

直驱式光电稳像平台载荷能力的计算与分析

杨克明 刘 晴

新乡北方车辆仪表有限公司, 河南 新乡 453000

[摘要] 稳像平台作为光电观察设备的载体, 其通过伺服系统带动载荷进行俯仰和方位方向的旋转, 以实现光电观察设备的搜索、跟踪及观察功能。载荷是稳像平台结构设计的重要依据, 正确充分分析各种载荷的分布规律及大小, 在此基础上确定电机的输出扭矩和功率, 才能保证所设计的平台在刚度、强度、寿命以及尺寸稳定性等方面有足够的储备, 满足系统的综合使用要求。

[关键词] 稳像平台; 载荷; 扭矩

DOI: 10.33142/sca.v2i4.759

中图分类号: TP212

文献标识码: A

Calculation and Analysis of Load Capacity of Direct Drive Optoelectronic Image Stabilization Platform

YANG Keming, LIU Qing

Xinxiang North Vehicle Instrument Co., Ltd., Henan Xinxiang, 453000 China

Abstract: As the carrier of photoelectric observation equipment, the image stabilization platform drives the load to rotate the elevation and azimuth direction through the servo system, so as to realize the search, tracking and observation functions of the optoelectronic observation equipment. Load is an important basis for the structural design of the image stabilization platform, correctly and fully analyzes the distribution rules and sizes of various loads. On this basis, the output torque and power of the motor can be determined to ensure that the designed platform has enough reserve in the aspects of rigidity, strength, service life and dimensional stability, so as to meet the comprehensive use requirements of the system.

Keyword: Image stabilization platform; Load; Torque

引言

随着信息化技术的发展, 稳像平台在现代安防信息化发展中的应用也越来越多。稳像平台作为光电观察设备的载体, 具备在复杂环境中目标搜索、锁定和观察能力, 甚至具备与武器系统随动并超越指挥进行打击的能力, 它需要具有自主控制、高稳定性、高响应敏捷度和高精度的要求。

本文所描述的光电稳像平台采用了双轴系统设计, 具备利用伺服系统进行方位向旋转, 俯仰向转动并控制的能力。原理是通过光纤陀螺敏感体的姿态角的变化, 输出信号驱动伺服电机使方位轴和俯仰轴向相反方向运动, 以补偿外界扰动施加到稳定系统的角位移变化, 使其负载的光电观察设备保持基准稳定, 从而保证观察图像的质量稳定。

作为一种高稳定性、高精度的观察设备, 稳定平台应用于各种复杂环境中, 除了自身固有重力、机械摩擦等产生的载荷外, 同时也会受到外界所施加附加载荷, 如风力载荷等。

本文在进行稳像平台设计时, 在此主要考虑惯性载荷、自重力载荷、摩擦载荷、风力载荷等对稳像平台系统的影响。通过建立数学关系表达式, 对其自身及环境影响所产生的附加载荷进行统计计算, 以验证所设计的稳像平台系统满足使用要求。

1 光电平台结构模型

在进行本文的研究之前, 我们首先需要建立研究对象的立体结构模型。该稳像平台主体包含俯仰旋转部件、方位旋转部件, 控制电路舱部件。如图 1 所示。

稳像平台的俯仰旋转部件为一框架结构, 内置观察组件, 两侧分别与方位主架的两侧架臂相连, 通过俯仰电机的驱动实现的观察组件的俯仰方向的转动。俯仰方向选择了无框式结构的直流力矩电机直驱, 它为云台的观察组件的俯仰旋转提供动力, 并根据接受到的伺服反馈信息实现控制。

方位旋转部件与安装底座相连, 实现的是稳像平台的方位向的转动。该轴向也通过无框式直流力矩电机直驱, 实现方位旋转, 并根据接受到的伺服反馈信息实现控制。电机的定子通过螺钉与平台的安装底座连接, 转子通过电机座

与方位传动盘连接，方位传动盘与方位主架连接，从而将动力传递给方位主架，实现稳像云台的方位旋转。

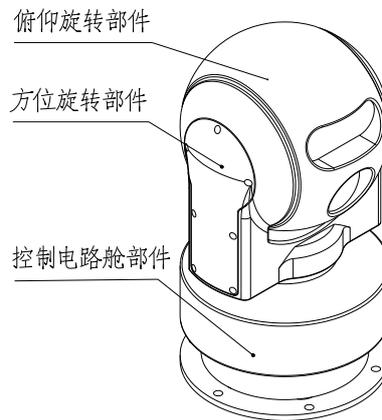


图1 稳像平台结构模型

2 载荷分布

2.1 惯性载荷

稳像平台在电机加速作用下，由于自身重力以及离心力而产生保持原有运动状态的趋势，如保持静止状态或匀速直线运动状态。我们通过以下的过程对平台的惯性载荷进行计算。

已知指标要求稳像平台最大转动角加速度 $\varepsilon_m = 3.5 \text{rad/S}^2$ ；根据 CAE 的计算，俯仰转动惯量为：

$$J_x = 0.0303104761 \approx 3.03 \times 10^{-2} \text{kg} \cdot \text{m}^2 \quad (2.1)$$

$$\text{方位转动惯量为：} J_z = 0.0675863066 \approx 6.67 \times 10^{-2} \text{kg} \cdot \text{m}^2 \quad (2.2)$$

$$\text{故，俯仰转动最大惯性力矩：} T_x = J_x \cdot \varepsilon_m \approx 3.03 \times 10^{-2} \times 3.5 = 0.11 \text{N} \cdot \text{m} \quad (2.3)$$

$$\text{方位转动最大惯性力矩：} T_z = J_z \cdot \varepsilon_m \approx 6.67 \times 10^{-2} \times 3.5 = 0.24 \text{N} \cdot \text{m} \quad (2.4)$$

2.2 重力载荷

由稳像平台的重力及重力不平衡引起的力矩是产生重力载荷的主要原因，经过配重平衡后，根据 CAE 的计算，分别得出：

俯仰负载重量 $m_x = 9.5 \text{kg}$ ；俯仰重心坐标 $Y_x = 4.18 \text{mm}$ ， $Z_x = 18.83 \text{mm}$ ；得：

俯仰重心偏置位置 $\Delta S_x = \sqrt{Y_x^2 + Z_x^2} = 19.29 \text{mm}$ ；

$$\text{俯仰偏心力矩：} T_{gx} = m_x \cdot \Delta S_x = 1.8 \text{N} \cdot \text{m} \quad (2.5)$$

方位负载重量 $m_z = 26.3 \text{kg}$ ；方位重心坐标 $X_z = 9.578 \text{mm}$ ， $Z_z = 7.64 \text{mm}$ ；得：

方位重心偏置位置 $\Delta S_z = \sqrt{X_z^2 + Z_z^2} = 12.25 \text{mm}$ ；

$$\text{方位偏心力矩（车载时最大倾角认为 } \alpha = 30^\circ \text{）：} T_{gz} = m_z \cdot g \cdot \Delta S_z \cdot \sin \alpha = 1.01 \text{N} \cdot \text{m} \quad (2.6)$$

2.3 摩擦载荷

2.3.1 动密封摩擦力矩

动密封摩擦力矩的大小直接影响伺服系统的工作性能，目前还没有规范统一的计算公式，只能在结构方案确定之后，根据运动副的种类和润滑、密封材料的性能，用经验公式进行计算，最后通过产品实测试验验证。由于我们这次没有动密封圈的详细资料，故本次计算参照 O 形动密封圈摩擦力矩计算公式进行近似计算。动摩擦力矩 M_f 主要由库仑摩擦力矩 M_{f1} 和速度摩擦力矩 M_{f2} 组成。 M_{f1} 是指静止刚转入运动时的摩擦力矩， M_{f2} 是指以一定速度运转时的摩擦力矩。

$$\text{根据《密封技术》上的经验公式：} M_f = M_{f1} + M_{f2} = 0.5 \mu N R + \mu_2 \omega_m \quad (2.7)$$

式中：

μ 是指静摩擦系数，查表可知 $\mu = 0.5$ ；

μ_2 是指速度摩擦系数 ($\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/\text{rad}$)，查表可知 $\mu_2 = 0.03$ ；

N 是指作用在运动副上的正压力 (N)；

R 是指运动副半径 (m)；

ω_m 是指转动的最大角速度 (rad/s)。

根据技术指标要求，俯仰最大转动角速度 $\omega'_{mx} = 0.12\text{rad/S}$ ；方位最大转动角速度 $\omega'_{mz} = 0.35\text{rad/S}$ ；
据 CAE 的计算结果可知，俯仰方向作用在单边运动副上正压力 $N_x = 46.6\text{N}$ ；运动副半径 $R_x = 0.0175\text{m}$ 。

由 (2.7) 公式可得出俯仰动密封摩擦力矩：

$$M_{fx} = 2 \times (M_{f1x} + M_{f2x}) = 0.415\text{N} \cdot \text{m} \quad (2.8)$$

方位方向作用在运动副上的正压力（车载时最大倾角认为 $\alpha = 30^\circ$ ） $N_z = m_z g \cdot \sin\alpha = 128.9\text{N}$ ；运动副半径 $R_z = 0.03\text{m}$ 。

$$\text{由(2.7)公式可得出方位动密封摩擦力矩: } M_{fz} = M_{f1z} + M_{f2z} = 0.98\text{N} \cdot \text{m} \quad (2.9)$$

2.3.2 轴承摩擦力矩

轴承摩擦力矩一般由轴承的性能指标给出，我们采用符合我国国标的精密滚动轴承，根据 $M = \mu P d / 2$ 计算其摩擦力矩。

μ 摩擦系数，查表可得；

P轴承负荷（N）；

d轴承公称内径（mm）。

俯仰方向采用 16007 深沟球轴承摩擦系数 $\mu = 0.0013$ ，其摩擦力矩为：

$$M_x = 2 \times \frac{\mu P_x d_x}{2} = 0.0042\text{N} \cdot \text{m} \quad (2.10)$$

方位方向采用两个 NKRX60 组合轴承 $\mu = 0.002$ ，其摩擦力矩为：

$$M_z = 2 \times \frac{\mu P_z d_z}{2} = 0.02\text{N} \cdot \text{m} \quad (2.11)$$

2.4 横向风力载荷

本文中以陆地 12 级台风作为参考，风向与云台纵轴垂直，风速为 32.7 37m/s，在此仅对 37m/s 的上限风速进行计算。

2.4.1 俯仰轴风阻计算

周视镜稳像云台的俯仰旋转体为俯仰架、前盖、后盖所组成的近似方箱体，内部安装观察组件。为了在自然状态下俯仰轴转矩最小，在设计时已经考虑了平衡，所以在此可以认为俯仰轴为平横体。同时把迎风最大投影面积作为受风载面进行计算。

风载不仅与风压有关，还与受风面的面积有关，因此根据以下公式可以计算出俯仰轴所受的风力。如图 2 所示。

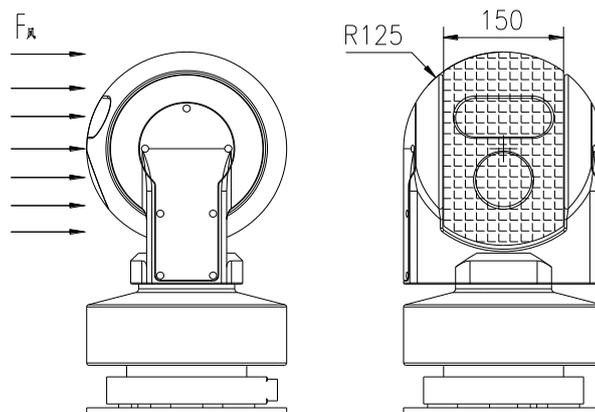


图 2 俯仰轴系受风截面

$$F = P \times S \times C_d \quad (2.12)$$

P --是风压

S—风载投影面积

C_d --阻力系数

根据风载手册查询风压公式： $P = \frac{v^2}{1600}$

俯仰轴垂直迎风面积为： $S_x = 35088.368\text{mm}^2 \approx 0.0351\text{m}^2$ ；俯仰轴受风面为一个平面，所以风阻系数选择 $C_d = 1.05$ 。

$$\text{可以计算出俯仰轴所受的风力为: } F_x = P \times S_x \times C_d \approx 0.0315\text{KN} = 31.5\text{N} \quad (2.13)$$

由于俯仰轴的轴线与俯仰架重合，迎风面的风压以轴线对称分布，理想认为没有对俯仰轴产生转矩。但风压会对转轴产生正压力，从而产生俯仰轴的摩擦力。

深沟球轴承摩擦系数取 $\mu = 0.0013$ 。

$$f_x = F_x \mu = 31.5 \times 0.0013 \approx 0.041 \text{N} \quad (2.14)$$

俯仰主轴直径 $D_1 = 45$ ， $D_r = 60$ 。可得风阻摩擦转矩为：

$$M_{mx} = f_x \times \frac{D_1 + D_r}{2} \times \frac{1}{2} \approx 0.0011 \text{N} \cdot \text{m} \quad (2.15)$$

2.4.2 方位轴风阻计算

稳像平台的方位旋转体为主架及其负载俯仰轴部分，整机为中线对称设备，对称轴与方位旋转轴重合，所以可以把方位轴做为平衡体。同时把迎风最大投影面积作为受风截面进行计算。如图3所示。

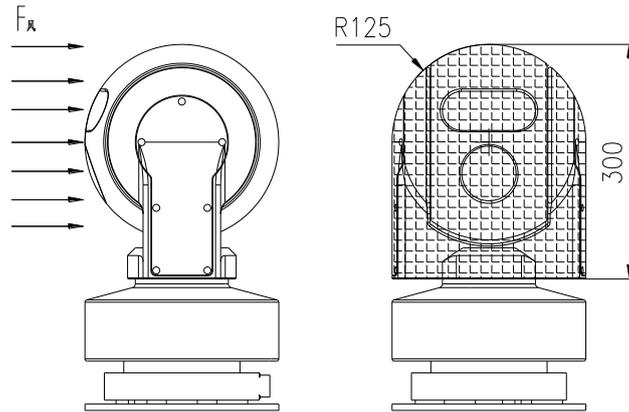


图3 方位轴系受风截面

通过计算可知，方位轴垂直迎风面积为： $S_z = 68281.25 \text{mm}^2 \approx 0.063 \text{m}^2$ ；方位轴受风面为一竖直平面，所以风阻系数选择 $C_d = 1.05$ 。

$$\text{可以计算出方位轴所受的风力为：} F_z = P \times S_z \times C_d \approx 0.0556 \text{KN} = 55.6 \text{N} \quad (2.16)$$

由于方位轴的轴线与方位主轴重合，迎风面的风压以轴线对称分布，理想认为没有对方位轴产生转矩。但风压会对转轴产生正压力，从而产生方位轴的摩擦力。

$$f_z = F_z \mu = 55.6 \times 0.0013 = 0.073 \text{N} \quad (2.17)$$

$$\text{方位主轴直径：} D = 182。 \text{可得风阻摩擦转矩为：} M_{mz} = f_z \times \frac{D}{2} \approx 0.0066 \text{N} \cdot \text{m} \quad (2.18)$$

2.5 载荷统计

将以上各载荷进行综合，其结果如表1所示。

表1 各载荷统计

载荷名称	俯仰轴	方位轴
惯性力矩 (N·m)	$T_x=0.11$	$T_z=0.24$
重心偏置力矩 (N·m)	$T_{gx}=1.8$	$T_{gz}=1.01$
动密封摩擦力矩 (N·m)	$M_{fx}=0.415$	$M_{fz}=0.98$
轴承摩擦力矩 (N·m)	$M_x=0.0042$	$M_z=0.02$
风阻摩擦转矩 (N·m)	$M_{mx}=0.0011$	$M_{mz}=0.0066$
电机动力传递力矩 (N·m)	$T_{rx}=0.007$	$T_{rz}=0.007$
其他载荷所产生的力矩 (N·m)	$T_{ox}=0.03$	$T_{oz}=0.05$
加工误差引起的弹性力矩 (N·m)	$T_{mx}=0.05$	$T_{mz}=0.05$
合计力矩 (N·m)	$T_{tx}=2.42$	$T_{tz}=2.36$

3 驱动电机的选型及校核计算

本方案所选俯仰电机和方位电机相同，性能指标如下表2所示：

表 2 电机性能指标

性能参数	俯仰电机	方位电机
峰值堵转电压 (V)	67.5	67.5
峰值堵转电流 V_m (A)	≤ 8.75	≤ 8.75
峰值堵转转矩 T_{mbl} (N·m)	≥ 13.5	≥ 13.5
连续堵转电压 (V)	27	27
连续堵转电流 (A)	≤ 3.5	≤ 3.5
连续堵转转矩 T_{cbl} (N·m)	≥ 5.5	≥ 5.5
最大空载转速 ω_m (r/min)	180 (18.84rad/S)	180 (18.84rad/S)
转矩系数 (Nm/A)	1.57	1.57
转动惯量 J_r (kg·m ²)	1.6×10^{-3}	1.6×10^{-3}
重量 (kg)	≤ 1.94	≤ 1.94

3.1 电机的校核

3.1.1 电机快速调转的能力检验

(1)由表 2 可得俯仰轴向轴的干摩擦转矩: $T_{cx} = M_x + M_{fx} + T_{mx} + M_{mx} = 0.4716N \cdot m$ (3.1)

电机自身摩擦转矩即等重力力矩: $T_{gx} = G_x D_x / 2 = 1.8N \cdot m$ (3.2)

当俯仰电机以加速度 ϵ_m 调转时, 电机轴上承受的总负载力矩:

$T_{\Sigma x} = T_{cx} + T_{gx} + (J_x + J_r) \epsilon_m = 2.38N \cdot m$ (3.3)

有上可得: $T_{\Sigma x} < T_{mbl}$

(2)由表 2 可得方位轴向轴的干摩擦转矩: $T_{cz} = M_z + M_{fz} + T_{mz} + M_{mz} = 1.113N \cdot m$ (3.4)

电机自身摩擦转矩即等重力力矩: $T_{gz} = \frac{G_z D_z}{2} = 1.8N \cdot m$ (3.5)

当方位电机以加速度 调转时, 电机轴上承受的总负载力矩:

$T_{\Sigma z} = T_{cz} + T_{gz} + (J_z + J_r) \epsilon_m = 2.38N \cdot m$ (3.6)

有上可得: $T_{\Sigma z} < T_{mbl}$

有上述计算结果可说明, 所选电机均满足俯仰轴向和方位轴向的快速调转的要求。

3.1.2 系统长期运行时电机的发热与温升情况

俯仰电机的发热与温升情况

根据 ω_m 和 T_{mbl} 画出俯仰电机在 67.5V 的机械特性, 如图 4 所示, 再由 T_{cbl} 作它的平行线, 对应连续堵转的机械特性, 系统工作时候为适应连续工作的目的, 需检验伺服系统长期运行时俯仰电机的功率是否满足要求。即检验电机的发热与温升是否在允许条件内, 在此我们用等效正弦运动规律来计算俯仰电机所承受等效转矩 T_{rms} 。

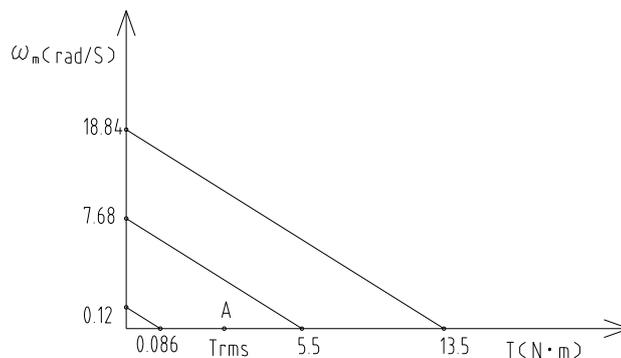


图 4 俯仰电机机械特性

$$T_{rms} = \sqrt{T_c^2 + \frac{1}{2}T_g^2 + \frac{1}{2}(J_x + J_r)^2 \epsilon_m^2} \quad (3.7)$$

将俯仰电机和被控对象的有关数据代入公式 (3.7) 得出:

$$T_{rms} = 1.39N \cdot m$$

根据 T_{rms} 和最大跟踪角速度 ω_m 在图 4 上确定长期运行的等效工作点 A, 它处在对应连续堵转的机械特性以内, 说明电机长期在 A 点运行时发热与温升都没有超过电机的允许值。

方位电机的发热与温升情况

根据 ω_m 和 T_{mb1} 画出该电机在 67.5V 的机械特性, 如图 5 所示, 再由 T_{cb1} 作它的平行线, 对应连续堵转的机械特性, 系统工作时候为适应连续工作的目的, 需检验伺服系统长期运行时方位电机的功率是否满足要求. 即检验电机的发热与温升是否在允许条件内, 在此我们用等效正弦运动规律来计算执行电机所承受等效转矩 T_{rms} 。

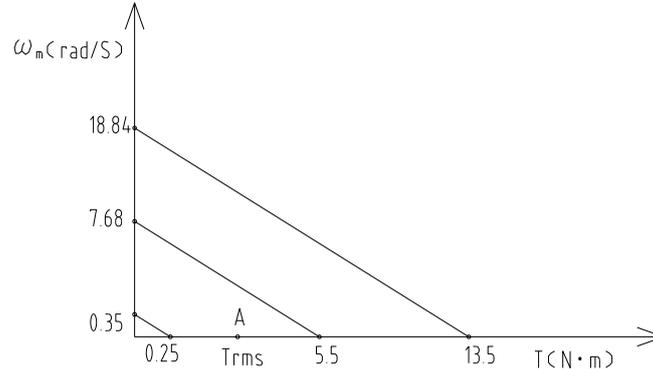


图 5 方位电机机械特性

$$T_{rms} = \sqrt{T_c^2 + \frac{1}{2}T_g^2 + \frac{1}{2}(J_z + J_r)^2 \epsilon_m^2} \quad (3.8)$$

将方位电机和被控对象的有关数据代入公式 (3.8), 得出:

$$T_{rms} = 1.39N \cdot m$$

根据 T_{rms} 和最大跟踪角速度 ω_m 在图 5 上确定长期运行的等效工作点 A, 它处在对应连续堵转的机械特性附近, 说明电机长期在 A 点运行时发热与温升都没有超过电机的允许值。

4 结束语

本文对稳像平台的各种载荷进行了统计计算, 并依据载荷确定了驱动电机的参数, 然后对电机的匹配性进行了校核。通过本文的计算过程及结果, 理论上验证了稳像平台的输入满足了输出的要求。本文对稳像平台载荷分析、计算的方法和过程, 为后续相关产品的开发、改进优化提供了思路和参考依据。

[参考文献]

- [1]刘长顺. 车载光电稳定平台结构与优化[D]. 北京: 中国科学院大学, 2014.
- [2]贾平. 航空光电侦察平台关键技术及其发展[J]. 光学精密工程, 2003, 11(83): 87.
- [3]王军锋. 伺服电机选型的原则和注意事项[J]. 装备制造技术, 2009, 11(129): 131.
- [4]辛文涛. 力矩电机转台设计研究要点[J]. 装备制造技术, 2016, 7(95): 96.
- [5]肖潇. 伺服电机的选型原则与计算[J]. 机床与液压, 2014, 22(44): 46.

作者简介: 杨克明, 男, (1980-), 河南鲁山人, 汉族, 2005年7月进入新乡北方车辆仪表有限公司工作, 2019年3月毕业于北京理工大学机械工程专业, 获工程硕士学位; 现任新乡北方车辆仪表有限公司机械设计室主任, 担任主任工程师。在职期间, 承担了国家、省、市级多项重点国防科技项目的研发。主要研究方向: 光电稳像平台的结构设计、全景系统的结构设计、产品结构抗振性、密封性研究等。