

车用双筒液力减振器的建模与试验^{*}

王来钱, 宁晓斌, 王秋成^{*}

(浙江工业大学 车辆工程研究所, 浙江 杭州 310014)

摘要:为解决“在设计阶段就能预测减振器的阻尼特性”的问题,基于 Easy5 软件建立减振器的数学模型并进行仿真研究。其中该模型的建立是基于对双筒液力减振器的结构和工作原理的分析,使用能描述减振器内部结构的基本参数,同时用小挠度理论对其核心元件环环节流阀片的变形进行求解。计算结果与试验结果符合较好,该模型可进一步应用于研究液力减振器的动态阻尼特性对整车动力学性能的影响。

关键词:液力减振器;模型;仿真;Easy5

中图分类号:TH122; TH137.5; U461

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2010)12-0032-04

Modeling and experiment of vehicle double-tube hydraulic shock absorber

WANG Lai-qian, NING Xiao-bin, WANG Qiu-cheng

(Institute of Vehicle Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: In order to solve the problem of predicting damping characteristic of the shock absorber in the stage of design, a mathematical model for the shock absorber was built and simulated using the software Easy5. The establishment of the model was based on the analysis of internal configuration and working principle of double-tube hydraulic shock absorber, then using the parameters described the internal configuration of the shock absorber, and its core element ring throttle-slice was solved using small deflection theory. The calculated results agree well with the test datas. The model can be used to study the effects of dynamic damping characteristic of the absorber on the vehicle performance.

Key words: hydraulic shock absorber; model; simulation; Easy5

0 引言

减振器是汽车系统中的重要组成部分,其动态阻尼特性对于整车的动力学性能具有很大的影响^[1-2]。在不断追求汽车安全和舒适的要求下,减振器的性能及其对车辆的性能影响越来越值得研究。国内外对于减振器数学模型的研究一直都开展着,而且也取得了很多的研究成果。目前建立的减振器数学模型有 3 种形式^[3]:物理参数模型、等效参数化模型及非参数化模型。减振器的基本特性取决于活塞与活塞杆的直径以及伸张、压缩、流通和补偿这 4 个阀的特性;此外,影响因素还包括油液的性质、储油腔的压力等。

传统减振器的设计没有把车辆动力学性能和减振器的内部结构、外部力特性相结合来研究。设计者直接根据车辆的类型以及使用要求,依靠经验选择减振器的关键参数,制造减振器样品进行台架试验及实车试验以确定是否适用。而这一阶段周期较长且易出现不匹配,减振器需重新修改设计,从而再进行相关调试,成本昂贵。因此,可以在减振器生产之前对减振器性能进行合理预测的减振器仿真研究越来越重要,同时还可以跟其他部门进行相互协作,在设计阶段就可以预测整车工作的性能^[4]。

本研究基于 Easy5 软件建立减振器的数学模型并进行仿真研究。

收稿日期:2010-07-19

基金项目:浙江省科技厅重大科技专项资助项目(2008C01002)

作者简介:王来钱(1986-),男,浙江金华人,硕士研究生,主要从事减振器仿真方面的研究. E-mail: wlq-86@163.com

通信联系人:王秋成,男,博士,教授. E-mail: wqc@zjut.edu.cn

1 结构和工作原理

本研究所设计的双筒液力减振器的结构图如图1所示:主要由活塞杆、工作缸、活塞、导向器(培林)、弹性元件、密封装置及储油缸等组成。活塞和底座总成大致把工作腔分为复原腔、压缩腔和储油腔三部分。

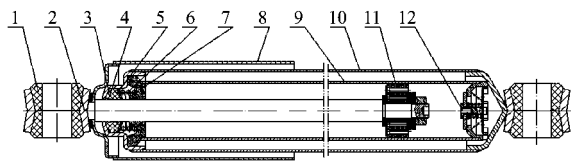


图1 双筒液力减振器结构图

1—橡胶套;2—活塞杆总成;3—外油管盖;4—油封;5—封口片;6—油封弹簧;7—培林;8—防尘管;9—内油管;10—外油管总成;11—活塞阀总成;12—底座总成

减振器工作原理:减振器拉伸行程时,油液从复原腔经过活塞通流孔和复原阀片间隙进入压缩腔,同时补偿阀开启,补偿压缩腔油量的不足;压缩行程时,油液从压缩腔经过活塞通流孔和流通阀流入复原腔,部分油液经底座压缩阀流入储油缸。工作行程中油液实际流动方向如图2所示。

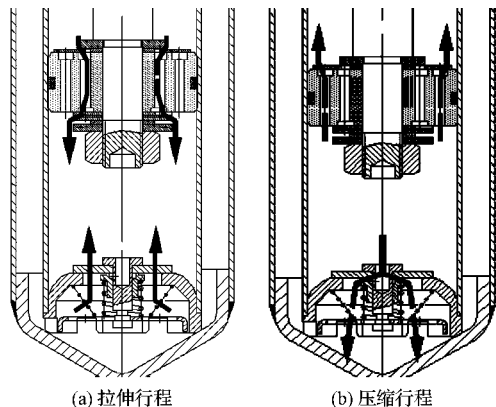


图2 减振器工作示意图

2 双筒液力减振器的建模

2.1 假设

本研究对所建立的液力减振器模型做如下假设:

(1) 活塞环与工作缸、活塞杆与导向套之间不产生油液的泄漏;

(2) 不考虑油压和温度变化而引起系统刚性构件弹性变形;

(3) 不考虑各构件之间的摩擦力。

2.2 各阀建模

液力减振器的建模难点集中在各个阀的建模,关

键是核心元件环形节流阀片的建模。本研究中的减振器除了压缩阀外,其余阀是由环形阀片或环形阀片叠加构成。由于阀片的厚度与其直径的比值很小,按照板壳理论进行求解^[5]。板壳理论中将翘曲问题又分为小挠度(变形量<板厚/5)问题和大挠度(板厚/5<变形量<5×板厚)问题。因为对环形薄板的大挠度问题还不能求得精确解,迄今为止对阀片的变形仍沿用圆环形小挠度理论求解^[6]。本研究中的减振器复原阀片及流通阀片都为内边缘固定夹紧的环形阀片,其力学模型如图3所示。

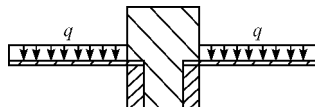


图3 阀片受力分析模型

根据弹性力学经典理论^[7]求解圆形薄板的弯曲问题采用极坐标比较方便。使用极坐标 r, θ 之后得到方程:

$$\nabla^4 \omega = \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right) \times \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \omega}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \omega}{\partial \theta^2} \right) = \frac{p}{D} \quad (1)$$

式中 ∇^2 —拉普拉斯算子。

此方程的解可以表示为奇次方程的解 w' 与一特解 w^* 之和。对于均布载荷,特解可取值为:

$$w^* = \frac{p_0 r^4}{64D} \quad (2)$$

故方程的全解为:

$$w = C_1 \ln r + C_2 r^2 \ln r + C_3 r^2 + C_4 + \frac{p_0 r^4}{64D} \quad (3)$$

根据边界条件可以解得4个常数为:

$$C_1 = \frac{E_1 - A_3 C_3}{A_1},$$

$$C_2 = -\frac{p}{8D} r_b^3,$$

$$C_3 = \frac{E_2 A_1 - B_1 E_1}{A_1 B_2 - A_2 B_1},$$

$$C_4 = -B r_a^4 - C_3 r_a^2 - C_2 r_a^2 \ln r_a - C_1 \ln r_a。$$

且有: $A_1 = \frac{1}{r_a}, A_2 = 2r_a, B_1 = \frac{u-1}{r_b^3}, B_2 = 2(u+1), E_1 = \frac{p}{8D} r_b^3 (2r_a \ln r_a + r_a) - \frac{p r_a^3}{16D}, E_2 = \frac{p}{8D} r_b^3 [2(u+1) \ln r_b + u + 3] - \frac{(3+u) p r_b^3}{16D}。$

式中 r_a —环形阀片内圆半径; r_b —环形阀片的外圆半径; w —在极径 r 处的弯曲变形量; E —阀片的弹性模量; u —弹性阀片泊松比。

所以可得阀片在半径 r 处的弯曲变形通解,代入该减振器参数计算后,就可得到阀片最大挠度与压力之间的关系,进而可求得阀片节流口开度与压力之间的关系,从而对阀系进行建模。本研究中的减振器复原阀和流通阀建模就是基于环形阀片小挠度理论。同时考虑到压缩阀与补偿阀都用到了弹簧来保证阀的开启和关闭,其中压缩阀使用了圆柱弹簧,补偿阀使用了圆锥弹簧,因此可用一单向阀串联一个可变节流孔来实现对压缩阀和补偿阀的模拟。模型中用开启压力较小的单向阀和直径较大的节流孔串联来模拟开启压力较小的补偿阀;用开启压力较大的单向阀和直径较小的节流孔来模拟开启压力较大的压缩阀。

2.3 其他部件建模

在 Easy5 中对液压库中众多元件分析选择^[8],用两个 VX 可变容器来模拟减振器复原腔和压缩腔,用函数发生器 AF 来控制 VX 容积的变化,用 Force 元件模拟活塞来将 VX 两腔的压差转化为阻尼力输出。利用蓄能器来模拟储油腔中的减振器油和预充气体的状态。其中各元件的参数均按照实际减振器进行设定。

2.4 液力减振器模型

综上所述,在 Easy5 中建立的液压模型如图 4 所示。

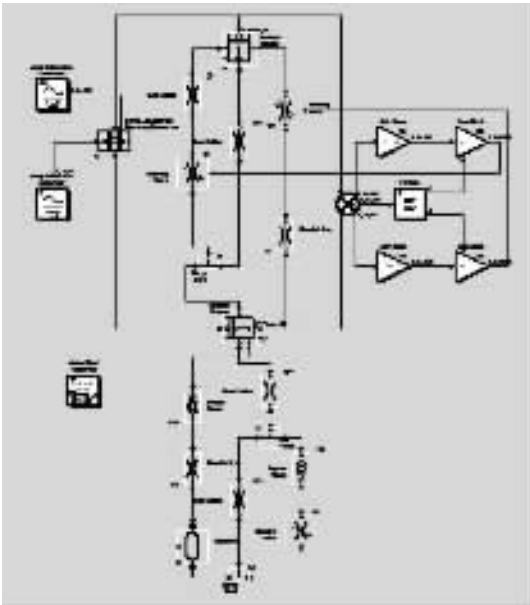


图 4 双筒液力减振器液压模型

3 模型仿真与试验比较

3.1 阻尼力数据对比

参照汽车筒式减振器台架试验方法^[9],在减振器

试验台上进行相关试验。依次进行行程为 100 mm,最高速度为 0.47 m/s、0.52 m/s、0.63 m/s 和 0.79 m/s 的正弦激励试验,各试验重复 5 次取平均值。取出试验数据与仿真数据进行对比如表 1 所示。

表 1 不同速度下减振器阻尼力对比

最高速度 /(m·s ⁻¹)	复原力/N			压缩力/N		
	试验值	仿真值	相对误差/(%)	试验值	仿真值	相对误差/(%)
0.47	1 523.58	1 639.84	7.6	424.78	383.49	-9.7
0.52	1 578.12	1 663.98	5.4	450.63	408.56	-9.3
0.63	1 819.80	1 800.50	-1.1	545.78	505.34	-7.4
0.79	2 146.55	2 033.49	-5.3	705.56	640.36	-9.2

取出最高速度为 0.52 m/s 的正弦激励试验下减振器的示功图与速度特性图,如图 5、图 6 所示^[11-12]。

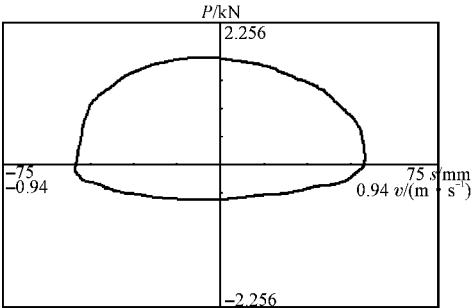


图 5 示功图

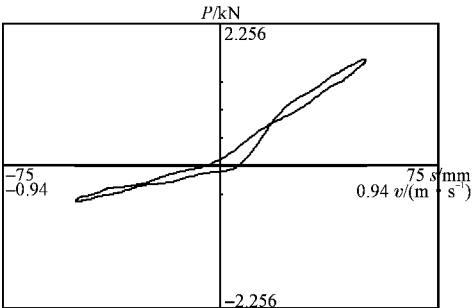


图 6 速度特性图

3.2 试验图形与仿真图形对比

取行程为 100 mm,频率为 100 c. p. m 的正弦激励试验下的示功图和速度特性图绘在同一图中进行对比,如图 7、图 8 所示。

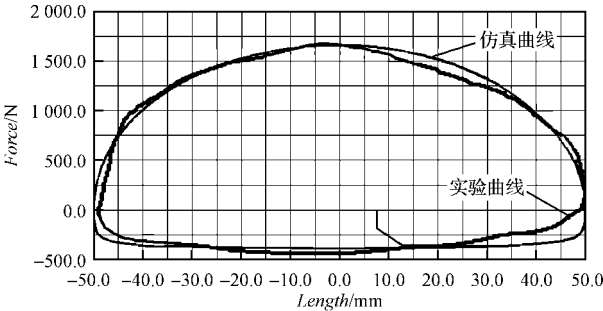


图 7 示功图对比

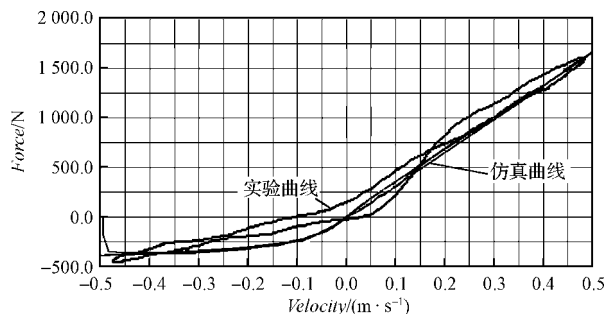


图 8 速度特性图对比

3.3 结论分析

从前面阻尼力数据对比表中可看到,仿真阻尼力和试验阻尼力的相对误差较小;同时仿真和试验示功图和速度特性图也可较好地吻合,说明所建模型较为准确,可以进行更深一步的仿真研究。但考虑到实际减振器工作情况的复杂性以及对减振器流通阀和复原阀建模避开了大挠度理论的复杂精确求解等问题,该模型仿真与试验存在一定误差。

4 结束语

减振器对整车系统的影响越来越重要,对减振器的各种研究也在不断的深入。本研究根据双筒液力减振器的结构和工作原理,对其核心元件环形节流阀片的变形用小挠度理论进行求解,同时使用能描述减振器内部结构的基本参数,建立减振器的数学模型,并根据减振器试验标准对模型进行仿真,阻尼力对比数据显示仿真数据与试验数据之间的误差在 10% 以内,同时仿真与实验阻尼力特性图能较好地吻合,证明建立

模型的准确性。运用该模型可进一步进行液力减振器的动态性能及其对车辆动力学性能影响^[10]的研究。

参考文献 (References):

- [1] 孙胜利. 位移相关减振器动力学建模及对车辆性能影响的研究[D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2008.
- [2] CROLLA D. The Influence of Damper Properties on Vehicle Dynamic Behavior[C]. SAE Paper, 2002.
- [3] 吕振华, 李世民. 筒式液阻减振器动态特性模拟分析技术的发展[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2002, 42(11): 30-37.
- [4] RICHARD V K. A new shock absorber model for use in vehicle system dynamics studies[J]. **Vehicle System Dynamics**, 2005, 43(9): 613-631.
- [5] 祁宏钟, 雷雨成. 某悬架减振器的精确建模及仿真[J]. 机械科学与技术, 2002(5): 714-716.
- [6] [作者不详]. 减振器匹配与设计[EB/OL]. [日期不详]. <http://www.docin.com/p-53911729.html>.
- [7] 徐芝纶. 弹性力学简明教程[M]. 3 版. 北京: 高等教育出版社, 2002.
- [8] 张 伟. Easy5 从入门到进阶[DB]. 2005.
- [9] QC/T 545-1999, 汽车筒式减振器台架试验方法[S].
- [10] SIMMS A, CROLLA D. The Influence of Damper Properties on Vehicle Dynamic Behaviour[C]. SAE paper, 2002.
- [11] 郭志刚, 高东强. 新型陶瓷快速成型机的仿真设计[J]. 轻工机械, 2009(6): 16-19.
- [12] 贺 兵, 刘 扬, 刘建华. 基于 ADAMS 软件的啤酒瓶装箱机双回杆机构的运动仿真优化[J]. 轻工机械, 2008(5): 34-37.

[编辑: 柴福莉]

(上接第 26 页)

- [4] 李志刚, 刘庆纲. 光学内反射测角方法及其在精密测试中的应用[J]. 航空精密制造技术, 2003, 39(6): 22-25.
- [5] MURATA K. Optics[M]. Saiensu-Sha, 1979.
- [6] YAMAGUCHI J. Measurement of straight motion accuracy using the improved sequential three-point method [J]. **JSPE**, 1993, 59(5): 773-800.
- [7] 周保玉, 陈培锋, 朱明珠, 等. 基于 PSD 的微小角度动态测量研究[J]. 仪器仪表与检测技术, 2005, 25(4): 59-61.

- [8] SAITO Y, GAO W, KIYONO S. A single lens micro-angle sensor[J]. **International Journal of Precision Engineering and Manufacturing**, 2007, 8(2): 14-19.
- [9] SAITO Y, GAO W, KIYONO S. A micro-angle sensor based on laser autocollimation[C]. Proc. of SPIE, 2005.
- [10] GAO W, HUANG P S, YAMADA T, et al. A compact and sensitive two-dimensional angle probe for flatness measurement of large silicon wafers[J]. **Precision Engineering**, 2002, 26(4): 396-404.

[编辑: 柴福莉]