文章编号　1004-924X(2010)01-0190-07

双半外圈调心球轴承预紧分析及在工程中的应用

王国民[1,2],顾伯忠[1,2],张　坤[1,2,3]
(1. 中国科学院 国家天文台 南京天文光学技术研究所,江苏 南京 210042;
2. 中国科学院 天文光学技术重点实验室,江苏 南京 210042;
3. 中国科学院 研究生院,北京 100049)

摘要:为了保证双半外圈双列调心球轴承的预紧效果,对其预紧力的确定和预紧量的大小进行了分析计算。这种轴承结合了成对双联向心推力球轴承和双列向心调心球轴承的优点,既能实现大角度调心,调心角度达 3°,又能进行轴向预紧。通过对这类轴承的力学分析,推导了轴向预紧力与轴承支撑负载的关系公式,而预紧量是通过控制两个半外圈之间的隔圈厚度进行调节的。基于弹性接触理论,推导了轴承定位隔圈磨削量大小的公式。将轴承用于 LAMOST 天文望远镜像场旋转轴中,对内径 ϕ1 100 mm 的轴承现场安装预紧调整后进行实测。测量结果表明,在任意 50°范围内(旋转轴工作范围),轴系径向跳动 < 0.02 mm,端面跳动 < 0.03 mm,满足了 LAMOST 对像场旋转轴系刚度和旋转精度的要求。跟星实测像场旋转精度 RMS 值优于 0.3″。

关　键　词:天文望远镜;双列调心球轴承;预紧力;预紧量
中图分类号:TH751;TH133.3　　**文献标识码**:A

Preload analysis of two-piece outer ring self-aligning ball bearing and its application

WANG Guo-min[1,2], GU Bo-zhong[1,2], ZHANG Kun[1,2,3]

(1. *National Astronomical Observatories / Nanjing Institute of Astronomical Optics & Technology, Chinese Academy of Sciences, Nanjing* 210042, *China;*
2. *Key Laboratory of Astronomical Optics & Technology, Nanjing Institute of Astronomical Optics & Technology, Chinese Academy of Sciences, Nanjing* 210042, *China;*
3. *Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing* 100049, *China)*

Abstract: The preload and precompact capacity of a two-piece outer ring self-aligning ball bearing are analyzed in this paper to ensure the preload effectivity. This bearing has the merits both from a double row angular contact ball bearing and a double row self-aligning ball bearing, so it not only can be preloaded to enhance stiffness, but also can self-align to compensate the misalignment. The maximum misalignment angle reaches 3°. In order to be preloaded properly, the outer ring is consisted of two spherical inner face raceways, which forms a spherical surface whose center is common to the bearing center and a in-between spacer. The preload is controlled by adjusting the thickness of the spacer.

收稿日期:2009-02-11;**修订日期**:2009-04-11.
基金项目:国家重大科学工程资助项目(No. 0983)

© 1994-2010 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

The relationship between preload and bearing supporting is analysed and formulated with the help of a mechanic theory. Meanwhile, based on the Hertz contact theory, the formula to determine the spacer thickness is given. This kind of bearing is adopted in a LAMOST telescope, test results show that the radial runout is less than 0.02 mm and axial runout is less than 0.03 mm for a Φ1 100 mm bearing at an arbitrary angle of 50°. The tracking accuracy of focal rotation is better than 0.3″ supported by this kind of bearings.

Key words: astronomical telescope; double row self-aligning ball bearing; preload; precompact capacity

1　引　言

双列调心球轴承外圈滚道是球面的一部分,其曲率中心在轴承旋转轴线上,具有自动调心的性能,一是用于补偿由于轴的弯曲和轴承座孔变形产生的同轴误差,二是在大型机构中,可以降低支撑结构的安装调试精度指标。有不少学者对这类轴承的调心问题进行了研究[1-4],文献[5]对这类轴承的径向和轴向刚度进行了分析计算。成对双联向心推力球轴承在轴承生产中考虑到预紧变形量的大小,在相配对的两个轴承的内圈或外圈的端面上,磨去一定的预紧变形量[6]。当将这种轴承安装到轴承部件上时,用轴向预紧装置压紧相应端面,两轴承即处于预紧状态,磨削量可根据实际工作负载来确定。轴承预紧后,轴承的刚度和旋转精度都能得到改善。很多学者对此进行了相关的研究[7-11]。

LAMOST 天文望远镜像场旋转轴两个支撑点距离为 1 938 mm,为了降低两个支撑座孔同轴要求和加工调试成本,需要用可调心轴承来补偿两个座孔同轴偏差。另一方面,像场旋转精度要求 RMS 值为 1″,因此,支撑轴承需要进行消隙处理。这两个要求实际上是双列调心球轴承和双联向心推力球轴承的特点综合。因此,本文采用了一种称之为双半外圈双列调心球轴承,采用球面外圈实现调心功能,用两个双半外圈,在其中间加隔圈,通过控制隔圈的厚度来达到预紧的目的。采用这样的轴承,实现了大角度调心和预紧提高刚性的双重功能,保证了像场旋转轴系的旋转精度。跟星实测像场旋转精度 RMS 值优于 0.3″。

这种轴承隔圈厚度的控制是实现高精度轴系的重要一环。首先根据对这类轴承的力学分析,得到相对于工作负荷的预紧力 F_{a_0},然后根据三维接触弹性理论,得出在 F_{a_0} 的作用下,两个半外圈的相对趋近量 Δt,Δt 就是中间隔圈的磨削量。经过磨削后的隔圈装入轴承后,在压紧装置的作用下,实现了轴承的消隙,达到提高旋转精度的目的。这类轴承,可以根据不同的工作负荷,磨削不同的隔圈,达到不同的预紧目的。

2　预紧力和预紧量分析计算

2.1　轴承结构

双半外圈双列调心球轴承结构如图 1 所示。由双半外圈、隔圈、钢球、保持架和内圈组成。与传统的双列向心球面球轴承相比,其区别在于球面外圈由三部分组成:两个内球面半外圈和中间隔圈。这种轴承有如下的特点:

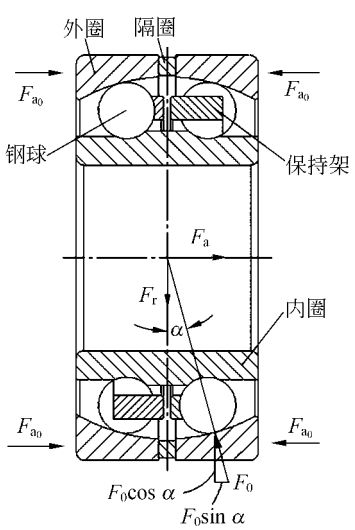

图 1　轴承结构图

Fig. 1　Structure of bearing

(1) 能够实现较大的调心功能,调心角度达 3°。

© 1994-2010 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

(2) 能够采用定位预紧,提高轴承的刚度。与现有调心球轴承 1 ∶12 锥面预紧相比,既降低了轴承和被支撑轴的加工成本,又不需要较大的轴向空间。

(3) 轴承本身自成一预紧的封闭系统,这样预紧力不会传给被支撑轴。

(4) 根据不同的工作要求,通过配磨中间隔圈的厚度,实现不同的预紧目的。

(5) 这种轴承比较适合于低速、小加速度、无振动冲击的场合,如天文望远镜轴系支撑等。

2.2　预紧力的分析

在高精度的轴系中,轴承通常是在预紧状态下工作的。通过预紧使轴承滚动体和内外套圈间产生一定的预变形,接触面处于压紧状态,增加了轴承的刚度和提高了旋转精度。另外,经过适当的预紧,能够控制滚动体的自旋滑动,减少滚动体的公转打滑等问题。

轴承预紧有径向预紧和轴向预紧两种,通常,多数采用轴向预紧。轴向预紧又分为定位预紧和定压预紧两种方式。预紧方式取决于轴系运转的速度、加速度、工作环境(温度、湿度)、润滑情况等。本文讨论的双半外圈双列调心球轴承应用于大型天文望远镜,运行速度和加速度都很小,也没有冲击和振动等问题,因此采用轴向定位预紧方式。在相同预紧变形量下,定位预紧比定压预紧更能提高轴系的刚度。预紧方式如图 1 所示。在两个半外圈的端面上施加预紧力 F_{a_0}。轴承预紧力与变形的关系如图 2 所示。图中横坐标为轴承外圈在预紧力作用下的轴向变形量 δ,纵坐标为相应的轴向作用力 F。

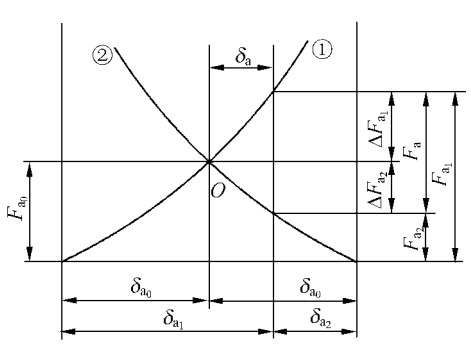

图 2　定位预紧力与变形关系图

Fig. 2　Curves of preload and deformation

图 2 中曲线 ①代表图 1 中轴承右半外圈的变形情况,曲线 ②代表轴承左半外圈的变形情况。假设轴承定位预紧的预紧力为 F_{a_0},在 F_{a_0} 作用下,左、右半圈分别沿轴向向中间移动,曲线 ①和曲线 ②的交点 O 表示在 F_{a_0} 作用下左半外圈和右半外圈的变形量均为 δ_{a_0}。当轴承外负荷在轴向的分力 F_a 作用在轴承上,并相应的产生 δ_a 的轴向变形。此时,轴承左半外圈的变形量减小 δ_a,右半外圈的变形量增加 δ_a,从图 2 可以得出:

$$\begin{cases} \delta_{a_1} = \delta_{a_0} + \delta_a \\ \delta_{a_2} = \delta_{a_0} - \delta_a \end{cases}, \tag{1}$$

这时,作用于轴承右半外圈的轴向载荷增加了 ΔF_{a_1},作用于轴承左半外圈上的轴向载荷减小了 ΔF_{a_2},即:

$$\begin{cases} F_{a_1} = F_{a_0} + \Delta F_{a_1} \\ F_{a_2} = F_{a_0} - \Delta F_{a_2} \end{cases}, \tag{2}$$

由作用于轴上的力系平衡可得:

$$F_a = F_{a_1} - F_{a_2}, \tag{3}$$

如增大 F_a,使 $\Delta F_{a_2} = F_{a_0}$,则轴沿 F_a 方向的移动量 $\delta_a = \delta_{a_0}$,此时,轴承的左半外圈完全不受负荷,因此:

$$\begin{cases} \delta_{a_1} = 2\delta_{a_0} \\ \delta_{a_2} = 0 \end{cases}, \tag{4}$$

此时的 F_a 就是卸紧负荷 F_{au},根据球轴承负荷与变形之间的关系式[6]:

$$\delta_a = K_a F_a^{2/3}, \tag{5}$$

有:

$$F_a = K_a \delta_a^{3/2}, \tag{6}$$

式中:δ_a 为轴承内、外圈轴向相对移动量;F_a 为作用于轴上的轴向载荷;K_a 为轴承弹性变形系数;对轴承右半外圈而言,

$$F_{a_0} = K_a \delta_{a_0}^{3/2}, \tag{7}$$

当出现卸紧负荷时:

$$F_a = F_{au} = F_{a_1} = K_a (2\delta_{a_0})^{3/2}, \tag{8}$$

所以,

$$F_{au} = 2^{3/2} F_{a_0} = 2.83 F_{a_0}, \tag{9}$$

为了保证轴承中两列钢球都能与两个半外圈接触,轴向定位预紧力为:

$$F_{a_0} \geq F_{amax}/2.83 = 0.35 F_{amax}. \tag{10}$$

此处的 F_{amax} 是轴承负载在轴向的分力,其中,包括径向负载在轴向的分力。分析见后面的具体计算。

© 1994-2010 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

2.3　预紧量的分析计算

轴承钢球在预紧力的作用下,分别与外圈和内圈接触,产生弹性变形。根据参考文献[5]的分析计算,钢球与内圈作用的弹性变形比与外圈作用的弹性变形小两个数量级。因此,在本文的计算中,仅考虑钢球与球面外圈之间的弹性变形。根据三维接触理论,两球体在径向力 F_n 作用下的径向趋近量 δ 为[11]:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{9F_n^2}{4E^2R}}, \tag{11}$$

式中:E 为综合弹性模量

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2}\left(\frac{1-\nu_{ball}^2}{E_{ball}} + \frac{1-\nu_{bearing}^2}{E_{bearing}}\right), \tag{12}$$

ν_{ball}, $\nu_{bearing}$:钢球和轴承外圈的泊松比;E_{ball}, $E_{bearing}$:钢球和轴承外圈的弹性模量;R 为综合曲率半径,$1/R = 1/R_{ball} - 1/R_{bearing}$。

轴承在上面分析的 F_{a_0} 作用下,可以认为整圈钢球在轴向均与外圈接触,且受力相等。即:

$$F_n = F_{a_0}/(z \cdot \sin\alpha), \tag{13}$$

F_{a_0}:轴向预紧力;z:单列钢球数;α:接触角。

因此,在预紧力 F_{a_0} 的作用下,根据 Hertz 接触理论可得滚动体与球面外圈在轴向的趋近量为:

$$\Delta t = \frac{2\delta}{\sin\alpha} = \frac{2}{\sin\alpha} \times \sqrt[3]{\frac{9}{16}\left(\frac{R_{bearing} - R_{ball}}{R_{bearing}R_{ball}}\right)\left(\frac{1-\nu_{ball}^2}{E_{ball}} + \frac{1-\nu_{bearing}^2}{E_{bearing}}\right)^2\left(\frac{F_{a_0}}{z \cdot \sin\alpha}\right)^2}. \tag{14}$$

3　应用实例

LAMOST 像场旋转轴前后两个支撑轴承均采用双半外圈双列调心球轴承[12]。两只轴承的间距为 1 938 mm。内径分别为:大轴承 ϕ1 100 mm,小轴承 ϕ680 mm。两只轴承如图 3 所示。图中轴承中间槽为配磨隔圈。被支撑轴及其负载总重量为 5 852 kg。

图 3　轴承实物图

Fig. 3　Bearing picture

从轴承结构图(图 1)中的受力分析可以看出,轴承径向负载 F_r 通过钢球作用于双半外圈,钢球上的作用力对外圈产生轴向压力。此轴向压力的作用结果使得两个剖分的球面外圈向外移。在计算轴承的预紧力时,也要考虑这一轴向分力。为此,需要先求出 F_r 在钢球上的反作用力。向心球轴承中钢球的载荷分布如图 4 所示。

对于双半外圈双列调心球轴承而言,在径向载荷 F_r 的作用下,轴承中两列滚动体承受相同的

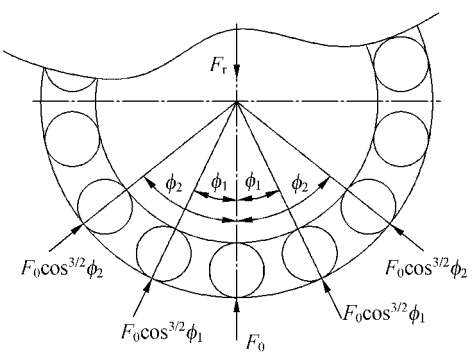

图 4　钢球载荷分布图

Fig. 4　Ball pressure distribution

载荷,每一列中最下面的滚动体载荷最大,滚动体载荷与 F_r 的关系为[6,13]:

$$F_0 = F_0' = 2.185\frac{F_r}{z \cdot \cos\alpha}, \tag{15}$$

式中:F_0 指右半圈最下面滚动体的载荷;F_0' 指左半圈最下面滚动体的载荷。注意:公式(15)中 z 指单列的钢球数。

左、右两列中其余相对应钢球的载荷也相等,与最下面钢球的载荷关系为:

$$F_i = F_0 \cdot \cos^{3/2}(i\psi), \tag{16}$$

式中:i 为从最下面的一个钢球沿圆周向上的钢球数,$i = 1, 2, \cdots, \mathrm{int}(z/4)$;$\psi = 360°/z$,$z$ 为单列钢球数;

由 F_i 产生的轴向分力为:

© 1994-2010 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

$$F_{(r-a)i} = F_i \times \sin\alpha .$$

则,产生的总的轴向力为:

$$F_{r-a} = \sum_{i=0}^{n} F_i \cdot \sin\alpha = \sum_{i=0}^{n} F_0 \cos^{3/2}(i\psi) \cdot \sin\alpha , \tag{17}$$

式中:$n = \mathrm{int}(z/4)$.

根据以上公式编写 Matlab 程序,可以得到大、小轴承预紧力的数据表(表 1)。

表 1　轴承预紧力计算表

Tab. 1　Preload data

参数	大轴承	小轴承
轴向力 F_a/ N	8 244	16 488注1
径向力 F_r/ N	53 002	5 518
压力角 α (°)	8	10
单列钢球数 z	62	38
ψ (°)	5.81	9.47
F_0/ N	1 886	322.18
F_{r-a}/ N	4 792.93	878.56
总的轴向负载 $F_{a\max}$/ N	13 036.93	17 366.56
最小预紧力 F_{a_0}/ N	4 562.93	6 078.30

注 1:像场旋转轴整个结构都在光路中,有 φ540 mm 的中孔用于走线。因此,综合考虑挡光问题、走线问题以及整个结构的重心位置等设计条件,分配给大轴承的轴向力为总轴向力的 1/ 3,小轴承为 2/ 3。

求得预紧力后,可根据公式(14)计算大、小轴承的预紧量,即隔圈的磨削量 Δt。计算结果列于表 2。

表 2　轴承预紧量计算表

Tab. 2　Precompact capacity

参数	大轴承	小轴承
压力角 α (°)	8	10
R_{ball}/ mm	20.68	23.82
R_{bearing}/ mm	626.534	424.906
ν_{ball}	0.3	0.3
ν_{bearing}	0.3	0.3
E_{ball}/ (N/ m^2)	2.07×10^{11}	2.07×10^{11}
E_{bearing}/ (N/ m^2)	2.07×10^{11}	2.07×10^{11}
单列钢球数 z	62	38
F_{a_0}/ N	4 562.93	6 078.30
Δt/ mm	0.12	0.13

表 2 中,Δt 就是隔圈需要的磨削量。磨削后的隔圈装上轴承后,用轴向压紧圈将左半外圈和右半外圈压贴在一起,可在轴承座上开观测孔,用塞规进行实测。同时,用力矩扳手实测压紧螺钉上的压紧力。两者结合起来保证预紧效果达到最佳。

隔圈磨削量 Δt 的加工精度会引起预紧力的偏差。大轴承隔圈外径 φ1 299 mm,原始厚度 40 mm,小轴承的隔圈外径 φ899 mm,原始厚度 30 mm。磨削加工 Δt 后实测厚度偏差量分别为 +13 μm和 +9 μm。分别将 Δt 偏差量代入公式(14)进行反计算,可得由此引起的预紧力的变化量,大轴承预紧力变化量为 162.70 N,占理论预紧力的 2.67 %。小轴承预紧力的变化量为 110.72 N,占理论预紧力的 2.43 %。由于热变形和润滑等原因,隔圈的磨削量取正偏差。

4　总　结

本文对 LAMOST 天文望远镜像场旋转轴支撑轴承——双半外圈双列调心球轴承的预紧力和预紧量的计算方法进行了探讨,并给出了具体的计算实例。实际使用情况表明,这种计算方法是可行的。现场安装预紧调整后实测表明,在任一 50 °范围内轴系的径向跳动(像场旋转轴工作范围) < 0.02 mm,轴向端面跳动 < 0.03 mm。采用这种轴承,满足了 LAMOST 项目对像场旋转轴系刚度和旋转精度的要求。跟星实测像场旋转轴旋转精度 RMS 值优于 0.3″。

本文介绍的双半外圈双列调心球轴承的预紧是先通过理论计算出预紧量,而后精确配磨隔圈厚度来实现的。隔圈配磨量的加工精度会引起预紧力的偏差。因此,需要对配磨量加工精度提出相应的精度指标,以预紧力偏差低于总预紧力的 5 %为准。另外,此类轴承对于在其他地方的应用,如文中所提的 0.35 倍最大负载的预紧力,应根据具体的使用情况做针对性的适当调整,如轴承旋转速度、加速度、工作温度、负载波动、润滑等。预紧力过大,虽然可以获得较高的轴承刚度和抗载能力,但却使轴承的摩擦力矩增大,而且容易出现"死点",在高速下,轴承温升较大,影响轴

© 1994-2010 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

承的寿命。如果预紧力过小,轴承刚度减小,在存在较大的加速度和负载波动的情况下,容易发生卸载,出现间隙,影响传动精度。因此,正确选择预紧力的大小要综合各方面的因素。

参考文献:

[1] 刘晓初. 调心球轴承外沟沟位置的测控[J]. 轴承, 1998(1):27-29.
LIU X CH. Groove measuring and control of self-aligning ball bearing outer ring [J]. *Bearing*, 1998 (1):27-29. (in Chinese)

[2] 王洪. 调心球轴承外圈球形滚道位置公差的测量[J]. 轴承, 1994(6):36-37.
WANG H. Groove position error measuring of self-aligning ball bearing outer ring [J]. *Bearing*, 1994 (6):36-37. (in Chinese)

[3] 赵广炎. 调心球轴承游隙与接触角的关系[J]. 轴承, 1996(12):6-8.
ZHAO G Y. Relationship between clearance and contact angle of self-aligning ball bearing [J]. *Bearing*, 1996(12):6-8. (in Chinese)

[4] 于明珍. 调心轴承内圈滚道中心距对装配游隙的影响[J]. 轴承, 2001(10):18-19.
YU M ZH. Center distance influence on mounting clearance of inner ring groove of self-aligning ball bearing [J]. *Bearing*, 2001(10):18-19. (in Chinese)

[5] 杨德华,顾伯忠,崔向群. 一种双列调心球面球轴承刚度的计算及应用[J]. 机械科学与技术, 2003, 22(增):114-117.
YANG D H, GU B ZH, CUI X Q. Stiffness calculation and application of self-aligning ball bearing [J]. *Mechanical Science and Technology*, 2003, 22 (Supp.):114-117. (in Chinese)

[6] 刘泽九,贺士荃,刘晖. 滚动轴承应用[M]. 北京:机械工业出版社, 2007.
LIU ZJ, HE SH Q, LIU H. *Application of Rolling Bearing* [M]. Beijing: China Machine Press, 2007. (in Chinese)

[7] 姜韶峰,刘正士,杨孟祥. 角接触球轴承的预紧技术[J]. 轴承, 2003(3):1-4.
JIANG SH F, LIU ZH SH, YANG M X. Preload technique of angular contact ball bearing [J]. *Bearing*, 2003(3):1-4. (in Chinese)

[8] 蒋蔚,梁波,李广文. 配对轴承预紧力分析及测试方法[J]. 轴承, 2001(4):25-27.
JIANG W, LIANG B, LI G W. Preload analysis and test method of matching bearings [J]. *Bearing*, 2001(4):25-27. (in Chinese)

[9] 李松,张立平. 空间相机偏流调整旋转轴系的设计与精度分析[J]. 光学 精密工程, 2004, 12(2):141-145.
LI S, ZHANG L P. Design and accuracy analysis for drift adjusting rotary axes of space camera [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2004, 12 (2): 141-145. (in Chinese)

[10] 王俊,卢锷,王家骐. 径向滚珠轴承在工程分析中简化方法的研究[J]. 光学 精密工程, 1999, 7(2): 110-115.
WANG J, LU E, WANG J Q. A study on the simplifying method of ball bearing in structural anslysis[J]. *Opt. Precision Eng.*, 1999, 7 (2): 110-115. (in Chinese)

[11] 刘晶红,丁浩. 数字式轴承游隙测量仪[J]. 光学 精密工程, 1995, 3(1): 95-97.
LIU J H, DING H. Digital bearing clearance measuring instrument [J]. *Opt. Precision Eng.*, 1995, 3(1): 95-97. (in Chinese)

[12] WANG G M, JIANG X, WANG Y F, *et al.*. Introduction of four different drive systems used in LAMOST focal plane [J]. *SPIE*, 2006, 6273: 62731J-1-62731J-11.

[13] 万长森. 滚动轴承的分析方法[M]. 北京:机械工业出版社, 1987.
WAN CH S. *Analysis Method of Rolling Bearing* [M]. Beijing: China Machine Press, 1987. (in Chinese)

© 1994-2010 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

作者简介:

王国民(1967 -) ,男 ,江苏海安人 ,博士 ,副研究员 ,主要从事精密及新型传动技术、天文仪器与技术等方面的研究。E-mail :gmwang @niaot. ac. cn

张　坤(1986 -) ,男 ,湖北鄂州人 ,硕士研究生 ,主要从事精密机械及传动技术的研究。E-mail: zhangkun @ mail. ustc. edu. cn

顾伯忠(1965 -) ,男 ,浙江慈溪人 ,研究员 ,主要从事天文仪器与技术方面的研究。E-mail :bzhgu @niaot. ac. cn

●下期预告

结合零速检测的微惯性系统混合滤波设计

高宗余 ,李德胜 ,王跃宗

(北京工业大学 机电学院 ,北京 100124)

为了实现对车载系统在运动过程中运行时间长、运动状态变化频繁、导航系统不稳定的非线性特点进行有效合理的处理 ,以及在 GPS 信号缺失的情况下使导航系统能继续稳定可靠的工作 ,文章提出了混合粒子滤波算法。首先 ,通过零速检测方法确定车载系统不同的动态特性。然后 ,针对检测结果提出了混合滤波算法 ,即根据检测结果确定在不同的动态特性下采用 UKF 或者 UPF 对车载系统特性变化进行不同处理。最后 ,根据实验结果对不同的方法进行了比较。实验结果表明 :车载导航系统在不同的动态特性下采用本文提出的滤波方法有效的降低了载体在不同动态特性下的误差影响 ,特别在 GPS 缺失的情况下。实验表明该方法能有效提高车载系统动态定位 ,减小由非线性误差导致车载系统误差积累造成的影响 55 % ,处理速度提高大约 2 倍。

© 1994-2010 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net