

微型角接触球轴承特性分析及仿真

杨晨光^{1,2}, 贾宏光¹, 刘 波¹, 郑 飞^{1,2}

(1. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033; 2. 中国科学院研究生院, 北京 100039)

摘要: 在轴承刚性特性的研究中, 为了分析微型角接触球轴承的接触特性, 建立了轴向载荷作用下轴承的力学模型, 以常规尺寸角接触球轴承的理论分析为基础, 结合微型轴承的结构特点研究了接触角随负载的变化, 并采用 Newton-Raphson 法编程实现了接触角增量的精确计算。结果表明: 微型角接触球轴承在受载后接触角增量远远超过常规尺寸角接触球轴承, 可达到 50% 甚至更多, 极大的影响了轴承的力学性能。为了验证上述理论分析, 采用有限元法对轴承在轴向载荷作用下的力学性能进行了仿真分析, 比较仿真与理论计算结果所得最大误差不超过 10%, 达到较好的吻合。

关键词: 微型角接触球轴承; 接触特性; 接触角

中图分类号: TH133.33+1 **文献标识码:** B

Analysis on Contact Characteristics of Miniature Angular Contact Ball Bearings

YANG Chen-guang^{1,2}, JIA Hong-guang¹, LIU Bo¹, ZHENG Fei^{1,2}

(1. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Changchun Jilin 130033, China;

2. Graduate School, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China)

ABSTRACT: In order to analyze the contact characteristics of miniature angular contact ball bearings, a mathematic model of the bearing mechanical properties under axial loads was proposed. Based on the theoretical analysis of normal size angular contact ball bearings, and taken the structural characteristics of miniature bearings into consideration, the contact angle changes could be accurate calculated by using the Newton-Raphson method. The results indicate that the contact angle increment of the miniature angular contact ball bearing can achieve 50% or more, far more than the increment of normal size angular contact ball bearings, which would greatly affect the mechanical properties of bearings; in addition, the smaller the initial contact angle and roll diameter, or the fewer the number of rolling bodies, the more violent changes of the contact angle with axial loads. Finally, to verify the theoretical analysis above, Finite-Element-Method was used to simulate the mechanical properties of S719/6T and 7002AC bearing under axial loads, the maximum error between simulation and theoretical calculation results was less than 10 percent, reached a good match.

KEYWORDS: Miniature angular contact ball bearings; Contact characteristics; Contact angle

1 引言

轴承接触区的力学性能如刚度、变形、应力分布等直接影响到轴承的润滑、摩擦、振动以及传动轴系的间隙、预紧等。因此, 对机械性能要求较高的系统, 在设计分析中必须对关键部位轴承的力学性能加以分析。

国内外学者对常规尺寸角接触球轴承的力学性能经历了较长时期的研究, 比较有代表性的工作是: Stribeck^[1] 等应用 Hertz 理论建立了轴承的静力学分析模型; Palmgren^[2] 等对轴承在径向、轴向和力矩载荷作用下的变形以及滚动体载

荷分布进行了分析; Jones A B^[3] 用套圈控制理论建立了考虑钢球的离心力和陀螺力矩的力学分析模型; Harris^[4] 等建立了基于弹流润滑的轴承力学模型; 国内的罗继伟等人在轴承的寿命、弹性接触分析等方面也做了有益的研究, 这些工作使常规尺寸轴承的力学分析形成比较完善的理论体系^[5-6]。

目前, 与常规尺寸轴承系统的理论研究相比, 微型轴承的研究工作尚且进行的很少。研究人员在对微型轴承力学性能分析中多直接采用常规尺寸轴承的简化计算模型。然而, 简化计算模型忽略了轴承受载后结构参数的变化, 导致计算结果与实际情况往往存在较大差距。考虑到微型轴承的应用场合通常要求其计算方法拥有较高可靠性与精度, 因

此,分析其接触特性,建立更为精确的力学分析模型对轴承理论完善以及实际工程应用均有重要意义。

2 角接触球轴承简化计算模型

由于不同学者在常规尺寸轴承简化计算模型的描述中所采用的简化标准不统一,造成不同的简化模型间往往存在较大差异,给轴承的设计分析均带来诸多不便^[5-8]。本文以弹性力学理论为基础,结合轴承力学分析理论^[7,9]给出更为合理的简化模型,为后续微型角接触球轴承的理论分析提供重要依据。

根据 hertz 假设可知弹性接触问题的基本方程为:

$$\iint_{\Omega} p(x, y) dx dy = Q \quad (1)$$

$$\frac{1-v^2}{\pi E} \iint_{\Omega} \frac{p(\xi, \eta) d\xi d\eta}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2}} = \delta - z(x, y) \quad (2)$$

式中: $p(x, y)$ 为沿接触区 Ω 表面应力分布函数; Q 为垂直于接触面的载荷; δ 为滚动体与套圈之间的弹性趋近量; $z(x, y)$ 为接触物体表面间的初始距离。

在基本方程中, (1) 式为接触平衡方程,表示接触表面压力分布的积分与所作用的总负荷相等。(2) 式为接触区域的变形协调方程,左边的被积函数是弹性力学中的 Boussinesq 解,它表示在集中力作用下,半空间接触表面上任一点沿坐标方向产生的弹性变形量。

角接触球轴承受载后接触区表面压力呈半椭圆分布。由式(1~2),滚动体与套圈接触区的力学模型可表示为:

$$\delta = KQ^{2/3} \quad (3)$$

式中系数 K 反映了载荷与变形的关系,根据接触表面的材料特性、几何条件、应力分布等,可得系数 K 的表达式为:

$$K = K_a \cdot \frac{1}{2} \left[\frac{3}{2} \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right) \right]^{2/3} (\Sigma\rho)^{1/3} \quad (4)$$

式中: E_1, ν_1, E_2, ν_2 为两接触物体的弹性常量; $\Sigma\rho$ 为套圈与滚动体在接触点处主曲率之和; K_a 为反映接触区椭圆积分与偏心率函数比值的系数。

考虑钢制滚动轴承内外圈、滚动体的弹性模量,泊松比约为 $E = 2.07 \times 10^5 \text{ Mpa}$, $\nu = 0.3$; 轴承沿接触面法向总变形量为滚动体与内、外套圈的接触变形量之和,由(3~4)式可得:

$$K = 2.79 \times 10^4 [K_{ai}(\Sigma\rho_i)^{1/3} + K_{ae}(\Sigma\rho_e)^{1/3}] \quad (5)$$

由于(5)式中 K 的计算涉及到椭圆积分与椭圆偏心率函数等,求解比较复杂。可通过 Jones 假设将系数 K 简化:

$$K = kG/D_b^{1/3} \quad (6)$$

式中: D_b 为滚动体曲率半径; G 为内外圈滚道中心距系数,通常取 0.04; k 为常数,其值可由 G 确定。

考虑轴向载荷与接触面法向载荷的关系,以及轴向变形与法向接触变形的关系,由式(3~6)可得轴向载荷作用下轴承简化计算模型如(7)式所示:

$$\delta_a = 4.516 \times 10^{-4} \frac{F_a^{2/3}}{Z^{2/3} D_b^{1/3} \sin^{5/3} \alpha_0} \quad (7)$$

式中: α_0 为初始接触角; Z 为滚动体数目; F_a 与 δ_a 为轴向

载荷与轴向变形。上述简化计算模型是在轴承受载后接触角保持不变的情况下得到的,对于常规尺寸角接触球轴承,接触角随负载变化不大,通常可以忽略其对变形的影响。但是,对于微型角接触球轴承来说,结合其自身的结构特点,须对接触角的影响做进一步分析。

3 微型角接触球轴承接触特性分析

3.1 考虑接触角变化的力学模型

根据套圈控制理论^[7],假定轴承外圈固定,内圈承受轴向载荷并挤压滚动体沿轴向产生变形,此时轴承各组成部件的变形以及内外圈沟道曲率中心的相对位置变化如图1所示。

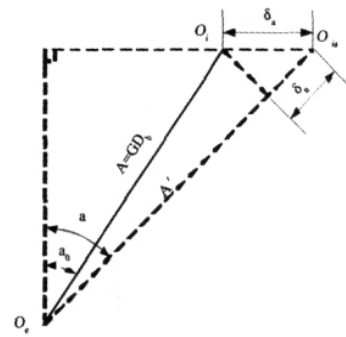


图1 接触角变化示意图

当轴承不受载时,内外圈沟道曲率中心连线为 $O_e O_i$, 初始接触角为 α_0 ; 当轴承承受轴向载荷时,滚动体发生变形 δ_n , 内圈沿轴向移动,曲率中心由 O_i 移动至 $O_{i'}$, 位移量为 δ_a , 与此同时,滚动体与内外套圈的接触角也随着轴向载荷不断变化,变化后的接触角为 α 。

通常接触角随负载的变化不大于 15° , A 可看作近似等于 A' 。根据图1所示的几何关系有:

$$(\delta_n + GD_b) \cos \alpha = GD_b \cos \alpha_0 \quad (8)$$

由(7~8)式可得轴向受载后接触角的表达式:

$$\frac{F_a k^{2/3}}{Z D_b^2} = \sin \alpha \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{3/2} \quad (9)$$

由(8~9)式可知,接触角是随轴向载荷非线性变化的,而且前一时接触角变化量会对下一时刻轴承变形以及接触角变化量产生影响。所以,精确求解接触角需采用 Newton - Raphson 法进行迭代,其迭代方法如(10)式所示:

$$\alpha_{i+1} = \alpha_i + F(\alpha_i) / F'(\alpha_i) \quad (10)$$

式中 $F(\alpha_i)$ 是表征接触角与负载关系的函数,可由(9)式推导而得。

$$F(\alpha_i) = \frac{F_a k^{2/3}}{Z D_b^2} - \sin \alpha_i \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_i} - 1 \right)^{3/2} \quad (11)$$

由(10)式得出随负载变化的接触角后,再由(7)式可得轴向载荷与变形关系的修正模型:

$$\delta_a = 4.516 \times 10^{-4} \frac{F_a k^{2/3}}{Z^{2/3} D_b^{1/3} \sin^{5/3} \alpha} \quad (12)$$

根据(10~12)式,结合 Newton - Raphson 法编写程序,可通过较少的控制变量以及迭代步骤,实现接触角及轴向变形的精确计算,程序迭代流程如图2所示。

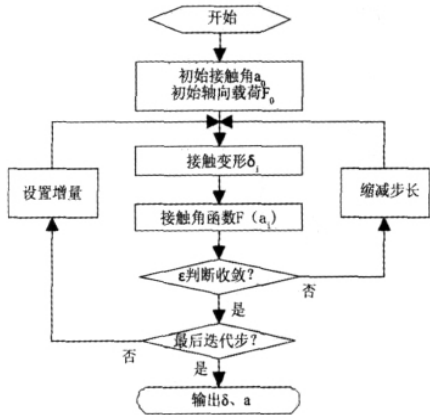


图2 接触角变化示意图接触角求解程序流程图

程序中接触角收敛判断阈值 ε 越小,计算精度越高。实际计算中,可通过调节 ε 取合适的迭代次数以控制程序运算规模并达到所需精度。

3.2 算例分析

以微型角接触球轴承 S719/6T 为例,分别采用简化计算式(7),以及图2所示迭代程序分析其轴向变形与轴向载荷间的关系。S719/6T 的主要结构参数如下:

内径 $d = 6\text{mm}$, 外径 $D = 15\text{mm}$, 滚动体直径 $D_b = 2.38\text{mm}$, 滚动体数目 $Z = 8$, 初始接触角 $\alpha_0 = 15^\circ$, 轴向载荷 F 的作用区间为 $[0, 200]\text{N}$, 计算结果如图3所示。

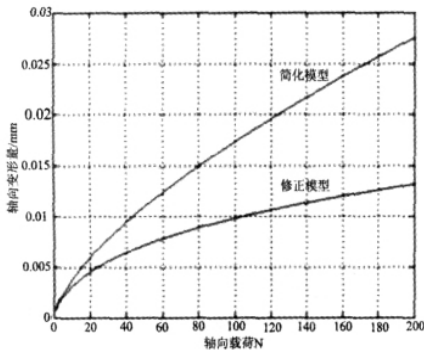


图3 轴向载荷与轴向变形示意图

由图3可知,当轴向载荷为100N时,修正模型计算所得的轴向变形量约为简化模型的1/2,并且随着轴向载荷的增加,差距也明显增大。

产生上述误差的主要原因是轴承接触角在轴向载荷作用下显著增大,如图4所示,轴向载荷为100N时,接触角增量已超过40%,且接触角随着轴向载荷增加仍持续增长,在轴向载荷为200N时接触角增量达到60%。

由于接触角的迅速变化使的轴承的刚度也随之大幅提升,轴承承受轴向载荷的能力加强,变形相应的减小。可见,

微型角接触球轴承接触角随负载的变化量是非常可观的,在实际工程应用中,必须对其接触角变化予以考虑。

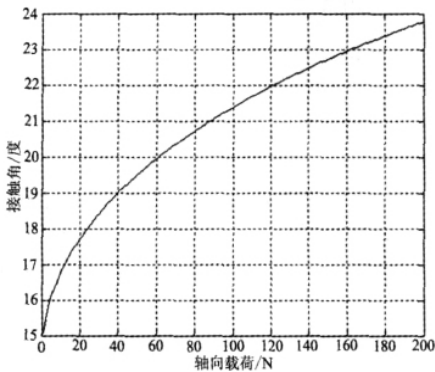


图4 轴向载荷与接触角变化示意图

3.3 轴承结构参数对接触角变化的影响

轴承结构参数中,滚动体直径、初始接触角、滚动体数目是影响接触角变化的主要因素。为了揭示微型角接触球轴承接触角随载荷迅速变化的根本原因,本文取不同结构参数,比较接触角变化量。

首先,假定滚动体数量相同,分析初始接触角与滚动体直径对接触角变化的影响,如图5所示。

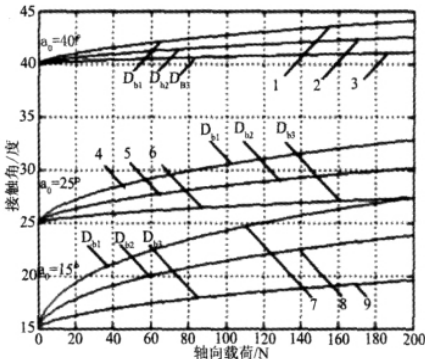


图5 初始接触角、滚动体直径对接触角影响

在图5中各轴承滚动体数量均为8,直径 D_{b1} 、 D_{b2} 、 D_{b3} 分别为1.588mm、2.38mm、4.763mm。其中 D_{b3} 一般可认为属于微型轴承滚动体直径上限,通常更多的用于常规尺寸角接触球轴承。对比曲线1~9,可得以下结论:

- 1) 初始接触角相同滚动体直径不同时,在相同轴向载荷作用下,滚动体直径越小接触角增量越大;但是,当滚动体直径为 D_{b3} 时,接触角变化量很小。
- 2) 滚动体直径相同初始接触角不同时,在轴向载荷作用下,初始接触角越小,接触角增量越大,对初始接触角为 40° 的微型角接触球轴承,接触角随负载变化量并不大,如曲线1、2所示,但是,考虑到其安全接触角通常不得超过 45° ,所以在轴向载荷较大时,仍须对接触角进行校核。

其次,分析滚动体数量对接触角变化的影响,假定初始接触角相同,考虑滚动体直径与数量不同时,接触角随轴向

负载变化量 结果如图 6 所示。

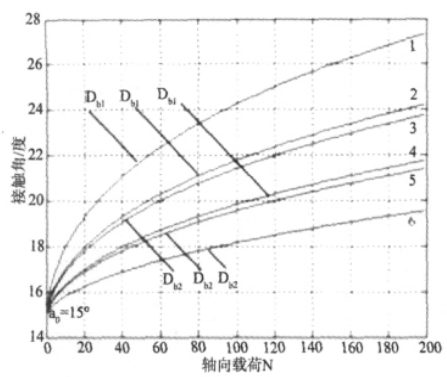


图 6 滚动体数量对接触角影响

在图 6 中,直径 D_{b1} 、 D_{b2} 分别为 1.588mm、2.38mm,曲线 1、3、2、5、4、6 滚动体数目分别为 8、16、32。对比各曲线可得以下结论:

- 1) 滚动体直径相同时,滚动体数量越多接触角变化量越小,如曲线 1、2、4 所示。
- 2) 对比曲线 2、3 及 5 可知,虽然滚动体直径为 1.588mm 的轴承滚动体数量是 2.38mm 轴承的 2 倍,但其接触角变化量仍相对较大,可见相比滚动体数量,滚动体直径对接触角的影响更为明显。

结合图 5 与图 6 分析可知,对于微型角接触球轴承,其初始接触角与滚动体直径较小,滚动体数量也相对较少,因此在受载后接触角会急剧增大,导致轴承的力学性能随之发生较大的变化;而对于常规尺寸角接触球轴承,若初始接触角大于 15° ,接触角随负载变化很小,可以忽略其影响,采用 (7) 式所示简化模型即可达到较好的精度。

4 轴承接触特性有限元分析

为验证上述理论分析,本文采用有限元法对轴承的接触特性进行仿真分析。ABAQUS 是一套基于有限元方法的工程分析软件,在求解非线性问题时具有非常明显的优势,其非线性分析涵盖材料非线性、几何非线性和状态非线性等多个方面。本文中轴承的接触是典型的非线性问题,所以,采用 ABAQUS 软件作为仿真工具,可以比较真实的模拟轴承的受力情况并获得准确的解。

4.1 轴承接触问题有限元分析

ABAQUS 通过接触对定义两个表面间的相互接触,采用 Newton - Raphson 法迭代求解非线性接触问题^[10]。其接触算法流程如图 7 所示。

分别取常规尺寸角接触球轴承 7002AC 以及微型角接触球轴承 S719/6T 进行接触分析。轴承结构参数如下表所示。本文在 UG 中建立轴承的三维模型,通过 Hypermesh 划分网格建立其有限元模型,考虑到轴承结构的对称性,可取实体的 1/8 作为分析模型,如图 8 所示。通过对称简化,可以减小模型的计算规模以及接触对的数量,更加快速准确的求解。

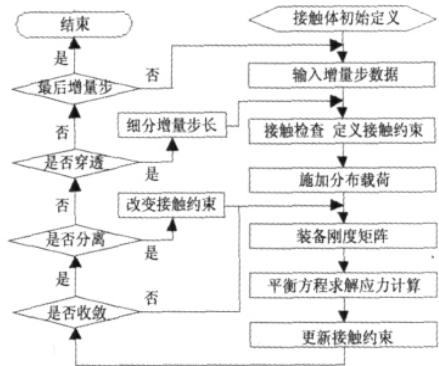


图 7 ABAQUS 接触算法流程图

表 1 轴承结构参数

	D_b /mm	α_0	Z	d/mm	D/mm
7002AC	4.763	25°	11	15	32
S719/6T	2.38	15°	8	6	15

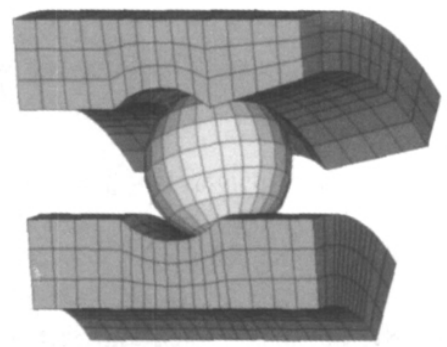


图 8 轴承有限元分析结构

轴承有限元分析结构模型的网格疏密程度根据主从面定义法确定,即选取滚动体表面为主面,内外套圈表面为从面,细化主面接触区域网格,相对疏化从面接触区的网格,可避免穿透现象的发生。

另外,在对模型轴向加载的过程中,为确保加载力作用在轴承轴线上且不产生颠覆力矩,设置内圈部分单元为刚体。结合以上条件设定,按图 7 所示方法可得轴承有限元分析结果。

4.2 理论计算与仿真结果对比

分别采用 (7) 式、(12) 式作为轴承 7002AC、S719/6T 理论计算依据,以轴向载荷作用下轴承的轴向变形为评价指标抽取相应点,对理论与仿真结果比较。

对比分析曲线 1、2、3、4 可知,微型轴承 S719/6T 理论与仿真的平均误差为 5.7%,常规尺寸轴承 7002AC 理论与仿真结果的平均误差为 9.4%;可见,当滚动体与套圈达到稳定接触后,理论分析与有限元仿真结果趋势一致,吻合较好,进一步说明本文所提出的轴承的力学模型具有良好的准确性与适应性。

(下转第 339 页)

参考文献:

- [1] 吴仁彪. 一种通用的高分辨率波达方向估计预处理新方法[J]. 电子与信息学报, 1993(03): 305-309.
- [2] M Kim, K Ichige. Implementation of FPGA based fast DOA estimator using unitary MUSIC algorithm[C]. 2004, 2003 IEEE 58th Vehicular Technology Conference, 2004. 213-217.
- [3] N Yilmazer, J Koh, T K Sarkar. Utilization of a unitary transform for efficient computation in the matrix pencil method to find the direction of arrival[C]. IEEE Transactions on Antennas and Propagation, 2006. 175-180.
- [4] M Pesavento, A B Gershman, Haardt M. Unitary root - MUSIC with a real - valued eigendecomposition: a theoretical and experimental performance study[J]. Signal Processing, IEEE Transactions on, 2000 5(48): 1306-1314.
- [5] 吕荣峰 杨力生. 酉变换步进搜索求根 music 算法的研究与仿真[J]. 计算机仿真, 2009 (1): 327-330.
- [6] 张成 陈克安. 声场分解的均匀圆阵实值 MUSIC 算法[J]. 声学技术, 2008 06, 27(3): 5-9.
- [7] 陈建 王树勋. 基于高阶累积量虚拟阵列扩展的 doa 估计[J].

电子与信息学报, 2007 (5): 1041-1045.

- [8] 黄佑勇 王激扬 陈天麟. 任意结构阵列基于高阶累积量的信号频率和二维角联合估计算法[J]. 系统工程与电子技术, 2001 (6): 32-35.
- [9] 王永良 陈辉 彭应宁. 空间谱估计理论与算法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004. 391-400.
- [10] 周围 周正中 张德民. 基于高阶累积量的空间特征估计方法及其应用[J]. 系统工程与电子技术, 2006 (3): 467-470.

[作者简介]



韩 勇(1976-) 男(汉族) 山东招远人 博士研究生, 主要研究方向为阵列信号处理 DOA 估计及目标识别。
乔晓林(1948-) 男(汉族) 内蒙古赤峰人 教授, 博士生导师 研究领域为雷达信息处理及电子对抗。
金 铭(1968-) 男(汉族) 吉林人 教授 博士生导师、研究领域为雷达信息处理及电子对抗。

曹丙霞(1980-) 女(汉族) 山东人 博士研究生 主要研究方向为地磁信号处理与测向。

(上接第 294 页)

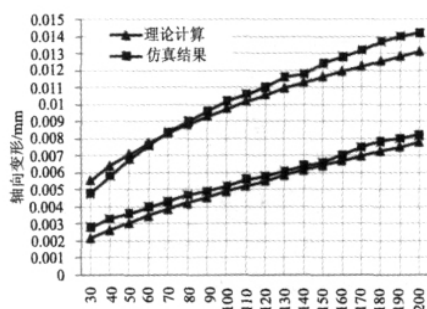


图9 理论与仿真结果对比曲线

5 结论

1) 本文提出了微型角接触球轴承载荷与变形关系的力学模型, 并通过有限元仿真进行了验证, 结果表明采用该模型可客观准确的描述轴承接触区的力学性能。

2) 微型角接触球轴承的结构特点导致其受载后接触角会随负载迅速增大 在载荷较大的情况下 接触角增量可达 50% 甚至更多 因此在设计计算中必须予以考虑。而常规尺寸角接触球轴承初始接触角大于 15° 时 接触角随负载变化很小 通常可忽略其影响 采用简化模型即可达到较好的精度。

3) 在微型轴承的使用中, 可以利用其接触特性预加轴向载荷, 以提高轴承的刚度、减小间隙与变形等, 得到最佳的力学性能。另外, 为防止受载后接触角迅速达到或超过安全接触角 造成轴承意外破坏, 在使用中必须保证轴承有足够的接触角裕量。

参考文献:

- [1] R Stribeck. Ball bearing for various loads [J]. Trans ASME, 1907 (29).
- [2] R Palmgren. Ball and roller bearing engineering (3rd edition) [M]. Burbank, 1959.
- [3] A B Jones. Ball motion and sliding friction in ball bearings [J]. Journal of Basic Engineering, 1959 81: 1-12.
- [4] T A Harris. An analytical method to predict skidding in high speed roller bearing [J]. Trans ASME, 1966 93: 17-24.
- [5] 罗继伟. 滚动轴承受力分析及进展[J]. 轴承, 2001 9: 28-31.
- [6] 吴云鹏. 滚动轴承力学模型的研究及其发展趋势[J]. 轴承, 2004 7: 44-46.
- [7] 万长森. 滚动轴承的分析方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [8] 蒋蔚 周彦伟 梁波. 配对角接触轴承刚度和摩擦力矩分析计算[J]. 轴承, 2006 8: 1-3.
- [9] 张家库 李志远 张朝煌. 高速角接触球轴承变形和接触角的数值分析与求解[J]. 合肥工业大学学报, 2008 11: 1765-1766.
- [10] 王想生 等. 机翼机身对接接头非线性有限元分析[J]. 计算机仿真, 2009 7(26): 37-40

[作者简介]



杨晨光(1986-) 男(汉族) 内蒙古鄂尔多斯人 硕士研究生 主要研究方向为机械优化设计。

贾宏光(1971-) 男(汉族) 黑龙江五常人 研究员 博士生导师 研究方向为光机电系统的微小型化技术 复合制导及目标识别技术。

刘 波(1977-) 男(汉族) 黑龙江庆安人 助理研究员 博士 主要从事微机电系统方面的研究。

郑 飞(1983-) 男(满族) 辽宁鞍山人 硕士研究生 主要研究方向为航天相机的设计与分析。