

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2015.04.004

减振器外特性测试的弹/刚性夹持对比试验研究*

蔡明龙¹, 段福斌², 杨礼康^{2*}, 张亚东¹, 孙海杰²

(1. 浙江工业大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310014;

2. 浙江科技学院 机械与汽车工程学院, 浙江 杭州 310023)

摘要: 针对油液减振器异响检测、活塞杆加速度测试方法以及对弹性与刚性两种夹持方式下外特性测试结果存在差异等问题, 开展了对比在不同安装方式下油液减振器外特性测试的试验研究, 设计了分别采用常规外特性测试专用夹具(刚性夹持)和活塞杆加速度夹具(弹性夹持)的减振器外特性测试对比试验, 对常规外特性测试专用夹具和活塞杆加速度夹具的结构和功能特点作了分析, 进而对两套夹具造成外特性曲线存在差异的原因进行了研究, 根据油液减振器工作原理及结构参数, 建立了阻尼力模型并根据现有理论和试验结果进行了模型修正仿真。研究表明, 两种夹持方式的测试结果对判定减振器外性能可以通用, 而且还能够从不同方面反映出减振器内部的动态性能。

关键词: 油液减振器; 外特性测试; 夹具; 夹持方式; 活塞杆加速度; 试验研究

中图分类号: TH703.63 文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2015)04-0458-06

Experimental research on elastic or rigid clamp of shock absorber for its outer performance test

CAI Ming-long¹, DUAN Fu-bin², YANG Li-kang², ZHANG Ya-dong¹, SUN Hai-jie²

(1. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China;

2. School of Mechanical and Automotive Engineering, Zhejiang University of Science and Technology, Hangzhou 310023, China)

Abstract: Aiming at the detection of oil shock absorber abnormal noise, the test mode of the piston rod acceleration, and test data difference of elastic or rigid clamp for outer performance, for different clamping mode the shock absorber's outer performance test was carried out. By designing the contrast experiment of conventional fixture for outer performance test (called the rigid clamping) and the fixture for the piston rod acceleration test (called elastic clamping), the structural and functional characteristics of conventional fixture and the fixture of the piston rod acceleration test was analyzed, then the reasons for the differences of outer performance curves by different fixtures were investigated, further more based on the working principle and structure parameters of shock absorber, the damping force model was established and simulated correctly. The results indicate that the two clamping modes are common in testing outer performance of damper, and also reflect the performance of the internal shock absorber in different way.

Key words: shock absorber; outer performance testing; fixture; clamping mode; piston rod acceleration; contrast experimental

0 引 言

减振器是汽车悬架系统的重要部件,影响着汽车的行驶平顺性和操作稳定性。为正确测试其性能,需

设计合理的安装夹具^[1],减振器外特性测试可评价其减振性能,活塞杆加速度测试可评判其装车后的异响特性。随着车辆向高速重载方向的不断发展,对车辆减振性能的要求越来越高,科学高效地检测安装夹具

收稿日期: 2014-11-20

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51175474)

作者简介: 蔡明龙(1988-),男,河南商丘人,主要从事智能减振、汽车减振器方面的研究。E-mail: minglongcai@hotmail.com

通信联系人: 杨礼康,男,教授,硕士生导师。E-mail: yanglikang@zust.edu.cn

是准确检测的重要保证。目前,不同生产企业检测试验台的夹具各式各样^[2-3],测试试验安装方式不同,对减振器性能检测结果影响也不同。

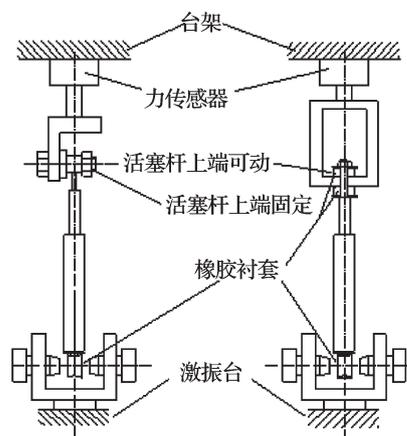
减振器异响故障损害车辆舒适性,关于舒适性也有相关研究^[4],为减振器的发展提出了新的发展方向。目前,减振器异响故障问题给减振器生产企业带来极大困扰。学界普遍认为减振器异响产生与减振器活塞杆加速度有关^[5-7],在20世纪80年代就已被日本减振器生产企业列为减振器性能测试指标之一,为保证出厂品质,KYB减振器的性能测试包含国内减振器厂家基本不强调的活塞杆加速度指标,在测试中配有专门设计的活塞杆加速度测试夹具^[8-9]。而活塞杆加速度测试夹具在结构上与现有外特性夹具相比有较大变化,但功能上兼具外特性测试与活塞杆加速度测试。但是,活塞杆加速度测试夹具的安装方式有别于传统夹具,它能否替代传统夹具作为检测油液减振器外特性的夹具,两种安装方式对制定统一性能指标有何影响,值得深入研究。

为此,本研究针对油液减振器异响检测、活塞杆加速度测试方法以及对弹性与刚性两种夹持方式下外特性测试结果存在差异等问题,设计对比试验并进行仿真分析。

1 对比试验测试

1.1 刚/弹性夹具

目前,在常规外特性性能测试台上普遍使用的夹具如图1(a)所示,其是根据汽车行业标准QC/T 545—1999汽车筒式减振器台架试验方法而设计加工,使用这种夹具安装在试验台减振器单动,测试时,减振器活塞杆上端刚性连接固定在台架上,缸筒与激振台通过橡胶衬套弹性连接,该夹持安装方式只能够近似地



(a) 常规外特性夹具夹持 (b) 活塞杆加速度夹具夹持

图1 测试台架上两种夹具夹持方式

模拟装车工况,下文称之为刚性夹持。

而活塞杆加速度测试夹具如图1(b)所示。减振器活塞杆端部通过橡胶衬套弹性连接,活塞杆穿过橡胶衬套中心孔,下端与常规外特性夹具夹持方式一样,该夹持方式与实际装车工况更加逼近。但与常规外特性夹具相比,上端橡胶衬套压紧量需要调试以保证一定的预紧力,安装工作较为繁琐。该夹持方式下活塞杆具有一定的加速度,通过测试并分析该加速度可以间接判断装车后的异响。可见在该夹持方式下进行加速度测试时,不仅可测试活塞杆加速度,还可同时测减振器外特性,下文称该夹持方式为弹性夹持。

1.2 试验方案设计

本研究以一只雷诺某车型后减振器为测试试件,以图1所示两种台架试验的夹持方式分别安装,并在台架上进行外特性测试。试验中减振器安装部件采用原装橡胶衬套,减振器倾斜角度不超过 2° ,裸露在外界的活塞杆长度为180 mm;在弹性夹持方式中,橡胶衬套压紧量为13 mm,其实际试验测试状态如图2所示。



图2 台架上弹性夹持测试

根据我国减振器台架试验标准,本研究以正弦激励方式测取减振器外特性,在MTS测试台架上加载频率与振幅分别为 $5\text{ Hz}\pm 10\text{ mm}$, $7\text{ Hz}\pm 10\text{ mm}$ 和 $10\text{ Hz}\pm 10\text{ mm}$ 的正弦激励;室温为 $20\text{ }^\circ\text{C}$;试件温度: $(20\pm 2)\text{ }^\circ\text{C}$,在不影响得到示功图的前提下尽量减少振动周期,以减少减振器内部温升,该试验中采用20个周期。为避免偶然因素影响试验结果,试验重复一次,具体试验流程如图3所示。

2 试验及结果分析

在两种夹持方式下通过台架试验得到的示功图和力-速度曲线试验曲线如图(4~8)所示。

在 $5\text{ Hz}\pm 10\text{ mm}$ 的激励下,不同夹持方式示功图与力-速度曲线图如图4、图5所示,将图4中A₁,B₁位置

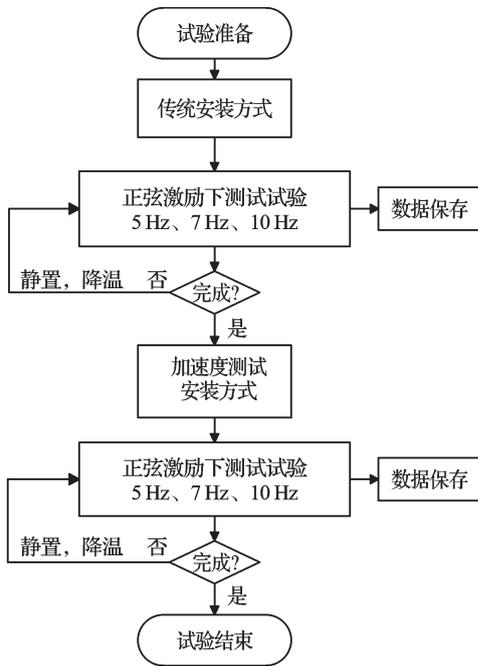


图 3 试验流程

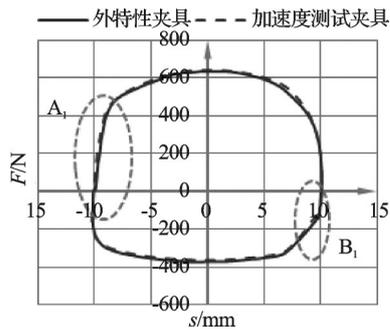


图 4 5 Hz±10 mm 激励时阻尼力与位移关系试验结果

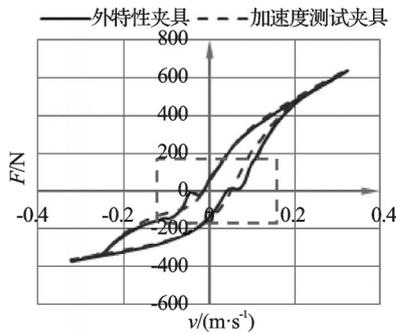
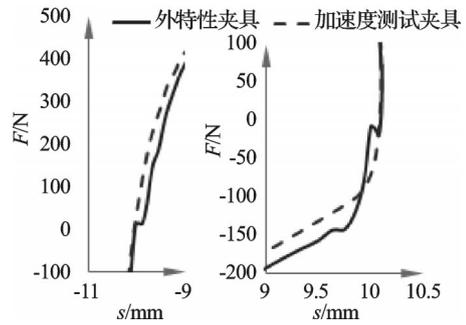


图 5 5 Hz±10 mm 激励时阻尼力与速度关系试验结果

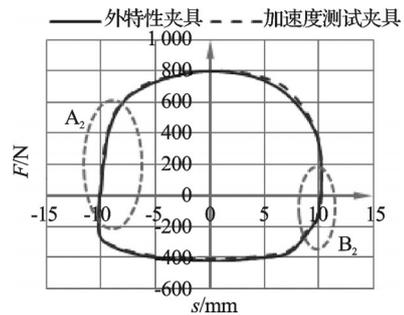
进行局部放大后的结果如图 6 所示,不同夹持方式时试验示功图有明显差异,弹性夹持测试的结果曲线较平滑,而刚性夹持所测试曲线在活塞运动方向转换时刻有明显突变;图 5 中,被矩形方框所标注的速度换向时刻也有明显差异,出现了较明显的波动。

两种夹持方式下,不同激励时的示功图如图 7、图 8 所示。对比发现,3 种激励下弹性夹持处处表现平滑,而刚性夹持示功图在活塞运动方向转换时均出现

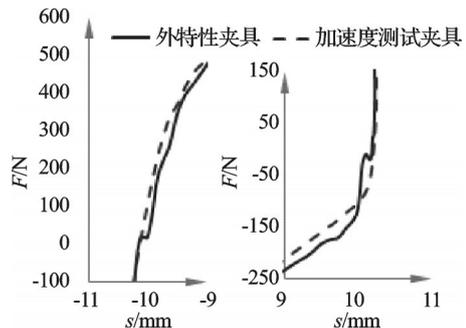


(a) A₁放大图 (b) B₁放大图

图 6 5 Hz±10 mm 激励力与位移关系试验结果局部放大图



(a) 示功图



(b) A₂放大图 (c) B₂放大图

图 7 在 7 Hz±10 mm 激励时减振器示功图

了波动,并且随着激励频率的增大,波动幅度及次数均有一定的增加。

分析其原因,可能是试验中在油液减振器高速工作时,油液的品质发生变化,并且空气混入产生气泡,气泡迅速破裂,对工作缸及活塞杆产生冲击;也可能是在减振器换向工作时,由于阀片的设计及安装不合理,同样对活塞杆产生冲击。活塞杆由于受到这些内部冲击,在装车减振器上如果与车身其他部件发生共振并放大,将成为人耳可以听到的异响噪声;在刚性夹持时,活塞杆将阻尼力及微小冲击力一并传递至力传感器,在示功图上表现为换向时刻带有波动的不平滑曲线;弹性夹持夹具上端使活塞杆成为自由端,将减振器内部微小冲击力释放出来,仅有阻尼力部分传递到力传感器,在示功图上表现为平滑的曲线。

从另一个方面来看,本研究在使用端弹性夹具测

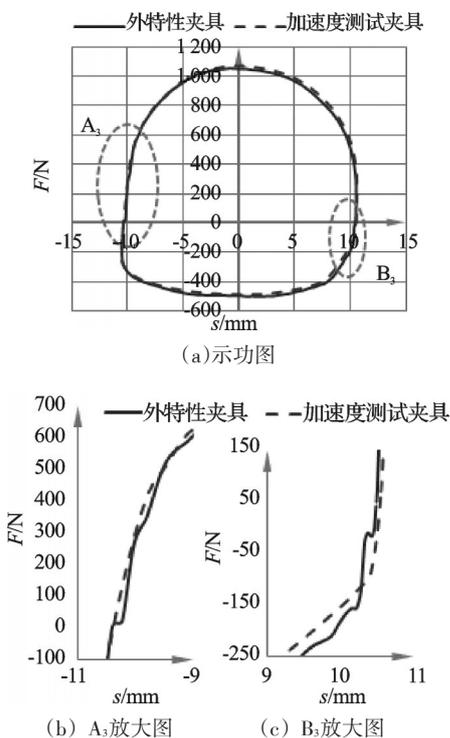


图8 10 Hz±10 mm激励时减振器示功图

试加速度时,将加速度传感器放置活塞杆自由端,测试出的加速度曲线如图9所示。在换向时刻集中出现高数值,这与刚性夹持夹具在换向时刻示功图出现明显波动相对应。

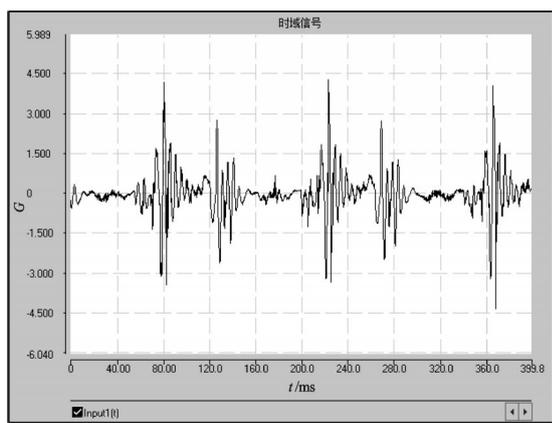


图9 试验过程中活塞杆加速度曲线

对比刚性夹持方式和弹性夹持方式性能测试试验结果,减振器内部性能存在的微小变化,刚性夹持方式可将其展示在外特性曲线中,但不能做进一步定性定量分析,可用于简单判断减振器性能;通过弹性夹持方式可同时得到性能曲线,以辅助判断减振器性能优劣,但其安装过程稍繁琐,单纯做外特性曲线并不实用,通常该夹持方式多用于测试活塞杆加速度曲线图,以分析判断减振器的装车异响水平。总之,两种夹持方式在性能测试功能上具有相通性,但又各有特点,可针对试验目的进行选用。

为探究对比试验中存在的差异,本研究从理论上更深入讨论外特性图像的波动,以下对减振器外特性做出仿真分析。

3 基于试验结果外特性修正模型及仿真分析

减振器的不同夹持方式使得示功图与力-速度曲线图之间存在差异,主要原因在于减振器高速工作时内部油液性能不稳定,笔者针对外特性曲线的波动做仿真分析。

3.1 减振器阻尼特性建模

油液减振器工作原理的主要特点是利用流体流经各个节流阀时由于其节流特点的不同而在减振器工作缸上、下腔所形成的压力差来实现阻尼作用。本研究在理论仿真中,针对其阀系结构,通过流体力学及弹性力学分析阀片在油压作用下产生的挠曲变形所形成环状缝隙所实现的节流作用,建立阻尼力力学模型,这在许多文献^[10-13]中已经做出了系统的探讨。

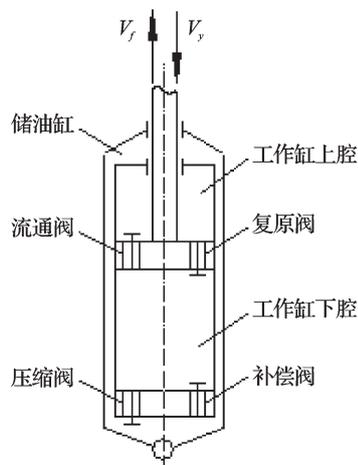


图10 减振器结构原理简图

在复原行程,活塞向上运动,油液从工作缸上腔流入工作缸下腔,根据减振器工作中油液连续原理,从上腔流入下腔的总流量 Q 与通过复原阀的流量 Q_f 相等,即:

$$Q = Q_f \tag{1}$$

上腔流入到下腔的流量为上腔减少的体积,有:

$$Q = \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2) V_f \tag{2}$$

式中: D , d —活塞直径和活塞杆直径; V_f —活塞相对于减振器工作缸的运动速度。

根据流体力学,通过复原阀孔的流量 Q_f 是关于上腔与下腔压力差 Δp_f 的函数,有:

$$Q_f = F(\Delta p_f) \tag{3}$$

联立式(1~3)可以求得 Δp_f 关于 Q_f 的函数,则减振器复原行程的阻尼力为:

$$F_f = \frac{1}{4}\pi(D^2 - d^2)\Delta p_f \quad (4)$$

同理,根据油液连续原理及流体力学可得到压缩行程的阻尼力为:

$$F_y = \frac{1}{4}\pi(D^2 - d^2)\Delta p_{0y} + \frac{1}{4}d^2\Delta p_y \quad (5)$$

式中: Δp_{0y} —工作缸下腔与上腔的压力差, Δp_y —储油缸与工作缸下腔的压力差。

3.2 外特性模型修正及仿真

本研究使用 Matlab 软件在 $5 \text{ Hz} \pm 10 \text{ mm}$ 条件下对其外特性进行仿真,得到的示功图如图 11 所示,速度曲线如图 12 所示,此时仿真结果对应弹性夹持方式测试结果。

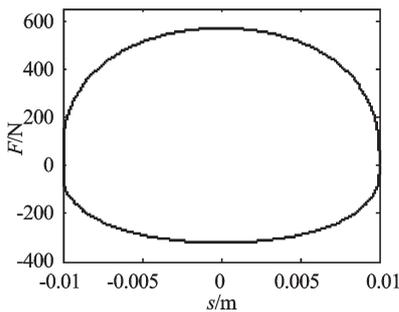


图 11 阻尼力与位移关系仿真结果

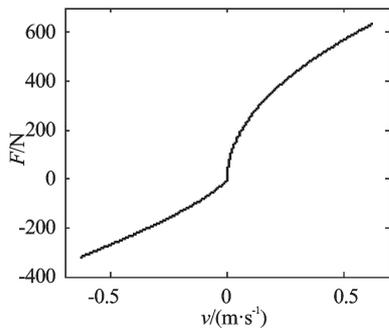


图 12 阻尼力与速度关系仿真结果

为反映减振器内部冲击造成的波动示功图,本研究根据刚性夹持方式试验结果及理论依据对上述仿真结果进行修正。文献[14]中提到液泡存在时间极短,约为 $t = 4.3 \times 10^{-3} \text{ s}$,此处假设液泡破裂产生的冲击瞬间发生在换向时刻,值为 F_{va} ;文献[15]中指出换向冲击发生在换向时刻,并且迅速衰减,也可以近似认为瞬间集中发生在活塞运动换向点,值为 F_{co} ;其他内部冲击,值为 F_{else} 。按照以上假设,在换向点集中施加一个修正冲击力为:

$$F_{im} = F_{va} + F_{co} + F_{else} \quad (6)$$

则本研究在图 11 的基础上修正得到考虑内部冲击的减振器示功图如图 13 所示。

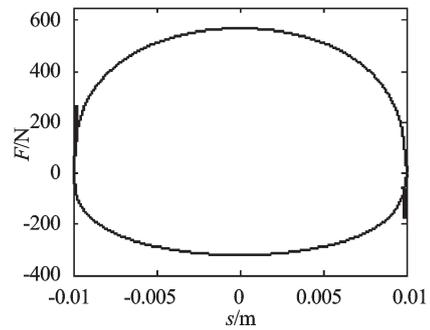


图 13 考虑减振器内部冲击的阻尼力与位移关系仿真结果

3.3 仿真结果分析

传统夹持方式性能试验外特性曲线显示,减振器内部冲击真实存在;活塞杆加速度夹持方式试验结果也从另一方面验证加速度产生与内部冲击有关。在常规的仿真中,换向冲击、油液气泡破裂冲击等的产生过程与阀片安装、结构、油液品质、温度等有关,在不同材料和结构的减振器中,模型方程是不相同的,通常在理论仿真中进行忽略计算。将常规仿真结果(图 11)对比试验结果(图 4),形状与值基本一致,力学模型合理。

在考虑内部冲击时,图 13 中的冲击力与刚性夹持方式图 4 实线中呈现出的波动相对应,两者存在的差别在于实际冲击是以持续力作用在活塞杆,并逐步耗散,显示在示功图上为一段波动曲线,而在仿真中的冲击假设是瞬间集中发生在活塞运动换向时刻;在活塞杆加速度夹持方式中,试验结果(图 4)虚线与常规仿真中的复原阻尼力 F_f 及压缩阻尼力 F_y 对应,而内部冲击 F_{im} 则转化为活塞杆加速度呈现在图 8 中。在活塞杆加速度理论研究中,重点在于研究内部冲击力 F_{im} 的形成与变化。

4 结束语

基于上述试验结果与分析,本研究可以得到以下结论:

- (1) 由于实际需要使用不同夹持方式测试减振器工作特性所得出的试验结果会有差异,但从整体上不影响判断减振器的基本外特性;
- (2) 使用不同夹持方式台架试验产生的差异,实际上是减振器内部特性以不同的形式分别表现在外特性及活塞杆加速度曲线上,在不同场合可采用更合适的安装方式;
- (3) 活塞杆加速度测试安装方式在一定范围内可以替代外特性夹持方式作为检测油液减振器外特性的夹具;
- (4) 常规仿真模型中不能真实反映减振器完整的

性能特点,可根据实际工作特点及理论依据做出一定的模型修正,更接近减振器实际工作状态;

(5)在实际减振器工作中由于存在安装和油液特性改变的问题,其内部冲击是一个复杂的过程,研究活塞杆加速度的重点在于减振器内部冲击。

参考文献(References):

- [1] 裴雨霞,刘晓平. 汽车减振器夹具结构设计[J]. 长春大学学报,2013,23(10):1221-1223.
- [2] 王天利,田万禄,薛宇. 常压式汽车减振器夹具的研制[J]. 新技术新工艺,2003(10):21-22.
- [3] 丛立新. 汽车充气式减振器性能试验研究[D]. 长春:吉林大学机械工程学院,2010.
- [4] 陈冬云,杨礼康,蔡明龙. 限定舒适性的馈能主动悬架系统可回馈能量分析[J]. 机电工程,2014,31(3):289-294.
- [5] 么鸣涛,管继富. 车辆双筒式减振器异响研究[J]. 机械设计与制造,2011(2):114-116.
- [6] 么鸣涛,顾亮,管继富. 双筒式减振器异响试验分析[J]. 工程设计学报,2010,17(3):229-235.
- [7] 舒红宇,王立勇,吴碧华,等. 液力减振器结构异响发生的微过程分析[J]. 振动工程学报,2005,18(3):282-287.
- [8] 舒红宇,王立勇. 车辆液力减振器异常噪声鉴别方法[J].

- 重庆大学学报:自然科学版,2005,28(4):10-13.
- [9] 乔彦,曾京. 车端纵向减振器对低地板轻轨车辆动力学性能的影响[J]. 机械,2014(11):17-20,30.
- [10] KASTEEL R V, CHENG-GUO W, LIXIN Q, et al. A new shock absorber model for use in vehicle dynamics studies [J]. **Vehicle System Dynamics**, 2005, 43(9):613-631.
- [11] LEE C T, MOON B Y. Simulation and experimental validation of vehicle dynamic characteristics for displacement-sensitive shock absorber using fluid-flow modelling [J]. **Mechanical Systems and Signal Processing**, 2006, 20(2):373-388.
- [12] 陈吉安,陈晓峰. 液压减振器工作特性分析[J]. 哈尔滨工业大学学报,1999,31(3):114-117.
- [13] 赵晓波,韩兵奇,张军,等. ZJZ型抽油杆减振器的研制[J]. 液压气动与密封,2014(9):45-17.
- [14] ALONSO M, COMAS Á. Modelling a twin tube cavitating shock absorber[J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, 2006, 220(8):1031-1040.
- [15] 潘炜,彭利坤,邢继峰,等. 数字液压缸换向冲击特性研究[J]. 液压与气动,2012(2):77-81.

[编辑:李辉]

本文引用格式:

蔡明龙,段福斌,杨礼康,等. 减振器外特性测试的弹/刚性夹持对比试验研究[J]. 机电工程,2015,32(4):458-463.

CAI Ming-long, DUAN Fu-bin, YANG Li-kang, et al. Experimental research on elastic or rigid clamp of shock absorber for its outer performance test [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2015, 32(4):458-463. 《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

(上接第457页)

拟多孔系工件,将同轴度测量装置测得值与标准值相比较,以此来得出所校准装置的测量误差。三维精密运动平台是校准系统的核心,其定位的准确程度直接影响到校准精度,该系统采用气浮直线平台加二维滚珠丝杠平台来组成运动系统,其分辨率达到 $1\ \mu\text{m}$,不确定度达到 $8.12\ \mu\text{m}$,后续中,可以采用误差补偿来提高运动平台的精度,以获得更好的不确定度。同轴度算法采用最小区域法,在直线位置调整时,只考虑了平移法,后续中,可以加入空间旋转模型来找到更加优化的同轴度中心线。

试验研究表明,该校准系统很好地满足了大距离孔系同轴度测量装置校准的需求,实现了自动化、快速化、高精度地校准大距离多孔系同轴度测量装置。

参考文献(References):

- [1] 王燕,赵转萍,连强强. 大距离分布孔系同轴度和尺寸检测系统的设计[J]. 中国制造业信息化,2012,41(23):76-79.
- [2] 徐兵. 同轴度的测量与校准[J]. 机械制造,2005,491

- (43):64-66.
- [3] 张辉,任浩,陈理锋,等. 基于三坐标测量机同轴度的测量方法[J]. 现代制造技术与装备,2010(5):27-28.
- [4] 华庆元. 大距离分布孔系同轴度测量系统软件设计[D]. 南京:南京航空航天大学机电学院,2011.
- [5] LIN Wei, XU Yang-fan. Design on the Level Control System with High-precision for the Micro-motion Platform [C]//Electrical and Control Engineering (ICECE), 2010 International Conference on. Wuhan: IEEE, 2011:796-799.
- [6] 胡幸鸣,许孔杨. 直线电机在现代制造业设备中的应用[J]. 机电工程,2005,22(11):32-34.
- [7] 陈勤,曾岳南,陈康平,等. 基于DSP/BIOS的直线电机伺服系统设计[J]. 机电工程技术,2014(5):38-41.
- [8] 熊远生,钱苏翔,高金凤. 基于DSP的步进电机控制系统与上位机的串行通信设计[J]. 机电工程,2004,21(9):18-20.
- [9] ZHANG Yu. The Mathematical Models of Coaxiality Error with Respect to a Single Datum Axis and Data Processing with Microcomputer [C]//Proceeding of ICP, 1988:410-414.
- [10] 国家质量技术监督局. JJF 1059-1999国家计量技术规范[S]. 北京:中国计量出版社,2002.

[编辑:李辉]