

文章编号 1004-924X(2012)07-1509-08

大型地平式望远镜的方位轴系支撑结构

王 槐*, 代 霜, 张景旭

(中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033)

摘要: 设计了用于 2 m 口径望远镜的方位轴系支撑结构。通过对比大型地平式望远镜方位轴系的典型支撑结构, 拟定了由向心球轴承和大接触角推力球轴承集成的一体化轴系支撑方案以及相应的轴承结构参数。依据 Hertz 接触理论并采用 AYSYS 有限元软件对 60~85° 不同原始接触角下的静载荷特性参数进行了理论计算和非线性仿真分析验证, 结合加工工艺设计了 85° 接触角的推力球轴承结构。研制成功了直径为 1 500 mm 轴承样机, 其轴向跳动为 0.009 mm, 径向跳动为 0.006 mm, 最大空载启动摩擦力矩为 30 N·m, 承载能力优于 30 t。该项设计为大型望远镜高精度方位轴系的研制提供了可靠的设计依据和技术途径。

关键词: 地平式望远镜; 方位轴承; 支撑结构; Hertz 接触理论; ANSYS 接触仿真

中图分类号: TH751 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20122007.1509

Azimuth shafting bearing structure in a large Alt-azimuth telescope

WANG Huai*, DAI Shuang, ZHANG Jing-xu

(Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences,
Changchun 130033, China)

* Corresponding author, E-mail: playsnail@sina.com

Abstract: An azimuth shafting bearing structure was designed for a 2 m telescope engineering project. The typical azimuth bearing structures in large Alt-azimuth telescopes were compared, and the shafting bearing scheme for integrating a high-angular contact thrust ball bearing with a radial ball bearing was put forward. The corresponding parameters of the high-angular contact thrust ball bearing were devised. Based on the Hertz contact theory and the Finite Element Method(FEM) software ANSYS, the static performance parameters within the range of 60-85° original contact angle were calculated and validated in nonlinear simulation. The 85° high-angular thrust ball bearing structure was designed with the processing technique. A prototyping bearing with a diameter of 1 500 mm was developed firstly at home and it shows good performance in a axial run-out of 0.009 mm, a radial run-out of 0.006 mm, the maximum starting torque without load of 30 N·m, and the load capacity more than 30 t. The design can offer a reliable guidance and advanced technique paths for developing the high precision azimuth shaftings of large telescope systems.

Key words: Alt-azimuth telescope; azimuth bearing; supporting structure; Hertz contact theory, ANSYS contact simulation

收稿日期: 2012-02-15; 修订日期: 2012-05-17.

基金项目: 中科院三期创新工程专项资金资助项目

1 引言

20 世纪 90 年代以来,世界各国研制成功的 2 m 以上口径大型望远镜已有近百台,其中 3~6 m 口径的望远镜有 20 余台,而我国研制成功的大型望远镜只有国家天文台 2.16 m 赤道式天文望远镜和成都光电所 1.8 m 地平式望远镜 2 台。现代大型望远镜都采用先进的地平式结构,它包含绕水平轴线旋转的俯仰轴系和绕垂直轴线旋转的方位轴系。位于望远镜下部的方位轴系支撑整个系统并与地基相连接,同时为望远镜提供方位回转轴线,实现方位角测量、跟踪驱动、角速度和角加速度的测量及反馈等功能。承载数十乃至近百吨回转部件的重量,并具有极高的运动精度和良好的稳定性,从而保证望远镜平稳、精确、高重复性和超低速运行等工作特性^[1-2]。因此,研制具有大载荷、高刚度和低摩擦性能的方位轴系支撑结构是确保大型望远镜研制成功的关键技术之一。

本文设计了用于 2 m 口径望远镜的方位轴系支撑结构。提出了由向心球轴承和大接触角推力球轴承集成的一体化轴系支撑方案及相应的轴承结构参数。设计了 85°接触角的推力球轴承结构,研制了直径为 1 500 mm 的轴承样机。文中的工作为大型望远镜方位轴系的研制提供了技术基础。

2 典型方案分析

由于大型望远镜方位轴系具有大承载重量、高运动精度和良好的稳定性等特殊要求,通用的推力球轴承、推力滚子轴承等的结构尺寸、承载能力和回转精度难以满足其要求,因此国外制造 2~4 m 口径地平式望远镜时均针对望远镜的性能指标专门设计大型方位轴系支撑方案,如表 1 所示。

由相关资料可见,应用在 2~4 m 口径地平式望远镜方位轴系的支撑方案主要有:

2.1 三列滚子轴承、双列球轴承等转盘轴承

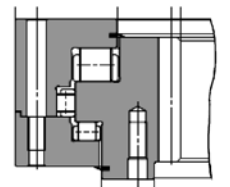
欧洲南方天文台 1.8 m VLTIA 辅助望远镜的方位轴系采用了三列滚子轴承,结构如图 1(a) 所示;美国 3.5 m SOR 望远镜的方位轴系采用了双列球轴承,结构如图 1(b) 所示,这类轴承统称转盘轴承,可同时承担径向、轴向和力矩载荷,但为其增加刚度需要施加预紧力,这会导致滚动物

表 1 典型 2~4 m 望远镜方位轴系支撑方案^[3-9]

Tab. 1 Typical 2-4 m telescope azimuth bearing scheme^[3-9]

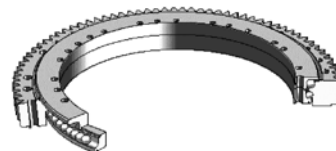
望远镜	方位轴支撑方案
1.8 m VLTIA	三列圆柱滚子轴承
2.0 m LT	液体静压轴承
3.5 m NIT	轴向为液体静压轴承, 径向为角接触球轴承
3.5 m SOR	双列球轴承
3.5 m TNG	液体静压轴承
4.1 m SOAR	带有径向密珠球轴承的高接触角推 力球轴承一体化设计
4.2 m DCT	带有径向密珠球轴承的高接触角推 力球轴承一体化设计

发生滑动,进而增大摩擦,使驱动电机和伺服控制的设计难度增高。



(a) 三列滚子轴承

(a) Three row roller bearing



(b) 双列球轴承

(b) Double row ball bearing

图 1 转盘轴承

Fig. 1 Turntable bearings

2.2 轴向液体静压轴承

这类轴承应用于 2 m Liverpool 望远镜和 3.5 m TNG 望远镜,原理如图 2 所示。其摩擦低,功耗小,传动效率高,油膜有良好的抗振性能和误差补

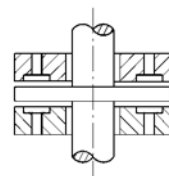


图 2 轴向液压轴承

Fig. 2 Axial hydrostatic bearing

偿作用,回转精度高。但它的液压油性能受温度影响较大,须严格控制油温和环境温度,并需要可靠的供油系统和独立的备用供电系统,初始研究费用和维护费用较高。因此目前仍主要应用于大型天文望远镜。

2.3 多列平面止推球轴承

该类轴承应用于国内绝大多数光电经纬仪^[10-11],原理如图 3 所示。其摩擦低、回转精度高,钢球的承载滚道面都是平面或圆柱面,相应的设计、加工和检测技术已很成熟。但依据 Hertz 理论的相关计算^[12-14],在同样的轴向载荷作用下,钢球与平面滚道的接触面积远小于钢球与弧面滚道的接触面积,因此前者接触应力远大于后者。随着望远镜口径和重量的增大,平面止推球轴承的钢球数量远多于弧面滚道轴承(可达 6~10 倍),同时保持架和轴承环的加工及检测难度也大大增加。

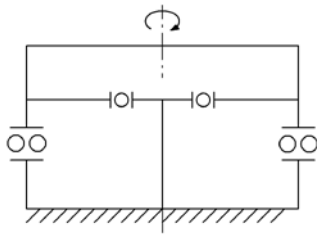


图 3 向心球轴承结合平面止推球轴承

Fig. 3 Radial ball bearing integrated with plane raceway thrust close packing ball bearing

2.4 向心柱面滚道球轴承和大接触角推力球轴承一体化设计

该类轴承已应用于美国 4.1 m SOAR 南方天文研究望远镜和 4.2 m DCT 探索频道望远镜,如图 4 所示,具有大承载能力、高轴向刚度和低摩擦力矩等优点。大接触角推力球轴承主要承受轴向载荷,在预载荷作用下的向心柱面滚道球轴承弥补了前者径向刚度低的不足。这种设计在直径 3.66 m 范围内提供了足够的刚度,而且钢球良好

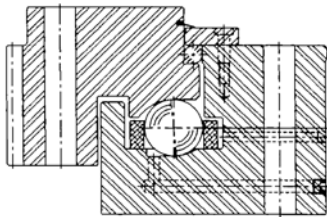


图 4 4.1 m SOAR 的一体化方位轴承设计

Fig. 4 Concept of 4.1 m SOAR azimuth integral bearing

的滚动特性有利于减小摩擦阻力,可以在优化摩擦阻力和谐振频率之间实现最佳平衡。

3 方案设计和 Hertz 理论求解

结合某在研 2 m 口径望远镜项目中的实际需求,并借鉴 4.1 m SOAR 望远镜方位轴系支撑结构,设计了由向心柱面滚道球轴承和角接触推力球轴承一体化轴承方案,如图 5 所示。由于向心柱面滚道球轴承所承受的径向载荷主要来自风载等扰动,相对较小,通过设计负游隙尺寸的预过盈可以实现,因此设计难点主要集中在承受较大轴向载荷的大接触角推力球轴承。通用推力角接触球轴承的接触角 α 最大为 60° ,应用于机床主轴等,主要承担轴向载荷,同时也可以承担一定的径向载荷。因此以下主要分析接触角 $\alpha > 60^\circ$ 时的接触情况。

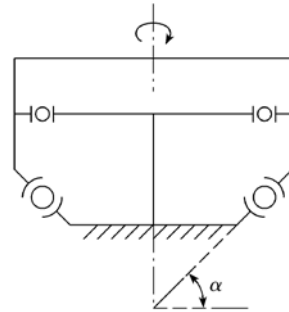


图 5 由向心柱面滚道球轴承和角接触推力球轴承集成的一体化支撑方案

Fig. 5 Azimuth bearing scheme: angular contact thrust ball bearing integrated with radial ball bearing

根据 Hertz 接触理论^[12],两物体接触情况如图 6 所示,即两接触体的主曲率平面重合于平面 1 和 2。当外力由 0 逐渐增大时,接触区域由点变

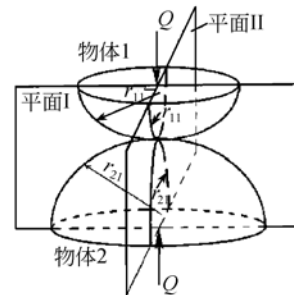


图 6 物体之间接触

Fig. 6 Contact objects

为面,接触区域形状为椭圆形。轴承接触变形有如下计算公式:

$$\sum \rho = \rho_{11} + \rho_{111} + \rho_{21} + \rho_{211} = \frac{1}{r_{11}} + \frac{1}{r_{111}} + \frac{1}{r_{21}} + \frac{1}{r_{211}}, \quad (1)$$

$$F(\rho) = \frac{|\rho_{11} - \rho_{111}| + |\rho_{21} - \rho_{211}|}{\sum \rho}, \quad (2)$$

$$f_m = \frac{f_i + f_e}{2}, \quad (3)$$

$$\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} = 1 + \frac{c}{2f_m - 1} \left[\frac{F_a}{ZD_w^2 \sin \alpha'} \right]^{2/3}, \quad (4)$$

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin \alpha'}, \quad (5)$$

$$a = a^* \left[\frac{3Q}{2\sum \rho} \left(\frac{1 - \xi_1^2}{E_1} + \frac{1 - \xi_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/3}, \quad (6)$$

$$b = b^* \left[\frac{3Q}{2\sum \rho} \left(\frac{1 - \xi_1^2}{E_1} + \frac{1 - \xi_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/3}, \quad (7)$$

$$\delta = \delta^* \left[\frac{3Q}{2\sum \rho} \left(\frac{1 - \xi_1^2}{E_1} + \frac{1 - \xi_2^2}{E_2} \right) \right]^{2/3} \frac{\sum \rho}{2}, \quad (8)$$

$$p_{\max} = \frac{3Q}{2\pi ab} = \frac{3}{2\pi e_a e_b} \sqrt[3]{(\sum \rho)^2 Q}, \quad (9)$$

式中, ρ 为接触物体的主曲率,即接触体半径 r 的倒数,凸面取正值,凹面取负值; $\sum \rho$ 为接触点处两接触体的主曲率和; $F(\rho)$ 为辅助函数; f_m 为平均滚道曲率半径比; f_i 、 f_e 为内外环滚道曲率半径与钢球直径比; F_a 为轴向载荷,单位 c 为接触变形系数; α 为轴承原始接触角; α' 为轴承受轴向载荷作用下的接触角; Q 为单个钢球的载荷,单位为 N; E_1 、 E_2 为接触体材料的弹性模量,单位为 MPa; ξ_1 、 ξ_2 为接触体材料的泊松比; a 、 b 为接触椭圆的长、短半轴长度,单位为 mm; δ 为钢球和轴承环滚道间的弹性趋近量,单位为 mm; a^* 、 b^* 、 δ^* 为辅助函数 $F(\rho)$ 所决定的系数,由相应图表^[12-13]查出; p_{\max} 为钢球与轴承环间的最大接触应力,单位为 MPa;

由于方位轴承属于极低速运转 ($n < 10$ r/min) 的工作状态,轴承的承载能力并不取决于材料的疲劳,而是由轴承的静承载能力决定,即钢球和滚道间的接触应力应小于 $4\ 200$ MPa^[13]。而且钢球与内环间的接触情况比钢球与外环间的恶劣^[14],因此,这里重点分析钢球与轴承内环的接触情况。

设计的大接触角推力球轴承的基本结构参数为:轴向载荷 $F_a = 245.25$ kN,钢球直径 $D_w = 36$ mm,球组节圆直径 $D_{pw} = 1\ 500$ mm,内外环滚道曲率半径与钢球直径比 $f_i = f_e = 0.54$,钢球数 Z

$= 90$ 。采用上述公式针对原始接触角 α 在 $60 \sim 85^\circ$,以 5° 为间隔计算钢球与轴承内环的最大接触应力 p_{\max} 以及轴承整体的轴向弹性变形,即弹性趋近量并与采用同样钢球直径和数量的平面止推球轴承(接触角 $\alpha = 90^\circ$) 进行对比,如表 2 所示。

表 2 不同原始接触角下,轴承受力及变形情况

Tab. 1 Bearing stress and deformation at different original contact angles

原始接触角/(°)	受载接触角/(°)	钢球承受载荷/N	最大接触应力/MPa	弹性趋近量/ μ m
60	60.39	3 134.0	1 435	34.18
65	65.30	2 999.0	1 413	33.20
70	70.23	2 900.0	1 396	32.44
75	75.16	2 819.0	1 381	31.84
80	80.11	2 766.1	1 372	31.44
85	85.05	2 735.2	1 365	31.20
平面止推球轴承		2 725.0	2 760	52.34

在相同的初始条件下,随原始接触角度逐渐增大:

(1) 受载后的接触角度 α' 增大的趋势逐渐减小,平面止推球轴承(原始接触角为 90°) 由于垂直加载,所以接触角无变化;

(2) 单个钢球所承受的载荷逐渐减小,同时最大接触应力 p_{\max} 也逐渐减小,但平面止推球轴承的对应值约为其它轴承的 2 倍。这是由于推力角接触球轴承的弧面滚道结构增大了接触面积,从而大幅度减小了最大接触应力;

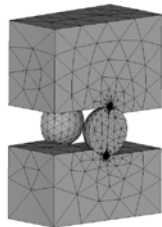
(3) 轴承整体的轴向弹性趋近量逐渐减小,但平面止推球轴承的对应值约为其它轴承的 2 倍,这是由于角接触推力球轴承的弧面滚道结构增大了接触面积,从而大幅度减小了钢球与滚道间的弹性变形量,同时利于提高轴承支撑刚度和减小摩擦力矩。

4 有限元仿真分析

4.1 模型建立和网格划分

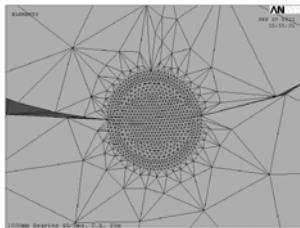
采用 UG NX4.0 建立大接触角推力球轴承的三维模型。由于接触问题属于高度的非线性行为,求解计算量大,为节约计算资源和时间,取轴承环的 $1/90$ 剖分区域进行分析,并简化倒角、退刀槽等细节。通过 parasolid 过程文件将模型导

入有限元分析软件 ANSYS 9.0 中,选用 10 节点的 solid 92 单元,GCr15 材料的弹性模量 E 为 2.11×10^5 MPa,泊松比为 0.29。对接触区域(以接触点为球心的 4 mm 直径球内)采用小于理论计算的接触椭圆短半轴长度一半(0.15 mm)的单元边长进行局部细化^[15-16],其它区域采用 6 级自由网格划分,如图 7(a)、(b)所示,并在钢球的接触区域采用 contal74 单元,滚道的接触区域采用 targel70 单元,创建非对称性的面-面接触对。设置实常数:法向接触刚度 $FKN=1.0$,穿透容差 $FTOLN=0.1$,摩擦系数 $MU=0.15$ 。关键选项 $KEYOPT(5)=1$,闭合初始间隙。



(a)模型网格划分

(a) Finite-element mesh of model



(b)接触区域局部细化

(b) Local refine mesh of contact area

图 7 有限元模型

Fig. 7 Finite-element model

4.2 约束和加载

依据轴承的实际工作情况,在总体柱坐标系下设定约束:轴承内环下表面径向(UX)、切向(UY)和轴向(UZ)自由度均为 0;轴承外环上表面耦合轴向自由度(UZ);在两侧剖面上设置对称约束,并将轴承整体轴向载荷 $F_a = 245.25$ kN 转换为面压力载荷 0.52 MPa,施加于外轴承环上表面,如图 8 所示。

4.3 求解选项设置

设置求解参数包括:打开大变形和大应变选项 NLGEOM、自动时间步长选项 AUTOTS、线

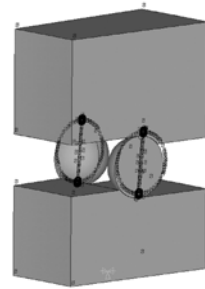


图 8 模型施加约束和载荷

Fig. 8 Constraint condition and load of model

性搜索选项 LNSRCH。设置载荷步结束时间(Time at end of loadsteps)为 1,子步数(No. of substeps)为 50,最大子步数(Max no. of substeps)为 100,最小子步数(Min no. of substeps)为 10。考虑到模型包含 279 563 个节点,204 203 个单元,采用比默认 Sparse Direct 求解器更适合非线性求解的 PCG 求解器进行求解。

4.4 仿真结果分析

进入通用后处理 POST1 中观察分析结果,以 85° 接触角为例,最大接触应力 1 346 MPa 发生在钢球和内轴承环接触区域,如图 9 所示。

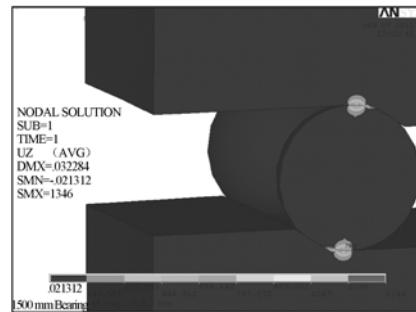


图 9 接触应力等值线图

Fig. 9 Contour of contact stress

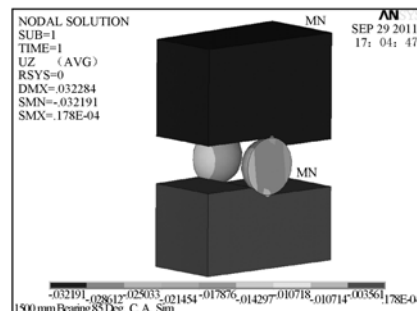


图 10 轴向变形等值线图

Fig. 10 Contour of axial deformation

轴承整体轴向弹性变形为 $32.19 \mu\text{m}$, 约为钢球直径 ($D_w = 36 \text{ mm}$) 的 0.043% , 这个比值为大型望远镜方位轴承的设计提供了重要参考依据。最大位移发生在轴承环上表面, 如图 10 所示。同理对其它理论计算对应的接触情况进行仿真, 结果如表 3 所示。

表 3 不同原始接触角下, 轴承受力及变形情况的理论值和仿真值对比

Tab. 3 Comparison between theoretical calculation and simulation of the bearing stress and deformation at different original contact angles

原始接触角/(°)	最大接触应力/MPa			弹性趋近量/ μm		
	理论计算	FEA	仿真误差/%	理论计算	FEA	仿真误差/%
60	1 435	1 405	2.1	34.18	35.72	4.5
65	1 413	1 386	1.9	33.20	34.63	4.3
70	1 396	1 372	1.8	32.44	33.71	3.9
75	1 381	1 359	1.7	31.84	33.02	3.7
80	1 372	1 352	1.5	31.44	32.51	3.4
85	1 365	1 346	1.4	31.20	32.19	3.2
平面止推球轴承	2 760	2 732	1.0	52.34	53.39	2.0

通过对比可见:

(1) 仿真结果与理论计算值比较吻合, 充分说明了仿真过程和参数设计的合理性, 也验证了理论计算的正确性;

(2) 随接触角的减小, 接触应力和弹性趋近量的仿真结果与理论计算值的误差有增大的趋势, 这主要是由于受载后的接触角变化和钢球承受的载荷增大, 复杂的摩擦影响逐渐增强, 但误差仍在较理想的范围内;

(3) 平面止推轴承由于垂直正接触, 几乎不发生滑移, 受载后接触角没有发生变化, 因此相应误差最小, 主要是由于接触仿真过程中为减少相对滑移导致的刚体运动, 计入了 2 个接触体之间的微量渗透, 而在真实接触过程中不会发生。

由上述 Hertz 理论计算和 ANSYS 有限元仿真分析可见, 相对于传统经纬仪采用的平面止推球轴承, 在承受载荷和结构参数基本相同的情况下, 推力角接触球轴承具有较小的接触应力和弹性趋近量, 特别是大接触角 ($\alpha > 60^\circ$) 的情况下, 能够在不改变钢球和滚道材料的前提下明显提高承

载能力, 更适合大型望远镜方位轴承大承载、高刚度和低摩擦的性能要求。

5 结构设计和成品检测

5.1 结构设计

依据前述设计分析, 为某在研 2 m 口径望远镜项目研制了一套直径为 1 500 mm 的方位轴承, 如图 11 所示。具体结构参数包括: 径向钢球直径为 14 mm, 轴向钢球直径为 36 mm, 公称接触角为 85° , 采用 GCr15SiMn 轴承钢制造。其结构特点是将向心柱面滚道球轴承的内环与推力角接触球轴承的内环整合为一体, 由向心柱面滚道球轴承实现径向的精确定位, 大接触角推力球轴承承受轴向载荷。

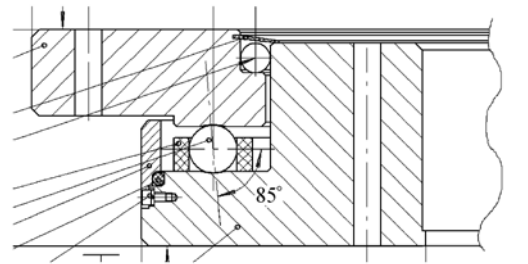


图 11 1 500 mm 一体化方位轴承结构设计图

Fig. 11 Design drawing of 1 500 mm integral azimuth bearing structure

虽然接触角越大, 承载能力越强, 还利于减小与径向轴承间的过定位扰动, 但受加工工艺和机加精度所限, 当接触角大于 85° 后, 很难保证接触线仅向轴承内偏转。当由于加工误差导致滚道接触点构成的理论圆变成椭圆, 在椭圆长轴区域就会发生受载后的接触角超过 90° , 即接触线向轴承向外偏转的情况, 这将对轴承的回转精度造成严重影响。通用的特大型推力球轴承 (公称外径大于 440 mm) 精度仅有 0 级、6 级和 5 级, 无法达到大型望远镜方位轴系所需的 4 级以上高精度, 因此位于方位轴系下部的推力球轴承没有采用常见的推力球轴承结构设计。

5.2 检测方法

依据转盘轴承相关检测标准^[17], 对一体化方位轴承制定如下检测方法:

将轴承内环基准端面水平放置于 3 个圆周均布的等高固定支点上, 将一个千分表置于外环基

准端面上,另一个千分表置于外环定位配合的内径上,将外环转动一周,各千分表的最大读数和最小读数之差,即为成品轴承的轴向跳动 S_{ea} 和径向跳动 K_{ea} 。

采用测力计,沿轴承外环的水平切线方向均匀拉动外环安装孔上的吊环螺钉,圆周上取3点,每点检测3次,其中最大值即为最大空载启动摩擦力矩 T_{max} 。



图 12 1 500 mm 一体化方位轴承样机

Fig. 11 Prototyping of 1 500 mm integral azimuth bearing

5.3 检测结果

中科院长春光机所研制成功的用于大型望远

镜的向心柱面滚道球轴承和大接触角推力球轴承一体化轴承样机^[18]如图 12 所示。实测主要性能指标为:轴向跳动 S_{ea} 为 0.009 mm,径向跳动 K_{ea} 为 0.006 mm,最大空载启动摩擦力矩 T_{max} 为 30 N·m。完全能够满足某在研 2 m 口径望远镜项目的回转精度、承载能力和摩擦力矩的指标要求。

6 结 论

结合某在研 2 m 口径望远镜项目,设计了采用向心球轴承和大接触角推力球轴承相集成的一体化轴承方案。依据 Hertz 接触理论对 60~85° 不同原始接触角下的静承载特性参数进行了理论计算,并采用 AYSYS 有限元软件进行非线性接触仿真验证,结合加工工艺设计了 85° 大接触角的推力球轴承结构。在国内首次研制成功了用于大型望远镜方位轴系的直径为 1 500 mm 的一体化轴承样机,其轴向跳动为 0.009 mm,径向跳动为 0.006 mm,最大空载启动摩擦力矩为 30 N·m,承载能力优于为 30 t,文中的工作为大型望远镜高精度方位轴系的研制提供了可靠的设计依据和先进的技术途径。

参考文献:

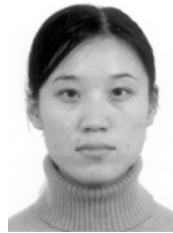
- [1] 周超,杨洪波,吴小霞,等.地基大口径望远镜结构的性能分析[J].光学精密工程,2011,19(1):138-145.
ZHOU CH, YANG H B, WU X X, *et al.*. Structure analysis of ground-based large telescopes[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(1):138-145. (in Chinese)
- [2] 王帅,李洪文,孟浩然,等.光电望远镜伺服系统速度环的自抗扰控制[J].光学精密工程,2011,19(10):2442-2449.
WANG SH, LI H W, MENG H R, *et al.*. Active disturbance rejection controller for speed-loop in telescope servo system [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(10):2442-2449. (in Chinese)
- [3] BERTRAND K, CARLO F. VLTI auxiliary telescopes[J]. *SPIE*, 2000, 4006:13-25.
- [4] STEELE I A, SMITH R J, REES P C. The liverpool telescope: performance and first results[J]. *SPIE*, 2004, 5489: 679-693.
- [5] TARENGHI M. European southern observatory (ESO) 3.5m new technology telescope[J]. *SPIE*, 1986, 628: 328-336.
- [6] ROBERT Q F. The starfire optical range 3.5-m adaptive optical telescope[J]. *SPIE*, 2003, 4837: 934-943.
- [7] BIRBERT C, BHATIA R, BONOLI C, *et al.*. Status of the Galileo national telescope[J]. *SPIE*, 1994, 2199: 10-21.
- [8] PORTER D S, KERSTAN G H, JAMES J S. Final design, fabrication, factory integration, and test of a 4.2-meter telescope mount[J]. *SPIE*, 2003, 4837: 295-307.
- [9] DAVID S P, THOMAS A S, BYRON S, *et al.*. The concept design of the discovery channel telescope mount[J]. *SPIE*, 2004, 5489: 950-961.
- [10] 张景旭.大型跟瞄架方位轴系的研制[J].光学精密工程,1996,4(2):73-77.
ZHANG J X. Development of vertical axial system for large tracking and pointing mount [J]. *Opt. Precision Eng.*, 1996, 4(2):73-77. (in Chinese)

- [11] 冯栋彦, 高云国, 张文豹. 采用标准轴承的光电经纬仪轴系误差修正[J]. 光学精密工程, 2011, 19(3):605-611.
FENG D Y, GAO Y G, ZHANG W B. Elimination of shafting errors in photoelectrical theodolites with standard-bearings[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(3):605-611. (in Chinese)
- [12] HERTZ H. On the contact of elastic solids[J]. *J. Reine and Angew. Math.*, 1881, 92:100-111.
- [13] ISO 76-2006: Rolling bearings-static load ratings[S]. 2006.
- [14] TEDRIC A H. *Rolling Bearing Analysis*[M]. 4th Edition, New York: Taylor&Francis, 2001:185-189.
- [15] ANSYS *Contact Technology Guide Release 9.0 Documentation*[EB/OL]. ANSYS, Inc. 2004.
- [16] 王槐, 张景旭, 代霜. 基于 ANSYS 的平面止推轴承有限元分析[J]. 现代制造工程, 2011, 8:75-79.
WANG H, ZHANG J X, DAI SH. Analysis of the finite element contact model in the plane thrust bearing using ANSYS[J]. *J. Modern Manufacturing Engineering*, 2011, 8:75-79. (in Chinese)
- [17] JB/T 10471-2004 滚动轴承 转盘轴承[S]. 2004.
JB/T 10471-2004 *Rolling bearing-Slewing Bearings*[S]. 2004. (in Chinese)
- [18] 王志, 王槐. 大型精密转台用径向自定位双排异径球转盘轴承: 中国, ZL 2009 10067381. 4 [P]. 2011.
WANG ZH, WANG H. *Radial self-aligning double row different ball diameter slewing bearing for large precision turntable: China*, ZL 2009 10067381. 4 [P]. 2011. (in Chinese)

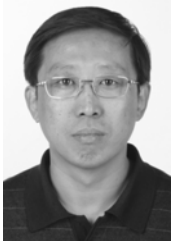
作者简介:



王槐(1980—),男,辽宁沈阳人,助理研究员,2003年于大连理工大学获得学士学位,2009年于中科院长春光学精密机械与物理研究所获得博士学位,主要研究方向为大型光电望远镜结构设计。E-mail: playsnail@sina.com



代霜(1980—),女,吉林东丰人,助理研究员,2003年于东北师范大学获得学士学位,2006年于中科院长春光学精密机械与物理研究所获得硕士学位,主要研究方向为嵌入式系统设计。E-mail: dai-dai123@163.com



张景旭(1965—),男,吉林长春人,研究员,博士生导师,1987年、1990年于北京邮电大学分别获得学士、硕士学位,2008年于中科院长春光学精密机械与物理研究所获得博士学位,主要研究方向为大型光电望远镜结构设计。E-mail: zhangjx@ciomp.ac.cn.