

快速反射镜理论建模与仿真分析

谢娜 杜言鲁 姜世洲 巩全成 王明超 徐飞飞 王新伟 齐媛

Theoretical modeling and simulation analysis for fast steering mirror

XIE Na, DU Yanlu, JIANG Shizhou, GONG Quancheng, WANG Mingchao, XU Feifei, WANG Xinwei, QI Yuan

引用本文:

谢娜, 杜言鲁, 姜世洲, 等. 快速反射镜理论建模与仿真分析[J]. 应用光学, 2023, 44(3): 513–522. DOI: 10.5768/JAO202344.0301007

XIE Na, DU Yanlu, JIANG Shizhou, et al. Theoretical modeling and simulation analysis for fast steering mirror[J]. Journal of Applied Optics, 2023, 44(3): 513–522. DOI: 10.5768/JAO202344.0301007

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.5768/JAO202344.0301007>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

快速反射镜研究现状及未来发展

Research progress and development trend of fast steering mirror

应用光学. 2019, 40(3): 373–379 <https://doi.org/10.5768/JAO201940.0301003>

快速反射镜挠性支承运动学设计

Design of flexible support for fast steering mirror via kinematic principles

应用光学. 2021, 42(3): 413–417 <https://doi.org/10.5768/JAO202142.0301006>

滑模动态面控制在快速反射镜系统中的应用

Application of sliding mode dynamic surface control in fast steering mirror

应用光学. 2018, 39(5): 714–721 <https://doi.org/10.5768/JAO201839.0505003>

水下同步扫描三角测距成像理论建模及仿真分析

Theoretical modeling and simulation analysis of underwater synchronous scanning triangulation imaging system

应用光学. 2018, 39(6): 849–855 <https://doi.org/10.5768/JAO201839.0602003>

高灵敏光纤光栅加速度检波器理论模型研究

Research on theoretical model of high sensitivity fiber Bragg grating accelerometer

应用光学. 2019, 40(5): 910–917 <https://doi.org/10.5768/JAO201940.0508002>

基于有限元分析的小口径离轴抛物面反射镜支撑结构设计

Design of support structure for small caliber off-axis parabolic reflector based on finite element analysis

应用光学. 2019, 40(6): 1160–1166 <https://doi.org/10.5768/JAO201940.0605004>



关注微信公众号, 获得更多资讯信息

文章编号: 1002-2082 (2023) 03-0513-11

快速反射镜理论建模与仿真分析

谢娜, 杜言鲁, 姜世洲, 巩全成, 王明超, 徐飞飞, 王新伟, 齐媛

(西安应用光学研究所, 陕西 西安 710065)

摘要: 为有效指导快速反射镜设计, 开展了快速反射镜理论建模与仿真分析研究。相比以往单自由度运动模型, 该文基于动力学分析, 建立了两轴快速反射镜的多自由度运动微分方程, 推导出被控对象传递函数和对基座扰动的隔离传递函数; 仿真分析了结构谐振频率对被控对象特性的影响, 指出转动固有频率较大时, 被控对象为欠阻尼系统, 传递函数曲线存在谐振峰; 建立了包含结构特性的快速反射镜控制系统仿真模型, 分析了负载质心偏离柔性铰链支承中心、结构谐振频率等对其扰动隔离性能的影响, 指出非工作轴固有频率越大, 对扰动隔离性能越好, 一般选择在伺服系统增益交界频率2倍以上, 工作轴固有频率需权衡扰动隔离性能和电机电力矩约束等进行选择。最后结合实物振动试验, 验证了仿真模型的正确性。

关键词: 快速反射镜; 理论模型; 仿真分析; 固有频率; 结构特性

中图分类号: TN243

文献标志码: A

DOI: [10.5768/JAO202344.0301007](https://doi.org/10.5768/JAO202344.0301007)

Theoretical modeling and simulation analysis for fast steering mirror

XIE Na, DU Yanlu, JIANG Shizhou, GONG Quancheng, WANG Mingchao,

XU Feifei, WANG Xinwei, QI Yuan

(Xi'an Institute of Applied Optics, Xi'an 710065, China)

Abstract: To effectively guide the design of fast steering mirror (FSM), the research of theoretical modeling and simulation analysis for FSM was carried out. Compared with the single degree of freedom motion model, the multiple degrees of freedom motion differential equation of a two-axis FSM was built based on the dynamics analysis, and the transfer function of the controlled object as well as isolation transfer function to the base disturbance were derived. The influence of structure resonance frequency on the characteristics of the controlled object was simulated. When the rotation natural frequency was high, the controlled object was an under-damped system which had resonance peaks. The simulation model was built for the FSM control system with the structural characteristics. The influences of the load centroid deviation from the flexible hinge support center and the structural resonance frequency on the disturbance rejection performance were researched. The disturbance rejection performance would be better when the natural frequency of non-working shaft was higher. Generally, the frequency at the gain junction of the servo system is more than 2 times, and the natural frequency of the working shaft should be selected by weighing the disturbance rejection performance and motor torque constraints. Finally, the correctness of the simulation model was verified via the physical vibration experiments.

Key words: fast steering mirror; theoretical model; simulation analysis; natural frequency; structural characteristics

收稿日期: 2022-05-16; 修回日期: 2022-07-12

基金项目: 陕西省领军人才特支计划基金项目

作者简介: 谢娜 (1991—), 女, 硕士, 工程师, 主要从事光电稳定与跟踪技术研究。E-mail: xiena502840205@163.com

通信作者: 杜言鲁 (1988—), 男, 博士, 高级工程师, 主要从事机载光电稳瞄技术研究。E-mail: duyl_0809@163.com

引言

作为精密控制光束指向的光学器件——快速反射镜(fast steering mirror, FSM)具有体积小、响应速度快、位置精度高等优点,通常与大惯量跟踪框架构成复合轴系统,用于校正主轴系统的跟踪偏差,以及抑制由基座、大气等干扰引起的视轴抖动,广泛应用于激光通信、激光武器、自适应光学等对瞄准线有高精度指向与稳定要求的领域^[1-5]。

建立包含结构特性的FSM控制系统模型,分析结构特性与控制系统间的相互作用,对于指导FSM设计具有重要意义。目前,FSM设计大多采用机电分离的设计方法,无法开展结构特性和伺服控制系统共同作用下FSM性能分析。文献[6]对FSM柔性支承传动结构进行了介绍,并对柔顺传动单元空间构型、刚度分析以及FSM动力学分析方法等进行了归纳;文献[7]通过运动学分析,根据约束和各个自由度间的空间关系,确定挠性支承的约束和自由度模型;文献[8~10]采用理论建模或有限元分析方法对柔性铰链结构特性进行了分析,并基于多目标优化提出了柔性铰链结构设计方法。文献[11~14]对FSM控制系统进行建模和仿真,开展了自适应鲁棒控制、滑模动态面控制以及基于状态空间的现代控制方法研究。文献[15~18]通过动力学分析,建立了包含结构特性的控制系统仿真模型,但仅考虑了工作轴转动刚度,未能分析柔性铰链非工作轴刚度特性和负载质心偏离柔性铰链支承中心等对FSM性能的影响。

本文结合在研的两轴快速反射镜,将柔性铰链结构简化为弹性环节,基于动力学分析建立FSM的运动微分方程,基于传递函数理论推导出被控对象和基座扰动隔离的传递函数,并以此为基础搭建包含结构特性的FSM控制系统仿真模型,分析负载质心偏离柔性铰链支承中心、结构谐振频率等对控制系统性能的影响,从而指导FSM设计。

1 FSM组成及工作原理

以音圈电机驱动的两轴FSM为例,由基座、柔性铰链、反射镜、音圈电机、角度测量传感器和驱动控制系统组成,如图1所示。反射镜、反射镜支撑结构、音圈电机线圈部分构成负载,反射镜支撑结构与音圈电机线圈部分直接连接,音圈电机磁钢以及角度传感器安装在基座上,通过柔性铰链将负载与基座相连。通过音圈电机推拉,使反

射镜发生角度偏转,采用角度测量传感器(如电涡流位移传感器)对角度进行测量,反馈给驱动控制系统,实现FSM的闭环控制。

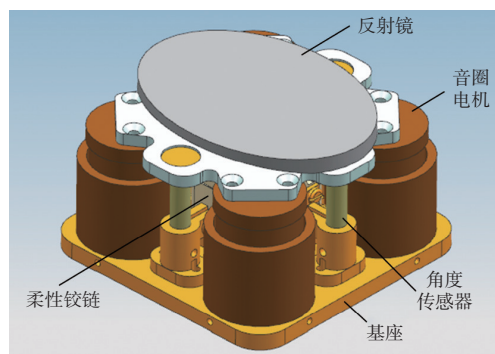


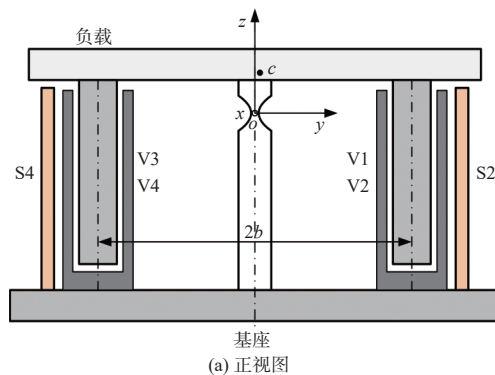
图1 两轴FSM结构组成

Fig. 1 Structural composition diagram of two degrees of freedom FSM

2 FSM理论建模

2.1 FSM动力学模型

作为FSM的关键部件,柔性铰链为反射镜负载运动分配各个方向自由度,以两轴FSM为例,柔性铰链允许绕2个工作轴转动,限制3个轴平动自由度和1个非工作轴的转动自由度。对两轴FSM进行简化,如图2所示。图2(a)为正视图,建立坐标系 $o-xyz$, o 为柔性铰链旋转中心, x 轴垂直纸面向外,通过音圈电机V1、V2推(拉)与音圈电机V3、V4拉(推)实现绕 x 轴转动,音圈电机V1、V2与音圈电机V3、V4在 y 轴方向的间距为 $2b$,通过电涡流传感器S2、S4差分解算得到绕 x 轴的旋转角度。图2(b)为左视图, y 轴垂直于纸面向里,通过音圈电机V2、V3推(拉)与音圈电机V1、V4拉(推)实现绕 y 轴转动,音圈电机V2、V3与音圈电机V1、V4在 x 轴方向的间距为 $2a$,通过电涡流传感器S1、S3差分解算得到绕 y 轴的旋转角度。



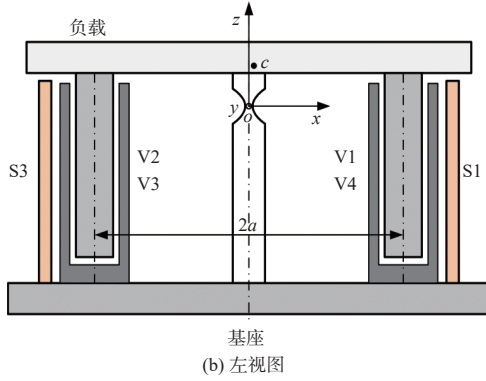


图2 两轴FSM简化模型

Fig. 2 Simplified model of two degrees of freedom FSM

将柔性铰链简化为弹性环节,即等效为3个轴平动刚度 k_x 、 k_y 、 k_z 和3个轴转动刚度 k_α 、 k_β 、 k_γ ,对应各自由度方向的结构阻尼系数分别为 c_x 、 c_y 、 c_z 、 c_α 、 c_β 、 c_γ ,可描述柔性铰链的结构特性。由于结构设计、加工和安装误差等,负载质心 c 不可避免地偏离柔性铰链的转动中心,设偏离位移为 $(\Delta x, \Delta y, \Delta z)^T$ 。

设负载质量为 m ,在建立坐标系 $o-xyz$ 下,负载绕 x 轴的转动惯量为 I_{xx} ,负载绕 y 轴的转动惯量为 I_{yy} 。

设基座的平动位移为 $(x_i, y_i, z_i)^T$,基座的转动角位移为 $(\alpha_i, \beta_i, \gamma_i)^T$,反射镜负载在柔性铰链转动中心处的平动位移为 $(x_o, y_o, z_o)^T$,转动角位移为 $(\alpha_o, \beta_o, \gamma_o)^T$,反射镜负载的运动可看作是平动位移 $(x_o, y_o, z_o)^T$ 和转动角位移 $(\alpha_o, \beta_o, \gamma_o)^T$ 的复合运动。其中负载相对基座的转动角位移为 α 、 β , $\alpha = \alpha_o - \alpha_i$, $\beta = \beta_o - \beta_i$,可由角度传感器测量得到。

反射镜负载相对基座运动,柔性铰链产生的弹性力为

$$\vec{F}_S = \begin{pmatrix} -k_x & 0 & 0 \\ 0 & -k_y & 0 \\ 0 & 0 & -k_z \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_o - x_i \\ y_o - y_i \\ z_o - z_i \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -c_x & 0 & 0 \\ 0 & -c_y & 0 \\ 0 & 0 & -c_z \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_o - \dot{x}_i \\ \dot{y}_o - \dot{y}_i \\ \dot{z}_o - \dot{z}_i \end{pmatrix} \quad (1)$$

反射镜负载质心偏离转动中心,产生的绕转动中心的不平衡力矩为

$$\vec{M}_{S1} = \begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \end{pmatrix} \times (-\vec{F}_S) \quad (2)$$

反射镜负载相对基座转动,柔性铰链产生的转动力矩为

$$\vec{M}_{S2} = \begin{pmatrix} -k_\alpha & 0 & 0 \\ 0 & -k_\beta & 0 \\ 0 & 0 & -k_\gamma \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \alpha_o - \alpha_i \\ \beta_o - \beta_i \\ \gamma_o - \gamma_i \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -c_\alpha & 0 & 0 \\ 0 & -c_\beta & 0 \\ 0 & 0 & -c_\gamma \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\alpha}_o - \dot{\alpha}_i \\ \dot{\beta}_o - \dot{\beta}_i \\ \dot{\gamma}_o - \dot{\gamma}_i \end{pmatrix} \quad (3)$$

音圈电机定子与反射镜支撑结构直接相连,音圈电机施加到反射镜负载上的作用力、转动力矩分别为

$$\vec{F}_V = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ F_{V1} + F_{V2} + F_{V3} + F_{V4} \end{pmatrix} \quad (4)$$

$$\vec{M}_V = \begin{pmatrix} bF_{V1} + bF_{V2} - bF_{V3} - bF_{V4} \\ -aF_{V1} + aF_{V2} + aF_{V3} - aF_{V4} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (5)$$

式中: F_{V1} 、 F_{V2} 、 F_{V3} 、 F_{V4} 为音圈电机V1~V4在 z 轴方向产生的驱动力,沿 z 轴方向为正,反之为负。由于FSM驱动通常采用推拉方式,各音圈电机在 z 轴方向的合力为零。

基于上述动力学分析,可得反射镜负载平移运动 $(x_o, y_o, z_o)^T$ 的运动微分方程为

$$\begin{cases} m\ddot{x}_o + c_x\dot{x}_o + k_x x_o = c_x\dot{x}_i + k_x x_i \\ m\ddot{y}_o + c_y\dot{y}_o + k_y y_o = c_y\dot{y}_i + k_y y_i \\ m\ddot{z}_o + c_z\dot{z}_o + k_z z_o = c_z\dot{z}_i + k_z z_i \end{cases} \quad (6)$$

反射镜负载绕 o 点转动的运动微分方程为

$$\begin{cases} I_{xx}\ddot{\alpha}_o + c_\alpha\dot{\alpha}_o + k_\alpha\alpha_o = c_\alpha\dot{\alpha}_i + k_\alpha\alpha_i - k_y\Delta z(y_o - y_i) + k_z\Delta y(z_o - z_i) + bF_{V1} + bF_{V2} - bF_{V3} - bF_{V4} \\ I_{yy}\ddot{\beta}_o + c_\beta\dot{\beta}_o + k_\beta\beta_o = c_\beta\dot{\beta}_i + k_\beta\beta_i + k_x\Delta z(x_o - x_i) - k_z\Delta x(z_o - z_i) - aF_{V1} + aF_{V2} + aF_{V3} - aF_{V4} \end{cases} \quad (7)$$

当负载质心偏离柔性铰链转动中心的位置 $\Delta x = \Delta y = \Delta z = 0$ 时,转动的运动微分方程为

$$\begin{cases} I_{xx}\ddot{\alpha}_o + c_\alpha\dot{\alpha}_o + k_\alpha\alpha_o = c_\alpha\dot{\alpha}_i + k_\alpha\alpha_i + bF_{V1} + bF_{V2} - bF_{V3} - bF_{V4} \\ I_{yy}\ddot{\beta}_o + c_\beta\dot{\beta}_o + k_\beta\beta_o = c_\beta\dot{\beta}_i + k_\beta\beta_i - aF_{V1} + aF_{V2} + aF_{V3} - aF_{V4} \end{cases} \quad (8)$$

此时基座的线运动不会耦合出反射镜负载的角运动。

选用结构固有频率(平动固有频率、转动固有频率)来表征柔性铰链的结构特性。由式(6)可得

柔性铰链的无阻尼平动固有频率(定义为非工作轴固有频率)为

$$f_{nx} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_x}{m}}, f_{ny} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_y}{m}}, f_{nz} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_z}{m}} \quad (9)$$

由式(8)可得柔性铰链绕x轴、y轴的无阻尼转动固有频率(定义为工作轴固有频率)为

$$f_{rx} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_\alpha}{I_{xx}}}, f_{ry} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_\beta}{I_{yy}}} \quad (10)$$

在柔性铰链结构设计时,允许绕2个工作轴转动(绕x轴和绕y轴转动),即要求 f_{rx} 、 f_{ry} 较小,同时限制非工作轴方向的自由度,即要求 f_{nx} 、 f_{ny} 、 f_{nz} 远大于 f_{rx} 、 f_{ry} ,且越大越好。z轴为反射镜镜面的法线方向,绕z轴的转动不改变光束指向,但为了减少各自由度运动耦合,要求在绕z轴的转动方向上应具有大的刚度。

2.2 被控对象传递函数

音圈电机作为驱动元件,具有精度高、频率响应快等特点,音圈电机结构如图3(a)所示。线圈绕组置于永磁体磁场中,当线圈绕组中电流为*i*时,线圈受到的安培力为 $K_t i$ (K_t 为电机力矩系数),与永磁体的磁感应强度、每匝线圈在磁场中的有效长度、线圈匝数等有关。安培力的方向根据电流

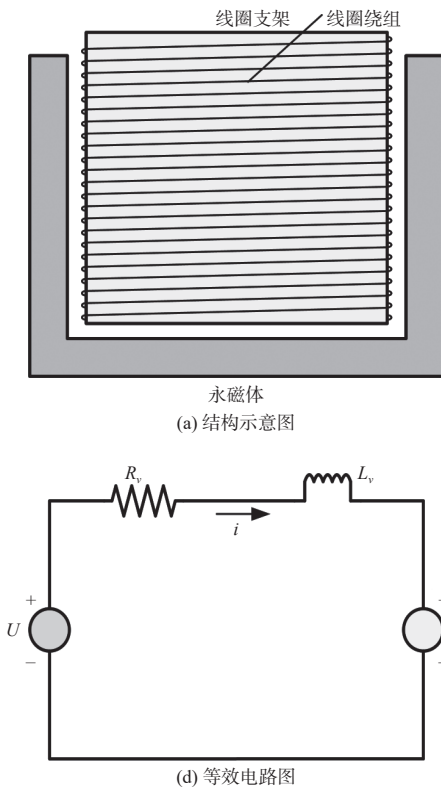


图3 音圈电机简化模型

Fig. 3 Simplified model of voice coil motor

方向和磁场方向由左手定则确定,因此可通过改变电流的大小和方向控制音圈电机出力的大小和方向。

图3(b)为音圈电机的等效电路图。假设音圈电机的电阻为 R_v 、电感为 L_v 、反电动势系数为 K_e 、电机力矩系数为 K_t ,根据基尔霍夫定律可得各个音圈电机的电压平衡方程:

$$U_k = L_v \frac{di_k}{dt} + R_v i_k + K_e \frac{dz_k}{dt} \quad (11)$$

式中: $k=1, 2, 3, 4$; z_k 为音圈电机动子的线位移。各个音圈电机的输出力为

$$F_{vk} = K_t i_k \quad (12)$$

基于极小范数法对控制解耦,各个音圈电机的控制电压 U_k 与两转动轴控制电压 U_α 、 U_β 间的关系为

$$\begin{pmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \\ U_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{4b} & -\frac{1}{4a} \\ \frac{1}{4b} & \frac{1}{4a} \\ -\frac{1}{4b} & \frac{1}{4a} \\ -\frac{1}{4b} & -\frac{1}{4a} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} U_\alpha \\ U_\beta \end{pmatrix} \quad (13)$$

在不考虑基座扰动的情况下,绕x轴、绕y轴的动力学方程分别为

$$I_{xx} \ddot{\alpha} + c_\alpha \dot{\alpha} + k_\alpha \alpha = bF_{v1} + bF_{v2} - bF_{v3} - bF_{v4} \quad (14)$$

$$I_{yy} \ddot{\beta} + c_\beta \dot{\beta} + k_\beta \beta = -aF_{v1} + aF_{v2} + aF_{v3} - aF_{v4} \quad (15)$$

将式(11)~式(13)代入式(14)和式(15)中,并对方程进行拉普拉斯变化,经代数运算后得到传递函数:

$$\frac{\alpha(s)}{U_\alpha(s)} = \frac{K_t}{I_{xx} L_v s^3 + (I_{xx} R_v + c_\alpha L_v) s^2 + (c_\alpha R_v + k_\alpha L_v + 4K_t K_e b^2) s + k_\alpha R_v} \quad (16)$$

$$\frac{\beta(s)}{U_\beta(s)} = \frac{K_t}{I_{yy} L_v s^3 + (I_{yy} R_v + c_\beta L_v) s^2 + (c_\beta R_v + k_\beta L_v + 4K_t K_e a^2) s + k_\beta R_v} \quad (17)$$

考虑到音圈电机电感较小,舍去分母中的三次项,此时传递函数变为

$$\frac{\alpha(s)}{U_\alpha(s)} = \frac{K_t}{K_\alpha R_v} \frac{\omega_{ra}^2}{s^2 + 2\xi_\alpha \omega_{ra} s + \omega_{ra}^2} \quad (18)$$

$$\frac{\beta(s)}{U_\beta(s)} = \frac{K_t}{K_\beta R_v} \frac{\omega_{r\beta}^2}{s^2 + 2\xi_\beta \omega_{r\beta} s + \omega_{r\beta}^2} \quad (19)$$

式中: ω_{ra} 、 $\omega_{r\beta}$ 为增加音圈电机模型后绕x轴和绕

y轴转动方向的谐振频率; ξ_α 、 ξ_β 分别为对应的阻尼比,即:

$$\omega_{ra} = \sqrt{\frac{K_a R_v}{I_{xx} R_v + c_\alpha L_v}}, \quad \xi_\alpha = \frac{c_\alpha R_v + K_a L_v + 4K_t K_e b^2}{2\sqrt{K_a R_v (I_{xx} R_v + c_\alpha L_v)}}$$

$$\omega_{r\beta} = \sqrt{\frac{K_\beta R_v}{I_{yy} R_v + c_\beta L_v}}, \quad \xi_\beta = \frac{c_\beta R_v + K_\beta L_v + 4K_t K_e a^2}{2\sqrt{K_\beta R_v (I_{yy} R_v + c_\beta L_v)}}$$

2.3 基座扰动隔离传递函数

在仅考虑柔性铰链结构特性,控制系统不工作(即音圈电机输出为0)情况下,负载转动的运动微分方程为

$$\begin{cases} I_{xx} \ddot{\alpha}_o + c_\alpha \dot{\alpha}_o + k_\alpha \alpha_o = c_\alpha \dot{\alpha}_i + k_\alpha \alpha_i - k_y \Delta z (y_o - y_i) + k_z \Delta y (z_o - z_i) \\ I_{yy} \ddot{\beta}_o + c_\beta \dot{\beta}_o + k_\beta \beta_o = c_\beta \dot{\beta}_i + k_\beta \beta_i + k_x \Delta z (x_o - x_i) - k_z \Delta x (z_o - z_i) \end{cases} \quad (20)$$

对式(6)和式(20)进行拉普拉斯变化,经代数运算后可得对基座上线加速度扰动 a_x 、 a_y 、 a_z 的隔离传递函数分别为

$$\begin{cases} \frac{\alpha(s)}{a_x(s)} = 0 \\ \frac{\alpha(s)}{a_y(s)} = \frac{1}{I_{xx} s^2 + c_\alpha s + k_\alpha} \frac{m k_y \Delta z}{m s^2 + c_y s + k_y} \\ \frac{\alpha(s)}{a_z(s)} = -\frac{1}{I_{xx} s^2 + c_\alpha s + k_\alpha} \frac{m k_z \Delta y}{m s^2 + c_z s + k_z} \end{cases} \quad (21)$$

$$\begin{cases} \frac{\beta(s)}{a_x(s)} = -\frac{1}{I_{yy} s^2 + c_\beta s + k_\beta} \frac{m k_x \Delta z}{m s^2 + c_x s + k_x} \\ \frac{\beta(s)}{a_y(s)} = 0 \\ \frac{\beta(s)}{a_z(s)} = \frac{1}{I_{yy} s^2 + c_\beta s + k_\beta} \frac{m k_z \Delta x}{m s^2 + c_z s + k_z} \end{cases} \quad (22)$$

由上式可知,基座上沿x轴的线运动不会耦合出反射镜负载绕x轴的转动,沿y轴方向的线运动不会耦合出反射镜负载绕y轴的转动。当负载质心偏离柔性铰链转动中心时,沿y轴、z轴的线运动会耦合出反射镜负载绕x轴的转动,其特性分别与柔性铰链绕x轴的转动固有频率、沿y轴和z轴的平动固有频率有关。沿x轴、z轴的线运动会耦合出反射镜负载绕y轴的转动,其特性分别与柔性铰链绕y轴的转动固有频率、沿x轴和z轴的平动固有频率有关。

对基座上角速率扰动 ω_x 、 ω_y 、 ω_z 的隔离传递函数分别为

$$\begin{cases} \frac{\alpha(s)}{\omega_x(s)} = -\frac{I_{xx} s}{I_{xx} s^2 + c_\alpha s + k_\alpha} \\ \frac{\alpha(s)}{\omega_y(s)} = 0 \\ \frac{\alpha(s)}{\omega_z(s)} = 0 \end{cases} \quad (23)$$

$$\begin{cases} \frac{\beta(s)}{\omega_x(s)} = 0 \\ \frac{\beta(s)}{\omega_y(s)} = -\frac{I_{yy} s}{I_{yy} s^2 + c_\beta s + k_\beta} \\ \frac{\beta(s)}{\omega_z(s)} = 0 \end{cases} \quad (24)$$

由此可知,反射镜负载绕x轴的转动仅由基座上绕x轴的角扰动引起,与基座上绕y轴、z轴的角扰动无关。反射镜负载绕y轴的转动仅由基座上绕y轴的角扰动引起,与基座上绕x轴、z轴的角扰动无关。其对基座角扰动隔离特性与绕x轴和y轴的转动固有频率有关。

3 FSM 仿真分析

3.1 FSM 仿真模型

根据上述建立的FSM动力学方程和音圈电机理论模型,并增加音圈电机驱动器、角度传感器、控制器、以及基座扰动等仿真模型,搭建了FSM的全系统 Matlab/Simulink 仿真模型,如图4所示。

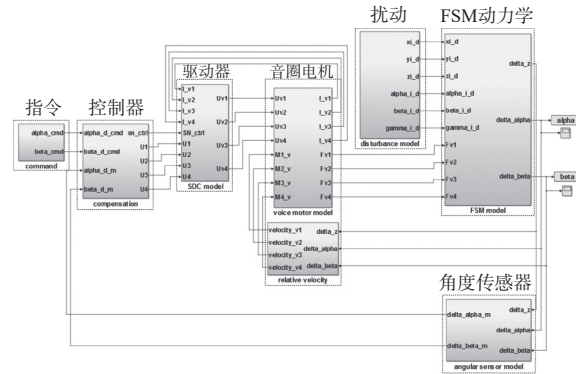


图4 FSM 仿真模型

Fig. 4 Simulation model of FSM

3.2 结构固有频率对被控对象特性影响分析

在音圈电机选定的情况下,分析柔性铰链不同结构固有频率对被控对象特性的影响。以绕x轴转动为例,以控制电压 U_a 为输入,负载相对基座绕x轴的转角 α 为输出,得到被控对象的幅频特性和相频特性曲线,如图5所示。从图5可以看出,在音圈电机参数确定情况下,随着转动固有频率的增加,阻尼比 ξ_α 减小;当转动固有频率较小时,系统为过阻尼系统 ($\xi_\alpha > 1$),幅频特性曲线不会出现谐振峰;当转动固有频率较大时,系统为欠阻尼系统 ($\xi_\alpha < 1$),幅频特性曲线会出现谐振峰。

当反射镜负载质心偏离柔性铰链支承中心时,基座上的线运动会耦合为反射镜负载的角运动,

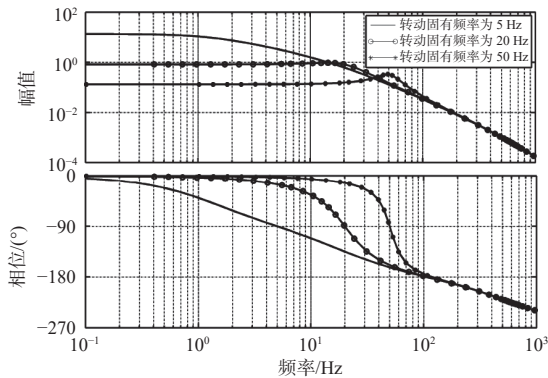
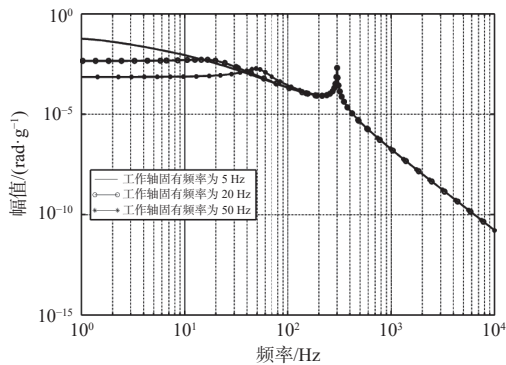


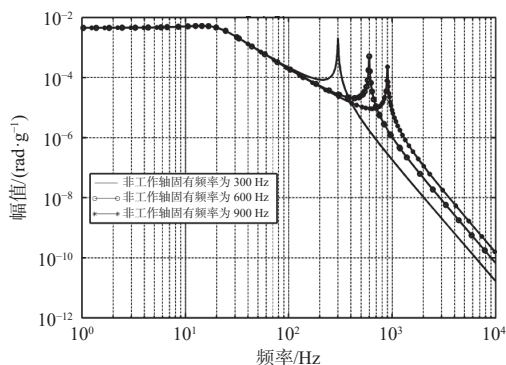
图5 被控对象伯德图

Fig. 5 Bode diagram of controlled object

分析不同结构固有频率下,被控对象对线加速度运动的扰动隔离性能。根据实际加工的柔性铰链模态测试结果,设定工作轴固有频率为 5 Hz、20 Hz 和 50 Hz,设定非工作轴的固有频率为 300 Hz、600 Hz 和 900 Hz。以工作轴固有频率为 5 Hz、20 Hz、50 Hz,非工作轴固有频率为 300 Hz 为例,绘制了其对于基座线加速度扰动的隔离曲线,如图 6(a)所示。从图 6(a)可以看出,随着转动固有频率(或工作轴固有频率)的增加,对基座低频区域线加速度扰动的



(a) 非工作轴固有频率为 300 Hz



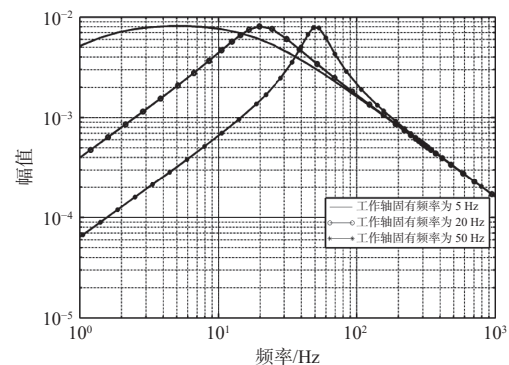
(b) 工作轴固有频率为 20 Hz

图6 不同结构固有频率下对线加速度扰动隔离曲线

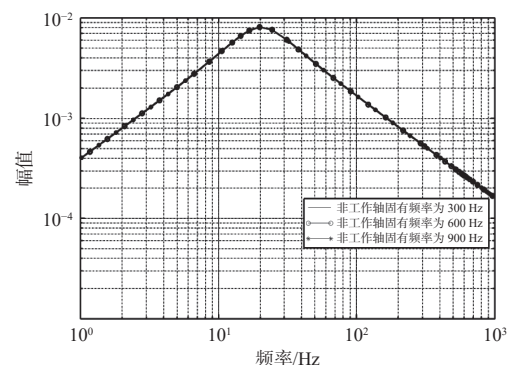
Fig. 6 Rejection curves for linear acceleration disturbance with different structural natural frequency

隔离性能提升了,在转动固有频率(50 Hz)附近隔振性能稍有降低,在非工作轴固有频率处存在谐振峰,对高频区域扰动的隔离性能不变。以工作轴固有频率为 20 Hz,非工作轴固有频率为 300 Hz、600 Hz、900 Hz 为例,绘制了其对于基座线加速度扰动的隔离曲线,如图 6(b)所示。从图 6(b)可以看出,对低频区域扰动的隔离性能基本一致,但随着非工作轴固有频率的增加,在非工作轴固有频率处谐振峰值下降。

快速反射镜基座上也存在角扰动,分析不同转动固有频率下,被控对象对基座角速率运动的扰动隔离性能。以工作轴固有频率为 5 Hz、20 Hz、50 Hz,非工作轴固有频率为 300 Hz 为例,绘制了其对于基座角速率扰动的隔离曲线,如图 7(a)所示。从图 7(a)可以看出,随着转动固有频率的增加,对低频区域扰动的隔离性能提升了,在转动频率附近隔振性能稍有降低,对高频区域的隔离性能保持不变,且在非工作轴固有频率处未出现谐振峰。以工作轴固有频率为 20 Hz,非工作轴固有频率为 300 Hz、600 Hz、900 Hz 为例,绘制了其对于基座角速率扰动的隔离曲线,如图 7(b)所示。从



(a) 非工作轴固有频率为 300 Hz



(b) 工作轴固有频率为 20 Hz

图7 不同结构固有频率下对角速率扰动隔离曲线

Fig. 7 Rejection curves for angular rate disturbance with different structural natural frequency

图 7(b)可以看出, 改变非工作轴固有频率, 对基座角速率扰动的隔离曲线保持不变, 说明非工作轴固有频率对基座角扰动隔离性能无影响。

3.3 结构固有频率对 FSM 控制性能影响分析

假定 FSM 的工作轴固有频率为 5 Hz, 非工作轴固有频率为 300 Hz, 控制器采用经典 PID 控制, 经 PID 参数整定后, 控制系统的开环传递函数和闭环传递函数如图 8 所示。从图 8 可知, 系统增益交界频率为 300 Hz, 相位裕度为 60° ; 相位交界频率为 421 Hz, 增益裕量为 40.1 dB; 系统的闭环带宽 (-3 dB) 为 480 Hz。

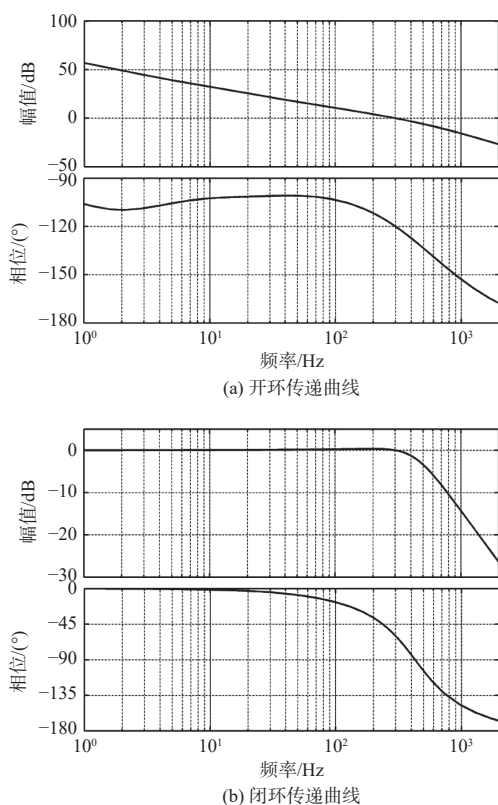


图 8 FSM 控制系统传递函数曲线

Fig. 8 Transfer function curves of FSM control system

保持控制器参数不变, 非工作轴固有频率为 300 Hz, 改变 FSM 工作轴转动固有频率, 得到系统的闭环传递函数曲线, 如图 9 所示。从图 9 可以看出, 随着转动固有频率的增加, 系统的控制性能变差, 转动固有频率越小, 对控制性能越有利。以对 10 Hz 指令信号跟踪为例, 如图 10 所示, 工作轴固有频率为 50 Hz 时, 输出信号的幅值为指令信号的 80%, 跟踪偏差较大, 主要由转动固有频率较大时系统为欠阻尼系统引起的。引入速度反馈对谐振峰值进行抑制, 闭环传递函数曲线如图 11 所示。

从图 11 可以看出, 速度反馈可提升 FSM 控制性能。

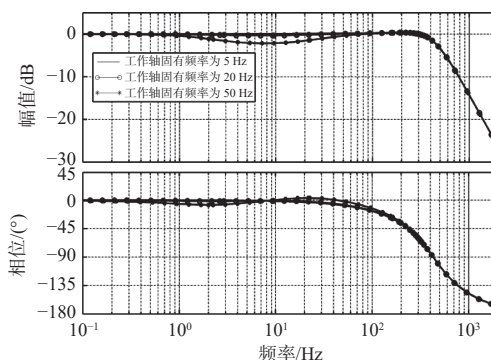


图 9 不同转动固有频率下 FSM 控制系统传递曲线

Fig. 9 Transfer curves of FSM control system with different rotation natural frequencies

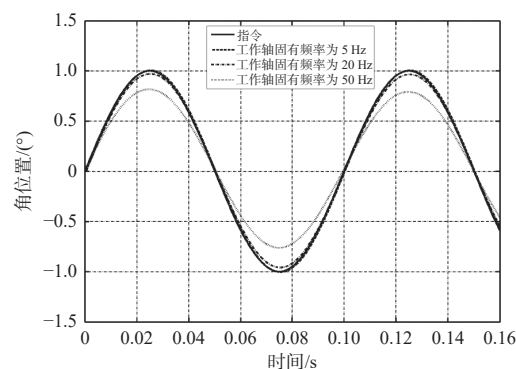


图 10 对 10 Hz 正弦指令跟踪曲线

Fig. 10 Tracking curves to 10 Hz sine command

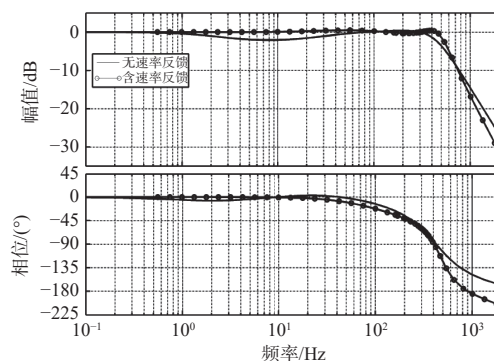


图 11 含速率反馈 FSM 控制系统传递曲线

Fig. 11 Transfer curves of FSM control system with rate feedback

在 FSM 闭环控制下, 分析反射镜基座线运动隔离性能。以工作轴固有频率为 5 Hz、20 Hz、50 Hz, 非工作轴固有频率为 300 Hz 为例, 绘制了 FSM 闭环控制系统对基座线加速度扰动的隔离曲线, 如图 12(a) 所示。从图 12(a) 可以看出, 随着转动固有频率(或工作轴固有频率)的增加, 对基座低频

区域线加速度扰动的隔离性能有提升,在非工作轴固有频率处存在谐振峰。以工作轴固有频率为 20 Hz,非工作轴固有频率为 300 Hz、600 Hz、900 Hz 为例,绘制了 FSM 闭环控制系统对基座线加速度扰动的隔离曲线,如图 12(b)所示。从图 12(b)可以看出,FSM 闭环控制系统对低频区域扰动的隔离性能基本一致,随着非工作轴固有频率的增加,在非工作轴固有频率处谐振峰值下降。

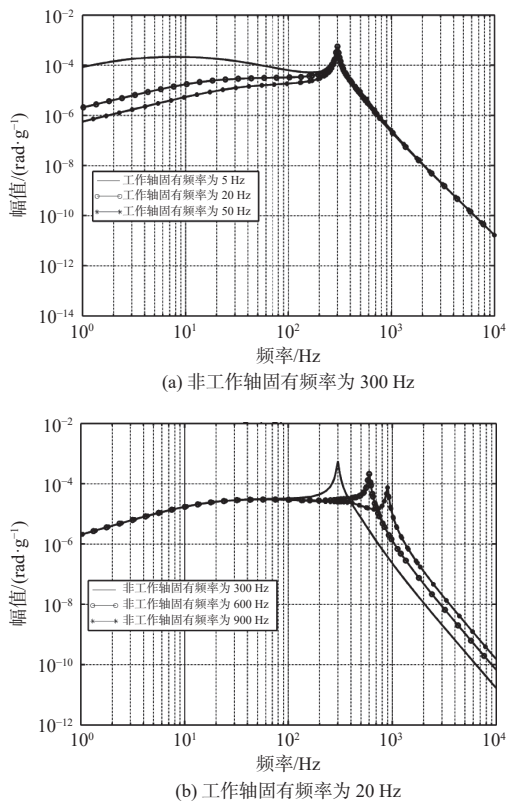


图 12 不同结构固有频率下 FSM 闭环控制系统对线加速度扰动隔离曲线

Fig. 12 Rejection curves for linear acceleration disturbance of FSM closed-loop control system with different structural natural frequencies

同样在 FSM 闭环控制下,分析反射镜基座角扰动的隔离性能。以工作轴固有频率为 5 Hz、20 Hz、50 Hz,非工作轴固有频率为 300 Hz 为例,绘制了其对基座角速率扰动的隔离曲线,如图 13(a)所示。从图 13(a)可以看出,随着转动固有频率的增加,FSM 闭环控制系统对低频区域扰动的隔离性能提升了,对中频区域扰动隔离性能变差,对高频区域的隔离性能保持不变,在非工作轴固有频率处未出现谐振峰。以工作轴固有频率为 20 Hz,非工作轴固有频率为 300 Hz、600 Hz、900 Hz 为例,绘制了其对基座角速率扰动的隔离曲线,如图 13(b)

所示。从图 13(b)可知,非工作轴固有频率对基座角速率扰动隔离曲线无影响。

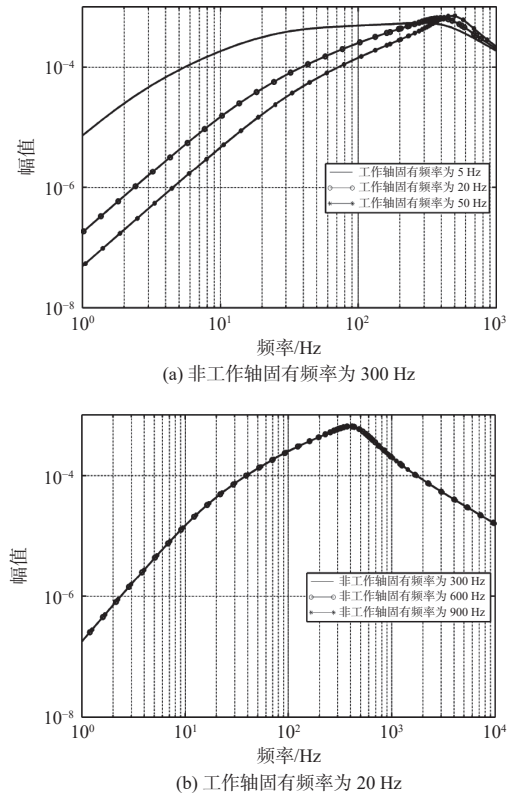
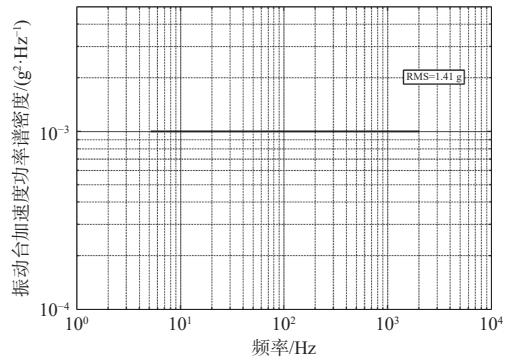


图 13 不同结构固有频率下 FSM 闭环控制系统对角速率扰动隔离曲线

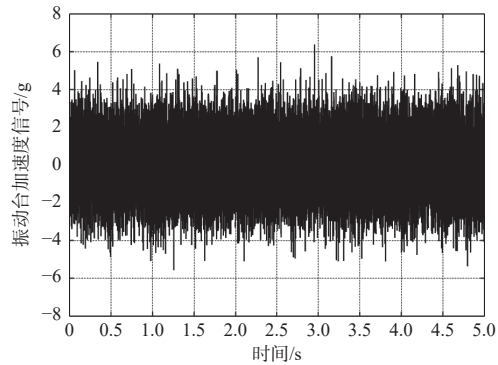
Fig. 13 Rejection curves for angular rate disturbance of FSM closed-loop control system with different structural natural frequencies

4 FSM 振动试验

对在研 FSM 进行模态测试,测得转动轴固有频率为 25 Hz 左右,非工作轴固有频率为 515 Hz 左右;伺服系统调试后,开环穿越频率为 293 Hz,相位裕度设置为 52° 。开展随机振动试验,随机振动功率谱如图 14(a)所示;通过加速度计测量振动台的线加速度,如图 14(b)所示。利用 FSM 内电涡流传感器测量伺服使能前后 FSM 的角位置信号,结果如图 15 所示。对角位置信号进行功率谱分析,与振动台功率谱比较,求得 FSM 对线振动的隔离度曲线,如图 16 所示。从图 16 可以看出,在 511 Hz 附近存在谐振峰,与非工作轴固有频率接近,与仿真分析结果一致,验证了仿真模型的正确性。另外,实际系统在 733 Hz 处结构谐振,可能为反射镜镜体自身的结构特性,在所建立的模型中无法表征。



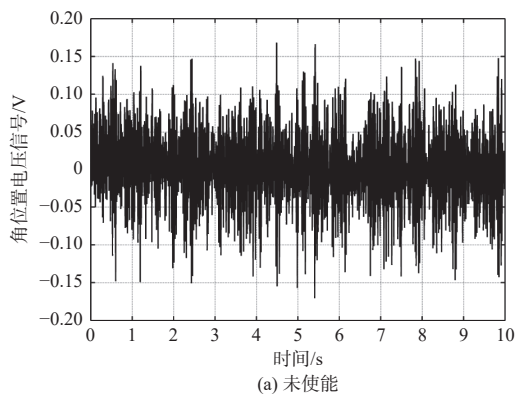
(a) 振动功率谱密度



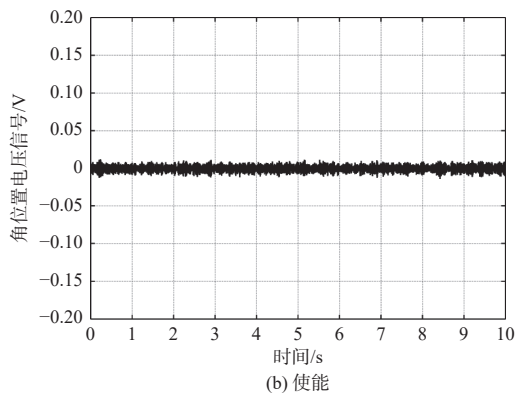
(b) 随机振动信号

图 14 振动台随机振动

Fig. 14 Random vibration of vibrating table



(a) 未使能



(b) 使能

图 15 随机振动下 FSM 角位置信号

Fig. 15 Angular position signals of FSM with random vibration

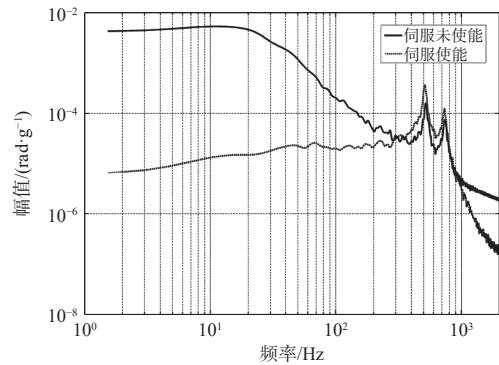


图 16 随机振动下 FSM 对线加速度扰动隔离曲线

Fig. 16 Rejection curves for linear acceleration disturbance of FSM with random vibration

5 结论

通过对 FSM 理论建模与仿真分析,并通过振动试验对仿真模型进行了验证,得到以下结论:

1) 被控对象特性与电机选型和转动固有频率等有关。在音圈电机选定后,转动固有频率较小,被控对象为过阻尼系统,其传递函数曲线不会出现谐振峰;转动固有频率较大时,被控对象为欠阻尼系统,其传递函数曲线存在谐振峰,通过速率反馈,可将被控对象调整为临界阻尼系统,从而提升 FSM 控制性能。

2) 当负载质心偏离柔性铰链转动中心时,反射镜基座的线运动会耦合出角运动,并在平动固有频率处存在谐振峰,而且平动固有频率越高,引起的谐振幅值越小,因此 FSM 结构设计时非工作轴固有频率越大越好。

3) 对反射镜基座角扰动的隔离性能是:在低频区域转动固有频率增加,对角扰动的隔离性能越好;在中频区域转动固有频率增加,对角扰动的隔离性能变差;在高频区域对角扰动的隔离性能基本保持不变。随着转动固有频率的增大,为了克服柔性铰链弹性力,对音圈电机输出力要求较高,但由于尺寸、重量限制,音圈电机的选择受到限制。在音圈电机选定后,转动固有频率选择过大时,被控对象会出现谐振峰,使得 FSM 控制系统复杂或达不到性能要求,因此需要权衡各方面因素,对转动固有频率进行选取。

参考文献:

- [1] 王震,程雪岷.快速反射镜研究现状及未来发展[J].应用光学,2019,40(2):373-379.

- WANG Zhen, CHENG Xuemin. Research progress and development trend of fast steering mirror[J]. *Journal of Applied Optics*, 2019, 40(2): 373-379.
- [2] 杜言鲁, 丁亚林, 许永森, 等. 两轴快速反射镜视轴指向与速率补偿分析[J]. *红外与激光工程*, 2017, 46(9): 252-258.
- DU Yanlu, DING Yalin, XU Yongsan, et al. Analysis of LOS pointing and rate compensation for two-axis FSM[J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2017, 46(9): 252-258.
- [3] 徐飞飞, 纪明, 解静, 等. FSM在高精度瞄准线稳定系统中的应用研究[J]. *应用光学*, 2012, 33(1): 9-13.
- XU Feifei, JI Ming, XIE Jing, et al. Application of FSM in high accuracy line-of-sight stabilization[J]. *Journal of Applied Optics*, 2012, 33(1): 9-13.
- [4] XIU Jihong, HUANG Pu, LI Jun, et al. Line of sight and Image motion compensation for step and stare imaging system[J]. *Applied Sciences*, 2020(10): 7119.
- [5] 邢海斌, 刘力双, 夏润秋, 等. 快速高精度电动调整镜研究[J]. *应用光学*, 2021, 42(6): 949-955.
- XING Haibin, LIU Lishuang, XIA Runqiu, et al. Fast and high-precision electric adjusting mirror[J]. *Journal of Applied Optics*, 2021, 42(6): 949-955.
- [6] 范大鹏, 谭若愚. 快速反射镜中柔顺传动机构应用与研究现状[J]. *中国机械工程*, 2020, 31(24): 2899-2909.
- FAN Dapeng, TAN Ruoyu. Applications and research status of compliant transmission mechanisms in fast steering mirror[J]. *China Mechanical Engineering*, 2020, 31(24): 2899-2909.
- [7] 王大吉, 樊越. 快速反射镜挠性支承运动学设计[J]. *应用光学*, 2021, 42(3): 413-417.
- WANG Dazhi, FAN Yue. Design of flexible support for fast steering mirror via kinematic principles[J]. *Journal of Applied Optics*, 2021, 42(3): 413-417.
- [8] 汪奎, 辛宏伟, 曹乃亮, 等. 空间相机快速反射镜的两轴柔性支撑结构设计[J]. *红外与激光工程*, 2019, 48(12): 223-230.
- WANG Kui, XIN Hongwei, CAO Nailiang, et al. Design of two-axis flexible support structure for fast steering mirror in space cameras[J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2019, 48(12): 223-230.
- [9] 赵磊, 纪明, 王佳, 等. 万向柔性铰链连接快速反射镜的设计与仿真[J]. *红外与激光工程*, 2019, 48(2): 164-170.
- ZHAO Lei, JI Ming, WANG Jia, et al. Design and simulation of fast steering mirrors connected by universal flexure hinges[J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2019, 48(2): 164-170.
- [10] 张玮钊. 快速控制反射镜固有频率多目标优化设计研究[D]. 北京: 中国科学院大学, 2021.
- ZHANG Weifan. Research on multi-objective optimization design of fast steering mirror natural frequency[D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2021.
- [11] 方连伟, 史守峡. 快速反射镜控制回路设计与仿真[J]. *激光与红外*, 2020, 50(10): 1233-1240.
- FANG Lianwei, SHI Shouxia. Closed loop design and simulation of fast steering mirror[J]. *Laser & Infrared*, 2020, 50(10): 1233-1240.
- [12] 李贤涛, 张晓沛, 毛大鹏, 等. 高精度音圈快速反射镜的自适应鲁棒控制[J]. *光学精密工程*, 2017, 25(9): 2428-2436.
- LI Xiantao, ZHANG Xiaopei, MAO Dapeng, et al. Adaptive robust control over high-performance VCM-FSM[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2017, 25(9): 2428-2436.
- [13] 魏文军, 赵雪童. 滑模动态面控制在快速反射镜系统中的应用[J]. *应用光学*, 2018, 39(5): 714-721.
- WEI Wenjun, ZHAO Xuetong. Application of sliding mode dynamic surface control in fast steering mirror[J]. *Journal of Applied Optics*, 2018, 39(5): 714-721.
- [14] 艾志伟, 嵇建波, 李静, 等. 快速反射镜状态模型构建方法及其控制系统设计[J]. *红外技术*, 2020, 42(1): 40-45.
- AI Zhiwei, JI Jianbo, LI Jing, et al. State model construction method for fast steering mirror and its control system design[J]. *Infrared Technology*, 2020, 42(1): 40-45.
- [15] 赵磊, 纪明, 王明歆, 等. 快速反射镜驱动形式对伺服带宽的影响[J]. *光学精密工程*, 2019, 27(2): 393-401.
- ZHAO Lei, JI Ming, WANG Mingxin, et al. Influence of driving forms on servo bandwidth in fast steering mirror[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2019, 27(2): 393-401.
- [16] 陈国真, 徐斯强, 刘品宽, 等. 大行程快速反射镜的结构设计与带宽特性[J]. *光学精密工程*, 2020, 28(1): 90-101.
- CHEN Guozhen, XU Siqiang, LIU Pinkuan, et al. Structural design and bandwidth characteristic of a fast steering mirror with large travel range[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2020, 28(1): 90-101.

- YUAN Linguang, XUE Zhanli, LI Hongguang, et al. Measurement of normal emissivity of materials at low temperature[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2016, 24(1): 59-64.
- [14] 袁良, 占春连, 李燕, 等. 红外目标光谱辐射亮度测试技术[J]. *红外与激光工程*, 2015, 44(12): 3807-3811.
- YUAN Liang, ZHAN Chunlian, LI Yan, et al. Testing technology of spectral radiance of infrared target[J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2015, 44(12): 3807-3811.
- [15] 中国人民解放军总装备部电子信息基础部. 材料涂层反射率和发射率测试方法第2部分: 发射率: GJB5023.2-2003 [S]. 北京: 总装备部军标出版发行部, 2003.
- Department of Electronic Information, General Equipment Department, PLA. Materials coatings - test methods for reflectivity and emissivity - part 2: emissivity GJB5023.2-2003 [S]. Beijing: General Armament Department Military logo Publishing and Distribution Department, 2003.
- [16] 国防科技工业一级计量站. 红外材料光谱发射率测量系统校准规范: JJF (军工) 150-2017 [S]. 北京: 国家国防科技工业局, 2018.
- National Defense Science, Technology and Industry Level I Metering Station. Calibration specification for infrared material spectral emissivity measurement system: JJF150-2017 [S]. Beijing: State Administration of Science, Technology and Industry for National Defence, 2018.
-
- (上接第 522 页)
- [17] 黑沫, 鲁亚飞, 张智永, 等. 基于动力学模型的快速反射镜设计[J]. *光学精密工程*, 2013, 21(1): 53-61.
- HEI Mo, LU Yafei, ZHANG Zhiyong, et al. Design of fast steering mirror based on dynamic model[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2013, 21(1): 53-61.
- [18] 鲁亚飞. 快速反射镜机械结构特性设计问题研究[D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2009.
- LU Yafei. Research on fast/fine steering mirror system[D]. Changsha: National University of Defence Technology, 2009.