

摩擦力对钢板弹簧动态特性影响试验及仿真*

郭年程¹, 高 阳¹, 王新龙¹, 陈志勇², 潘 宁¹, 李 燕¹

(1. 中国重型汽车集团有限公司汽车研究总院 济南, 250101)

(2. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室 长春, 130025)

摘要 针对多片簧车型普遍存在的簧上共振问题,研究了钢板弹簧摩擦力与动刚度、摩擦阻尼系数之间的关系,通过实车道路试验测量了悬架共振问题频率与振幅,在板簧试验机上模拟实际受力变形并测定了等效摩擦力、动刚度和阻尼系数,得知摩擦力导致动刚度数倍于设计刚度是使平顺性恶化的主要原因。基于板簧台架试验的轴荷、振幅、频率等变量研究表明:动、静摩擦力均会使钢板弹簧动刚度增大,但阻尼仅与动摩擦力做功有关。轴荷与动刚度、阻尼正相关,振幅与动刚度负相关,所研究频率对动刚度与摩擦力影响不大。将台架试验的载荷数据施加于钢板弹簧多体动力学模型中模拟悬架共振工况,仿真与试验数据对比所得动刚度、摩擦力、阻尼系数平均误差满足工程要求。本方法有助于建立整车高精度动力学模型,以准确预测整车操纵稳定性和平顺性。

关键词 钢板弹簧;摩擦力;刚度;阻尼;动力学仿真

中图分类号 U463.33; TH135⁺.2

引 言

钢板弹簧作为悬架中的弹性元件,不仅维修保养方便、制造成本低,且可以兼作导向机构,因此广泛应用于商用车中。由于钢板弹簧各簧片之间存在摩擦影响,导致其动态特性难以估计和控制^[1]。在使用过程中发现,钢板弹簧悬架类车辆在高等级公路上以某车速行驶时经常出现悬架共振问题,且采用多片簧结构时更为显著,严重影响车辆平顺性。目前国内外学者通过台架试验对钢板弹簧动态特性进行了研究,指出片间摩擦力的存在使钢板弹簧具有非线性特性,并对钢板弹簧迟滞特性及动态特性参数的影响因素进行了分析^[2-4]。文献[5-6]采用数学表达式对钢板弹簧迟滞特性曲线进行拟合并与试验结果进行了对比,取得了较为精确的结果。文献[7-8]采用有限元软件建立了钢板弹簧片间接触与摩擦,对动态特性进行了仿真。文献[9-10]采用离散梁单元方式建立了钢板弹簧模型,通过冲击函数与库伦力定义接触力与摩擦力,在多体动力学软件中对迟滞特性进行了仿真分析。以上文献未对钢板弹簧摩擦力导致的车辆簧上共振问题以及动、静摩擦关系进行研究。

笔者针对多片簧车辆普遍存在的簧上共振问题

进行系统分析,通过整车道路试验测定悬架共振频率以及钢板弹簧振幅,在台架上模拟共振时钢板弹簧受力及变形,给出钢板弹簧等效摩擦力、等效动刚度、等效阻尼系数等特性参数。通过台架试验分析不同载荷、振幅、频率等对钢板弹簧动态特性参数的影响,基于动、静摩擦对共振问题进行剖析。基于ADAMS/Leaf-spring模块建立钢板弹簧多体动力学模型,与试验结果进行比对。

1 钢板弹簧动态特性参数测量

某卡车前悬架采用11片簧结构,在平直路面以30 km/h匀速行驶时驾驶室内具有明显振动感受。将前悬架系统视为二自由度系统,此振动问题主要由簧上共振导致。为了获得共振时钢板弹簧振动频率与振幅,在簧上车架部位布置加速度传感器,在车桥与车架之间布置激光位移传感器。保持车辆以30 km/h匀速行驶,测得共振时振动频率为2.9 Hz,钢板弹簧平均振幅为±1.5 mm。

为了研究此问题发生时钢板弹簧的动态特性,寻找问题根源,采用钢板弹簧试验机复现共振时板簧受力-变形状态,并对其动态特性进行台架试验研究。将所测钢板弹簧由悬架拆下,安装于试验机上,

* 国家重点研发计划资助项目(2018YFB0106200)

收稿日期:2019-08-26;修回日期:2019-10-20

如图1所示。在试验机上先施加8427 N静载荷以模拟单侧钢板弹簧所受轴荷,随后施加振幅±1.5 mm、频率2.9 Hz的正弦位移激励,试验过程中设置采样率为256 Hz。为保证所测结果稳定,选择第80个振动周期数据进行分析,试验所得钢板弹簧受力-变形曲线如图2所示。



图1 钢板弹簧台架试验
Fig.1 Bench test of leaf spring

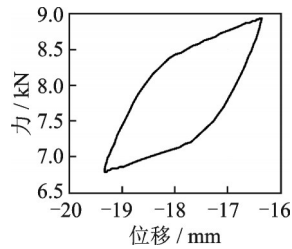


图2 钢板弹簧受力-变形曲线
Fig.2 Force-deformation curve of leaf spring

由于金属结构阻尼以及片间摩擦力的作用,钢板弹簧在一个受力变形周期中会产生迟滞现象,表现为加载曲线与卸载曲线不重合。片间摩擦力对钢板弹簧迟滞特性的贡献远远大于结构阻尼,因此仅研究摩擦力对钢板弹簧动态特性的影响。

从图2可以看出,在一个迟滞变形周期内,钢板弹簧刚度发生改变。文献[2-3]中提出了“有效弹簧刚度”概念及计算方法,但与实测等效动刚度偏差较大。文中通过将台架试验数据与路试试验数据对比,给出一种更为精确的等效动刚度计算方式

$$K = \Delta F / \Delta X \quad (1)$$

其中: $\Delta F = F_{\max} - F_{\min}$ 为力差值; $\Delta X = X_{\max} - X_{\min}$ 为位移差值。

由于摩擦力的作用,钢板弹簧在一个变形周期内产生迟滞现象,摩擦力所做功等价于图2中力-位移曲线所包围的面积,故等效摩擦力可认为是迟滞环面积与钢板弹簧往复振动位移之比^[2-3]

$$F_f = S / 4A \quad (2)$$

其中: S 为迟滞环面积,即一个振动周期耗散能量; A 为钢板弹簧振幅。

钢板弹簧各簧片间摩擦力方向应沿相邻两簧片接触点切线方向,而实际工作变形方向为垂直地面方向,因此,钢板弹簧实际动态表现主要受摩擦力垂向分量影响。图2所测受力-变形曲线对应的等效摩擦力、摩擦力所做功均是垂向分量。

在振动系统中,可以将别种非粘性阻尼简化成等效粘性阻尼,即被简化的阻尼在一个振动周期中

所消耗的能量 S 等于等效粘性阻尼在同一周期中消耗的能量^[11],基于以上假设结合式(2)可得等效粘性阻尼系数:

$$C = 2F_f / A f \pi^2 \quad (3)$$

其中: F_f 为等效摩擦力; f 为钢板弹簧振动频率。

根据式(1~3)及台架试验数据,计算可得钢板弹簧在簧上共振时等效动刚度、等效摩擦力、等效阻尼系数等动态特性参数,如表1所示。

表1 钢板弹簧动态参数

Tab.1 Dynamic parameter of leaf spring

动刚度/(N·mm ⁻¹)	摩擦力/N	阻尼系数/(N·s·mm ⁻¹)
722.1	456.7	21.6

据表1可知,在路试试验悬架共振时,钢板弹簧等效动刚度为722.1 N/mm,而此板簧在准静态下测得刚度为140.2 N/mm,簧上共振时钢板弹簧动刚度约为设计刚度的5.2倍,由于片间摩擦力的影响,悬架等效刚度增大,导致车辆平顺性能恶化。

2 悬架动态特性参数影响因素分析

为了验证载荷、振幅、频率等参数对钢板弹簧动态特性参数的影响,分别设计了载荷试验、振幅试验及频率试验。载荷试验加载载荷选取8,12,16 kN,模拟由空载到满载钢板弹簧载荷变化;振幅试验加载振幅选取±0.5,±2,±5,±10,±20 mm,模拟行驶在高等级公路到颠簸不平路钢板弹簧变形;频率试验加载频率选取1,2,3 Hz,模拟对车辆平顺性影响较大的悬架簧上振动频率范围。载荷试验、振幅试验、频率试验受力-变形曲线分别如图3~5所示,不同试验参数及根据试验结果计算所得等效动态参数如表2所示。

据图3~5可知,钢板弹簧迟滞曲线受载荷、振幅影响,随载荷或振幅增大,迟滞环面积增大,而本试验中3 Hz以内加载频率对迟滞曲线几乎无影响。

据表2可知,钢板弹簧动刚度、摩擦力受载荷、振幅影响,但3 Hz以内加载频率对两者几乎没有影响。其中动刚度随载荷增大或振幅减小而增大,摩擦力随载荷增大或振幅增大而增大。

钢板弹簧动刚度与摩擦力变化趋势不尽相同,在载荷试验中,动刚度与摩擦力受载荷影响趋势一致。在振幅试验中,两者受振幅影响趋势相反。摩擦力对于动刚度的影响,基于试验研究并结合动、静

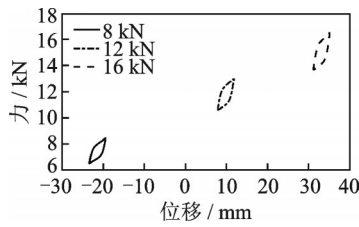


图3 载荷试验
Fig.3 Load test

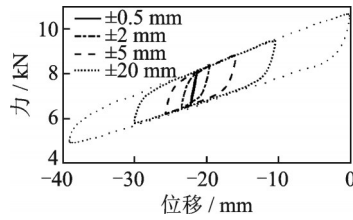


图4 振幅试验
Fig.4 Amplitude test

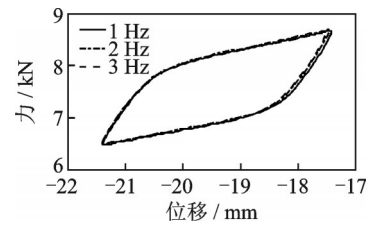


图5 频率试验
Fig.5 Frequency test

表 2 不同试验工况钢板弹簧等效动态参数

Tab.2 Equivalent dynamic parameters of leaf spring under different test conditions

试验类别	载荷/kN	振幅/mm	频率/Hz	动刚度/(N·mm ⁻¹)	摩擦力/N	阻尼系数/(N·s·mm ⁻¹)
载荷试验	8	±2	3	494.7	423.0	14.7
	12	±2	3	607.4	560.9	19.4
	16	±2	3	721.6	663.5	23.0
振幅试验	8	±0.5	3	1 575.4	92.0	13.1
	8	±2	3	495.7	434.2	15.1
	8	±5	3	271.7	589.1	8.1
	8	±10	3	189.3	677.6	4.7
	8	±20	3	147.1	748.5	2.6
频率试验	8	±2	1	546.6	501.1	51.1
	8	±2	2	557.1	499.7	25.7
	8	±2	3	553.2	498.3	17.3

摩擦形式分析如下:根据相邻两片簧接触点是否有相对滑动将所产生的摩擦力分为动摩擦力与静摩擦力,两类摩擦力均会对板簧动刚度产生影响但机理不同。在载荷试验中,滑动摩擦力对动刚度占主导作用,随着施加在钢板弹簧上的载荷增大,簧片间正压力增大,总滑动摩擦力及垂向分量增大,导致钢板弹簧抵抗变形能力增大,动刚度变大,图3中迟滞环面积随滑动摩擦力的增大而增大。在振幅试验中,随着振幅减小,相邻片簧间逐渐由动摩擦状态过渡到静摩擦状态,当相邻两簧片接触部位变为静摩擦时,认为两簧片在此局部“锁止”在一起,簧片抗弯刚度增大,其对动刚度影响大于滑动摩擦的影响,静摩擦力对刚度占主导作用,因此动刚度增大。此外,迟滞环线是由动摩擦力做功产生,静摩擦力未使簧片产生相对位移,没有能量消耗,不会产生迟滞现象,表1,2中摩擦力均为对滑动摩擦力的等效,因此,随振幅减小,图4中迟滞环面积逐渐减小,表2中滑动摩擦力逐渐降低,簧片进入静摩擦状态而“锁止”,动刚度增大。

在表2振幅试验中,以振幅为横坐标,动刚度与摩擦力为纵坐标,如图6所示。可以直观看出,随着振幅减小,片间摩擦逐渐进入静摩擦状态,滑动摩擦力减小,静摩擦导致的局部“锁止”状态对刚

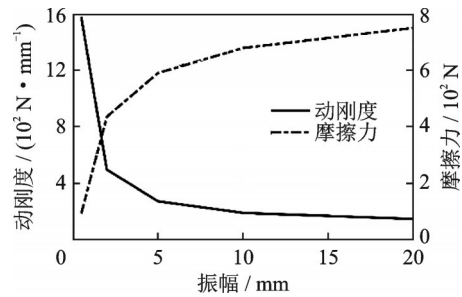


图6 动刚度、摩擦力与振幅关系

Fig.6 Relationship between dynamic stiffness, friction and amplitude

度的影响远大于滑动摩擦减小的影响,因此刚度显著增大。

由式(3)分析可知,阻尼系数正比于摩擦力,反比于振幅与振动频率。载荷试验中,振幅与频率不变,载荷增大导致摩擦力增大,阻尼系数增大;频率试验中,振幅不变,加载频率对摩擦力几乎没有影响,阻尼系数随频率增大而降低。振幅试验中,频率不变,摩擦力与振幅同时改变,因此阻尼系数不具有单调性。

3 钢板弹簧建模仿真

采用ADAMS软件中Leafspring toolkit钢板弹

簧工具箱快速建立文中所研究的钢板弹簧,使用 roller_plate_test 测试方式模拟钢板弹簧台架试验约束条件。仿真时在钢板弹簧中心部位施加 8427 N 静载模拟轴荷,将台架试验实测振动周期的力幅值以 2.9 Hz 的正弦动载施加在钢板弹簧中心,模拟钢板弹簧在台架试验时的受力情况。钢板弹簧受力-变形曲线试验与仿真结果对比如图 7 所示,试验与仿真等效动态参数对比如表 3 所示。

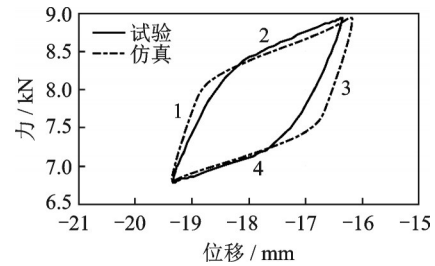


图7 试验与仿真对比

Fig.7 Comparison between test and simulation

表3 试验与仿真等效动态参数对比

Tab.3 Comparison of equivalent dynamic parameters between test and simulation

参数	动刚度/(N·mm ⁻¹)			摩擦力/N			阻尼系数/(N·s·mm ⁻¹)		
	试验	仿真	误差/%	试验	仿真	误差/%	试验	仿真	误差/%
数值	722.1	676.7	-6.3	456.7	505.8	+10.8	21.6	22.5	+4.2

从图 7 可知,仿真曲线与实测曲线整体趋势基本一致,但存在细微区别:在相同动载作用下,仿真所得振幅及包围面积稍大于实测数据。在钢板弹簧单个受力-变形周期中,1,2 段曲线表示加载过程,3,4 段曲线表示卸载过程。其中 1,3 段曲线主要受静摩擦影响,部分簧片间处于“锁止”状态,刚度较大;2,4 段曲线主要受动摩擦影响,簧片间处于滑动状态,刚度接近全部簧片刚度之和^[12]。

仿真与试验结果在 1,3 段差别主要由于所建模型摩擦力与实际情况有一定差别导致,本模型采用钢板弹簧工具箱分别在各簧片两端部及两侧中部自动建立了接触摩擦点模拟摩擦力,实际钢板弹簧各簧片间应是非均匀面接触,且接触位置难以预测。此外,钢板弹簧工具箱建模过程中对摩擦力近似处理,采用 step5 函数定义动滑移速度与滑动摩擦系数之间的关系^[13],在相同动载作用下,仿真所得位移稍大。整个变形周期均为滑动摩擦作用,做功更多,曲线所包围面积大于实际试验结果。结合以上分析及式(1~3)可知,仿真较试验等效动刚度偏小,等效摩擦力与等效阻尼系数偏大,与表 3 中计算所得结论一致。

虽然采用钢板弹簧工具箱建模不能完全模拟板簧接触的真实场景,但其具有建模效率高、所建模型自由度少、仿真效率高等优点,且文中所建模型与实测误差均值小于 10%,符合工程实际要求,可用于悬架动态特性预测、整车平顺性及操纵稳定性仿真分析等。

4 结论

1) 片间摩擦力对钢板弹簧动刚度有重要影响,在高等级路面上行驶时,若悬架受路面与轮胎激励以小振幅工作,动刚度可数倍于设计刚度,导致悬架簧上共振频率增大,平顺性能恶化。

2) 通过台架试验得出,静摩擦力与滑动摩擦力均会影响钢板弹簧动刚度,但阻尼仅与滑动摩擦力做功有关。轴荷越大,簧片间正压力与滑动摩擦力均增大,轴荷与板簧动刚度、阻尼系数正相关。振幅越小,越多簧片间进入“锁止”状态,静摩擦力增大,振幅与动刚度负相关,与阻尼无单调关系,频率在试验频段内对摩擦力与动刚度的影响不大。

3) 基于 ADAMS 软件中 LeafSpring toolkit 钢板弹簧工具箱建立了钢板弹簧模型,将台架试验过程中受力、振幅、频率等施加到模型中,与台架试验结果比对平均误差小于 10%,符合工程实际要求,可将此模型及方法用于悬架系统及整车动力学仿真,以准确预测整车操纵稳定性和平顺性。

参 考 文 献

- [1] 王霄峰. 汽车悬架和转向系统设计[M]. 北京:清华大学出版社,2015:116-118.
 - [2] FANCHER P S, ERVIN R D, MACADAM C C, et al. Measurement and representation of the mechanical properties of truck leaf springs[C]//SAE West Coast International Meeting. Los Angeles: SAE, 1980: 1-14.
 - [3] 王祖禹,王瑄. 载货汽车钢板弹簧动特性的研究[J]. 汽车技术,1984(9):21-26.
- WANG Zuyu, WANG Xuan. Research on dynamic

- characteristics of truck leaf spring [J]. Automobile Technology, 1984(9): 21-26. (in Chinese)
- [4] 秦志敏,徐炳耀.变截面钢板弹簧与减振器匹配的探讨[J].福建农业大学学报,1995,24(1):95-98.
QIN Zhimin, XU Bingyao. Research of the matching of the taper-leaf spring with the shock absorber[J]. Journal of Fujian Agricultural University, 1995, 24(1): 95-98. (in Chinese)
- [5] 孙方宁,方传流,邹惠乐,等.汽车钢板弹簧非线性模型的研究[J].汽车技术,1988(9):14-22.
SUN Fangning, FANG Chuanliu, WU Huile, et al. The research of nonlinear models of vehicle leaf springs [J]. Automobile Technology, 1988(9): 14-22. (in Chinese)
- [6] 卢荡,董益量,秦民,等.钢板弹簧动态力建模[J].吉林大学学报(工学版),2011,41(1):12-16.
LU Dang, DONG Yiliang, QIN Min, et al. Modeling of dynamic load for leaf spring[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2011, 41(1): 12-16. (in Chinese)
- [7] 张智,卢剑伟,陈渊锋,等.不同摩擦系数的钢板弹簧动态特性分析[J].汽车工程学报,2013,3(2):94-99.
ZHANG Zhi, LU Jianwei, CHEN Yuanfeng, et al. Dynamic characteristic of the leaf spring considering the different friction coefficients[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2013, 3(2): 94-99. (in Chinese)
- [8] 谢庆喜,周守玉,张农,等.钢板弹簧迟滞特性的试验与仿真研究[J].汽车工程,2016,38(5):632-637.
XIE Qingxi, ZHOU Shouyu, ZHANG Nong, et al. Experimental study and simulation on the hysteresis characteristics of leaf spring [J]. Automotive Engineering, 2016, 38(5): 632-637. (in Chinese)
- [9] 李杰,张喆,朱毅杰,等.平衡悬架钢板弹簧模型的建立与仿真[J].重庆大学学报,2011,34(6):31-35.
LI Jie, ZHANG Zhe, ZHU Yijie, et al. Modeling and simulation of leaf spring for tandem suspension[J]. Journal of Chongqing University, 2011, 34(6): 31-35. (in Chinese)
- [10] 段亮,杨树凯,宋传学,等.平衡悬架钢板弹簧动态特性的研究[J].机械工程学报,2016,52(6):153-158.
DUAN Liang, YANG Shukai, SONG Chuanxue, et al. Research on dynamic characteristics of the tandem suspension leaf spring [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(6): 153-158. (in Chinese)
- [11] 胡宗武,吴天行.工程振动分析基础[M].3版.上海:上海交通大学出版社,2011:60-61.
- [12] HOYLE J B. Modelling the static stiffness and dynamic frequency response characteristics of a leaf spring truck [J]. Journal of Automobile Engineering, 2004, 218(3): 259-278.
- [13] 陈志伟,董月亮.MSC Adams多体动力学仿真基础与实例解析[M].北京:中国水利水电出版社,2012:214-217.



第一作者简介:郭年程,男,1985年8月生,博士、正高级工程师。主要研究方向为汽车振动噪声分析与控制、汽车仿真分析等。曾发表《驱动桥整体有限元动态模拟》(《西安交通大学学报》2012年第46卷第9期)等论文。
E-mail: guonc769@163.com

欢迎订阅《振动、测试与诊断》

《振动、测试与诊断》由工业和信息化部主管,南京航空航天大学 and 全国高校机械工程测试技术研究会联合主办,是反映振动、动态测试及故障诊断学科领域的科研成果及其应用情况的技术性刊物。主要刊登国内外以振动测试与故障诊断为中心的动态测试理论、方法和手段的研究及应用方面的技术文献,包括实验测试技术、测试仪器的研制、方法和系统组成、信号分析、数据处理、参数识别与故障诊断以及有关装置的设计、使用、控制、标定和校准等,不拘泥于行业和测试项目。

本刊为EI Compendex数据库收录期刊和中文核心期刊,双月刊,每逢双月末出版,每本定价30元,全年180元。欢迎订阅和投稿,欢迎在本刊刊登各类广告和科技信息。

编辑部地址:南京市御道街29号 邮政编码:210016 电话:(025)84893332

邮发代号:28-239 E-mail:qchen@nuaa.edu.cn 网址:http://zdc.nuaa.edu.cn