线性板簧的迟滞特性对车辆平顺性影响

丁能根 潘为民 刘竹清

(北京航空航天大学 汽车工程系, 北京 100083)

摘 要: 通过分析板簧迟滞特性对车辆在不同路面上行驶平顺性的影响, 探讨合理选择板簧悬架减振器阻尼的方法. 采用 1/4 车辆模型, 在考虑和不考虑板簧迟滞特性 2 种情况下分析了车辆在不同路面上的簧载质量加速度均方根值. 考虑到模型非线性, 采用时域求解, 并以随机生成的路面数据和一组实测路面数据作为模型输入. 分析结果表明板簧迟滞特性对行驶平顺性的不利影响在良好路面上表现得更为明显, 因此减振器阻尼系数应根据路面不平度等级加以选择. 对于采用板簧悬架的车辆, 减振器在压缩行程和复原行程的阻尼比范围应分别为 0. 1~ 0. 2 和 0. 2~ 0. 3.

关 键 词: 板簧; 滞后阻尼; 行驶平顺性

中图分类号: U 461. 4

文献标识码: A 文 章 编 号: 1001-5965 (2005) 03-0355-04

Influence of linear leaf springs' hysteresis behavior on vehicle's ride

Ding Nenggen Pan Weimin Liu Zhuqing

(Dept. of Automobile Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: A method was investigated to select proper damping coefficients of the damper used for the leaf spring suspension, based on the analysis of the influence of leaf springs' hesteresis behavior on vehicle's riding on different kinds of roads. Based on a quarter vehicle model, the root of mean squared acceleration of sprung mass was analyzed on different grades of roads with and without consideration of leaf springs' hysteresis behavior. The model was solved in time domain due to its nonlinearities. Both randomly produced road data and a group of real road data were used as inputs of the model. Results show the hysteresis behavior is more harmful to vehicle's riding comfort on a high quality road than on a poor quality road, and therefore the damping coefficients of dampers should be selected according to road grades. For vehicles with leaf spring suspensions, the dampers' damping ratios for jounce travel should be 0. 1~ 0. 2 and that for rebound travel be 0. 2~ 0. 3.

Key words: leaf springs; hysteresis damping; riding comfort

一般认为, 摩擦力引起的阻尼对车辆乘坐舒适性是有害的, 这是因为这些阻尼使得悬架不能顺畅地跳动, 尤其是在较小的路面不平度输入下悬架处于黏着状态[1, 2]. 板簧的迟滞现象是由叶片接触表面间的摩擦力引起, 会使车辆乘坐舒适性降低. 本文通过建立 1/4 车辆模型, 定量分析在不同路面上考虑和不考虑板簧迟滞特性 2 种情况下迟滞特性对车辆行驶平顺性的影响, 探讨如何合理选择板簧悬架减振器的阻尼比.

1 1/4 车辆模型

1. 1 车辆平顺性分析的 1/4 模型

建立车辆 1/4 模型时作如下假设:

1) 减振器在悬架的压缩行程和伸张行程时具有不同的阻尼系数;

2) 忽略轮胎阻尼;

3) 悬架具有线性刚度特性.

板簧的迟滞特性可以通过载荷-变形曲线反

收稿日期: 2004-01-05

作者简介: 丁能根 (1965-), 男, 安徽宣城人, 副教授, dingng@netease.com.

映出. 该曲线由试验 (先加载然后卸载) 或采用有限元法 FEM (Finite Element Method)[3~5] 计算得到. 图 1 为某大客车的前悬架载荷-变形曲线, 其中摩擦因数 μ 取值为 0.15.

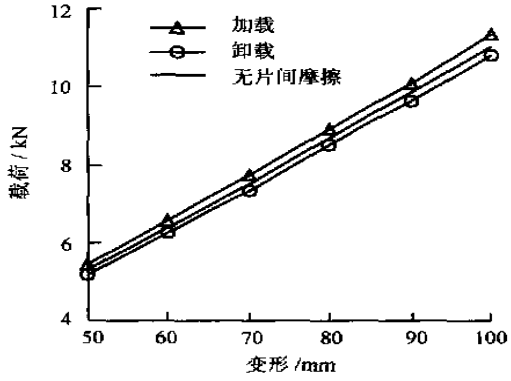


图 1 板簧的载荷-变形曲线

1/4 平顺性分析模型如图 2 所示. 图中 q 代表路面不平度; 由板簧迟滞特性引起的阻尼力 F_1 作用在簧载质量 m 和非簧载质量 m_t 之间.

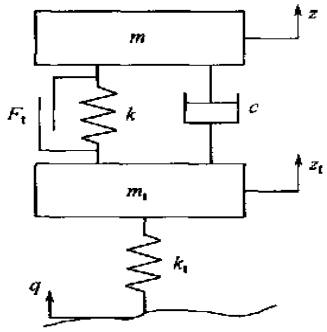


图 2 考虑板簧迟滞特性的 1/4 车辆模型

根据图 2, 写出如下振动方程:

$$\left.\begin{aligned} m\ddot{z} + c(\dot{z}-\dot{z}_t) + k(z-z_t) + F_1 &= 0 \\ m_t\ddot{z}_t + c\dot{z}_t + k_t z_t - c(\dot{z}-\dot{z}_t) - & \\ k(z-z_t) - F_1 &= c_t\dot{q} + k_t q \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

式中, c 为减振器阻尼系数, $N\cdot s\cdot m^{-1}$; F_1 为阻尼力, N, 其近似表达式如式 (2) 所示, 该式是根据图 1 和静平衡状态板簧的变形量 z_0 得到的. 式 (2) 中长度和速度的单位分别是 m 和 m/s.

$$F_1 = \begin{cases} 90 + 190(z_0 - z + z_t - 0.03)/0.07 & \\ \dot{z} > \dot{z}_t,\ |\dot{z}-\dot{z}_t| > 0.001 & \\ -90 - 150(z_0 - z + z_t - 0.03)/0.07 & \\ \dot{z} < \dot{z}_t,\ |\dot{z}-\dot{z}_t| > 0.001 & \\ 0 \quad \text{其它} & \end{cases} \quad (2)$$

路面输入可实测得到或根据不同等级路面的功率谱密度 PSD (Power Spectrum Density) 随机生成.

1.2 随机路面输入数据的生成

按照路面不平度功率谱密度的理论, 道路纵断面的表面形状可认为由无穷多个正弦曲线叠加而成. 对具有特定路面等级的每一实际路面, 其功率谱密度可用式 (3) 表达[6].

$$S_q = \begin{cases} C_{SP}\Omega_1^{-2} & 0 \leqslant |\Omega| \leqslant \Omega_1 \\ C_{SP}\Omega^{-2} & \Omega_1 < |\Omega| \leqslant \Omega_2 \\ 0 & \Omega_2 < |\Omega| \end{cases} \quad (3)$$

式中, S_q 为路面功率谱密度, m^2/m^{-1}; Ω 为道路波形的空间频率, m^{-1}; C_{SP} 为路面不平度常数, m^2/m; Ω_1 和 Ω_2 分别为主频带下限和上限, 其值分别为 0.1 m^{-1} 和 2 m^{-1}.

如果将起始频率取为 0.00992 m^{-1}, 并略微调整 Ω_2 至 2.02 m^{-1} 作为终了频率, 所关心的频带可分成 23 个 1/3 倍频带. 对于起始频率为 Ω_{i1}、终了频率为 Ω_{i2} 的第 i 个 1/3 倍频带, 其中心频率 Ω_{ic} 等于 $\sqrt{\Omega_{i1}\Omega_{i2}}$. 假设窄频带中所有正弦曲线叠加在一起可用频率为该频带中心频率的一条正弦曲线来近似代替, 则随机路面对应的频率成分具有 $A_i\sin(\Omega_{ic}x + \varphi_i)$ 的形式, 其中 φ_i 为一符合均匀分布、取值范围为 0~2π 的随机数. 对于一个仅包含第 i 个 1/3 倍频带的假想路面, q^2 的期望值代表了该频带的功率, 可用下面 2 式分别计算得到:

$$E(q^2) = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{+\infty} S_q\,d\Omega = \frac{1}{\pi}\int_{\Omega_{i1}}^{\Omega_{i2}} S_q\,d\Omega \quad (4)$$

$$E(q^2) = \lim_{L\to\infty}\frac{1}{L}\int_0^L [A_i\sin(\Omega_{ic}x + \varphi_i)]^2 dx = \frac{A_i^2}{2} \quad (5)$$

因此, 根据式 (4) 和式 (5) 可以求出 A_i.

最后, 可近似生成如下的随机路面:

$$q(x) = \sum_{i=1}^{23} A_i\sin(\Omega_{ic}x + \varphi_i) \quad (6)$$

图 3 所示为两例随机生成的路面.

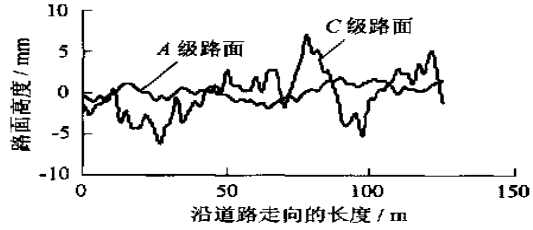


图 3 随机生成路面

2　板簧迟滞特性对平顺性的影响

由于存在板簧的迟滞以及诸如减振器的非线性阻尼等其它非线性特性，上述 1/4 车辆模型只能在时域求解. 因此，采用四阶龙格-库塔法[7]求解式 (1).

求解式 (1) 时，将簧载质量的垂直加速度 $\ddot{z}(t)$ 作为路面输入的响应，然后用 $\ddot{z}$ 在 n 个点处的均方根 (RMS) 来评价平顺性:

$$\sigma_{\ddot{z}} = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\ddot{z}_i^2} \qquad (7)$$

为揭示板簧迟滞特性对车辆平顺性的影响，首先假设在给定的路面和一定的车速下减振器是最佳的. 换句话说，不管是否考虑到板簧迟滞特性对平顺性的影响，每一种情况下减振器的阻尼比都是最优选择的，以获得最好的平顺性，它是通过将阻尼比作为优化设计变量对平顺性加以优化得到的.

平顺性分析时采用的参数为: m = 1 349. 1 kg, k = 224 kN/m, k_t = 882. 6 kN/m, m_t = 237. 5 kg.

图 4 反映了在考虑和不考虑迟滞特性 2 种情况下簧载质量加速度均方根值与路面等级的关系. 从该图可看出，在减振器具有最佳阻尼比的假设下，板簧阻尼特性在良好路面上对平顺性的不利影响更大些.

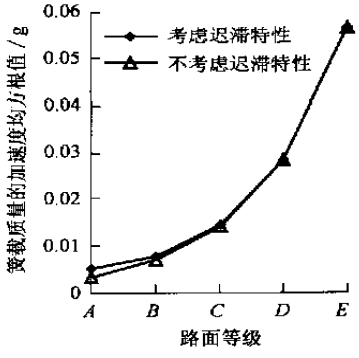
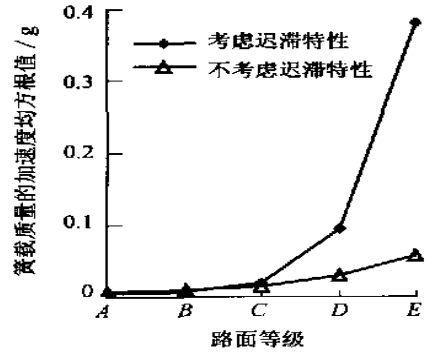
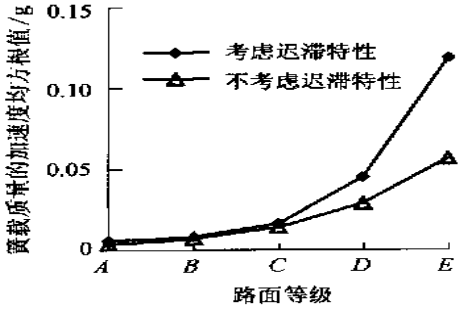


图 4　加速度均方根值 (车速为 20 m/s)

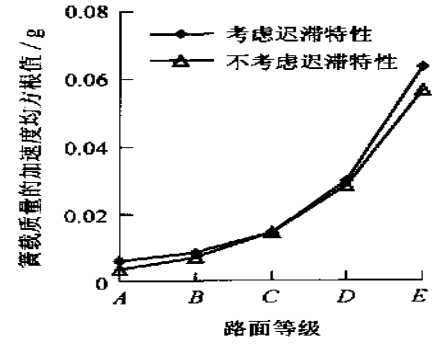
然而，就传统悬架而言，其阻尼系数是不变的. 将每一种情况下减振器在压缩行程的阻尼比 ζ_1 和复原行程的阻尼比 ζ_2 依次固定不变，分析在其它等级路面上的平顺性 (本文中阻尼比定义为 $\zeta_i = c/\sqrt{4km}$, i = 1, 2)，所得到的平顺性分析结果如图 5 所示. 如果不考虑迟滞特性，ζ_1 和 ζ_2 的值约为 0. 32; 考虑迟滞特性时 ζ_1 和 ζ_2 的值如图中所给.



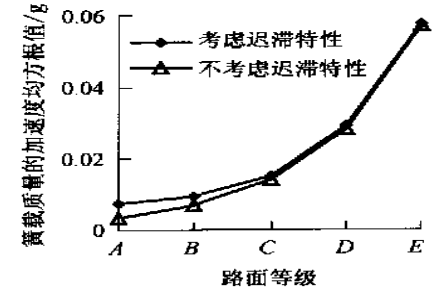
a　ζ_1 = 7. 4× 10⁻⁴,　ζ_2 = 4. 1× 10⁻³



b　ζ_1 = 9. 9× 10⁻³,　ζ_2 = 0. 074



c　ζ_1 = 0. 11,　ζ_2 = 0. 19



d　ζ_1 = 0. 16,　ζ_2 = 0. 31

图 5　阻尼比固定不变时簧载质量加速度

从图 5 可以更清楚地看出板簧迟滞特性对平顺性的影响. 无论如何选择阻尼比，该特性总是使车辆平顺性变坏. 如果 ζ_1 和 ζ_2 按图 5a 或图 5b 那样选择得比较小，板簧迟滞特性将车辆在坏路面上的平顺性大大降低; 但如果按图 5c 或图 5d 那

样将 ζ_1 和 ζ_2 选择得较大则可减小板簧迟滞特性对坏路面上车辆平顺性的不利影响. 因此, 为使采用板簧悬架的车辆获得较好的平顺性, 相应的减振器阻尼比应当按以下范围选择: 压缩行程为 0. 1~ 0. 2, 伸张行程为 0. 2~ 0. 3.

如果减振器的阻尼比是按考虑和不考虑板簧迟滞特性、在 C 级路面上具有最佳平顺性分别选择的, 同样可以得出板簧迟滞特性对车辆在很差路面上的平顺性产生不利影响的结论. 表 1 为将一组实测路面不平度数据作为 1/4 车辆模型的输入时的平顺性分析结果.

表 **1** 簧载质量加速度均方根值

车速/ (m·s^{-1})	均方根值/ (m·s^{-2})	
	考虑迟滞特性	不考虑迟滞特性
	ζ_1= 0. 11, ζ_2= 0. 19	ζ_1= 0. 29, ζ_2= 0. 36
10	1. 568	1. 416
15	1. 951	1. 747
20	2. 351	2. 032

3 结 论

本文采用 1/4 车辆模型分析了板簧迟滞特性对平顺性的影响. 虽然板簧迟滞特性总是使平顺性变差, 但它在良好路面上的影响程度要比在差路面上大.

对于板簧悬架, 较小的减振器阻尼比对于良好路面上的平顺性是有利的, 但在较差路面上平顺性恶化很多. 相反, 较大的减振器阻尼比会使车辆在良好路面上的平顺性变差, 尽管它可能对较差路面上的平顺性有利.

如果考虑到板簧的迟滞特性, 为获得更好的行驶平顺性, 减振器阻尼比的合适范围应当是: 压缩行程为 0. 1~ 0. 2, 复原行程为 0. 2~ 0. 3. 对于经常在良好路面上行驶的车辆, 应取上述阻尼比的下限值.

参考文献 (**References**)

[1] Gotoh T, Imaizumi T. Optimization of force action line with new spring design on the macpherson strut suspension for riding comfort [J]. SAE Technical Paper Series 2000-01-0101, 2000: 108~ 114

[2] Hukushima N. Effect of suspension friction for the riding comfort [J]. Journal of Society of Automotive Engineers of Japan, 1979, 11 (22): 33~ 44

[3] Hamano T, Kawashima K, Kato H. Analysis of hysteresis behavior of leaf springs with FEM (1st report, basic formulation of a special contact element for the beam-element models) [A]. In: Proceedings of Mechanical Society of Japan (Section A) [C]. Tokyo: Mechanical Society of Japan, 1998. 1521~ 1528

[4] Hamano T, Kawashima K, Kato H. Analysis of hysteresis behavior of leaf springs with FEM (2nd report, application of special contact element to multi-leaf spring modeled by beam element) [A]. In: Proceedings of Mechanical Society of Japan (Section A) [C]. Tokyo: Mechanical Society of Japan, 1998. 2408~ 2414

[5] 丁能根, 马建军. 钢板弹簧迟滞特性的有限元分析 [J]. 汽车工程, 2003, 25 (1): 12~ 14
Ding Nenggen, Ma Jianjun. Finite element analysis on the hysteresis behavior of leaf springs [J]. Automotive Engineering, 2003, 25 (1): 12~ 14 (in Chinese)

[6] 余志生. 汽车理论 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1979. 202 ~ 205
Yu Zhisheng. Automobile theory [M]. Beijing: China Machine Press, 1979. 202~ 205 (in Chinese)

[7] 关 治, 陈景良. 数值计算方法 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1990. 250~ 261
Guan Zhi, Chen Jingliang. Numerical computation methods [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1990. 250~ 261 (in Chinese)

[8] Thompson A G, Davis B R, Salzborn F J M. Active suspensions with vibration absorbers and optimal output feedback control [J]. SAE Technical Paper 841253, 1984: 698~ 707