

高速精密角接触球轴承旋转精度创成机理研究

留剑, 洪军, 杨朝晖, 朱永生, 李小虎

(西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安)

摘要: 从角接触球轴承内部的几何关系入手, 建立了用于分析高速精密角接触球轴承旋转精度的五自由度拟静力学模型. 考虑了离心力、陀螺力矩、润滑以及加工误差等, 如波纹度的影响, 并通过数值迭代方法的求解, 着重分析了分布于内外圈沟道及球上的波纹度对角接触球轴承非重复性跳动的影响规律. 研究发现, 轴承套圈上只有特定阶数的径向和轴向波纹度组合才会使角接触轴承产生十分明显的径向非重复性跳动. 对于单一球上存在波纹度的情况, 只有当波纹度阶数为偶数时才会对轴承的旋转精度产生十分明显的影响, 而奇数阶波纹度几乎不会使轴承产生径向非重复性跳动, 并且非重复性跳动值随着球数的增多而减小.

关键词: 角接触球轴承; 拟静力学; 非重复性跳动; 波纹度

中图分类号: TH133.33 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)11-0072-07

Running Accuracy of High Speed Precision Angular Contact Ball Bearings

LIU Jian, HONG Jun, YANG Zhaohui, ZHU Yongsheng, LI Xiaohu

(School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A five-degree-of-freedom quasi-static model based on the internal geometric relationship is developed to analyze high speed precision angular contact ball bearings' running accuracy. It takes the centrifugal force, gyroscopic moment of balls, lubrication and manufacturing inaccuracy such as waviness into consideration. A numerical iterative program is adopted to solve the problem. The emphasis of this paper is placed on the influence of running surface waviness on angular contact ball bearings' radial non-repeatable runout. It's found that the radial non-repeatable runout of the bearing rotation center is remarkable only when specific combinations of orders of the radial and axial waviness on the bearing rings are met. For the case of existence of waviness on only one ball, the running accuracy will be affected obviously only when the waviness order is even, but not when that is odd, and the radial non-repeatable runout decreases as the number of balls increases.

Keywords: angular contact ball bearings; quasi-static; non-repeatable runout; waviness

在机床主轴轴承中, 以精密角接触球轴承的应用最为广泛, 其精度等级普遍在 P4 级以上, 在油润滑^[1]的方式下, 轴承内径与轴承极限转速的乘积平均可达 $2.5 \times 10^6 \sim 3.0 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r/min}$. 在如此高速、高精度的轴承中, 球和套圈沟道的任何微小加工误差都可能对其旋转精度产生显著影响. 因此, 为了

进一步提高轴承的旋转精度, 必须深入研究加工误差对旋转精度的作用机理. Okamoto 等人^[2]采用试验与数值模拟相结合的方法, 定性分析了轴承零件形状误差与轴心轨迹的关系. Noguchi 等人^[3-5]和 Tada^[6]从理论上研究了波纹度和球直径偏差对球轴承非重复性跳动的影响规律, 但由于忽略了轴向

收稿日期: 2011-05-24. 作者简介: 留剑(1987—), 男, 硕士生; 洪军(联系人), 男, 教授, 博士生导师. 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50935006); 国家重点基础研究发展计划资助项目(2011CB706606); 国家科技重大专项资助项目(2010ZX04001-021).

网络出版时间: 2011-08-20

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20110820.1055.006.html>

波纹度、转速及润滑等因素的影响,计算结果与实际情况相差较大。

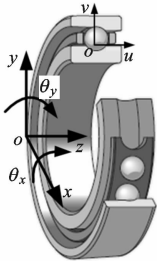
针对上述问题,本文建立了一种分析高速精密角接触球轴承旋转精度的五自由度拟静力学模型,引入了轴向波纹度和润滑等参数,并且抛弃了传统角接触球轴承计算时接触角不变的假设。最后,利用 Newton-Raphson 和 Least Square Method (LSM) 相结合的数值迭代方法对模型进行求解,分析了波纹度对角接触球轴承径向非重复性跳动的影响规律。

1 分析模型

假定轴承内部所有的变形均为弹性接触变形,变形规律符合 Hertz 弹性接触理论,并且轴承套圈具有弯曲刚性。

1.1 坐标系

如图 1 所示,为便于分析与数值计算,在角接触球轴承中建立了全局坐标系 (x, y, z) 和局部坐标系 (u, v) 。



θ_x, θ_y : 轴承内圈的角度位移坐标
图 1 角接触球轴承坐标系

假定轴承外圈固定,轴承内圈在承受一定外加载荷时发生位移。在全局坐标系中,轴承内圈的位移可以表示为 $(x, y, z, \theta_x, \theta_y)$,当考虑到沟道的波纹度误差时,第 j 个球位置处轴承内圈沟道曲率半径中心的位移可以在局部坐标系中表示为^[7]

$$v_j = x \cos \Psi_j + y \sin \Psi_j - (z_p + q_{ij}) \theta_x \sin \Psi_j + (z_p + q_{ij}) \theta_y \cos \Psi_j + (p_{ij} - p_{oj}) \quad (1)$$

$$u_j = z + (r_p + p_{ij}) \theta_x \sin \Psi_j - (r_p + p_{ij}) \theta_y \cos \Psi_j + (q_{ij} - q_{oj}) \quad (2)$$

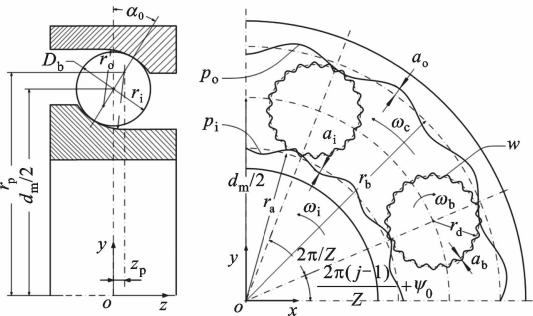
$$\Psi_j = 2\pi(j-1)/Z + \Psi_0$$

式中: Ψ_j 为第 j 个球的位置角; Z 为球的个数; Ψ_0 为第 1 个球的初始位置角; $q_{ij}, q_{oj}, p_{ij}, p_{oj}$ 分别为第 j 个球位置处内、外套圈的轴向、径向波纹度值; z_p, r_p 为引入的参数。如图 2 所示, z_p, r_p 分别表示为

$$z_p = (f_i - 0.5) D_b \sin \alpha_0 \quad (3)$$

$$r_p = d_m/2 + (f_i - 0.5) D_b \cos \alpha_0 \quad (4)$$

式中: f_i 为内圈沟道曲率半径系数; D_b 为球的直径; α_0 为轴承初始接触角; d_m 为轴承节圆直径。



p_i, p_o : 轴承内外套圈的波纹度; r_i, r_o : 内、外圈沟道半径; r_a, r_b : 内、外圈沟道底圆半径; ω_i : 轴承内圈的角速度; ω_b, ω_c : 球的自转、公转角速度; ω : 球的波纹度; r_d : 球的半径; a_b, a_i, a_o : 球波纹度, 内、外套圈波纹度的幅值

图 2 轴承几何参数与波纹度模型

1.2 加工误差模型

球轴承中加工误差的主要表现形式有波纹度、粗糙度和球直径偏差,这些误差均会对轴承的旋转精度产生影响,但由于粗糙度的波长小于赫兹接触宽度,赫兹接触理论已不再适用,因此本文只考虑了波纹度和球直径偏差形式的加工误差。

1.2.1 波纹度模型 波纹度广泛地分布于轴承内外圈沟道和球表面,如图 2 所示,通常将其分解成一系列谐波的形式,因此轴承内外圈的径向波纹度^[8]可以表示为

$$p_{ij} = \sum_{n=1}^N a_{in} \cos(n(\Psi_j - \omega_i t) + \phi_{in}) \quad (5)$$

$$p_{oj} = \sum_{n=1}^N a_{on} \cos(n\Psi_j + \phi_{on}) \quad (6)$$

同理,轴承内外圈的轴向波纹度可以表示为

$$q_{ij} = \sum_{n=1}^N b_{in} \cos(n(\Psi_j - \omega_i t) + \eta_{in}) \quad (7)$$

$$q_{oj} = \sum_{n=1}^N b_{on} \cos(n\Psi_j + \eta_{on}) \quad (8)$$

式中: a_{in}, ϕ_{in} 分别为轴承内圈径向第 n 阶波纹度的幅值和相位; a_{on}, ϕ_{on} 分别为轴承外圈径向第 n 阶波纹度的幅值和相位; b_{in}, η_{in} 分别为轴承内圈轴向第 n 阶波纹度的幅值和相位; b_{on}, η_{on} 分别为轴承外圈轴向第 n 阶波纹度的幅值和相位。由于球与内外圈的接触点在相位上相差 180° ,因此球与内、外圈接触点处的波纹度可以表示为

$$\omega_{ij} = \sum_{n=1}^N a_{bnj} \cos(n\omega_b t + \lambda_{bnj}) \quad (9)$$

$$\omega_{oj} = \sum_{n=1}^N a_{bnj} \cos(n(\omega_b t + \pi) + \lambda_{bnj}) \quad (10)$$

$$\omega_b = \omega_i(d_m/D_b - (D_b \cos^2 \alpha_0)/d_m)/2$$

式中: a_{bnj} 、 λ_{bnj} 分别为第 j 个球第 n 阶波纹度的幅值和相位。

1.2.2 球直径偏差模型 由于加工误差的存在,轴承中的球直径不可能完全一致,因此在各类球轴承中普遍存在着球直径偏差。本文建立了相应的球直径偏差模型,第 j 个球的直径可以表示为

$$D_{bj} = D_b + \Delta D_{bj} \quad (11)$$

式中: ΔD_{bj} 为第 j 个球的直径偏差值。

1.3 角接触球轴承的受力分析

由赫兹确立的弹性接触理论一直被用于分析球轴承内部的接触问题,2个物体在法向载荷作用下,其弹性趋近量与载荷应满足下式^[8]

$$Q = k\delta^{3/2} \quad (12)$$

式中: δ 为弹性趋近量; k 为赫兹接触常数,主要由接触物体的几何尺寸和材料参数决定。

Hamrock 和 Dowson 采用回归的方法给出了点接触下的中心油膜厚度经验公式,它同样也是球轴承中套圈与球之间的油膜厚度经验公式^[9-10],即

$$h = 2.69 R_x V'^{69/100} G'^{53/100} W'^{-67/100} \cdot (1 - 0.061 e^{-73\sigma/100}) \quad (13)$$

式中: R_x 为接触物体在 x 平面的等效曲率半径; V' 为归一化速度参数; G' 为材料系数; W' 为归一化载荷系数; σ 为赫兹接触椭圆长轴与短轴的比值。

由于球轴承中接触变形只发生在球与内外滚道的接触处,因此可以在局部坐标系中研究球轴承的受力平衡问题,如图3所示。

在理想情况下

$$l = (f_i + f_o - 1)D_b \quad (14)$$

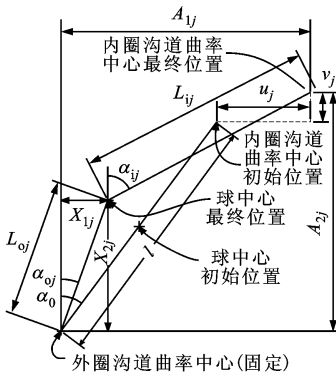


图3 球中心与沟道曲率半径中心的位置

l : 内外圈沟道曲率中心之间的距离; A_{1j} 、 A_{2j} : 内、外圈沟道曲率中心之间的轴向、径向距离; α_{ij} 、 α_{oj} : 内、外圈接触角;

L_{ij} 、 L_{oj} : 球中心与内、外圈沟道曲率中心的距离

图3 球中心与沟道曲率半径中心的位置

考虑到套圈的位移和加工误差,在任意球位置处

$$A_{1j} = l \sin \alpha_0 + u_j \quad (15)$$

$$A_{2j} = l \cos \alpha_0 + v_j \quad (16)$$

为了便于分析,引入变量^[8] X_1 和 X_2 。由图3可以看出,在第 j 个球位置有

$$\left. \begin{aligned} \cos \alpha_{ij} &= \frac{A_{2j} - X_{2j}}{L_{ij}} \\ \sin \alpha_{ij} &= \frac{A_{1j} - X_{1j}}{L_{ij}} \\ \cos \alpha_{oj} &= \frac{X_{2j}}{L_{oj}} \\ \sin \alpha_{oj} &= \frac{X_{1j}}{L_{oj}} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

$$L_{ij} = f_i D_b - (D_{bj}/2) + \delta_{ij} - \omega_{ij} - h_{ij}$$

$$L_{oj} = f_o D_b - (D_{bj}/2) + \delta_{oj} - \omega_{oj} - h_{oj}$$

式中: δ_{ij} 、 δ_{oj} 分别为内外圈沟道的法向接触变形; h_{ij} 、 h_{oj} 分别为球与内外圈沟道之间形成的中心油膜厚度; f_o 为外圈沟道曲率半径系数。

在 $u-v$ 平面内,球的载荷如图4所示。对于外沟道控制,取 $\lambda_{ij}=0$, $\lambda_{oj}=2$; 否则,取 $\lambda_{ij}=\lambda_{oj}=0$ 。本文在数值计算过程中采用外沟道控制的假设。

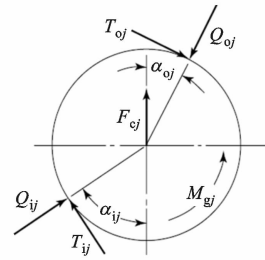


图4 高速球轴承中球的载荷^[8]

考虑球在水平和垂直方向上力的平衡后得

$$Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - Q_{oj} \sin \alpha_{oj} - T_{ij} \cos \alpha_{ij} + T_{oj} \cos \alpha_{oj} = 0 \quad (18)$$

$$Q_{ij} = k_{ij} \delta_{ij}^{3/2}; Q_{oj} = k_{oj} \delta_{oj}^{3/2}$$

$$T_{ij} = \lambda_{ij} M_{gj} / D_b; T_{oj} = \lambda_{oj} M_{gj} / D_b$$

$$Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - Q_{oj} \cos \alpha_{oj} + T_{ij} \sin \alpha_{ij} - T_{oj} \sin \alpha_{oj} + F_{cj} = 0 \quad (19)$$

利用整个轴承的平衡条件,可以得到

$$F_x = \sum_{j=1}^Z (Q_{ij} \cos \alpha_{ij} + T_{ij} \sin \alpha_{ij}) \cos \phi_j \quad (20)$$

$$F_y = \sum_{j=1}^Z (Q_{ij} \cos \alpha_{ij} + T_{ij} \sin \alpha_{ij}) \sin \phi_j \quad (21)$$

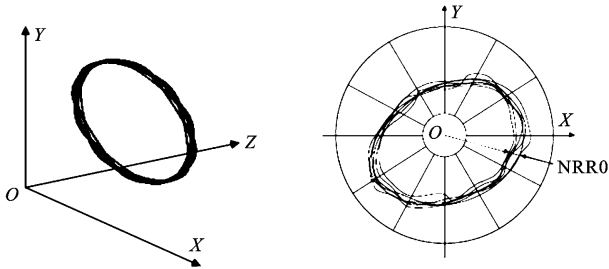
$$F_z = \sum_{j=1}^Z (Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - T_{ij} \cos \alpha_{ij}) \quad (22)$$

$$M_x = \sum_{j=1}^Z [-(Q_{ij} \cos \alpha_{ij} + T_{ij} \sin \alpha_{ij})(z_p + q_{ij}) + (Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - T_{ij} \cos \alpha_{ij})(r_p + p_{ij}) - T_{ij} r_i] \sin \Psi_j \quad (23)$$

$$M_y = \sum_{j=1}^Z [(Q_{ij} \cos \alpha_{ij} + T_{ij} \sin \alpha_{ij})(z_p + q_{ij}) - (Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - T_{ij} \cos \alpha_{ij})(r_p + p_{ij}) + T_{ij} r_i] \cos \Psi_j \quad (24)$$

对式(18)~式(24)联立求解,就可以获得角接触球轴承旋转中心在任一时刻的拟静力学位置 $(x, y, z, \theta_x, \theta_y)$ 及其三维跳动轨迹(见图 5a)。但是,为了研究角接触球轴承的非重复性跳动(NRRO)的精度值 N_R ,本文按照单个实际轴承非重复性跳动的评价指标^[11]使用了二维李萨如图。如图 5b 所示,在 x - y 平面内以多圈的形式绘制了轴承旋转中心的跳动轨迹

图,在实验测试中将跳动轨迹的径向宽度定义为非重复性跳动,但对于只考虑加工误差的理论计算模型,可以直接选取最小外接圆的直径作为最大非重复性跳动值。



(a) 轴心三维跳动轨迹 (b) 非重复性跳动的评定方法
图 5 计算结果的 2 种表达方式

2 计算结果与分析

2.1 计算条件及计算方法

以 SKF 公司的角接触球轴承 7012/CD 为例进行计算,并已知它的结构、材料等参数,而关于旋转精度的计算如表 1 所示。

表 1 计算参数

D_b/mm	d_m/mm	f_i	f_o	$\alpha_0/(^{\circ})$	Z	E^1/GPa	ξ^1
9.53	77.5	0.52	0.52	15	18	206	0.3
$\rho^1/\text{g} \cdot \text{cm}^3$	E^2/GPa	ξ^2	$\rho^2/\text{g} \cdot \text{cm}^3$	F_a/kN	$v/10^3 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$	数据点数	计算圈数
7.8	320	0.25	3.2	2	10	256	30

注:上标 1 表示轴承套圈的参数;上标 2 表示滚动球的参数。

Newton-Raphson 算法是一种广泛应用于求解球轴承中非线性力学问题的数值迭代方法,具有收敛速度快、对初值要求不高等优点,但由于 Newton-Raphson 算法在实施过程中需要求解 Jacobi 矩阵,运算时间长,因此不能满足在分析轴承旋转精度时需要大量计算的要求。LSM 算法是一种比较成熟的求解非线性方程组的数值迭代方法,但在求解本文模型时对初值要求十分严格,经常出现不收敛的情况。为了解决这一问题,本文将 2 种算法有机结合起来,把 Newton-Raphson 算法求出的特定结果作为后续 LSM 算法循环计算的初值,以单个数据点的计算时间为例,采用 Newton-Raphson 算法约需要 11.5 s,而新算法则不到 0.1 s,因此显著地缩短了计算时间。

2.2 外圈波纹度对轴承旋转精度的影响

在不考虑润滑的条件下,对外圈波纹度引起的

轴承旋转中心径向非重复性跳动进行了分析,假定轴承内圈滚道是理想的圆形,球也不具有任何形状和尺寸误差。外圈沟道表面具有单一阶数的径向和轴向正弦波纹度,其中径向波纹度幅值 a_{on} 为 $4 \mu\text{m}$,径向波纹度阶数 n_1 取 $11 \sim 20$;轴向波纹度幅值 b_{on} 为 $2 \mu\text{m}$,轴向波纹度阶数 n_2 取 $11 \sim 20$,计算结果见表 2~表 4。

从表 2~表 4 中可以得到轴承在径向的跳动规律:①轴承在径向的最大跳动发生在 $n_1 = Z \pm 1$,即径向波纹度阶数与球数相差 1 时,其大小约为 $8 \mu\text{m}$,而且此时轴向波纹度对轴承的径向跳动几乎没有影响;②轴承在径向的显著跳动发生在 $n_1 = |nZ - n_2 \pm 1|$ (n 为自然数),即径向波纹度阶数与球数的自然数的倍数和轴向波纹度阶数之差的绝对值相差 1 时,其大小约为 $0.25 \mu\text{m}$;③轴承在径向的最小跳动发生在 $n_1 = Z$ 或 $n_1/p = n_2/q = Z/s =$

表 2 外圈波纹度与轴承径向非重复性跳动的关系($Z=18$)

n_1	$N_R/\mu\text{m}$									
	n_2									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
11	0.001	0.198	0.034	0.010	0.034	0.003	0.005	0.000	0.005	0.003
12	0.217	0.000	0.217	0.000	0.000	0.000	0.005	0.000	0.005	0.000
13	0.033	0.198	0.000	0.192	0.008	0.010	0.005	0.000	0.005	0.011
14	0.028	0.000	0.193	0.000	0.190	0.000	0.005	0.000	0.005	0.000
15	0.034	0.000	0.027	0.191	0.000	0.202	0.005	0.000	0.005	0.202
16	0.004	0.000	0.038	0.000	0.271	0.000	0.005	0.000	0.005	0.000
17	8.000	8.000	8.000	8.000	8.000	8.000	8.005	8.000	8.005	8.000
18	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.005	0.000	0.005	0.000
19	8.000	8.000	8.000	8.000	8.000	8.000	8.005	8.000	8.005	8.000
20	0.004	0.000	0.038	0.000	0.271	0.000	0.005	0.000	0.005	0.000

表 3 外圈波纹度与轴承旋转精度的关系($Z=17$)

n_1	$N_R/\mu\text{m}$									
	n_2									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
11	0.042	0.203	0.032	0.007	0.008	0.010	0.005	0.010	0.008	0.007
12	0.217	0.000	0.192	0.011	0.008	0.005	0.000	0.005	0.008	0.009
13	0.012	0.193	0.006	0.192	0.003	0.007	0.002	0.007	0.003	0.192
14	0.002	0.027	0.191	0.000	0.202	0.005	0.000	0.005	0.202	0.000
15	0.003	0.038	0.000	0.271	0.000	0.005	0.000	0.005	0.000	0.271
16	8.000	8.000	8.000	8.000	8.000	8.005	8.000	8.005	8.000	8.000
17	0.001	0.000	0.000	0.000	0.000	0.005	0.000	0.005	0.000	0.000
18	8.001	8.000	8.000	8.000	8.000	8.005	8.000	8.005	8.000	8.000
19	0.003	0.038	0.000	0.271	0.000	0.005	0.000	0.005	0.000	0.271
20	0.003	0.026	0.191	0.000	0.202	0.005	0.000	0.005	0.202	0.000

$t(p,q,s,t$ 均为大于 1 的数),即径向波纹度阶数与球数相等,或者轴向波纹度阶数、径向波纹度阶数和球数均不为互质数时,轴承的径向跳动不到 1 nm;
④对于其他的波纹度组合情况,轴承均发生微小跳动,大小分布在 0.001~0.05 μm 的区间内.
为了最大限度地提高轴承的旋转精度,需要在设计、制造和装配过程中使球数、径向波纹度阶数和轴向波纹度阶数满足规律③出现的条件,此时球通

过滚道面的峰顶、谷底之际所产生的力在内部是对称平衡的,内圈不发生径向移动,径向旋转精度最高.由于接触角的存在,力的平衡主要通过轴向的位移进行调整,因此会影响轴承的轴向跳动精度.
2.3 内圈波纹度对轴承旋转精度的影响
从本文所用模型中可以看出,在计算外圈波纹度对轴承旋转精度的影响时,可通过确定球的位置进而获得接触点处外圈波纹度的幅值信息,因此在

计算内圈波纹度对旋转精度的影响时,只需要改变接触点处波纹度的位置角,虽然球的公转速度小于内圈的旋转速度,但经过多圈重复计算,理论上所得结果的变化趋势应该与考虑外圈波纹度时的情况一致.

2.4 球波纹度对轴承旋转精度的影响

如果轴承中的球具有形状误差时,它除了产生保持架公转频率的非重复性跳动外,还会产生包括球自转频率的高频非重复性跳动,且频率值为球的自转速度和波纹度阶数的乘积^[3].假设轴承内外圈滚道面为真圆,球直径偏差为 0,一个球具有单一阶数的正弦波纹度,计算条件与前文相同,其中球波纹度的幅值

a_b 为 $0.5\text{ }\mu\text{m}$, n 取 11~20,计算结果见表 5. 从表 5 中可以得到:①波纹度的阶数为偶数时,径向非重复性跳动比较明显,且跳动值随着球数的减少而增大;②波纹度的阶数为奇数时,球波纹度误差几乎不会使轴承产生径向跳动.

对于奇数阶正弦波形状误差,球与内、外圈沟道接触位置处的误差大小相等,符号则相反.因此,不会使内、外圈沟道曲率中心的距离发生变化,即使有形状误差,也不会产生明显跳动.对于偶数阶正弦波形状误差,球与内、外圈沟道曲率中心的距离将发生 2 倍于球波纹度幅值的变化,因此出现了明显的径向跳动.

表 4 外圈波纹度与轴承旋转精度的关系($Z=16$)

n_1	$N_R/\mu\text{m}$									
	n_2									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
11	0.042	0.196	0.013	0.014	0.010	0.005	0.01	0.015	0.014	0.196
12	0.193	0.000	0.193	0.000	0.005	0.000	0.005	0.000	0.193	0.000
13	0.028	0.191	0.001	0.202	0.005	0.000	0.005	0.203	0.001	0.191
14	0.039	0.000	0.271	0.000	0.005	0.000	0.005	0.000	0.271	0.000
15	8.001	8.000	8.000	8.000	8.005	8.000	8.005	8.000	8.000	8.000
16	0.001	0.000	0.000	0.000	0.005	0.000	0.005	0.000	0.000	0.000
17	8.001	8.000	8.000	8.000	8.005	8.000	8.005	8.000	8.000	8.000
18	0.039	0.000	0.271	0.000	0.005	0.000	0.005	0.000	0.271	0.000
19	0.028	0.191	0.001	0.203	0.005	0.000	0.005	0.202	0.001	0.191
20	0.193	0.000	0.193	0.000	0.005	0.000	0.005	0.000	0.193	0.000

表 5 球波纹度与轴承旋转精度的关系

Z	$N_R/\mu\text{m}$									
	n									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
18	0.003	0.211	0.003	0.211	0.003	0.211	0.003	0.211	0.003	0.211
17	0.003	0.224	0.003	0.224	0.003	0.224	0.003	0.224	0.003	0.224
16	0.004	0.237	0.004	0.237	0.004	0.237	0.004	0.237	0.004	0.237
15	0.004	0.253	0.004	0.253	0.004	0.253	0.004	0.253	0.004	0.253
14	0.004	0.271	0.004	0.271	0.004	0.271	0.004	0.271	0.004	0.271
13	0.009	0.021	0.009	0.021	0.009	0.021	0.009	0.021	0.009	0.210

3 结 论

本文通过建立角接触球轴承旋转中心轨迹的5自由度数学模型,着重分析了轴承内、外圈沟道波纹度和球波纹度对轴承径向平面内非重复性跳动的影响,并在此基础上得出了波纹度与轴承旋转精度的关系.主要结论有以下几点.

(1)当径向波纹度阶数与球数相差1时,轴承产生最大径向非重复性跳动,此时轴向波纹度对轴承的径向跳动几乎没有影响.

(2)当径向波纹度阶数与球数的自然数倍和轴向波纹度阶数之差的绝对值相差1时,轴承会产生十分明显的径向非重复性跳动.

(3)径向波纹度阶数与球数相等,或者轴向波纹度阶数、径向波纹度阶数和球数均不为互质数时,轴承几乎不产生径向跳动,但由于轴承内部力的平衡会通过轴向位移来调整,因此会影响到轴承轴向跳动的精度.

(4)对于单一球具有波纹度误差的情况,只有当波纹度阶数为偶数时,才能观察到明显的径向非重复性跳动,奇数阶波纹度不会对轴承的径向旋转精度产生影响,且非重复性跳动值随着球数的增多而减小.

(5)为了在现有加工条件下提高轴承的旋转精度,球数应是偶数,数量要尽可能地多.套圈上大幅值波纹度的阶数应尽量避免与球数互质(例如球数 Z 为18就是一个较好的选择),应尽可能地减小球上偶数阶波纹度的幅值.

参考文献:

- [1] 杨晓蔚. 机床主轴轴承最新技术 [J]. 轴承, 2010(1): 61-63.
YANG Xiaowei. Latest technology for machine tool spindle bearings [J]. Bearing, 2010(1): 61-63.
- [2] OKAMOTO J, OHMORI T, KITAHARA T. Study on run-out of ball bearings-relation between unroundness of race and locus of shaft in rotation [J]. Journal of Japanese Society of Tribologists, 2001, 46(7): 578-584.
- [3] NOGUCHI J, TANAKA K, ONO K. Theoretical analysis of a ball bearing used in HDD spindle motors for reduction of NRRO [J]. IEEE Transactions on

Magnetics, 1999, 35(2): 845-850.

- [4] NOGUCHI J, HIRUMA K, KAWA H, et al. The influence of location of balls and ball diameter difference in rolling bearings on the nonrepetitive runout (NRRO) of retainer revolution [J]. Precision Engineering, 2005, 29(1): 11-18.
- [5] NOGUCHI J, KANADA T. Development of measuring system for radial non-repetitive run-out (NRRO) and perception about present state of angular contact ball bearing for machine tools [J]. Tribology International, 2008, 41(12): 1176-1180.
- [6] TADA S. Three-dimensional analysis of non-repeatable runout (NRRO) in ball bearing [J]. KOYO Engineering Journal English Edition, 2002, 161E: 31-37.
- [7] BAI Changqing, XU Qingyu. Dynamic model of ball bearings with internal clearance and waviness [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 294: 23-48.
- [8] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Rolling bearing analysis [M]. 5th ed. New York, USA: Taylor & Francis, 2007.
- [9] HAMROCK B J. Fundamentals of fluid film lubrication [M]. New York, USA: McGraw-Hill, Inc., 1994.
- [10] DOWSON D, HIGGINSON G R. Elastohydrodynamic lubrication [M]. SI ed. Oxford, UK: Pergamon Press Ltd., 1977.
- [11] NOGUCHI S, SASAJIMA K, NODA B. Development of the measuring instrument for radial accuracy of the single rolling bearing [J]. Japanese Journal of Tribology, 1998, 43(3): 389-401.

[本刊相关文献链接]

推力轴承对柔性转子系统的非线性动力影响. 西安交通大学学报, 2011, 15(9): 108-113.
错位安装对多联组配轴承转子系统动力学特性的影响. 西安交通大学学报, 2011, 45(7): 106-111.
高速动静压轴承支承主轴系统动特性测试研究. 西安交通大学学报, 2011, 45(5): 52-58.
新型静压气体球轴承的超声速现象研究. 西安交通大学学报, 2011, 45(5): 59-63.
多支承轴系轴承受力与刚度的有限元迭代计算方法. 西安交通大学学报, 2010, 44(11): 41-45.
大型动压滑动轴承动特性系数辨识研究. 西安交通大学学报, 2010, 44(7): 75-78.

(编辑 管咏梅)