



引用格式: 缪小冬, 仲伟东, 韩杰. 阻尼四级可调减振器的结构改进与试验验证[J]. 轻工学报, 2017, 32(5): 74-80.

中图分类号: U463.33<sup>+</sup>5.1 文献标识码: A

DOI: 10.3969/j.issn.2096-1553.2017.5.010

文章编号: 2096-1553(2017)05-0074-07

# 阻尼四级可调减振器的结构改进与试验验证

## Structure improvement and test verification of four-level-damping adjustable hydraulic shock absorber

缪小冬, 仲伟东, 韩杰

MIAO Xiao-dong, ZHONG Wei-dong, HAN Jie

关键词: 南京工业大学 机械与动力工程学院, 江苏 南京 211800  
*School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211800, China*

阻尼四级可调减振器; Fluent 流体仿真; 台架性能试验

### Key words:

four-level-damping adjustable hydraulic shock absorber; Fluent fluid simulation; bench performance test

摘要: 为提高阻尼四级可调减振器使用寿命, 采用仿真技术对其进行优化设计: 建立阻尼四级可调减振器的仿真模型, 利用 ICEM CFD 前处理软件、ANSYS Fluent 流体分析软件对阀片进行流体动力学仿真, 以获取相应活塞运动速度下阀片的应力及内部油液流动速度数据; 将减振器活塞孔的通孔由无阶梯状对称直通孔改成阶梯孔, 以增加油液流通面积. 用台架试验的方法从阻尼特性、示功特性、速度特性 3 个方面进行性能试验, 结果表明, 改进后的减振器各项性能均有较大提升, 能有效提高使用寿命, 验证了该优化设计的可行性.

收稿日期: 2016-09-11

基金项目: 江苏省自然科学基金项目(BK20130941)

作者简介: 缪小冬(1985—), 男, 江苏省南京市人, 南京工业大学讲师, 博士, 主要研究方向为机械产品动力学仿真、现代设计方法.

**Abstract:** In order to lengthen the life span of four-level-damping adjustable hydraulic shock absorber, the optimization design of the shock absorber was carried out by simulation technology. Its simulation model was established, the fluid dynamics simulation of valve was carried out by ICM CFD pretreatment software and ANSYS Fluent fluid analysis software in order to obtain the stress and internal fluid flowing speed data of the valve under the corresponding piston movement speed. The optimization design of changing the non-step symmetrical through hole of piston hole of shock absorber to shoulder hole in order to increase the flowing area of fluid was proposed. The performance tested was made in the characteristics of damping, reactive power and speed. The result showed that the improved shock absorber improved in every aspect and could lengthen the life span, which verified the feasibility of the optimization design.

## 0 引言

随着汽车工业的迅速发展,人们对汽车乘坐舒适性、操纵稳定性和驾驶安全性的要求也在不断提高.汽车行驶平顺性是路面的不规则时域响应、悬架系统 K-C 特性、簧上质量与簧下质量的比值等多因素综合作用的结果,车身振动加速度则直接关系到乘坐的舒适性.减振器是悬架系统中重要的阻尼元件,衰减了车身振动 90% 的能量,其特性直接决定了悬架的 K-C 特性<sup>[1]</sup>.因此,众多学者包括汽车设计人员对减振器进行了诸多研究.俞德孚等<sup>[2]</sup>对电液比例节流阀阻尼可调减振器作了设计研究,阐述了此类减振器的工作原理和结构,并进行了理论分析,但由于当时国内生产制造水平的限制而未能推广.冯雪梅等<sup>[3]</sup>把变节流孔型阻尼可调减振器抽象成数学模型进行了仿真计算,建立了节流阀片的大挠曲度变形方程. K. G. Sung 等<sup>[4]</sup>通过对整车建模,分析了热力耦合液压减振器,并且通过仿真得到了减振器工作产生的热量与减振器油液黏度之间的关系曲线,对其神经网络分量进行分析计算,发现减振器的工作出现机械迟滞现象.韩杰等<sup>[5]</sup>介绍了一种新型的阻尼四级可调减振器及其工作原理,并研究了其外特性.目前,尚未发现对减振器进行优化设计以延长使用寿命的文献报道.

鉴于此,本文拟构建阻尼四级可调减振器仿真模型,通过 ANSYS Fluent 流体分析软件得

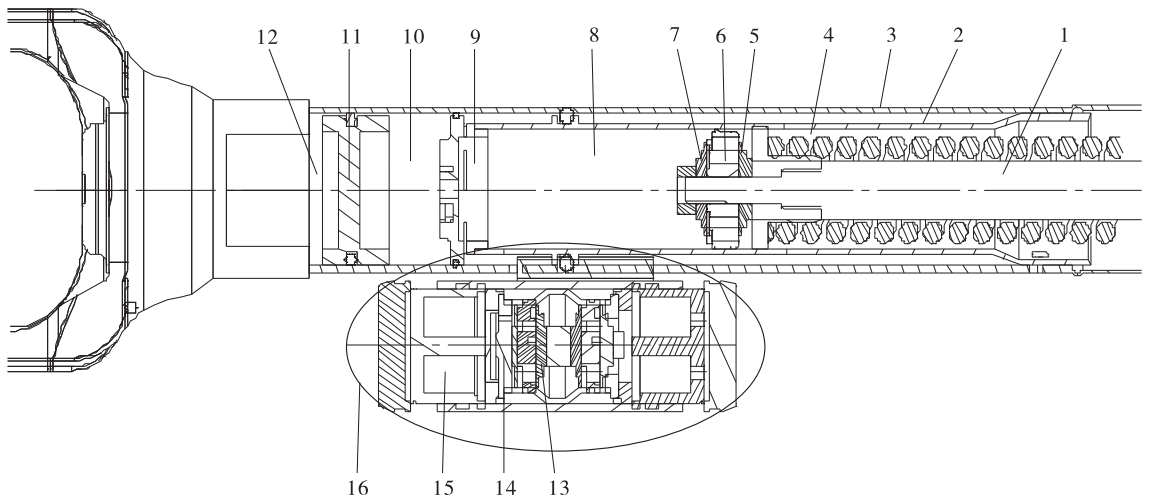
到阻尼阀片在不同工作条件下的压力和速度矢量云图,据此对通孔结构进行改进设计,以延长其使用寿命,并为此类减振器的研究和设计提供新方法.

## 1 减振器的结构和工作原理

阻尼四级可调减振器结构如图 1 所示,减振器主要由普通液压减振器本体和电磁铁控制式外部泄压筒组成.其中减振器本体由油缸、工作缸、活塞和活塞杆等部件组成.电磁铁控制式外部泄压筒由电磁铁、活动帽、阻尼调节阀芯等部件组成.外部泄压筒与本体通过连接体相连,中间由密封圈阻隔,形成不同的油液通道和储油室.泄压筒内筒由上孔与本体复原腔室联通,外筒由下孔与本体的储油腔室联通,以此实现不同腔室之间的油液流通和交换<sup>[6]</sup>.

外部泄压筒的阻尼调节阀芯是实现四级阻尼可调的关键所在.其采用双向流通阻尼调节活塞,根据对压缩和复原阻尼调节力度的不同分为上阀和下阀,其中上阀对压缩阻尼力调节明显,下阀对复原阻尼力调节明显.车载中央控制单元通过接收传感器检测到的车辆行驶工况控制两端电磁铁,通过电磁铁通电情况的不同实现上阀和下阀的不同开合达到阻尼力的四级调节.

鉴于这种减振器泄压阀阀片在其内部油液流场中产生的受力集中现象易导致使用寿命缩短的问题,本文将采用计算机仿真技术对活塞



1. 活塞杆 2. 工作缸 3. 油缸 4. 工作缸有杆腔 5. 流通阀系 6. 活塞 7. 复原阀系  
 8. 工作缸无杆腔 9. 底阀总成(补偿阀和压缩阀) 10. 储油腔 11. 浮动活塞 12. 高压气室  
 13. 泄压筒阻尼调节阀芯 14. 活动帽 15. 电磁铁 16. 外部泄压筒总成

图1 减振器结构图

Fig. 1 Structure of shock absorber

内部结构进行优化设计,以改善泄压阀阀片的受力情况.

## 2 仿真模型的建立与网格划分

### 2.1 建模条件假设

为了缩短计算时间,现对仿真模型作如下假设:

1)假设活塞处于工作缸中间部位且固定不动,将速度入口和压力出口的边界设置为本文的计算条件,这样既可以节省计算资源,又不会使仿真结果偏差太大<sup>[7]</sup>.

2)假设活塞与工作缸,以及活塞杆与导向套之间不存在泄露问题,这样就可以尽量避免因泄露而对仿真结果产生影响.

3)假设油液冲击阀片时阀片受力是均匀的,根据悬臂梁知识可计算出阀片固定变形时油液的流通面积.

### 2.2 仿真模型的建立

依据某型号奔驰车型的阻尼四级可调减振器实物,利用 SolidWorks 三维建模软件进行实体建模,仿真模型见图 2. 模型主要由减振器活

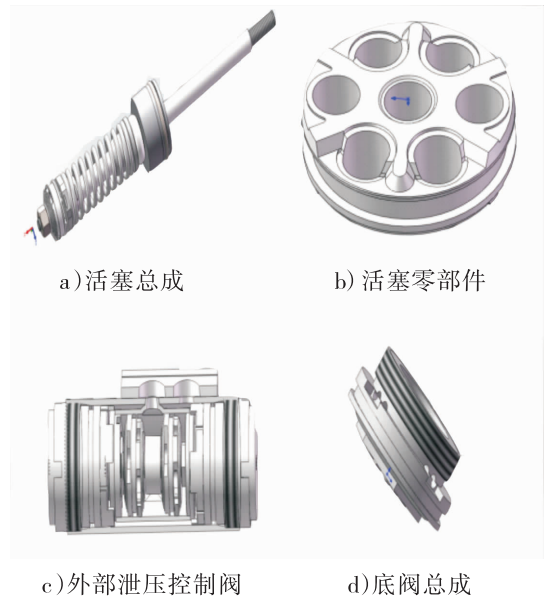


图2 阻尼四级可调减振器部件仿真模型

Fig. 2 Simulation model of four-level-damping adjustable hydraulic shock absorber

塞总成、活塞零部件、外部泄压控制阀、底阀总成组成.

### 2.3 网格划分

ICEM 是一款高度智能化的工程数值计算 CFD 软件包,具有强大的网格划分能力,可满足

流体计算中对网格划分的严格要求. 由于减振器油液流体域的复杂性, 本文先用 SolidWorks 软件对减振器部件进行三维建模, 然后通过装配后的模型将减振器油液流体内部填充到油液流体域. 根据分析需要, 只输出流体域数据至 ICEM 即可进行网格划分.

由于 ANSYS Fluent 流体分析中对网格精度要求较高, 网格质量在 0.2 以上才可以进行计算, 所以需要对流体域中活塞与阀片、底阀与阀片等部位进行网格细化, 将距离活塞较远且对计算精度影响较小的流体域的网格适度加大, 得到网格质量(见图 3). 选用六面体单元, 得到单元数 392 811, 节点数 1 035 639, 流体域网格划分结果见图 4, 网格质量均在 0.3 以上, 符合精度要求.

### 3 优化方案

通过 ANSYS Fluent 仿真软件可以获得 0.05 m/s, 0.13 m/s, 0.26 m/s, 0.39 m/s, 0.52 m/s 这 5 个入口速度下减振器阀片变形的压力云图和内部油液流动速度矢量云图(见图 5).

由图 5 可知, 流场中油液经活塞阻尼通孔流至复原阀片处, 在阀片处其压力与速度突变最大, 所以这种活塞通孔流通方式对阀片的压力分布和使用寿命有较大损伤, 应对其进行改进设计.

根据液压流体力学的知识可知, 阀系一般

采用两种孔隙, 对应的节流压差如下.

当阀系采用薄壁小孔 ( $L/d < 0.5$ ) 时其节流压差为

$$\Delta P = f\left(\frac{Q^2 \rho}{C^2 A^2}\right) \quad (1)$$

当阀系采用细长孔 ( $L/d > 4$ ) 时其节流压差为

$$\Delta P = f\left(\frac{Q \mu L}{d^4}\right) \quad (2)$$

式中,  $Q$  为通过节流孔的油液流量,  $\rho$  为减振器油液的密度,  $C$  为流量系数,  $A$  为活塞阻尼孔的通流面积,  $\mu$  为减振器油液的动力黏度,  $L$  为活塞阻尼孔的长度,  $d$  为活塞阻尼孔的直径.

由 (2) 式可知, 采用细长孔为阻尼节流孔阀系时, 阀系对温度较为敏感, 原因是  $\mu$  值随着减振器油液温度的升高而降低; 如果保持节流孔恒定的油液通量, 油液温度会随着减振器的运行而升高, 使  $\mu$  减小, 两端的压差就会因此减小, 所以此类节流孔不利于减振器的高温运行.

采用薄壁小孔节流时, 其对油液温度敏感性不强, 这是因为  $\rho$  值随温度的变化很小, 在减振器油液温度升高时依然可以维持阻尼阀两端油液的流量, 使上下两个压力腔不至于有较大变化.

由 (1) 式可知, 通过增加油液流通通道路径的方式可以改变油液通流面积, 达到减小上下两腔室压差的目的, 这样既不会像细长孔阀系

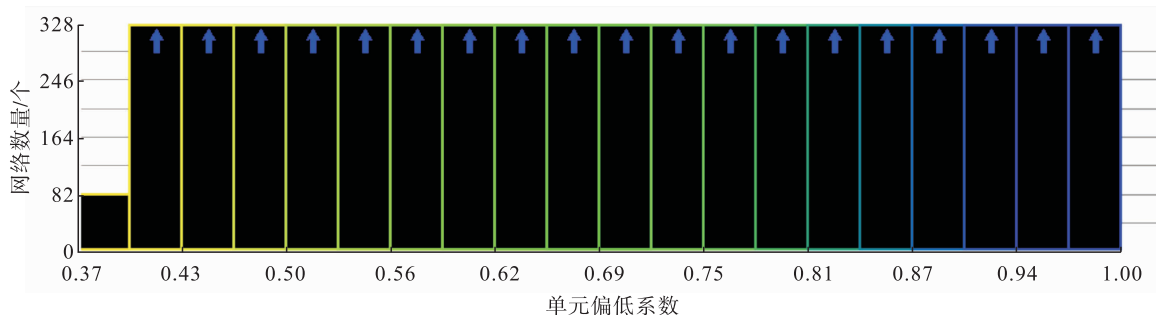


图 3 流体域网格质量

Fig. 3 Fluid domain mesh quality

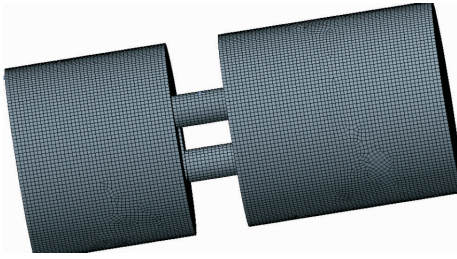


图4 流体域网格划分结果

Fig.4 Results of fluid domain meshing

那样随温度升高致使压差降低过大,又不会使阀片产生损伤.

减振器活塞孔的原设计是无阶梯状的对称直通孔,为了对其结构进行改进设计,使其油液流通通道的体积保持不变,仅改变其流通面积与流通通道形状即可.因此本文把通孔改成阶梯孔,增大油液的流通面积,其改进前后模型见图6.

### 4 验证试验

以《汽车减振器技术条件和台架试验方法》<sup>[8]</sup>为依据进行阻尼特性试验、示功特性试验、速度特性试验,对活塞结构改进后的减振器性能进行评价与验证.

#### 4.1 试验设备及条件

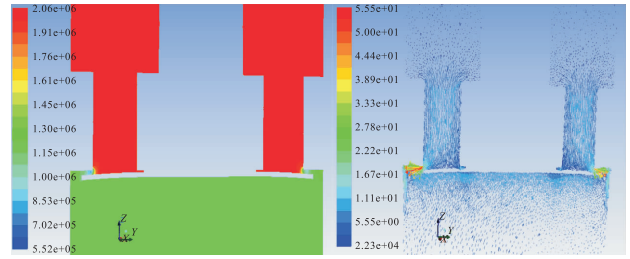
试验设备为HG2-0106x型示功机,在示功机上输入为固定行程50mm,不同速度(即0.05 m/s, 0.13 m/s, 0.26 m/s, 0.39 m/s, 0.52 m/s)的正弦激励;输出为阻尼力、F-S、F-V的变化.

试验温度为室温(20 ± 3) °C,试验开始前需将所有减振器存放此室温条件下至少6h.减振器试验运动方向为铅垂方向.

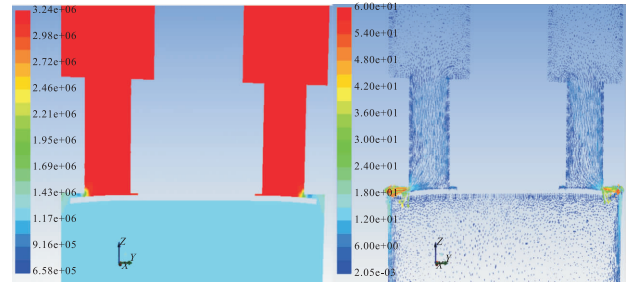
#### 4.2 试验结果与分析

4.2.1 阻尼特性结果 活塞结构改进前后阻尼特性数值对比见表1.

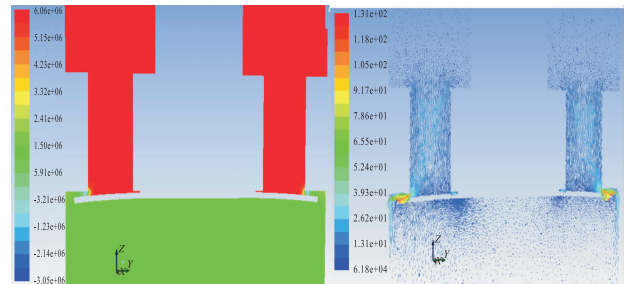
由表1可知,活塞结构改进前,在低速阶段阻力值增长较缓慢,仅在中速阶段符合标准规



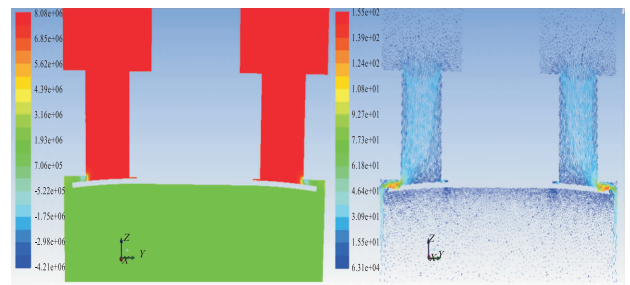
a) v=0.05 m/s



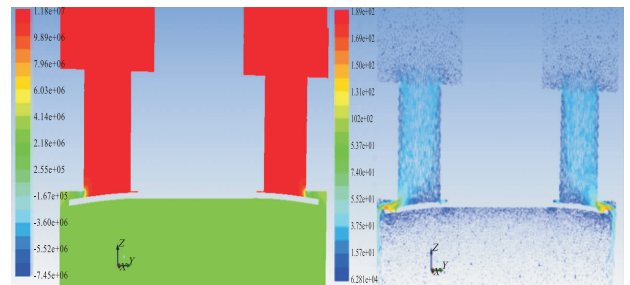
b) v=0.13 m/s



c) v=0.26 m/s



d) v=0.39 m/s



e) v=0.52 m/s

图5 阻尼阀在各速度下的压力和速度矢量云图

Fig.5 The pressure and velocity vector cloud images of damping valve at different velocities



图6 活塞结构改进前后模型对比

Fig. 6 Comparison of the model piston structure before and after improvement

表1 阻尼特性数值对比

Table 1 Numerical comparison of damping characteristics

活塞运行速度/(m·s <sup>-1</sup> )	活塞结构改进前		活塞结构改进后	
	复原阻尼力/N	压缩阻尼力/N	复原阻尼力/N	压缩阻尼力/N
0.05	513	435	785	501
0.13	1697	870	2310	969
0.26	3471	1309	3361	1408
0.39	5367	1846	4429	1971
0.52	8201	2384	5791	2305

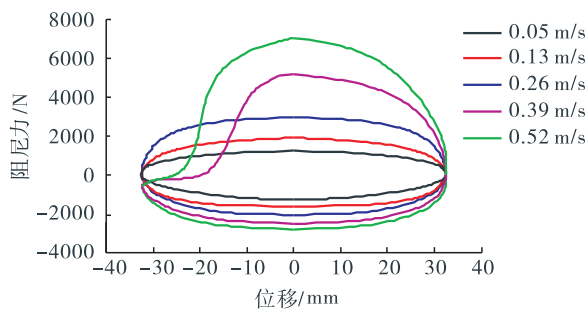
定,在高速阶段时其阻尼力又增长过快,这样不利于车辆的减振回位,严重影响活塞使用寿命;活塞结构改进后,其低速、中速和高速阶段的各个阻尼力值均在要求范围之内,有利于活塞使用寿命的提高<sup>[9]</sup>。

**4.2.2 示功特性结果** 活塞结构改进前后示功特性对比见图7。

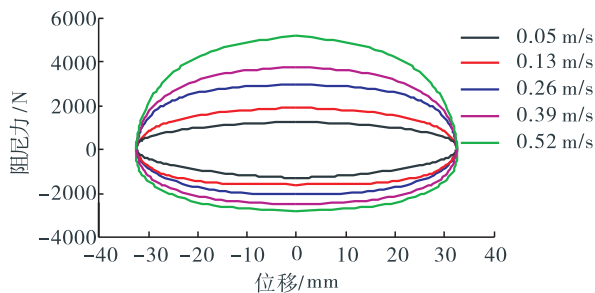
从图7可以看出,活塞结构改进前其低速图形相对较好,随着减振器入口速度的不断提高,其示功图出现了畸变;改进后的减振器示功图饱满,工作中无畸变等问题出现,能有效提高使用寿命,且其每个速度段做功增长趋势较好,示功特性有较大提升。

**4.2.3 速度特性结果** 活塞结构改进前后速度特性对比见图8。

由图8可以发现,活塞结构改进前在低速状态下并无明显的开阀点速度段,且当速度达到0.4 m/s左右时图线出现了明显的拐点,运行速度在阀片最大开度下其速度特性应该保持



a) 改进前



b) 改进后

图7 改进前后示功特性对比

Fig. 7 Comparison of performance characteristics

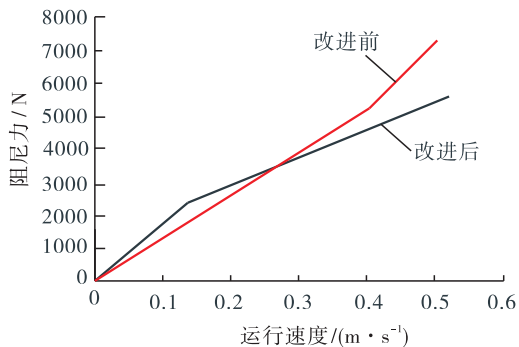


图8 改进前后速度特性对比

Fig. 8 Comparison of speed characteristics

同斜率直线增长<sup>[10]</sup>;改进后的速度特性曲线,在速度达到0.1~0.2 m/s时出现了拐点,明显提高了速度特性。

## 5 结论

本文构建了阻尼四级可调减振器的仿真模型,利用ICEM CFD前处理软件、ANSYS Fluent流体分析软件对阀系进行流体动力学仿真,对阻尼阀片在不同工作条件下的压力和速度矢量图进行分析可知,现有减振器活塞通孔流通方

式对阀片使用寿命有较大损伤. 基于液压流体力学的相关知识,对薄壁小孔计算公式进行分析可知,在油液流通通道的体积保持不变的前提下,将通孔改为阶梯孔,增大了油液的流通面积.对改进后的样件进行阻尼特性、示功能性、速度特性的验证试验,结果表明,经过结构改进的减振器各项性能均得到了提高,达到了延长减振器使用寿命的目的.

**参考文献:**

[1] 黄志刚,毛恩荣,梁新成,等. 汽车悬架发展的研究[J]. 机械设计与制造,2006(11):168.

[2] 俞德孚,郭世义,罗金良,等. 车辆悬架减振器的外特性理论和实践[J]. 汽车技术,1987(6):29.

[3] 冯雪梅,刘佐民. 汽车液力减振器技术的发展与现状[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版),2003,27(3):340.

[4] SUNG K G,HAN Y M,CHO J W,et al. Vibration control of vehicle ER suspension system

using fuzzy moving sliding mode controller [J]. Journal of Sound and Vibration,2008(311):1004.

[5] 韩杰,王东方,王卫. 阻尼四级可调减振器的设计研究与性能试验[J]. 机械设计与制造,2016(1):12.

[6] 吴建斌. 液压减振器结构参数对性能的影响[D]. 成都:西南交通大学,2015.

[7] 刘西文. 基于 MATLAB/Simulink 摩托车减震器阻尼特性仿真与性能分析[D]. 镇江:江苏大学,2013.

[8] 邢艺文. 汽车扭杆弹簧的有限元分析与优化设计[J]. 郑州轻工业学院学报(自然科学版),2015,30(5):76.

[9] 王波群. 双筒液压减振器外特性计算仿真[J]. 液压与气动,2011(4):88.

[10] 康雨. 基于汽车行驶平顺性的液压减振器建模与优化设计研究[D]. 长沙:湖南大学,2014.