

文章编号: 1000-8055(2006)02-0354-07

航空发动机高速滚珠轴承力学特性 分析与研究

唐云冰, 高德平, 罗贵火

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 滚动轴承是航空发动机转子系统广泛使用的一种支承, 其结构和力学特性对转子系统的动力特性有重要的影响, 尤其是高速下更为显著。研究高速滚动轴承的力学特性具有十分重要的意义。本文利用拟动力学法, 同时考虑径向负荷、轴向负荷、自身离心力以及陀螺力矩作用的影响, 建立了高速滚珠轴承载荷分布的分析模型。研究了不同结构参数和载荷参数对滚珠轴承力学特性的影响, 得到了滚珠轴承接触角、变形以及接触刚度的变化规律。最后, 通过实验进行了验证。

关键词: 航空、航天推进系统; 滚珠轴承; 接触角; 陶瓷轴承; 变形; 刚度

中图分类号: V 231.96

文献标识码: A

Research of Aero-Engine High-Speed Ball Bearing

TANG Yun-bing, GAO Ge-ping, LUO Gui-huo

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The ball bearing is widely used in aero-engines. Its mechanical properties exert important influence on the dynamic characteristics of rotor systems, especially at high speed. Research on aero-engine high-speed ball bearing has important significance. Considering radial load, axial load, centrifugal force and gyroscopic moment acted on the ball bearing simultaneously, an analysis model based on quasidynamic method was set up in this paper. The effects of different structural parameters, such as contact angle, deformation and stiffness and load parameters on bearing mechanical properties were studied. Finally, the method is verified by experiment.

Key words: aerospace propulsion system; ball bearing; contact angle; ceramic bearing; deformation; stiffness

高速旋转机械采用的轴承主要包括滚动轴承、滑动轴承、磁悬浮轴承和气浮轴承等, 其中最广泛、成本最低的是采用滚动轴承。滚动轴承可分为滚珠轴承和滚柱轴承两大类。高速、轻载的航空发动机转子系统, 在实际使用中大量地采用了滚珠轴承作为其支承。

滚珠轴承力学特性的研究一直受到国、内外

学者的重视^[1~4]。本文根据拟动力学法^[5], 同时考虑径向负荷、轴向负荷、自身离心力以及陀螺力矩的作用, 建立了高速滚动轴承分析模型, 对轴承的载荷分布特性进行了分析和讨论。

1 滚珠轴承力学特性的计算

在刚性套圈理论、赫兹接触理论和套圈控制

收稿日期: 2005-03-15; 修订日期: 2005-09-30

基金项目: 国防基础科研基金资助(01B52008)

作者简介: 唐云冰(1979-), 男, 四川成都人, 南京航空航天大学能源与动力学院博士生, 主要从事转子动力学的研究

理论的基础上, 建立基于的拟动力学法的滚动轴承的载荷分布分析模型。图1表示的是斜角滚珠轴承的几何参数。

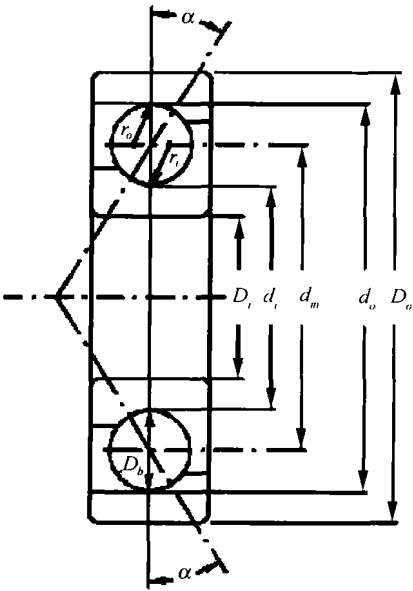


图1 斜角滚珠轴承的几何参数

Fig 1 Geometry parameters of the angular contact ball bearing

根据刚性套圈理论的假设, 轴承内、外环在负荷作用下不变形, 只发生刚体位移。在外载荷的作用下: 内环的中心位置由 \$p_i\$ 变为 \$p'_i\$; 外环由于和轴承座配合, 其中心位置 \$p_o\$ 保持不变; 滚珠的中心位置由 \$p\$ 变为 \$p'\$, 如图2所示。

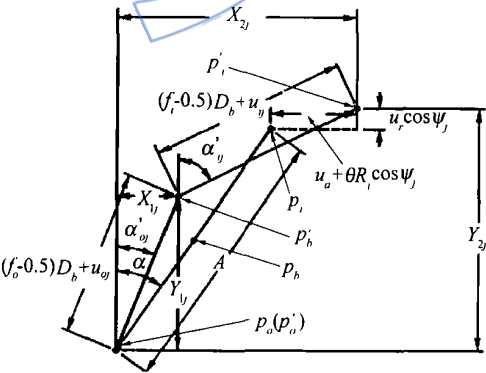


图2 滚珠中心和滚道沟曲率中心受负荷前后的位置

Fig 2 Position of ball center and raceway groove centers with and without applied load

通过图2所示的几何关系可得:

$$X_{2j} = A \sin \alpha + u_a + \theta r_i \cos \psi_j \quad (1)$$

$$Y_{2j} = A \cos \alpha + u_r \cos \psi_j \quad (2)$$

式中: \$A\$ 为不受载荷时, 内、外环中心的距离。

$$R_i = d_m/2 + (f_i - 0.5)D_b \cos \alpha$$

\$d_m\$ 为轴承的节径; \$f_i, f_o\$ 分别为内、外环沟槽半径 \$r_i, r_o\$ 与滚珠直径 \$D_b\$ 的比; \$\alpha\$ 为滚珠的自由接触角; \$\psi_j\$ 为第 \$j\$ 个滚珠的位置角, 定义为滚珠和轴承中心连线与径向负荷作用方向的夹角, 以顺时针方向为正; \$u_r, u_a\$ 和 \$\theta\$ 分别表示轴承在径向力 \$F_r\$, 轴向力 \$F_a\$ 和力矩 \$M\$ 作用下的径向变形, 轴向变形和转角。

当滚珠轴承受径向和轴向负荷, 且同时考虑离心力和陀螺力矩影响时, 每个滚珠与内、外环的实际接触角不相等(即 \$\alpha'_{ij} \neq \alpha'_{oj}\$), 可分别表示为:

$$\begin{aligned} \sin \alpha'_{ij} &= \frac{X_{2j} - X_{1j}}{(f_i - 0.5)D_b + u_{ij}} \\ \cos \alpha'_{ij} &= \frac{Y_{2j} - Y_{1j}}{(f_i - 0.5)D_b + u_{ij}} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \sin \alpha'_{oj} &= \frac{X_{1j}}{(f_o - 0.5)D_b + u_{oj}} \\ \cos \alpha'_{oj} &= \frac{Y_{1j}}{(f_o - 0.5)D_b + u_{oj}} \end{aligned} \quad (4)$$

式中: \$u_{ij}, u_{oj}\$ 分别为第 \$j\$ 个滚珠与内、外环的接触变形量。

根据勾股定理, 由公式(3)和(4)可得:

$$\begin{aligned} (X_{2j} - X_{1j})^2 + (Y_{2j} - Y_{1j})^2 - \\ [(f_i - 0.5)D_b + u_{ij}]^2 = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} X_{1j}^2 + Y_{1j}^2 - \\ [(f_o - 0.5)D_b + u_{oj}]^2 = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

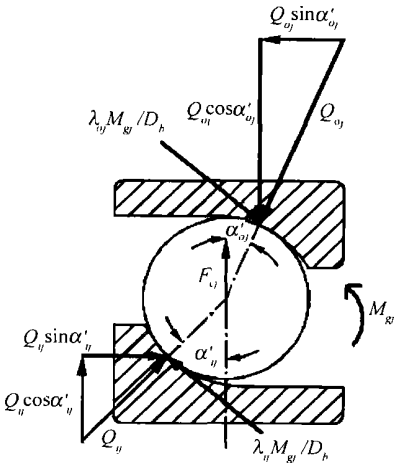


图3 滚珠的受力图

Fig 3 Ball loading figure

根据 Hertz 接触理论, 轴承中每个滚珠与内、外环接触力与变形的关系可表示为^[6, 7]:

$$\begin{cases} Q_{ij} = K_{ij} u_{ij}^{3/2} \\ Q_{oj} = K_{oj} u_{oj}^{3/2} \end{cases} \quad (7)$$

$$Q_{ij} \sin \alpha'_{ij} - Q_{oj} \sin \alpha'_{oj} - \frac{M_{gj}}{D_b} (\lambda_{ij} \cos \alpha'_{ij} - \lambda_{oj} \cos \alpha'_{oj}) = 0 \quad (8)$$

$$Q_{ij} \cos \alpha'_{ij} + F_{cj} - Q_{oj} \cos \alpha'_{oj} + \frac{M_{gj}}{D_b} (\lambda_{ij} \sin \alpha'_{ij} - \lambda_{oj} \sin \alpha'_{oj}) = 0 \quad (9)$$

式中: F_{cj} 为第 j 个滚珠产生的离心力; M_{gj} 为第 j 个滚珠产生的陀螺力矩; λ_{ij} , λ_{oj} 为修正系数。

根据套圈控制理论: 低速时, 滚珠与内、外环接触面所产生的摩擦力相同, 能完全平衡陀螺力矩而不产生滑动, λ_{ij} 和 λ_{oj} 都取 1; 高速时, 由于离心力效应使滚珠与内环的接触面不产生摩擦, 陀螺力矩完全由滚珠与外环接触面的摩擦力平衡, 取 $\lambda_{ij} = 0$, $\lambda_{oj} = 2$ 。

将公式(3)、(4)和(7)分别代入式(8)和(9), 可得:

$$\frac{K_{ij} u_{ij}^{3/2} (X_{2j} - X_{1j}) - \frac{\lambda_{ij} M_{gj}}{D_b} (Y_{2j} - Y_{1j})}{(f_i - 0.5) D_b + u_{ij}} - \frac{K_{oj} u_{oj}^{3/2} X_{1j} - \frac{\lambda_{oj} M_{gj} Y_{1j}}{D_b}}{(f_o - 0.5) D_b + u_{oj}} = 0 \quad (10)$$

$$\frac{K_{ij} u_{ij}^{3/2} (Y_{2j} - Y_{1j}) + \frac{\lambda_{ij} M_{gj}}{D_b} (X_{2j} - X_{1j})}{(f_i - 0.5) D_b + u_{ij}} + F_{cj} - \frac{K_{oj} u_{oj}^{3/2} Y_{1j} + \frac{\lambda_{oj} M_{gj} X_{1j}}{D_b}}{(f_o - 0.5) D_b + u_{oj}} = 0 \quad (11)$$

将公式(5)、(6)、(10)和(11)称为第一组非线性方程组。当轴承受力平衡时, 内环所受径向负荷与轴向负荷可分别表示为:

$$F_r = \sum_{j=1}^{N_b} \left(Q_{ij} \cos \alpha'_{ij} - \frac{\lambda_{ij} M_{gj}}{D_b} \sin \alpha'_{ij} \right) \cos \psi_j \quad (12)$$

$$F_a = \sum_{j=1}^{N_b} \left(Q_{ij} \sin \alpha'_{ij} - \frac{\lambda_{ij} M_{gj}}{D_b} \cos \alpha'_{ij} \right) \quad (13)$$

式中: N_b 为滚珠的总数。

将公式(3)和(7)分别代入公式(12)和(13), 可得:

$$F_r - \sum_{j=1}^{N_b} \left[\frac{K_{ij} u_{ij}^{3/2} (Y_{2j} - Y_{1j}) - \frac{\lambda_{ij} M_{gj} (X_{2j} - X_{1j})}{D_b}}{(f_i - 0.5) D_b + u_{ij}} \right] \cos \psi_j = 0 \quad (14)$$

$$F_a - \sum_{j=1}^{N_b} \left[\frac{K_{ij} u_{ij}^{3/2} (X_{2j} - X_{1j}) - \frac{\lambda_{ij} M_{gj} (Y_{2j} - Y_{1j})}{D_b}}{(f_i - 0.5) D_b + u_{ij}} \right] = 0 \quad (15)$$

根据力矩平衡关系可得:

$$M - \sum_{j=1}^{N_b} \left\{ \left[\frac{K_{ij} u_{ij}^{3/2} (X_{2j} - X_{1j}) - \frac{\lambda_{ij} M_{gj} (Y_{2j} - Y_{1j})}{D_b}}{(f_i - 0.5) D_b + u_{ij}} \right] R_i + \frac{\lambda_{ij} M_{gj}}{D_b} r_i \right\} \cdot \cos \psi_j = 0 \quad (16)$$

将公式(14)~(16)称为第二组非线性方程组。利用 Newton-Raphson 迭代法联立求解第一、第二组非线性方程组, 可得滚珠轴承在一定转速 ω 径向力 F_r 、轴向力 F_a 以及力矩 M 作用下的径向变形 u_r 、轴向变形 u_a 和转角 θ 等参数。

滚珠轴承力学特性的计算流程, 如图4表示。在非线形方程组求解过程中, 为了防止不收敛和

式中: K_{ij} , K_{oj} 分别为第 j 个滚珠与内、外环之间的接触刚度。

图3表示了第 j 个滚珠与内、外环的受力情况, 由力平衡关系可得:

振荡等问题的出现, 使用 Newton-Raphson 方法时可以加入松弛系数。

2 计算结果与讨论

根据理论推导, 开发了相应的计算程序。在此基础上分别讨论了负荷对接触角的影响规律, 以及材料、初始接触角、滚珠数和沟曲率对轴承变形

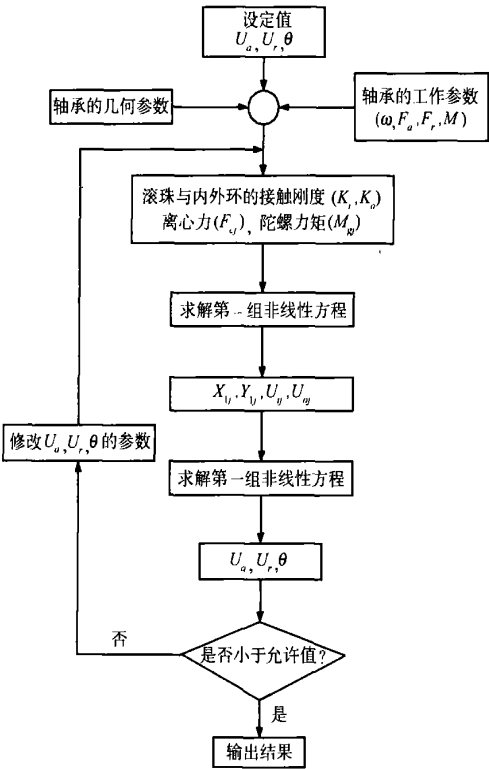


图4 计算流程图

Fig 4 Calculation flow chart

和刚度的影响规律。

采用 SKF 制造的 b218 斜角滚珠轴承。轴承参数为: 内环滚道直径 $d_i=102.8\text{ mm}$; 外环滚道直径 $d_o=147.4\text{ mm}$; 内环沟曲率半径 $r_{i1}=11.6\text{ mm}$; 外环沟曲率半径 $r_{o1}=11.6\text{ mm}$; 滚珠直径 $D_b=22.2\text{ mm}$; 初始接触角 $\alpha=40^\circ$; 滚珠数 $N_b=16$ 。

2.1 负荷对接触角的影响

接触角的大小直接影响轴承性能,是滚动轴承设计和使用的重要参数之一。

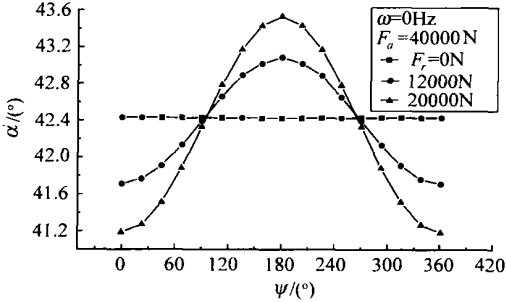


图5 径向负荷对接触角的影响

Fig 5 Radial load impact on contact angle

图5表示了径向负荷对接触角的影响,可以看出:

(1) 不考虑转速影响且径向负荷为零时,接触角不随位置角的变化而变化。

(2) 径向力大于零时,接触角 $\alpha/(\circ)$ 随位置角的改变而变化。接触角的最小值出现在位置角 $\psi=0^\circ$ 处,这是因为径向负荷恰好施加在该处,导致内、外环将滚珠夹得最紧,使接触角最小。接触角的最大值出现在位置角 $\psi=180^\circ$ 的地方,此处内、外环将滚珠夹得最松,导致接触角最大。

(3) 随着径向负荷增大,接触角的变化范围变大。

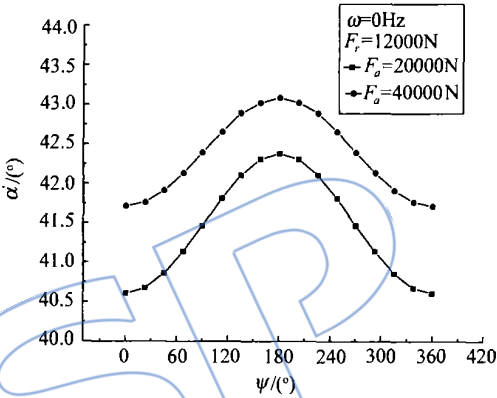


图6 轴向负荷对接触角的影响

Fig 6 Axial load impact on contact angle

图6表示了轴向负荷对接触角的影响,可以看出:

(1) 轴向负荷只影响接触角的大小,不改变轴承接触角的分布情况;

(2) 接触角随着轴向负荷增加而增大。

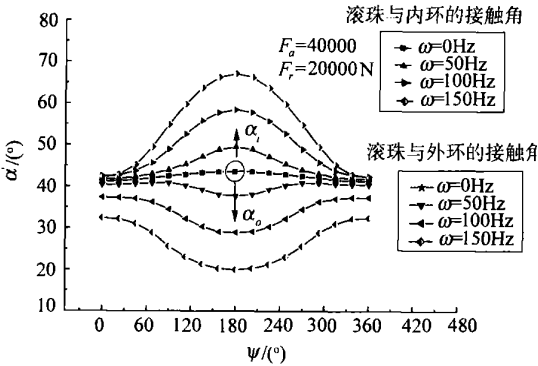


图7 转速对接触角的影响

Fig 7 Rotate speed impact on contact angle

图7表示了转速对接触角的影响,可以看出:

(1) 不考虑离心力效应时(即转速为0),内环和外环的接触角相等;

(2) 考虑离心力效应时,由于滚珠离心力的

作用使得内环与外环的接触角随着转速而改变: 内环接触角随转速增加而变大, 外环接触角随转速增加而减小。

2 2 材料对变形的影响

高速滚动轴承运转中的主要问题是: 高速运转时, 滚动体会产生很大的离心力和陀螺力矩, 增大了轴承负荷, 且相于对轴承圈套的滑动量增大, 导致轴承温升提高, 使用寿命下降, 刚度和精度降低。滚动体产生的离心力和陀螺力矩与其材料的密度成正比, 而用于制造陶瓷轴承的氮化硅(Si_3N_4)的密度只为轴承钢的40%, 如表1所示。

表1 陶瓷和轴承钢的材料参数

Table 1 The material parameters of ceramic and bearing steel

材料参数	陶瓷	轴承钢
弹性模量 $E/(\text{N}/\text{m}^2)$	$3.2\text{e}11$	$2.07\text{e}11$
泊松比 ν	0.26	0.3
密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	3 200	7 800

轴承的径向刚度和轴向刚度分别定义为:

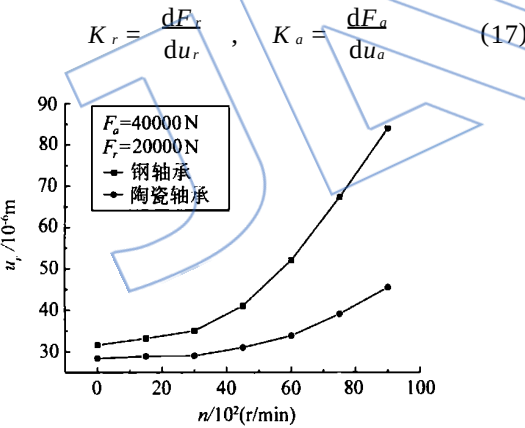


图8 轴承材料对径向变形的影响

Fig 8 The material of bearing impact on radial deformation

图8、图9表示了陶瓷轴承和钢轴承随转速的变形情况。高速下, 与钢轴承相比, 陶瓷轴承具有如下特点:

- (1) 径向变形量较小, 径向刚度较大;
- (2) 轴向变形量较小, 轴向刚度较大。

因此, 氮化硅材料的陶瓷轴承在高速下具有较高的刚度和运转精度, 常常应用于高速的精密设备中。小型和微型发动机更是广泛地采用了高

精度陶瓷轴承的支承结构。

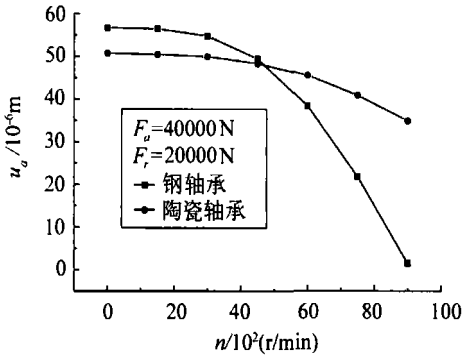


图9 轴承材料对轴向变形的影响

Fig 9 The material of bearing impact on axial deformation

2 3 初始接触角对变形的影响

初始接触角是滚动轴承重要的结构设计参数之一, 它对轴承负荷和变形都有较大影响。图10和图11表示了不同初始接触角轴承的径向变形和轴向变形。当轴承的初始接触角较大时, 可以看出:

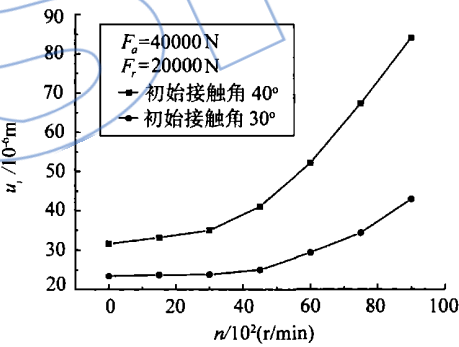


图10 初始接触角对径向变形的影响

Fig 10 Initial contact angle impact on radial deformation

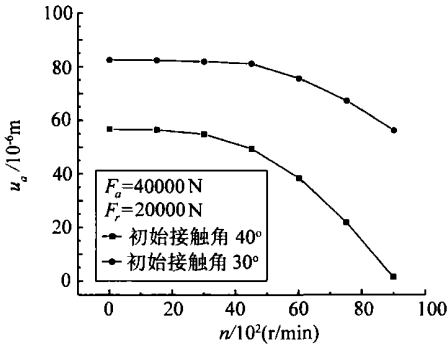


图11 初始接触角对轴向变形的影响

Fig 11 Initial contact angle impact on axial deformation

- (1) 径向变形量较大, 径向刚度较小;
- (2) 轴向变形量较小, 轴向刚度较大。

因此, 提高滚珠轴承的初始接触角在增大轴向刚度的同时, 会减小径向刚度。

2 4 滚珠数对变形的影响

图12表示了滚珠数对径向变形的影响。可以看出: 在低速时, 随着滚珠数增加, 径向变形减小, 径向刚度增加; 当转速增大到一定程度时, 滚珠的离心力效应增强, 随着滚珠数的增加, 径向变形反而增大, 径向刚度减小。

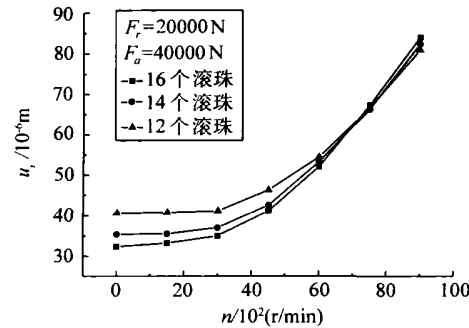


图12 滚珠数对径向变形的影响
Fig. 12 The number of ball impact on radial deformation

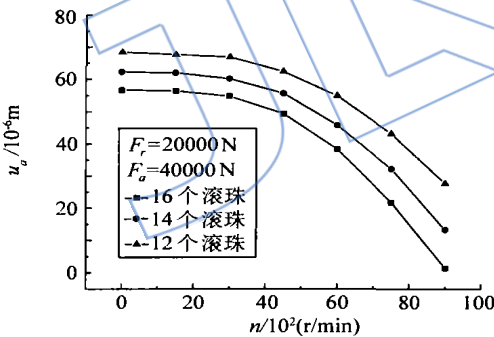


图13 滚珠数对轴向变形的影响
Fig. 13 The number of ball impact on axial deformation

图13表示了滚珠数对轴向变形的影响。可以看出: 随着滚珠数增加, 每个滚珠分担的轴向力降低, 轴向变形减小, 轴承的轴向刚度增大。

2 5 沟曲率对变形的影响

在滚珠轴承的设计中, 沟曲率半径是一个重要的几何参数。

图14和图15表示了内、外环沟曲率半径对径向变形的影响, 可以看出:

- (1) 随着沟曲率半径增加, 径向变形增大, 径向刚度减小;

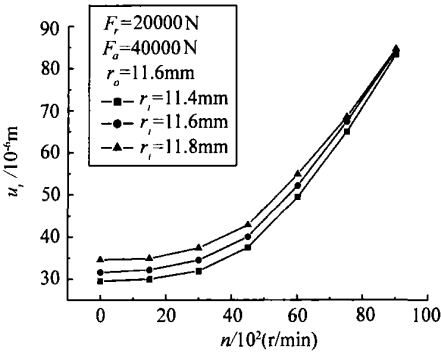


图14 内环沟曲率对径向变形的影响
Fig. 14 Inner raceway groove impact on radial deformation

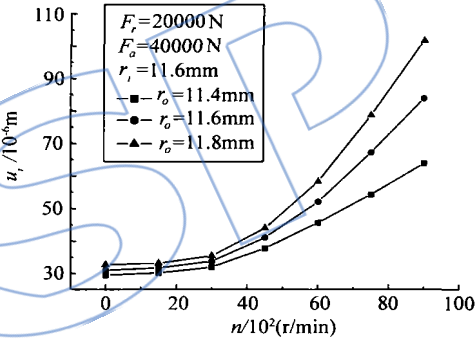


图15 外环沟曲率对径向变形的影响
Fig. 15 Outer raceway groove impact on radial deformation

- (2) 当转速逐渐地增加, 离心力作用加强。滚珠与外环的接触增强, 与内环的接触减弱, 使得内环沟曲率变化对径向变形的影响减小, 外环沟曲率变化对径向变形的影响增加。

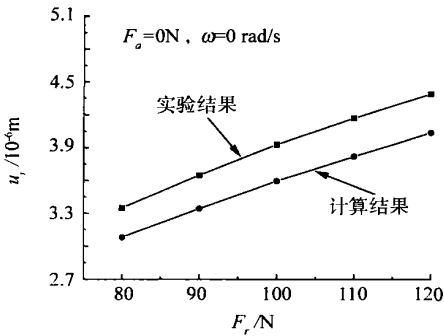


图16 不同径向负荷下的径向变形
Fig. 16 Radial deformation at different radial load

3 理论计算与实验的对比

以德国 GRW 公司生产的 D 688/602- 976 厘米级微型发动机陶瓷滚珠轴承为例, 通过实验对本文的计算方法和程序进行验证。在轴承上分别施加不同的径向载荷和轴向负荷^[8], 测量其对应的静变形量并与理论计算结果进行对比。

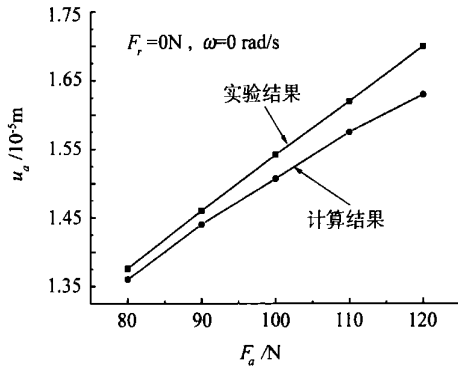


图17 不同轴向力负荷的轴向变形

Fig. 17 Axial deformation at different axial load

图16表示了不同径向负荷下, 轴承的径向变形。图17表示了不同轴向负荷下, 轴承的轴向变形。可以看出: 理论计算值与实验结果基本吻合。

4 结 论

本文利用拟动力学法, 建立滚动轴承载荷分布的分析模型, 开发了相应的计算程序, 分析了不同结构参数和载荷参数对高速滚动轴承接触角、变形和刚度的影响规律, 并进行了实验验证。主要结论如下:

(1) 随着径向负荷增大, 轴承接触角的变化范围增大。轴向负荷只影响接触角的大小, 不改变轴承接触角的分布情况。内环接触角随着转速增加而增大, 外环接触角随着转速增加而减小。

(2) 与钢轴承相比, 陶瓷轴承在高速下具有

较高的径向刚度和轴向刚度。

(3) 提高滚珠轴承的初始接触角在增大轴向刚度的同时, 会减小径向刚度。

(4) 低速时, 随着滚珠数增加, 径向变形减小; 当转速增大到一定程度时, 随着滚珠数增加, 径向变形反而增大。随着滚珠数增加, 每个滚珠分担的轴向力降低, 轴向变形减小。

(5) 滚动轴承内、外环沟曲率半径的变化将对变形产生不同的影响, 按照实际要求可选取适当的设计参数。

参考文献

- [1] 林基楚. 航空发动机主轴滚动轴承的技术进展[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2003, 16(4): 52~56
LI Jishu. Technical Advance in Rolling Bearing of Aero-Engine Shaft[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2003, 16(4): 52~56
- [2] Neng Tung Liao, Jen Fin Lin. A New Method for the Analysis of Deformation and Load in a Ball Bearing with Variable Contact Angle[J]. Transactions of the ASME, 2001, (123): 304~312
- [3] Panda K C. Optimum Support Characteristics for Rotor-Shaft System with Prebaded Rolling Element Bearings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 260(4): 731~755
- [4] Hemot X, Sartor M, Guilbot J. Calculation of the Stiffness Matrix of Angular Contact Ball Bearings by Using the Analytical Approach[J]. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 2000, 122(1): 83~90
- [5] Tedric A Harris. Rolling Bearing Analysis(4th Edition)[M]. John Wiley & Sons, Inc New York: 2001.
- [6] 万长森. 滚动轴承的分析方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985: 72~73
- [7] (日) 冈本纯三. 球轴承的设计计算[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003
- [8] 唐云冰, 罗贵火, 章璟璇, 等. 高速陶瓷滚动轴承等效刚度分析与试验[J]. 航空动力学报, 2005, 20(2): 240~244
TANG Yun-bing, LUO Gui-huo, ZHANG Jing-xuan, et al. Theoretical Analysis and Experiment of the High Speed Ceramic Rolling Bearing Equivalent Stiffness[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(2): 240~244