

航天器微振动主动控制研究

李耀¹ 吴洪涛¹ 杨小龙¹ 康升征¹ 程世利²

(1. 南京航空航天大学机电学院, 南京 210016; 2. 盐城工学院汽车工程学院, 盐城 224051)

摘要: 随着航天领域的不断发展, 航天器搭载的高精密仪器对振动环境的要求更加严格。本文针对航天器微振动的主动控制进行了分析。首先, 根据隔振要求的不同, 分别建立了单轴隔振器的扰动位移传递和干扰力传递的开环传递函数以及基于力反馈的闭环传递函数; 然后, 以扰动位移抑制为例通过理论推导分析了基于力反馈 PI 控制与线性自抗扰控制的主动隔振效果, 并讨论了巴特沃斯滤波器对主动隔振系统的影响。最后, 搭建了单轴主动隔振实验平台, 验证了理论推导结果的正确性, LADRC 控制可以在 20 ~ 500 Hz 全频带取得较好的隔振效果。微振动的衰减率在低频段达 10 dB, 在谐振频率和高频处达 20 dB。

关键词: 振动主动控制; 扰动位移传递; 滤波器; 线性自抗扰控制

中图分类号: TP273 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2018)11-0379-07

Investigation on Active Control of Spacecraft Micro-vibration

LI Yao¹ WU Hongtao¹ YANG Xiaolong¹ KANG Shengzheng¹ CHENG Shili²

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China

2. School of Automotive Engineering, Yancheng Institute of Technology, Yancheng 224051, China)

Abstract: With the development of space technology, the high-precision instruments carried by spacecraft have higher requirements on the vibration environment. Active control of spacecraft micro-vibration was studied and analyzed. Firstly, according to the different vibration isolation requirements, the open-loop transfer function of disturbance displacement transmission and disturbance force transmission of single-axis vibration isolator and the closed-loop transfer function based on force feedback were established respectively. Then, the disturbance displacement suppression was taken as an example to theoretically derive. The active vibration isolation effect based on force feedback PI control and linear active disturbance rejection control was analyzed, and the influence of Butterworth filter on active vibration isolation system was discussed. Finally, a single-axis active vibration isolation experimental platform was built to verify the correctness of the theoretical derivation results. Linear active disturbance rejection control can achieve better vibration isolation effect in the full frequency range of 20 ~ 500 Hz. The attenuation rate of micro-vibration can reach 10 dB in the low frequency band and 20 dB in the resonant frequency and high frequency.

Key words: active vibration control; disturbance displacement suppression; filter; linear active disturbance rejection control

0 引言

随着航天技术的不断发展, 我国航天领域面临更多的机遇和挑战。我国北斗系列导航卫星的发射为全球用户提供了高精度定位和导航, 同时也对航天器敏感载荷的指向精度、分辨率以及稳定性等性

能指标提出了更高的要求。新型空间望远镜允许的指向精度为 $0.01 \mu\text{rad}$ ^[1]; 空间迈克尔逊干涉仪的位置控制精度达到 10 nm ^[2-3]; 通讯卫星之间的指向精度也需要达到微弧度级。航天器上的柔性部件伸展、液体晃动、反作用飞轮作用以及控制力矩陀螺作用等都会使航天器敏感载荷处于微振动的环境, 严

收稿日期: 2018-07-30 修回日期: 2018-09-13

基金项目: 国家自然科学基金项目(51375230, 51405417)

作者简介: 李耀(1989—), 男, 博士生, 主要从事柔性并联机构及其隔振应用研究, E-mail: liyaokkx@nuaa.edu.cn

通信作者: 吴洪涛(1962—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事多体系统动力学与并联机构研究, E-mail: mehtwu@126.com

重影响设备的性能。

为了给敏感载荷或高精密仪器创造超静环境,国内外学者开展了大量的研究。其中被动隔振技术最先发展起来,并取得了一定的隔振效果^[4-7]。但是传统的被动隔振技术对振源具有一定的要求,即对低频以及系统固有频率处的扰动隔振效果较差^[8]。随着敏感载荷要求的不断提升,纯被动隔振已经无法完全满足振动抑制的需求,主动隔振技术进入了大家的视野^[9]。在主动隔振中,音圈电机^[10-12]、压电陶瓷作动器^[13-14]以及磁致伸缩^[15-16]是目前隔振器中较为常见的驱动器。大量学者基于作动器开展了主动控制研究^[17-19]。

虽然国内外学者对主动隔振器进行了大量研究,但是目前已有的主动隔振器仍存在着隔振带宽窄、隔振性能差、鲁棒性不好等问题。喷气推进实验室(JPL)设计的音圈电机主动隔振平台是最早的六自由度隔振平台^[20],其采用经典控制进行反馈补偿,仅在7~100 Hz内具有一定的隔振效果。HANIEH^[21]采用音圈电机和压电陶瓷作动器分别研发了主动隔振平台,其采用积分力反馈,仅在一段带宽或者单一频率处具有一定的隔振效果。本文根据航天器隔振要求从理论上对主动隔振器的干扰位移传递和扰动力传递进行建模分析,并从理论上对PI控制和LADRC控制进行对比分析,且考虑工程实际情况中滤波器对隔振系统稳定性的影响,最后通过实验验证理论推导的正确性和隔振器在20~500 Hz带宽内的隔振性能。

1 单轴隔振器建模与分析

如图1所示,根据航天器微振动隔离的要求,需要在不同位置配置隔振平台^[22]。左侧红色隔振平台配置在控制力矩陀螺或反作用飞轮与航天器本体之间,用于抑制驱动机构的静不平衡和动不平衡在航天器本体位姿调整时产生的高频干扰力,确保航天器能够达到设定位姿。而右侧黑色隔振平台则配置在航天器本体与敏感有效载荷之间,用于抑制航天器上柔性部件伸展或液体晃动引起的低幅值宽频带微振动,确保航天器搭载的侦查相机、空间望远镜、空间干涉仪等具有超静的指向环境。



图1 含隔振器的航天器结构示意图

Fig.1 Schematic of spacecraft with vibration isolator

由于隔振目的不同,隔振性能评价的标准也会

相应地改变。一个是以隔离高频干扰力为目的,则评价隔振性能的标准是力传递性能。另一个是以抑制敏感载荷端的位移为目的,则评价隔振性能的标准是位移传递性能。

将单自由度被动隔振系统简化为图2所示模型,其动力学方程可以表示为

$$\begin{cases} m\ddot{x}_d = k(x_p - x_d) + c(\dot{x}_p - \dot{x}_d) + f_d \\ M\ddot{x}_p = -k(x_p - x_d) - c(\dot{x}_p - \dot{x}_d) \end{cases} \quad (1)$$

式中 m ——扰动端质量

M ——敏感载荷端质量

k ——系统刚度 c ——系统阻尼系数

x_d ——扰动端位移

x_p ——敏感载荷端位移

f_d ——系统外部产生的干扰力

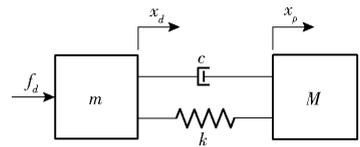


图2 单自由度被动隔振系统

Fig.2 Passive vibration isolation system with single degree of freedom

将式(1)进行拉普拉斯变换可以得到被动隔振系统中扰动端位移到敏感载荷端位移的传递函数为

$$G_x(s) = \frac{X_p(s)}{X_d(s)} = \frac{cs + k}{Ms^2 + cs + k} \quad (2)$$

可得 $\zeta_x = c/(2M\omega_{nx})$ $\omega_{nx} = \sqrt{k/M}$

式中 ω_{nx} ——位移传递无阻尼自然角频率

ζ_x ——位移传递阻尼比

有阻尼系统的自然角频率为

$$\omega_{cx} = \omega_{nx} \sqrt{1 - 2\zeta_x^2} \quad (3)$$

同理,可以得到被动隔振系统中干扰力到敏感载荷端受力的传递函数为

$$G_f(s) = \frac{Ms^2 X_d(s)}{F_d(s)} = \frac{M(cs + k)}{Mms^2 + (M + m)cs + (M + m)k} \quad (4)$$

可得 $\zeta_f = (M + m)c/(2Mm\omega_{nf})$

$$\omega_{nf} = \sqrt{k/m + k/M}$$

式中 ω_{nf} ——力传递无阻尼自然角频率

ζ_f ——力传递阻尼比

有阻尼系统的自然角频率为

$$\omega_{cf} = \omega_{nf} \sqrt{1 - 2\zeta_f^2} \quad (5)$$

根据式(2)、(4)绘制位移传递和力传递的伯德图如图3所示,可得知扰动位移和干扰力在相对高频处具有较好的衰减率,但在各自固有频率处都产生了

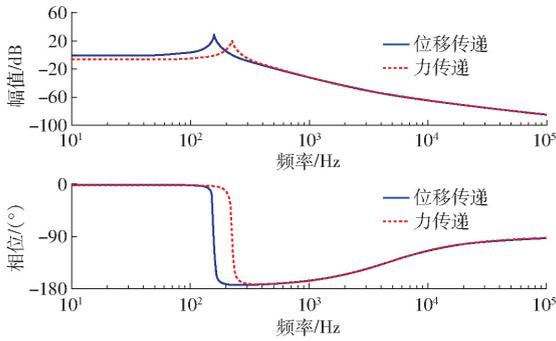


图 3 位移传递与力传递对比

Fig. 3 Comparison of displacement transfer and force transfer

谐振峰,在相对低频时,由于弹簧力和阻尼力的作用干扰力微弱衰减,而扰动位移则在相对低频完全传递。为了降低固有频率处与相对低频处的扰动传递并保持相对高频处的衰减率,引入压电陶瓷作为驱动器构建主动隔振系统,如图 4 所示。

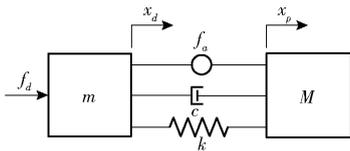


图 4 单自由度主动隔振系统

Fig. 4 Active vibration isolation system with single degree of freedom

将压电陶瓷作动器简化为主动动力与弹簧阻尼器并联的形式,得单自由度主动隔振器动力学方程为

$$\begin{cases} m \ddot{x}_d = k(x_p - x_d) + c(\dot{x}_p - \dot{x}_d) - f_a + f_d \\ M \ddot{x}_p = -k(x_p - x_d) - c(\dot{x}_p - \dot{x}_d) + f_a \end{cases} \quad (6)$$

式中 f_a ——压电陶瓷作动器主动力

在不同控制律和控制策略下主动力的形式会发生变化。如图 5 所示选取容易测量且灵敏度高的力信号作为反馈的控制律进行分析^[21]。

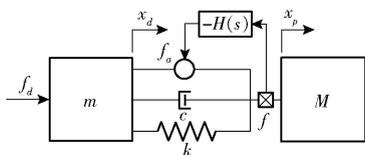


图 5 单自由度力反馈主动隔振系统

Fig. 5 Active vibration isolation system with single degree of freedom based on force feedback

将力传感器测得的相对作用力作为主动隔振系统的反馈信号,通过控制器产生的控制信号驱动压电陶瓷作动器产生主动力,实现系统的振动主动控制。其拉氏变换的数学表达如下

$$F = Ms^2 X_p(s) \quad (7)$$

$$F_a = -H(s)F \quad (8)$$

式(8)中的 $H(s)$ 表示任意控制器的反馈策略,

联立式(7)、(8)与式(6)的拉氏变换形式,得到单自由度力反馈主动隔振系统的干扰位移传递函数为

$$G_{ax}(s) = \frac{X_p(s)}{X_d(s)} = \frac{cs + k}{(1 + H(s))Ms^2 + cs + k} \quad (9)$$

同理,可得单自由度力反馈主动隔振系统的扰动力传递函数为

$$G_{af}(s) = \frac{F}{F_d} = \frac{M(cs + k)}{(1 + H(s))Mms^2 + (M + m)cs + (M + m)k} \quad (10)$$

2 主动振动控制策略

2.1 PI 控制

PID 控制是目前工程应用中最为广泛的控制方法,其基于误差进行比例环节、积分环节、微分环节运算反馈实现消除误差的目的,由此可得 PID 控制的控制律为

$$H_{PID}(s) = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s \quad (11)$$

以扰动位移传递为例进行分析,将式(11)代入式(9)可得

$$G_{ax}(s) = \frac{X_p(s)}{X_d(s)} = \frac{cs + k}{k_d Ms^3 + (M + k_p M)s^2 + (k_i M + c)s + k} \quad (12)$$

为确定基于力反馈的 PID 控制器的稳定性,选定比例环节参数 k_p 和积分环节参数 k_i ,使微分环节参数 k_d 由零变为无穷时的根轨迹如图 6 所示。

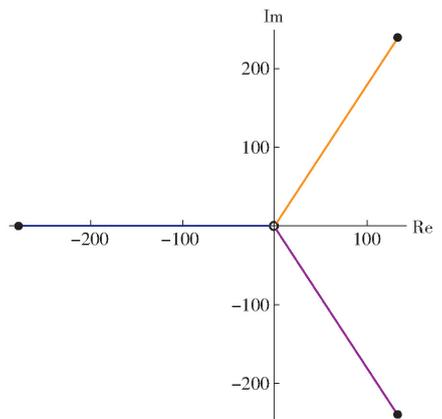


图 6 PID 控制闭环传递函数的根轨迹

Fig. 6 Root locus of closed loop function of PID control

可以发现,随着 k_d 参数的变化,始终存在极点位于右半平面。微分器的引入导致了力反馈隔振系统的不稳定,因此采用 PI 控制器进行反馈控制,其控制律为 $H_{PI}(s) = k_p + \frac{k_i}{s}$ 。则扰动位移传递的闭环传递函数为

$$G_{ax}(s) = \frac{X_p(s)}{X_d(s)} = \frac{cs + k}{(M + k_p M)s^2 + (k_i M + c)s + k} \quad (13)$$

通过式(13)和图7可以发现,改变参数 k_p 可以改变系统等效质量进而改变系统等效谐振频率,使谐振峰左移。而改变参数 k_i 可以改变系统的等效阻尼,在不改变高频衰减特性的情况下实现谐振峰的抑制。当选取适合的控制参数时,谐振频率处以及高频处都会取得较好的隔振效果。

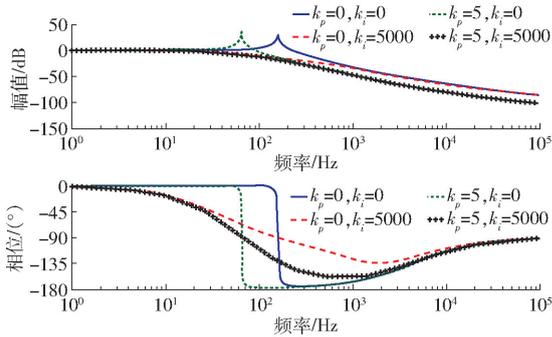


图7 力反馈PI控制的位移传递

Fig. 7 Displacement transfer curves based on PI force feedback control

在实际工程应用中,传感器测得的信号存在静态误差。而积分器的引入会导致误差累积,控制量容易饱和,进而使主动控制失效。因此,在实际控制中不得不过滤滤波器消除静态误差,并进一步讨论滤波器对PI控制的影响。

通过计算可知采样频率 f_s 为10 kHz,通带范围10~500 Hz的二阶巴特沃斯带通滤波器即可满足要求,其传递函数^[23]为

$$H_B(s) = \frac{(\omega_u - \omega_l)s^2}{(s^2 + \omega_u\omega_l)^2 + 1.41\omega_u\omega_l s(s^2 + \omega_u\omega_l) + (\omega_u - \omega_l)s^2} \quad (14)$$

式中 ω_l ——滤波器低截止角频率

ω_u ——滤波器高截止角频率

隔振系统中加入PI控制与二阶巴特沃斯带通滤波器之后,控制律 $H(s) = H_{PI}(s)H_B(s)$ 扰动位移传递的闭环传递函数变为

$$G_{ax}(s) = \frac{X_p(s)}{X_d(s)} = \frac{cs + k}{\left[1 + \left(k_p + \frac{k_i}{s}\right)H_B(s)\right]Ms^2 + cs + k} \quad (15)$$

如图8所示,加入滤波器后,调节控制参数 k_p 时,PI控制的隔振系统会随着参数的增大,变得不稳定。因此,实际控制中无法达到最优的控制参数,使控制效果不佳。

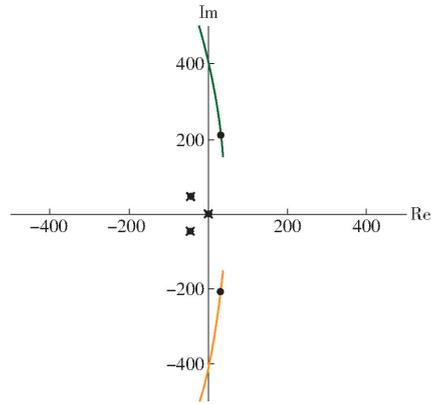


图8 PI控制闭环传递函数的根轨迹

Fig. 8 Root locus of closed loop function of PI control

2.2 线性自抗扰控制

线性自抗扰控制器 (Linear active disturbance rejection controller, LADRC)^[24],是在HAN^[25]提出的自抗扰控制器(ADRC)基础上发展而来的,是在传统PID控制思想的基础上,引入线性扩张状态观测器(LESO)进行扰动估计。LESO通过被控对象的输入、输出信息实现系统的状态量和被扩张状态量的实时估计,其中被扩张状态量即为系统的模型不确定性产生的内扰与外界扰动的总和广义扰动的估计。

本文研究对象为单自由度主动隔振器为二阶系统,以二阶系统为例进行分析,即

$$\ddot{y} = -a\dot{y} - dy + w + bu \quad (16)$$

式中 u ——系统输入 y ——系统输出

w ——系统的外部扰动

参数 a 、 b 、 d 都是未知,用以描述模型的不确定性。引入参数 b 的估计值 b_0 可将式(16)变换为

$$\ddot{y} = -a\dot{y} - dy + w + (b - b_0)u + b_0u = r + b_0u \quad (17)$$

其中, r 即为系统的总干扰,包括系统模型的不确定性 $-a\dot{y} - dy + (b - b_0)u$ 和系统受到的外界干扰 w 。为了降低广义扰动对系统的影响,希望通过观测器得到扰动的估计值 \hat{r} ,然后将估计值 \hat{r} 应用到控制律 $u = (-\hat{r} + u_0)/b_0$ 中,从而将系统转换为 $\ddot{y} = (r - \hat{r}) + u_0$ 的形式, u_0 为控制器控制律。

研究对象以状态方程的形式描述为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = x_3 + b_0u \\ \dot{x}_3 = h \\ y = x_1 \end{cases} \quad (18)$$

式(18)中的 x_3 为扩张的状态量,表示系统总扰动 r , h 描述未知的扰动,研究对象的状态空间方程可表示为

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu + Eh \\ y = Cx \end{cases} \quad (19)$$

其中

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ b_0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C = [1 \quad 0 \quad 0] \quad E = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

基于状态空间方程和龙贝格观测器,构建线性扩张观测器的状态空间方程为

$$\begin{cases} \dot{z} = Az + Bu + L(y - \hat{y}) \\ \hat{y} = Cz \end{cases} \quad (20)$$

其中

$$L = [\beta_1 \quad \beta_2 \quad \beta_3]^T$$

式中 z ——状态量 x 的估计值

\hat{y} ——系统输出 y 的估计值

L ——观测器的增益矢量

L 值可由极点配置法 $\lambda_o(s) = (s + \omega_o)^3 = s^3 + \beta_1 s^2 + \beta_2 s + \beta_3$ 求得, ω_o 为系统的观测器带宽,其值决定了扩张状态观测器的准确性。

通过线性扩张观测器可以得到状态量 $x_3 = r$ 的估计值 $z_3 = \hat{r}$, 令 $u = (-z_3 + u_0)/b_0$, 可得 $\dot{y} = (r - z_3) + u_0 \approx u_0$ 。控制器选用 PD 控制, 则 $u_0 = k_p(y_r - z_1) - k_d z_2$, 其中 y_r 为系统期望, 控制参数可以通过调节 $\lambda_c(s) = (s + \omega_c)^2 = s^2 + k_d s + k_p$ 的 ω_c 进行调节, ω_c 为控制器带宽, 其值决定了系统输出的平稳性以及响应的快速性。通过 PD 控制器与状态扩张观测器的结合将 LADRC 简化成一个 $\dot{y} = k_p(y_r - z_1) - k_d z_2$ 的双积分器形式的控制器。从而在未应用积分器的情况下通过 LESO 估计补偿了系统的不确定, 实现了误差积分的效果, 其控制框图如图 9 所示。其基于力反馈的主动隔振控制律为

$$H_{LADRC}(s) = \frac{k_p}{s^2} + \frac{k_d}{s} \quad (21)$$

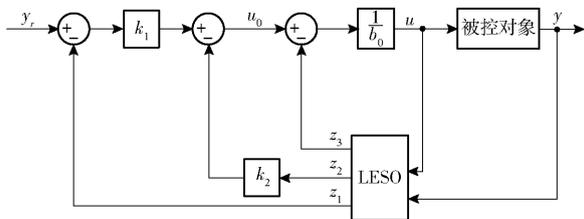


图 9 二阶线性自抗扰控制框图

Fig. 9 Structure diagram of the second-order linear active disturbance rejection controller

将式(21)代入式(9)中即可得到基于力反馈的 LADRC 主动隔振控制系统的干扰位移传递函数为

$$G_{ax}(s) = \frac{X_p(s)}{X_d(s)} = \frac{cs + k}{Ms^2 + (c + Mk_d)s + k + Mk_p} \quad (22)$$

通过式(22)和图 10 可以发现, 调节控制参数 k_p 可以改变系统的等效刚度使谐振峰位置改变, 并且在低频处产生衰减。而调节控制参数 k_d 则可改变系统的等效阻尼, 在不改变高频衰减特性的情况下实现谐振峰的抑制。选取适合的控制参数时, 控制不仅在谐振频率处和高频处取得较好的隔振效果而且在低频处也具有一定的隔振性能。

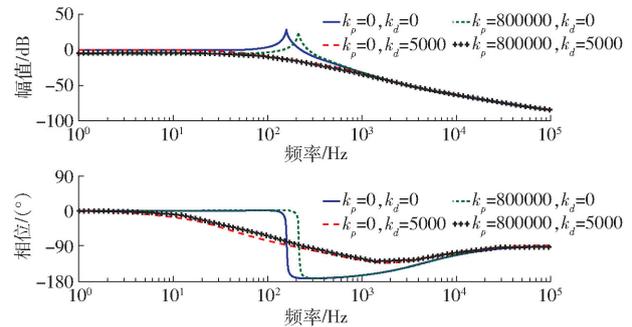


图 10 力反馈 LADRC 控制的位移传递

Fig. 10 Displacement transfer curves based on LADRC force feedback control

通过以上针对两种控制器理论上推导与对比分析, 发现 PI 控制在不考虑滤波器等造成系统延时的环节时, 能够干扰位移传递的谐振频率以及相对高频处取得较好的隔振效果。但是由于静态误差的存在, 积分器的引入容易引起控制量饱和, 因此考虑了加入二阶巴特沃斯带通滤波器对主动隔振控制系统的影响。发现由于滤波器的影响, 主动隔振系统会在控制参数调节的过程中变得不稳定, 影响控制效果。而 LADRC 控制通过 PD 控制与扩张状态观测器结合, 估计主动隔振系统的不确定干扰并进行补偿。在未应用积分器的情况下实现了双积分器的控制效果, 在相对低频、谐振频率以及相对高频的全频带实现了较好的控制效果。

3 单轴隔振实验

前文对航天器微振动单自由度主动隔振器进行了建模与分析, 并针对 PI 控制和 LADRC 控制的主动隔振效果进行了理论分析。为验证理论推导与分析的正确性, 搭建了单自由度主动隔振器进行微振动的主动控制实验。如图 11 所示, 单自由度主动隔振器由激振器、加速度传感器、力传感器、压电陶瓷作动器以及搭建的 Simulink Real-Time 实时控制系统组成。实验采用大刚度钢丝绳悬挂的方式平衡重力对隔振系统的影响, 激振器为隔振系统提供变频率的扰动源; 而扰动端的加速度传感器和力传感器则是为了测量输入扰动信号, 负载端的加速度传感器是为了测量负载端信号; 负载端力传感器的主要作用是将力信号反馈

到控制器以控制压电陶瓷作动器。

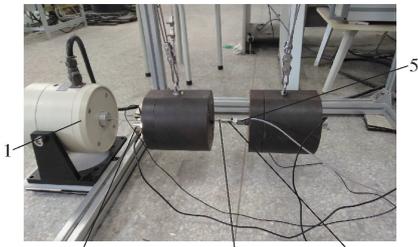


图 11 单自由度主动隔振器

Fig. 11 Active vibration isolator with single degree of freedom
1. 激振器 2. 加速度传感器 3. 保护铰链 4. 压电陶瓷作动器
5. 力传感器

3.1 开环实验

为研究单自由度主动隔振器开环状态下的干扰位移传递特性,进行了开环隔振实验。激振器在 20 ~ 500 Hz 的频带范围内,每 10 Hz 输入一次扰动信号,通过配置在前后两端的加速度传感器测量扰动端的输入信号以及负载端的输出信号。将输入输出信号进行傅里叶变换,进而可以得到扰动位移传递的频率响应曲线如图 12 所示。

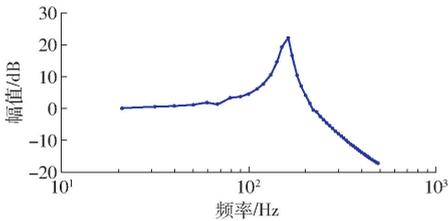


图 12 开环干扰位移传递频率响应图

Fig. 12 Open loop frequency response diagram of disturbance displacement transmission

根据开环实验结果,对单轴隔振器进行参数辨识得到参数 $M = 20.197 \text{ kg}$, $m = 20.333 \text{ kg}$, $k = 2.1 \times 10^7 \text{ N/m}$, $c = 700 \text{ N}\cdot\text{s/m}$,并将参数应用到前文的理论推导中。图 12 中的位移传递曲线与图 3 中理论分析的结果完全一致,都是在相对低频处完全传递,其谐振频率为 160 Hz,在谐振频率附近产生位移的

激振,在相对高频处扰动位移会将衰减。需要说明的是本文研究的隔振器应用对象是高精度航天器,其质量较大,而在进行实验时,前后两端的质量块质量仅为 20 kg,远小于实际航天器的质量,从而导致隔振系统的固有频率相对较高。

3.2 主动隔振实验

在验证了隔振系统的开环扰动位移传递特性后,采用前文研究的 PI 控制和 LADRC 控制进行主动隔振实验。为确保较好的实时性,采用搭建的 Simulink Real-Time 实时控制系统进行采样频率为 10 kHz 的主动隔振实验。

振动主动控制的结果如图 13 所示,PI 控制虽然在谐振频率处以及相对高频处具有较好的衰减效果,但是在相对低频处却产生了谐振。其主要原因是控制参数 k_p 的增大会使系统的谐振峰左移,需要不断增加积分器参数 k_i 改变系统的等效阻尼。而为了消除稳态误差引入的滤波器产生的延时影响了控制参数的调节,参数的调节容易引起隔振系统的不稳定,从而导致 PI 控制无法达到最优的控制效果。而 LADRC 控制不仅在谐振频率处和相对高频处具有较好的隔振效果,在相对低频处也展现了良好的隔振性能,衰减率可达 10 dB,谐振频率和频段可达 20 dB。如图 14 所示,可以发现 LADRC 主动控制在低频、谐振频率处以及高频处均具有较好的隔振效果。

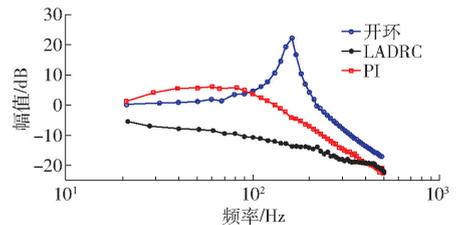


图 13 主动隔振扰动位移传递频率响应图

Fig. 13 Active vibration isolation frequency response diagram for disturbance displacement transmission

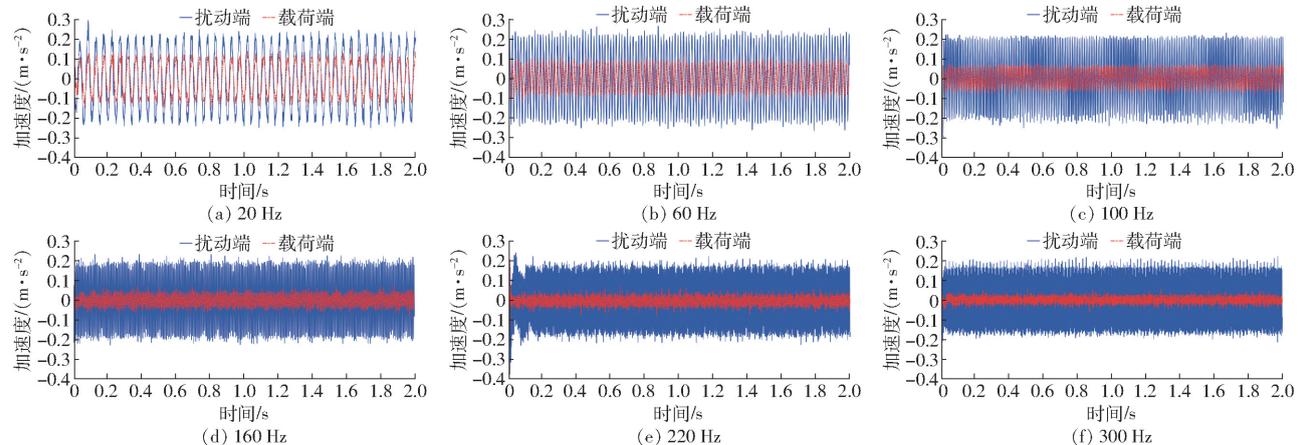


图 14 LADRC 主动隔振效果

Fig. 14 Active control effect of LADRC

4 结论

(1) 针对航天器微振动隔离的要求, 分别建立了单自由度隔振器扰动位移传递与干扰力传递的开环传递函数, 并推导了单轴隔振器基于力反馈的闭环传递函数。以扰动位移隔离标准为例, 理论推导了 PI 控制器和 LADRC 控制器的控制律并应用到力反馈闭环传递函数中进行主动振动控制的研究。考虑实际应用中静态误差的存在, 积分器的引入会使得控制量极易达到饱和, 导致控制失效。为此, 引入巴特沃斯带通滤波器, 通过含滤波器的闭环传递函数证明了滤波器容易引起隔振系统不稳定, PI 控制

参数难以达到最优。理论推导发现 LADRC 控制具有全频带较好的隔振效果且鲁棒性较好。

(2) 为验证主动振动控制的效果, 搭建了单轴主动隔振器。进行了单轴隔振器的开环实验, 并将参数辨识得到隔振器各参数应用到理论推导中, 实验结果与理论推导结果相吻合。分别采用 PI 控制和 LADRC 控制进行主动隔振实验, 实验结果与理论分析一致。PI 控制在低频时的隔振效果较差且由于滤波器的引入无法达到最佳的控制效果, 而 LADRC 控制则在全频段都有较好的隔振效果, 在低频段衰减率达到 10 dB, 谐振频率和高频段可达 20 dB。

参 考 文 献

- BRONOWICKI A J. Vibration isolator for large space telescopes[J]. *Journal of Spacecraft & Rockets*, 2006, 43(1):45-53.
- LASKIN R A. Successful completion of SIM-PlanetQuest technology[J]. *Proceedings of SPIE—the International Society for Optical Engineering*, 2006, 6268:626823-626823-24.
- NEAT G W, MELODY J W, LURIE B J. Vibration attenuation approach for spaceborne optical interferometers[J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 1998, 6(6):689-700.
- BLAUROCK C, LIU K C, DEWELL L. Passive isolator design for jitter reduction in the terrestrial planet finder coronagraph[J]. *Proceedings of SPIE—the International Society for Optical Engineering*, 2005, 5867:58670Y-58670Y-12.
- 余慕春, 高雪, 陈前. 分子弹簧隔振器的动力学特性研究[J]. *振动工程学报*, 2016, 29(5):913-919.
- YU Muchun, GAO Xue, CHEN Qian. Dynamic properties of molecular spring isolator[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2016, 29(5):913-919. (in Chinese)
- RIVIN E I. Passive vibration isolation[J]. *Applied Mechanics Reviews*, 2004, 57(6):B31-B32.
- 董瑶海, 周徐斌, 申军烽, 等. FY-4 卫星微振动抑制技术研究[J]. *上海航天*, 2017, 34(4):20-27.
- DONG Yaohai, ZHOU Xubin, SHEN Junfeng, et al. Study on micro-vibration suppression technology of FY-4 satellite[J]. *Aerospace Shanghai*, 2017, 34(4):20-27. (in Chinese)
- ZHANG J Z, LI D, CHEN M J, et al. An ultra-low frequency parallel connection nonlinear isolator for precision instruments[J]. *Key Engineering Materials*, 2004, 257-258:231-238.
- GAWRONSKI W K. *Advanced structural dynamics and active control of structures*[M]. Springer New York, 2004.
- THAYER D, CAMPBELL M, VAGNERS J, et al. Six-axis vibration isolation system using soft actuators and multiple sensors[J]. *Journal of Spacecraft & Rockets*, 2002, 39(2):206-212.
- PARK K, CHOI D, OZER A, et al. A voice coil actuator driven active vibration isolation system with the consideration of flexible modes[J]. *Review of Scientific Instruments*, 2008, 79(6):292.
- ITO S, NEYER D, PIRKER S, et al. Atomic force microscopy using voice coil actuators for vibration isolation[C]//*IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, 2015:470-475.
- WANG C, XIE X, CHEN Y, et al. Investigation on active vibration isolation of a Stewart platform with piezoelectric actuators[J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2016, 383:1-19.
- WANG Z, ZHANG Q, ZHANG K, et al. Tunable digital metamaterial for broadband vibration isolation at low frequency[J]. *Advanced Materials*, 2016, 28(44):9857-9861.
- 吴伟光, 马履中. 永磁电磁混合悬浮隔振主动控制装置[J]. *农业机械学报*, 2007, 38(7):183-185.
- WU Weiguang, MA Lüzhong. Permanent magnet electromagnetic hybrid suspension vibration isolation active control device[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2007, 38(7):183-185. (in Chinese)
- 王维锐, 吴参, 陈颖, 等. 磁流变减振器滞回特性的改进 Bouc-Wen 模型[J]. *农业机械学报*, 2011, 42(2):48-53.
- WANG Weirui, WU Can, CHEN Ying, et al. Modified Bouc-Wen model based on hysteretic characteristic experiment of magneto-rheological damper[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(2):48-53. (in Chinese)
- KERBER F, HURLEBAUS S, BEADLE B M, et al. Control concepts for an active vibration isolation system[J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2007, 21(8):3042-3059.
- LIU L, TAN K K, GUO Y, et al. Active vibration isolation based on model reference adaptive control[J]. *International Journal of Systems Science*, 2014, 45(2):97-108.
- ABAKUMOV A M, MIATOV G N. Control algorithms for active vibration isolation systems subject to random disturbances[J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2006, 289(4-5):889-907.
- SPANOS J, RAHMAN Z, BLACKWOOD G. A soft 6-axis active vibration isolator[C]//*American Control Conference, Proceedings of the IEEE*, 2002:412-416.
- HANIEH A A. Active isolation and damping of vibrations via stewart platform[D]. Bruxelles;Universite Libre De Bruxelles, 2003.
- PREUMONT A. Vibration control of active structures: an introduction[J]. *Meccanica*, 1999, 34(2):139-139.
- TAYLOR F. *Digital filters: principles and applications with Matlab*[M]. Hoboken N J:Wiley-IEEE Press, 2011.
- GAO Z. Scaling and bandwidth-parameterization based controller tuning[C]//*American Control Conference, Proceedings of the IEEE*, 2003:4989-4996.
- HAN J. From PID to active disturbance rejection control[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2009, 56(3):900-906.