

文章编号:1001-5078(2010)02-0181-06

· 光电技术与系统 ·

# 大型车载光电跟踪设备减振方法、仿真及实验

宁大勇<sup>1,2</sup>, 高云国<sup>1</sup>

(1. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033; 2. 中国科学院研究生院, 北京 100039)

**摘要:**根据减振位置的不同可以同时采取多种减振方案。震源(发电机)处采用安装减震器的方法,来减小发电机对车体的激励力;通过合理的设计副车架,在振动传播过程中衰减振动;在目标处,可以把跟踪架和激光器安放到隔振平台上,隔振平台有空气弹簧和电磁作动器组成。通过仿真和实验分析,综合利用多种减振方法可以有效地衰减振动,同时保证了跟踪测量系统的正常工作。

**关键词:**减震器;副车架;发电机;有限元;主动控制

**中图分类号:**TH12      **文献标识码:**A

## Decreasing vibration method and simulation and experiment of giant vehicular photo-electric tracker

NING Da-yong<sup>1,2</sup>, GAO Yun-guo<sup>1</sup>

(1. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;  
2. Graduate School of the Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China)

**Abstract:** Different decreasing vibration methods were adopted because of the different position. The isolation vibration instruments were installed in the position of electric generator, they can decrease the force of electric generator; the effective subframe can decrease the vibration when the vibration was transferring. The tracker and the laser were installed on the platform of isolation vibration, the platform of isolation vibration is made up of air spring and electromagnet. Using several isolation vibration methods at the same time can decrease vibration effectively and keep the tracking and measuring system work normally from experiment and simulation results.

**Key words:** isolation vibration instrument; subframe; electric generator; finite element; active control

### 1 引言

现代信息技术的迅速发展,对光电对抗武器的要求越来越高,因此在战场上要求光电跟踪及对抗设备能够机动灵活地并且能够快速投入工作,同时对设备的精度也提出了更高的要求。因此把所有的光电跟踪设备、控制仪器等都集成在一辆载车上可以满足机动灵活及快速投入工作的需求。但是所有的设备都集成在一辆载车上,这就对设备减振及隔振工作提出了新的要求。产生振动的发电机安放在载车后部,而跟踪架及激光器在载车的前部,系统中可以同时采取多种减振

方案用以提高跟瞄系统的精度。从振动的传播路径上分析,减振方法可以分为三种:①在震源处减振;②在传播过程中减振;③在目标处减振。根据工程的实际需要,本文中综合利用三种减振方式,以获得更好的减振效果。图1为载车负重方案。其中空心数字所表示的为需要减振的位置。1为震源;2为传播路径;3为目标处。

作者简介:宁大勇(1981-),男,在读博士研究生,主要从事车载大型光电跟踪设备稳定性研究。E-mail: ningdayongning@163.com  
收稿日期:2009-08-27;修订日期:2009-10-20

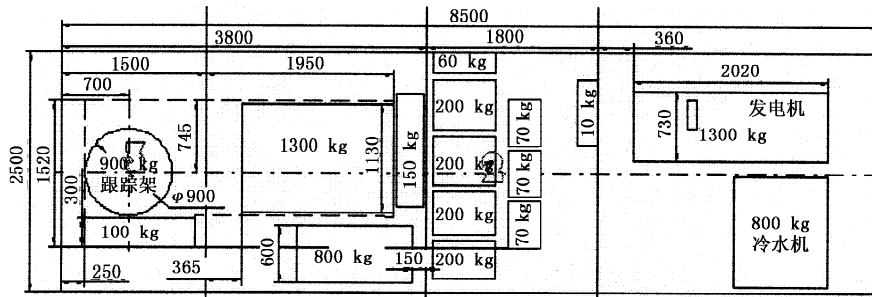


图1 副车架承载各仪器的安放位置及其质量

Fig.1 position and weight of every loaded apparatus

2 震源处减振

可以对震源(发电机)采取隔振处理,减震器为金属弹性支撑减震器,其性能参数为:减振器长、宽都为90 mm,高为73 mm,载重范围为500 ~ 5000 N,固有频率为15 ~ 18 Hz,阻尼比为0.2,质量为2.5 kg,其刚度为线性变刚度,变形范围为1.8 ~ 6.0 mm。

如图2所示,  $m$  为发电机质量,当发电机工作时,其内部转子产生周期力。由实验测得周期力为  $F = F_0 \sin \omega t$ , 其中  $F_0 = 2700 \text{ N}$  ( $F_0$  为周期力峰值)。模型的振动方程为:

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = F_0 \sin \omega t \quad (1)$$

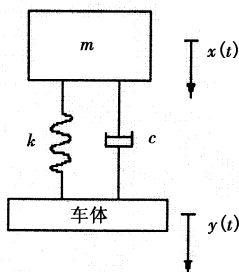


图2 发电机振动模型

Fig.2 model of electric generator

发电机受到简谐激励  $F = F_0 \sin \omega t$  作用的稳态响应为:

$$x(t) = X \sin(\omega t + \phi) \quad (2)$$

其中,  $X = \frac{F_0}{m\omega_n^2 \sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}}$

式中,  $r = \omega/\omega_n$ ;  $\xi$  为阻尼比;  $r$  为频率比。

根据振动理论可得到传递到车体的力的幅值为:

$$F_{tr} = F_0 \sqrt{\frac{1 + (2\xi r)^2}{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (3)$$

由上式可知,当  $r > \sqrt{2}$  时隔振环节可以起到隔振作用。根据已知条件可得  $r \approx 1.7$ , 所以  $F_{tr} = 1620 \text{ N}$ , 则发电机对载车的作用力  $F_b$  为:

$$F_b = F_{tr} \cdot \sin(\omega t + \gamma) = 1620 \cdot \sin(60\pi t + \gamma) \quad (4)$$

通过上述分析可以得知:当  $r > \sqrt{2}$  时隔振环节可以起到隔振的作用,所以对于一个固定的减振环节来说,对于外界振动频率大于  $\sqrt{2}\omega_n$  时减振环节起作用,即减振器对于高频振动的减振性能良好。

3 传播过程中减振

载车主梁上安放有副车架,为了减振降噪,副车架与载车主梁之间垫一层橡胶垫。所有光电跟踪、对抗设备都安放在副车架上。副车架的结构如图3所示。

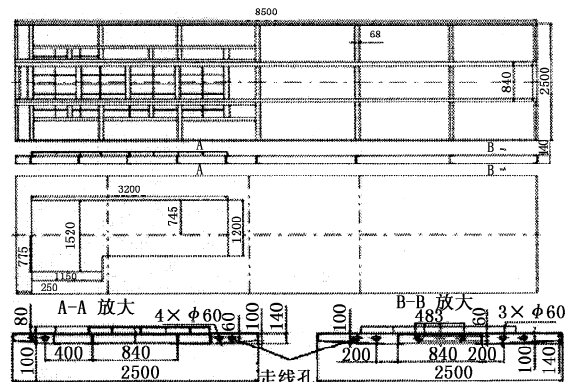


图3 副车架二维结构图

Fig.3 2-d drawing of sub-frame

3.1 副车架材料及性能

副车架的材料选16 Mn钢,16 Mn钢为低合金结构钢,焊接性能非常好,其化学成分为:C:0.12 ~ 0.20; Mn:1.20 ~ 1.60; Si:0.20 ~ 0.55,其物理性能为:抗拉强度:470 ~ 660 N/mm<sup>2</sup>;屈服强度:275 ~ 345 N/mm<sup>2</sup>;伸长率:21%。副车架焊接成型,焊接后进行消应力稳定处理,各光学仪器连接基座要进行机械加工,保证较好的平面度和较大的连接刚度。

由于副车架与载车主梁之间有橡胶垫,由公式推导减振效果比较困难,所以采用有限元法进行分析。

3.2 仿真分析

3.2.1 建立有限元模型

在MSC. PATRAN中需要设置一些参数,下面为振动分析时所需的几个主要的参数:系统的结构阻尼取0.03;发电机的振动频率为25 Hz; W3.

damping factor 取 157,图 4 为 patran 有限元及连接单元模型。

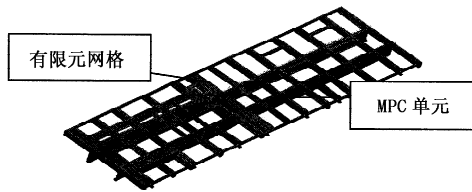


图 4 有限元模型

Fig.4 model of finite element

### 3.2.2 仿真结果分析

在有限元模型中添加发电机激励力,其位置如

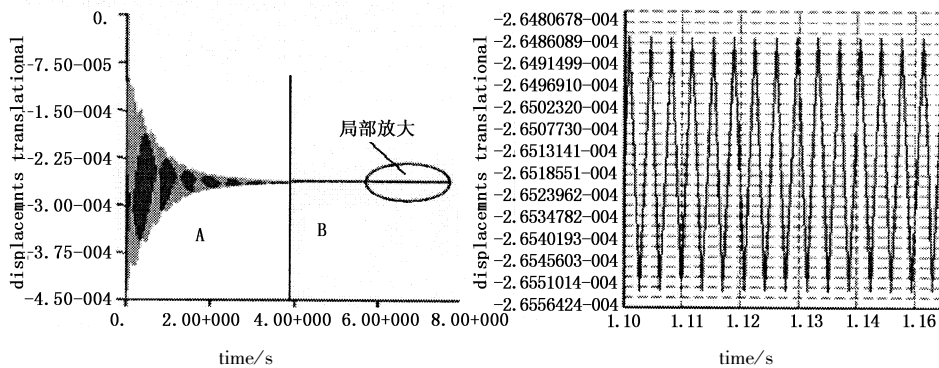


图 5 副车架前端振幅随时间的变化及局部放大图

Fig.5 amplitude of front sub-frame vs. time and local amplification drawing

## 4 在目标处减振

在一些情况下经过上述两种减振后,其减振效果不能满足要求,例如操控人员的走动以及外力的干扰等,这样会让跟踪处振动的振幅增大,所以为了保证跟踪架的稳定工作,需要在跟踪架及副车架之间安装主动减振装置。本文采取电磁主动减振作为减振方法。

### 4.1 跟踪设备隔振器设计

#### 4.1.1 隔振系统模型

隔振器所需负载的质量为激光器和跟踪架的质量(约为 2500 kg)。由 8 个空气弹簧联合支撑。空气弹簧及电磁作动器的布置方式如图 6 所示,图 6 中“◎”表示空气弹簧,“□”表示电磁作动器,“·”表示传感器,图 7 为隔振设备的结构图。

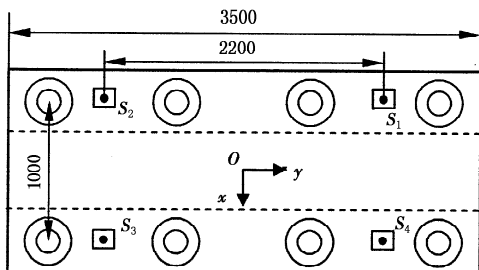


图 6 空气弹簧与电磁作动器布置方案

Fig.6 the layout plan of air springs and differential electromagnet actuators

图 1 所示,激励力大小为  $F_b$ ,激励力对跟踪架处的影响结果如图 5 所示,图中 A 部为发电机通电后剧烈振动引起的整车剧烈运动,经过几秒钟后发电机振动趋于稳定,所以副车架前方的振动也趋于稳定(如图 B 部分所示)。经过分析可以看出副车架对发电机的激励力有明显的衰减作用。跟踪架处的振动幅值为 0.001 mm。

副车架是靠结构阻尼对振动进行衰减,所以副车架对于经过其传递的任何频率范围振动都有衰减的作用。

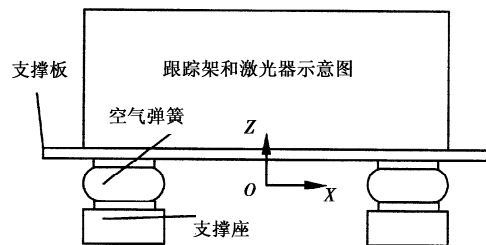


图 7 隔振设备的结构图

Fig.7 structure of vibration isolation foundation

#### 4.1.2 差动电磁作动器设计

由于空气弹簧的工作高度不是确定的数值,对于与空气弹簧并联使用的电磁作动器设计成非接触型作动器,避免冲击损坏,本文所采用的方案为差动电磁作动器,这一电磁作动器为一种非接触型的作动器。

#### 4.1.3 电磁铁设计

差动电磁作动器的关键部件为电磁铁,为了合理利用磁路,减小自退磁效应对系统的影响,电磁铁选择吸盘式结构,如图 8 所示。

为了使整个电磁回路保持均匀性,应保证铁心与铁轭的截面面积相等。通过电磁学原理我们得出电磁铁对衔铁的吸力以及气隙间的电磁感应强度为:

$$F = \frac{B^2 A}{\mu_0}, B = \frac{\mu_0 NI}{2C_0} \tag{5}$$

其中,  $F$  为电磁铁对衔铁的作用力;  $B$  为气隙间的电磁感应强度;  $A$  为铁心截面面积;  $NI$  为电磁铁的安匝数;  $C_0$  为衔铁与电磁铁之间的间隙;  $\mu_0$  为真空磁导率( $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} \text{ N/A}$ )。

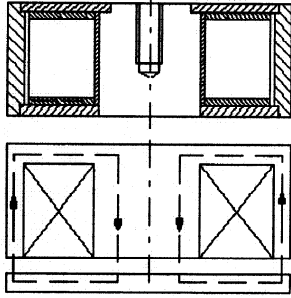


图8 电磁铁结构图和磁路图

Fig.8 structure and magnetic circuit of electromagnet

4.1.4 作动器设计

差动式电磁作动器原理如图9所示,电磁作动器与空气弹簧并联支撑隔振板及其所承载的设备。

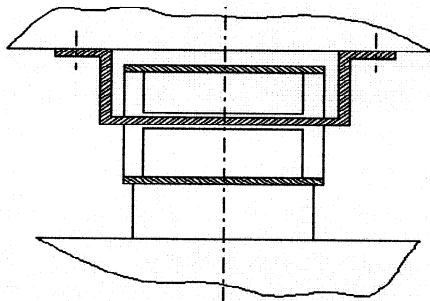


图9 电磁作动器结构图

Fig.9 structure of differential electromagnet actuator

电磁作动器由一对差动布置的电磁铁和衔铁组成。由电磁学基本原理可以得到:

$$F = k_0 \mu_0 N^2 A \left[ \left( \frac{I_0 + i}{C_0 + y} \right)^2 - \left( \frac{I_0 - i}{C_0 - y} \right)^2 \right] \quad (6)$$

其中,  $F$  为电磁铁对衔铁的作用力;  $N$  为单个电磁铁匝数;  $I_0$  为基础电流;  $i$  为控制电流;  $C_0$  为电磁铁与衔铁之间的间隙;  $y$  为衔铁与车架的相对位移;  $k_0$  为电磁铁结构有关的常数;

将  $F$  在  $i = i_0, y = y_0$  处做 Taylor 展开:

$$F = F_0 + \left. \frac{\partial F}{\partial i} \right|_{i=i_0, y=y_0} (i - i_0) + \left. \frac{\partial F}{\partial y} \right|_{i=i_0, y=y_0} (y - y_0) \quad (7)$$

其中:

$$F_0 = k_0 \mu_0 N^2 A \left[ \left( \frac{I_0 + i_0}{C_0 + y_0} \right)^2 - \left( \frac{I_0 - i_0}{C_0 - y_0} \right)^2 \right]$$

$$\frac{\partial F}{\partial i} = 2k_0 \mu_0 N^2 A \left[ \frac{(I_0 + i_0)}{(C_0 + y_0)^2} + \frac{(I_0 - i_0)}{(C_0 - y_0)^2} \right]$$

$$\frac{\partial F}{\partial y} = -2k_0 \mu_0 N^2 A \left[ \frac{(I_0 + i_0)^2}{(C_0 + y_0)^3} + \frac{(I_0 - i_0)^2}{(C_0 - y_0)^3} \right]$$

在实际工作中,大型车在光电跟踪设备跟踪系统的震动振幅小于  $10 \mu\text{m}$ ,远小于衔铁和电磁铁之间的距离  $C_0$ ,所以可以认为  $y_0 = 0$ ,将  $y_0 = 0$  代入式(7)得到如下公式:

$$F = 4k_0 \mu_0 N^2 A \left[ \frac{I_0}{C_0^2} i - \frac{I_0^2 + i_0^2}{C_0^3} y \right] \quad (8)$$

通过式(8)可以得到:电磁作动器对衔铁的作用力与控制电流和衔铁与车架的相对位移有关,当  $4k_0 \mu_0 N^2 A (I_0^2 + i_0^2) y / C_0^3$  近似等于零时或远小于  $4k_0 \mu_0 N^2 A I_0 i / C_0^2, 4k_0 \mu_0 N^2 A (I_0^2 + i_0^2) y / C_0^3$  可以忽略不计,此时电磁作动器输出力与控制电流成线性关系。所以确定式(8)中各项参数时应该围绕着这个关系来选择。

4.2 主动控制系统设计

首先求出隔振系统的固有频率。本文所研究的大型光电跟踪设备隔振器所承载的质量约为  $2500 \text{ kg}$ ;绕  $x$  轴和  $y$  轴的转动惯量分别为  $3470 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  和  $300 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ;每个空气弹簧的纵向刚度约为  $25000 \text{ N/m}$ ;纵向阻尼约为  $625 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ ;横向刚度约为  $40000 \text{ N/m}$ ;横向阻尼约为  $900 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ ,隔振系统频域特性曲线如图10所示。

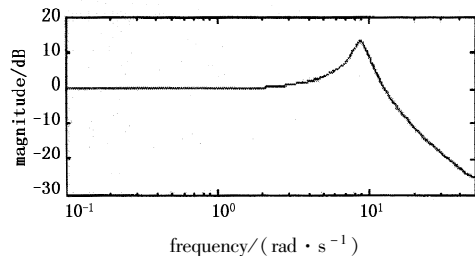


图10 隔振系统频域特性曲线

Fig.10 frequency-domain characteristic curve of vibration isolation foundation

通过上述分析可以得出:隔振系统  $z, \theta_x$  和  $\theta_y$  这三个自由度的固有频率都在  $1.3 \text{ Hz}$  左右,对中高频振动的隔振性能良好。

系统的控制方法有被动控制、绝对速度反馈控制、加速度反馈控制、Skyhook 控制方法、绝对速度反馈控制等,其控制原理可以分别表示为:

$$m \ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{u}) + k(x - u) = -k_c(\dot{x} - \dot{u}) \quad (9)$$

$$m \ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{u}) + k(x - u) = -k_c \dot{x} \quad (10)$$

$$m \ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{u}) + k(x - u) = -k_c \ddot{x} \quad (11)$$

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + k(x - u) = -k_c \dot{x} \quad (12)$$

式(9)~式(12)分别为被动控制、绝对速度反馈控制、绝对加速度反馈控制以及 Skyhook 控制的控制原理。式中,  $m, c, k$  分别为隔振系统的质量、阻尼、刚

度; $x, u, k_c$  分别为隔振系统位移、载车的位移及反馈系数。

$k_c$  的选择不同值时,绝对速度反馈控制的频域特性曲线如图 11 所示,从图中可以看出:在低频振动阶段,随着  $k_c$  的增大系统的隔振能力逐渐增强,但是隔振能力增强减缓,而对高频振动的隔振性能没有改变。随着  $k_c$  的增大电磁作动器的作用力也在增加,电磁作动器输出的电磁力增加时,制作电磁作动器的成本会随之增大,同时对电磁力的控制精度也会降低,所以当控制结果满足要求时  $k_c$  的值尽量小些,本文选择  $k_c = 6 c$ 。

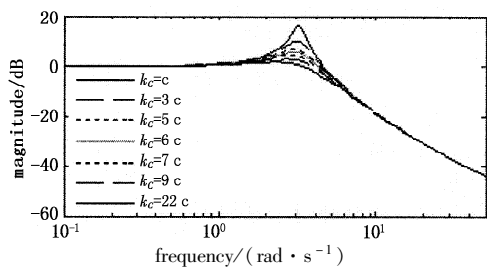


图 11 不同反馈系数的频域特性曲线

Fig. 11 frequency-domain characteristic of several feedback coefficients

通过图 12 分析可知,在四种控制方法中,绝对加速度反馈控制已经改变系统的固有频率,需要增加系统质量,在车载系统中是一种不可行的办法(车载系统要求轻量化)。其余三种控制策略中,绝对速度反馈控制效果介于理想 Skyhook 控制方法和被动控制方法之间,且与理想的 Skyhook 方法相接近,绝对速度反馈控制方法仅需要一套传感器。因此在这样条件下采用绝对速度反馈控制最合理。

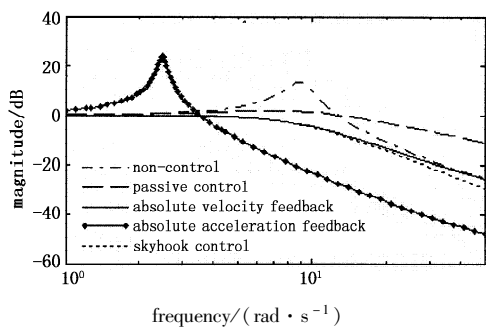


图 12 四种控制策略频域特性对比曲线

Fig. 12 frequency-domain characteristic of four methods

### 4.3 仿真分析

在车载情况下,干扰源有发电机的振动(正弦曲线, $z$  向振幅小于 0.01 mm,频率为 25 Hz)、人走动及外界带来的干扰(衰减正弦曲线  $z$  向振幅不大于 0.01 mm,频率约为 1~2 Hz)。 $\theta_x$  和  $\theta_y$  的振幅约为 5  $\mu$ rad,频率与  $z$  向振动的频率相同,所以  $\theta_x$  和  $\theta_y$  的

振动曲线与施加主动控制后的振动曲线相同,图 13 为  $z$  向自由度 matlab 仿真模型。

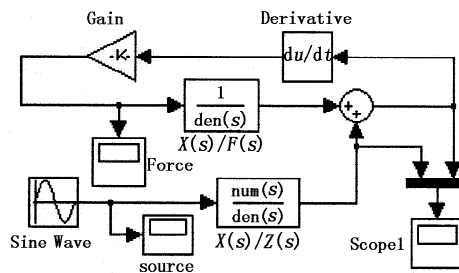


图 13  $z$  向自由度主动控制仿真图

Fig. 13 block diagram of absolute velocity feedback control at z-DOF

通过图 14 可以得出每个作动器所需输出的最大力为 2 N。本文自行设计了差动电磁作动器,其基本参数如下所示:

$$k_0 = 0.2; \mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} \text{ N/A}^2; N = 1000;$$

$$A = 710 \text{ mm}^2; I_0 = 0.2 \text{ A}; C_0 = 1 \text{ mm}; i_0 \leq 0.1 \text{ A}$$

把上述参数带入式(6),所以可以得出:

$$4k_0\mu_0N^2A \frac{I_0^2}{C_0^2}i \approx 2 \tag{13}$$

$$4k_0\mu_0N^2A \frac{I_0^2 + i_0^2}{C_0^3}y \approx 0.12$$

在式(13)中第一项远大于第二项,所以在式(8)中后半部分可以省略,从而可以得出此差动电磁作动器输出力与控制电流成线型关系。

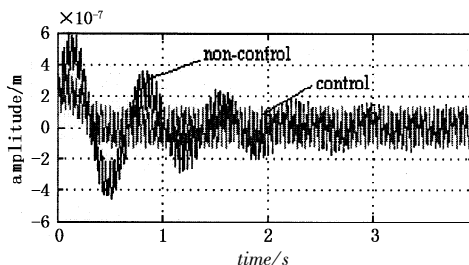


图 14 高频振动时  $z$  向仿真图

Fig. 14 simulation results of high frequency vibration at z-DOF

通过图 15 和图 16 可以看到,此种减振方法对于高频振动的减振效果不明显,对于低频振动的减振十分有效。

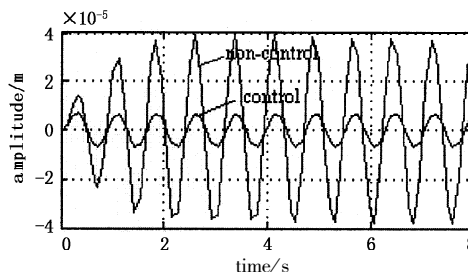


图 15 低频振动时  $z$  向仿真图

Fig. 15 simulation results of low frequency vibration a z-DOF

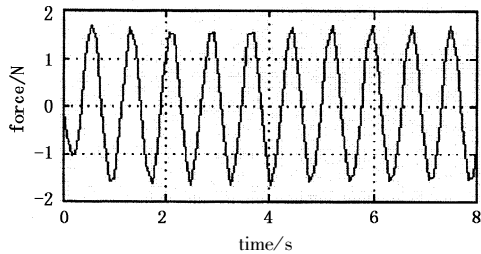


图 16 电磁作动器控制力  $F$  vs.  $t$

Fig. 16 force of differential electromagnet actuator vs. time

## 5 实验结果

在实际项目中前两种减振方案已经应用,第三种减振方案为备选方案,下面是应用前两种减振方案的检测仪器及结果。

### 5.1 实验仪器

主要的测量项目为副车架前端的振幅,本文选用的振幅测量仪为精度较高的 SJ-3-2 型高精度双通道电涡流位移振幅测量仪。该测量仪的主要优点是:体积小、质量轻、稳定性好,最高动态分辨率可达  $0.01 \mu\text{m}$ 。

### 5.2 实验数据

发电机本身振动的振幅为  $0.412 \text{ mm}$ ,经过金属弹性支撑减振器后造成载车后部的振动振幅为  $0.048 \text{ mm}$ ,然后经过副车架的减振,到达跟踪架处的振动为  $0.001 \text{ mm}$ 。

## 6 结论

本文为车载光电跟踪设备提出了新的减振方案,同时在不同的环节对振动进行减振是一种可行的且效果较好的方法。在震源处安装减振器,可以减

少振动对载车的冲击,震源的振动一般频率较高,所以采取被动减振可以取得良好的减振效果。合理的设计副车架可以在振动传播过程中衰减振动。最后在对工作环境要求最高的位置采用主动减振控制,此种减振方法对于低频干扰有着良好的减振效果。

## 参考文献:

- [1] 高策,乔彦峰. 光电经纬仪测量误差的实时修正[J]. 光学·精密工程,2007,15(6):846-851.
- [2] 滑广军,李强,等. 某大型超静定框架的动态应力测试与有限元分析[J]. 振动与冲击,2007,27(8):169-172.
- [3] 刘彦,谭久彬,王雷. 差动电磁作动器的超大型光学仪器隔振基础的主动控制机理[J]. 光学·精密工程,2007,15(10):1602-1608.
- [4] 董斌,丁亚林,田海英,等. 新型航空光学遥感器减振结构设计[J]. 光学·精密工程,2008,16(12):2454-2459.
- [5] Zhao Y L, Wu S H. Engineering application of Matlab and simulink [M]. Beijing: China Mechanical Press, 2002. (in Chinese)
- [6] 季宏丽,裘进浩,赵永春,等. 基于 TMS320F2812 的悬臂梁振动半主动控制[J]. 光学·精密工程,2009,17(1):126-131.
- [7] 姜伟伟,高云国,冯栋彦,等. 大型光电设备基准平面自动调平系统[J]. 光学·精密工程,2009,17(5):1039-1044.