

光电伺服转台机械振动问题的仿真与分析

高世林¹, 张天琦¹, 温庆荣¹, 徐明轩¹, 刘孟歆²

(1. 中电子科技集团公司第十一研究所, 北京 100015; 2. 北京大学 信息科学技术学院 北京 100871)

摘要: 针对某型光电伺服转台的机械结构与工作方式, 建立简化动力学模型, 列出方位轴电机控制系统框图, 并运用 MATLAB 对其进行仿真分析。求出谐振频率并与实测值进行对比, 来验证简化力学模型的准确性。并分析钢架扭转刚度、驱动组件转动惯量、负载组件转动惯量与谐振结果之间的关系。

关键词: 光电伺服转台; 谐振; 固有频率; 扭转刚度; 转动惯量

中图分类号: TN216; TP273 **文献标识码:** A **DOI:** 10.3969/j.issn.1001-5078.2026.02.017

Simulation and analysis of photoelectric servo turntable mechanical vibration

GAO Shi-lin¹, ZHANG Tian-qi¹, WEN Qing-rong¹, XU Ming-xuan¹, LIU Meng-xin²

(1. The 11th Research Institute of CETC, Beijing 100015, China;

2. School of Electronics Engineering and Computer Science, Peking University, Beijing 100871, China)

Abstract: For a certain type of photoelectric servo turntable mechanical structure and working mode, a simplified mechanical model is established, and the block diagram of the azimuth axis motor control system is outlined. MATLAB is applied to conduct simulation analysis. The resonance frequency is obtained for comparison with the measured values to verify the accuracy of the simplified mechanical model. And the relationships between the resonant results and the torsional stiffness of the steel frame, the rotational inertia of the drive assembly, and the rotational inertia of the load assembly are analyzed.

Keywords: photoelectric servo turntable; resonance vibration; resonant frequency; torsional stiffness; inertia

1 引言

某型精密光电跟踪系统主要用于对半球空域目标的侦察与实时跟踪,^[1]通过中波与长波两台热像仪对被跟踪目标进行测距,并实现跟踪目标位置参数的传送。该转台需要工作在车载平台上。在实际工作状态下,转台与车载平台发生谐振。转台作为光电跟踪系统中的核心结构,既是光学系统的载体,又是控制系统的控制对象,振动会严重影响系统的性能。^[2]为了探究并解决这一问题,本文提出了一种简化的力学模型,并与控制系统联立进行仿真分析,并得出结论,希望对今后转台的设计提供参考。

2 系统模型建立

2.1 建立动力学简化示意图

实验室环境下,转台架设在钢架上,如图1所示。

光电伺服转台由驱动组件和负载组件两部分组成,负载组件靠驱动组件内部的直流力矩电机驱动,实现360°连续旋转。转台整体工作在钢架上。

转台加电,当给定方位轴电机一个转动值 θ_{ref} 后,电机带动负载组件转动。当转动到给定值后,转台与钢架发生谐振,方位轴无法达到稳定状态。针对这一问题建立系统实验室工作状态下的力学模型简图如图2所示。

图2中钢架简化为一个扭簧阻尼系统,扭簧扭

转刚度为 K_t 、阻尼系数为 c 、驱动组件转动惯量 J_1 、负载组件转动惯量 J_2

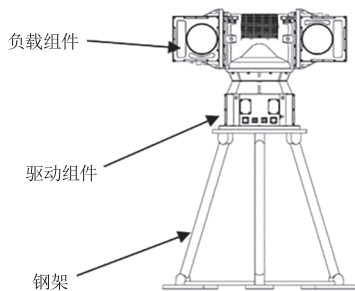


图 1 转台与钢架模型

Fig. 1 The model of turntable and steel frame

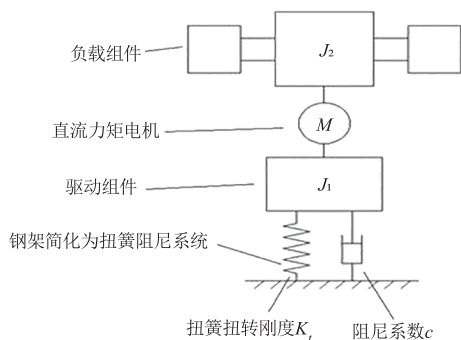


图 2 力学模型简图

Fig. 2 The schematic diagram of mechanical model

2.2 建立动力学方程

根据力学模型建立动力学方程：^[3]

$$\begin{cases} M \pm M_2 = J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \\ -M \pm M_1 = J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + C \frac{d\varphi_1}{dt} + K_t \varphi_1 \end{cases} \quad (1)$$

由该方程组可以看出这是一个两自由度二阶系统。其中，第一个方程是以负载组件为研究对象，负载组件受到电机驱动力矩 M ，外界扰动 $\pm M_2$ ， φ_2 为负载组件转角；第二个方程是以驱动组件为研究对象，驱动组件受到电机驱动力矩 $-M$ ，外界扰动 $\pm M_1$ ， φ_1 为驱动组件转角，第二个方程是一个典型的二阶阻尼系统。

2.3 绘制动力学框图

根据动力学方程，经过 Laplace 变换：

$$\begin{aligned} M(s) \pm M_2(s) &= J_2 s^2 \varphi_2(s) \\ -M(s) \pm M_1(s) &= J_1 s^2 \varphi_1(s) + Cs\varphi_1(s) + K_t \varphi_1(s) \end{aligned}$$

得到力学传递函数：

$$\theta(s) = \varphi_2(s) - \varphi_1(s) = \frac{1}{J_2 s^2} [M(s) \pm M_2(s)]$$

$$= \frac{1}{J_1 s^2 + cs + K_t} [-M(s) \pm M_1(s)] \quad (2)$$

从而得到传递函数框图^[4]如图 3 所示：

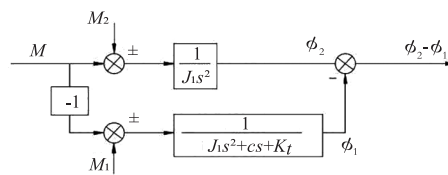


图 3 力学传递函数

Fig. 3 Mechanics transfer function

2.4 绘制系统框图

根据动力学方程和控制系统绘制出系统框图，如图 4 所示。控制器采用传统的 PID 控制，电机输出扭矩 M ，驱动组件与负载组件的转角分别为 φ_1 与 φ_2 ，而 $\varphi_2 - \varphi_1$ 为码盘实际检测量，也是被控量。

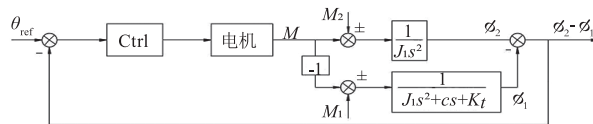


图 4 系统传递函数

Fig. 4 System transfer function

观察框图，可以发现该系统有以下特点：

- 1) 整个系统 $\varphi_2 - \varphi_1$ 作为一个大的反馈环，即位置反馈。（注：实际控制系统在 ctrl 内部还有一个角速度反馈，但本文主要以机械振动为研究对象，为了提高仿真效率，并没有引入角速度反馈）
- 2) 在力学框图部分可以看出作为驱动组件受力方程(式 2)对应的传递函数并不是反馈调节，而是增大 $\varphi_2 - \varphi_1$ 的主要因素，这就是产生谐振的根本原因。
- 3) 当 K_t 无穷大时，即钢架高度无穷大时， $\lim_{K_t \rightarrow \infty} \frac{1}{J_1 s^2 + cs + K_t} = 0$ ，也就是说支撑钢架部分 $\varphi_1 = 0$ ，该系统只需要调节控制参数就可以达到稳定而不发生谐振，这也是与实际情况和常识相符的。

3 MATLAB 仿真与分析

3.1 MATLAB 仿真

根据系统框图，利用 MATLAB 中 Simulink 模块建立系统模型，^[5]如图 5 所示。

系统实际测量的方法就是给负载组件一个目标角度值，在系统发生谐振时，实测方位轴编码器读数，并换算成频率。为了与实际测量方法一致，仿真模型没有设置外界扰动 $M1$ 与 $M2$ 。而是给定了一个角位移量：0.5rad。

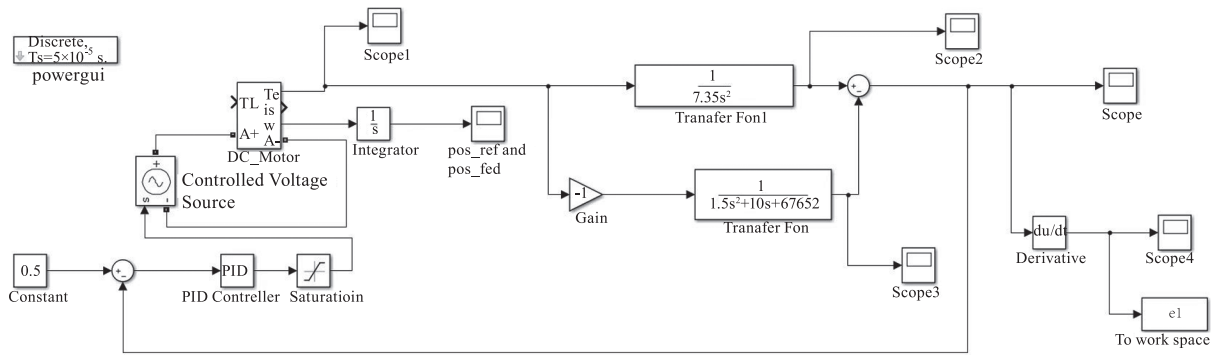


图5 仿真模型

Fig.5 Simulation model

动力学参数设置:

1) 驱动组件转动惯量: $J_1 = 1.5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

2) 负载组件转动惯量: $J_2 = 7.35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

3) 钢架扭转刚度:

$$K_t = J_1 \cdot (2\pi f_i)^2 \quad (3)$$

其中钢架固有频率实测值^[6]: $f_i = 33.8 \text{ Hz}$

代入(3)式计算钢架扭转刚度为: 67652 Nm/rad

3.2 仿真结果与实测值对比

如图6所示,仿真结果显示,方位轴电机角速度谐频率出现在 34.7 Hz 左右,而实际测试结果是 35.0 Hz,误差在 1% 以内,由此可以得出结论,该力学模型可以比较精确的反映出实际振动情况。

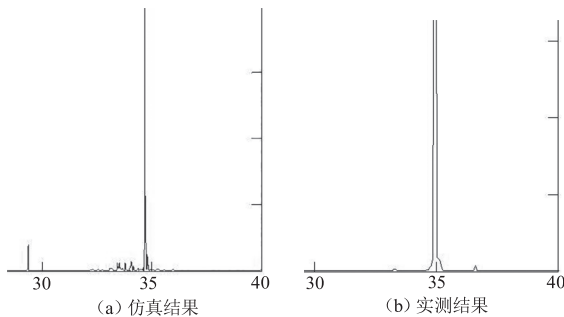


图6 仿真结果与实测结果角速度频谱对比图

Fig.6 The angular velocity frequency spectrum comparison diagram between simulation and actual measurement

表1 谐振频率,角速度振幅随钢架扭转刚度的变化关系

Tab.1 The relation between resonant frequency, angular velocity amplitude and steel frame torsional stiffness

$K_t / (\text{N} \cdot \text{m})$	2.4×10^4	2.6×10^4	2.8×10^4	3×10^4	4×10^4	5×10^4	6×10^4
f / Hz	21.4	22.5	23.2	23.9	27.1	30.1	33.1
A	393.6	226.3	130.6	110.4	94.4	67.7	45.1
$K_t / (\text{N} \cdot \text{m})$	7×10^4	8×10^4	9×10^4	10×10^4	15×10^4	20×10^4	25×10^4
f / Hz	35.2	37.5	39.7	41.9	51.0	58.8	65.4
A	52.2	49.0	37.4	29.6	26.5	17.2	10.4

4 动力学参数分析

4.1 钢架扭转刚度 K_t 对结果的影响

在驱动组件转动惯量 J_1 、负载组件转动惯量 J_2 保持不变的情况下,改变钢架扭转刚度 K_t ,观察谐振频率 f ,对应的角速度振幅 A 与钢架扭转刚度 K_t 之间的关系,如表1所示。从表中我们不难看出,谐振频率 f 随钢架扭转刚度 K_t 的增大而增大,角速度振幅 A 随钢架扭转刚度 K_t 的增大而减小。从而得出增大支撑结构刚度,是减弱谐振的根本途径的结论。

4.2 驱动组件转动惯量 J_1 、负载组件转动惯量 J_2 对结果的影响

在钢架扭转刚度 K_t 保持不变的情况下,改变驱动组件转动惯量 J_1 、负载组件转动惯量 J_2 ,观察谐振频率 f ,对应的角速度振幅 A 与驱动组件转动惯量 J_1 、负载组件转动惯量 J_2 的关系,如表2和表3所示。从表中我们不难看出,谐振频率 f 随驱动组件转动惯量 J_1 的减小而减小,基本不随负载组件转动惯量 J_2 的变化而变化;角速度振幅 A 随驱动组件转动惯量 J_1 、负载组件转动惯量 J_2 变化趋势比较复杂,规律不是十分明显,总体上体现为 J_2/J_1 越大,振幅 A 越大,负载组件转动惯量 J_2 越大,振幅 A 越大。

表 2 谐振频率(f)与驱动组件转动惯量、负载组件转动惯量的变化关系(单位:Hz)

Tab. 2 The relation between resonant frequency and drive assembly rotational inertia, load assembly rotational inertia(Unit: Hz)

$J_2/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$J_1/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$							
	0.8	1.0	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3
4	32.6	28.8	25.4	23.7	22.5	22	19.9	19.0
5	32.6	29.1	25.6	23.9	22.8	21.0	20.0	19.1
6	33.0	29.4	25.8	24.2	22.3	21.1	20.1	19.2
7	32.1	28.7	26.2	23.8	22.4	21.1	20.1	19.3
7.35	32.3	28.8	25.7	23.9	22.4	21.2	20.2	19.3
8	32.0	28.8	25.8	23.9	22.4	21.2	20.2	19.3
9	32.1	28.7	25.3	24	22.5	21.3	20.3	19.4

表 3 角速度振幅(A)与驱动组件转动惯量、负载组件转动惯量的变化关系

Tab. 3 The relation between angular velocity amplitude and drive assembly rotational inertia, load assembly rotational inertia

$J_2/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$J_1/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$							
	0.8	1.0	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3
4	102.8	32.4	156.6	115.8	80.8	20	150.6	172.4
5	127.3	133.2	123.7	96.8	48.0	105.6	159.6	151.0
6	82.0	96.2	79.8	70.2	79.2	128.9	114.9	126.7
7	17.9	179.3	61.8	86.8	114.4	127.0	115.6	104.9
7.35	23.2	358.4	101.2	110.4	103.2	118	98.0	92.2
8	193.4	324.0	47.1	133.2	114.7	100.9	99.8	93.1
9	204.6	150.5	279.4	90.2	111.4	109.0	84.2	80.5

6 结 论

本文根据光电伺服转台的工作方式建立了机械振动力学模型,并运用 MATLAB 进行仿真,将仿真出的结果与实测值进行对比,误差在 1% 以内,证明力学模型可以比较精确的反映出真实情况。

同时分析了钢架扭转刚度 K_t 、驱动组件转动惯量 J_1 、负载组件转动惯量 J_2 与谐振频率 f ,以及 f 对应的角速度振幅 A 之间的关系,得出了支撑结构刚度越大,转台越不容易发生谐振的结论,同时为今后类似的设计提供经验性的指导。

通过对谐振频率 f 与对应角速度振幅 A 随驱动组件转动惯量 J_1 、负载组件转动惯量 J_2 变化关系的分析,也得出了 J_2/J_1 越大,振幅 A 越大,负载组件转动惯量 J_2 越大,振幅 A 越大的基本规律。同时可以通过调节伺服系统控制参数来改善谐振情况。

参考文献:

- [1] Liu Z F, Guo Y L, Guo X S, et al. Structure design of the turntable for vehicle panoramic sight system[J]. New Technology & New Process, 2021, (3): 36-39. (in Chinese)
刘张飞, 郭渝琳, 郭新胜, 等. 车载周视瞄准系统转台结构设计[J]. 新技术新工艺, 2021, (3): 36-39.
- [2] Shi J F, Cheng P F, Yuan H, et al. Analysis and verifica-

tion of effect of micro-vibration on space photoelectric payload imaging[J]. Acta Optica Sinica, 2019, 39(5): 0520001. (in Chinese)

石进峰, 成鹏飞, 袁灏, 等. 微振动对空间光电载荷成像影响分析与验证[J]. 光学学报, 2019, 39(5): 0520001.

- [3] The Theoretical Mechanics Teaching and Research Section of Harbin Institute of Technology. Theoretical mechanics (II) [M]. 9th ed. Beijing: Higher Education Press, 2023. (in Chinese)
哈尔滨工业大学理论力学教研室. 理论力学-II [M]. 9 版. 北京: 高等教育出版社, 2023.
- [4] Wang C, Li R F. Control system theory and applications [M]. 2nd ed. Beijing: Beijing University of Posts and Telecommunications Press, 2009. (in Chinese)
王枫, 李睿凡. 控制系统理论及应用 [M]. 2 版. 北京: 北京邮电大学出版社, 2009.
- [5] Cheng J, Liu S L. The analysis of nonlinear vibration simulation and the characteristic for single pendulum based on MATLAB [J]. Software, 2022, 43(6): 1-5, 21. (in Chinese)
程杰, 刘胜利. 基于 MATLAB 的单摆非线性振动仿真及其特性分析[J]. 软件, 2022, 43(6): 1-5, 21.
- [6] Jia P. The vibration detection system based on FBG acceleration sensor [D]. Nanchang: Nanchang Hangkong University, 2018. (in Chinese)
贾鹏. 基于 FBG 加速度传感器的振动检测系统 [D]. 南昌: 南昌航空大学, 2018.