

文章编号:1000-8055(2011)02-0397-07

# 高速圆柱滚子轴承动态特性分析

张占立, 王燕霜, 邓四二, 刘 喆  
(河南科技大学 机电工程学院, 洛阳 471003)

**摘 要:** 建立了高速圆柱滚子轴承非线性动力学分析数学模型, 并采用 Newton-Raphson 法对该模型进行求解, 得到滚子轴承动态性能参数; 分析了轴承在不同径向载荷作用下, 不同角位置处滚子自转速度变化规律, 得出滚子与套圈滚道间最小油膜厚度和接触载荷的分布情况. 结果表明: 轴承在转速一定时, 随着径向载荷的增大, 受载滚子数增多; 较小的径向载荷导致受载区滚子打滑较严重, 自转速度较低; 受载区滚子与内圈滚道间最小油膜厚度小于与外圈滚道间最小油膜厚度. 通过与大型分析软件 SHABERTH 算例计算结果进行对比和试验验证, 表明对高速圆柱滚子轴承动态特性分析的方法准确可靠, 简单合理, 便于工程实际应用.

**关 键 词:** 圆柱滚子轴承; 高速轴承; 载荷分布; 动态特性; 最小油膜厚度

**中图分类号:** TH13

**文献标识码:** A

## Analysis on dynamic characteristics of high speed cylindrical roller bearing

ZHANG Zhan-li, WANG Yan-shuang, DENG Si-er, LIU Zhe

(School of Mechatronics Engineering,  
Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

**Abstract:** A nonlinear dynamic mathematical model of high speed cylindrical roller bearing was presented. Newton-Raphson method was used to solve the model, and the dynamic performance parameters of roller bearing were obtained. Under different radial loads, the variations of the rollers' rotational speeds were discussed. The distributions of minimum oil-film thicknesses and contact loads between rollers and raceways were obtained. The results show that the number of loaded rollers increases with the increasing radial load at certain speed, and smaller radial load could lead to serious slippage and lower rotational speeds of rollers in loading region. The minimum oil-film thickness between each roller and inner raceway is thinner than that between each roller and outer raceway in loading region. By comparing with the results of a calculation example of large-scale analysis software "SHABERTH" and verification test, it shows that the analysis method on dynamic characteristics of high speed cylindrical roller bearing in this paper is not only accurate and reliable, but also simple and suitable to engineering applications.

**Key words:** cylindrical roller bearing; high speed bearing; load distribution;  
dynamic characteristics; minimum oil-film thickness

**收稿日期:** 2010-03-02; **修订日期:** 2010-09-30

**基金项目:** 国家“十一五”重大科技攻关项目(JPPT-115-189); 河南科技大学博士科研启动基金(09001209)

**作者简介:** 张占立(1965—), 男, 河南孟州人, 副教授, 博士, 主要从事轴承设计和摩擦学研究.

## 符号说明

|                  |                          |
|------------------|--------------------------|
| $l_c$            | 滚子有效长度                   |
| $R_i, R_e$       | 滚子与内、外圈滚道接触处的当量曲率半径      |
| $\alpha$         | 润滑油的黏压指数                 |
| $D_r$            | 滚子直径                     |
| $D_m$            | 中心圆直径                    |
| $\eta$           | 润滑油在常压和参考温度下的动力黏度        |
| $\omega$         | 内圈旋转角速度                  |
| $\omega_m$       | 保持架旋转角速度                 |
| $\omega_{rj}$    | 第 $j$ 个滚子自转角速度           |
| $Q_{ij}, Q_{ej}$ | 第 $j$ 个滚子与内、外圈滚道间的法向接触载荷 |
| $E_0$            | 材料的综合弹性模量                |
| $C_{i(e)j}^*$    | 热修正因子                    |
| $Q_0$            | 受载最大的 0 号滚子与内圈滚道间的法向力    |

|            |                                 |
|------------|---------------------------------|
| $\Delta_0$ | 在 0 号滚子处沿外加径向载荷作用方向上内圈相对于外圈的位移量 |
| $u_r$      | 轴承径向游隙                          |
| $\delta_j$ | 第 $j$ 个滚子总的弹性变形量                |
| $K_n$      | 负荷-变形常数                         |
| $F_{cj}$   | 保持架兜孔与滚子间的法向作用力                 |
| $m_r$      | 单个滚子质量                          |
| $M_c$      | 保持架与外圈引导面间的摩擦力矩                 |
| $f$        | 滚子与保持架间的滑动摩擦系数                  |
| $z$        | 圆柱滚子轴承滚子个数                      |
| $p_{en}$   | 无载区外圈滚道通过油膜作用于滚子上的切向动压力         |
| $T_{en}$   | 无载区外圈滚道通过油膜作用于滚子上的切向摩擦力         |

滚动轴承的动态特性研究经历了不断发展的过程. 60 年代, Jones<sup>[1]</sup> 首先提出了滚道控制理论, 建立了滚动轴承拟静力学分析模型, 但该模型没有考虑弹流润滑的作用和保持架对轴承力矩的影响. 70 年代, Harris 等<sup>[2]</sup> 考虑了滚动体离心力、摩擦力以及弹性流体动力润滑的作用, 进一步发展了滚动轴承的拟静力学分析模型. 80 年代, Gupta 求出了轴承运动和力的瞬态解, 并且编制了大型应用程序 ADORE<sup>[3]</sup>. 2004 年 Ghaisas 等<sup>[4]</sup> 建立了圆柱滚子轴承的 6 自由度动力学模型, 但该模型仅适用于固体润滑轴承<sup>[5]</sup>. Svenska Kullager-Fabriken 公司开发的大型计算机分析软件“SHABERTH”, 采用拟动力学对滚子和保持架受力问题进行了分析和讨论. 由于该软件分析时考虑的因素比较多, 程序过于庞大, 求解时间较长, 因此在工程应用中有一定的局限性. 1997 年日本精工株式会社的 Aramaki<sup>[6]</sup> 开发了滚动轴承动力学分析软件 BRAIN, 是目前能分析轴承类型最多的软件, 但对润滑和摩擦阻力的研究仍有待完善. 2001 年 Stacke 等<sup>[7]</sup> 开发了 BEAST 三维分析软件, 但对于部分膜润滑和挤压阻尼的计算还有待完善. 虽然动力学模型分析方法考虑的因素比较全面, 但由于高速下滚动轴承各元件间动态特性非常复杂, 考虑的因素较多, 必然带来数学上求解的困难, 因此滚动轴承动力学理论迄今为止仍不很完善<sup>[8]</sup>. 鉴于此, 本文采用拟静力学分析的方法, 并考虑热效应的影响, 对高速圆柱滚子轴承动态特性进行研究, 可指导高速轴承的设计.

## 1 基本假设

当圆柱滚子轴承高速旋转时, 滚子一方面绕自身轴线自转, 另一方面随同保持架一起公转; 此外, 滚子还可能存在陀螺运动. 保持架除了绕轴承中心轴线旋转外, 还存在偏心涡动. 为提高计算效率, 便于工程应用, 作如下假设: 忽略滚子陀螺运动; 在无载区, 各滚子在外圈滚道上作纯滚动; 假设滚子和套圈仅在接触区发生局部变形; 忽略滚子与保持架兜孔、滚子端面与套圈挡边及保持架兜孔两侧端面间的摩擦; 不考虑保持架兜孔与滚子间隙的影响; 因作用于滚子和保持架上的流体阻力矩很小, 故可忽略不计.

## 2 模型建立

当轴承稳定运转时, 作用在受载区滚子上的力和力矩如图 1 所示, 滚子的平衡方程为

$$\begin{cases} p_{ij} + T_{ij} - p_{ej} - T_{ej} - F_{cj} = 0 \\ Q_{ij} + F_m - Q_{ej} - fF_{cj} = 0 \\ 0.5D_r(T_{ij} + T_{ej} - fF_{cj}) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

保持架的平衡方程为

$$\begin{cases} F_{c0} + 2 \sum_{j=1}^N F_{cj} - [z - (2N + 1)]F_{cn} \\ \frac{D_m}{2} - M_c = 0 \end{cases} \quad (2)$$

在式(1)和式(2)中, 各参数意义及求解方程如下:

1)  $p_{ij}$  和  $p_{ej}$  分别为内、外圈滚道通过油膜作

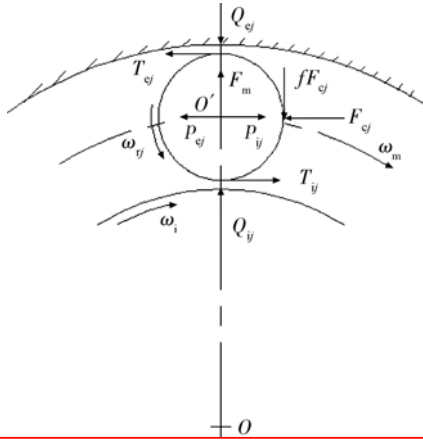


图1 受载区滚子受力分析

Fig. 1 Force analysis of roller in loading region

用于滚子上的切向动压力,其表达式为

$$\begin{cases} p_{ij} = 18.4 \left( 1 - \frac{D_r}{D_m} \right) \left( \frac{R_i}{\alpha} \right)^{0.3} (\eta U_{ij})^{0.7} l_e \\ p_{ej} = 18.4 \left( 1 + \frac{D_r}{D_m} \right) \left( \frac{R_e}{\alpha} \right)^{0.3} (\eta U_{ej})^{0.7} l_e \end{cases} \quad (3)$$

其中滚子与套圈滚道接触处表面平均速度<sup>[9]</sup>

$$U_{ij} = \frac{D_m}{4} \left[ \left( 1 - \frac{D_r}{D_m} \right) (\omega_i - \omega_m) + \frac{D_r}{D_m} \omega_{rj} \right] \quad (4)$$

$$U_{ej} = \frac{D_m}{4} \left[ \left( 1 + \frac{D_r}{D_m} \right) \omega_m + \frac{D_r}{D_m} \omega_{rj} \right] \quad (5)$$

2)  $T_{ij}$  和  $T_{ej}$  分别为内、外圈滚道通过油膜作用于滚子上的切向摩擦力,其表达式为

$$\begin{cases} T_{ij} = -9.2 \left( \frac{R_i}{\alpha} \right)^{0.3} (\eta U_{ij})^{0.7} l_e + \frac{\eta V_{ij} l_e R_i I_{ij}}{h_{ij}} \\ T_{ej} = -9.2 \left( \frac{R_e}{\alpha} \right)^{0.3} (\eta U_{ej})^{0.7} l_e + \frac{\eta V_{ej} l_e R_e I_{ej}}{h_{ej}} \end{cases} \quad (6)$$

其中滚子与内、外圈滚道接触处相对滑动速度<sup>[9]</sup>

$$V_{ij} = \frac{D_m}{2} \left[ \left( 1 - \frac{D_r}{D_m} \right) (\omega_i - \omega_m) - \frac{D_r}{D_m} \omega_{rj} \right] \quad (7)$$

$$V_{ej} = \frac{D_m}{2} \left[ \left( 1 + \frac{D_r}{D_m} \right) \omega_m - \frac{D_r}{D_m} \omega_{rj} \right] \quad (8)$$

无量纲积分

$$\begin{cases} I_{ij} = 2 \int_0^{4q_{ij}} \exp \left[ Gq_{ij} \sqrt{1 - \left( \frac{x}{4q_{ij}} \right)^2} \right] dx \\ I_{ej} = 2 \int_0^{4q_{ej}} \exp \left[ Gq_{ej} \sqrt{1 - \left( \frac{x}{4q_{ej}} \right)^2} \right] dx \end{cases} \quad (9)$$

式中  $q_{(e)j} = \sqrt{Q_{(e)j} / 2\pi l_e E_0 R_{(e)}}$ .

轴承工作时,接触表面之间形成弹性流体动压润滑油膜.在高速旋转情况下,热效应对油膜厚度影响较大.因此,计算油膜厚度时必须考虑热效应的影响<sup>[10]</sup>.最小油膜厚度计算公式为

$$h_{i(e)j} = 2.65 \frac{C_{i(e)j}^* \alpha^{0.54} (\eta U_{i(e)j})^{0.7} R_{i(e)}^{0.43} l_e^{0.13}}{E_0^{0.03} Q_{(e)j}^{0.13}} \quad (10)$$

其中  $C_{i(e)j}^*$  可采用文献[10]中的公式计算.

3) 在外加径向载荷作用下,圆柱滚子轴承动态载荷分布如图2所示,其径向载荷  $F_r$  作用在轴心,方向向下.轴承静力平衡方程如下:

$$F_r - Q_{d0} - 2 \sum_{j=1}^N Q_{ij} \cos \psi_j = 0 \quad (11)$$

内圈相对于外圈的位移量为

$$\Delta_j = \Delta_0 \cos \psi_j = \delta_j + \frac{1}{2} u_r - h_{ij} - h_{ej} \quad (12)$$

其中第  $j$  个滚子总弹性变形量

$$\delta_j = \delta_{ij} + \delta_{ej} \quad (13)$$

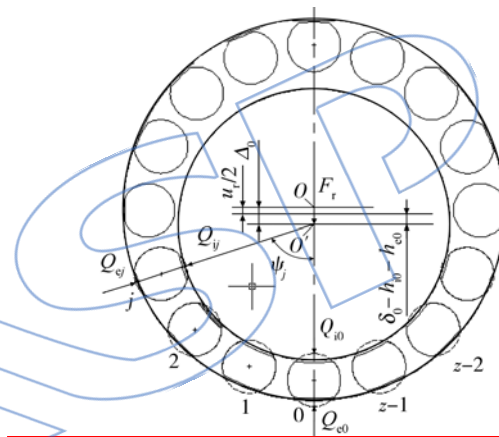


图2 高速圆柱滚子轴承动态载荷分布

Fig. 2 Dynamic load distribution of high speed cylindrical roller bearing

由文献[9]可得

$$\begin{cases} \delta_{ij} = \left( \frac{Q_{ij}}{K_n} \right)^{0.9} - 0.13 h_{ij} \\ \delta_{ej} = \left( \frac{Q_{ej}}{K_n} \right)^{0.9} - 0.13 h_{ej} \end{cases} \quad (14)$$

其中  $K_n$  可参考文献[11]计算.

由式(12)~式(14),可得受载区的变形协调方程

$$\begin{aligned} & \left[ \left( \frac{Q_{d0}}{K_n} \right)^{0.9} + \left( \frac{Q_{e0}}{K_n} \right)^{0.9} + \frac{1}{2} u_r - \right. \\ & \left. 1.13(h_{i0} + h_{e0}) \right] \cos \psi_j - \left[ \left( \frac{Q_{ij}}{K_n} \right)^{0.9} + \right. \\ & \left. \left( \frac{Q_{ej}}{K_n} \right)^{0.9} + \frac{1}{2} u_r - 1.13(h_{ij} + h_{ej}) \right] = 0 \\ & (j = 0, 1, 2, \dots, N) \end{aligned} \quad (15)$$

联立方程式(11)和式(15),可求解  $N+1$  个未知数  $Q_{d0}, Q_{d1}, \dots, Q_{dN}$ . 受载区滚子数为  $M = 2N+1$ , 考虑对称分布,为简化计算,故只求解

$N+1$  个未知数。

4) 单个滚子离心力

$$F_m = \frac{1}{2} m_r D_m \omega_m^2 \quad (16)$$

5) 保持架与套圈引导面间的摩擦力矩  $M_c$  可参考文献[12]求得。

6) 由于离心力作用,无载区滚子与内圈滚道间法向力  $Q_{ij} = 0$ , 与外圈滚道间法向力  $Q_{ej}$  等于离心力  $F_m$ 。无载区保持架对滚子的推动力

$$F_{en} = p_{en} + T_{en} = 9.2 \left( 1 + 2 \frac{D_r}{D_m} \right) \left( \frac{R_e}{\alpha} \right)^{0.3} (\eta U_{en})^{0.7} l_e \quad (17)$$

其中无载区外圈滚道通过油膜作用于滚子上的切向压力和切向摩擦力可分别表达为

$$p_{en} = 18.4 \left( 1 + \frac{D_r}{D_m} \right) \left( \frac{R_e}{\alpha} \right)^{0.3} (\eta U_{en})^{0.7} l_e \quad (18)$$

$$T_{en} = -9.2 \left( \frac{R_e}{\alpha} \right)^{0.3} (\eta U_{en})^{0.7} l_e \quad (19)$$

无载区滚子与外圈滚道接触表面平均速度

$$U_{en} = \frac{1}{2} D_m \left( 1 + \frac{D_r}{D_m} \right) \omega_m \quad (20)$$

无载区滚子自转角速度

$$\omega_m = \frac{1 + \frac{D_r}{D_m}}{\frac{D_r}{D_m}} \omega_m \quad (21)$$

采用 Newton-Raphson 法对平衡方程(1)和保持架平衡方程(2)组成的非线性方程组进行迭代求解,可求出  $N+2$  个未知量  $\omega_j (j = 0, 1, 2, \dots, N), \omega_m$ 。

### 3 计算流程

图3给出了圆柱滚子轴承动态特性分析程序流程图。在整个求解过程中,首先输入本程序所需的轴承几何参数、材料性能参数、润滑油特性参数以及轴承工况参数;然后计算轴承的静态载荷分布  $Q_j$  及纯滚动情况下滚子角速度  $\omega_r$  和保持架角速度  $\omega_c$ ;再计算滚子与套圈滚道接触处的平均速度和相对滑动速度以及各滚子与内、外圈滚道间的最小油膜厚度  $h_{ij}$  和  $h_{ej}$ ;随后根据式(11)和式(15),以计算的静态载荷数值作为初始条件,采用 Newton-Raphson 法求解轴承高速运转状态下的载荷分布  $Q_{ij}$  和  $Q_{ej}$ ,若  $|\Delta Q_{ij}|$  不满足给定的精度要求,则令  $Q_{ij}^{(n)} = Q_{ij}^{(n-1)} + \Delta Q_{ij}^{(n-1)}$ ,并返回上一步继续迭代,直到满足精度要求为止;然后根据式

(1)和式(2),以纯滚动时滚子自转角速度和保持架角速度作为初始条件,采用 Newton-Raphson 法求解受载区各滚子的角速度  $\omega_j$  和保持架角速度  $\omega_c$ ,若  $|\Delta \omega_{rj}|$  和  $|\Delta \omega_c|$  不满足精度要求,则令  $\omega_{rj}^{(n)} = \omega_{rj}^{(n-1)} + \Delta \omega_{rj}^{(n-1)}, \omega_c^{(n)} = \omega_c^{(n-1)} + \Delta \omega_c^{(n-1)}$ ,并返回前面继续迭代,直到满足精度为止;最后输出计算结果。

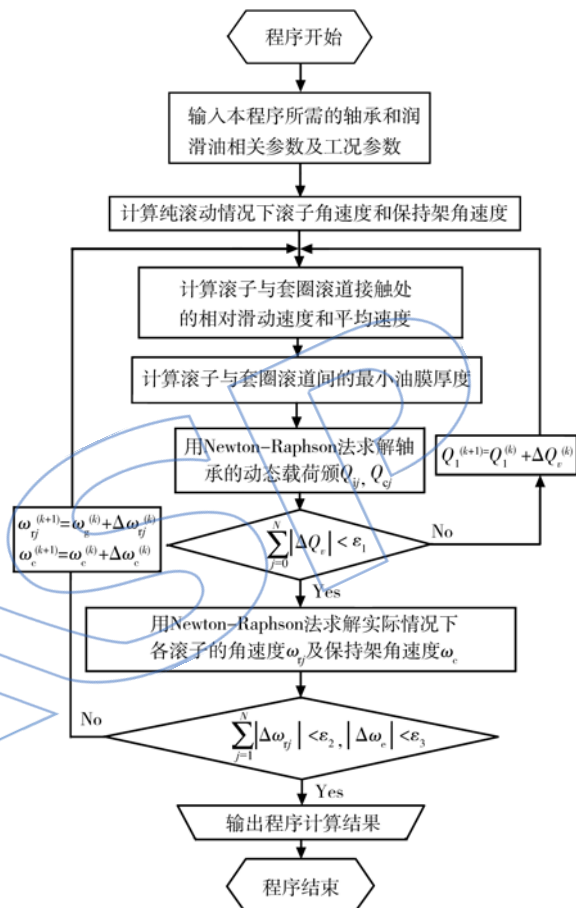


图3 高速圆柱滚子轴承动态特性分析流程图

Fig. 3 Flow chart of dynamic characteristic analysis of high speed cylindrical roller bearing

由于轴承滚子个数较多,如果对每一个滚子都单独分析并建立方程进行求解,势必造成求解的复杂性以及求解时间过长,不便于工程实用。因此,考虑到载荷和转速沿受载区中心两侧对称,且无载区受力及运动情况相同,可以进行简化计算,使求解高速运转时轴承载荷分布的方程总数为  $(M-1)/2+1$ ,求解滚子自转角速度的方程总数为  $(M-1)/2+2$ 。

### 4 轴承动态特性分析

以 SHABERTH<sup>[13]</sup> 程序算例所用 N209 型圆柱滚子轴承来进行分析。滚子轴承结构为内圈带

挡边,外圈无挡边,滚道带凸度.轴承主要参数如表 1.

表 1 轴承主要参数及工况条件  
Table 1 Main parameters of bearing and working conditions

| 参数                    | 参数值         |
|-----------------------|-------------|
| 外圈滚道直径/mm             | 75          |
| 内圈滚道直径/mm             | 55          |
| 轴承节圆直径/mm             | 65          |
| 保持架外径/mm              | 74          |
| 滚子数                   | 14          |
| 径向游隙/mm               | 0.034 94    |
| 滚子有效长度/mm             | 9           |
| 泊松比                   | 0.3         |
| 径向载荷/N                | 741         |
| 内圈转速/(r/min)          | 15 000      |
| 套圈及滚子弹性模量/ $10^5$ MPa | 2.040 83    |
| 润滑油                   | MIL-L-7808G |

图 4 表示轴承在转速不变、径向载荷变化的情况下,不同角位置处滚子与套圈(内、外圈)滚道的接触载荷分布.假定位于轴承径向载荷作用线上的滚子角位置为  $0^{\circ}$ .

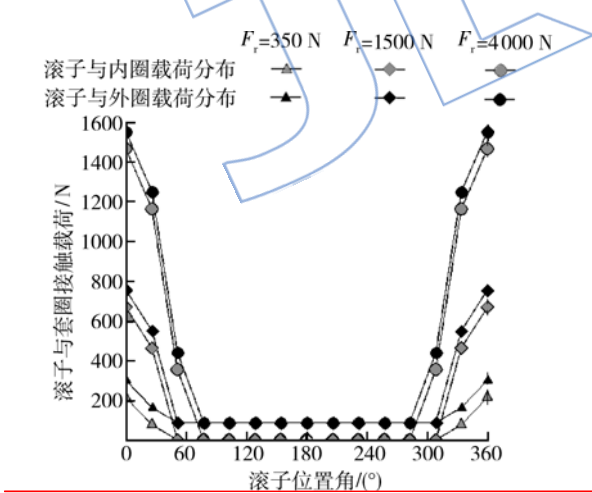


图 4 接触载荷分布随径向载荷变化的关系  
Fig. 4 Variation of contact load distribution versus radial loads

由图 4 可知,当径向载荷为 350 N 和 1500 N 时,受载滚子数只有 3 个;当径向载荷为 4000 N 时,受载滚子数则变成 5 个;这是由于随着径向载荷的增大,滚子与套圈间的接触弹性变形及最小油膜厚度发生了变化,从而引起受载区范围增大,

受载滚子个数变多.在受载区,当不考虑保持架对滚子的作用力时,滚子与外圈滚道间法向力等于滚子与内圈滚道间的法向力与滚子离心力之和.在无载区,当不考虑保持架对滚子的作用力时,滚子仅受离心力作用,从而导致与内圈分离,与外圈滚道间的法向力等于离心力.受载最大的 0 号滚子与内、外圈滚道间的法向力最大,且向两侧递减,并在无载区达到最小.

图 5 表示在转速一定时,轴承径向载荷的变化对不同角位置处滚子自转速度的影响.

由图 5 可知:径向载荷较小时,受载区滚子由于离心力作用而压向外圈,使滚子与内圈间的法向接触载荷较小,以至于作用在滚子上的牵引力较小,从而导致打滑比较严重,自转速度较低,尤其是受载最大的 0 号滚子两侧的滚子所受牵引力最小,打滑最为严重,自转速度最低.随着径向载荷的增加,受载区滚子与内圈间的法向接触载荷也随之增大,并产生较大的牵引力,因此,0 号滚子两侧的滚子打滑现象得到明显改善,滚子自转速度大幅提高;当径向载荷增加到一定程度,作用在滚子上的牵引力已经增大到足以抑制打滑的产生,这时受载区与无载区滚子自转速度趋于一致.在滚道控制理论基础上,无载区滚子在外圈滚道上作纯滚动,自转速度相同.

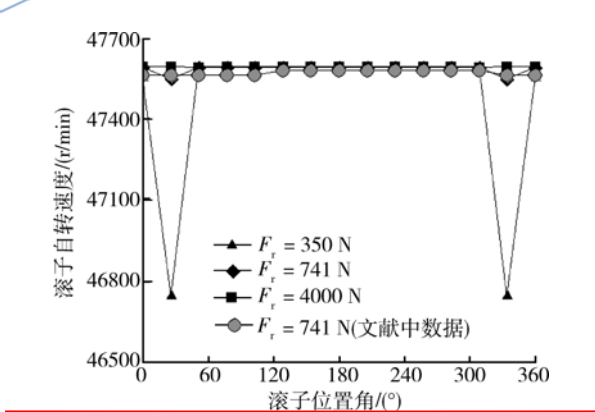


图 5 滚子自转速度随径向载荷变化的关系  
Fig. 5 Variation of rollers' rotational speeds versus radial loads

图 6 表示在转速一定时,轴承径向载荷的变化对不同角位置处滚子与内、外圈滚道间最小油膜厚度的影响.

由图 6 可知:受载区滚子与内圈滚道间最小油膜厚度小于滚子与外圈滚道间最小油膜厚度,这是由于滚子与内圈滚道处的当量曲率半径小于滚子与外圈滚道处的当量曲率半径造成的.随着

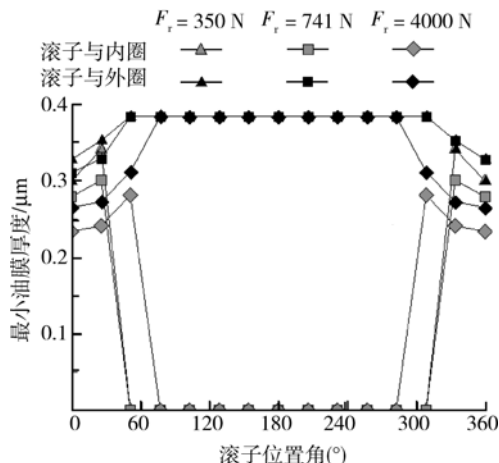


图 6 最小油膜厚度随径向载荷变化的关系

Fig. 6 Variation of minimum oil film thicknesses versus radial loads

径向载荷的增加, 受载区各滚子与内、外圈滚道间的法向接触载荷也随之增大, 因此, 各滚子与内、外圈滚道间最小油膜厚度逐渐减小; 无载区各滚子由于只受离心力作用, 故与外圈滚道间最小油膜厚度不变。在受载区, 由于各滚子与内、外圈滚道间的法向接触载荷并不相同, 受载最大的 0 号

滚子与内、外圈滚道间最小油膜厚度小于其两侧滚子与内、外圈滚道间最小油膜厚度。在无载区, 各滚子由于受离心力作用而压向外圈滚道, 致使滚子与内圈滚道脱离, 因此, 各滚子与内圈滚道间无法形成油膜, 与外圈滚道间最小油膜厚度相同且最大。

本文所建立的非线性动力学分析数学模型用于研究内圈旋转、外圈固定且仅承受径向载荷的圆柱滚子轴承, 根据本文的具体工况, 在内圈转速  $n_i = 15\,000\text{ r/min}$  恒定不变时, 由图 5 和图 6 可知: 较小的径向载荷容易使滚子及保持架产生严重打滑, 较大的径向载荷则会使滚子与套圈间的润滑油膜厚度减小, 导致轴承润滑状态变差, 因此, 在对本文算例进行计算分析后, 得出了较好的外加径向载荷范围, 当径向载荷  $F_r$  取  $700 \sim 2\,000\text{ N}$  时, 圆柱滚子轴承润滑状态良好且不发生严重打滑。

为验证本文分析方法的准确性, 把本文计算结果与 SHARBERTH 程序计算结果<sup>[13]</sup>进行了对比分析, 见表 2。

表 2 计算结果数据对比  
Table 2 Calculation result comparisons

|           | 径向载荷/N | 保持架转速/(r/min) | 滚子最大接触力/N  | 油膜厚度/ $\mu\text{m}$ |
|-----------|--------|---------------|------------|---------------------|
| 本文计算结果    | 741    | 6 345.86      | 外圈 457.584 | 0.310               |
|           |        |               | 内圈 370.031 | 0.279               |
| SHARBERTH | 741    | 6 342         | 外圈 463.758 | 0.302               |
|           |        |               | 内圈 375.831 | 0.269               |

由表 2 可知, 本文计算结果与 SHABERTH 程序计算结果比较吻合。但两者的区别在于: 本文采用拟静力学分析方法对高速圆柱滚子轴承进行分析研究, 在满足计算结果精度要求的前提下, 简化了问题的复杂性, 提高了求解的稳定性和收敛性, 既节约了程序计算时间 (计算时间为  $2.44\text{ s}$ ), 又获得了较准确的结果, 便于工程应用; 而 SHABERTH 程序是对轴承进行拟动力学分析求解, 对所有滚子的运动及受力问题进行分析 and 讨论, 考虑的因素比较全面, 求解精度较高。但是, 由于该软件分析时建立的非线性平衡方程及待求未知量较多, 程序过于庞大, 求解时间较长 (求解时间为  $237.362\text{ s}$ ), 且对使用者计算机性能要求较

高, 因此在工程应用中有一定的局限性。

## 5 试验验证

本文选用 ZYS-105 型航空发动机轴承试验机进行试验验证, 试验装置结构简图如图 7 所示。试验轴承型号为 N209, 外圈固定, 内圈转速  $n_i = 15\,000\text{ r/min}$ , 润滑油型号为 MIL-L-7808G, 外加径向载荷分别取  $300, 700, 1\,500, 2\,500, 4\,000, 5\,000\text{ N}$ 。图 8 为试验轴承保持架转速随径向载荷的变化关系, 其中, 折线代表本文理论计算结果, 圆点代表试验结果。从图 8 可知: 理论计算结果与试验结果较为吻合, 说明本文所建立的数学模型能较准确地描述高速圆柱滚子轴承的动态特性。

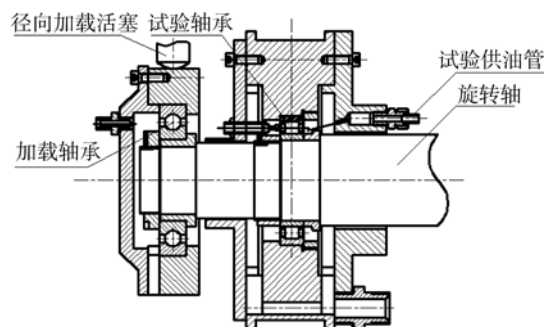


图7 试验装置结构简图

Fig. 7 Structure diagram of test equipment

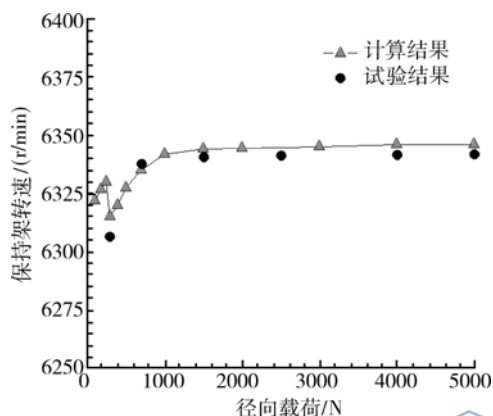


图8 保持架转速随径向载荷的变化关系

Fig. 8 Variation of cage's speeds versus radial loads

## 6 结论

本文对高速圆柱滚子轴承进行了动态特性分析,主要结论如下:

1) 编制了高速圆柱滚子轴承动态特性分析程序,得到了轴承动态性能参数,与通用软件相比,该动态特性分析的方法计算时间短且结果较吻合,通过试验验证,表明本文分析方法的合理性以及计算结果的准确性,具有重要的工程应用价值。

2) 适当的径向载荷可以有效地避免滚子打滑,减小不必要的滑动摩擦,降低摩擦功率损失,从而保证圆柱滚子轴承在高速情况下正常运转。

3) 径向载荷的大小对弹流润滑油膜的形成影响很大,在避免滚子打滑的同时,适当地减小径向载荷有利于形成完全弹流润滑油膜,保证高速圆柱滚子轴承工作时能够达到良好的润滑状态,从而减少因干摩擦引起的能量损失,避免轴承温

度异常升高而过早失效。

## 参考文献:

- [1] Jones A B. A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions[J]. Trans. ASME Journal of Basic Engineering, 1960, 82(2): 309-320.
- [2] Harris T A, Mindel M H. Rolling element bearing dynamics[J]. Wear, 1973, 23(3): 311-317.
- [3] Gupta P K. Advanced dynamics of rolling elements[M]. New York: Springer-Verlag New York Inc., 1984.
- [4] Ghaisas N, Wassgren C R, Sadeghi F. Cage instability in cylindrical roller bearings[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(4): 681-689.
- [5] 汪久根, 王庆九, 章维明. 滚动轴承动力学研究[J]. 轴承, 2007(3): 40-45.  
WANG Jiugen, WANG Qingjiu, ZHANG Weiming. Study on dynamics of rolling bearings[J]. Bearing, 2007(3): 40-45. (in Chinese)
- [6] Aramaki H. Rolling bearing analysis program package BRAIN[J]. Motion and Control, 1997(3): 15-24.
- [7] Stacke L E, Fritzson D. Dynamic behaviour of rolling bearings simulations and experiments[J]. Proc. Inst. Mech., Part J, 2001, 215(6): 499-508.
- [8] 吴云鹏, 张文平, 孙立红. 滚动轴承力学模型的研究及其发展趋势[J]. 轴承, 2004(7): 44-46.  
WU Yunpeng, ZHANG Wenping, SUN Lihong. Study on mechanics model of rolling bearing and its development trend[J]. Bearing, 2004(7): 44-46. (in Chinese)
- [9] 万长森. 滚动轴承的分析方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [10] 温诗铸, 杨沛然. 弹性流体动力润滑[M]. 北京: 清华大学出版社, 1990.
- [11] 邓四二, 贾群义, 王燕霜. 滚动轴承设计原理[M]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [12] 张葵, 李建华. 球轴承摩擦力矩的分析计算[J]. 轴承, 2001(1): 8-11.  
ZHANG Kui, LI Jianhua. Analysis calculation of friction moment for the ball bearings[J]. Bearing, 2001(1): 8-11. (in Chinese)
- [13] Crecelius W J, Pirvics J. Computer program operation manual on "SHABERTH"—A computer program for the analysis of the steady state and transient thermal performance of shaft-bearing systems[R]. King of Prussia, PA: Engineering and Research Center of SKF Industries, A189240, 1976.