

DOI:10.7652/xjtuxb201408015

外隔圈不平行度对轴承性能影响的数值分析

张浩¹, 张进华¹, 朱永生², 邱志惠¹, 王耀玮³

(1. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安; 2. 西安交通大学现代设计与轴承转子系统教育部重点实验室, 710049, 西安; 3. 恩斯克(中国)研究开发有限公司, 215300, 江苏昆山)

摘要: 为给轴承隔圈精度设计及制造误差控制提供理论依据,进行了外隔圈平行度不良引起单列轴承倾斜运转时的性能分析。首先用外隔圈端面倾斜角来描述其不平行度,分析了其倾斜角对轴承安装姿态的影响,继而以滚动轴承拟静力学分析为基础,给出了考虑外隔圈不平行度的角接触球轴承动力特性计算方法,并分析了外隔圈不平行度对轴承生热的影响。以 7014C 轴承为例,在轴向力为 400 N、外隔圈端面倾斜角为 0.018 2°的情况下,计算的最大接触应力增大了 2.15%,且该值随着倾斜角的增加而增大。同时,外隔圈的不平行度会引起球接触区域发热不均匀,在径向载荷作用下,外隔圈不平行度引起的轴承发热更明显。大多数机床主轴是在承受径向载荷工况下工作,因此外隔圈平行度不良的影响不容忽视。

关键词: 角接触球轴承;外隔圈不平行度;动力学特性;轴承生热

中图分类号: TH133. 33 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)08-0086-05

Numerical Analysis for Impact of Spacing Ring Nonparallelism on Bearing Performance

ZHANG Hao¹, ZHANG Jinhua¹, ZHU Yongsheng², QIU Zhihui¹, WANG Yaowei³

(1. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 3. NSK(China) Research and Development Co. Ltd., Kunshan, Jiangsu 215300, China)

Abstract: To theoretically investigate spacing ring accuracy and manufacturing error control, the impact of outer spacing ring nonparallelism on the tilt of single row bearing is discussed. The oblique angle of outer spacing ring end face is taken to describe its nonparallelism, the influence on bearing installation position is then analyzed. Following the pseudo statics analysis for bearing, the computing method is proposed to evaluate the dynamic characteristics of high-speed angular contact ball bearing, where the accuracy of outer spacing ring and bearing heating are considered. Taking 7014C bearing as an example, the calculated maximum contact stress increases by 2.15% as axial force is 400 N and oblique angle of outer spacing ring 0.018 2°, and increases with the augmented oblique angle. Outer spacing ring nonparallelism results in uneven heating at each ball contact area, especially under radical loads. Most of machine tool spindles work under radial loads, the adverse effects of outer spacing ring parallelism cannot be ignored.

Keywords: angular contact ball bearing; outer spacing ring nonparallelism; dynamic characteristics; bearing heating

高速主轴包括转子、电动机、轴承和隔圈等旋转部件,其中轴承是高速旋转主轴的关键部件,其性能直接影响到机床主轴的回转精度、使用寿命和可靠性。轴承服役性能除受自身制造精度、预紧力、润滑状态等因素的影响外,还与周围部件的配合接触状态有关,受到业内和研究者的关注。文献[1]利用有限元法研究了轴承内圈同转子过盈量随温度和工作转速的变化规律;文献[2]研究了考虑套圈径向热位移下的角接触球轴承动力特性;文献[3]研究了高速主轴离心膨胀及其对轴承动态特性的影响。上述文献都是从轴承径向的配合状态来开展研究的。隔圈起着直接轴向固定轴承的作用,是其周围重要部件之一,其制造误差将直接导致轴承工作状态不良。如图 1 所示,隔圈端面平行度不良会产生非均匀的预紧力,引起轴承倾斜运转,从而对轴承的运行性能产生一定影响。目前,隔圈端面几何精度对轴承性能影响的文献相对缺乏。

本文以滚动轴承静力学分析为依据,分析了隔圈端面不平行度对轴承的初始姿态的影响,并以此结果为基础,建立了考虑隔圈不平行度影响下的滚动轴承拟静力学模型,分析了隔圈不平行度对球轴承动力学特性以及发热性能的影响,为轴承隔圈精度设计及制造误差控制提供理论依据。

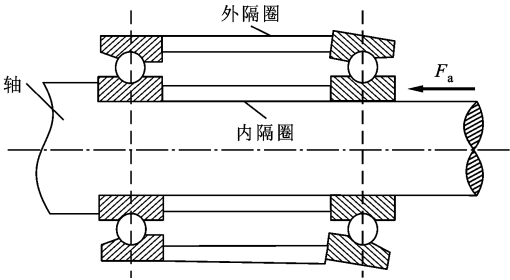


图 1 外隔圈端面不平行度对轴承的倾斜影响示意图

1 隔圈不平行度对轴承动力学特性的影响

1.1 隔圈不平行度描述

为研究的方便,本文以轴承外隔圈为讨论对象,探讨外隔圈端面不平行度对轴承性能的影响。如图 2 所示,隔圈端面不平行度用隔圈端面的倾斜角 θ 来描述,其表达式为

$$\theta = \arctan \frac{d}{L} \tag{1}$$

式中: L 为外隔圈外径尺寸,与所配合的轴承相关; d 为隔圈端面高点与低点的跳动值。本文选定与 7014C 轴承配合的外隔圈为研究对象,设定倾斜角

度 $\theta_1=0^\circ, \theta_2=0.0078^\circ, \theta_3=0.0130^\circ, \theta_4=0.0182^\circ$ 。最大倾斜角是在跳动值 d 为 $35\text{ }\mu\text{m}$ 的情况下计算出来的。

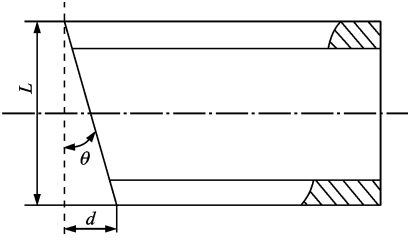


图 2 隔圈的倾斜角示意图

1.2 考虑外隔圈不平行度的轴承姿态模型

如图 3 所示,外隔圈与轴承外圈接触的端面存在倾斜间隙,并且由于轴承与轴承座之间通常是间隙或过度配合,因此在轴向装配力作用下,外隔圈与轴承外圈贴合的过程中,轴承外圈存在倾斜的可能。下面,通过静力学分析确定轴承的初始安装姿态位置。

以轴承外圈为受力分析对象,由于外隔圈与轴承外圈的接触刚开始为一点,因此倾斜隔圈对轴承外圈的作用力可简化为一集中力 F_a ,如图 4 所示。轴承在轴向力 F_a 及径向力 F_r 的作用下,轴承内外圈之间会有相应的相对轴向位移 δ_a 、相对径向位移 δ_r 以及角位移 θ 。本文施加的径向力方向为从接触点到接触分离的方向,其外圈的静力平衡方程如下

$$\left. \begin{aligned} F_a - \sum_i (Q_{oi} \sin \alpha_{oi}) &= 0 \\ F_r - \sum_i (Q_{oi} \cos \alpha_{oi} \cos \phi_i) &= 0 \\ Fr - \frac{d_m}{2} \sum_i (Q_{oi} \sin \alpha_{oi} \cos \phi_i) &= 0 \end{aligned} \right\} \tag{2}$$

式中: Q_{oi} 为球与外圈沟道接触载荷; α_{oi} 为球与外圈的接触角; ϕ_i 为第 i 个球的位置角,将外隔圈与轴承开始接触的的点作为 0° 位置角; r 为作用点到轴线的距离; d_m 为轴承节圆直径。

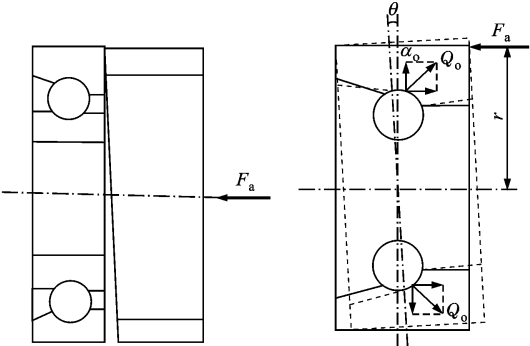


图 3 初始安装示意图 图 4 轴承外圈的受力分析

当外部载荷 F_a 、 F_r 已知,用 Newton-Raphson 法可对上述方程组进行求解,从而可得出轴承外圈的倾斜角,即内外圈的相对角位移 θ 。轴承初始装配时没有径向力,本文以 NSK7014C 型轴承为例进行计算(轴承相关参数在后面列出),结果如图 5 所示。

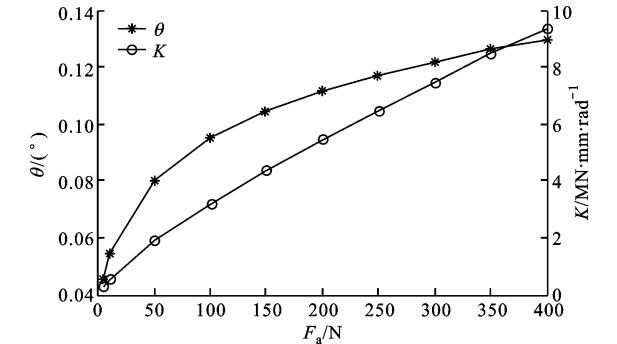


图 5 轴承在轴向力作用下的角位移与角刚度计算结果

本文讨论的隔圈倾斜角最大为 0.0182° ，所需轴向力约为 1.4 N ，由此可知在装配过程中，很小的预紧力就会使轴承外圈倾斜至与隔圈的倾斜端面贴合上。计算出的角刚度值与相关文献中的角刚度值的数量级基本一致^[4]，由此从侧面验证了上述计算的合理性。

1.3 考虑工况的轴承动力学分析

当轴承与隔圈端面接触后,在端面的限制下,轴承会在固定的倾斜角度 θ 下运行,如图 4 所示。因此轴承内部的受力会发生变化,建立此状态下轴承内圈的拟静力学方程如下

$$\left. \begin{aligned} F_a - \sum_j \left(Q_{ij} \sin \alpha_{ij} + \frac{M_{gj}}{D_b} \cos \alpha_{ij} \right) &= 0 \\ F_r - \sum_j \left(Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - \frac{M_{gj}}{D_b} \sin \alpha_{ij} \right) \cos \varphi_j &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

拟静力学计算中考虑了球的离心力以及陀螺力矩的影响,轴承运转下每个滚动体的平衡方程为

$$\left. \begin{aligned} Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - Q_{oj} \sin \alpha_{oj} - \frac{M_{gj}}{D_b} (\lambda_{ij} \cos \alpha_{ij} - \lambda_{oj} \cos \alpha_{oj}) &= 0 \\ Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - Q_{oj} \cos \alpha_{oj} + \frac{M_{gj}}{D_b} (\lambda_{ij} \sin \alpha_{ij} - \lambda_{oj} \sin \alpha_{oj}) + F_{cj} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: Q_{ij} 、 Q_{oj} 为球与内外圈接触载荷; α_{ij} 、 α_{oj} 为球与内外圈的接触角; D_b 为轴承球直径; M_{gj} 为球的陀螺力矩; F_{cj} 为球的离心力。

结合变形几何相容关系^[5],求解式(3)、式(4)组成的非线性方程组,可得轴承的动力学特性值。

1.4 隔圈不平行度影响轴承动力学特性的结果分析

本文采用的 NSK7014C 型角接触球轴承具体

的结构参数和材料如表 1 所示,具体工况条件为:轴向预紧力 $F_a=400\text{ N}$,径向力 $F_r=0\text{ N}$,轴承转速 $n=5\,000\text{ r/min}$ 。球与外圈的实际接触角、接触应力分布如图 6~图 7 所示。

表 1 7014C 型角接触球轴承结构参数

参数	取值
球直径/mm	11.906
内、外圈沟道曲率系数	0.52
初始接触角/(°)	15
球数目 Z	20
套圈、钢球弹性模量/MPa	2.06×10^5
套圈、钢球泊松比	0.3
套圈、钢球密度/ $\text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$	7.8×10^{-6}

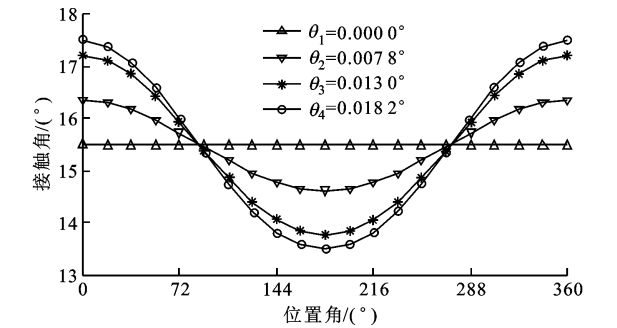


图 6 球与外圈的实际接触角分布

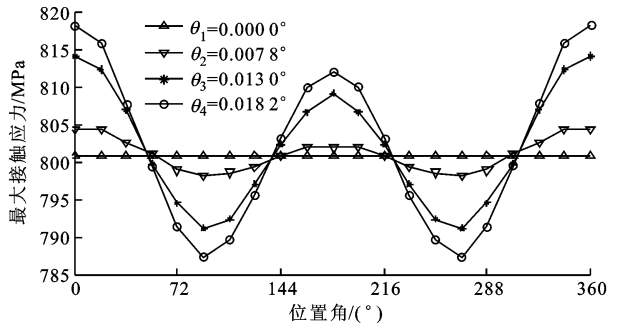


图 7 球与外圈的最大接触应力分布

从图 6、图 7 中可知,隔圈不平行度导致的轴承外圈倾斜对轴承组件的受力状态有明显的影响:隔圈平行度良好($\theta=0^\circ$)时,球运行在每个位置角的受力状态是均匀的,随着隔圈倾斜角的增加,接触角及其接触载荷分布会越来越不均匀;倾斜角 $\theta=0.0182^\circ$ 时接触区的最大接触应力计算值为 818.1 MPa ,比隔圈平行度良好的情况增大了 2.15% ,轴承在这种交变的接触载荷的运转下,更易加剧轴承元件的疲劳损伤。

2 隔圈不平行度对轴承生热的影响

2.1 轴承内部热生成模型

轴承发热会导致润滑状况发生变化、轴承烧伤

或主轴热变形等问题,是影响轴承高速性能的一个关键因素。在前述轴承内部受力分析的基础上,本文研究隔圈不平行度对轴承生热的影响,主要考虑以下几部分生热。

球与滚道的差动滑动生热

$$H_{myj} = \frac{1}{J} \int \tau_{myj} v_{myj} dA_{mj} = \frac{a_{mj} b_{mj}}{J} \int_{-1}^1 \int_{-(1-q^2)^{1/2}}^{(1-q^2)^{1/2}} \tau_{myj} v_{myj} dt dq \tag{5}$$

球的自旋生热

$$H_{msj} = M_{msj} \omega_{msj} \tag{6}$$

球的润滑拖动生热

$$H_{ldrag} = \frac{d_m \omega_m F_v Z}{2J} \tag{7}$$

式中: m 为 i、o,表示内、外圈滚道; J 为由单位 $N \cdot mm/s$ 到单位 W 的转换常数; τ_{myj} 为表面摩擦切应力; a_{mj} 、 b_{mj} 为接触椭圆长、短半轴; v_{myj} 为滑动速度; M_{msj} 为内外圈接触区自旋摩擦力矩^[6]; ω_{msj} 为球自旋角速度,; ω_m 为球的公转速度; F_v 为作用于球上的黏性阻力^[7]。其中,球的滑动速度以及自旋角速度的计算参见文献^[5,8]。

球的滑动速度、自旋速度、公转速度及接触椭圆长短半轴和摩擦切应力等与球实际接触角、接触载荷等相关,轴承角位移改变了其接触区的受力状态,因此会对轴承生热产生一定影响。

2.2 结果分析

以下算例均在单个 7014C 轴承、22# 机油润滑条件下计算的。

图 8 为在 4 种隔圈不平行度($\theta_1 = 0^\circ, \theta_2 = 0.0078^\circ, \theta_3 = 0.0130^\circ, \theta_4 = 0.0182^\circ$)影响下的轴承总发热量的比较,图 9 为每个球接触区的发热量分布。计算的工况条件为 $F_a = 800\text{ N}, F_r = 0\text{ N}, n = 5\,000\text{ r/min}$ 。

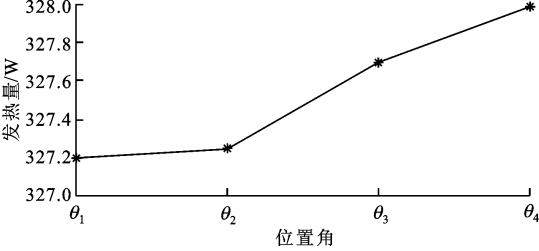


图 8 轴承总的发热量比较

从结果中可以看出,在轴向载荷的作用下,隔圈的不平行度使轴承各个位置角处的球接触区域产生不均匀的发热,接触应力大的区域生热量偏高,接触应力小的区域生热量偏低,不过相互补偿后,对轴承

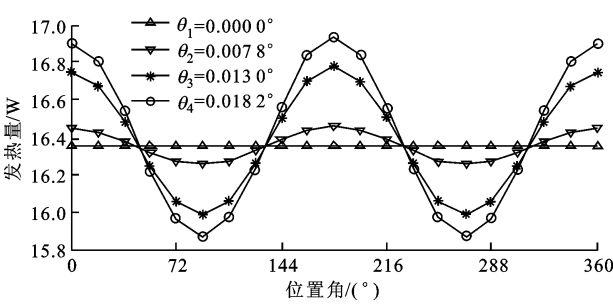


图 9 每个球接触区的发热量分布

总的生热量影响不是太大,增加幅度很小。

为探究何种工况下轴承发热情况受隔圈平行度不良的影响最为敏感,本文在假定隔圈端面倾斜角为 $\theta_1 = 0^\circ$ 和 $\theta_4 = 0.0182^\circ$ 两种情况下,计算出轴承发热量随轴向力 F_a 、径向力 F_r 及内圈转速 n 的变化情况,结果如图 10~图 12 所示。在 $\theta_1 = 0^\circ$ 时的发热量记为 H_1 ,在 $\theta_4 = 0.0182^\circ$ 时的发热量记为 H_4 ,纵坐标 W 定义为

$$W = \left| \frac{H_4 - H_1}{H_1} \right| \times 100\% \tag{8}$$

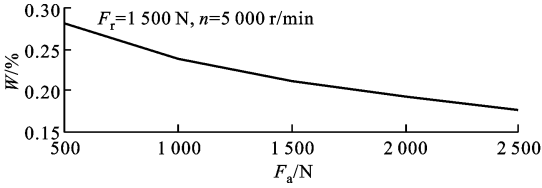


图 10 不同轴向力下的发热量比较

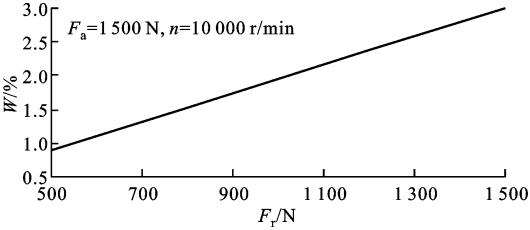


图 11 不同径向力下的发热量比较

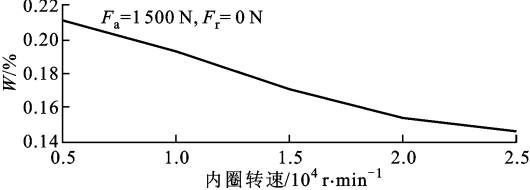


图 12 不同转速下的发热量比较

从比较结果可以看到:在径向载荷的工况条件下,轴承发热受隔圈平行度不良的影响最为敏感,且随着径向载荷的增大,影响会更加明显;在轴向载荷和高速工况下,因隔圈平行度不良引起轴承的发热

增量幅度较小。大多数机床主轴是在承受径向载荷工况下工作,因此隔圈平行度不良的影响不容忽视。

3 结 论

(1)隔圈端面的不平行度引起轴承的倾斜运转,其内部受力状态会发生较明显的变化,呈现越来越不均匀的趋势,最大接触应力随着隔圈端面不平行度的增加有增大趋势。轴承在交变接触应力的运转下,更易降低轴承的疲劳寿命。

(2)隔圈平行度不良使轴承内部各个球接触区域发热不均匀。在径向载荷的工况条件下,轴承发热受隔圈平行度不良的影响最为敏感,且随着径向载荷的增大,影响会更加明显,实际工况中都会承受较大的切削力,因此隔圈不平度的影响不可忽略。

参考文献:

- [1] KIM W, LEE C M, HWANG Y K. A Study on the shrink fits and internal clearance variation for ball bearing of machine tool using FEM[EB/OL]. [2014-01-11]. http://www.iaeng.org/publication/IMECS2009/IMECS2009_pp1856-1860.pdf.
- [2] 王保民,梅雪松,胡赤兵,等.计入套圈径向热位移的角接触球轴承动力特性分析[J].制造技术与机床,2010(4):61-66.
WANG Baomin, MEI Xuesong, HU Chibing, et al. Dynamic characteristics analysis of angular contact ball bearing considering radial thermal displacement of ring raceways[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2010(4): 61-66.
- [3] 曹宏瑞,李兵,陈雪峰,等.高速主轴离心膨胀及对轴承动态特性的影响[J].机械工程学报,2012,48(19):59-64.
CAO Hongrui, LI Bing, CHEN Xuefeng, et al. Centrifugal expansion of high-speed spindle and its influences on bearing dynamic characteristics[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(19): 59-64.
- [4] 方兵,张雷,曲兴田,等.角接触球轴承刚度理论计算与实验[J].吉林大学学报,2012,42(4):840-844.
FANG Bing, ZHANG Lei, QU Xingtian, et al. Theoretical and experimental research of stiffness of angular contact ball bearing[J]. Journal of Jilin University, 2012, 42(4): 840-844.
- [5] HARRIS T A. Rolling bearing analysis[M]. 5th ed. New York, USA: John Wiley and Sons Inc., 2010: 31-37.

- [6] 蒋兴奇,马家驹,赵联春.高速精密角接触球轴承热分析[J].轴承,2000(8):1-5.
JIANG Xingqi, MA Jiaju, ZHAO Lianchun. Thermal analysis of high precision angular contact ball bearing[J]. Bearing, 2000(8): 1-5.
- [7] HARRIS T A. Rolling element bearing dynamics[J]. Wear, 1973, 23: 311-337.
- [8] 万长森.滚动轴承分析方法[M].北京:机械工业出版社,1987:189-214.

[本刊相关文献链接]

- 翟强,朱永生,闫柯,等.高速角接触轴承油气润滑两相流动特性数值研究.2014,48(6):86-90. [doi:10.7652/xjtuxb201406015]
- 张帆,钟海权,孙丽军,等.大型重载滑动轴承润滑特性的理论与试验研究.2014,48(5):15-20. [doi:10.7652/xjtuxb201405003]
- 陈汝刚,陈韬,龚超.箔片动压止推气体轴承流固耦合数值模拟.2014,48(5):72-77. [doi:10.7652/xjtuxb201405013]
- 赖天伟,马斌,郑越青,等.多层弹性支承箔片动压气体径向轴承稳定性的实验研究.2014,48(3):79-83. [doi:10.7652/xjtuxb201403015]
- 王琳,裴世源,徐华.表面织构对转子轴承系统稳定性影响的实验研究.2014,48(3):84-88+114. [doi:10.7652/xjtuxb201403016]
- 欧阳武,陈润霖,彭林,等.考虑局部固体接触的滑动轴承主刚度和主阻尼研究.2014,48(1):112-117. [doi:10.7652/xjtuxb201401019]
- 王楠,孟庆丰,张雪冰,等.多沟槽水润滑橡胶轴承水膜压力的无线测试方法.2013,47(3):1-6. [doi:10.7652/xjtuxb201303001]
- 张锦龙,王彦伟,黄正东.高速球轴承-转子系统动态性能的分析与优化.2013,47(1):57-61. [doi:10.7652/xjtuxb201301012]
- 周权,侯予,陈汝刚.应用于高速透平膨胀机的箔片动压气体止推轴承的试验研究.2012,46(11):49-52. [doi:10.7652/xjtuxb201211010]
- 方兵,张雷,赵继,等.轴承结合部动态参数识别与等效分析模型的研究.2012,46(11):69-74. [doi:10.7652/xjtuxb201211014]
- 田久良,洪军,朱永生,等.机床主轴-轴承系统热-力耦合模型及其动态性能研究.2012,46(07):63-68. [doi:10.7652/xjtuxb201207012]
- 黄东洋,洪军,张进华,等.热阻网络法在轴系温度场求解中的应用.2012,46(05):63-66. [doi:10.7652/xjtuxb201205011]

(编辑 杜秀杰)