

# 基于高精度密珠轴承的车载雷达转台方位轴系\*

田学光<sup>1,2</sup>, 吴玉彬<sup>1</sup>, 张德龙<sup>1</sup>, 邴玉霞<sup>1</sup>, 常丰吉<sup>1</sup>, 田兴志<sup>1</sup>

(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033;  
2. 中国科学院 研究生院, 北京 100039)

**摘要:** 雷达转台方位传动系统是雷达转台的重要组成部分, 其作用是驱动雷达天线做高精度的方位旋转。文中主要论述一种应用高精度密珠轴承的方位轴系的结构设计和力学分析, 此方位轴系具有径向尺寸小、轴向尺寸大、大型高精度的特点, 而且能够实现倒伏和竖立两种状态。文中首先介绍了方位传动系统的整体结构, 重点分析了方位轴系所受载荷的情况, 对密珠轴承进行了结构分析和强度校核计算, 最后对整个方位轴系进行了有限元静态和动态分析, 证明此方位轴系力学性能满足设计指标。

**关键词:** 密珠轴承; 转台; 方位轴系

中图分类号: TN957.8; TH132 文献标识码: A 文章编号: 1001-2354(2010)10-0065-05

方位传动系统是雷达转台的重要组成部分。其包括: 支承天线、俯仰传动系统和其他部件, 承受系统自身重力和外载荷引起的轴向力、径向力和倾覆力矩等联合载荷; 驱动雷达天线做高精度的方位旋转<sup>[1]</sup>。车载雷达在运输时要折卧收起, 工作时则要展开竖起, 要求其转台的方位传动系统径向尺寸紧凑, 且精度高。通常折叠雷达的方位传动系统采用立轴式, 采用标准轴承结构, 径向尺寸较大, 精度不高, 不能符合要求<sup>[2]</sup>。根据工况需要, 文中采用改进的立轴式方位传动系统, 即采用了密珠轴承结构, 提高了轴系的刚度和精度。文中主要论述一种应用高精度密珠轴承的方位轴系的结构设计和力学分析。

## 1 方位传动系统总体结构

整个方位传动系统结构如图 1 所示。包括方位支座(分为方位上箱体、方位中箱体、方位下箱体 3 段)、方位上下轴承、方位轴、制动装置、机械限位装置、电气限位装置、力矩电机、光学编码器、联轴节、水关节、电缆转接板、电缆卷绕装置、起卧轴、液压推杆铰轴等。

为了便于装配和降低加工难度, 方位支座采用分体式结构, 即分别由方位上、中、下箱组成。方位上、中、下箱都采用外方型和内筒型, 中间加肋板的封闭腔结构, 采用薄板焊接而成, 既有利于获得抗压、抗弯曲和抗扭转都很好的结构, 又有利于减轻质量, 满足车载要求。

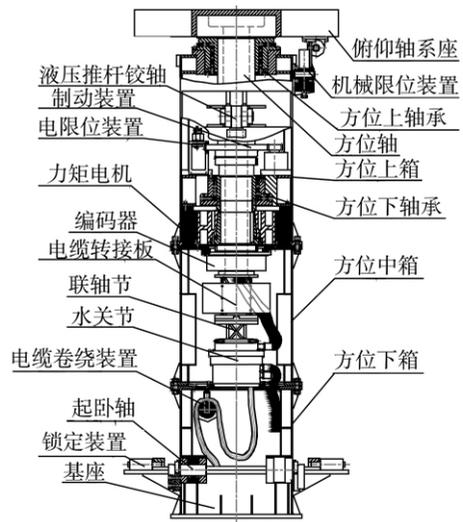


图 1 方位传动系统总体结构图

the research object. Mechanics model was established when the lunar walks on flat ground and climbing, and combining with the forward kinematics analysis result, the bearing forces applied to the lunar rover from the ground were simulated, the variation relationship curves of the applied bearing forces to the lunar rover depending upon the motor rotating angle of the drive wheels and the angle

of gradient was given. The simulation results show that the friction coefficient of the lunar rover should not be larger than 0.9 during the lunar rover climbing walking.

**Key words:** lunar rover; double stage half-turning mechanism; mechanics model; simulation

Fig 9 Tab 0 Ref 6

“Jixie Sheji”9612

\* 收稿日期: 2009-09-21; 修订日期: 2010-04-02

作者简介: 田学光(1978—)男, 河北唐山人, 博士研究生, 工程师, 主要从事精密机械方面的设计与研究。

方位轴采用锻造的阶梯状空心轴,即可以减轻重量和提高比刚度,又便于布置电缆和水管。方位上轴承和方位下轴承都采用密珠轴承结构,有利于减小径向尺寸、增加刚度和获得高的旋转精度。

## 2 高精度密珠轴承方位轴系设计计算

### 2.1 方位轴系承受极限载荷分析计算

作用在方位轴系上的载荷有:风载荷、惯性载荷、俯仰传动系统重力载荷、摩擦载荷、水关节(驱动)载荷。

(1) 风载荷计算<sup>[2]</sup>。

设计要求该转台要在 10 级风速(24.5~28.5 m/s)

下不损坏,计算风速的公式为:

$$V_c = V_s + \sigma = 26.5 + 1/3 \times (V_p - V_s)$$

式中:  $V_s$ ——稳态风速;

$V_p$ ——峰值风速;

$\sigma$ ——标准差。

计算得:  $V_c = 27.2$  m/s。

简化雷达转台结构,得到如图 2 所示的简图,其中 C 点为反射天线体的中心, E 点为俯仰轴的轴心, A 点为方位上轴承支撑中心, B 点为方位下轴承支撑中心, D 点为起卧轴轴心,反射天线体的中心 C 点到俯仰轴轴心 E 点的距离为  $b$ ,俯仰轴轴心 E 点到方位上轴承支撑中心 A 点的距离为  $a$ ,方位上轴承支撑中心 A 点到方位下轴承支撑中心 B 点的距离为  $c$ 。

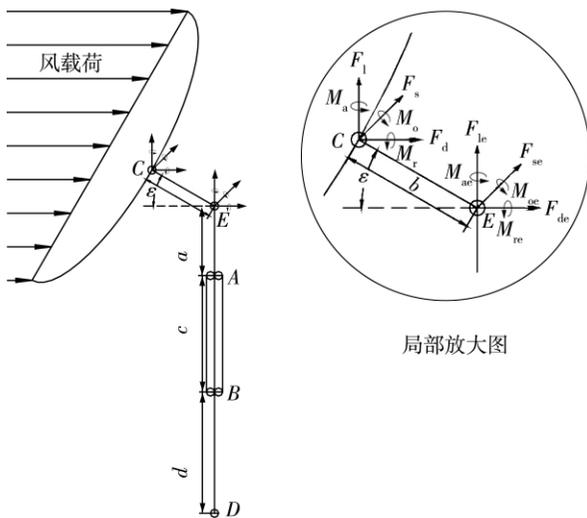


图 2 雷达转台结构简图

在风轴坐标系中计算风载荷,在三维空间中,风载荷有 6 个分量:

阻力:  $F_d = C_d \cdot q \cdot A$

侧力:  $F_s = C_s \cdot q \cdot A$

升力:  $F_l = C_l \cdot q \cdot A$

翻滚力矩:  $M_r = C_r \cdot q \cdot A \cdot D$

倾覆力矩:  $M_o = C_o \cdot q \cdot A \cdot D$

方位力矩:  $M_a = C_a \cdot q \cdot A \cdot D$

式中:  $C_d, C_s, C_l, C_r, C_o, C_a$ ——6 个分量对应的系数;

$D$ ——天线口径  $D = 2.4$  m;

$\rho$ ——空气密度  $\rho = 0.125$  kg/m<sup>3</sup>;

$q$ ——动压头  $q = 453.15$  Pa;

$A$ ——天线面积  $A = 4.52$  m<sup>2</sup>。

表 1 所示试验得出的在不同俯仰角  $\epsilon$  时各系数的最大值(表中有下划线的数)<sup>[3]</sup>。经过计算,风载荷的最大值如表 2 所示。

表 1 风载荷系数

$\epsilon/(\circ)$	$C_d$	$C_s$	$C_l$	$C_r$	$C_o$	$C_a$
0	<u>1.48</u>	<u>1.12</u>	0.02	-0.026	0.01	0.14
20	1.38	1.0	-0.58	0.016	0.068	0.13
40	1.1	0.68	-0.98	<u>0.048</u>	-0.12	0.10
60	0.8	0.28	<u>-1.12</u>	0.032	<u>-0.17</u>	0.065
80	0.34	0.02	-0.42	-0.018	0.095	0.04

表 2 风载荷分量最大值

$F_d$	$F_s$	$F_l$	$M_r$	$M_o$	$M_a$
3 031.1	2 294.2	-2 294.2	236.2	-835.9	688.0

应用力系移动公式计算 E 点在风轴坐标系下的最大风载荷:

$$F_{de} = F_d$$

$$F_{se} = F_s$$

$$F_{le} = F_l$$

$$M_{re} = M_r + F_s \cdot b \cdot \sin \epsilon$$

$$M_{oe} = M_o + F_d \cdot b \cdot \sin \epsilon + F_l \cdot b \cdot \cos \epsilon$$

$$M_{ae} = M_a + F_s \cdot b \cdot \cos \epsilon$$

表 3 E 点最大风载荷

$F_{de}$	$F_{se}$	$F_{le}$	$M_{re}$	$M_{oe}$	$M_{ae}$
3 031.1	2 294.2	-2 294.2	840.8	-230.3	1 628.8

A 点 B 点处轴承支反力的最大值:

由  $F_{da} \cdot c + F_{de} \cdot (c + a) + M_{oe} = 0$  得:

$$F_{da} = -4 106.2$$
 N

由  $F_{sa} \cdot c + F_{se} \cdot (c + a) + M_{re} = 0$  得:

$$F_{sa} = -4 122.9$$
 N

则 A 点支反力的合力为:

$$F_a = \text{SQRT}(F_{da}^2 + F_{sa}^2) = 5 819.2$$
 N

由  $-F_{db} \cdot c + F_{de} \cdot a + M_{oe} = 0$  得:

$$F_{db} = 2 804.8$$
 N

由  $-F_{sb} \cdot c + F_{se} \cdot a + M_{re} = 0$  得:

$$F_{sb} = 3\,566.2\text{ N}$$

则 B 点支反力的合力为:

$$F_b = \text{SQRT}(F_{db} \cdot F_{db} + F_{sb} \cdot F_{sb}) = 4\,537.4\text{ N}$$

(2) 其他载荷计算。

经计算得出: 转动惯量  $I_z = 1\,742.2\text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , 惯性力矩为  $M_i = 304.1\text{ N} \cdot \text{m}$ , 重力载荷  $M_g = 25\,652.5\text{ N}$ , 摩擦力矩  $M_f = 66.2\text{ N} \cdot \text{m}$ , 水关节驱动力矩  $M_s = 96.5\text{ N} \cdot \text{m}$ 。

结果: 方位上轴承(A 处)所受的最大径向力为 5 819.2 N, 方位下轴承(B 处)所受的最大径向力为 4 537.4 N。方位上轴承(A 处)所受的最大轴向力为 25 652.5 N, 方位下轴承所受轴向力可以忽略。

### 2.2 高精度密珠轴承设计与接触强度校核计算

(1) 高精度密珠轴承设计。

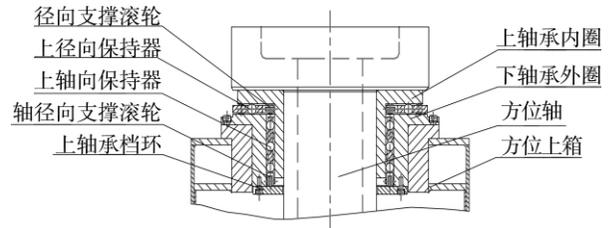
该方位轴系采用密珠轴承结构, 采用密珠轴承与选用标准轴承相比可以减小轴向和径向尺寸, 更主要的是采用密珠轴承径向晃动和轴向窜动可以做得很小, 精度很高, 而标准轴承受自身结构和安装的限制不能达到高精度。另外, 此密珠轴承采用滚动摩擦保持器, 即采用滚轮对保持器进行轴向和径向支撑, 变滑动摩擦为滚动摩擦, 基于滚动摩擦保持器的密珠轴承的摩擦阻力与传统滑动摩擦保持器的密珠轴承相比很小, 这样启动摩擦阻力矩小, 动态响应性和慢动性都很好。

方位上轴承主要由上轴承内圈、上轴承外圈、上轴向保持器、上径向保持器、轴向支撑滚轮、径向支撑滚轮、上轴承挡环等组成, 主要承受重力引起的轴向载荷和风载荷引起的径向载荷。方位下轴承主要由下轴承内圈、下轴承外圈、下轴向保持器、下径向保持器、轴向支撑滚轮、径向支撑滚轮、下轴承压环、下轴承挡环等组成, 主要承受很小的预紧力引起的轴向载荷及风载荷引起的径向载荷。方位上轴承、下轴承结构如图 3 所示。

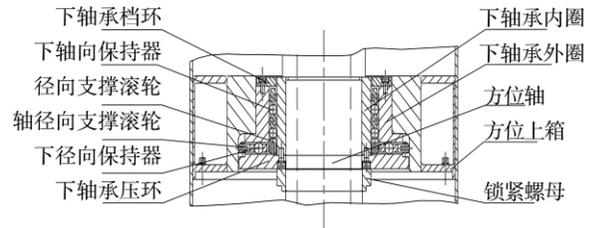
(2) 接触强度校核计算<sup>[4]</sup>。

对轴承主要工作位置 a b c d 处钢球分别计算接触强度, 如图 4 所示。查资料得轴承材料 GCr15SiMn 许用接触强度  $[\delta_H] = 2\,300\text{ MPa}$ 。

在图 4 中方位上轴承 a 处位置共 102 个  $\phi 20$  的钢球与平面接触, b 处 174 个  $\phi 18$  的钢球与圆柱接触或与圆柱形凹面接触。方位下轴承 c 处位置共 114 个  $\phi 18$  的钢球与平面接触, d 处 66 个  $\phi 20$  的钢球与圆柱接触或与圆柱形凹面接触。

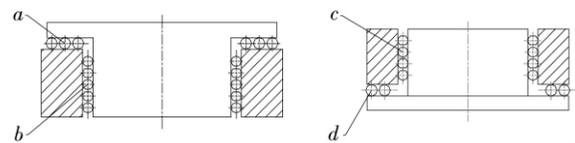


(a) 方位上轴承



(b) 方位下轴承

图 3 方位上轴承和方位下轴承结构图



(a) 方位上轴承

(b) 方位下轴承

图 4 方位上轴承和方位下轴承分析简化图

a 处位置的接触为球与平面接触, 计算最大接触应力公式为:

$$P_0 = 0.578 \times \sqrt{\frac{P}{R^2 \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^2}} = 0.388 \times \sqrt{\frac{PE^2}{R^2}}$$

式中:  $E_1, E_2$ ——两接触体材料弹性模量  $E_1 = E_2 = E = 2 \times 10^{11}$ ;

$\nu_1, \nu_2$ ——泊松比  $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$ ;

$R = 0.01\text{ m}$ ;

$P = M_g/102 = 25\,652.5/102 = 251.5\text{ N}$ 。

许用应力计算:

$$P_0 = 0.388 \times \sqrt{\frac{PE^2}{R^2}} = 0.388 \times \sqrt{\frac{251.5 \times (2 \times 10^{11})^2}{0.01^2}} = 1\,804 \times 10^6 = 1\,804\text{ MPa} < 2\,300\text{ MPa}$$

b 处钢球与轴承内圈接触, 采用球与圆柱面计算公式计算, 计算最大接触应力公式为:

$$P_0 = 0.245 \cdot n_3 \cdot \sqrt{PE^2 \left( \frac{R_1 + 2R_2}{R_1 R_2} \right)^2}$$

式中:  $n_3$ ——球与圆柱接触系数, 查表:  $n_3 = 0.999\,7$ ;

$E = 2 \times 10^{11}$ ;

$P = 5\,819.2/29 = 200.7\text{ N}$ (当保守估计有 1/6 的径向钢球接触时);

$R_1 = 0.009\text{ m}$ ;

$R_2 = 0.12\text{ m}$ 。

许用应力计算:

$$P_0 = 0.245 \times n_3 \cdot \sqrt[3]{PE^2 \left( \frac{R_1 + 2R_2}{R_1 R_2} \right)^2} = 0.245 \times 0.9997 \times \sqrt[3]{200.7 \times (2 \times 10^{11}) \left( \frac{0.009 + 2 \times 0.12}{0.009 \times 0.12} \right)^2} = 1.844 \times 10^6 = 1.844 \text{ MPa} < 2.300 \text{ MPa}$$

$b$  处钢球与轴承外圈接触,采用球与圆柱凹面计算公式计算,计算最大接触应力公式为:

$$P_0 = 0.245 \times n_4 \cdot \sqrt[3]{PE^2 \left( \frac{2R_2 - R_1}{R_1 R_2} \right)^2}$$

式中:  $n_4$ ——球与圆柱凹面接触时系数,查表:  $n_4 = 0.9998$ ;

$$E = 2 \times 10^{11};$$

$$P = 5.819.2/29 = 200.7 \text{ N} \text{ (当保守估计有 } 1/6 \text{ 的径向滚珠接触时);}$$

$$R_1 = 0.009 \text{ m};$$

$$R_2 = 0.138 \text{ m}.$$

许用应力计算:

$$P_0 = 0.245 \times n_4 \cdot \sqrt[3]{PE^2 \left( \frac{2R_2 - R_1}{R_1 R_2} \right)^2} = 0.245 \times 0.998 \times \sqrt[3]{200.7 \times (2 \times 10^{11}) \left( \frac{2 \times 0.138 - 0.009}{0.009 \times 0.138} \right)^2} = 1.757 \times 10^6 = 1.757 \text{ MPa} < 2.300 \text{ MPa}$$

经上面分析计算  $a$  处位置和  $b$  处位置最大接触应力均小于许用应力,上轴承满足接触强度要求。通过同样的分析计算,  $c$  处位置和  $d$  处位置最大接触应力也均小于许用应力,下轴承也满足接触强度要求。

### 3 方位轴系有限元分析

由于方位轴系为复杂结构形式,无法用经典的弹性力学理论进行解析计算,而有限元法则可以求解复杂的工程问题,应用 MSC. PATRAN/NASTRAN 有限元软件对方位轴系分别进行静态分析及模态分析。

#### 3.1 有限元网格的划分<sup>[5]</sup>

根据建立有限元的一般原则,忽略对分析影响小的零部件,忽略零部件上的孔和一些工艺倒角等细节,对装配部件进行简化处理,建立有限元分析简化模型。对方位轴系中箱体的板和加强肋部分采用板单元划分,而方位轴、轴承座则采用六面体实体单元,方位轴的轴承采用简化轴承。

#### 3.2 载荷和边界条件

如图 5 所示,在分析整个系统在  $z$  向的风作用下方位轴系的变形时,可将质量为 2 375 kg 的俯仰传动系统简化成刚体,在其质心位置建立质量点单元,用 MPC 连接到方位轴的安装端面上。而俯仰传动系统所

受的风载荷则可以通过在质量点处施加等效的载荷(3 031 N 的水平力)的方法进行模拟。约束方位轴系中下箱体的下底面,模拟方位轴系竖起工作状态。

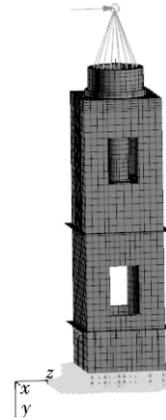
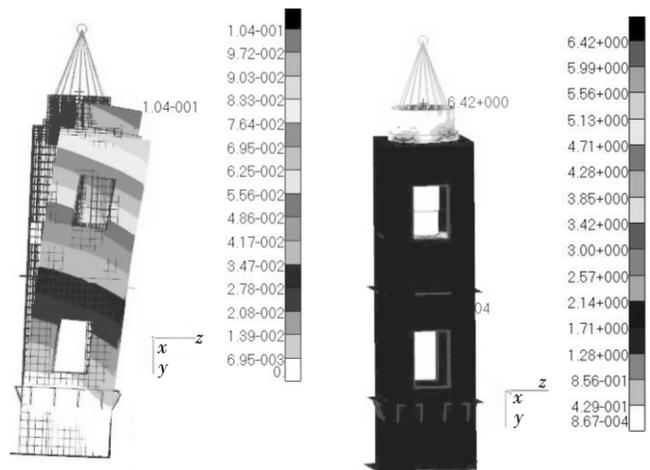


图 5 方位轴系的有限元模型

#### 3.3 静态分析

分析整个系统在重力和风载荷共同作用时方位轴系的变形和应力情况,其变形云图和应力云图分别如图 6a、b 所示。由分析结果可知,重力作用和风载共同作用时,方位轴系整体变形为顺着风方向弯曲和下沉,最大变形发生在方位轴顶端,最大变形量约为 104  $\mu\text{m}$ ,在弹性变形范围内,在没有风载荷的情况下可以恢复。最大应力为 6.42 MPa,小于许用应力值,结构是安全的。



(a) 变形云图

(b) 应力云图

图 6 方位轴系受重力和风载荷分析云图

#### 3.4 模态分析

通过模态分析可以确定结构或部件的振动特性,即结构的固有频率和振型,从而判断结构的刚度。采用图 5 中所示的有限元模型对整个系统中方位轴系部分的模态进行分析,振型云图如图 7 所示,计算结果如表 4 所示,由结果可见,所有振型频率满足  $\geq 8 \text{ Hz}$  的设计要求。

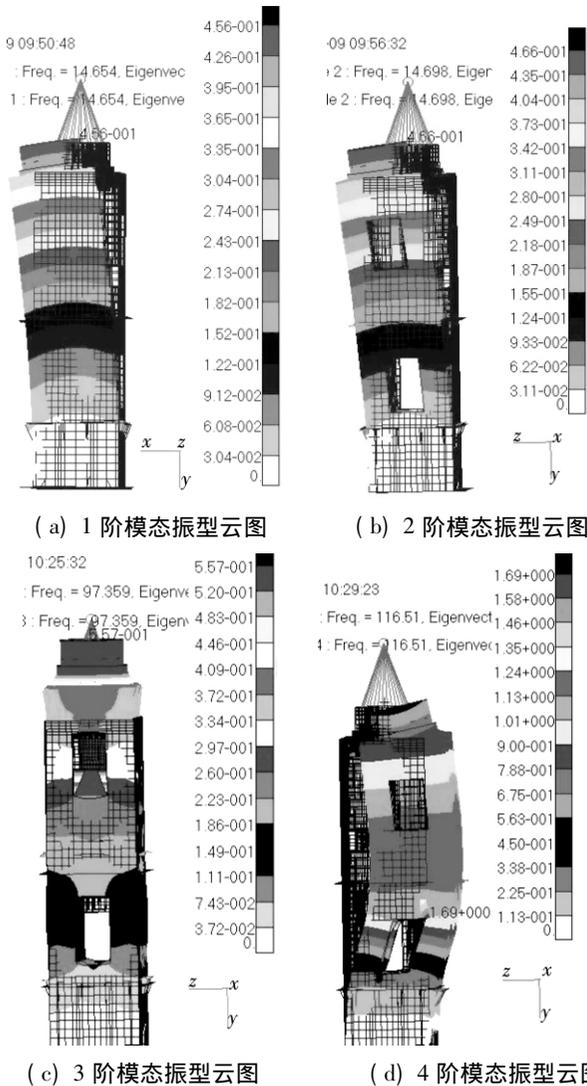


图 7 方位轴系的模态振型云图

表 4 方位轴系模态分析结果

模态	谐振频率 /Hz	振型描述	振型图
1 阶	14.65	沿 x 向的摆动	图 7a
2 阶	14.70	沿 z 向的摆动	图 7b
3 阶	97.40	沿 y 向的上下振动	图 7c
4 阶	116.51	沿 z 负向弯曲	图 7d

## 4 结论

一般的立式方位轴系都采用标准轴承, 径向尺寸较大, 满足高精度很困难, 伺服刚性不好。而文中介绍的是采用自制密珠轴承的立式方位轴系。此应用密珠轴承的方位轴系满足径向尺寸小、轴向尺寸大的结构特点, 并且此方位轴系满足了运输倒伏和工作竖立两种工作状态的使用要求。密珠轴承的设计中采用了滚动摩擦保持器结构, 大大减小了轴承的摩擦阻力。

采用密珠轴承的方位轴系结构, 实测 1 阶谐振频率在 12 Hz 以上, 轴系晃动量小于 3', 满足了设计指标, 实现了高刚度、高精度和大负载的要求, 已经完成了样机的研制和相关试验, 并且在某型雷达转台的应用中获得了良好的效果。

### 参考文献

- [1] 樊松林. 大型天线座方位支撑传动装置结构设计[J]. 现代雷达, 2005, 27(4): 67-70.
- [2] 吴凤高. 天线座结构设计[M]. 西安: 西北电讯工程学院出版社, 1986: 9-32.
- [3] 龚振邦, 陈守春. 伺服机械传动装置[M]. 北京: 国防工业出版社, 1980: 9-29.
- [4] 徐灏. 机械设计手册(第 1 卷)[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003: 147-151.
- [5] 甘至宏, 张葆, 撒芃芃. 机载光电稳定平台框架结构工程分析[J]. 光学精密工程, 2008, 16(12): 2441-2446.

### Design and analysis of vehicle-borne radar turntable's azimuth shafting based on high precision dense ball bearing

TIAN Xue-guang<sup>1,2</sup>, WU Yu-bin<sup>1</sup>, ZHANG De-long<sup>1</sup>, BING Yu-xia<sup>1</sup>, CHANG Feng-ji<sup>1</sup>, TIAN Xing-zhi<sup>1</sup>

(1. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China; 2. Graduate School of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China)

**Abstract:** Azimuth driving system is an important part of radar turntable, its function is to drive radar antenna to carry out azimuth rotational motion with high precision. The article mainly discusses the structural design and mechanical analysis of azimuth shafting by applying high precision dense ball bearing. The characteristics of this azimuth shafting are small in radial size, large in axial size, and large-scale and high accuracy. Moreover, it can be lodged in transport and erected in work. Firstly, the article introduces the whole structure of azimuth driving system. Secondly, the article analyzes the loading condition of the azimuth shafting, and presents the structure analysis and strength check calculation for the dense ball bearing. At last, the author applies finite element static and dynamic analysis to the whole azimuth shafting, which is proved that the mechanical performance of this azimuth shafting could satisfy the design target.

**Key words:** dense ball bearing; turntable; Azimuth shafting- Fig 7 Tab 4 Ref 5 "Jixie Sheji"9619