

文章编号: 1002-0268 (2006) 09-0126-05

汽车悬架性能测试方法及测试系统研究

刘玉梅¹, 苏建¹, 翟乃斌¹, 欧阳新², 李胜林³

(1. 吉林大学 交通学院, 吉林 长春 130025; 2. 大庆油田装备制造集团, 黑龙江 大庆 163453;
3. 辽河石油勘探局, 辽宁 盘锦 124000)

摘要: 在建立检测车辆悬架振动动力学模型和运动方程的基础上, 分析并确定了悬架性能的评价指标, 提出了悬架性能的检测新方法, 采用虚拟仪器技术开发了汽车悬架性能测试系统。该测试系统采用 PC-DAQ 方案, 在原有激振式悬架性能试验台上, 增装必要的传感器, 配以 PC 机平台和虚拟仪器软件, 构建了可以测得悬架的吸收效率、振动频率、相位差及相应的振动波形的性能测试系统, 为悬架性能的综合评价及故障诊断提供了依据。通过实车测试, 所建理论模型正确、可行, 测试系统准确、可靠。

关键词: 汽车工程; 汽车悬架; 性能测试; 测试系统; 虚拟仪器

中图分类号: U467.5

文献标识码: A

Study on Testing Method and Testing System of Vehicle Suspensions Performance

LIU Yu-mei¹, SU Jian¹, ZHAI Nai-bin¹, OUYANG Xin², LI Sheng-lin³

(1. Transportation College of Jilin University, Jilin Changchun 130025, China;
2. Equipment Manufacture Group of Daqing Oil Field, Heilongjiang Daqing 163453, China;
3. Liao- River Petroleum Reconnoitring Bureau, Liaoning Panjin 124000, China)

Abstract: Based on automobile suspension vibration mechanical model and kinematic equation, evaluation indexes for the suspension performance are analyzed and identified and improved suspension testing method is proposed develop the automobile suspension performance test system with virtual instrument technology combined with PC-DAQ scheme. On the traditional automobile suspension prompting test table, some necessary sensors are added as well as personal computer and the virtual software to make the vibration test system capable of measuring the vibration absorption efficiency, the vibration efficiency, the swing and the vibration wave shape and so on. It also provides the gist integrated evaluation and diagnosis of the suspensions system Practical car test proved that the theoretical model is credible and feasible and the testing system is accurate and reliable.

Key words: automobile engineering; automobile suspension; performance testing; testing system; virtual instrument

0 引言

汽车悬架系统是汽车行驶系的重要组成部分, 其品质和性能的好坏将直接影响到汽车行驶的平顺性、操纵的稳定性和乘坐的舒适性; 尤其是减振器在使用过程中的性能将直接影响汽车车轮与路面之

间的动态附着状态, 若其性能不良则会限制汽车动力性的充分发挥, 严重时车轮会跳离地面, 汽车完全失去控制, 极大地影响汽车行车安全。所以, 在用车辆必须定期进行悬架性能检测, 以确保悬架系统主要部件的性能满足汽车行驶的要求。

过去悬架装置的性能检测一般有两种方法: 一

收稿日期: 2005-05-12

基金项目: 吉林大学国家“211工程”建设基金资助项目 (2000-033)

作者简介: 刘玉梅 (1966-), 女, 吉林桦甸人, 工学博士, 副教授, 从事汽车智能检测与诊断技术方面的研究. (lym11s@163.com)

种方法是靠人工外观检查,查看弹簧是否有裂纹、断片、缺片等情况;减振器是否有漏油、缺油、损坏等预兆和失效现象^[1],这种方法缺乏对内部性能状况的定性分析与定量分析。另一种方法是按压车体,然后突然释放,观察车体的上下运动情况,来评价减振器的技术状况,这种方法主要靠人工经验,主观因素大,可靠性差。

随着汽车检测技术的不断发展,目前国际上普遍采用激振法来测试悬架系统的性能。所谓激振法即在垂直方向激振车轮,汽车悬架装置随之产生上下的扫频振动,测试台在扫频激振的过程中使汽车悬架与台架发生共振,检测共振时车轮接地力的最小值,求出该最小值与汽车静态接地力的比值(接地效率),根据该比值的大小来评价悬架的性能^[2]。我国参考欧洲减振器制造协会的标准,在中华人民共和国国家标准 GB18565-2001 营运车辆综合性能要求和检验方法中也推荐使用激振法来测试悬架的性能。

但目前无论是进口检测设备还是国产检测设备均存在检测参数单一,对悬架装置不能进行深入的性能分析与故障诊断,无法全面反映悬架装置的技术状况;且悬架性能检测台显示系统多为指针式或数码式,仅能显示特殊点上的数据,不能描绘检测全过程,漏失很多重要信息,使其测试精度、操作性及界面的友好性都存在着技术问题。因此本文建立了汽车悬架特性检测模型,研究、开发了基于虚拟仪器的 Labview 环境下的汽车悬架特性测试系统。

1 汽车悬架性能检测理论分析

1.1 汽车悬架性能检测模型的建立

汽车以前轴(或后轴)停驻在图1所示的检测台台面上进行扫频激振时,检测台与汽车组成了一个相互耦合的车-台振动系统^[3]。当车-台系统的振动频率达到非悬挂质量固有频率时,系统发生共振。

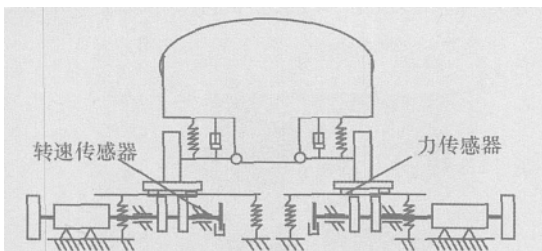


图1 检测台结构原理图

Fig.1 The structure principle diagram of the test table

激振台的工作原理是:电动机带动飞轮旋转,同时也驱动凸轮转动;只能上下运动的支承车轮的

振动台板紧压在凸轮外缘上,随凸轮的转动而上下振动;装于凸轮与振动台板之间的测力传感器可测得车轮与振动台板之间的垂直压力。由于传感器与汽车弹性元件相比刚度较大、阻尼较小,且检测台板的质量也很小,因此该系统可简化为如图2所示的二自由度振动系统力学模型。

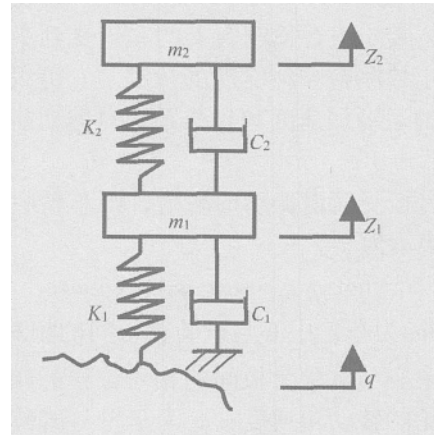


图2 车身与车轮二自由度振动模型

Fig.2 Two degrees of freedom vibration model of vehicle body and wheel

将垂直位移坐标的原点设在静力平衡位置,根据力学分析建立此二自由度系统的运动方程为

$$m_2 \ddot{z}_2 + c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_2 (z_2 - z_1) = 0, \quad (1)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 + c_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_2 (z_1 - z_2) + c_1 (\dot{z}_1 - \dot{q}) + k_1 (z_1 - q) = 0, \quad (2)$$

式中, m_1 为非悬挂质量(车轮质量), kg; m_2 为悬挂质量(车身质量), kg; k_1 为轮胎刚度; k_2 为悬架刚度; c_1 为轮胎阻尼系数; c_2 为减振器阻尼系数; z_2 为车身的垂直位移; z_1 为车轮的垂直位移; q 为凸轮升程(路面不平度激励), $q = A \cos \omega t$ 。

车轮与试验台间的动态载荷为

$$F_{d(t)} = c_1 (\dot{z}_1 - \dot{q}) + k_1 (z_1 - q)。$$

由于轮胎阻尼 c_1 与减振器阻尼 c_2 相比要小得多,可忽略不计,即 $c_1 = 0$,式(1)和(2)可简化为

$$m_2 \ddot{z}_2 + c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_2 (z_2 - z_1) = 0, \quad (3)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 + c_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_2 (z_1 - z_2) + k_1 (z_1 - q) = 0, \quad (4)$$

$$F_{d(t)} = k_1 (z_1 - q)。$$

1.2 汽车悬架性能评价指标

1.2.1 悬架吸收率

悬架吸收率反应了车轮与路面间的动态附着性能。用悬架共振时的车轮最小垂直动态载荷与车轮静态载荷之比的百分数来表示,即

$$R_a = \frac{F_{d(t)\min}}{G_j} \times 100\%, \quad (5)$$

式中, $G_j=(m_2+m_1)g_0$

悬架吸收率越高, 意味着悬架的阻尼特性越好, 汽车运行时, 车轮有更好的动态附着性能。

F_d 和 G_j 可直接通过安装在检测台板下的力传感器测得。

1.2.2 相位差

相位差指停在检测台上的车轮受到激励后, 车轮相对于检测台响应滞后的角度。它可以反映非悬挂质量的运动加速度和悬架系统对振动能量的吸收程度。

设台板受简谐振动的激励, 则车轮中心的绝对位移可表示为

$$z_1=f(\omega)+q=z_1\cos(\omega t-\phi)+A\cos\omega t,$$
 (6)

式中, $f(\omega)$ 为车轮中心与试验台板间的相对位移; z_1 为车轮中心与试验台板间的相对位移的幅值; ω 为驱动凸轮的转动角速度; ϕ 为车轮与试验台板间振动的相位差; A 为试验台的振幅。

从式 6) 分析可知, 相位差 ϕ 越大, 车轮相对于试验台板的垂直位移 z_1 越小。即相位差的大小反映了悬架的阻尼特性。车轮相对于试验台激励的响应越滞后 (相位差越大), 悬架的阻尼特性越好。

相位角可通过采集车轮动态载荷和试验台的激励信号, 由傅立叶变换通过幅频特性分析获得。

2 汽车悬架性能测试系统设计

2.1 系统硬件设计

试验台硬件部分的设计如图 1 所示, 在原激振式试验台的基础上, 左右测试台驱动凸轮轴上分别配装了 1 个转速传感器, 以便测试车-台振动系统振动过程中相位差的大小。从而试验台可测得车轮的接地效率、悬架的振动频率、相位差及相应的振动波形, 通过接地效率、振动频率、相位差及异常波形分析, 可对悬架的综合性能进行评价。

2.2 虚拟测试系统设计

虚拟测试系统采用 PC-DAQ 方案, 通过转速和力传感器, 配以 PC 机平台和虚拟仪器软件, 构成了汽车悬架性能数据采集和控制虚拟仪器测试系统, 从而将数字化的汽车悬架性能测试仪器虚拟化为以 PC 计算机为核心和硬件支持的数字化、柔性化、智能化的汽车悬架性能虚拟测试系统, 结构框图如图 3 所示。

2.2.1 虚拟仪器硬件系统设计

汽车悬架性能虚拟测试系统的硬件包括基础硬

件和外围硬件。系统的基础硬件平台选用 P4 工业控制计算机; 外围硬件则主要包括外置的转速和力传感器、信号调理电路、多功能数据采集卡和计算机内置卡槽等。

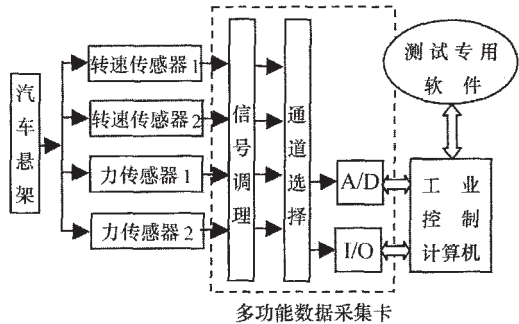


图 3 汽车悬架性能测试系统构成示意图

Fig.3 Structure diagram of the performance testing system

多功能数据采集卡采用美国 NI (National Instruments) 公司 PCI-6024E 型数据采集卡。该采集卡包括 16 路模拟输入通道, 2 路模拟输出通道, 8 个数字 I/O 和 2 个计数/定时器, 采用 PCI 总线控制, 采样频率为 200 kHz, 能连续、高速地获取数据, 并大批量无遗失地传输数据, 实现了多功能的数据采集和传输^[4,5]。

2.2.2 虚拟仪器软件系统设计

汽车悬架性能虚拟测试仪器软件包括系统软件和应用软件。系统软件采用 Windows 操作系统; 应用软件开发平台为美国 NI 公司研制的产品 LabView, LabView 是一种带有扩展库函数的通用程序开发系统, 可方便地设计出符合用户需求的应用程序^[6,7]。本系统的应用程序包括仪器软面板、检测程序、检测数据库、文本文件等。

图 4 所示为利用 LabView 软件设计的汽车悬架性能测试系统的仪器软面板, 包括了输入输出信号的采集与显示、测试项目的选择以及对采集的波形进行幅频分析, 并可以实时显示车轮动态接地力和悬架吸收率的大小, 对被测车辆的悬架系统做出优、

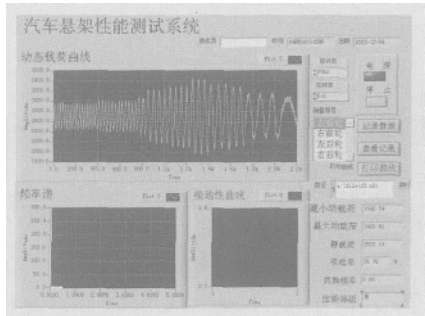


图 4 汽车悬架性能虚拟测试仪器软面板

Fig.4 Face plate of virtual instruments of suspension performance

良、中、差的性能等级鉴定。显然这和传统的测试方法相比, 具有简单、直观、综合信息丰富等特点。

测试软件流程如图 5 所示, 首先进行仪器初始化, 设置测试过程中所要求的参数; 然后进行数据采集, 并分别将采集的数据送去显示和记录存储, 同时对试验所得数据进行分析 and 运算, 最后显示计算分析结果或绘制参数曲线, 完成对汽车悬架性能的测试, 并送至用户界面显示^[8,9]。

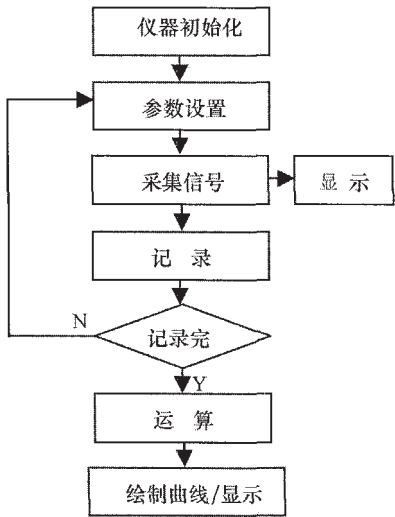


图 5 测试软件设计流程
Fig.5 Flow of the testing software

4 应用实例

应用该测试系统对在用车辆悬架性能进行了实车测试。

表 1 为虚拟仪器测试系统与传统仪器测试系统在台面上称重结果比较。较低的称重误差才能保证测量的准确性。如表中所示, 本课题开发的虚拟仪器悬架性能测试系统与原悬架检测台的称重误

表 1 虚拟仪器测试系统与传统仪器
测试系统称重测量结果比较

Tab.1 Comparison of weight measured by
instrument with that by virtual instrument

标准量 块/kg	虚拟仪器悬架测试系统				传统悬架测试系统			
	左台		右台		左台		右台	
	示值	误差/%	示值	误差/%	示值	误差/%	示值	误差/%
100	100.1	0.1	98.9	1.1	98.7	1.3	98.5	1.5
150	151.0	0.7	150.0	0	150.3	0.2	148.8	0.8
200	200.3	0.15	201.1	0.55	201.5	0.75	201.9	0.85
250	249.2	0.32	251.2	0.48	248.7	0.52	250.9	0.36
300	301.8	0.6	298.4	0.53	297.2	0.93	297.1	0.96
350	351.5	0.43	348.5	0.42	351.9	0.54	352.1	0.6
400	397.1	0.73	401.1	0.30	397.1	0.73	403.2	0.8
450	452.3	0.51	452.3	0.51	452.7	0.6	453.1	0.69

差均不超过 2.0%, 但总体上虚拟仪器悬架性能测试系统的测量误差要小于传统检测台。

图 6 所示是某捷达轿车在试验台上测得的车轮轮荷随时间变化的曲线, 从图中可以得到最小动态车轮载荷和车轮静态载荷。图 7 是车轮轮荷随频率变化的曲线, 可以看出共振频率附近车轮的动态接地力最小, 悬架的吸收率最低。图 8 是由该试验台测得的悬架吸收率随悬架阻尼的变化曲线, 在共振频率附近悬架吸收率随悬架阻尼的增大而增大。图 9 所示为相位差随悬架阻尼的变化曲线, 可以看出, 共振频率附近, 悬架阻尼越大, 相位差越大。通过实测曲线分析, 证明用悬架吸收率和车 - 台振动相位差作为悬架性能的评价指标是可行的。

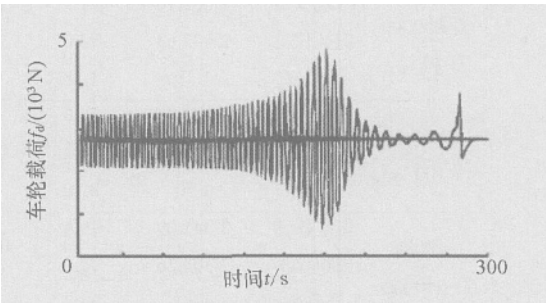


图 6 车轮轮荷随时间变化曲线
Fig.6 Curve of wheel load changing with time

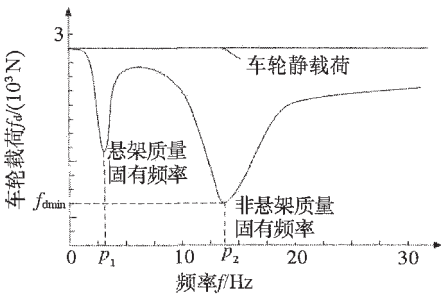


图 7 车轮轮荷随测试台振动频率变化曲线
Fig.7 Curve of wheel load changing
with vibration frequency of the testing table

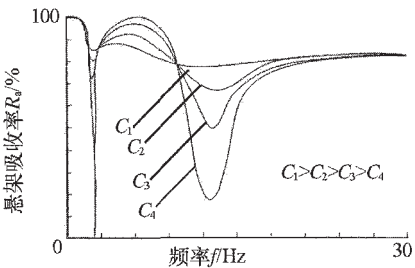


图 8 悬架吸收率与悬架阻尼的关系曲线
Fig.8 Absorptivity and suspension damping relation curve

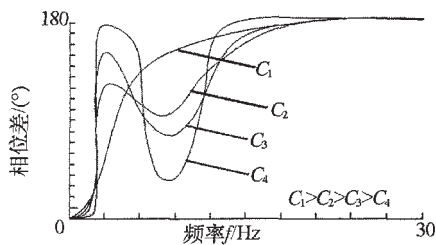


图 9 相位差与悬架阻尼的关系曲线

Fig.9 Phasic difference and damping relation curve

表 2 是分别利用采用车 - 台二自由度振动模型的

虚拟仪器测试系统和传统仪器测试系统对被检车辆进行的测试结果对比,从表中的测试结果可以看出,汽车悬架性能的虚拟仪器测试系统与传统方法测试结果相似,可以得出一致的鉴定结论,证明所建理论模型正确,该虚拟仪器测试系统切实可行。

5 结论

本文建立的检测车辆及悬架检测台的车 - 台二自由度振动模型经试验验证,准确可行。所提出的悬

表 2 虚拟仪器测试系统与传统仪器测试系统测试结果对比

Tab.2 Comparison of results from traditional instruments with those from virtual instruments

车型	测试系统	左前轮		右前轮		左后轮		右后轮	
		最小接地力/N	吸收率/%	最小接地力/N	吸收率/%	最小接地力/N	吸收率/%	最小接地力/N	吸收率/%
夏利 2000 (970 kg)	传统仪器	2 063.10	71.9	2 186.20	75.0	1 773.18	71.1	1 092.50	47.5
	虚拟仪器	2 032.63	73.0	2 126.83	76.3	1 796.34	72.5	1 108.49	48.2
	误差/%	1.48	1.53	2.72	1.73	1.31	1.97	1.46	1.47
捷达前卫 (1 100 kg)	传统仪器	2 504.49	77.3	2 418.0	76.2	1 997.32	73.4	617.63	26.9
	虚拟仪器	2 461.95	79.7	2 383.39	77.1	2 039.32	74.8	603.90	25.3
	误差/%	1.70	3.10	1.43	1.18	2.10	1.91	2.22	0.68
桑塔纳 (1 040 kg)	传统仪器	2 341.09	79.4	2 295.71	81.1	1 886.48	75.6	1 602.43	69.5
	虚拟仪器	2 308.26	77.0	2 248.80	77.8	1 940.99	74.5	1 552.00	70.1
	误差/%	1.40	3.02	2.04	4.07	2.89	1.46	3.15	0.86

架性能评价指标和测试方法能较全面地反映汽车悬架的性能。所构建的基于虚拟仪器的汽车悬架性能测试系统与原有系统相比,功能更强;在系统的易用性,可扩展性以及数据处理等方面具有更大的优势;设备投资少,开发周期短,通用性强,易于维护,而且提高了性能测试的智能化程度;该系统人机界面友好,操作方便,可以提高工作效率。通过试验验证,基于虚拟仪器的汽车悬架性能测试系统测试精度高,性能可靠。

参考文献:

[1] 张建峻. 汽车诊断与检测技术 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2004.
[2] 崔靖, 周忠川. 汽车综合性能检测 [M]. 上海: 上海科学技术文

献出版社, 1999.
[3] 勒晓雄, 张立军, 江浩. 汽车振动分析[M]. 上海: 同济大学出版社, 2002.
[4] 杨乐平, 李海涛, 肖凯. 虚拟仪器技术概论[M]. 北京: 电子工业出版社, 2002.
[5] 张民, 徐迅. 用 LabVIEW 和数据采集卡实现信号检测 [J]. 北方交通大学学报, 2000, 24(5): 78-81.
[6] 白鹏. 虚拟仪器编程语言 LabView/CVI 程序 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2001.
[7] 秦树人, 张思复, 汤宝平, 何辉, 杨旭. 集成测试技术与虚拟式仪器[J]. 中国机械工程, 1999, 10(1): 77-80.
[8] 周泓, 汪乐宇, 陈祥献. 虚拟仪器系统软件结构的设计 [J]. 计算机自动测量与控制, 2000, 8(1): 21-24.
[9] 孙建民, 王芝秋, 马宝山. 最小均方自适应控制汽车主动悬架的仿真[J]. 公路交通科技, 2003, 20(5): 129-132.

(上接第 120 页)

参考文献:

[1] 金振玉. 信息论[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1991.
[2] 杨久龄, 刘会学. 道路交通标志和标线(GB5768-1999) 应用指南[M]. 北京: 中国标准出版社, 新华出版社, 1999.
[3] JAINSKI P. The influence of warning colours on the perception, recognition and reading of unit traffic signs in German [J]. Strassen-Verkehrstechnik 1977, 21 (2): 67-73.

[4] CHAPANIS A. Hazards associated with three signal words and four colours on warning signs[J]. Ergonomic, 1994, 37 (2): 265-275.
[5] Al-MADANI H M N. Influence of drivers' comprehension of posted signs on their safety related characteristics [J]. Accident Analysis and Prevention, 2000, 32: 575-581.
[6] 张侃. 交通标志的信息量对标志可用性的影响[D]. 中国科学院心理研究所, 2003.
[7] 傅祖芸. 信息论基础[M]. 北京: 电子工业出版社, 1986.