

电动汽车主动悬架系统阻尼可 调减振器设计及固有频率试验^①

刘海妹^{1,2,3}, 倪 彰^{1,2,3}, 贝绍轶^{1,2,3}, 冯俊萍^{1,2,3}

1. 江苏理工学院 汽车与交通工程学院, 江苏 常州 213001; 2. 汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025;
3. 人工智能四川省重点实验室, 四川 自贡 643000

摘要: 为了增加电动汽车主动悬架系统阻尼可调减振器的工作模式及其调节范围, 以某液压减振器为基础, 设计了一种阻尼多模式切换可调的减振器. 分析了阻尼多模式切换可调减振器的工作原理及其阻尼特性. 基于阻尼多模式切换可调减振器的“软压缩软回弹”、“硬压缩软回弹”、“软压缩硬回弹”和“硬压缩硬回弹”工作模式, 设计了阻尼多模式切换可调减振器减振支柱总成和电磁阀总成. 同时设计了基于 INSTRON8800 单通道数字控制液压伺服激振台的阻尼多模式切换可调减振器试验台架系统, 进行了不同阻尼模式下的固有频率试验和车身振动加速度响应的频谱分析. 结果表明: 后悬架簧上质量的固有频率均高于前悬架, 比值关系接近于 1.2:1, 后悬架的簧下质量固有频率小于前悬架, 比值关系约为 1:1.1~1:1, 反映了阻尼多模式切换可调减振器在压缩行程和回弹行程阻尼特性的可行性, 对主动悬架系统及其控制策略的设计具有重要的理论研究价值和工程应用前景.

关键词: 电动汽车; 主动悬架系统; 阻尼可调减振器; 多模式切换; 阻尼特性; 固有频率试验

中图分类号: U463.4

文献标志码: A

文章编号: 1673-9868(2017)10-0147-08

减振器作为主动悬架控制系统的阻尼元件, 其主要作用是衰减振动, 改善平顺性与操纵稳定性. 为了充分发挥悬架系统的减振性能, 要求减振器具有可变的阻尼系数, 以满足在不同的行驶工况对阻尼的要求^[1-2]. 改变减振器阻尼系数的实现方式主要有改变减振器阻尼液的粘度与调节减振器节流孔面积^[3]. 调节减振器阻尼液粘度系数的减振器有磁流变减振器与电流变减振器^[4-5], 调节节流孔面积的减振器有机械式阻尼可调减振器、气动控制阻尼可调减振器、电磁阀控制阻尼可调减振器以及电机控制阻尼可调减振器^[6].

目前, 国内在阻尼可调减振器设计开发方面的研究主要集中在可调阻尼减振器性能分析^[7]、试验研究^[8]及其控制算法等方面^[9]. 文献[10-11]提出了一种串联合节流口面积可调式减振器, 通过改变转角调节节流口的节流面积来控制阻尼力. 如何在同一模式下, 使减振器的拉伸和压缩行程呈现出不同的阻尼特性^[9], 并根据行驶工况对减振器拉伸和压缩行程的阻尼进行多模式切换^[12-15], 以满足更复杂工况下的行驶平顺性与操纵稳定性要求, 具有重要的理论研究价值和工程应用前景.

本文设计了一种阻尼多模式切换可调的减振器, 通过分析阻尼多模式切换可调减振器的工作原理及其阻尼特性, 进一步设计阻尼多模式切换可调减振器减振支柱总成和电磁阀总成和阻尼多模式切换减振器特

① 收稿日期: 2016-01-07

基金项目: 国家自然科学基金(61503163); 江苏省“333 工程”资助项目(BRA2016440); 江苏省“六大人才”高峰项目(ZBZZ 024); 江苏省高校优秀中青年骨干教师和校长境外研修计划(2016).

作者简介: 刘海妹(1981-), 女, 山东博兴人, 硕士, 主要从事车辆动力学及控制的研究.

性试验台, 进行不同阻尼模式下的固有频率试验和车身振动加速度响应的频谱分析.

1 工作原理

阻尼多模式切换可调减振器的简化结构及工作原理如图 1 所示, 为充气式减振器. 减振器工作缸筒的下部有浮动活塞, 浮动活塞在减振器的补偿腔内, 浮动活塞将压缩氮气与减振油液分隔开; 减振器工作缸筒的壁内有一环形缝隙, 减振器上下腔内减振液具有 3 个流电路径, 分别为活塞上的节流孔、环形缝隙、阻尼调节阀.

阻尼多模式切换下减振器内减振液在调节阀内的流动路径如图 2 所示. 压缩过程中, 减振器阻尼调节阀 Y51 连通减振器的上腔与下腔, 减振液除通过 Y51 在上下腔间流通外, 还可通过活塞上的节流孔与筒壁间的空隙流通. y_1 、 y_2 为阻力非常小的电磁阀, 阀 a 和 c 为阻力较大的单向阀, 阀 b 和 d 为阻力较小的单向阀, 通过调节阀中的两个电磁阀的开、关组合, 可使减振器具有 4 种工作模式: “软压缩软回弹”模式、“硬压缩软回弹”模式、“软压缩硬回弹”模式和“硬压缩硬回弹”模式.

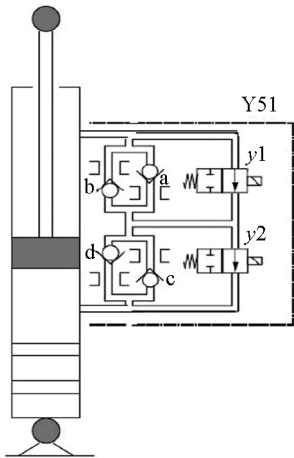


图 1 阻尼多模式切换可调减振器工作原理

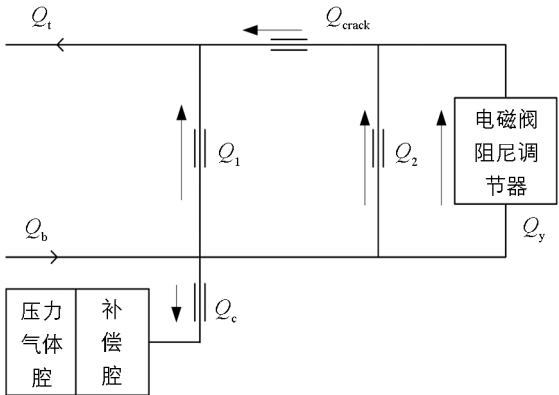


图 2 减振器压缩行程时减振液的流动路径

根据减振器压缩行程时减振液的流动路径, Q_i 为流入上腔内的油液流量, Q_b 为从减振器下腔流出的油液流量, Q_1 为从活塞上的节流孔流回上腔的油液流量, Q_2 为活塞下腔流进环形缝隙的油液流量, Q_y 为通过阻尼调节阀的油液流量, Q_{crack} 为环形缝隙流进上腔的减振液流量, Q_c 为流进补偿腔的油液流量. 根据阻尼多模式切换可调减振器结构特点及工作原理, 阻尼多模式切换可调减振器在不同模式切换下电磁阀 y_1 和 y_2 的组合逻辑关系如表 1 所示.

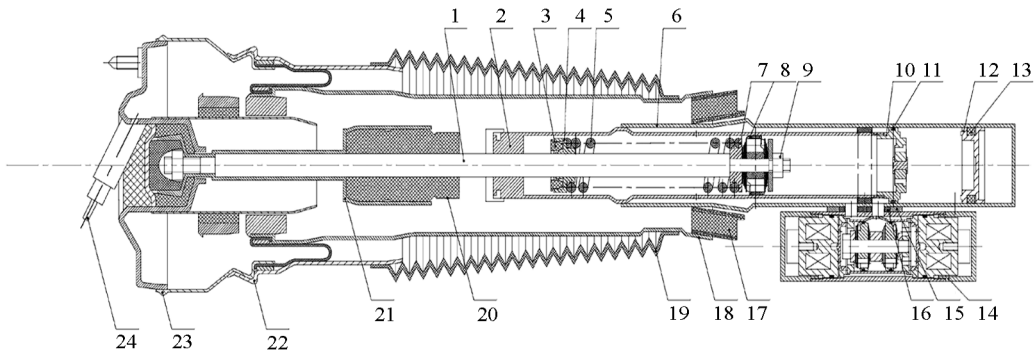
表 1 阻尼多模式切换可调减振器电磁阀组合逻辑关系

减振力状态	减 振 阀		阀 控 制	
	拉伸状态	压缩状态	电磁阀 y_1	电磁阀 y_2
1	软	软	打开	打开
2	软	硬	关闭	打开
3	硬	软	打开	关闭
4	硬	硬	关闭	关闭

阻尼多模式切换减振器的 4 种工作状态分别适应不同的行驶工况, “软压缩软回弹”阻尼模式适用于普通路面的行驶条件; “硬压缩软回弹”模式适用于高速行驶工况, 硬压缩保证高速行驶时的行驶稳定性; “软压缩硬回弹”模式适用于路面粗糙复杂的慢速行驶工况, 软压缩适于缓和路面不平引起的颠簸; “硬压缩硬回弹”模式适用于系统发生故障时, 保证系统的稳定 and 安全性.

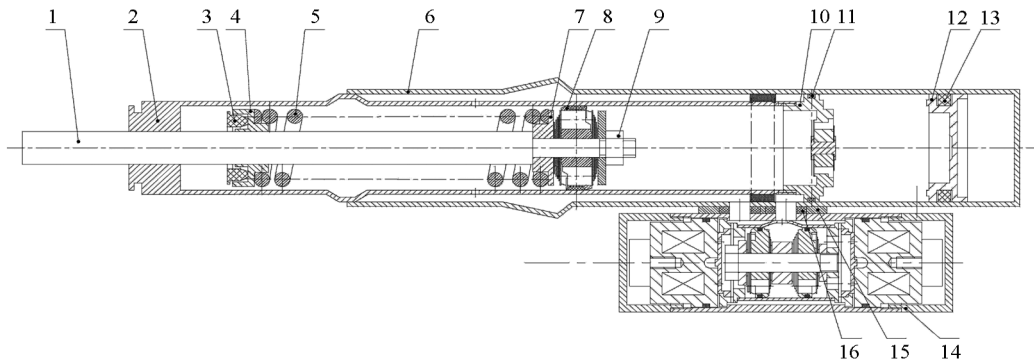
2 结构设计

基于以上原理, 设计阻尼多模式切换可调减振器, 减振器减振支柱总成图如图 3(a)所示, 减振支柱总成内部结构图如图 3(b)所示, 电磁阀总成内部结构如图 3(c)所示, 主要由空气腔、减振器、阻尼调节器等部分组成。



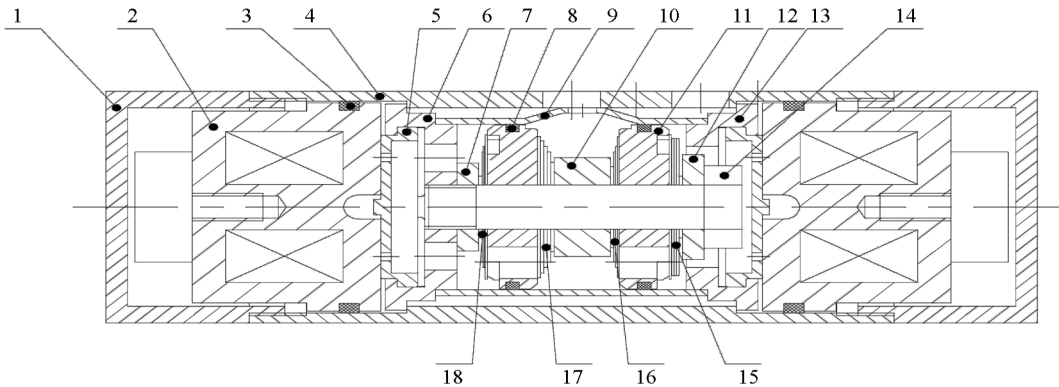
1. 活塞杆; 2. 避震筒; 3. 橡胶挡圈; 4. 弹簧底座; 5. 弹簧; 6. 气缸筒; 7. 弹簧底座; 8. 活塞总成; 9. 螺母; 10. 底阀阀体;
11. 底阀密封圈; 12. 浮动活塞; 13. 单独活塞密封圈; 14. 电磁阀总成; 15. 焊接接头; 16. 密封圈; 17. 橡胶底座;
18. 空气腔外壳; 19. 防尘罩; 20. 限位橡胶座; 21. 限位座上端; 22. 空气腔外壳; 23. 空气腔上壳; 24. 空气腔气嘴。

(a) 减振支柱总成结构



1. 活塞杆; 2. 避震筒; 3. 橡胶挡圈; 4. 弹簧底座; 5. 弹簧; 6. 气缸筒; 7. 弹簧底座; 8. 活塞总成; 9. 螺母; 10. 底阀阀体;
11. 底阀密封圈; 12. 浮动活塞; 13. 单独活塞密封圈; 14. 电磁阀总成; 15. 焊接接头; 16. 密封圈。

(b) 减振器总成内部结构



1. 电磁阀阀盖; 2. 电磁阀; 3. 电磁阀橡胶圈; 4. 外筒; 5. 活动片; 6. 液腔上盖; 7. 垫片; 8. 发片橡胶圈;
9. 内筒; 10. 套筒; 11. 电磁阀活塞; 12. 垫片; 13. 液腔下盖; 14. 螺母; 15/16/17/18. 阀片组。

(c) 电磁阀总成内部结构

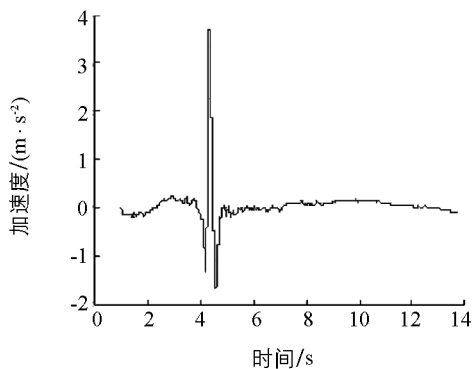
图 3 阻尼多模式切换可调减振器结构设计

3 固有频率和阻尼比试验

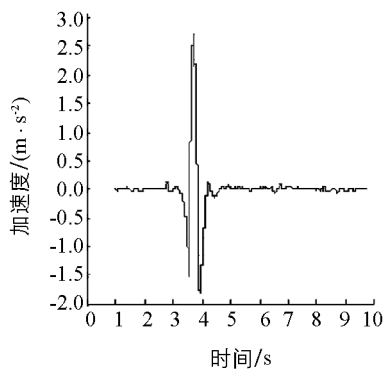
车辆在不平路面上行驶所引起的随机振动经过轮胎、悬架等弹性元件和阻尼元件，与非簧载质量、簧载质量构成振动系统，并传递给簧载质量和驾驶人员，影响乘坐舒适性. 这种振动传递的能量与汽车悬架系统固有频率和阻尼比有直接关系，因此，进行主动悬架系统固有频率和阻尼比试验，分析簧载质量的固有频率和非簧载质量的固有频率以及悬架系统阻尼比，为研究和评价悬架系统对车辆平顺性的影响提供基础.

试验按照国家标准《汽车悬架系统的固有频率和阻尼比测定方法》(GB 4783-84)的规定进行，通过“滚下法”测试车辆簧载质量的固有频率和非簧载质量的固有频率以及悬架系统的阻尼比.

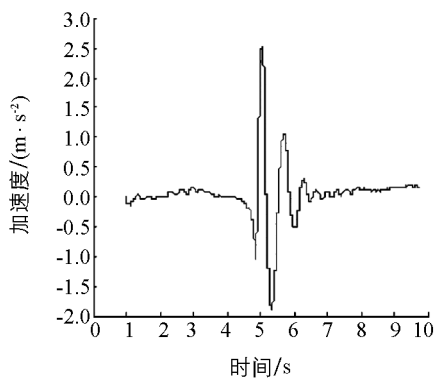
试验条件要求为平整水泥路面，轮胎为 0.25 Mpa 气压，轮胎花纹良好，试验系统包含加速度传感器 4 只，LMS TEST. XPRESS 采集系统 1 套，半梯形凸块 1 只. 试验方法要求将汽车测试端的车轮沿斜坡驶上半梯形凸块，在停车挂空挡发动机熄火后，再将汽车从凸块上推下；通过切换不同阻尼模式进行悬架系统固有频率以及阻尼比试验；记录自由衰减振动的加速度时间历程，每次记录时间应不少于 5 s，保证衰减振动曲线完整，共记录 3~5 次；采用时间历程法对获取的数据结果进行处理，试验曲线如图 4 和图 5 所示，试验数据处理结果如表 2 所示.



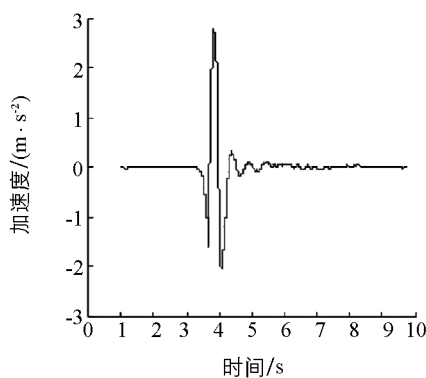
(a) 前轮激励硬压缩硬回弹



(b) 后轮激励硬压缩硬回弹



(c) 前轮激励软压缩软回弹



(d) 后轮激励软压缩软回弹

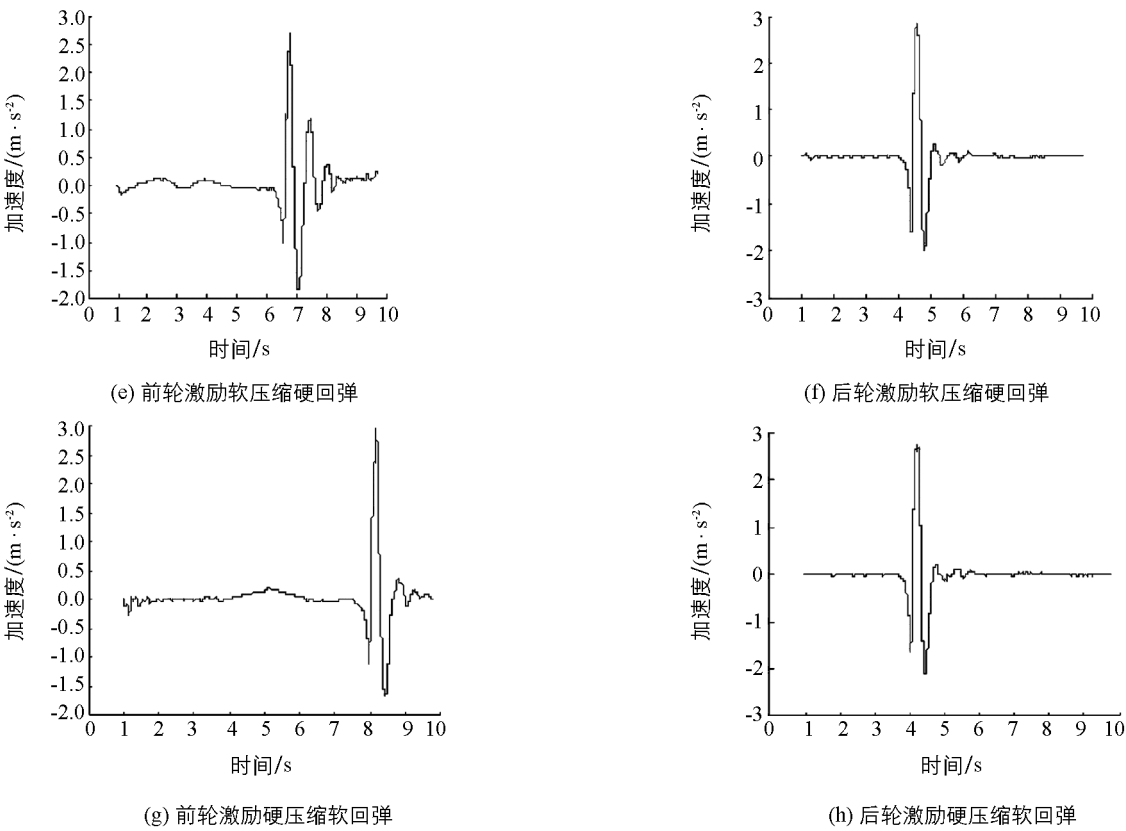


图 4 车身固有频率试验

表 2 悬架固有频率与阻尼比

减振器状态	前 悬 架			后 悬 架		
	簧上/Hz	簧下/Hz	阻尼比	簧上/Hz	簧下/Hz	阻尼比
软压缩软回弹	1.51	13.98	0.17	1.78	13.37	0.22
硬压缩软回弹	1.54	14.23	0.17	1.79	13.94	0.36
软压缩硬回弹	1.51	15.97	0.36	1.79	14.01	0.34
硬压缩硬回弹	1.71	15.69	0.34	1.87	13.02	0.26

图 4 是前、后车轮分别受到脉冲输入,同时减振器分别在不同阻尼模式时车身(即簧上质量)的加速度响应曲线,可以对比不同减振器阻尼模式下脉冲激励的响应.图 5 是对应的车身加速度功率谱密度,曲线峰值对应的横坐标即是悬架的固有频率.同理,可以得到车轮部分(簧下质量)的固有频率,可见:

- 1) 在“软压缩软回弹”模式,前、后簧上质量的固有频率较小,在“硬压缩硬回弹”模式簧上质量固有频率较大,在另外两种阻尼模式,前、后簧上质量的固有频率十分接近.
- 2) 在不同的阻尼模式下,因为阻尼比与刚度、簧上质量、阻尼系数等均有关系,悬架的相对阻尼比有较大差异,其中,前、后悬架的簧上质量有较大变化,从而对阻尼比有较大影响.
- 3) 无论是前悬架还是后悬架,簧上质量的固有频率均较为稳定,体现了空气悬架固有频率随载荷变化小的基本特点.
- 4) 后悬架簧上质量的固有频率均高于前悬架,比值关系接近于 1.2 : 1,后悬架的簧下质量固有频率小于前悬架,比值关系约为 1 : 1.1~1 : 1.

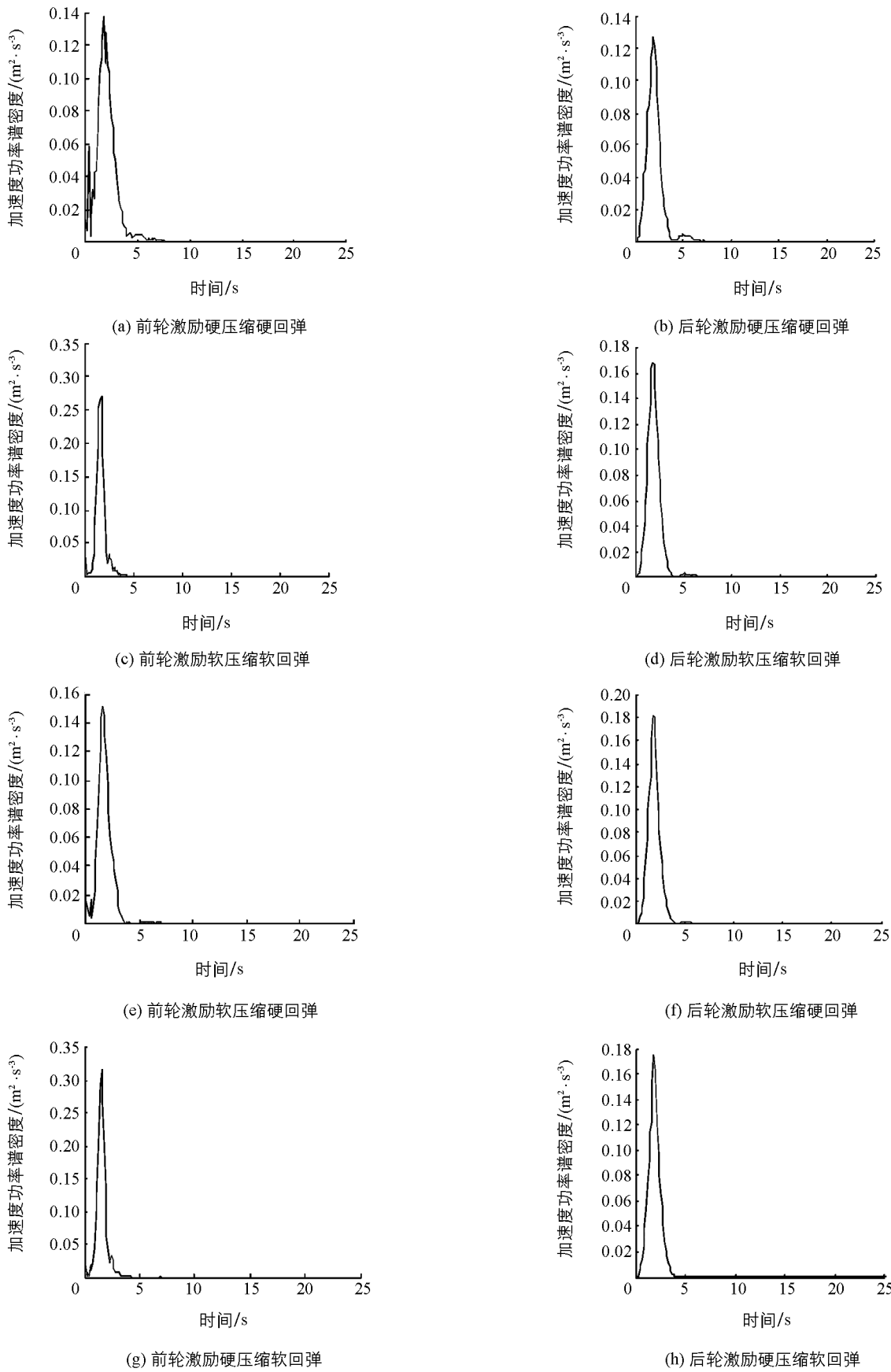


图 5 车身振动加速度响应的频谱分析

4 结 论

通过主动悬架系统固有频率试验和车身振动加速度响应的频谱分析, 验证了减振器数学模型的正确性及其结构设计方案的可行性. 减振器作为主动悬架系统的阻尼元件, 最重要的性能参数是不同模式下的阻尼力范围, 减振器的结构设计要根据各种行驶工况所对应的阻尼模式下的阻尼力范围要求来确定阻尼调节机构. 阻尼多模式切换可调减振器相对于传统阻尼可调减振器工作模式单一、阻尼可调范围有限的问题, 增加了减振器阻尼可调的工作模式及其调节范围, 对主动悬架系统及其控制策略的设计具有重要的理论研究价值和工程应用前景.

参考文献:

- [1] 唐传茵, 张天侠. 汽车振动舒适性评价研究 [J]. 振动与冲击, 2008, 27(9): 158—161, 166.
- [2] GYSEN B L J, JANSSEN J L G, PAULIDES J J H, et al. Efficiency of a Regenerative Direct-Drive Electromagnetic Active Suspension [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2011, 60(4): 1384—1392.
- [3] KINAGI G V, PITCHUKA S P, SONWANE D. Hydro Pneumatic Suspension Design for Light Military Tracked Vehicle [J]. Commercial Vehicle Engineering Congress, 2012, 2(11): 111—120.
- [4] LI ZHONGJIE, LEI ZUO, LUHRS GEORGE, et al. Electromagnetic Energy-Harvesting Shock Absorbers: Design, Modeling, and Road Tests [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2013, 62(3): 1065—1074.
- [5] 汪若尘, 张孝良, 陈 龙, 等. 车身高度与可调阻尼集成控制系统 [J]. 农业工程学报, 2012, 28(11): 75—79.
- [6] LIN Jin-shan. Identification of Road Surface Power Spectrum Density Based on a New Cubic Spline Weight Neural Network [J]. Energy Procedia, 2012, 7(17): 534—549.
- [7] KURFESS, THOMAS R, MESSMAN, et al. A Methodology to Integrate a Nonlinear Shock Absorber Dynamics Into a Vehicle Model for System Identification [J]. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 2011, 4(1): 527—534.
- [8] NONG ZHANG, WADE A SMITH, JEKU JEYAKUMARAN. Hydraulically Interconnected Vehicle Suspension: Background and Modeling [J]. Vehicle System Dynamics, 2010(1): 17—40.
- [9] TUNG S L, JUANG Y T, LEE W H, et al. Optimization of the Exponential Stabilization Problem in Active Suspension System Using PSO [J]. Expert Systems with Applications, 2011, 38: 14044—14051.
- [10] 江浩斌, 胡隽秀, 陈 龙, 等. 两级阻尼可调式液压减振器的性能仿真与试验 [J]. 机械工程学报, 2010, 46(22): 117—122.
- [11] ZEHSAN M, SADEGHI M H, ETTEFAGH M M, et al. Tractor Cabin's Passive Suspension Parameters Optimization Via Experimental and Numerical Methods [J]. Journal of Terramechanics, 2011, 48: 439—450.
- [12] KINAGI G V, PITCHUKA S P, SONWANE D. Hydro Pneumatic Suspension Design for Light Military Tracked Vehicle [J]. Commercial Vehicle Engineering Congress, 2012, 2(11): 111—120.
- [13] KIM H, LEE H. Fault-Tolerant Control Algorithm for a Four-Corner Closed-Loop Air Suspension System [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2011, 58 (10): 4866—4879.
- [14] 江 洪, 刁怀伟, 曹 威, 等. 电动汽车减速器振动特性分析及噪声辐射预测 [J]. 重庆理工大学学报(自然科学版),

2016, 30(1): 7—14.

- [15] 赵 强, 何 法, 王 鑫, 等. 基于遗传算法优化的车辆主动悬架模糊 PID 控制 [J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2016, 30(2): 6—11.

Design of a Damping Adjustable Shock Absorber for the Active Suspension System and Natural Frequency Test

LIU Hai-mei^{1,2,3}, NI Zhang^{1,2,3}, BEI Shao-yi^{1,2,3}, FENG Jun-ping^{1,2,3}

1. School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University of Technology, Changzhou, Jiangsu 213001, China;

2. State Key Laboratory of Automobile Dynamic Simulation, Changchun 130025, China;

3. Artificial Intelligence Key Laboratory of Sichuan Province, Zigong, Sichuan 643000, China

Abstract: In order to increase the damping adjustable working modes and expand the adjustment range of the active suspension system of electrically powered vehicles, a multi-mode switching adjustable shock absorber was designed based on a hydraulic damper shock absorber. Its working principle and damping characteristics were analyzed. A strut-suspension assembly and an electromagnetic valve assembly of the shock absorber were designed based on its different working modes: “soft compression & soft rebound”, “hard compression & soft rebound”, “soft compression & hard rebound” and “hard compression & hard rebound”. A bench test system was designed based on the INSTRON8800 single channel digital control hydraulic servo vibration table. A natural frequency test and a frequency spectrum analysis of vibration acceleration response of the body under different damping modes were carried out. The results showed that the natural frequency of the rear suspension spring was higher than that of the front suspension, with a ratio of about 1.2 : 1, and that the natural frequency of the rear suspension was lower than that of the front suspension, the ratio being about 1 : 1.1~1 : 1. It is expected that the results of this study is of important theoretical value and has a good engineering application prospect for active suspension system and its control strategy.

Key words: electrically powered vehicle; active suspension system; damping adjustable shock absorber; multi-mode switching; damping characteristic; natural frequency test

