文章编号:1000-8055(2024)06-20220389-10

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220389

考虑设计参数的角接触球轴承动态精度演变规律

季 晔^{1,2,3}, 王东峰¹, 薛玉君², 郑昊天¹, 韩 涛¹
(1. 洛阳轴承研究所有限公司,河南洛阳 471039;
2. 河南科技大学 机电工程学院,河南洛阳 471003;
3. 洛阳理工学院 智能制造学院,河南洛阳 471023)

摘 要:为了确定成品轴承精度是否满足设计要求,合套和拆套是必然工序,不仅耗费工时,还可能引 起滚动体和套圈划伤,致使产品精度下降,甚至丧失。根据角接触球轴承工作状态运动学和几何学关系,建 立依据零件精度要素的接触角、径向跳动和轴向跳动的解析模型,提出动态精度计算方法,研究不同加工阶 段轴承精度变化趋势,系统分析沟曲率半径、沟底直径、球直径及与之相关的精度要素与动态精度的关系。 计算结果表明:沟底直径对接触角影响显著,为了满足设计要求,加工后可分组选配;误差幅值增大,径向和 轴向跳动增大,几乎呈线性关系;球数对旋转精度影响不大,但会影响运行的稳定性。成品轴承动态精度检 测数据与计算结果一致,说明模型准确合理,故通过零件设计参数检测即可得出动态精度是否满足运行要求, 无需合套和拆套工序,有利于提升产品合格率和生产效率。

关键 词:角接触球轴承;动态精度;误差幅值;径向跳动;轴向跳动
 中图分类号: V229⁺.2; TH113
 文献标志码: A

Dynamic accuracy's evolutionary regularity of angular contact ball bearing based on design parameters

JI Ye^{1, 2, 3}, WANG Dongfeng¹, XUE Yujun², ZHENG Haotian¹, HAN Tao¹

Luoyang Bearing Research Institute Company, Limited., Luoyang Henan 471039, China;
 School of Mechatronics Engineering,

Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471003, China;

3. School of Intelligent Manufacturing,

Luoyang Institute of Science and Technology, Luoyang Henan 471023, China)

Abstract: Discussions were performed to determine whether the accuracy of finished bearing could meet the design requirements, as the assembly and disassembly as inevitable processes not only consume working hours, but also may cause scratches on the rolling element and ring, resulting in the decline or even loss of product accuracy. According to the kinematic and geometric relationship of the angular contact ball bearing at condition in motion, based on the accuracy elements of parts, the analytical models of contact angle, radial runout and axial runout of inner ring of assembled bearing were established, the calculation method of dynamic accuracy was proposed, the variation trends of bearing accuracy in different processing stages were studied, and the relationship between groove curvature radius, groove bottom diameter, ball diameter and related accuracy elements and dynamic accuracy was systematically analyzed. The calculation results showed that the groove bottom diameter had a significant influence on

收稿日期:2022-05-31

基金项目:国家重点研发计划项目(2020YFB2007303);国家自然科学基金(U1809221);河南省高等学校重点科研项目(22A460005) 作者简介:季晔(1982--),男,副教授,博士,研究方向为滚动轴承基础理论研究。E-mail:ji2000ye@126.com

引用格式:季晔, 王东峰, 薛玉君, 等. 考虑设计参数的角接触球轴承动态精度演变规律[J]. 航空动力学报, 2024, 39(6): 20220389. JI Ye, WANG Dongfeng, XUE Yujun, et al. Dynamic accuracy's evolutionary regularity of angular contact ball bearing based on design parameters[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(6): 20220389.

the contact angle. In order to meet the design requirements, selection in groups was required after machining; When the error amplitude increased, the radial and axial runout increased almost linearly; The number of balls had little effect on the rotation accuracy, but it affected the stability of operation. The dynamic accuracy test data of the finished bearing were consistent with the calculation results, which indicated that the model was accurate and reasonable. Therefore, whether the dynamic accuracy meets the operation requirements can be obtained through the test of the parts' design parameters. There is no need for the sleeve assembly and disassembly, which is conducive to improving the qualification rate and production efficiency.

Keywords: angular contact ball bearing; dynamic accuracy; error amplitude; radial runout; axial runout

角接触球轴承(angular contact ball bearing, ACBB)在航空发动机中广泛应用,是支承发动机 转子系统正常运转的关键零部件,其动态精度直 接决定旋转系统动力学性能及可靠性^[1-3]。轴承 零件加工精度要求非常高,误差不可避免,因此, 开展成品轴承与套圈、滚动体精度映射规律研究, 为零件精度控制提供依据,具有十分重要的现实 意义。

2000年初,国外学者陆续开始系统研究零件 精度对轴承性能影响,结合试验取得了一些研究 成果。Noguchi 等^[4-7] 建立了球轴承非重复性跳动 计算模型,分析了球轴承内圈、外圈和钢球形状 误差对轴承非重复性跳动的影响规律,探讨了钢 球的尺寸偏差与布置方式对球轴承保持架非重复 性跳动的影响,研究了不同位置的钢球缺失对球 轴承保持架非重复性跳动的影响并用试验进行了 验证。Okamoto 等^[8] 用试验和模拟研究了轴承元 件形状误差与轴心轨迹的关系,分析了钢球个数、 滚动体尺寸误差和滚道形状误差对轴心轨迹大小 及形状的影响。Tada^[9]建立了滚动轴承非重复性 跳动计算模型,研究了沟道和钢球波纹度及钢球 个数对轴承非重复性跳动的影响。余永健等[10-12] 针对圆柱滚子轴承旋转精度,提出了轴承外圈径 向跳动数值计算方法,并对外圈滚道形状误差进 行了试验研究,分析了外圈滚道圆度误差幅值、 谐波阶次对轴承旋转精度的影响规律。陈月等[13] 针对机器人用四点接触球轴承旋转精度难以预测 和控制的问题,提出了同时考虑轴承内圈沟道和 外圈沟道圆度误差的轴承旋转精度数值计算方法。 根据轴承内部元件运动学和几何学关系建立了轴 承旋转精度数值计算模型。留剑等[14]建立了用 于分析高速精密 ACBB 旋转精度的 5 自由度拟静 力学模型,分析分布于内外圈沟道及球上的波纹 度对 ACBB 非重复性跳动的影响规律。袁幸等^[15] 应用滚动轴承几何学、弹性力学和滚道控制论, 给出了高速 ACBB 由内圈、外圈、钢球几何误差 与球数变化所引起的不可重复跳动的数值计算公 式,建立了考虑不可重复跳动效应的主轴系统动 态预估模型。

滚动轴承旋转精度的现有研究成果对零件设计加工具有一定的指导作用,但套圈精度参数非常多,对成品精度的耦合影响尚不明确,敏感因素认识并不充分。本文以某型号 ACBB 为研究对象,分析接触角、轴向跳动和径向跳动与零件精度要素的几何学关系,建立多因素耦合的动态精度解析模型并提出求解方法,基于套圈测量数据研究沟曲率半径、沟底直径、沟位置和球数等因素与成品 ACBB 动态精度的映射规律,通过试验测试验证解析模型的准确性,为轴承零件精度控制,减少合套和拆套次数提供依据。

1 ACBB 精度参数分析

系统分析轴承设计要素,影响成品轴承动态 精度的套圈精度参数主要与沟道相关的尺寸精度、 形状精度和位置精度,文中使用符号的下标 i 表 示内圈, e 表示外圈。ACBB 沟道尺寸精度包括 沟曲率半径 $r_{i(e)}$ 、沟底直径 $d_{i(e)}$ 、沟位置 $a_{i(e)}$;位 置精度要素包括沟底与内(外)径厚度变动量 $K_{i(e)}$ 、沟道对基准端面的平行度 $S_{i(e)}$;形状精度包 括沟形公差 ΔC_{ur} 、沟道圆形偏差 ΔC_{ir} 。此外,内径 尺寸精度 d,平面内径变动量 V_{dp} 和平均内径变动 量 V_{dmp} 以及球的尺寸精度 D_{w} ,球形误差 Δ_{RSw} 和 球直径变动量 V_{Dws} 均会影响动态精度。

2 ACBB 动态精度数学模型

2.1 几何关系分析

根据检测标准^[16],测量 ACBB 轴向和径向跳

动时,将外圈基准端面水平放置,内圈在重力和 预载荷作用下向下移动,压紧球与外圈。0为外 圈的几何中心, O 是内圈沟底处水平中心线与外 圈的竖直中心线交点, O'O为外圈的中心线; 点 m 为内圈沟道圆心,点n为外圈沟道圆心;Oi为球

与内圈接触点, O。为球与外圈接触点; OKi 为内圈 沟底, OKe 为外圈沟底; ODw 为球的中心; OiOe 与 O'O交点为O",与内圈内径的交点为A",O'与 m 的连线与内径交点为A',建立笛卡儿坐标系如图1 所示。



图 1 ACBB 工作位置 Fig. 1 Working position of ACBB

球的初始位置如图2所示,不失一般性,在 xOy面内,第1个球几何中心与x轴重合,第j个 球圆心与 x 轴夹角为 θ_i, ω_i 为内圈转速。



图 2 球与套圈初始位置 Fig. 2 Initial position of ball and rings

ACBB 动态精度衡量指标包括接触角 α 、径 向旋转精度和轴向旋转精度。α为球与内、外圈 接触点的作用线与垂直于轴承轴线的平面夹角 (图1所示);径向旋转精度用径向跳动值K_{ia}衡量, 表示内圈内孔表面某测量位置相对外圈一固定点 间的最大与最小径向距离之差;轴向旋转精度通 过轴向跳动值 Sia 衡量, 表示内圈基准端面在内圈

不同角位置相对外圈一固定点间的最大与最小轴 向距离之差。

方程中的θ_i表示第j个球在θ处的线段长度 或变量数值,公式中字母,如00"表示线段长度。 根据三角形关系, 第*j*个球在 θ 处的 α_{θ} 满足^[17]

$$\cos \alpha_{\theta j} = 1 - \frac{0.5u_{\rm r}^{\circ}(\theta_j)}{r_{\rm i}(\theta_j) + r_{\rm e}(\theta_j) - D_{\rm w}(j)} \qquad (1)$$

其中

$$u_{\rm r}^{\rm o}(\theta_j) = d_{\rm e}(\theta_j) - d_{\rm i}(\theta_j) - 2D_{\rm w}(j)$$
(2)

则

$$\alpha_{\theta j} = \arccos\left[1 - \frac{0.5u_{\rm r}^{\rm o}\left(\theta_{j}\right)}{r_{\rm i}\left(\theta_{j}\right) + r_{\rm e}\left(\theta_{j}\right) - D_{\rm w}\left(j\right)}\right] \quad (3)$$
ē

$$\Delta \alpha = \max \left(\alpha_{\theta j} \right) - \min \left(\alpha_{\theta j} \right) \tag{4}$$

式中 $u_{r}^{o}(\theta_{j})$ 为 θ_{j} 位置处的径向游隙; $r_{i}(\theta_{j})$ 为 θ_{j} 位 置处的内圈沟曲率半径; $r_{e}(\theta_{j})$ 为 θ_{j} 位置处的外 圈沟曲率半径; $D_w(j)$ 为第 i个球的直径; $\Delta \alpha$ 变 动量。

图 1 中, $\Delta O'O''m$ 与 $\Delta A'A''m$ 相似, 且 ∠ O''O'm和∠A"A'm均为直角。以外圈外径为基准,确定 的旋转中心线为00"存在

$$\tan \alpha_{\theta j} = \frac{O'O''(\theta_j)}{O'm(\theta_j)}$$
(5)

其中

$$O'm(\theta_j) = O'A'(\theta_j) + A'O_{Ki}(\theta_j) + O_{Ki}m(\theta_j)$$
(6)

根据几何关系,
$$OO' 表示 \frac{1}{2}$$
的轴向游隙 $u_a^o(\theta_j)$,

满足

$$\frac{u_{a}^{o}(\theta_{j})}{2} = mn(\theta_{j}) \sin \alpha_{\theta j}$$
(7)

其中

$$mn(\theta_j) = r_i(\theta_j) + r_e(\theta_j) - D_w(j)$$
(8)

施加预紧力后, 内圈旋转, O'A'的变化量表 示 ACBB 的 K_{ia}(测量点 1)。第*j*个球球心位置的 K_{ia}表示为

$$K_{ia} = \max\left[O'A'(\theta_j)\right] - \min\left[O'A'(\theta_j)\right] \qquad (9)$$

n点坐标为 $\left[\frac{d_{e}(\theta_{j})-2r_{e}(\theta_{j})}{2}\cos\theta_{j};$ $\frac{d_{e}(\theta_{j})-2r_{e}(\theta_{j})}{2}\sin\theta_{j}; 0\right]^{T}, \Delta nOO'' 与 \Delta mO'O''$ 中,根据相似关系, $\angle O''nO'$ 等于 $\alpha_{\theta_{j}}$,存在

$$\frac{O''O}{O''O'} = \frac{On}{O'm} \tag{10}$$

其中

$$z_{O''} = \frac{d_{\rm e}(\theta_j) - 2r_{\rm e}(\theta_j)}{2} \tan \alpha_{\theta j}$$
(11)

显然, O'点的坐标为 $\left[0; 0; -\frac{u_a^o(\theta_j)}{2} \right]^T$ 。

第*j*个球对应的*O*"O'长度为点O"与点O'的z 轴坐标值之差,即

$$O''O'(\theta_j) = z_{O''} + \frac{u_a^o(\theta_j)}{2}$$
(12)

m 点坐标为
$$\left[x_{\rm m}; y_{\rm m}; -\frac{u_{\rm a}^{\rm o}(\theta_j)}{2}\right]^{\rm T}$$
,其中
 $x_{\rm m} = \left[\frac{d_{\rm e}(\theta_j)}{2} - r_{\rm e}(\theta_j) + \frac{u_{\rm a}^{\rm o}}{2\tan\alpha_{\theta_j}}\right]\cos\theta_j$ (13)

$$y_{\rm m} = \left[\frac{d_{\rm e}\left(\theta_j\right)}{2} - r_{\rm e}\left(\theta_j\right) + \frac{u_{\rm a}^{\rm o}}{2\tan\alpha_{\theta j}}\right]\sin\theta_j \quad (14)$$

式中 $d_i(\theta_j)$ 为 θ_j 位置处的内圈沟底直径; $d_e(\theta_j)$ 为 θ_j 位置处的外圈沟底直径。

在 ΔO'O" m 中, 根据式(5)得

$$O'm(\theta_j) = \frac{O'O''(\theta_j)}{\tan \alpha_{\theta_j}}$$
(15)

$$A'O_{Ki}(\theta_i)$$
表示内圈壁厚,表示为

$$A'O_{Ki}(\theta_j) = \frac{d_i(\theta_j) - d(\theta_j)}{2}$$
(16)

根据几何关系,存在

$$O_{Ki}m(\theta_j) = r_i(\theta_j) \tag{17}$$

则

$$O'A'(\theta_j) = O'm(\theta_j) - A'O_{Ki}(\theta_j) - O_{Ki}m(\theta_j)$$
(18)

式中 $d(\theta_j)$ 为 θ_j 位置处的内径。

第*j*个球球心所在位置的*S*_{ia}为测量点2相对 外圈基准端面的位移变化。加工过程中,内圈和 外圈周向沟位置会有变化,影响*S*_{ia}。第*j*个球球 心处的沟位置变化可以由坐标系{*O*-*xyz*}沿*z*向平 移得到,以沟位置检测方向为参考,*S*_{ia}表示为

$$S_{ia} = \max(S) - \min(S)$$
(19)

其中

$$S = a_{\rm e}(\theta_j) + a_{\rm i}(\theta_j) - \frac{u_{\rm a}^{\rm o}(\theta_j)}{2}$$
(20)

式中 $a_i(\theta_j)$ 为 θ_j 位置处内圈沟位置; $a_e(\theta_j)$ 为 θ_j 位置处外圈沟位置。

2.2 ACBB 套圈尺寸精度分析

对于第*j*个球,考虑尺寸偏差的套圈沟曲率 半径r_{i(e)}可以表示为

$$r_{i(e)}(\theta_j) = r_{im(em)}(\theta_j) + \Delta r_{i(e)}(\theta_j)$$
(21)

式中 $r_{im(em)}$ 为套圈沟曲率半径名义值; $\Delta r_{i(e)}$ 为套 圈沟曲率半径尺寸偏差。

除加工引起的尺寸偏差外, ΔC_{ur} 和 ΔC_{ir} 决定 $\Delta r_{i(e)}$ 的变动量。

内、外圈沟道尺寸 d_{i(e)}可以表示为

$$d_{i(e)}(\theta_i) = d_{im(em)}(\theta_i) + \Delta d_{i(e)}(\theta_i)$$
(22)

式中 $d_{im(em)}$ 为沟道名义直径; $\Delta d_{i(e)}$ 为沟道直径偏差值,其变动量由 K_i 和 K_e 决定。

内圈内径尺寸d可以表示为

$$d(\theta_i) = d_{\rm m}(\theta_i) + \Delta d(\theta_i) \tag{23}$$

式中 d_m 为内径名义直径; Δd 为内径偏差值,其变动量由 V_{dp} 和 V_{dmp} 决定。

沟位置 a_{i(e)}可以表示为

$$a_{i(e)}(\theta_j) = a_{im(em)}(\theta_j) + \Delta a_{i(e)}(\theta_j)$$
(24)

式中 a_{im(em)}为沟位置名义值; Δa_{i(e)}为沟位置偏差

20220389-4

2.3 运动学分析

根据 ACBB 旋转精度检测方法,外圈固定, 内圈旋转。根据滚道控制理论,假设球与内圈无 打滑,内圈绕 y 轴旋转的角速度为 ω_i,显然第 j 个 球与内圈接触点 O_i 处的线速度 V_{0i}相等。存在

$$V_{Oi}(\theta_j) = 0.5\omega_i [d_m(\theta_j) - D_w(j)\cos(\alpha_{\theta_j})]$$
(25)
其中

$$d_{\rm m}(\theta_j) = \frac{d_{\rm i}(\theta_j) + d_{\rm e}(\theta_j)}{2}$$
(26)

内圈旋转角速度 ω_i 等于

$$\omega_{\rm i} = \frac{2\pi n_{\rm i}}{60} \tag{27}$$

式中 $d_{\rm m}(\theta_j)$ 为成品轴承中径; n_i 为内圈转速,单位 r/min。

外圈转速 n_e为 0 r/min,接触点 O_e处的线速 度亦为 0 mm/s。因此第 *j* 个球中心的瞬时线速 度为

$$V_{Dw}(j) = 0.5V_{Oi}(\theta_j)$$
 (28)

球j的公转角速度可以表示为

$$\omega_j = \frac{V_{Dw}(j)}{0.5d_{\rm m}(\theta_j)} \tag{29}$$

假设第1个球初始位置角为0°,第j个钢球 初始位置角为

$$\phi_j = \frac{360\,(j-1)}{N} \tag{30}$$

式中N为装球数量。

内圈转动时间为t,旋转角度 σ_i 为

$$\sigma_{\rm i} = \omega_{\rm i} t \tag{31}$$

球j绕z轴转过的角度 σ_i 为

$$\sigma_j = \omega_j t \tag{32}$$

因此, 球j的圆心角位置可以表示为

$$\delta_j = \phi_j + \sigma_j \tag{33}$$

轴承旋转过程中, 球与滚道 α 实时变化, 但球 与内圈接触点 O_i 处的线速度 V_{Oi}(θ_j)相等, 故第 j 个球自转转过的弧长与内圈接触点累计弧长相等, 存在

$$\int_0^t \omega_i \frac{\left[d_m\left(\theta_j\right) - D_w\left(j\right)\cos\alpha_{\theta_j}\right]}{2} dt = \int_0^t \tau_j \frac{D_w\left(j\right)}{2} dt$$
(34)

式中τ_j为第 j 个球的自转角速度。 根据式(31)可以得出

$$\tau_{j} = \frac{\omega_{i} [d_{m}(\theta_{j}) - D_{w}(j) \cos \alpha_{\theta j}]}{D_{w}(j)}$$
(35)

球 j 自转转过的角度为

$$T_j = \tau_j t \tag{36}$$

式中T_j为第j个球的自转角度。

2.4 零件几何外形描述

加工过程中,轴承零件参数测量的轮廓曲线 可以用傅里叶级数表示,描述为

$$r_{i} = r_{im} + \sum_{L=1}^{\infty} \left[A_{ri} \cos \left(L_{ri} \theta_{ri} \right) + B_{ri} \sin \left(L_{ri} \theta_{ri} \right) \right] (37)$$
$$r_{e} = r_{em} + \sum_{L=1}^{\infty} \left[A_{re} \cos \left(L_{re} \theta_{re} \right) + B_{re} \sin \left(L_{re} \theta_{re} \right) \right]$$

$$d_{i} = d_{im} + \sum_{L=1}^{\infty} \left[A_{di} \cos \left(L_{di} \theta_{di} \right) + B_{di} \sin \left(L_{di} \theta_{di} \right) \right]$$
(39)

$$d_{\rm e} = d_{\rm em} + \sum_{L=1}^{\infty} \left[A_{d\rm e} \cos \left(L_{d\rm e} \theta_{d\rm e} \right) + B_{d\rm e} \sin \left(L_{d\rm e} \theta_{d\rm e} \right) \right]$$
(40)

$$D_{w} = D_{wm} + \sum_{L=1}^{\infty} \left[A_{Dw} \cos \left(L_{Dw} \theta_{Dw} \right) + B_{Dw} \sin \left(L_{Dw} \theta_{Dw} \right) \right]$$
(41)
$$a_{i} = a_{im} + \sum_{L=1}^{\infty} \left[A_{ai} \cos \left(L_{ai} \theta_{ai} \right) + B_{ai} \sin \left(L_{ai} \theta_{ai} \right) \right]$$
(42)

$$a_{\rm e} = a_{\rm em} + \sum_{L=1}^{\infty} \left[A_{a\rm e} \cos \left(L_{a\rm e} \theta_{a\rm e} \right) + B_{a\rm e} \sin \left(L_{a\rm e} \theta_{a\rm e} \right) \right]$$
(43)

$$d = d_{\rm m} + \sum_{L=1}^{\infty} \left[A_d \cos \left(L_d \theta_d \right) + B_d \sin \left(L_d \theta_d \right) \right] \quad (44)$$

式中 θ 为对应参数任意一点的位置角, L 为谐波 分量阶次, A 和 B 分别表示谐波分量余弦幅值和 正弦幅值。与内圈相关的精度要素位置角满足 式(45), 与外圈相关的精度要素位置角满足 式(46)。

$$\theta_{\rm ri} = \theta_{\rm di} = \theta_{\rm ai} = \theta_{\rm d} \tag{45}$$

$$\theta_{re} = \theta_{de} = \theta_{ae} \tag{46}$$

球的位置角满足

$$\theta_{Dw} = T_j \tag{47}$$

3 ACBB 动态精度计算

以 7 009-ACBB 的粗加工、精加工和超精加 工阶段套圈检测数据计算成品动态精度,分析零 件精度要素与动态精度的映射关系。

成品精度计算需要依据内、外圈精度参数测 量数据, 而套圈和球均为精密零件, 参数检测需 要在不同的专用测量仪器中进行, 检测周期长, 因此每个精度参数无法获得大量数据样本。综合 考虑效率和拟合精度, 在套圈周向选取9个均布 的位置点进行测量(九点法), 不同加工阶段9个 点参数测量均值如表1所示。

表 1 不同加工阶段参数测量均值 Table 1 Mean value of parameter measurement in different

processing stages			mm	
检测参数	粗加工	精加工	超精加工	
r _i	3.448 1	3.494 3	3.499 9	
r _e	3.283 3	3.291 6	3.3102	
d_{i}	53.722 3	53.712 3	53.621 2	
$d_{ m e}$	66.294 3	66.299 4	66.3673	
a_{i}	8.023 4	8.002	8.002	
a_{e}	8.1337	8.122	8.122	
d	44.954 6	44.999 7	44.9997	
$D_{ m w}$	6	6	6.35	

依据 9 个点测量结果,根据式(37) ~式(44) 进行轮廓拟合。粗加工和精加工阶段,套圈沟道 有余量,为了验证套圈动态精度变化,只能选取 直径偏小的球,精度等级均为 G5^[18]。α、测量点 1 和测量点 2 的理论值计算流程如图 3 所示。

3.1 不同加工阶段精度变化

轴承零件分为粗加工、精加工和超精加工3 个阶段,分别研究不同阶段精度变化。每个阶段 球数取为22个,内圈转速为1(°)/s,计算周期*T* 为360s,共10个周期,第*T*(*T*≤10)个周期外圈转 (*T*−1)×36°,σ为终止角度,取3600°。整个周期 内,式(45)和式(46)的位置角关系满足

$$\theta_{ri} = \theta_{re} - 36(T - 1) + \sigma_i \tag{48}$$

轴承套圈首先要进行粗加工,然后进行精加 工,最后完成超精加工。粗加工和精加工工序套 圈沟道均有余量,只能选取略小的球径,α会大于







设计值,但目的是找出敏感因素,便于套圈精度 控制。

计算结果表明, 粗加工后, 运动精度呈周期性 变化, 幅值波动明显, $\Delta \alpha$ 为 0.921°, K_{ia} 为 0.007 mm, S_{ia} 为 0.03 mm; 精加工后, 动态精度幅值波动明显 减小, $\Delta \alpha$ 为0.45°, K_{ia} 为0.0013mm, S_{ia} 为0.024mm。 $\Delta \alpha$ 减小, K_{ia} 基本达到设计要求, S_{ia} 减小不明显, 精度控制较困难,需要在超精加工时严格控制与 之相关的 a_i 、 a_e 和 S_i 、 S_e 等精度参数。

为了降低 S_{ia},超精加工沟道前,首先研磨套 圈端面,研磨后的基准端面粗糙度 R_a值不超过 0.4 μm。在专用磨床上以基准端面定位,采用油 石研磨沟道,以超精油作为切削液,超精加工后, α在点1和点2变化如图4所示。α最大值为







19.12°, 最小值为 18.79°, $\Delta \alpha$ 为 0.327°; 在严格控制精度要素后, S_{ia} 显著减小, 数值为 0.0043 mm, K_{ia} 为 0.0012 mm。采用 K_{ia} 在每个周期内幅值变化不大, α 和 S_{ia} 每个周期幅值变化比较明显, 说明 S_i 和 S_e 控制难度大, 影响成品运转稳定性。

3.2 球数和尺寸一致性对动态精度的影响

球数 N 分别取为 20、18、…、8, ACBB 动态 精度变化如表 2 所示。

表 2 不同球数的动态精度 Table 2 Dynamic accuracy of different ball numbers

Ν	$\Delta lpha / (\circ)$	K_{ia}/mm	$S_{ m ia}/ m mm$
20	0.17	0.001 2	0.004 3
18	0.17	0.001 2	0.004 4
16	0.171	0.001 3	0.004 3
14	0.171	0.001 2	0.004 3
12	0.172	0.001 2	0.004 4
10	0.172	0.001 3	0.004 4
8	0.172	0.001 4	0.004 5

根据式(49)计算不同球数的动态精度方差。

$$F^{2} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} \left(x_{p} - \bar{X} \right)^{2}$$
(49)

其中 x_p 表示 α 、 K_{ia} 和 S_{ia} 第p步计算值, \bar{X} 表示 α 、 K_{ia} 和 S_{ia} 的计算均值, 其对应方差 F^2 见表 3。

表 3 不同球数的动态精度方差 Table 3 Dynamic precision variance of different ball numbers

	-		
Ν	$F^2(\alpha)$	$F^2(K_{\rm ia})/10^{-7}$	$F^2(S_{\rm ia})/10^{-7}$
22	0.002 98	1.928 5	3.3147
20	0.003 06	1.928 9	3.3150
18	0.003 12	1.929 1	3.315 5
16	0.003 14	1.929 4	3.3157
14	0.003 17	1.929 8	3.3159
12	0.003 22	1.930 3	3.3163
10	0.003 28	1.930 7	3.3167
8	0.003 33	1.931 1	3.3170

球数对 K_{ia} 和 S_{ia} 影响不明显, 但球数减少会引起 K_{ia} 和 S_{ia} 的方差增大, 说明运行平稳性有所降低。

成品轴承采用的陶瓷球直径变动量为 0.13 μm。 通过计算发现, Δ_{RSw} 和 V_{Dws} 对动态精度影响很小。

3.3 套圈设计参数对动态精度的影响

假设尺寸参数分布规律不变,基本尺寸发生 变化,分析 α 的变化。 d_i 和 d_e 不变,分别取53.619 mm 和 66.361 mm, r_i 和 r_e 尺寸参数分别由 3.49 mm 和 3.3 mm 逐渐增大至 3.51 mm 和 3.32 mm, 计算步 长为 0.01, 计算 9 个周期, α 变化趋势如图 5 所示。
9 个周期内 α 最大值为 17.93°, 最小值为 16.98°。
随着沟曲率半径的逐渐增大, α 振荡减小。



*r*_i和*r*_e不变,分别取 3.5 mm 和 3.31 mm,*d*_i由 53.609 mm 逐渐增大至 53.629 mm,*d*_e由 66.371 mm 逐渐减小至 66.351 mm,计算步长和周期不变,α 变化趋势如图 6 所示。



Fig. 6 Change trend of α ($d_{i(e)}$)

α最大值为 21.28°, 最小值为 12.51°, α 明显 减小, d_i和 d_e对其影响显著, 最大值和最小值均 超出设计值。

3.4 套圈设计参数幅值变化对 ACBB 动态精度的 影响

将式(37)~式(40)、式(42)~式(44)的套圈 设计参数误差幅值按比例扩大,图7为误差幅值 与*K*_{ia}和*S*_{ia}的关系。

随着误差幅值的增大, K_{ia}和 S_{ia} 明显增大, 且 基本呈线性变化。



图 7 动态精度变化趋势(幅值)

Fig. 7 Dynamic accuracy change trend (amplitude variation)

4 ACBB零件精度检测与动态精度 试验验证

4.1 套圈精度检测

在非基准端面上,通过激光打标机在沿套圈 圆周方向均匀设置9个检测点,利用表面形貌测 量仪、圆度测量仪,长度测量仪等仪器对零件精 度参数进行检测。

表面形貌测量仪用于检测沟曲率半径和表面 质量。套圈通过基准端面定位,测量杆末端测头 与沟道接触,在一截面内沿支撑杆方向走一圆弧, 通过软件计算出圆弧半径,旋转套圈至下一点, 再次测量沟曲率半径,如此循环,如图8所示。

沟底椭圆度用圆度测量仪检测, 套圈旋转, 提 取 9 个检测点数据, 拟合公式(式(37)和式(38))。 该仪器在圆周方向可以分离出 1 024 个 ΔC_{ir} 数据, 以粗加工后测量数据为例, 调整拟合轮廓位置角, 与采集数据形成的对比曲线如图 9 所示。

用长度测量仪完成对内径、沟径等参数测量, 同样在周向测9个点,拟合相关数据。受测量方 法和仪器性能所限,长度测量仪和表面形貌测量



图 9 ΔC_{ir} 拟合轮廓与检测结果曲线 Fig. 9 Fitting contour and test result curve about ΔC_{ir}

仪只能定点测量,无法获得更多周向数据。套圈 ΔC_{ir} 拟合轮廓与检测数据吻合度很高,故采用傅 里叶级数描述套圈设计参数形成的轮廓曲线合理 可行。

4.2 试验验证

为了验证动态精度计算结果,将超精加工后的 ACBB 放置于图 10 所示的旋转精度测量仪中。 检测员测量 10 次,根据表针摆动量测得 K_{ia}为 1.2 µm, S_{ia}为 4 µm。检测发现,径向表针摆动量



图 10 旋转精度测量仪 Fig. 10 Rotary precision measuring instrument

基本相同,轴向表针摆动量不均匀,与计算所得 精度变化趋势相符。

5 结 论

1) 基于 ACBB 工作状态下的零件接触关系, 分析了成品动态精度与设计参数的几何学关系, 建立了多因素耦合作用的α、K_{ia}和S_{ia}的动态精 度解析模型,提出了 ACBB 动态精度求解方法。 该数学模型和求解方法不仅适用于 ACBB,同样 适用于三点接触球轴承、四点接触球轴承和深沟 球轴承,具有普适性。

2)分析了不同加工阶段的成品轴承动态精 度变化, K_{ia}控制相对容易, S_{ia}控制较困难。因此, 基准端面在粗加工时就应采取合理的工艺, 保证 其在超精加工时具有良好的平面度, 降低沟位置 的摆动。

3) d_e和 r_e、d_i和 r_i为同步加工成形,超精加 工时需控制油石的摆动,防止 r_e和 r_i变形;精加 工内圈后,按 d_i尺寸范围进行分组,再制定外圈 沟道定磨削工艺,有助于满足 α 的设计要求,减 少废品率,反之亦然。

4) 尺寸一致性好的滚动体是保证成品轴承运行平稳的重要因素。误差幅值对 K_{ia}和 S_{ia}影响明显,套圈各截面的设计参数一致性好,有利于轴承平稳运行。

研究结果可以作为零件设计参数控制的依据, 同时有助于减少因测量成品轴承精度是否满足要 求而做的合套和拆套工作,有助于提高轴承产品 质量,为保障高性能装备可靠运行提供技术支撑。

参考文献:

 [1] 刘鲁,赵聪,冯小川,等.角接触球轴承在高速大载荷工况 下滑油中断耐受能力分析[J].航空动力学报,2021,36(11): 2430-2436.

LIU Lu, ZHAO Cong, FENG Xiaochuan, et al. Analysis of oil-off tolerance of angular contact ball bearing under condition of high speed and heavy load[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(11): 2430-2436. (in Chinese)

- [2] 杜建建,潘贤德,刘天一.航空发动机角接触球轴承轴向力 间接测量方法[J].航空学报,2022,43(9):184-191.
 DU Jianjian, PAN Xiande, LIU Tianyi. Indirect measurement method for axial load of aero-engine angular contact ball bearing[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2022, 43(9):184-191 (in Chinese)
- [3] WANG Liqin, CUI Li, ZHENG Dezhi, et al. Nonlinear dynamics behaviors of a rotor roller bearing system with radial clearances and waviness considered[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2008, 21(1): 86-96.
- [4] NOGUCHI S, HIRUMA K, KAWA H, et al. The Influence of lo-

cation 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 S, ONO K. Reduction of NRRO in ball bearings for HDD spindle motors[J]. Precision Engineering, 2004, 28(4): 409-418.
- [6] NOGUCHI S, HIRUMA K. Theoretical analysis of the NRRO of the components of retainer rotation in consideration of diameter difference and disposition of balls in a ball bearing[J]. Japanese Journal of Tribology, 2003, 48: 166-176.
- [7] NOGUCHI S, HIRUMA K. Theoretical analysis of the NRRO of the components of retainer rotation in consideration of diameter difference and disposition of balls in a ball bearing[J]. Japanese Journal of Tribology, 2003, 48(2): 167-176.
- [8] 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]. Japanese Journal of Tribology, 2001, 46(7): 578-584.
- [9] TADA S. Three-dimensional analysis of non-repeatable runout (NRRO) in ball bearings[J]. Koyo Engineering Journal, 2002, 161: 31-37.
- [10] 余永健,李济顺,陈国定,等.基于内圈滚道廓形的圆柱滚 子轴承旋转精度[J].航空动力学报,2017,32(1):155-161.
 YU Yongjian, LI Jishun, CHEN Guoding, et al. Rotational accuracy of the cylindrical roller bearing based on inner raceway profile[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(1):155-161. (in Chinese)
- [11] 余永健,陈国定,李济顺,等.滚子几何误差对圆柱滚子轴 承旋转精度的影响[J].西北工业大学学报,2019,37(4):774-784.

YU Yongjian, CHEN Guoding, LI Jishun, et al. Influence of geometric error of rollers on rotational accuracy of cylindrical roller bearings[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2019, 37(4): 774-784. (in Chinese)

- [12] LIU Yong, LI Ji, SHI Wen, et al. An algorithm to prediction the radial runout of cylindrical roller bearings[J]. Applied Mechanics and Materials, 2011, 80/81: 551-555.
- [13] 陈月,邱明,杜辉,等.机器人用四点接触球轴承旋转精度 影响因素[J].中国机械工程, 2020, 31(14): 1678-1685, 1692.
 CHEN Yue, QIU Ming, DU Hui, et al. Factors influencing rotation accuracy of four-point contact ball bearings for robots[J]. China Mechanical Engineering, 2020, 31(14): 1678-1685, 1692. (in Chinese)
- [14] 留剑,洪军,杨朝晖,等.高速精密角接触球轴承旋转精度 创成机理研究[J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(11): 72-78. LIU Jian, HONG Jun, YANG Zhaohui, et al. Running accuracy of high speed precision angular contact ball bearings[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(11): 72-78. (in Chinese)
- [15] 袁幸,朱永生,洪军,等.精密球轴承不可重复跳动影响主轴动特性的预测[J].吉林大学学报(工学版),2012,42(2): 382-387.

YUAN Xing, ZHU Yongsheng, HONG Jun, et al. Prediction model of spindle dynamic characteristics affected by non-repetitive Runout of precision ball bearing and its application[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2012, 42(2): 382-387. (in Chinese)

- [16] 国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 滚动轴承测量和检验的原则及方法:GB/T 307.2-2005[S]. 北京:中国标准出版社,2005:28.
- [17] BIAN Wei, WANG Zhenhua, YUAN Juntang, et al. Thermo-mechanical analysis of angular contact ball bearing[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(1): 297-306.
- [18] 国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 滚动轴承 球 第2部分:陶瓷球:GB/T 308.2-2010[S].北京: 中国标准出版社,2011:10.

(编辑:王碧珺)