

一种液压辅助式智能减震装置的设计与仿真

王娟娟,郑凯

(西安交通工程学院 电气工程学院,陕西 西安 710300)

摘要:以提高一般弹簧减震装置的减震效果为目的,研究并设计一种液压辅助式的智能减震装置。以弹簧、液压系统、传感器为硬件核心,完成智能减震装置的结构设计;利用 AMESim 分别搭建一般弹簧减震装置与智能减震装置的仿真模型,并对两种模型进行系统仿真。仿真结果的对比分析表明:液压辅助式智能减震装置与一般弹簧减震装置相比,进一步吸收了外部的震动载荷,在提高减震效率的同时,增强了减震装置的适用性。

关键词:液压;减震装置;传感器;仿真

中图分类号:TH135 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2023)03-0092-04

Design and Simulation of an Electromagnetic Assisted Intelligent Damping Device

WANG Juanjuan, ZHENG Kai

(Department of Electrical Engineering, Xi'an Traffic Engineering Institute, Xi'an 710300, China)

Abstract: In order to improve the damping effect of general spring damping device, a hydraulic assisted intelligent damping device is studied and designed. With spring, hydraulic system, sensor as the hardware core, the structure design of intelligent damping device is completed. AMESim is used to build the simulation models of general spring damping device and intelligent damping device respectively, and the system simulation of the two models is carried out. The comparison and analysis of the simulation results show that the hydraulic assisted intelligent damping device further absorbs the external vibration load compared with the general spring damping device, which not only improves the damping efficiency, but also enhances the applicability of the damping device.

Keywords: hydraulic pressure; damping device; sensor; simulation

0 引言

减震装置在工业设备、机械加工、车辆中应用广泛。而在特定环境中,一般弹簧减震装置的减震效果易受突变载荷的影响,造成局部压缩量的不稳定变化,引起循环震荡明显、减震效果不稳定等问题^[1-2]。因此,如何在保证减震系统原有性能的同时,提高减震系统的稳定性,就成为值得研究的重要问题。本文设计了一种液压辅助式智能减震装置,通过对液压能的有效控制,抵消弹簧减震装置因振动产生的能量波动,进而达到缩短减震时间并增强减震稳定性,提高弹簧减震装置使用寿命与效率的目的。

1 设计目标

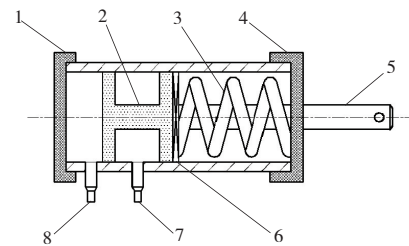
减震效率:减震装置进行工作时实现能量的吸收与转化而减小振幅,提高减震系统的稳定性。

自适应功能:能够对振动力进行自动实时检测,驱动智能检测系统工作,提供给液压系统适当的液压能,产生反作用推力减小振幅。

2 总体结构与工作原理

2.1 总体结构

液压辅助式智能减震装置的总体结构如图 1 所示。



1—后盖体;2—活塞;3—弹簧;4—前盖体;
5—导向杆;6—压力传感器;7—出油口;8—进油口。

图 1 智能减震装置的结构

2.2 工作原理

如图 1 所示,当振动以力的形式作用在导向杆 5 上时,导向杆带动活塞 2 进行轴向移动,进而使减震弹簧 3 产生轴向压缩力,并以减震弹簧 3 为传递介质施加给压力传感器 6,压力传感器在完成信号转化后,经比例反馈环节,控

基金项目:陕西省教育厅科研计划资助项目(20JK0743)

第一作者简介:王娟娟(1985—),女,陕西西安人,副教授,硕士,研究方向为信号控制。

制液压换向阀的开口大小与方向,使进油口 8 与出油口 7 形成与弹簧减震装置受力大小及方向相对应的可控液压能(压力差)。最后,液压能与弹簧减震装置相互作用消耗剩余振动能,达到减震的目的。

3 液压辅助减震系统的设计与分析

3.1 液压辅助系统的受力分析

将图 1 液压辅助减震系统等效成非对称液压缸,结构原理图如图 2 所示。

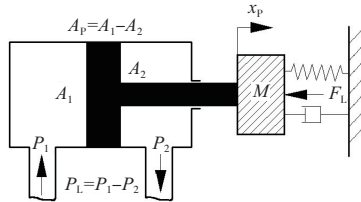


图 2 非对称缸的结构原理图

如图 2 所示,当阀芯右移时,减震装置液压缸的输出力和负载平衡方程为^[3]

$$A_p p_L = m_t \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + Kx_p + F_L \quad (1)$$

式中: m_t 为负载系统总质量,kg; B_p 为负载系统黏性阻尼系数; K 为系统负载弹簧刚度, $N \cdot mm^{-1}$; F_L 为作用在活塞上的外负载力,N; A_p 为活塞有效作用面积, mm^2 ; P_L 为系统工作压力,MPa; x_p 为位移变化量,mm。

本文为便于数学模型的建立进行了如下假设:1)忽略管道中的流量与压力损失;2)负载系统的总质量不变;3)忽略负载系统黏性阻尼系数;4)供油系统为恒压。

则式(1)可简化为

$$A_p p_L = Kx_p + F_L \quad (2)$$

根据式(2)可知,当活塞有效作用面积、系统负载弹簧刚度、作用在活塞上的外负载力不变时,系统工作压力与位移变化量之间具有一定的比例关系。

3.2 系统压力与位移变化量

本文结合图 2 中的仿真模型,分别在不同的系统工作压力下,利用 AMESim 仿真实验得到了液压辅助减震系统阀芯对应的位移变化量,如表 1 所示。

表 1 系统工作压力与位移变化量

输入压力 P_1/MPa	输出压力 P_2/MPa	压力差 P_L/MPa	位移变化量 x_p/mm
8	7.41	0.59	70.3
9	8.53	0.47	80.3
10	9.69	0.31	93.6
12	11.38	0.62	115.4
14	13.18	0.82	127.1
16	14.72	1.28	138.6
18	16.56	1.44	150.4

设液压系统工作压力差 P_L 与位移变化量 x_p 之间的比例关系为

$$P_L = k \times x_p \quad (3)$$

式中 k 为比例系数。

3.3 比例反馈环节系数

本文在表 1 的基础上,结合式(2)构建了比例系数 k 的数学模型,利用 MATLAB 分析^[4]得

$$k = \frac{P_{L_n} + P_{L_{(n-1)}} + \dots + P_{L_0}}{x_{p_n} + x_{p_{(n-1)}} + \dots + x_{p_0}} \quad (n \leq 6) \quad (4)$$

可得 $k \approx 0.237$ 。

3.4 控制系统的设计

本文以 PID 算法为基础,选用某公司具有较高响应速度的 DS30F2010 数字处理器^[5]为控制核心进行控制,控制流程如图 3 所示。

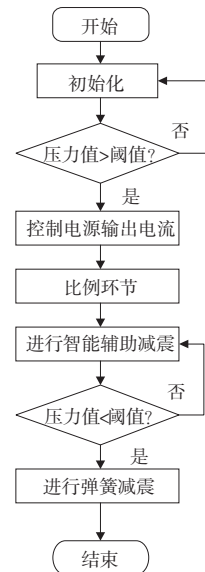


图 3 控制系统流程

控制系统的主要功能是对压力传感器输出的电信号进行处理。首先为压力传感器设置阈值,当外部振动载荷大于所设阈值时,系统通过比例环节,控制液压换向阀输出适当的液压能产生排斥力,使压缩环节速度减缓,振幅减少。本文采用 PID 算法中的比例环节^[6],比例系数采用文中 3.3 节中的 $k \approx 0.237$ 。

4 系统仿真与分析

本文运用 AMESim 软件^[7],通过绘制系统草图、建立子模型、参数设置、运行仿真 4 个环节,建立了一般弹簧减震装置与智能减震装置的仿真模型,模拟了两种减震装置在相同振动载荷下的减震过程并进行了仿真实验,得到了相应的特性曲线。

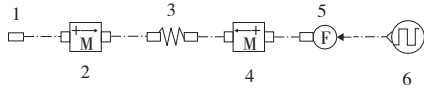
4.1 系统模型的建立

本文分别从“Signal,Control”电子器件库、“Mechanical”

机械库选取相应的“元件”进行系统草图的绘制;建立子模型^[8-9]。选择“首选子模型”赋予“元件”具体的物理特性。本系统所用“元件”均来自于 AMEsim 软件的标准库;为各个“子模型”设置参数,就是为子模型中的系数赋予具体的“值”;查看相应元件仿真结果,绘制动态曲线。

a) 一般弹簧减震装置的仿真模型

1) 建立仿真模型,如图 4 所示。



1—自由端;2,4—质量块;3—减震弹簧;
5—力控元件;6—信号源。

图 4 一般弹簧减震装置的仿真模型

2) 设定子模型参数,如表 2 所示。

表 2 一般弹簧减震装置的子模型参数

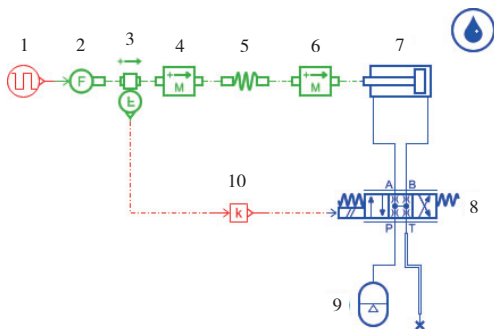
序号(图 4)	名称	指标	参数值
1	自由端	默认值	
2,4	质量块	质量/kg	0.5
3	减震弹簧	弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	25.89
5	力控元件	默认值	
6	信号源	脉冲波频率/Hz	0.01
		最小振幅/mA	-500
		最大振幅/mA	500

3) 工作过程

信号源 6 产生脉冲信号,力控元件 5 将其转化为与信号源大小、方向同步的交变压力(模拟振动载荷)。若压力方向为正方向,质量块 4 产生移位,减震弹簧 3 压缩进行减震;若压力方向为负方向,质量块 2 产生移位,使减震弹簧 3 复原。

b) 智能减震装置的仿真模型

1) 建立仿真模型,如图 5 所示。



1—信号源;2—力控元件;3—压力传感器;4,6—质量块;
5—减震弹簧;7—液压缸;8—比例换向阀;
9—蓄能器;10—比例反馈。

图 5 智能减震装置的仿真模型

2) 设定子模型参数,如表 3 所示。

表 3 智能减震装置子模型参数

序号(图 5)	名称	指标	参数值
1	信号源	脉冲波频率/Hz	0.01
		最小振幅/mA	-500
		最大振幅/mA	500
2	力控元件	默认值	
3	压力传感器	预设阈值/N	300
4,6	质量块	质量/kg	0.5
5	减震弹簧	弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	25.89
7	液压缸	默认值	
8	比例换向阀	默认值	
9	蓄能器	默认值	
10	比例反馈	比例系数	0.237

3) 工作过程

信号源 1 产生脉冲信号,力控元件 2 将其转化为与信号源大小、方向同步的交变压力(模拟振动载荷)。若压力方向为正方向,质量块 4 产生移位,减震弹簧 5 压缩引起压力传感器 3 产生变化,若当前值大于预设阈值,比例反馈系统 10 工作,向比例换向阀 8 输入一定比例大小的励磁电流,液压系统产生压力能消耗剩余振动能,实现减震。若压力传感器 3 当前值小于预设阈值,则执行弹簧减震。

4.2 系统仿真与分析

本文对一般弹簧减震与智能减震系统进行了仿真实验。

1) 一般弹簧减震系统的仿真

依据 4.1a) 中的仿真模型,按照表 2 中的参数进行设置并进行仿真,得到相应的特性曲线,如图 6 所示。

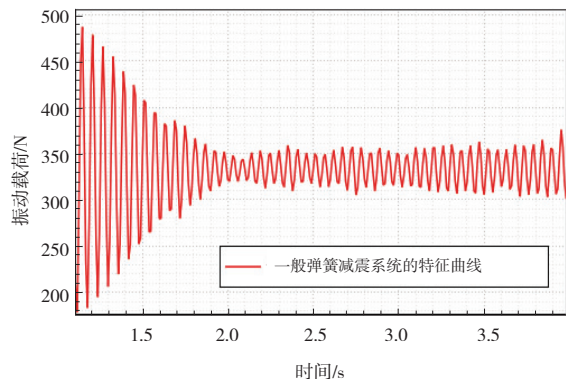


图 6 一般弹簧减震系统的特性曲线

2) 智能减震系统的仿真

依据 4.1b) 中的仿真模型,按照表 3 中的参数进行设置并进行仿真,得到相应的特性曲线,如图 7 所示。

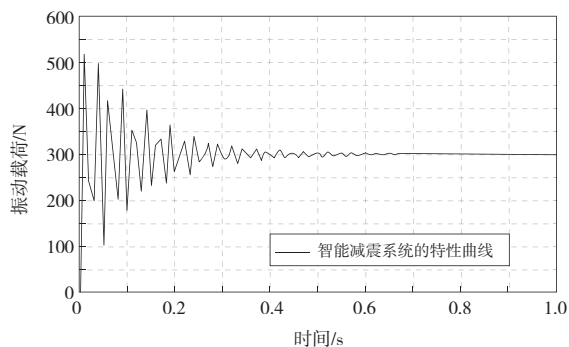


图7 智能减震系统的特性曲线

由图6、图7可知,一般弹簧减震系统虽然起到了一定的减震效果,但与图7中的智能减震系统相比,图7中振动随时间的延长明显并进一步减弱。通过实验结果证明,智能减震系统进一步吸收了外部的震动载荷,起到了较好的辅助减震效果。

5 结语

本文以弹簧、液压系统、传感器为核心,完成了液压辅助式智能减震装置的结构与控制系统设计。通过AMESim仿真分析,证明新系统能够根据外部振动的强弱,主动减弱其振动力度,使减震系统具备了较好的自适应功能,同时在连续、高强度振动下,依然能够起到较好的

减震力效果。因此该装置适用于多种减震场合,具有一定的应用价值。

参考文献:

- [1] 单春贤,仲敏波,吉恒松,等. 摩托车筒式减震器液压阻尼特性的模拟与仿真[J]. 江苏大学学报(自然科学版),2007,28(1):25-28.
- [2] 黄品. 摩托车后悬挂系变刚度减震弹簧的设计[J]. 机械,1989,16(2):12-14.
- [3] 柳恒,徐志祥,杨凯杰. 立式非对称液压缸输出力控制系统的状态方程研究[J]. 机械工程与自动化,2017(5):31-33.
- [4] 赵振全,曹智,汪兆兴,等. 基于MATLAB的整体式转向梯形机构的优化设计[J]. 锻压装备与制造技术,2021,56(5):54-58.
- [5] 罗艳蕾,杜黎,周山旭,等. 基于模糊PID的冲裁机电液比例位置控制系统仿真研究[J]. 机床与液压,2021,49(22):160-163.
- [6] 姚俊,白书华. 液压驱动Stewart平台稳定器的自整定PID控制研究[J]. 机械设计与制造,2022(1):150-154.
- [7] 陶柳,徐化文,方婷. 基于AMESim的M型电液换向阀仿真研究分析[J]. 装备制造与教育,2019(4):50-52.
- [8] 侯立鹏,田国红,秦玉英,等. 基于AMESim的汽车减振器DOE分析[J]. 汽车实用技术,2021,46(21):139-141.
- [9] 恭飞,王雪婷,杜奕. 基于AMESim的液压系统建模与仿真[J]. 软件,2020,41(1):42-45.

收稿日期:2021-12-14

(上接第73页)

1)随着进口压力的逐渐增大,膨胀机的出口压力和容积流量也随之而增大^[9],随着膨胀机入口压力的上升,膨胀机的功率和效率也都增加,然而随着温度的增加,膨胀机的功率增加很少而效率却下降较多;

2)工质温度高时,膨胀机需要的工质流量小,但是换热器能提供高温工质流量也相应减少,这是相互矛盾的,需要确定最优的换热器出口工质温度使膨胀机输出功率最大;

3)发动机中高负荷情况下可以满足本文建立的膨胀机模型中所需的工质流量并且可以同时驱动多个膨胀机。

本文所研究的内容为有机朗肯循环中的膨胀机流量和发动机工况匹配奠定基础,若通过对多个膨胀机的开启进行控制,则可以实现对发动机尾气能量最大化的利用,也可以通过改变为换热器提供工质的工质泵的供给压力来更精确地对尾气能量进行最大化回收利用。

参考文献:

- [1] 李晓宁. 柴油机余热回收底循环系统及排气换热器设计与性能优化[D]. 天津:天津大学,2014.
- [2] 赵智博. 内燃机废气余热利用有机朗肯循环系统工质的分析

研究[D]. 天津:天津大学,2012.

- [3] 康见见. 可变膨胀比朗肯循环余能回收系统研究[D]. 长春:吉林大学,2015.
- [4] 张业强,吴玉庭,夏国栋,等. 单螺杆膨胀机在有机朗肯循环系统中的性能研究[J]. 机械工程学报,2015,51(16):156-163.
- [5] 王先锋. 往复式膨胀机有机朗肯循环余能回收系统研究[D]. 长春:吉林大学,2016.
- [6] GALINDO J, DOLZ V, ROYO-PASCUAL L, et al. Modeling and experimental validation of a volumetric expander suitable for waste heat recovery from an automotive internal combustion engine using an organic Rankine cycle with ethanol[J]. Energies, 2016, 9(4):279.
- [7] 梁任,余岳峰,陈亮乐,等. 螺杆膨胀机有机朗肯循环系统的变工况特性[J]. 上海交通大学学报,2014,48(9):1291-1296.
- [8] 刘健,王辉涛,张淦源,等. 工质R123和R245fa的有机朗肯循环热力学性能[J]. 可再生能源,2016,34(1):112-117.
- [9] 彭斌,孙健. 无油涡旋膨胀机性能特性及试验研究[J]. 机械制造与自动化,2020,49(3):202-204.

收稿日期:2021-11-22