

文章编号: 1002-0268 (2000) 02-0052-04

轿车悬架减振器性能检测模拟计算分析

刘圣田, 徐 安
(济南交通高等专科学校, 山东 济南 250023)

摘要: 给出悬架检振器性能检测试验台的结构、检测标准和工作原理, 建立减振器检测时的模拟计算分析模型, 并进行了模拟计算分析, 从而为减振器性能就车检测标准提供了理论依据。
关键词: 悬架; 减振器; 检测; 模型; 模拟
中图分类号: U463.33⁺5.1 **文献标识码:** A

On the Inspection/ test and Simulation of Car Suspension's Absorber Performance

LIU Sheng-tian, XU An
(Jinan Communications College, Shandong Jinan 250023, China)

Abstract This paper presents the construction, the inspecting standard and the operating principle of the car suspension's absorber tester and the calculating models of the car suspension's absorber tester, providing a theoretical basis of the absorber performance inspecting standard.
Key words: Suspension; Absorber; Inspection/ Test; Model; Simulation

0 前言

汽车悬架作为影响汽车多种使用性能的重要装置, 其阻尼元件——减振器位于车桥和车身之间, 根本任务是确保车辆具有良好的行驶平顺性和行驶安全性, 具体地说就是防止车身过大和过长时间的横向摆动, 快速衰减由路面激起的振动, 减小车身所受冲击。因此, 悬架减振器是否发生故障, 必将直接影响汽车的使用性能。

现代轿车的行驶安全性已被提到第一重要的位置。影响安全性的因素很多, 如制动性、操纵稳定性等, 它们往往都与汽车的悬架有着重要的关系。汽车行驶时, 悬架性能参数(如刚度、阻尼和非悬挂与悬挂质量等, 特别是减振器在使用过程中因磨损而引起的功能下降)直接影响着汽车车轮与路面之间的附着状况, 动态附着状况的好坏则直接影响汽车的行驶安全性, 这一点已被 TuV 进行的多项试验研究结果所证实。在奔驰 190E 汽车上安装新旧减振器进行对比

试验表明, 装用性能不良的减振器后, 汽车的直线行驶制动距离、转弯制动距离、转弯行驶最高稳定车速和出现滑水现象的极限车速等都受到很大影响。因此, 对在用汽车悬架减振器进行不解体检测, 以便及早发现故障已势在必行, 且检测结果亦可做为汽车相关故障的诊断依据。

1 汽车悬架减振器性能检测试验台

1.1 汽车悬架减振器检测标准讨论

汽车悬架减振器的性能与很多影响因素有关, 它不能简单地根据使用时间长短或行驶里程来判断其损坏程度。目前国内尚未出台对在用汽车悬架减振器进行不解体检测的标准, 只是在将要出台的汽车综合性能检测站技术条件中涉及到悬架性能不解体检测的检测指标, 这些指标是悬架的振幅、频率和衰减特性。当前世界上具有代表性的汽车悬架性能检测标准主要是欧洲减振器制造商协会(EUSAMA)的标准, 内容有检测悬架的固有频率和车轮与路面的相对接地性,

因而实际上该标准检测的是悬架的刚度和阻尼情况，这与国内将要出台的标准没有实质上的区别。

相对接地性定义为汽车在检测台上振动衰减过程中的最小车轮重量与汽车在检测台上静态时的重量之比值，它直接反映了车轮与路面的附着情况，其值越大，说明行驶附着情况越好，进而行车安全性越好；同时，它也间接反映了悬架系统的传递特性，即主要反映了阻尼元件的阻尼特性，其具体评价指标见表1。EUSAMA 标准还规定，左右车轮的相对接地性相差 20%时应检查或检修减振器。

	评价指标				表 1
相对接地性	> 60%	40% ~ 60%	20% ~ 40%	< 20%	
减振器性能	优良	良好	可用	不可用	

共振频率是汽车在试验台上激振过程中达到共振时的频率，其数值的大小直接反映了悬架刚度的大小，也间接反映了悬架的隔振特性。欧洲标准对共振频率没有具体地加以限制，只是对左右车轮的共振频率差别给出示值。

1.2 汽车悬架减振器性能检测试验台结构

在各种汽车悬架减振器性能检测试验台中，最适于检测线和维修企业采用的是共振法试验台。共振法试验台按检测参数的不同又可分为测力式和测振幅式两种，其实质都是通过检测在激振过程中力或位移的振动特性，求出频率和衰减特性，进而判断悬架减振器的性能好坏。图 1 为两种试验台的结构原理简图。

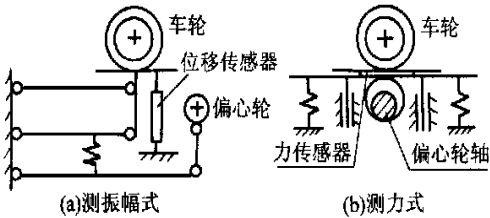


图 1 典型试验台结构原理

试验台主要由激振台、检测控制系统和计算机数据处理系统组成，而激振台则通常由带有旋转惯量的电机带动产生激振的机械机构构成。其工作过程如下：电机起动到稳态后断电，激振台的激振机构在旋转惯量的带动下产生一个由高频到低频的频率扫描激振过程（一般为 23~0Hz），从而通过位移或力信号传感器得出振幅或力的响应情况，进而通过计算机求出悬架减振器性能检测参数的值。

目前，具有代表性的是德国 MAHA 公司的测振幅式和 BEISSBARTH 公司的测力式悬架检测试验台。

2 悬架减振器性能检测试验台模拟计算模型建立

汽车是一个复杂的振动系统，模型的建立应根据所分析的问题进行合理简化。根据文献 [1] 提供的建模简化方法，双轴汽车复杂振动系统可简化为如图 2 所示 4 个自由度的平面模型，图中各参数的意义不再加以详细说明。当悬挂质量分配系数 $\epsilon=1$ 时，即联系质量 $m_{2c}=0$ ，前、后轴上方代表车身部分的集中质量 m_{2f} 、 m_{2r} 在垂直方向上的振动是相互独立的，此时前、后轴上的垂直振动即可单独加以考虑，而且，根据统计，大部分汽车的 ϵ 值在 0.8~1.2 之间，因此，可以进一步将图 2 所示四自由度平面模型简化为独立的多自由度振动系统，即汽车的 1/4 振动模型。

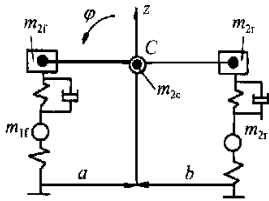


图 2 双轴汽车简化的平面模型

图 3 是测振幅式和测力式两种试验台与被检测汽车一起时的三自由度和两自由度车-台振动系统简化模型，图 3 中 m_2 、 m_1 为悬挂质量和非悬挂质量， m_3 为激振台当量质量， K 为悬架垂直线刚度， K_t 为轮胎垂直刚度， K_j 为测位移式激振台激振弹簧刚度， C 为悬架阻尼系数， C_j 为激振台阻尼系数，由于轮胎阻尼很大而忽略， z_2 、 z_1 、 z_3 为 m_2 、 m_1 、 m_3 对激励 q 的响应。

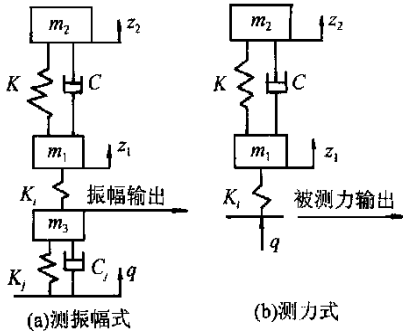


图 3 典型试验台简化模型比较

3 悬架减振器性能检测模拟计算及结果分析

3.1 系统传递特性计算与分析

以图 3 (b) 为研究对象时, 系统的受迫振动运动微分方程可描述为

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z}_2 + C(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + K(z_2 - z_1) = 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 + C(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + K(z_1 - z_2) + K_t(z_1 - q) = 0 \end{cases}$$

(1)

对微分方程 (1) 进行幅频响应计算, 可求出所关心的幅频特性。

定义车轮动载 $F_d = K_t(z_1 - q)$, 静载 $G = (m_1 + m_2)g$, 相对动载为 $F_d/G^{[1]}$ 。相对动载 F_d/G 与相对接地性实质上相同, 它们都反映了车轮的动态附着情况。求得相对动载 F_d/G 对 $\dot{q}$ 的频率响应函数后, 再进一步求出幅频特性为

$$\left| \frac{F_d}{G\dot{q}} \right| = \frac{\gamma\omega}{g} \left[\frac{(\frac{\lambda^2}{1+\mu} - 1)^2 + 4\zeta^2\lambda^2}{\Delta} \right]^{\frac{1}{2}}$$

(2)

式中, $\gamma = K_t/K$ 为刚度比; $\mu = m_2/m_1$ 为质量比; $\lambda = \omega/\omega_0$ 为频率比; ζ 为阻尼比; $\Delta = [(1 - \lambda^2)(1 + \gamma - \lambda^2/\mu) - 1]^2 + 4\zeta^2\lambda^2(\gamma - \lambda^2/\mu + \lambda^2)^2$ 。

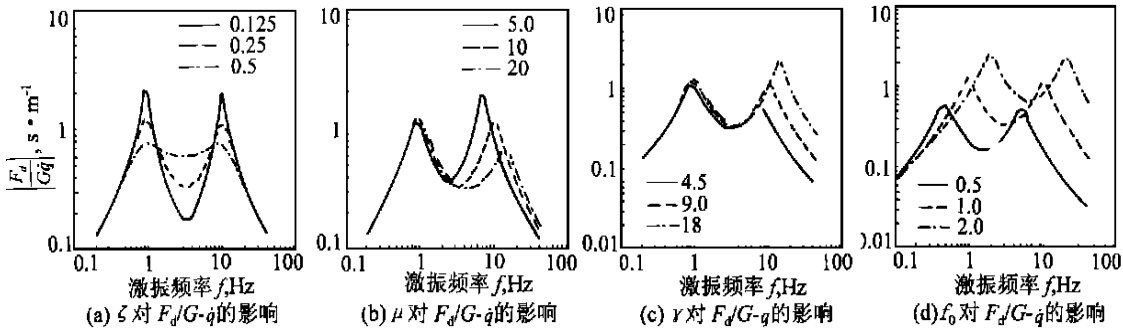


图 4 f_0 、 μ 、 γ 、 ζ 对 $F_d/G-q$ 的幅频特性曲线影响模拟计算结果

将幅频特性 $F_d/G-q$ 除以 ω 即可得出 $F_d/G-q$ 幅频特性曲线。图 5 是在原始数据与上述讨论相同情况下计算得到的 $F_d/G-q$ 幅频特性结果。从图 5 (a)、(b)、(c)、(d) 各计算结果可见, $F_d/G-q$ 幅频特性曲线与 $F_d/G-q$ 幅频特性曲线的变化趋势相同, ζ 对

将原始数据代入式 (2), 即可计算出 $F_d/G-q$ 的幅频特性曲线。图 4 (d) 是在 $f=f_0=1\text{Hz}$, $\mu=10$, $\gamma=9$, $\zeta=0.125、0.25、0.5$ 的情况下计算的结果, (a)、(b)、(c)、(d) 分别是 f_0 、 μ 、 γ 、 ζ 对 $F_d/G-q$ 的幅频特性曲线影响结果分析。由图可见, 在激振频率 $0.1 \sim 25\text{Hz}$ 范围内, f_0 、 μ 、 γ 、 ζ 对 $F_d/G-q$ 的幅频特性曲线都有影响。增大 f_0 后使共振峰值频率和相对动载增大; 增大 μ 后使高频共振峰值减小, 从而对接地性有利; 增大 γ 后对 F_d/G 影响很大, 预示着采用软的轮胎对改善平顺性和提高接地性均有明显好处。另外, ζ 对共振时的两个峰值影响也很大, 增大 ζ 对降低共振峰值具有明显作用, 因此, 减振器在使用过程中一旦因磨损而造成 ζ 减小时, 将会造成接地性变差, 从而危及行车安全。从以上分析中可进一步看出, 以相对接地性评价减振器功效时, 应考虑 μ 和 ζ 对相对接地性评价的影响。譬如某车的减振器功效很好, 但因其 μ 很小而使相对接地性值很小, 这种情况就应设法加以修正。

低频共振时的峰值影响最大, 而 μ 对后高频共振时的峰值影响最大。

3.2 检测过程仿真计算与结果分析

将微分方程 (1) 用矩阵表示为

$$[M] \ddot{Z} + [C] \dot{Z} + [K] Z = \{Q\}$$

(3)

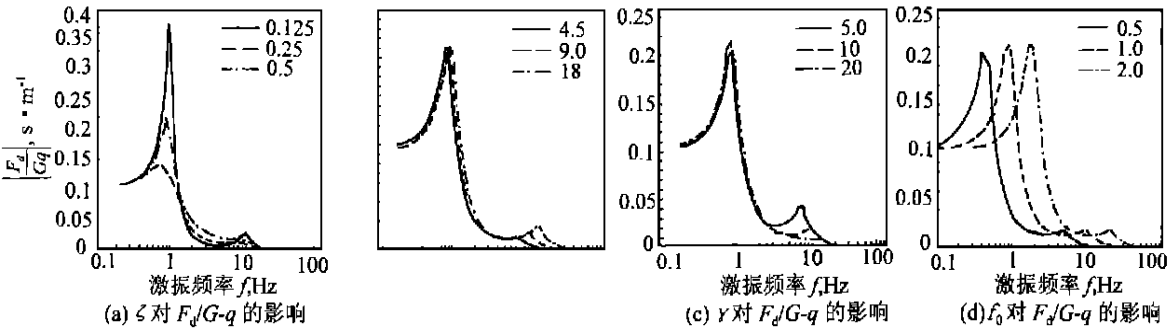


图 5 f_0 、 μ 、 γ 、 ζ 对 $F_d/G-q$ 的幅频特性曲线影响模拟计算结果

式中, $[M] = \begin{bmatrix} m_2 & \\ & m_1 \end{bmatrix}$, $[C] = \begin{bmatrix} C & -C \\ -C & C \end{bmatrix}$,
 $[K] = \begin{bmatrix} K & K \\ -K & K+K_t \end{bmatrix}$, $\{Q\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ K_t \cdot q \end{Bmatrix}$,
 $\ddot{Z} = \begin{Bmatrix} \ddot{z}_2 \\ \ddot{z}_1 \end{Bmatrix}$, $Z = \begin{Bmatrix} z_2 \\ z_1 \end{Bmatrix}$, $Z = \begin{Bmatrix} z_2 \\ z_1 \end{Bmatrix}$

本文采用了稳定性好且对时间步长要求不严格的 Wilson-θ 法对矩阵方程 (3) 进行数值积分, 以计算出所要求的响应结果, 如相对动载、 m_1 和 m_2 的位移、速度、加速度等。对 Wilson-θ 法的具体计算方

法与过程, 本文不再加以详细说明。
以某轿车的单侧前悬架为分析研究对象, 计算所需各参数的确定方法和过程本文不再赘述, 仿真计算时取时间步长为 0.006s, 正弦激励振幅为 6mm, 频率扫描范围为 0~12Hz。响应计算结果如图 6 所示, 从其中的 (c) 和 (d) 图可见, 当 $\zeta=0.25$ 时, 在共振时相对动载最大值为 69%, 也就是说相对接地性为 31%; 而当 $\zeta=0.125$ 时, 在共振时相对动载最大值为 130%, 相对接地性已为负值, 即车轮已发生跳离地面的危险情况。

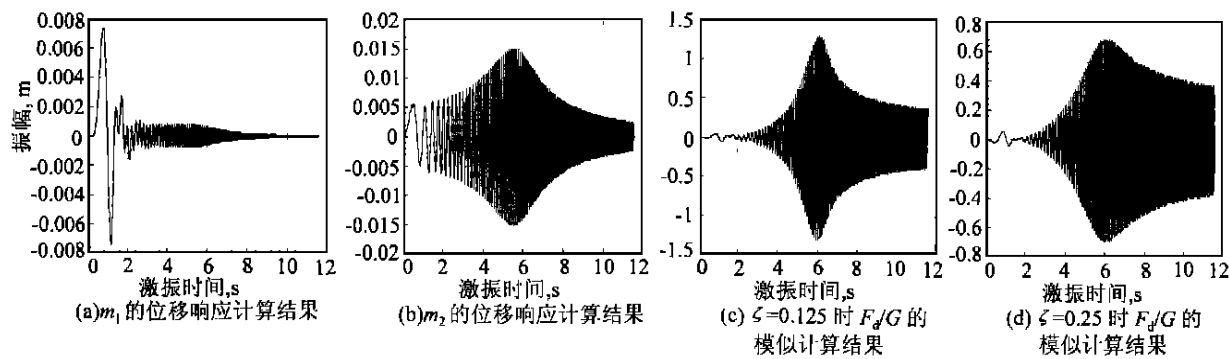


图 6 受迫振动响应计算结果

在实际检测过程中正弦激励是由高频到低频进行扫描的, 与上述计算过程相反, 但本质上相同。实际检测时由计算机记录下表征相对接地性的信号, 然后得出相对接地性数值, 进而判断悬架减振器是否可用。有时, 计算机还可绘出衰减振动过程的最大和最小振幅包络线等, 以便判断悬架的性能。

4 结束语

实际检测应用中, 如果直接检测出悬架减振器的衰减指数是比较困难而且复杂的, 利用相对接地性来间接检测减振器的功效, 不失为一简单、有效、直观

的方法。使用汽车悬架减振器性能检测试验台对在用车辆减振器进行不解体检测已越来越被国内汽车检测维修企业所重视, 因此, 研制开发我国自己的悬架减振器性能检测试验台, 以尽早发现悬架减振器的功能故障, 确保行车安全, 已是一项迫在眉睫的任务。

参考文献:

[1] 余志生主编. 汽车理论. 北京: 机械工业出版社. 1994-05.
[2] 李杰敏主编. 汽车拖拉机试验学. 北京: 机械工业出版社. 1996-05.
[3] 王彬主编. 振动分析及应用. 北京: 海潮出版社. 1992-09.