + s_2}{v}$, 且设 $t_a = T_1/4$, $t_b = T_1 - T_1/4$. 定义 h 为减速带的高度,

减速带占空比 $\sigma = \frac{s_1}{s_1 + s_2}$. 相对于汽车前轮, 受到的路面激励输入为

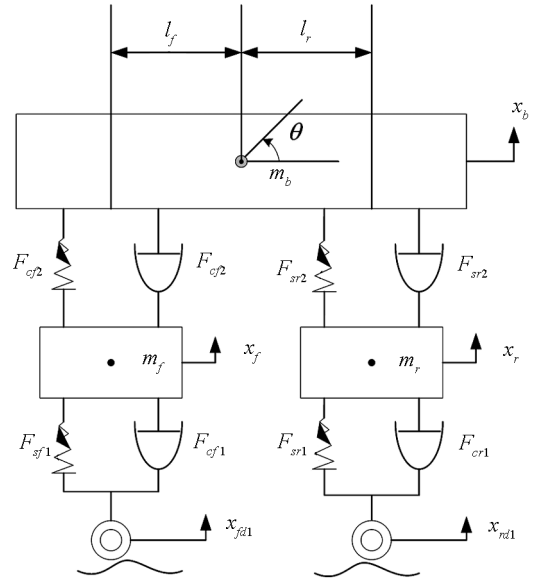


图 1 4 自由度半车车辆非线性模型

$$x_{fd}(t) = \begin{cases} \frac{h}{t_a} \times t & t \leq t_a \\ h & t_a < t \leq t_b \\ \frac{h}{T_1 - t_b} \times (T_1 - t) & t_b < t \leq T_1 \\ 0 & T_1 < t < T \end{cases} \quad (7)$$

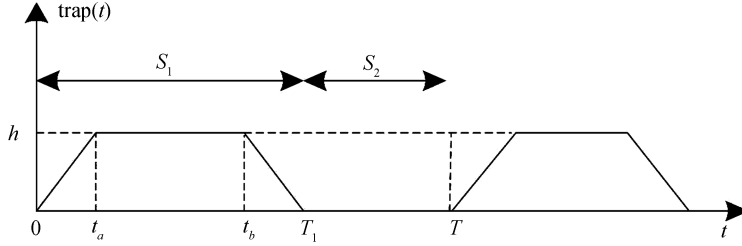


图 2 减速带路面激励近似模型

对后轮而言, 受到的路面激励相对于前轮的激励存在时间的滞后, 则后轮路面激励 x_{rd} 可以表示为

$$x_{rd}(t) = x_{fd}(t + \Delta t) = \text{trap}(t + \Delta t) + A \cdot \sin[2\pi f_2(t + \Delta t)] \quad (8)$$

解方程(8)得:

$$\Delta_{sf1} = \left[\frac{(m_{bf} + m_f)g}{k_{f1}} \right]^{\frac{1}{n_{f1}}} \quad \Delta_{sr1} = \left[\frac{(m_{br} + m_r)g}{k_{r1}} \right]^{\frac{1}{n_{r1}}}$$

$$\Delta_{sf2} = \left[\frac{m_{bf}g}{k_{f2}} \right]^{\frac{1}{n_{f2}}} \quad \Delta_{sr2} = \left[\frac{m_{br}g}{k_{r2}} \right]^{\frac{1}{n_{r2}}}$$

系统在平衡态下, 设 m_b 的初始垂直位移和俯仰角分别为 δ_{xb} 和 Δ_θ , 由系统模型可求得:

$$\delta_{xb} = \frac{l_f \Delta_{sr2} + l_r \Delta_{sf2}}{l_f + l_r} \quad \Delta_\theta = \arcsin\left(\frac{\Delta_{sf2} - \Delta_{sr2}}{l_f + l_r}\right)$$

设汽车的簧载质量绕其轴的转动惯量为 J . 根据牛顿第二定律, 路面激励-车辆悬架耦合模型的动力学方程为

$$m_b \ddot{x}_b = -F_{sf2} - F_{cf2} - F_{sr2} - F_{cr2} - m_b g \quad (9)$$

$$J \ddot{\theta} = (F_{sf2} + F_{cf2})l_f \cos\theta - (F_{sr2} + F_{cr2})l_r \cos\theta \quad (10)$$

$$m_f \ddot{x}_f = F_{sf2} + F_{cf2} - F_{sf1} - F_{cf1} - m_f g \quad (11)$$

$$m_r \ddot{x}_r = F_{sr2} + F_{cr2} - F_{sr1} - F_{cr1} - m_r g \quad (12)$$

2 动力学仿真分析

由于系统模型的非线性, 可采用 MATLAB 提供的 4 阶 Runge-Kutta 算法仿真车辆模型的动态响应. 通常连续减速带厚度位于 0.005~0.015 m 之间, 宽度和间隔大致均为 0.5 m 左右. 为此, 选取连续减速带参数: $h=0.01$ m, $s_1=0.5$ m, $\sigma=0.5$. 4 自由度车辆模型参数参见文献[10]. 由以上分析知, 系统初始条件为: $[x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8] = [-\delta_{xb}, 0, \Delta_\theta, 0, -\Delta_{sf2}, 0, -\Delta_{sr2}, 0]$.

论文研究车速 45.00~65.00 km/h 区间内系统的动力学特性. 以车身垂直方向振动参数 x_b 为研究对象, 通过数值仿真得到的速度-振动分岔图如图 3 所示.

由图 3 可以看出, 当车速达到 $51.80 \text{ km/h} < v < 57.62 \text{ km/h}$ 时, 车身垂直方向会发生剧烈振动, 从而严重影响行车舒适性. 为了进一步分析此状态下系统的非线性动力学特性, 如图 4 所示, 车速 $v=55.0 \text{ km/h}$ 情况下, 通过分析 x_b 的相位图、庞加莱截面图(Poincaré 图)、周期采样峰-峰值图(PSP 图)[11]所呈现的非线性特征.

当车速为 $v=55.0 \text{ km/h}$ 时, 相位图为无数条闭环曲线构成, Poincaré 图为无数点构成的圆环, PSP 图

为多条呈周期变化的点线组成, 这些特征表明系统发生了明显的拟周期运动. 显然, 当车辆通过此种连续减速带路面时, 长时间处于此振动条件下行驶将会导致车辆剧烈振动和剧烈噪声, 会严重影响乘车舒适性, 甚至导致车辆元器件和货物的损害.

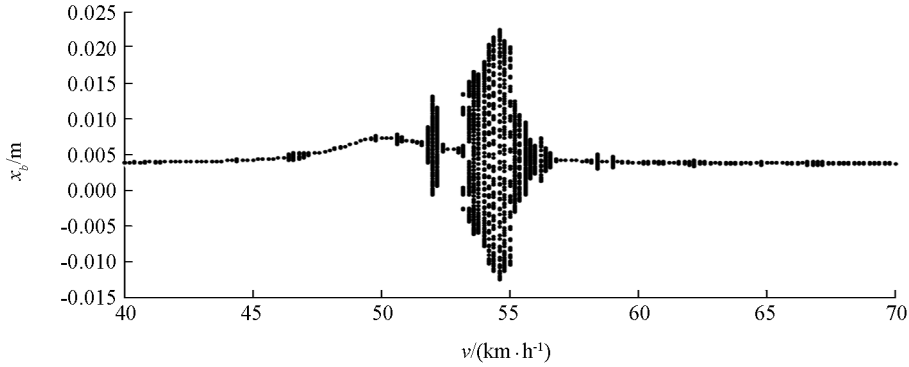


图 3 车身垂直振动量 x_b 的速度分岔图

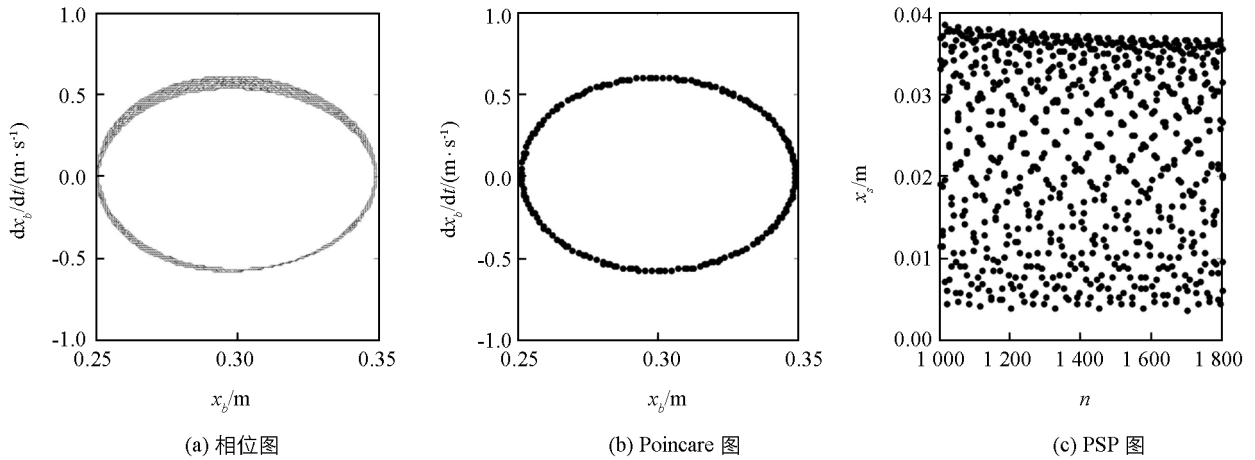


图 4 $v = 55.0$ km/h 时系统的非线性特性

对于大多数道路, 为了行车安全和维持交通秩序, 要求车速限制在一定的范围内行驶. 由于拟周期域内车辆的振动特性最差, 因此可以通过减速带激励参数的改变避免拟周期域和与车辆规定的行进速度范围相重叠, 从而避免车辆拟周期振动的发生. 连续减速带参数与拟周期域范围的关系如表 1 所示.

表 1 参数 s_1 , α 与拟周期域振动范围的关系

	s_1/m	0.4	0.5	0.6
$h = 0.01 \text{ m}, \sigma = 0.5$	拟周期域/ $(\text{km} \cdot \text{h}^{-1})$	$38.20 < v < 46.02$	$50.80 < v < 57.62$	$58.30 < v < 69.20$
	σ	0.45	0.5	0.55
$h = 0.01 \text{ m}, s_1 = 0.5 \text{ m}$	拟周期域/ $(\text{km} \cdot \text{h}^{-1})$	$54.02 < v < 64.24$	$50.80 < v < 57.62$	$47.42 < v < 53.56$
	h/m	0.005	0.010	0.015
$s_1 = 0.01 \text{ m}, \sigma = 0.5$	拟周期域/ $(\text{km} \cdot \text{h}^{-1})$	$52.54 < v < 54.78$	$50.80 < v < 57.62$	$50.79 < v < 58.86$

由表 1 可知, 系统发生拟周期振动的条件与减速带参数设置有如下规律: 拟周期速度值随着减速带宽度 s_1 的增大而增大, 随着减速带占空比 σ 的增大而减小, 且速度范围随着减速带设置的厚度增大而增大. 因此, 可以依据上述规律设置特定条件下路面的连续减速带的参数, 从而避免车辆拟周期振动的发生.

3 结 论

非线性车辆通过连续减速带时会发生复杂的非线性振动, 而一些非线性振动可能导致车辆的振动加剧, 因此会产生激烈的过度振动. 本文通过建立道路连续减速带路面条件下的路面激励-车辆悬架力学模

型, 运用 MATLAB 软件对系统进行非线性动力学仿真, 得到了系统的速度分岔图, 发现系统在特定速度范围内会发生剧烈振动. 通过相位图、Poincaré 图和 PSP 图对系统非线性特性的识别, 最后对减速带参数与系统拟周期产生条件进行深入研究, 揭示了减速带参数与系统拟周期产生条件的关系, 为如何通过改变减速带参数实现系统拟周期振动的有效避免提供了可能. 系统研究结论提高了我们对实际机械系统中产生非线性振动的认识, 为连续减速带参数设置提供了理论依据, 具有理论和实际两方面的价值.

参考文献:

- [1] YANG J. Two-Degree-of-Freedom Controller to Reduce the Vibration of Vehicle Engine-Body System [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2001, 9(2): 295–304.
- [2] 唐德修. 对收集利用车辆行驶颠簸能的研究 [J]. 西南大学学报(自然科学版), 2007, 29(8): 150–153.
- [3] 李韶华, 杨绍普. 拟周期激励下滞后非线性汽车悬架的混沌 [J]. 振动与冲击, 2003, 22(3): 61–64.
- [4] 李韶华, 杨绍普. 随机激励非线性汽车悬架系统的混沌运动 [J]. 振动、测试与诊断, 2005, 25(1): 22–25.
- [5] 盛 云, 吴光强. 汽车非线性悬架的混沌研究 [J]. 汽车工程, 2008, 30(1): 57–60.
- [6] LITAK G, BOROWIEC M, FRISWELL M I, Przystupa W. Chaotic Response of a Quarter Car Model Forced by a Road Profile with a Stochastic Component [J]. Chaos, Solitons & Fractals, 2009, 39(7): 2448–2456.
- [7] LI C, LIANG S, ZHU Q, et al. Analysis of Chaotic Vibration of a Nonlinear Quarter-Vehicle Model Caused by the Consecutive Speed Control Humps [J]. ICIC Express Letters, 2011, 5(9): 3201–3207.
- [8] ZHU Q, ISHITOBI M. Chaos and Bifurcations in a Nonlinear Vehicle Model [J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 275(3–5): 1136–1146.
- [9] MORAN A, NAGAI M. Optimal Active Control of Nonlinear Vehicle Suspension Using Neural Networks [J]. JSME International Journal, Series C, 1994, 37(4): 707–718.
- [10] LIANG S, SUN Y, ZHU Q, et al. Ride Comfort Analysis of a Nonlinear Vehicle Excited by the Consecutive Speed-Control Humps [J]. Journal of Vibroengineering, 2013, 15(4): 1656–1664.
- [11] 杨永锋, 任兴民, 秦卫阳. 一种描述非线性动力学响应的新方法 [J]. 中国机械工程, 2005, 16(16): 1468–1470.

Vibration Analysis of a Nonlinear Half-Vehicle Model Caused by Consecutive Speed Control Humps

ZENG Cheng^{1,2}, SUN Yong-sheng^{2,3}, YANG Zhi-yong^{2,4}

1. College of Science, Guizhou Institute of Technology, Guiyang Guizhou 550003, China;

2. College of Automation, Chongqing University, Chongqing 440004, China;

3. Sichuan Electric Power Design & Consulting Co. Ltd, Chengdu 610000, China;

4. College of Information Engineering, Chongqing Institute of Engineering, Chongqing 402260, China

Abstract: Aiming at violent vibrations of automobiles excited by the consecutive speed-control humps (SCHs) on the highway, a nonlinear SCH-suspension mechanical model with four degrees of freedom (DOF) is built, the nonlinear dynamical behavior of the suspension model under consecutive SCHs excitations is analyzed, the nonlinear vibration characteristics of the suspension system are studied with the phase portrait, Poincaré diagram and PSP diagram, and the relations between SCHs parameters and quasi-periodic motions are obtained by simulation. It is concluded that with the consecutive SCHs excitations, complex nonlinear vibrations will happen in nonlinear vehicles, drastic vibrations will happen when quasi-periodic motions occurs in the system, and these vibrations can be avoided effectively by reasonable SCHs parameter settings.

Key words: consecutive speed control humps; vehicle suspension model; nonlinear vibration; quasi-periodic motion

