

一种外场天线测试转台设计

宋 斌, 齐永龙, 刘尧峰

(成都天奥测控技术有限公司, 成都 611731)

摘要: 为了满足天线在野外的测试需要, 提出了一种外场天线测试转台的结构设计; 该转台采用蜗轮蜗杆传动方式, 可实现天线的俯仰和方位运动; 文中对转台的组成进行了描述, 并针对俯仰部件和方位部件的结构设计分别进行了详细说明, 同时分析了转台的受力情况, 对驱动力矩和惯量匹配进行了校核计算, 从理论上分析了传动精度和测角精度; 实际测试表明, 该转台结构设计完全达到技术指标要求, 能够满足天线外场测试的需要。

关键词: 天线测试转台; 摩擦力矩; 定位精度; 传动误差; 回程误差

Design of Rotation Table for Antenna Testing in Far-Field

Song Bin, Qi Yonglong, Liu Yaofeng

(1. Chengdu Spaceon T&C Technology Co., Ltd., Chengdu 611731, China)

Abstract: In order to meet antenna outdoors testing requirement, the paper described a structure design of Far-Field antenna testing rotation table. This rotation table used turbine/worm drive method, and realized the pitch/yaw movement of the antenna. The paper introduced the composing of the rotation table and gave detailed descriptions for the structure design of pitch rotation table and yaw rotation table respectively. In this paper, it had a stress analysis of the rotation table, calculated driving torque and inertia matching, analyzed transmission accuracy and angle accuracy theoretically. The actual testing indicated that the design of the rotation table can meet the requirements of the specification, and also can meet antenna outdoors testing requirement.

Key words: antenna testing rotation table; moment of friction; position accuracy; transmission error; hysteresis error

0 引言

外场天线测试转台是在外场对天线的指向、增益、波瓣宽度等参数进行测试的一种设备, 具备定位精度和测角精度高的特点, 为天线提供多个自由度的运动, 如方位、俯仰及升降运动。本文根据天线测试转台的技术指标要求, 针对转台部分(方位、俯仰运动)提出了一种传动结构类型设计, 并进行了相关的计算及验证。

1 转台的技术指标

- (1) 角位置分辨率: 俯仰和方位均小于 $\pm 0.005^\circ$;
- (2) 测角精度: 俯仰和方位均小于 $\pm 0.01^\circ$;
- (3) 测角重复性: 俯仰和方位均小于 $\pm 0.01^\circ$;
- (4) 角位置定位精度: 俯仰和方位均小于 $\pm 0.01^\circ$;
- (5) 角度范围: 俯仰 $\pm 90^\circ$ (最大负载 $\pm 30^\circ$), 方位 $0\sim 360^\circ$;
- (6) 转台转速: 俯仰 $0.05^\circ\sim 9^\circ/s$, 方位 $0.05^\circ\sim 9^\circ/s$;
- (7) 负载重量: $\geq 1\text{ t}$;

2 转台的结构方案

2.1 测试转台的组成

本天线测试转台由俯仰转台、方位转台、升降装置及运输车等部分组成, 如图 1 所示。俯仰转台完成天线的俯仰运动,

方位转台完成天线方位旋转运动, 升降装置实现天线的高度调整, 并可停止在任意高度位置, 运输车将转台运输至指定场地并用作测试的支撑平台。

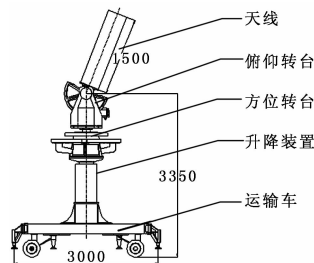
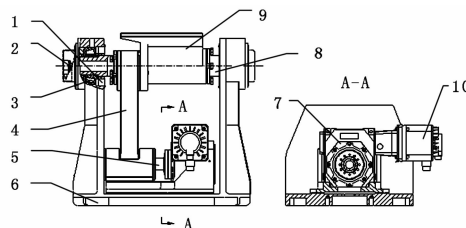


图 1 测试转台组成图

2.2 俯仰转台结构

俯仰转台由伺服电机、蜗轮蜗杆减速机, 主从动齿轮、圆锥滚子轴承、俯仰轴及反馈编码器等组成, 如图 2 所示。



- 1. 左俯仰轴; 2. 编码器; 3. 轴承; 4. 扇形齿轮 ($m=5, Z_2=180$);
- 5. 小齿轮 ($m=5, Z_1=20$); 6. 俯仰座; 7. 蜗轮蜗杆减速机 ($i=90$);
- 8. 右俯仰轴; 9. 天线平台; 10. 伺服电机。

图 2 俯仰转台结构图

收稿日期: 2013-10-19; 修回日期: 2013-12-31。

作者简介: 宋 斌(1967-), 男, 四川成都人, 高级工程师, 主要从事多自由度伺服运动机构方向的研究。

俯仰伺服电机通过一级蜗轮蜗杆减速机传动、一级圆柱齿轮传动,使天线作俯仰运动,俯仰轴通过胀套连接使俯仰编码器转动,实现俯仰运动的位置闭环控制。

为确保俯仰轴的旋转精度,选用的轴承为P4级,左右旋转轴采用一对圆锥滚子轴承,并采用面对面安装方式。

为防止转台在断电情况下,对天线带来危害,选用带自锁功能的蜗轮蜗杆减速机,同时减速机也可以承受较强的冲击力。

2.3 方位转台结构

方位转台由伺服电机、蜗轮蜗杆减速机,圆锥滚子轴承、方位轴及反馈编码器等组成,如图3所示。

方位伺服电机通过蜗轮蜗杆减速机传动,使天线作方位运动,方位轴通过胀套连接使编码器转动,实现方位运动的位置闭环控制。为确保方位轴的旋转精度和承载能力,选用的轴承为P4级,旋转轴采用圆锥滚子轴承支撑,并采取背对背安装方式,可以承受较大的轴、径向力和倾覆力矩。蜗轮蜗杆减速机选用带自锁型,可以承受较大的冲击力。

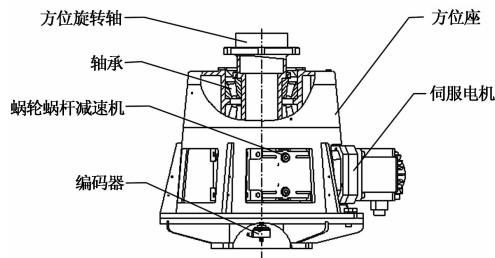


图3 方位转台结构图

3 转台的受力分析

3.1 俯仰转台

对于用于外场测试的转台,俯仰转台的受力主要有负载产生的重力偏心力矩、惯性力矩和风载荷力矩等。

3.1.1 重力偏心力矩

俯仰轴上的质量主要有天线的质量 $m_1 = 1\ 000\ \text{kg}$,俯仰轴运动至 30° 时,产生的重力偏心力矩最大。根据计算得,负载质心至旋转轴中心的距离为 $e = 0.65\ \text{m}$,则重力偏心力矩 $M_{e1} = mge = 1\ 000 \times 9.8 \times 0.65 = 6\ 370\ \text{Nm}$ 。

3.1.2 风载荷力矩^[1]

风载的公式:

$$F = 0.5C_x\rho Av^2$$

其中: C_x 为风阻力系数,取峰值 1.2, ρ 为空气密度,取 $1.29\ \text{kg/m}^3$, A 为迎风面积(包括扇形齿轮、负载平台、天线),根据计算得 $0.98\ \text{m}^2$, v 为风速,根据风力等级 6 级速度为 $10.8 \sim 13.8\ \text{m/s}$,取设计风速 $v = 13.8\ \text{m/s}$

转台工作时最大风阻力为:

$$F_1 = 0.5C_x\rho Av^2 = 0.5 \times 1.2 \times 1.29 \times 0.98 \times 13.8^2 = 144.5\ \text{N}$$

则由风阻产生的最大力矩为:

$$M_{w1} = F_1 L_{m1} = 144.5 \times 0.7 = 101\ \text{Nm}, L_{m1} \text{ 为风阻至俯仰轴旋转中心距离其值为 } 0.7\ \text{m}。$$

3.1.3 惯性力矩计算

根据动力学方程 $M_{e1} = J\epsilon$,其中 M_{e1} 为驱动所需扭矩, J 为绕旋转轴的转动惯量,根据计算得 $J = 1\ 816\ \text{kgm}^2$, ϵ 为角加

速度,取 $\epsilon = 4^\circ/\text{s}^2$ 。

因此,俯仰运动最大惯性力矩:

$$M_{e1} = J \cdot \epsilon = 1\ 816 \times \frac{4 \times \pi}{180} = 127\ \text{Nm}$$

3.1.4 总力矩

作用在俯仰转轴上总力矩为:

$$M_1 = M_{e1} + M_{w1} + M_{e1} = 6\ 370 + 101 + 127 = 6\ 598\ \text{Nm}$$

3.1.5 电机选型

取蜗轮蜗杆与扇形齿轮传动效率 $\eta = 0.6$,所需电机扭矩为:

$$M_m = \frac{M_1}{\eta} = \frac{6\ 598}{0.6 \times 810} = 13.6\ \text{Nm}$$

选择伺服电机 $n_{m1} = 2\ 000\ \text{rpm}$,额定输出扭矩 $M_{m1} = 14.3\ \text{Nm}$,电机功率为 $3\ \text{kW}$ 。

3.1.6 惯量匹配计算

负载的转动惯量 $J = 1\ 816\ \text{kgm}^2$,则负载折算到电机轴的转动惯量为:

$$J_1 = J/i^2 = 1816/(9 \times 90)^2 = 27.7 \times 10^{-4}\ \text{kgm}^2$$

电机的转动惯量为 $J_m = 94.1 \times 10^{-4}\ \text{kgm}^2$,则

$$J_1/J_m = \frac{27.7 \times 10^{-4}}{54.95 \times 10^{-4}} = 0.3 < 20, \text{ 满足惯量匹配要求。}$$

3.2 方位转台

方位转台的受力有负载及俯仰转台产生的摩擦力矩、惯性力矩和风载荷力矩等。

3.2.1 风载荷力矩^[1]

方位转台风阻力

$F_2 = 0.5C_x\rho Av^2 = 0.5 \times 1.2 \times 1.29 \times 1.3 \times 13.8^2 = 191\ \text{N}$
式中, A 为迎风面积(包括扇形齿轮、负载平台、天线、俯仰座、减速机),根据计算得 $1.3\ \text{m}^2$, v 为风速,根据风力等级 6 级速度为 $10.8 \sim 13.8\ \text{m/s}$,取设计风速 $v = 13.8\ \text{m/s}$ 。

则由风载产生的最大力矩为:

$$M_{w2} = F_2 L_{m2} = 191 \times 0.4 = 76.6\ \text{Nm}, L_{m2} = 0.4\ \text{m} \text{ 为风阻到方位旋转中心距离。}$$

3.2.2 轴承摩擦力矩^[2]

回转支承滚动体计算公式:

$$M_f = \frac{k\mu}{4\pi\sin\alpha} [(8M + GD_0\pi) + |GD_0\pi - 8M|] + \frac{2k\mu D_0 H}{\pi}$$

选择圆锥轴承型号为 30328, $d = 140\ \text{mm}$, $D = 300\ \text{mm}$ 。式中, μ 为滚子的摩擦系数,取 0.01, k 为滚动体的形状系数,圆锥滚子轴承取 $k = 1$, α 为轴承接触角,取 $\alpha = 16^\circ$, D_0 为滚道中心的直径, $D_0 = \frac{(d+D)}{2} = 220\ \text{mm}$, G 为轴向载荷, M 为倾覆力矩, H 为径向载荷。

本文中,天线平台的质量 $m_2 = 100\ \text{kg}$,旋转轴及扇形齿轮质量 $m_3 = 200\ \text{kg}$,俯仰座质量 $m_4 = 300\ \text{kg}$,减速机和小齿轮传动部件 $m_5 = 200\ \text{kg}$ 。

$G = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 = 1\ 000 + 100 + 200 + 300 + 200 = 1\ 800\ \text{kg}$; M 为俯仰转台在 90° 时对方位轴的力矩,俯仰转台和天线的质心到方位旋转轴的距离 $L = 0.68\ \text{m}$, $M = GgL = 1\ 800 \times 9.8 \times 0.68 = 11\ 995\ \text{Nm}$; H 为风阻,此处取 4.2.1 值, $H = 191\ \text{N}$; 经计算 $M_f = 72\ \text{Nm}$ 。

3.2.3 惯性力矩计算

根据动力学方程 $M_{e2} = J\epsilon$ ，其中 M_{e2} 为驱动所需扭矩， J 为绕旋转轴的转动惯量，当俯仰运动 90° 时，产生的转动惯量最大，根据计算得 $J = 850 \text{ kgm}^2$ ， ϵ 为角加速度，取 $\epsilon = 4^\circ/\text{s}^2$ 。

因此，方位运动最大有效扭矩：

$$M_{e2} = J \cdot \epsilon = 850 \times \frac{4 \times \pi}{180} = 59.3 \text{ Nm}$$

3.2.4 总力矩

作用在方位转轴上总力矩为：

$$M_2 = M_f + M_{w2} + M_{e2} = 72 + 76.6 + 59.3 = 208 \text{ Nm}$$

3.2.5 电机选型计算

取蜗轮蜗杆减速机传动效率 $\eta = 0.6$ ，所需电机扭矩为：

$$M_m = \frac{M_1}{\eta^i} = \frac{208}{0.6 \times 90} = 3.85 \text{ Nm}$$

选择伺服电机 $n_{m1} = 2000 \text{ rpm}$ ，额定输出扭矩 $M_{m2} = 9.54 \text{ Nm}$ ，电机功率为 2 kW 。

3.2.6 惯量匹配计算

负载的转动惯量为 $J = 850 \text{ kgm}^2$ ，则负载折算到电机轴的转动惯量为：

$$J_2 = J/i^2 = 850/90^2 = 0.1 \text{ kgm}^2$$

电机的转动惯量为 $J_m = 62 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$ ，则

$$J_2/J_m = \frac{0.1}{54.95 \times 10^{-4}} = 16.1 < 20$$
，满足惯量匹配要求。

4 转台的精度分析

4.1 角位置分辨率

要使转台具备较高的位置分辨率，需采用高精度编码器作为反馈单元，选择的编码器每转脉冲数为 36000 pp/r ，经运动控制卡的四倍频功能，可以达到 144000 pp/r 个脉冲，则位置分辨率为 $R = \frac{360}{144000} = 0.0025^\circ$ ，满足技术要求。

4.2 角位置定位精度

由于转台需要做双向回转运动，为获得较高的传动精度，就要减小齿轮传动链的传动误差和回程误差。影响因素传动误差和回程误差最主要的是单个齿轮的制造误差^[4]。为此，这里采取的措施主要有：

1) 俯仰转台的传动齿轮采用 6 级精度加工，按照 MQ 级进行材料选择和热处理。

2) 传动轴按照高精度加工要求设计、加工。

3) 逐级装配，使每级装配精度控制在设计范围内。

4) 齿轮中心距设置为可调式，可以获得较低的回程误差。

5) 蜗轮蜗杆减速机采用高精度、低背隙减速机。

6) 采用较大的末级齿轮传动比，有利于输出轴获得较高的传动精度。

4.2.1 俯仰转台单向传动误差和回程误差计算

1) 单向传动误差计算^[4]

单向圆柱齿轮的传动误差公式：

$$\Delta\varphi' = \frac{\Delta\varphi_1}{i_{1-2}} + \Delta\varphi_2 = 4.8 \left(\frac{F'_{i1}}{m z_1 i_{1-2}} + \frac{F'_{i2}}{m z_2} \right)$$

经查表得到 $F'_{i1} = 28$ ， $F'_{i2} = 59$ ，

$$\Delta\varphi' = 4.8 \left(\frac{28}{5 \times 20 \times 9} + \frac{59}{5 \times 180} \right) = 0.46' = 0.0076^\circ;$$

蜗轮蜗杆减速机为标准产品，根据厂家提供的数据，传动误差为 $\Delta\varphi_w = 0.014'$ ；

则总的传动误差为：

$$\Delta\varphi_{r1} = \Delta\varphi' + \Delta\varphi_w/i_{1-2} = 0.0076 + 0.014/9 = 0.0091^\circ$$

2) 回程误差计算^[1]

大、小齿轮径向跳动公差分别为 F_{r1} 、 F_{r2} ，经查表得到 $F_{r1} = 48$ ， $F_{r2} = 22$ ^[3]，传动比为 $i_{12} = 9$ ，啮合角为 $\alpha = 20^\circ$ ，则法向侧隙为 j_{n1} 为：

$$j_{n1} = 2(F_{r1} + F_{r2})\sin\alpha = 2(48 + 22)\sin20^\circ = 47.88$$

$$\Delta\theta_1 = \frac{7.32j_{n1}}{m z_2} = \frac{7.32 \times 47.88}{5 \times 180} = 0.39'$$

蜗轮蜗杆减速机为标准产品，根据厂家提供的数据，回程误差为 $\Delta\theta_w = 0.5'$ ，则总的传动回程误差为：

$$\Delta\theta_{r1} = \Delta\theta_1 + \Delta\theta_w/i_{1-2} = 0.39 + 0.5/9 = 0.007^\circ$$

4.2.2 方位转台单向传动误差和回程误差分析

由于方位转台只有蜗轮蜗杆减速机传动，因此精度取决于减速机本身的精度。根据厂家提供的资料，单向传动误差 $\Delta\theta_{12} = 0.0095^\circ$ ，回程传动误差为 $\Delta\theta_w = 0.0083^\circ$ ，满足要求。

5 测试结果

设备研制完成后，加载 1 t 的模拟负载对其主要指标进行了测试，其结果如表 1 所示。从表 1 中测试数据可以看出，俯仰转台的定位精度为 $\pm 0.007^\circ$ ，方位转台的定位精度 $\pm 0.006^\circ$ ，可以实现高精度定位。

	俯仰	方位
角位置分辨率	$\pm 0.0025^\circ$	$\pm 0.0025^\circ$
测角精度	$\pm 0.0025^\circ$	$\pm 0.0025^\circ$
测角重复性	$\pm 0.006^\circ$	$\pm 0.005^\circ$
角位置定位精度	$\pm 0.007^\circ$	$\pm 0.006^\circ$
角度范围	$\pm 91^\circ$	$0 \sim 361^\circ$
转速范围	$0.01 \sim 10^\circ/\text{s}$	$0.005 \sim 12^\circ/\text{s}$

6 结论

本转台结构简单、紧凑，刚度高，承载能力大，具有较高的位置定位精度和位置分辨率。从表 1 数据可看出，本转台的结构设计完全满足外场天线测试转台的技术要求。

参考文献：

[1] 肖万选，等. 天线外场测试转台结构技术研究 [J]. 电子机械工程，2001，(5).
 [2] 何西岭. 回转支承装置的摩擦阻力矩 [J]. 中国工程机械学报，2006，(2).
 [3] 闻帮椿. 机械设计手册 [M]. 北京：机械工业出版社，2010.
 [4] 徐峰. 精密机械设计 [M]. 北京：清华大学出版社，2005.