

汽车自激馈能式减振器的仿真研究^{*}

宁国琛, 宁晓斌^{*}, 王来钱

(浙江工业大学 车辆工程研究所, 浙江 杭州 310014)

摘要:为确定能够自动调平汽车的自激馈能式减振器设计方案的可行性,基于减振器内部结构及阀系特性,应用 MSC. EASY5 建立了自激馈能式减振器的仿真模型,应用 ADAMS/CAR 建立了某 SUV 的仿真模型,并通过 ADAMS/CAR 与 MSC. EASY5 之间协同仿真的形式实现了自激馈能式减振器与整车模型的集成;基于国标 B 级路面对所集成的整车模型进行了路试仿真试验。仿真试验结果表明,所设计的自激馈能式减振器能够回收车身振动能量,调节由于载荷变化引起的车身高度变化,对提高汽车性能具有积极意义。

关键词:减振器;能量回收;协同仿真

中图分类号:TH122;TH138.52;U461

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2011)07-0793-05

Simulation and research of self-energizing shock absorber

NING Guo-chen, NING Xiao-bin, WANG Lai-qian

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

Abstract: In order to confirm that automatic leveling system design of self-energizing shock absorber is viable, a mathematical model for self-energizing shock absorber was built using the software MSC. EASY5, the establishment of this model was based on the analysis of internal configuration and characteristics of valves. Debugging simulation of this model was also conducted. The vehicle simulation model was built using ADAMS/CAR. The assembly between vehicle simulation model and self-energizing shock absorber was realized through co-simulation between ADAMS/CAR and MSC. EASY5. After the integration of the full vehicle model, the road test simulation based on random road surface was conducted. The simulation results show that, self-energizing shock absorber can partly recycle this energy and this recycled energy is used to adjust ride height because of load change of automobile. All these are meaningful for improving the performance of vehicle, so the research of self-energizing shock absorber is quite necessary.

Key words: shock absorber; energy-regenerative; co-simulation

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动力学性能具有很大的影响^[1-2]。传统减振器吸收悬架垂直振动能量,并转化为热能耗散以致振动衰减。在全球能源日趋紧缺,发展节能技术已成为汽车工业的重要趋势的大背景下,若能将该部分能量加以回收利用则意义重大。

馈能式减振器结构的独特性势必决定其有独特的研究价值。自 20 世纪 90 年代以来,国外许多学者就开

始了对馈能式结构的研究^[3-5],而国内学者的研究则主要集中在 2000 年以后,并且多分布在高校中。但是到目前为止,该技术的研究状况离大规模生产及真正实践应用还有一定差距。悬架中馈能式结构有多种形式,主要有静液蓄能式、电磁线圈感应式、齿轮齿条式、滚珠丝杠式、曲柄连杆式和直线电机式,目前国内研究主要是集中在对已有液压结构进行改进的静液蓄能式结构^[6-8]。

本研究设计能部分回收利用车身振动能量的自激馈能式减振器。

收稿日期:2010-12-22

基金项目:浙江省科技厅重大科技专项工业资助项目(2008C01002)

作者简介:宁国琛(1991-),男,浙江杭州人,主要从事减振器仿真方面的研究。E-mail: chekong@zjut.edu.cn

通信联系人:宁晓斌,男,副教授。E-mail: nxb@zjut.edu.cn

1 结构和工作原理

本研究所设计的自激馈能式减振器,以采埃夫萨克斯产品为蓝本,通过在单筒充气式减振器的基础上增加特殊结构来实现,其中增加的主要结构是一套随悬架工作行程而向主体部分泵油的泵油机构,同时结构中還有一套用来控制高度的调平机构。该减振器的结构示意简图如图 1 所示。图 1 中左边部分的结构就是常用的一般单筒充气式减振器,中间部分是车身高度调节行程控制机构,右边部分的结构就是向主体部分(单筒充气式结构)泵油,改变主体部分压力,进而改变主体部分里面充气气体的压力,使得该结构在调节车身高度的同时改变弹簧刚度。

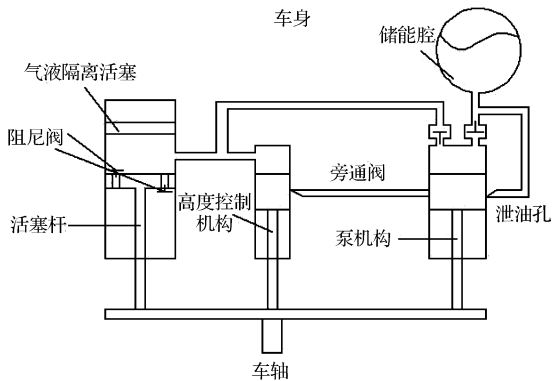


图 1 自激馈能式减振器结构示意图

自激馈能式减振器的工作原理为:当汽车开始行驶,由于路面不平度造成车轴和车身之间产生相对运动,此时该减振器的泵机构就会开始工作,把储油腔中的油液泵到主体部分。当活塞杆作伸张运动时,油液从储油腔通过单向阀吸入泵油腔中;当活塞杆作压缩运动时,油液从泵油腔通过单向阀压入主油腔中;按照前面两个步骤往复运动,油液越来越多地从储油腔被泵入到主油腔中,使得活塞杆向下方做微小移动,此时旁通路起作用,泵油腔与主油腔压力达到一致,泵油机构失效,此时也是主油腔压力所能达到最大值的时刻。这一循环过程中,由于汽车载荷施加,使减振器压缩致使泵机构开始起作用。当汽车卸载后,活塞杆会向下移动一段距离,恢复到泵机构未起作用的减振器的工作状态。

2 自激馈能式减振器的建模

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)忽略减振器工作缸的弹性,因为钢的弹性模

量($2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$)大约是油压缩模量($1.7 \times 10^9 \text{ N/m}^2$)的 120 倍,油的压缩变形远比工作缸的压缩变形大得多;

(2)忽略活塞杆与导向器、活塞环与工作缸之间的泄漏。

2.2 单筒充气式部分建模

该部分是自激馈能式减振器的主体部分,对减振器的性能影响巨大,建模主要包括工作缸体、活塞阀体、储气部分的建模,其中减振器活塞阀体总成结构图如图 2 所示。

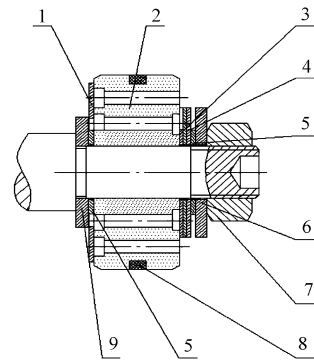


图 2 自激馈能式减振器活塞阀体总成结构图

1—压缩阀片;2—工作活塞;3—节流阀片;4—伸张阀片;5—调整阀片;6,9—限位片;7—螺母;8—活塞环

活塞阀体最重要的是环形弹簧阀片的建模,因为流体在通过阀的过程中节流口开度的大小是通过环形弹簧阀片的弯曲受力变形来控制的,通过该节流口开度来形成液体流动的缝隙,以产生液体流动的阻尼力。本研究考虑到环形弹簧阀片的厚度与其直径的比值很小,故当按照板壳理论进行求解,板壳理论中将翘曲问题分为小挠度问题和大挠度问题,因为对环形薄板的大挠度问题还不能求得精确解,对阀片的受力变形还是沿用圆环形小挠度理论求解。本研究所讨论的减振器复原阀片及压缩阀片都为内边缘固定夹紧的环形弹簧阀片,其力学模型如图 3 所示。

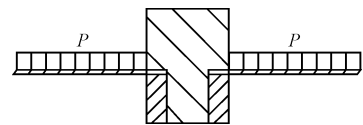


图 3 阀片受力分析模型

根据弹性力学经典理论求解圆形薄板的弯曲问题,采用极坐标,弹簧阀片变形为:

$$w = C_1 \ln r + C_2 r^2 \ln r + C_3 r^2 + C_4 + \frac{p_0 r^4}{64D} \quad (1)$$

式中: C_1, C_2, C_3, C_4 —根据边界条件求得的常数。

且:

$$D=\frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$$

(2)

本研究根据 MSC. EASY5 软件库元件依次进行建模,减振器活塞阀体模型如图 4 所示。

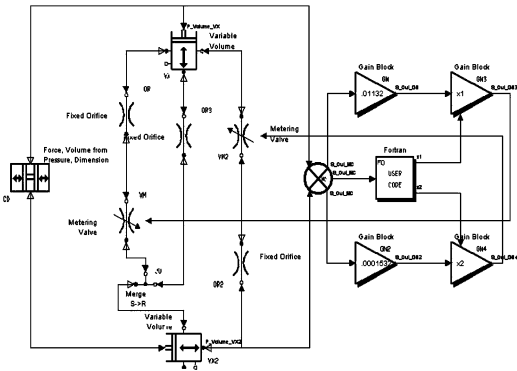


图4 自激馈能式减振器活塞体模型

以上自激馈能式减振器单筒充气式部分的建模是整个自激馈能式减振器模型的基体。

2.3 高度调节机构建模

高度调节机构是自激馈能式减振器中起到调节车身高度的结构,该结构在减振器中的作用重大,考虑到该结构由带有活塞的工作缸组成,且活塞中未装有阀部件。因此,在 MSC. EASY5 中用 Actuator 部件来模拟,高度调节机构与泵结构的连接,通过可变节流孔,模拟随活塞位置变化通道口变化的情况。

2.4 泵机构建模

在自激馈能式减振器中,泵机构是向主体结构单筒充气式部分泵油的结构,是整个减振器实现其独特功能的关键,在这部分结构中要建立一个带有工作活塞的工作缸筒,还包括储气腔、单向阀等。

2.5 其他部件建模

自激馈能式减振器的总体结构均已完成,接下来本研究主要建立的是减振器油液及对自激馈能式减振器进行仿真时的激励等模型。这里主要针对减振器油液里面比较重要的几个参数进行定义,主要有粘度、密度、体积弹性模量。在 MSC. EASY5 中定义如下:液压油的运动粘度在 40 ℃时为 12.88 mm²/s、100 ℃时为3.75 mm²/s,密度为 900 kg/m³,体积弹性模量为 1 700 MPa。

对于减振器仿真时激励的输入,本研究选用函数发生器 AF 来模拟,激励函数如下:

$$x=\frac{s}{2}\sin(2\pi ft)$$

(3)

式中:s—行程,f—激励频率。

结合前面所有模型建模的工作,本研究最终建立的自激馈能式减振器模型如图 5 所示。

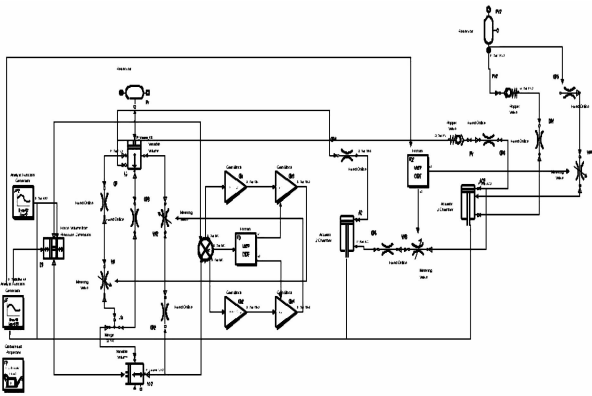


图5 自激馈能式减振器液压模型

2.6 自激馈能式减振器调试仿真

本研究根据某 SUV 中给出的后悬架普通减振器阻尼特性(具体数据如表 1 所示),调整自激馈能式减振器中各参数,力求使自激馈能式减振器的基本阻尼特性满足所给定的普通减振器性能要求,进而可以进行自激馈能式减振器与普通减振器性能对整车性能影响之间的对比工作。

表 1 减振器阻尼特性

速度 $V/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	复原阻力/ N	压缩阻力/ N
0.02	100	117
0.05	280	262
0.1	593	404
0.3	1 089	679
0.6	1 599	1 049

将建立的自激馈能式减振器在激励行程为40 mm 时,依次进行速度为 0.6 m/s,0.3 m/s,0.1 mm/s,0.05 m/s 等的仿真试验。反复进行仿真试验,并通过调整内部参数最后确定的自激馈能式减振器阻尼特性曲线如图 6 所示。

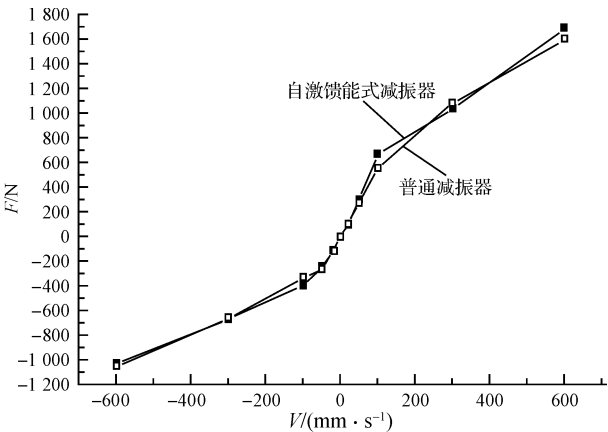


图6 阻尼速度特性对比图

从阻尼速度特性图中也可看出自激馈能式减振器的基本阻尼特性与项目中给定的减振器的性能有较好的吻合,进而可在后面整车仿真中减振器之间的性能对比上提供依据。自激馈能式减振器对车身高度进行调节的功能、刚度调节的功能都将在后面减振器装车后整车仿真中进行分析。

3 整车动力学模型建模

为了对自激馈能式减振器的性能进行更进一步的研究(如对车身高度调节功能的研究),本研究按照某 SUV 参数,利用机械系统动力学仿真分析软件 ADAMS/CAR,建立了一个完整的整车模型如图 7 所示,其中自激馈能式减振器需安装在整车之中,采用 MSC. ADAMS 与 MSC. EASY5 协同仿真的形式进行研究。

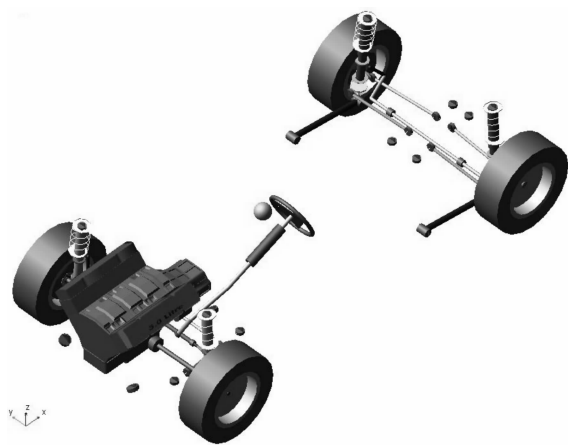


图 7 某 SUV 整车仿真模型

4 基于整车的自激馈能式减振器性能仿真

本研究分别对建立的整车模型(使用普通双筒液力减振器,下面简称 1 号整车模型;自激馈能式减振器集成后的整车模型,简称 2 号整车模型)进行路试仿真试验,仿真条件如下:车速为 60 km/h,路面模型为 B 级路面。

本研究对整车模型进行仿真试验,得出后悬架减振器上安装点在 B 级随机路面上行驶时在 Z 向(整车高度方向)的波动范围都在 28 mm 之内。

为了研究自激馈能式减振器的车身高度调节功能,本研究对 1 号和 2 号整车模型都施加集中质量为 200 kg 的载荷,通过调节车身集中质量来实现,同样进行 B 级路面直线行驶仿真,把得到的两个整车模型中后悬架减振器上安装点在 Z 向的波动范围曲线绘成一个图进行比较,如图 8 所示。

从图中可以看出,由于载荷的增加,两个车型的后悬架减振器上安装点在仿真最开始时刻的 Z 向位置都下降了 15 mm 左右,其中 1 号整车模型的后悬架减振器上安装点的波动曲线未超出 28 mm,而 2 号整车模型的后悬架减振器上安装点的波动曲线则超出了 28 mm,这是由于自激馈能式减振器的泵机构在行驶过程中一开始就已经开始起作用,储油腔中的油液由于泵的泵油作用,不断向该减振器中的单筒充气式部分流动,使得单筒充气式部分结构中的油液越来越多,使得减振器工作活塞向下移动,这致使减振器的上安装点的位置不断向上移动,直到达到泵中油液压强与单筒充气式部分的油液压强相同时停止,从图中可以得出这一时刻在沿 B 级路面行驶了 0.82 km 之后发生,同时在该图中也可看出,此次仿真试验在行驶了 0.82 km 这段 B 级路面上,由于自激馈能式减振器的作用致使后悬架减振器上安装点在 Z 向升高了 20 mm 以上。

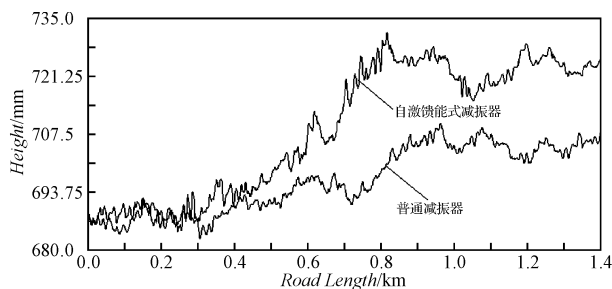


图 8 后悬架减振器上安装点 Z 向的位移曲线对比图

2 号整车模型在车身质量增加 200 kg 时的螺旋弹簧受力随行驶路程变化的曲线图如图 9 所示,从图中可以看出在整车仿真的前 0.88 km 过程中该螺旋弹簧受力有减小的趋势,这与前面由于自激馈能式减振器的作用导致车身升高高度增加相吻合,在这一过程中有一部分载荷由自激馈能式减振器中的压缩空气承担,且最大受力变化范围与图 9 所示的高度变化范围乘以该车弹簧刚度值($24.7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$)能较好地吻合。至此自激馈能式减振器的车身高度调节功能与悬架刚度调节功能已充分地体现^[9]。

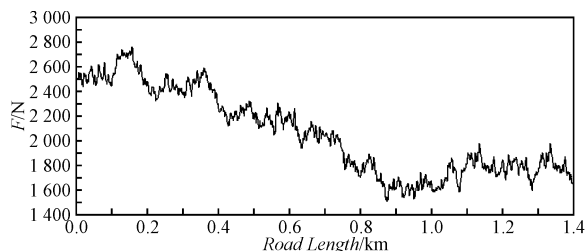


图 9 后悬架螺旋弹簧受力变化曲线

5 结束语

由于减振器对汽车性能的重要作用,国内外不断积极开发各种新型减振器以提高汽车舒适性和操控性。本研究所讨论的新型减振器,自激馈能式减振器能将传统悬架系统中完全由减振器耗散掉的能量部分的进行回收利用,用于调节由于汽车载荷变化而引起的车身高度变化,同时调节悬架刚度对于汽车动力学性能的提高具有积极意义,对此也可深入进行平顺性和操纵稳定性的探讨研究,讨论自激馈能式减振器独特性能对整车动力学性能的影响。同时本研究所采用的方法可以用来在减振器初期设计阶段进行虚拟设计,通过仿真来分析减振器对整车性能的影响,为后续样件试制提供更为可靠的依据。

参考文献(References):

- [1] 姜军平,宁晓斌,张杰,等.轿车共享地盘悬架平顺性分析模块的开发与应用[J].机电工程,2010,27(6):22-27.
- [2] 董希状,宁晓斌,张杰,等.汽车共享底盘悬架仿真模块

的开发与应用[J].机电工程,2010,27(10):34-37.

- [3] MELLER T. Self-Energizing Leveling Systems Their Progress in Development and Application [C]//SAE 1999 World Congress. Detroit: SAE Publications Group,1999:1-4.
- [4] CROLLA D. The influence of damper properties on vehicle dynamic behavior[C]//SAE 2002 World Congress. Detroit: SAE Publications Group,2002:1-8.
- [5] GROSS A, WYNSBERGHE R V. Development of a 4-point-Air Cab Suspension System for Conventional Heavy Trucks [C]//SAE 2001 World Congress. Detroit: SAE Publications Group,2001:1-7.
- [6] 于长森,王伟华,王庆年.混合动力车辆馈能式悬架的节能潜力[J].吉林大学学报:工学版,2009,39(4):841-845.
- [7] 李志成.汽车馈能悬架的选型与性能仿真[D].长春:吉林大学汽车工程学院,2009.
- [8] 陈士安,何仁,陆森林.新型馈能悬架及其工作原理[J].机械工程学报,2007,43(11):177-182.
- [9] 高斌,吴白中.基于新型免涂装复合塑料板材的吸塑成型汽车零部件技术[J].轻工机械,2009,27(3):84-86.

[编辑:张翔]

(上接第792页)

4 结束语

本研究通过对一种主阀为滑阀结构的先导式高速开关阀进行动力学分析,得到其先导阀与主阀之间实现参数匹配的优化目标函数。并依据该目标函数对一个具体的先导式高速开关阀的控制腔面积进行了优化设计。为了验证理论优化的结果,笔者基于AMESIM平台建立了先导式高速开关阀的精确仿真模型,通过动态仿真对控制腔的面积进行优化,仿真优化的结果与理论优化的结果基本一致,验证了理论优化方法的正确性。

参考文献(References):

- [1] SEILLY A H. Helonoid Actuators a New Concept in Extremely Fast Acting Solenoids [N]. SAE Paper 790119, 1979.
- [2] SEILLY A H. Colenoid Actuators-Further Developments in Extremely Fast Acting Solenoids [N]. SAE Paper 810462, 1981.
- [3] SCHECHTER M M. Fast Response Multipole Solenoids [N]. SAE Paper 820203,846-857.

- [4] KUSHIDA T. High Speed, Powerful and Simple Solenoid Actuator "DISOLE" and Its Dynamic Analysis Results [N]. SAE Paper 850373,3. 127-3. 136.
- [5] TU H C, RANNO M B, WANG Meng. Modeling and validation of a high speed rotary PWM on/off valve [C]//Proceeding of ASME Dynamic System Control Conference, DSCC,2010:629-636.
- [6] SHINICHI Y, KOTAROU A. Fast-acting electrohydraulic digital transducer [J]. Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu B Hen,1990(56):1167-1172.
- [7] 胡竞湘,李建军,钟定清.高速开关阀及其发展趋势[J].机电产品开发与创新,2009,22(2):56-58.
- [8] 石延平.一种大流量高速开关阀的研究与设计[J].机械工程学报,2004,40(4):195-198.
- [9] 周福章,李力千.高速开关阀的设计与研究[J].机械工程学,1998,34(10):101-105.
- [10] 周盛,徐兵,杨华勇.高速开关阀液动力补偿[J].机械工程学,2006(5):5-8.
- [11] 李华凤,顾临怡,李林.应用于水下生产系统的控制阀设计与仿真[J].轻工机械,2010,28(4):51-43.
- [12] 陈兰贞,何柏海.基于阀式浇注系统的车灯射体熔接痕的分析与控制[J].轻工机械,2009,27(5):13-15.

[编辑:张翔]