

文章编号: 1000-8055(2004)06-0782-04

基于磁致伸缩作动器的主动隔振系统分析

张 磊^{1,2}, 刘永光², 付永领², 何 琳¹

(1. 武汉海军工程大学 振动噪声研究所, 湖北 武汉 430033;

2. 北京航空航天大学 自动化学院, 北京 100083)

摘要: 基于材料的本构方程, 建立主动隔振系统的模型, 并对其动力学和控制稳定性进行了研究。分析和仿真表明, 上层质量对主动控制力的影响较大, 采用中间质量的加速度作为反馈量时下层刚度对隔振效果影响明显。在系统的前馈控制形式中, 振动频率的变化不会影响系统稳定性, 但反馈环节将会降低稳定裕度; 在反馈控制形式中, 随着振动频率的增大, 次通道的延迟作用可能使系统不稳定。

关键词: 航空、航天推进系统; 主动隔振; 磁致伸缩作动器; 建模; 控制稳定性

中图分类号: TB535

文献标识码: A

Analysis of Active Vibration Isolation System Based on Magnetostrictive Actuator

ZHANG Lei^{1,2}, LIU Yong-guang², FU Yong-ling², HE Lin¹

(1. Institute of Vibration and Noise, Naval University of Engineering,

Wuhan 430033, China;

School of Automation Science and Electrical Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Based on the constitutive equation of magnetictive material, the model of the whole Active Vibration Isolation System (AVIS) was put forward and its dynamics and stability of the control system was analyzed. Simulation results show that the parameters of the upper mass have much more influence on the active force of the actuator, and stiffness of the lower mass effects isolation performance while the absolute acceleration of the middle mass is adopted as feedback. For the feedforward control scheme, system stability would not be influenced by the frequency variation, though the feedback link can reduce its stability margin. In the feedback control scheme, the time delay effect of the secondary path may cause the system unstable when the vibration frequency increases.

Key words: aerospace propulsion system; Active Vibration Isolation System (AVIS); magnetictive actuator; modeling; stability of control system

收稿日期: 2003-12-17; **修订日期:** 2004-09-18

基金项目: 国防预研基金资助项目(413100501)

作者简介: 张磊(1973-), 男, 山东莱阳人, 武汉海军工程大学振动噪声研究所博士生, 主要从事主动振动控制等方面的研究

利用磁致伸缩材料研制的作动器具有输出力/位移较大、体积小等特点, 已成功应用于主动振动控制中^[1~4]。基于该作动器的主动隔振研究主要集中在控制策略上, 对隔振系统的动力学特性和主动控制系统的稳定性缺乏深入探讨。

本文基于磁致伸缩材料的本构方程建立了主动隔振系统的数学模型, 该模型考虑了磁致伸缩作动器参数的影响; 在此基础上, 研究了模型参数对振动控制力和隔振效果的影响, 分析了系统在前馈控制和反馈控制下的稳定性。

1 主动隔振系统建模

主动隔振系统的结构如图 1 所示^[5]。激振器使上层质量 m_1 产生振动, 该振动将传递到下层质量 m_2 上; 控制器产生的输出信号 $y_c(n)$ 驱动磁致伸缩作动器 A 运动, 以减少传递到质量 m_2 上的振动。传感器 S 测量质量 m_2 的振动, 该信号作为振动控制的误差信号, 反馈到控制器, 以产生控制信号; 传感器 T 测量质量 m_1 的振动, 该信号可作为系统的前馈控制信号。

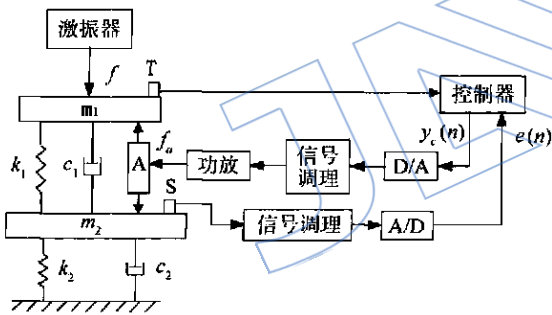


图 1 主动隔振系统框图

Fig 1 Schematic of the active vibration isolation

设 f 表示施加在上层设备 m_1 上的干扰力; f_a 表示磁致伸缩作动器产生的控制力; k_1 和 c_1 分别表示上层被动隔振器的刚度和阻尼; k_2 和 c_2 分别表示下层被动隔振器的刚度和阻尼; x_1 和 x_2 分别表示上下层的振动位移。则:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = f - f_a \tag{1}$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2 + c_2 \dot{x}_2 = f_a + k_1(x_1 - x_2) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \tag{2}$$

磁致伸缩材料的轴向应变可以用线性本构方程表示:

$$\epsilon = \delta \cdot S^H + d_{33} \cdot H \tag{3}$$

其中, ϵ 为材料的轴向应变; δ 为材料所受应力; S^H

为材料的柔度系数; d_{33} 为材料的轴向磁力耦合系数; H 为材料内部平均磁场。

应变 $\epsilon = \frac{\Delta L}{L}$, 磁场强度 $H = \frac{N \cdot i}{L}$, 其中 L 为磁致伸缩棒的长度; N 为线圈匝数; i 为输入电流。则根据式 (3) 得到作动器的输出力:

$$f_a = \frac{A}{S^H} \cdot \left[\frac{x_1 - x_2}{L} - \frac{d_{33} N i}{L} \right] \tag{4}$$

作动器线圈中电流与外加电压的关系为

$$L_c \frac{di}{dt} + R \cdot i = v(t) \tag{5}$$

其中, R 和 L_c 分别为作动器的电阻和电感。
取状态变量 $X = [x_1, x_2, \dot{x}_1, \dot{x}_2, i]^T$, 中间质量 m_2 的状态为输出, 即 $Y = [\ddot{x}_2, \dot{x}_2, x_2]^T$, $U = [f, v]^T$, 根据方程 (1)、(2)、(4) 和 (5) 得到系统的状态方程为:

$$\begin{aligned} \dot{X} &= A X + B U \\ Y &= C X + D U \end{aligned} \tag{6}$$

其中:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ A_{31} & A_{32} & -\frac{c_1}{m_1} & \frac{c_1}{m_1} & A_{35} \\ A_{41} & A_{42} & \frac{c_1}{m_1} & -\frac{c_1 + c_2}{m_2} & A_{45} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{R}{L_c} \end{bmatrix}$$

$$A_{31} = -\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{A}{m_1 S^H L} \right)$$

$$A_{32} = -A_{31}, \quad A_{35} = \frac{d_{33} N A}{m_1 S^H L}$$

$$A_{41} = \left(\frac{k_1}{m_2} + \frac{A}{m_2 S^H L} \right)$$

$$A_{42} = -\left(\frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{A}{m_2 S^H L} \right)$$

$$A_{45} = \frac{d_{33} N A}{m_2 S^H L}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1/m_1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1/L_c \end{bmatrix}; \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} A_{41} & A_{42} & \frac{c_1}{m_2} & -\frac{c_1 + c_2}{m_2} & A_{45} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

2 主动隔振系统分析

2.1 模型参数对隔振效果的影响

取中间质量 m_2 的加速度作为控制反馈量, 即输入电压量为 $v(t) = -k\ddot{x}_2(t)$ (其中 k 为反馈系数), 将式(1)、(2)与(3)、(4)、(5)联立, 并进行拉氏变换, 可得到传到地基上的力:

$$F_A = \frac{(L_c s + R)(c_2 s + k_2)[k_1 L_c + T L_c + c_1 R] s + (k_1 R + T R)}{m_1 m_2 L_c^2 s^6 + G_{11} s^5 + G_{12} s^4 + G_{13} s^3 + G_{14} s^2 + G_{15} s + (k_1 k_2 R^2 + k_2 T R^2)} \quad (7)$$

其中:

$$G_{11} = 2m_1 m_2 L_c R + m_1 c_1 L_c^2 + m_1 c_2 L_c^2 + m_2 c_1 L_c^2 - m_1 k T d_{33} N L_c$$

$$G_{12} = 2m_1 c_1 L_c R + 2m_1 c_2 L_c R + 2m_2 c_1 L_c R + m_1 k L_c^2 + m_1 T R L_c^2 + m_2 T L_c^2 + m_2 k L_c^2 + c_1 c_2 L_c^2 + m_1 m_2 R^2 - m_1 k T d_{33} N R$$

$$G_{13} = 2m_1 k_1 L_c R + 2m_1 k_2 L_c R + 2m_1 T L_c R + 2c_1 c_2 L_c R + c_1 k_2 L_c^2 + m_1 c_1 R^2 + 2m_2 T L_c R + c_2 k_1 L_c^2 + m_2 c_1 R^2 + c_2 T L_c^2 + 2m_2 k_1 L_c R$$

$$G_{14} = 2c_1 k_2 L_c^2 + m_1 k_1 R^2 + m_1 k_2 R^2 + m_2 k_1 R^2 + m_1 T R^2 + m_2 T R^2 + 2c_2 k_1 L_c R + k_1 k_2 L_c^2 + c_1^2 R^2 + k_2 T L_c^2 + 2c_2 T L_c R$$

$$G_{15} = 2k_1 k_2 L_c R + 2k_2 T L_c R + c_1 k_2 R^2 + c_2 k_1 R^2 + c_2 T R^2; \quad T = A/S^H L$$

仿真结果如图 2 所示。在低频段, 振动控制效果较差; 在高频段, 振动传递衰减较厉害。系统的隔振效果与刚度 k_2 关系较大, 随着 k_2 的增大, 振动传递函数的共振频率点也增大, 振动传递增大。同时仿真也发现, 作动器参数及模型的其他参数对控制效果影响较小。

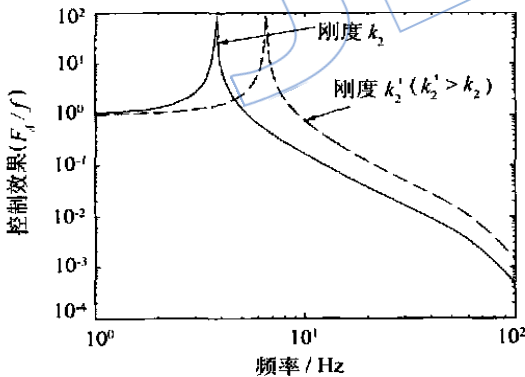


图 2 模型参数对隔振效果传递的影响

Fig 2 Influence of the model parameter on the vibration

2.2 模型参数对作动器控制力的影响

为使传递到地基上的力最小, 理想情况下 $x_2(t) = 0$, 由式(1)、(2)可以得到:

$$f_a/f = (c_1 s + k_1)/m_1 s^2 \quad (8)$$

令 $s = j\omega$ 并引入参数 $\omega = \sqrt{k_1/m_1}$, $\gamma = \omega/\omega_1$, $\xi = c_1/(2\sqrt{k_1 m_1})$, 则:

$$|f_a/f| = (1/\gamma^2) \cdot \sqrt{1 + 4\xi^2 \gamma^2} \quad (9)$$

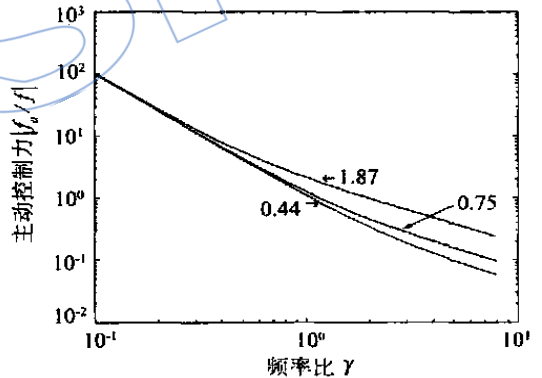


图 3 模型参数对主动控制力的影响

Fig 3 Influence of model parameters on active force

取不同的阻尼比 ξ , 计算结果如图 3 所示。由式(9)及图 3 可知, 最优主动控制力大小仅与质量 m_1 及上层被动隔振器的参数有关。在振动的低频段, 主动控制力较大; 随着频率的增大, 主动控制力下降; 在同一频率下, 主动隔振力随着上层隔振器阻尼的增大而增大。

3 主动隔振控制稳定性分析

3.1 前馈控制

根据图 1, 主动隔振系统前馈控制传递函数如图 4 所示。其中 $P(s)$ 为只在振动力 f 的作用下, 上层质量 m_1 与下层质量 m_2 之间的传递函

数, 称为主通道; $G(s)$ 为控制器的传递函数; $T(s)$ 为控制器与作动器之间的传递函数(包括功率放大器和作动器); $C(s)$ 为作动器与下层质量 m_2 之间的传递函数, $T(s)$ 和 $C(s)$ 称为次通道; $R(s)$ 表示作动器与上层质量 m_1 之间的传递函数, 表示主动振源对初级振源的反作用; $x_F(s)$ 为振源信号, $x_G(s)$ 为上层振动体的测得的振动信号(位移、速度或加速度), $y(s)$ 为控制器的输出, $y_T(s)$ 为作动器的输出, $e(s)$ 为在下层质量 m_2 上测得的振动信号, 表示振动力 f 和作动器在下层质量 m_2 上共同作用所产生的误差信号。

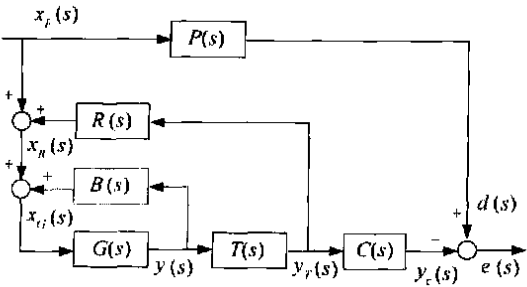


图 4 前馈控制传递函数框图

Fig 4 Schematic of feedforward control

如果对振动的反馈通道 $R(s)$ 的作用不进行补偿, 则系统的传递函数为:

$$\frac{e(s)}{x_F(s)} = P(s) - \frac{G(s)T(s)C(s)}{1 - G(s)T(s)R(s)} \quad (10)$$

若控制器传递函数满足 $|G(s)T(s)R(s)| < 1$, 则振动频率的变化不会对系统的稳定性产生影响。

对通道 $T(s)$ 和 $R(s)$ 辨识, 并采用补偿环节 $B(s)$ 对反馈作用进行补偿, 使得 $x_G(s) = x_F(s)$, 则系统的传递函数为:

$$\frac{e(s)}{x_F(s)} = P(s) - G(s)T(s)C(s) \quad (11)$$

此时反馈环节对系统稳定性的影响被消除, 系统将变得稳定。最优控制器的传递函数为:

$$G(s) = P(s)/T(s)C(s) \quad (12)$$

显然, 在某些频率处, $T(s)C(s) = 0$, 系统仍是不可控的。

3 2 反馈控制

图 5 为主动隔振系统的反馈控制传递函数框图。该控制方法因不需要前馈信号而不必考虑反馈环节的影响。相应的传递函数为:

$$\frac{e(s)}{x_F(s)} = \frac{P(s)}{1 + G(s)T(s)C(s)} \quad (13)$$

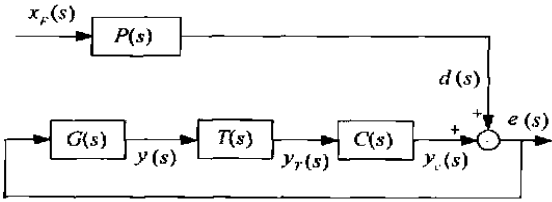


图 5 反馈控制传递函数框图

Fig 5 Schematic of feedback control

系统稳定需要控制器传递函数满足:

$$|G(s)T(s)C(s)| < 1$$

在理想的控制情况下, 控制器的相位应满足 $\angle G(s) = -\angle T(s)C(s)$ 。设反馈回路的延迟为 τ , 则相位延迟为 $-\omega\tau$, 因此控制器的相位为 $\omega\tau$ 。如果振动的频率较大, 使得 $\omega\tau > \pi$, 则控制器将发生振荡, 系统变得不稳定^[6]。

4 结 论

基于磁致伸缩材料的本构方程建立了主动隔振系统的模型, 并对系统进行了动力学和稳定性分析。研究发现: 在图 1 所示的主动隔振系统中, 主动控制力仅与上层质量 m_1 及其被动隔振器的参数有关; 采用中间质量 m_2 加速度作为反馈量时, 隔振效果与刚度 k_2 的大小有关; 前馈控制可以隔离不同频率的振动而保证稳定, 但振动反馈通道的存在会使其稳定裕度减少; 反馈控制在隔离高频振动时可能会不稳定。

参考文献

[1] Agrawal B N, Chen H J. Active Vibration Isolation on Spacecraft Using Smart Structures[A]. 14th International Astronautical Congress[C]. 51st, Rio de Janeiro, Brazil, Oct 2-6, 2000

[2] 梅德庆, 陈子辰. 微制造平台的精密隔振系统研究[J]. 光学精密工程, 2001, 9(6): 506-50

[3] 盖玉先, 滕燕, 董申. 超精密机床磁致伸缩作动器隔振系统[J]. 制造技术与机床, 2001(1): 28-30

[4] Bartlett A, Eaton S J, Gore J, etc. High Power, Low Frequency Magnetostrictive Actuation for Antivibration Applications[J]. Sensors and Actuators, A. 2001, 91: 133-136

[5] 张春良, 陈子辰, 梅德庆. 双层主动隔振系统的力学研究[J]. 中国机械工程, 2003, 14(14): 1232-1235

[6] Swanson D C. A Stability Robustness Comparison of Adaptive Feedforward and Feedback Control Algorithms[A]. Proceedings of the Conference on Recent Advances in Active Control of Sound and Vibration[C]. Lancaster: Technomic Publishing Co., 1991.