

# 保持架兜孔间隙对圆柱滚子轴承运动特性的影响\*

张 亢<sup>1</sup>, 李 超<sup>1</sup>, 黄彦钦<sup>1</sup>, 麻云娇<sup>2</sup>

(1. 长沙理工大学 能源与动力工程学院, 长沙 410114;

2. 贵州航天凯星智能传动有限公司 研发部, 贵州 遵义 563114)

**摘要:** 圆柱滚子轴承的保持架兜孔间隙会影响滚子与保持架间的滑移、碰撞等运动特性以及轴承的整体振动。针对传统圆柱滚子轴承动力学模型中,仅考虑润滑油对滚子产生的黏性阻力作用,提出将润滑油描述为滚子与滚道接触力相关的时变摩擦因数、流动阻力和对保持架的阻力矩,同时采用非线性弹簧、阻尼单元模拟滚子与保持架的碰撞接触,表征兜孔间隙的影响,建立了对应的圆柱滚子轴承滑移动力学模型。在验证了所建模型准确性的基础上,研究了保持架兜孔间隙对滚子保持架转速、滑移、碰撞等运动特性和轴承振动特性的影响。仿真分析结果表明:当保持架兜孔间隙增大时(0.1~0.7 mm),保持架滑移率会增大,转速波动会更加剧烈,从而影响保持架的稳定性;同时,滚子自转滑移率会减小,滚子与保持架兜孔前、后端的碰撞频率会降低,碰撞力增大,而轴承的整体振动会随兜孔间隙的增大而增大。研究结论可为圆柱滚子轴承设计与失效分析提供一定参考。

**关键词:** 圆柱滚子轴承; 保持架; 兜孔间隙; 滑移; 动力学模型

**中图分类号:** TH133.33 **文献标志码:** A **DOI:** 10.21656/1000-0887.460023

## Effects of the Cage Pocket Clearances on Motion Characteristics of Cylindrical Roller Bearings

ZHANG Kang<sup>1</sup>, LI Chao<sup>1</sup>, HUANG Yanqin<sup>1</sup>, MA Yunjiao<sup>2</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Changsha University of Science and Technology, Changsha 410114, P.R.China;

2. R&D Department, Guizhou Aerospace Winstar Intelligent Transmission Co., Ltd., Zunyi, Guizhou 563114, P.R.China)

**Abstract:** The clearance in the cage pocket of cylindrical roller bearings influences the kinematic characteristics such as slip and collision between the rollers and the cage, as well as the overall vibration of the bearing. The limitation of traditional dynamic models solely considering viscous drag effects of lubricant on rollers for cylindrical roller bearings, was addressed. Instead, the lubricant was described as a time-varying friction coefficient related to the contact force between the rollers and raceways, along with flow resistances and resistance torques on the cage. Additionally, nonlinear spring and damping elements were employed to simulate the collision contacts between the rollers and the cage, highlighting the impacts of the pocket clearance. The accuracy of the proposed model was validated, and the influences of the cage pocket clearance on the kinematic charac-

\* 收稿日期: 2025-02-13; 修订日期: 2025-04-30

基金项目: 湖南省自然科学基金(2025JJ90173);湖南省教育厅优秀青年项目(21B0347)

作者简介: 张亢(1983—),男,副教授,博士,硕士生导师(通信作者。E-mail: 282451182@qq.com)。

引用格式: 张亢,李超,黄彦钦,麻云娇.保持架兜孔间隙对圆柱滚子轴承运动特性的影响[J].应用数学和力学,2026,47(4):440-453.

teristics of the roller-cage speed, slip, and collision, as well as the vibration characteristics of the bearing, were investigated. Simulation results indicate that, as the cage pocket clearance increases within the range of 0.1 mm to 0.7 mm, the cage slip rate rises, leading to more severe speed fluctuations and compromising cage stability. Simultaneously, the roller's spin slip rate decreases, which reduces the collision frequency between the roller and the front and rear ends of the cage pocket, while the collision force increases. Furthermore, the overall vibration of the bearing intensifies with the increasing pocket clearance. The study can provide valuable insights for the design and failure analysis of cylindrical roller bearings.

**Key words:** cylindrical roller bearing; cage; pocket clearance; slippage; dynamic model

## 0 引 言

圆柱滚子轴承是滚动轴承中应用较为广泛的一种轴承类型,其运动状态决定了整机的安全性与可靠性。当滚子所受牵引力无法克服滚道阻力时,滚子与滚道之间会产生滑移,而滑移会导致油膜破坏和滚道磨损,进而引发轴承部件的异常接触和异常振动,缩短轴承使用寿命<sup>[1]</sup>。因此研究滚子滑移及其对轴承部件及整体运动特性的影响非常重要。

目前,动力学建模是研究机械系统部件间相互作用的常用方式,通过构建的动力学模型,研究者可进一步开展相关分析工作<sup>[2]</sup>。在轴承中一般通过建立考虑润滑效应的滚子与内外滚道以及保持架之间相互作用的动力学模型,来探究滚子滑移产生的机理,如黎铭等<sup>[3]</sup>构建了综合考虑各部件相互作用的完整动力学模型,研究了径向载荷和主轴转速对轴承滑移运动的影响;邓四二等<sup>[4]</sup>通过建立高速圆柱滚子轴承动力学微分方程,比较了内外圈引导方式下的保持架滑移率;涂文兵等<sup>[5-6]</sup>建立了转速及载荷波动工况下的轴承滑移动力学模型,研究了变工况下保持架的滑移特性,以及滚动体与保持架的碰撞行为;Liu等<sup>[7]</sup>建立了柔性保持架轴承动力学模型,研究了柔性保持架对轴承滑移的影响;Shi等<sup>[8-9]</sup>研究了缺陷尺寸对保持架滑移及滚子与保持架碰撞力的影响。部分学者考虑了润滑油物理特性对轴承滑移的影响,如Atef等<sup>[10]</sup>提出了一种改进的圆柱滚子轴承动力学模型,分析了不同型号润滑油对滚子滑移的影响;Liu等<sup>[11]</sup>建立了高速轻载圆柱滚子轴承润滑动力学模型,分析了平稳转速下润滑油密度和黏度、滚子个数、径向游隙、载荷等对滑移的影响;王云龙等<sup>[12]</sup>分析了不同润滑油密度和黏度对轴承加速和减速运动下滑移的影响;曹伟等<sup>[13]</sup>建立了考虑润滑油流动特性的圆柱滚子轴承动力学模型,研究了加速度对保持架滑移的影响。还有学者从轴承结构参数的影响方面开展了研究,如张东光等<sup>[14]</sup>建立了考虑滚道表面波纹度的球轴承动力学模型和考虑表面粗糙度的角接触球轴承动力学模型,研究了滚道表面波纹度和表面粗糙度对保持架与滚子运动与滑移率的影响;张龙隆等<sup>[15]</sup>采用拟静力学建立了对转圆柱滚子轴承模型,分析了不同径向载荷力与滚子打滑率和最小油膜厚度之间的关系;Xu等<sup>[16]</sup>通过建立考虑时变油膜厚度、刚度的轴承动力学模型,研究了不同径向游隙下保持架的滑移特性。

从上述分析可以看出,目前轴承的滑移研究,主要集中在轴承滑移动力学模型的建立,以及不同工况下润滑油物理特性和轴承结构参数对轴承部件滑移的影响,在结构参数中径向游隙、保持架兜孔间隙对轴承振动和滑移影响尤为明显<sup>[17]</sup>,其中针对径向游隙对轴承滑移的影响做了较全面的研究,而针对保持架兜孔间隙对轴承部件接触、滑移及振动等方面的影响,研究尚显不足;此外,润滑油对轴承滑移行为有重要影响,但传统模型中一般只以油膜刚度、中心油膜厚度和对滚子的黏性阻力作用来描述润滑油特征,而未考虑润滑油性质随轴承部件运动的时变特征,特别是滚子与滚道之间的摩擦因数随滚子与滚道之间接触力的变化关系,以及对保持架的影响。

综上,本文通过增加滚子与滚道之间的时变摩擦因数,以及对保持架的阻力矩作用,来完善对润滑油性质的表征;同时采用非线性弹簧、阻尼单元来模拟滚子与具有间隙的保持架之间的非线性碰撞运动,进而构建了相应的圆柱滚子轴承滑移动力学模型,并以此模型为基础,研究了重要结构参数保持架兜孔间隙尺寸,对保持架运动特性以及轴承整体振动的影响,为轴承结构设计及安全稳定运行提供一定参考。

## 1 动力学模型

建立考虑润滑作用的圆柱滚子轴承动力学模型,如图1所示.模型中,内圈与转轴同向转动,外圈固定在轴承座中,滚子与内外圈之间的相互作用表示为弹簧阻尼模型;内圈与轴之间的接触刚度和阻尼分别为  $K_s, C_s$ ;外圈与轴承座之间的接触刚度和阻尼为  $K_h, C_h$ ;滚子与内外圈的接触刚度分别为  $K_i, K_o$ ;以滚子与内外圈之间的油膜刚度  $K_{oil}^{i,o}$ 、滚子与内外圈之间的中心油膜厚度  $h_{i,o}$ 、时变摩擦因数  $\mu_{i,o}$ 、滚子流动阻力  $F_{ij}$  和保持架阻力矩  $M_c$  来表征润滑特性.

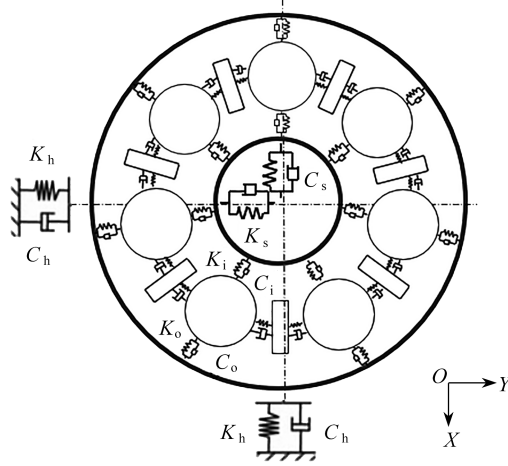


图1 圆柱滚子轴承动力学模型

Fig. 1 The cylindrical roller bearing dynamic model

### 1.1 轴承部件之间的相互作用

在润滑作用下,滚子与滚道之间会形成一层润滑油膜,在计算滚子与滚道之间的接触刚度时,需同时考虑油膜接触刚度和 Hertz 接触刚度.

首先采用弹性流体动力润滑得出内外滚道油膜厚度  $h_{i,o}$  [18]:

$$h_{i,o} = 3.533 \frac{\alpha_p^{0.54} (\eta_0 u_{i,o})^{0.7} l^{0.13} R_r^{0.43}}{E_o^{0.03} Q^{0.13}}, \quad (1)$$

其中,  $\alpha_p$  为润滑油黏压系数,  $\eta_0$  为润滑油黏度,  $u_{i,o}$  为滚子与内外圈滚道之间的卷吸速度,  $R_r$  为滚子半径,  $E_o$  [19] 为内外圈材料的等效弹性模量,  $Q$  为接触载荷,  $l$  为滚子长度.对式(1)求导可得内外圈油膜的接触刚度  $K_{oil}^{i,o}$  [20]:

$$K_{oil}^{i,o} = \frac{dQ}{dh_{i,o}} = -459.3 \frac{E_o^{0.03} Q^{0.13}}{\alpha_p^{0.54} (\eta_0 u_{i,o})^{0.7} l^{0.13} R_r^{0.43}}, \quad (2)$$

$$u_i = \omega_j R_r + \omega_i R_i + \omega_{nj} R_i, \quad (3)$$

$$u_o = \omega_{nj} R_o - \omega_j R_r, \quad (4)$$

$$E_o = \frac{E}{1 - \nu^2}, \quad (5)$$

其中,  $\omega_i, \omega_j$  和  $\omega_{nj}$  分别是内圈角速度、滚子自转角速度和滚子公转角速度;  $E$  为内外圈滚道的材料弹性模量,  $E = 207 \text{ GPa}$ ; Poisson 比  $\nu$  为 0.3.

接触副中 Hertz 接触刚度为

$$K_H = \frac{dQ}{d\delta} = 2.894 \times 10^7 l^{0.8} Q^{0.1}, \quad (6)$$

其中,  $\delta$  为弹性趋近量,根据 Palmgren 给出的经验公式有 [21]

$$\delta = 3.84 \times 10^{-5} \frac{Q^{0.9}}{l^{0.8}}. \quad (7)$$

在整个接触区,接触副接触刚度由 Hertz 接触刚度  $K_H$  和油膜接触刚度  $K_{oil}^{i,o}$  串联组成:

$$K_{i,o} = \frac{K_H K_{oil}^{i,o}}{K_H + K_{oil}^{i,o}}. \quad (8)$$

在润滑滚动轴承中,考虑轴承径向游隙和油膜厚度,第  $j$  个滚子与内外圈之间的接触变形  $\delta_{ij}, \delta_{oj}$  可以表示为

$$\delta_{ij} = X_i \cos \theta_j + Y_i \sin \theta_j - \frac{e}{2} - d_{vj} - h_i, \quad (9)$$

$$\delta_{oj} = d_{vj} - X_o \cos \theta_j - Y_o \sin \theta_j - \frac{e}{2} - h_o, \quad (10)$$

$$d_{vj} = x_{vj} \sin \theta_j + y_{vj} \cos \theta_j, \quad (11)$$

$$\theta_j = (2\pi/N_b)(j-1) + \theta_{mj}, \quad (12)$$

其中,  $X_i, Y_i$  为内圈在  $X$  和  $Y$  方向的位移,  $X_o, Y_o$  为外圈在  $X$  和  $Y$  方向的位移,  $e$  是径向游隙,  $d_{vj}$  是滚子径向位移,  $\theta_j$  是第  $j$  个滚子的位置角,  $N_b$  为滚子个数,  $\theta_{mj}$  是第  $j$  个滚子的公转角度。

用  $N_{ij}, N_{oj}$  表示第  $j$  个滚子与内外圈的接触力:

$$N_{ij} = K_i \delta_{ij}^{10/9}, \quad (13)$$

$$N_{oj} = K_o \delta_{oj}^{10/9} + F_{\omega_j}, \quad (14)$$

其中,在滚子与外圈的接触力  $N_{oj}$  中,除 Hertz 接触力之外,还考虑了高转速下滚子的离心力,因为无论是载荷区,还是非载荷区,外圈始终会受到离心力的作用。第  $j$  个滚动体的离心力  $F_{\omega_j}$  为

$$F_{\omega_j} = m_r \omega_{mj}^2 R_m, \quad (15)$$

式中,  $m_r$  为滚子质量,  $\omega_{mj}$  为第  $j$  个滚子的公转角速度,  $R_m$  为轴承节圆半径。

## 1.2 滑移速度和摩擦力

滑移速度  $\Delta V_{ij}, \Delta V_{oj}$  为滚子与内、外圈之间的相对速度,直接反映了滚子的滑移运动特征,其与轴承部件参数、滚子速度和内圈转速相关。

$$\Delta V_{ij} = \omega_{mj} R_i + \omega_{vj} R_r - \omega_i R_i, \quad (16)$$

$$\Delta V_{oj} = \omega_{mj} R_o - \omega_{vj} R_r, \quad (17)$$

$$\omega_{mj} = \frac{d\theta_{mj}}{dt}, \quad (18)$$

$$\omega_{vj} = \frac{d\theta_{vj}}{dt}, \quad (19)$$

其中,  $\omega_{vj}$  为第  $j$  个滚子的自转角速度,  $\omega_i$  为内圈转速,  $R_i, R_o$  分别为轴承内外圈滚道半径,  $R_r$  为滚子半径。

滚子与内外圈产生的摩擦力为

$$F_{ij} = \mu_i N_{ij} \frac{\Delta V_{ij}}{|\Delta V_{ij}|}, \quad (20)$$

$$F_{oj} = \mu_o N_{oj} \frac{\Delta V_{oj}}{|\Delta V_{oj}|}, \quad (21)$$

其中,  $\mu_{i,o}$  为线接触润滑条件下滚子与内外滚道之间的时变摩擦因数<sup>[22]</sup>。相对于传统模型中滚子与内外圈之间恒定的摩擦因数,本文中摩擦因数与内外圈之间的相对滑移速度  $\Delta V_{i,oj}$  以及滚子与内外圈之间的接触力  $N_{ij}, N_{oj}$  相关。

$$\mu_{i,o} = \eta_o \Delta V_{i,oj} G_{oil}^n \left[ \frac{4}{\pi P_{\max}} + \frac{n\alpha_p}{3} \left( 1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) e^{n\alpha_p P_{\max} \sqrt{1/2 - \sqrt{3}/4}} + \right.$$

$$\frac{n\alpha_p}{3} e^{n\alpha_p P_{\max} \sqrt{3}/2} + \frac{n\alpha_p}{3} \left(1 - \frac{\sqrt{3}}{2}\right) e^{n\alpha_p P_{\max} \sqrt{1/2 + \sqrt{3}/4}} \Bigg], \quad (22)$$

其中,  $n=0.54$ , 为润滑油幂指数;  $G_{\text{oil}} = 5.4 \times 10^4$  Pa, 为润滑流体剪应力; 黏度压力系数  $\alpha_p$  为  $1.4 \times 10^{-8}$ ;  $P_{\max}$  随滚子与内外圈接触力相应变化:

$$P_{\max i} = 0.418 \sqrt{\frac{N_{ij} E_o}{L} \frac{R_r R_i}{R_r + R_i}}, \quad (23)$$

$$P_{\max o} = 0.418 \sqrt{\frac{N_{oj} E_o}{L} \frac{R_o - R_r}{R_r R_o}}. \quad (24)$$

### 1.3 滚子与保持架之间的碰撞摩擦力

将滚子与保持架之间的接触简化为弹簧阻尼模型, 如图 2 所示.

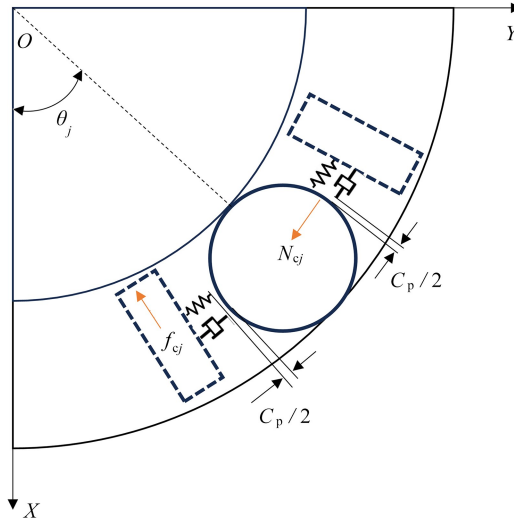


图 2 滚子与保持架之间的接触

Fig. 2 Contacts between the roller and the cage

滚子与保持架接触会产生接触力和摩擦力, 第  $j$  个滚子与其前后保持架之间产生的接触力  $N_{c1j}, N_{c2j}$  为

$$N_{c1j} = K_{rc} \chi_{c1} \left( (\theta_j - \theta_c) R_m - \frac{C_p}{2} \right) + C_{rc} \chi_{c1} (\omega_{mj} - \omega_c), \quad (25)$$

$$N_{c2j} = K_{rc} \chi_{c2} \left( (\theta_c - \theta_j) R_m - \frac{C_p}{2} \right) + C_{rc} \chi_{c2} (\omega_c - \omega_{mj}), \quad (26)$$

其中,  $K_{rc}$  和  $C_{rc}$  分别为滚子与保持架之间的接触刚度 ( $1 \times 10^8$  N/m) 和阻尼 ( $300$  N·s·m<sup>-1</sup>),  $C_p$  为保持架与滚子之间的兜孔间隙,  $\theta_c, \omega_c$  分别为保持架的旋转角度与角速度, 参数  $\chi_{c1}$  和  $\chi_{c2}$  控制滚子与前后端保持架交替接触:

$$\chi_{c1} = \begin{cases} 1, & \theta_c - \theta_j < 0, \\ 0, & \text{others,} \end{cases} \quad (27)$$

$$\chi_{c2} = \begin{cases} 1, & \theta_c - \theta_j < 0, \\ 0, & \text{others.} \end{cases} \quad (28)$$

对应的滚子与保持架之间的摩擦力为

$$f_{c1j} = \mu_c N_{c1j}, \quad (29)$$

$$f_{c2j} = \mu_c N_{c2j}, \quad (30)$$

其中,  $\mu_c = 0.002$  为滚子与保持架之间的摩擦因数.

## 2 运动方程建立

滚子受力情况如图 3 所示,根据受力分析,并基于前述建立的动力学模型,单个滚子有四个自由度,分别是  $X, Y$  方向的运动,以及滚子的公转和自转,那么第  $j$  个滚子的运动方程为

$$m_r \ddot{x}_{vj} - F_{\omega j} \cos \theta_j - m_r g - (N_{ij} + N_{oj}) \cos \theta_j - (f_{c1j} - f_{c2j}) \sin \theta_j = 0, \quad (31)$$

$$m_r \ddot{y}_{vj} - F_{\omega j} \sin \theta_j - (N_{ij} - N_{oj}) \sin \theta_j - (f_{c1j} - f_{c2j}) \cos \theta_j = 0, \quad (32)$$

$$m_r R_m^2 \ddot{\theta}_{mj} - R_m (F_{ij} - F_{oj} - N_{c1j} + N_{c2j} - F_{dj} - m_r g \sin \theta_j) = 0, \quad (33)$$

$$I_r \ddot{\theta}_{vj} - R_r (F_{ij} + F_{oj} - f_{c1j} - f_{c2j}) = 0, \quad (34)$$

其中,  $x_{vj}, y_{vj}$  为第  $j$  个滚子在  $X, Y$  方向的位移;  $g$  为重力加速度;  $\theta_{mj}, \theta_{vj}$  分别为第  $j$  个滚子的公转角度以及自转角度;  $I_r$  为滚子转动惯量,  $I_r = 0.5m_r R_r^2$ ;  $F_{dj}$  为第  $j$  个滚子在润滑充足时受到的黏滞阻力,表示为

$$F_{dj} = C_d \rho_e R_r l (R_m \omega_j)^2, \quad (35)$$

其中,  $C_d$  为流体阻力系数,

$$C_d = \begin{cases} \frac{20}{R_e}, & R_e < 2\,000, \\ 8.6 \times 10^{-4} \cdot R_e^{1/3}, & 2\,000 < R_e < 100\,000, \\ \frac{5 \times 10^8}{R_e^2}, & 100\,000 < R_e, \end{cases} \quad (36)$$

$$R_e = \rho_e \omega_{mj} R_m^2 / \eta_o. \quad (37)$$

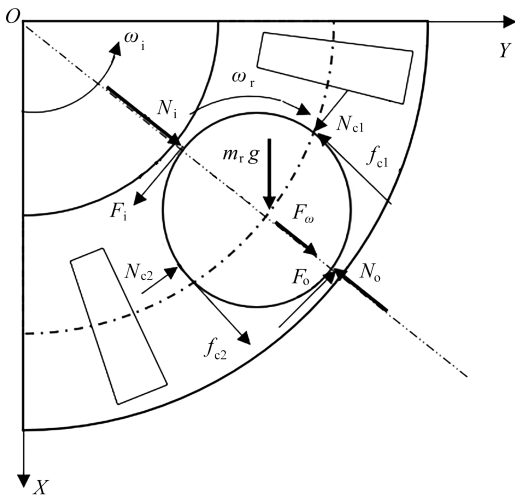


图 3 滚子受力情况

Fig. 3 The roller force conditions

保持架公转运动方程为

$$I_c \ddot{\theta}_c - R_m \sum_{j=1}^{N_b} (N_{c1j} - N_{c2j}) + M_c = 0, \quad (38)$$

其中,  $I_c$  为保持架转动惯量,  $I_c = 4 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ;  $M_c$  为保持架在润滑作用下所受到的阻力矩<sup>[23]</sup>,表示为

$$M_c = \frac{1}{2} \rho_e C_b r \omega_c^2 + \frac{1}{8} \mu_c \rho_e A_c r_i^3 \omega_c^3, \quad (39)$$

其中,  $r = r_o^3 (r_o^2 - r_i^2)$ ,  $r_o, r_i$  分别为保持架的内外半径,  $r_i = R_r + 0.5 \times 10^{-3}$ ,  $r_o = R_r + 2 \times 10^{-3}$ ;  $C_b$  为阻力矩系数,  $C_b = 1$ ;  $A_c = 4r_o R_m \pi$  为保持架柱面面积.轴承内、外圈均主要受到滚子的接触力和摩擦力作用,其运动方程分别为

$$m_i \ddot{X}_i - W_x + C_s \dot{X}_i + K_s X_i + \sum_{j=1}^{N_b} (-N_{ij} \sin \theta_j + F_{ij} \cos \theta_j) = 0, \quad (40)$$

$$m_i \ddot{Y}_i - W_y + C_s \dot{Y}_i + K_s Y_i + \sum_{j=1}^{N_b} (-N_{ij} \cos \theta_j - F_{ij} \sin \theta_j) = 0, \quad (41)$$

$$m_o \ddot{X}_o + K_h X_o + C_h \dot{X}_o + \sum_{j=1}^{N_b} (N_{oj} \sin \theta_j - F_{oj} \cos \theta_j) = 0, \quad (42)$$

$$m_o \ddot{Y}_o + K_h Y_o + C_h \dot{Y}_o + \sum_{j=1}^{N_b} (N_{oj} \cos \theta_j + F_{oj} \sin \theta_j) = 0. \quad (43)$$

其中,式(40)、(41)、(42)、(43)分别为内圈和外圈在 $X, Y$ 方向的运动方程; $m_i, m_o$ 为轴承内、外圈质量; $K_h$ 为轴承座的刚度,  $K_h = 5 \times 10^8$  N/m;  $K_s$ 为轴的刚度,  $K_s = 5 \times 10^6$  N/m;  $C_s, C_h$ 为内圈与轴、外圈与轴承座之间的阻尼系数,  $C_h = 100$  N·s·m<sup>-1</sup>,  $C_s = 400$  N·s·m<sup>-1</sup>;  $W_x, W_y$ 为施加给内圈的外载荷在 $X, Y$ 方向的分量。

## 3 结果与分析

### 3.1 模型验证

为了验证所建立的轴承动力学模型的准确性,将模型仿真得到的不同大小径向载荷下,轴保持架与内圈转速的比值 $\omega_c/\omega_i$ ,与文献[24]中相同工况下所测出的实验值进行对比.文献[24]的实验中:主轴(内圈)转速设置为1 800 r/min,通过对内圈施加不同大小的径向载荷,来改变轴承的运动状态,并由激光转速计获得保持架的动态转速.本小节仿真中代入的轴承参数与文献[24]中进行实验的NU1014圆柱滚子轴承参数一致,具体可查阅文献[24].

图4中给出了文献[24]中实验所测得的结果和本文所建模型的仿真结果,以及 $\omega_c/\omega_i$ 的理论值,约为0.44,该理论值对应了保持架无滑移时的理论转速.从图4可以看出, $\omega_c/\omega_i$ 随着施加的径向载荷的增大而逐渐增大至理论值.这主要是由于随着施加给内圈的径向载荷的增大,内圈施加给滚子的驱动力也会随之增大,从而能更好地克服滚子与外圈间的摩擦力以及受到的油膜阻力,使得滚子与保持架的转速逐渐增大,而滑移则相应减小,直至驱动力增大到完全克服阻力,达到无滑移的稳定运行状态.图4中仿真数据与实验数据的变化趋势一致,且最后都趋近于无滑移状态的理论值0.44,从而验证了本文所建圆柱滚子轴承滑移模型的准确性.但需要注意的是,在仿真分析中径向载荷接近200 N时趋近于理论值,与实验测得的170 N存在一定误差,该误差主要来自测量以及模型未考虑实际实验过程中轴承温度变化的影响。

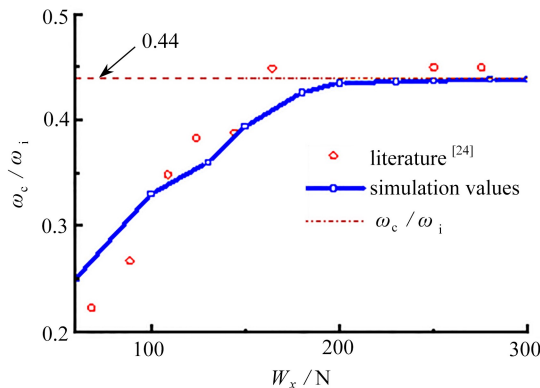


图4 不同径向载荷下的 $\omega_c/\omega_i$ 值

Fig. 4 The  $\omega_c/\omega_i$  values under different radial loads

### 3.2 兜孔间隙对保持架运动特性的影响

兜孔间隙为滚动轴承重要结构参数,利用所建立的模型,以SKF N324圆柱滚子轴承为对象,研究不同兜孔间隙下保持架运行平稳性、部件接触和滑移等运动特性,以及对轴承整体振动的影响.SKFN324轴承及润滑油主要参数如表1所示,忽略温度变化对润滑油参数的影响.仿真过程中设置轴承内圈径向载荷为

1 000 N,内圈转速为 1 800 r/min,采用四阶定步长 Runge-Kutta 算法对式(31)—(34)和式(40)—(43)的联立动力学方程组进行数值求解,参考已有轴承动力学文献,并综合考虑计算精度和计算效率,设置积分步长为  $1\text{E}-5\text{ s}$ ,初始值为  $1\text{E}-6\text{ s}$ ,将多次数值计算得到的不同兜孔间隙下的保持架转速值与理想的理论保持架转速(728.8 r/min)进行对比,来验证收敛性与数值稳定性。

表 1 SKF N324 轴承及润滑油主要参数

Table 1 SKF N324 bearing and lubricating oil main parameters

parameter	numeric value
outer ring radius/mm	115
inner ring radius/mm	77
roller radius/mm	19
bearing pitch radius/mm	96.5
number of rollers	14
radial clearance/mm	0.1
outer ring mass/kg	4
inner ring mass/kg	2.2
roller mass/kg	0.37
effective length of rollers/mm	36
modulus of elasticity of the material/Pa	$2.07 \times 10^{11}$
lubricating oil density/( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	884
dynamic viscosity/( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ )	0.27

### 3.2.1 运行平稳性

保持架运行平稳性可以由其转速波动情况反映,仿真轴承保持架理想状态下的转速为 728.8 r/min。图 5(a)—5(d)为仿真得到的不同兜孔间隙下保持架的时变转速,从图中可以看出:由于滑移的影响,不同兜孔间隙下保持架实际转速都较理想转速有所减小;当兜孔间隙为 0.1 mm 时保持架转速波动范围为 1.5 r/min,而当兜孔间隙达到 0.7 mm 时,保持架转速波动范围显著增加到 12.1 r/min,这说明随着兜孔间隙的增大,保持架转速波动范围会增加,且波动更加剧烈,也即兜孔间隙的增大会导致保持架运行的平稳性变差。

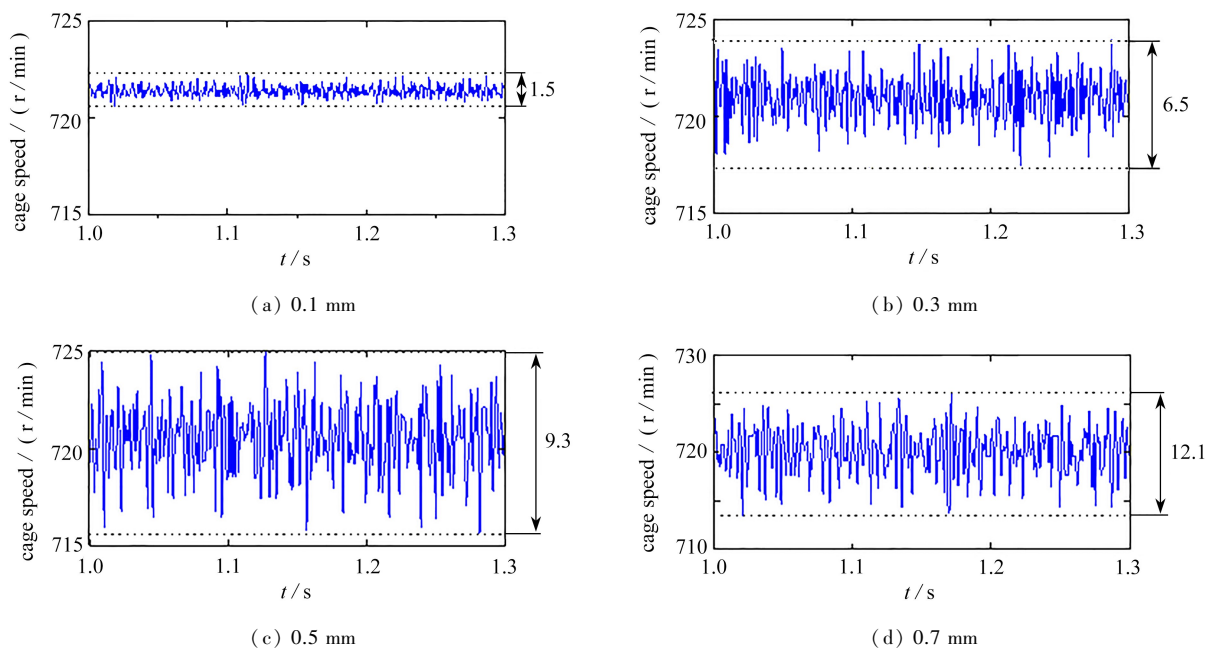


图 5 不同兜孔间隙下的保持架时变转速

Fig. 5 Cage time-varying rotational speeds under different pocket clearances

### 3.2.2 接触特性

滚子与保持架,以及滚子与滚道之间的接触特性影响轴承的设计与使用,接触特性主要表现在它们之间的接触力上.图 6(a)—6(d)为利用所建模型仿真得到的不同兜孔间隙下滚子与保持架之间,以及滚子与外滚道之间的接触力.可以看出:随着滚子转动,滚子与保持架的前后端交替接触,接触载荷呈准周期性变化特征,其中当滚子与保持架前端接触时接触力为正,与后端接触时接触力为负(轴承逆时针旋转);同时可看出,滚子与保持架的接触实际是一种不连续的碰撞行为,每一个接触周期,初始碰撞力  $N_c$  最大,随后逐渐减小;此外,当兜孔间隙较小(0.1 mm)时,碰撞力  $N_c$  也较小,但滚子与保持架的碰撞频率较大,频繁的碰撞摩擦会加速滚子与保持架的磨损,而随着兜孔间隙的增大,滚子与保持架的碰撞频率会减小,但滚子与保持架前后端的接触力会增大,从而增大保持架断裂的风险.对于滚子与外滚道的接触载荷  $N_o$ ,从图 6 可看出,由于旋转,滚子周期性地进出承载区,从而滚子与外滚道的接触载荷也呈现出周期性特征,但该接触载荷不受保持架兜孔间隙变化的影响.

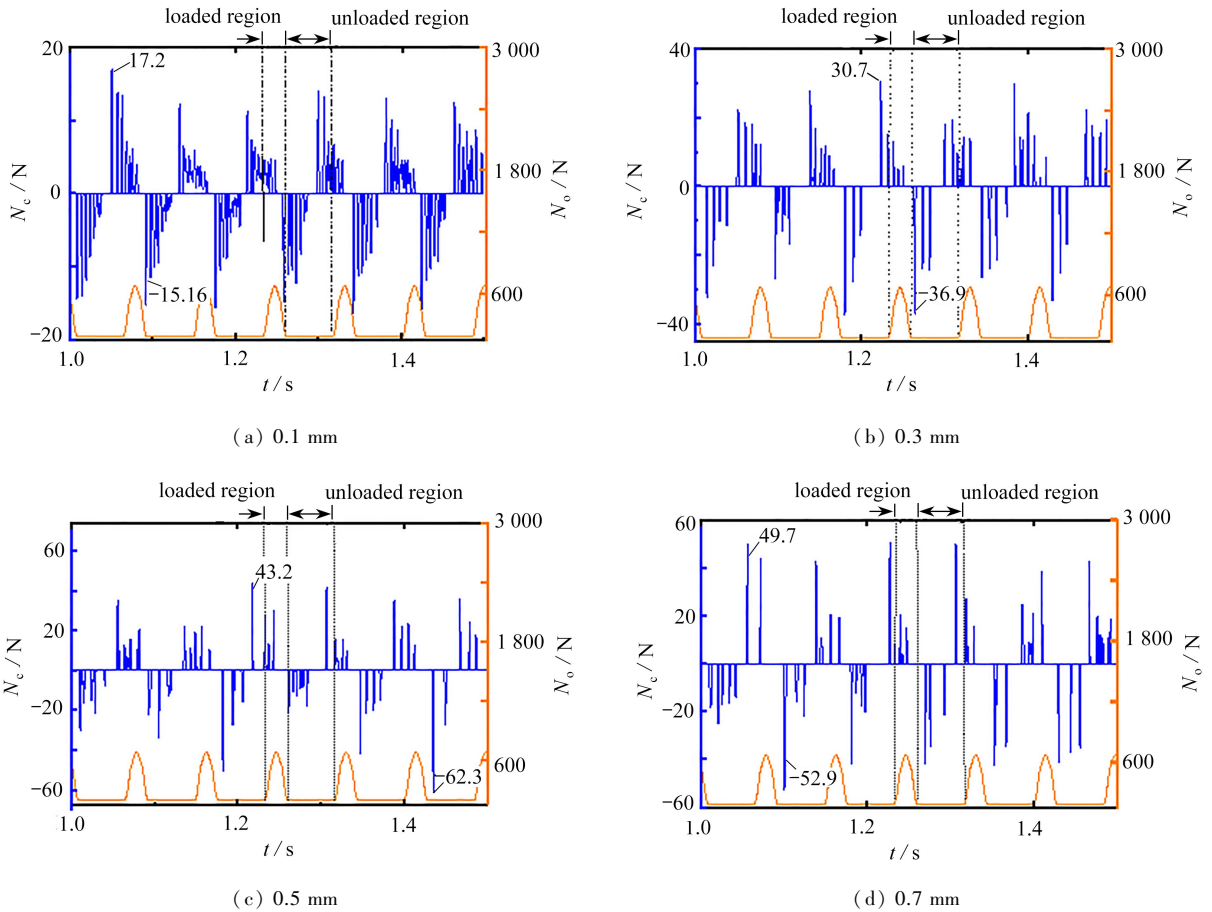


图 6 不同兜孔间隙下的接触载荷

Fig. 6 Contact forces under different pocket clearances

### 3.2.3 滑移特性

保持架在转动时会产生滑移,滚子自转时与保持架频繁接触,也会产生滑移,此种滑移会造成滚子与滚道的磨损,因此需要对滑移特性进行研究,而保持架兜孔间隙是影响滑移特性的重要结构参数.为了研究不同兜孔间隙下的滑移特性,首先定义保持架转动和滚子自转的滑移率  $S_c$  和  $S_r$  如下<sup>[25]</sup>:

$$S_c = \left( 1 - \frac{\omega_c}{\omega_{co}} \right) \times 100\%, \quad (44)$$

$$S_r = \left(1 - \frac{\omega_r}{\omega_{ro}}\right) \times 100\%, \tag{45}$$

其中,  $\omega_c, \omega_r$  分别是通过仿真得到的保持架转速和滚子自转转速;  $\omega_{co}, \omega_{ro}$  分别是保持架理论转速和滚子自转理论转速.由轴承运动理论可知,当滑移发生时,部件由于受到摩擦阻力,其实际转速会偏离理论转速,而偏离程度反映了滑移程度,因此可通过计算  $S_c$  和  $S_r$  来了解相应部件的滑移特性.

图 7 为仿真得到的不同兜孔间隙  $C_p$  下的保持架平均转速  $\bar{\omega}_c$  及平均滑移率  $\bar{S}_c$ .从图 7 可以看出,随着兜孔间隙的增大,保持架平均转速在减小,而保持架的平均滑移率在增大,也即滑移程度增加.这主要是由于兜孔间隙增大,滚子与保持架的碰撞频率减小,也即减少了滚子对保持架转动的碰撞力的施加次数,从而导致保持架转速减小,所以滑移程度增大.图 8 为仿真得到的不同兜孔间隙下滚子自转平均转速  $\bar{\omega}_r$  及自转平均滑移率  $\bar{S}_r$ .从图 8 中可以看出,随着兜孔间隙的增大,滚子自转平均转速会增大,自转平均滑移率则会减小.这主要是因为随着兜孔间隙的增大,减少了滚子与保持架的碰撞摩擦次数,滚子自转所受的摩擦阻力减小,相应的滚子自转滑移程度会减小.

针对滚子相对于内外滚道的滑移运动,可根据式(16)和式(17)计算滚子与内外滚道之间的相对滑移速度,来获取其滑移特征.图 9 和图 10 分别为不同兜孔间隙下,滚子相对于内外滚道的滑移速度  $\Delta V_i$  和  $\Delta V_o$ , 以及滚子与内滚道的接触载荷  $N_i$ .

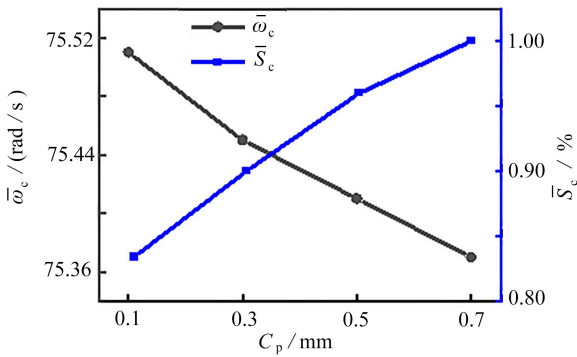


图 7 保持架平均转速及平均滑移率

Fig. 7 Cage average rotational speeds and average slip rates

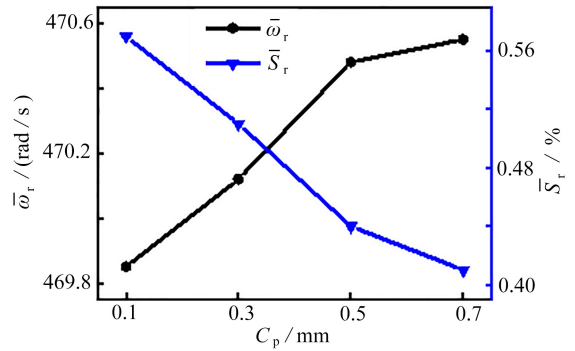


图 8 滚子自转平均角速度及平均滑移率

Fig. 8 Roller rotation average angular velocities and average slip rates

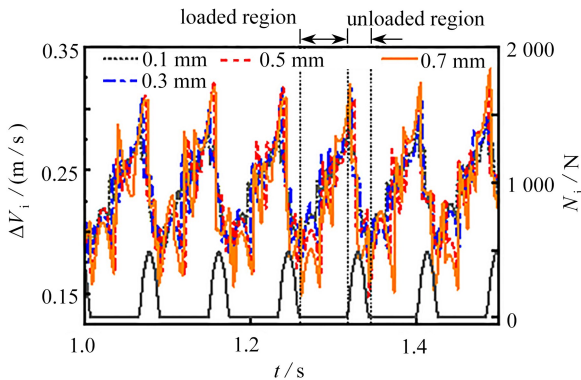


图 9 滚子相对内圈滑移速度

Fig. 9 Slip speeds between the roller and the inner ring

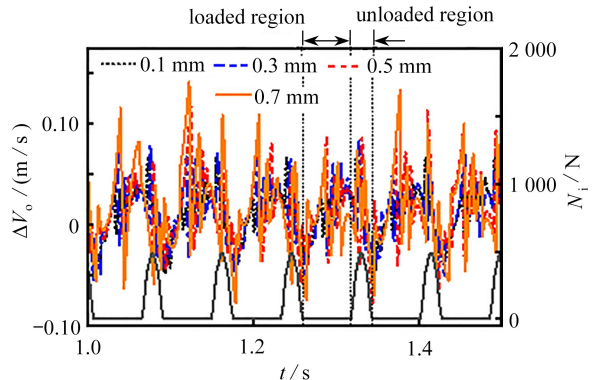


图 10 滚子相对外圈滑移速度

Fig. 10 Slip speeds between the roller and the outer ring

注 为了解释图中的颜色,读者可以参考本文的电子网页版本,后同.

从图 9 可以看出:当滚子进入承载区后,接触载荷的增大会导致驱动力增大,从而能更好地克服摩擦和油膜阻力,使滑移速度逐渐减小;而相反,当滚子进入非承载区后,接触载荷的减小则会导致滑移速度的增大,因此滚子相对于内滚道的滑移运动,会随着滚子进出承载区,而呈现出图 9 所示的准周期性时变特征.同

时还可看出,当兜孔间隙增大,最大滑移速度也随之增大,也即整体的滑移运动会增强.图 10 所示的滚子相对于外滚道的滑移运动也具有相似的特征,但由于驱动载荷的传递损失以及受外滚道摩擦阻力的影响更严重,准周期性时变特征没有滚子相对于内滚道滑移运动明显;而同样,滚子相对于外滚道的滑移运动也会随着兜孔间隙的增大而增强.

### 3.3 兜孔间隙对轴承整体振动的影响

从前述分析可知,兜孔间隙会改变轴承保持架和滚子的运动特性,那么必然也会引起轴承整体振动特征的改变,本小节基于所建模型对不同兜孔间隙下轴承的整体振动进行分析.考虑到轴承各部件振动一般会传递到轴承内外圈,且实际中一般也是通过测取从轴承外圈传递到轴承座上的振动信号,来获得轴承的振动特征,因此,对轴承内外圈振动信号进行仿真并分析.图 11 和图 12 分别为仿真得到的不同兜孔间隙下内圈振动加速度信号及其均方根(RMS)值;图 13 和图 14 分别为外圈振动加速度信号及其 RMS 值.从图 11 和图 13 可以看出,内圈和外圈振动加速度信号的波形均呈现准周期与调幅特征,而随着兜孔间隙的增大,内圈与外圈振动信号的幅值极大值都有所增大,并且幅值极大值的波动性明显增强.图 12 和图 14 所示的反映轴承内外圈振动信号能量大小的 RMS 值,同样也随着兜孔间隙的增大而增大,以上说明轴承整体振动会随着兜孔间隙的增大而增大,且振动特征也更为复杂.图 15 为不同兜孔间隙下外圈振动信号频谱图.从中可以看出,主谱线为外圈通过频率及其倍频,随着兜孔间隙的增大,谱线峰值逐渐增大;同时,主谱线两边波动特征稍有增强,但因为整体仍属于正常状态下的轴承振动信号,所以未见明显的边频调制特征.

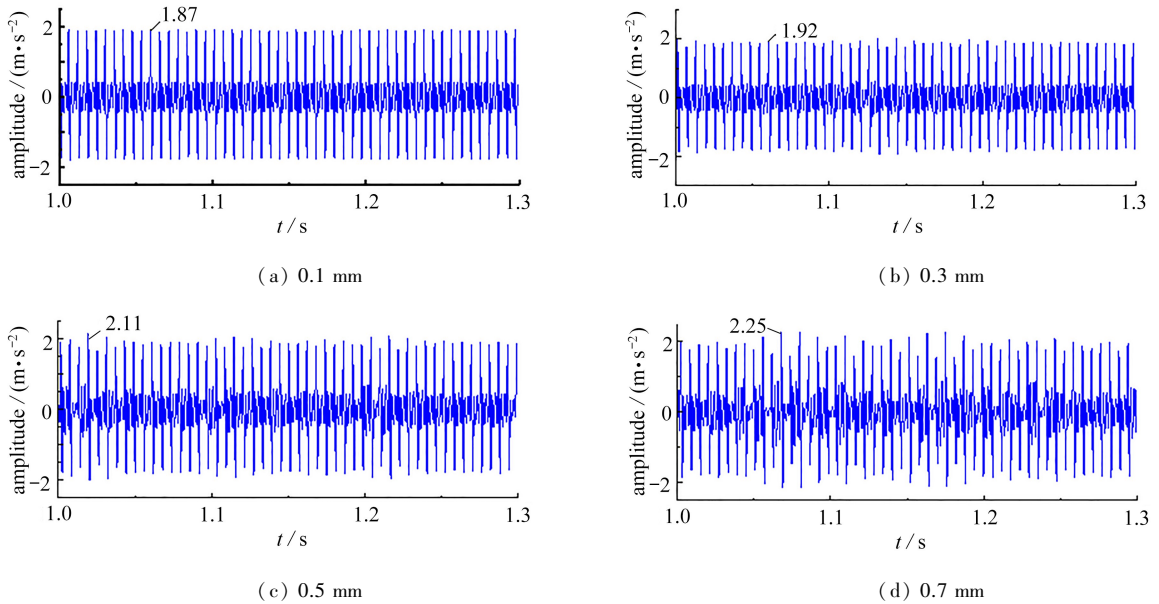


图 11 不同兜孔间隙下的内圈振动加速度信号

Fig. 11 Inner ring vibration acceleration signals under different pocket clearances

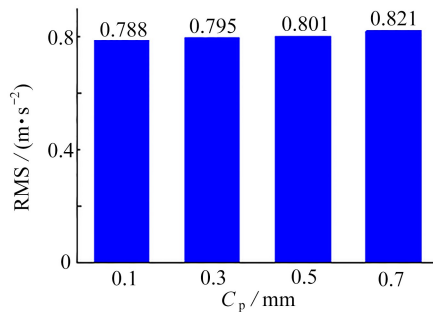


图 12 图 11 所示信号的 RMS 值

Fig. 12 RMS value of the signal shown in fig. 11

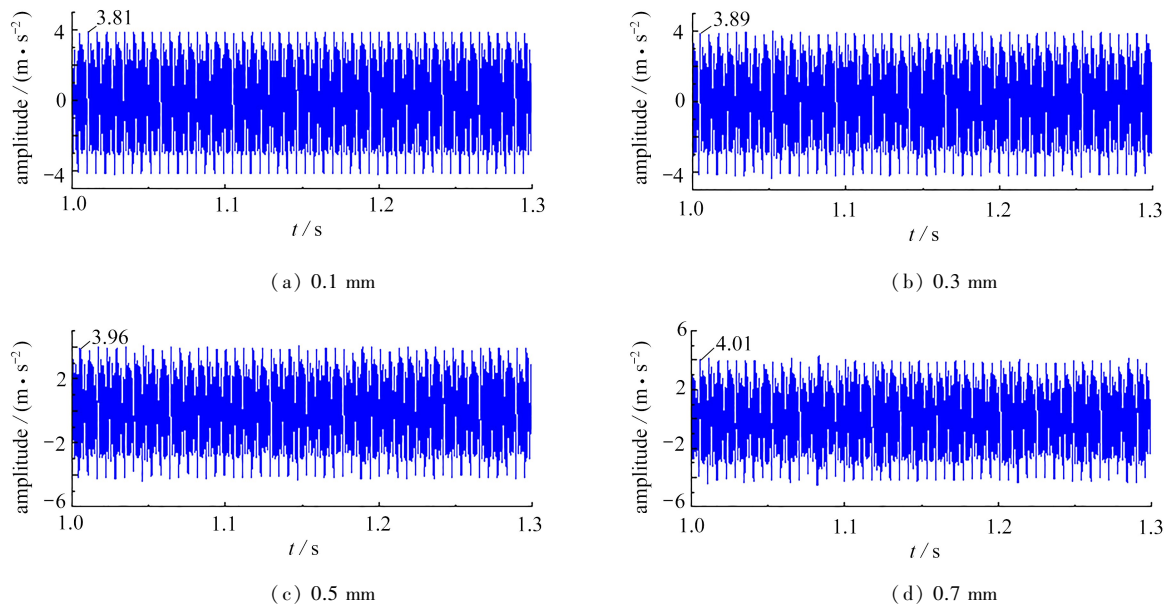


图 13 不同兜孔间隙下的外圈振动加速度信号

Fig. 13 Outer ring vibration acceleration signals under different pocket clearances

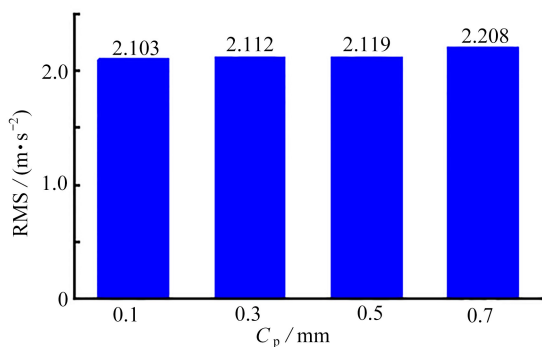


图 14 图 13 所示信号的 RMS 值

Fig. 14 RMS values of the signal shown in fig. 13

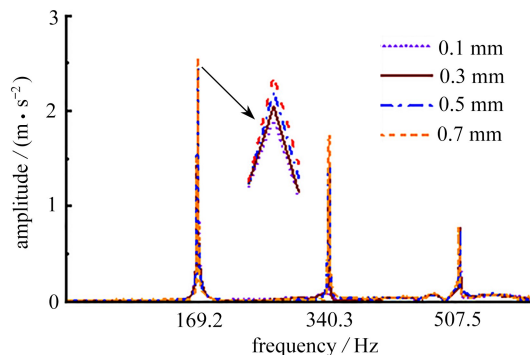


图 15 图 13 所示信号频谱图

Fig. 15 The spectrogram of the signal shown in fig. 13

## 4 结 论

本文在传统模型基础上,考虑了润滑油对滚子和保持架的时变摩擦力和阻力矩作用,同时采用非线性弹簧、阻尼单元模拟滚子与保持架的碰撞接触,建立了圆柱滚子轴承滑移动力学模型,通过对比已有文献实验结果验证了模型的准确性,并进一步利用所建模型,研究了兜孔间隙对保持架和滚子的运动特性,以及轴承整体振动的影响,得到以下结论:

1) 当兜孔间隙增大,保持架的转速波动范围会变大,波动也更剧烈,使保持架的运行平稳性变差;相互接触的滚子和保持架的滑移程度都会发生变化,其中保持架的滑移与滚子的公转滑移会增大,而滚子的自转滑移会减小。

2) 滚子与保持架的接触是非连续的,且在一个接触周期内,接触力在初次接触时最大,后续具有不确定性;而随着兜孔间隙增大,接触载荷也会增大,但接触频率会减小,反之则相反。

3) 轴承内外圈振动信号的时域幅值和频域主谱线幅值,以及反映振动能量大小的 RMS 值,都会随着兜孔间隙的增大而增大,说明了轴承整体振动会随着兜孔间隙的增大而增强;时域波形和频域中主谱线两旁的波动性也随着兜孔间隙的增大而有所增强,说明振动特征也渐趋复杂。

4) 较小的兜孔间隙对于轴承部件的接触载荷、运行平稳性以及整体振动抑制是有利的,但会导致部件磨损加剧,设计制造时可考虑采用耐磨材料、增加耐磨涂层等措施;而对振动、平稳性要求不是特别高的应用场景,可适当增大兜孔间隙,从而减小部件磨损,但设计时需适当提高保持架结构强度。

#### 参考文献(References):

- [1] GAO S, HAN Q, ZHOU N, et al. Stability and skidding behavior of spacecraft porous oil-containing polyimide cages based on high-speed photography technology[J]. *Tribology International*, 2022, **165**: 107294.
- [2] 田亚平, 杨江辉, 王瑞邦. 直齿锥齿轮分岔脱啮特性参数解域界结构[J]. 应用数学和力学, 2023, **44**(8): 965-976. (TIAN Yaping, YANG Jianghui, WANG Ruihang. Parametric solution domain structures for bifurcation and non-meshing dynamic characteristics of straight bevel gear systems[J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2023, **44**(8): 965-976. (in Chinese))
- [3] 黎铭, 张进华, 李文超, 等. 圆柱滚子轴承的局域打滑特性及其影响因素[J]. 浙江大学学报(工学版), 2025, **59**(3): 577-587. (LI Ming, ZHANG Jinhua, LI Wenchao, et al. Local skidding characteristics of cylindrical roller bearing and its influencing factors[J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 2025, **59**(3): 577-587. (in Chinese))
- [4] 邓四二, 顾金芳, 崔永存, 等. 高速圆柱滚子轴承保持架动力学特性分析[J]. 航空动力学报, 2014, **29**(1): 207-215. (DENG Sier, GU Jinfang, CUI Yongcun, et al. Analysis on dynamic characteristics of cage in high-speed cylindrical roller bearing[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, **29**(1): 207-215. (in Chinese))
- [5] 涂文兵, 梁杰, 杨锦雯, 等. 变工况下滚动轴承保持架碰撞接触动力学特性分析[J]. 振动与冲击, 2022, **41**(4): 278-286. (TU Wenbing, LIANG Jie, YANG Jinwen, et al. Dynamic analysis of impact contact characteristics of the cage of a rolling bearing under variable working conditions[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2022, **41**(4): 278-286. (in Chinese))
- [6] 涂文兵, 王佳明, 杨本梦, 等. 载荷波动工况下滚动轴承接触特性分析[J]. 振动与冲击, 2023, **42**(12): 227-235. (TU Wenbing, WANG Jiaming, YANG Benmeng, et al. Analysis of contact characteristics of rolling bearings under load fluctuation[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2023, **42**(12): 227-235. (in Chinese))
- [7] LIU Y, CHEN Z, ZHAI W, et al. Investigation on skidding behavior of a lubricated rolling bearing with fluid-solid-heat coupling effect[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2024, **206**: 110922.
- [8] SHI Z, LIU J. An improved planar dynamic model for vibration analysis of a cylindrical roller bearing[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2020, **153**: 103994.
- [9] SHI Z, LIU J, XIAO G. Analysis of cage slip and impact force in a cylindrical roller bearing with race defects[J]. *Tribology International*, 2023, **180**: 108208.
- [10] ATEF M M, KHAIR-ELDEEN W, YAN J, et al. A nonlinear dynamic analysis of skidding behavior in rolling bearings using lubricant traction coefficients and cage flexibility[J]. *Tribology International*, 2024, **197**: 109756.
- [11] LIU Y, CHEN Z, LI Y, et al. Dynamic investigation and alleviative measures for the skidding phenomenon of lubricated rolling bearing under light load[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2023, **184**: 109685.
- [12] 王云龙, 王文中, 卿涛, 等. 角接触球轴承-转子加减速过程动力学分析[J]. 机械工程学报, 2018, **54**(9): 9-16. (WANG Yunlong, WANG Wenzhong, QING Tao, et al. Dynamic analysis of angular contact ball bearing-rotor system during start up and shut down[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, **54**(9): 9-16. (in Chinese))
- [13] 曹伟, 王家序, 蒲伟, 等. 加速工况下圆柱滚子轴承运动特性[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2018, **49**(3): 583-591. (CAO Wei, WANG Jiayu, PU Wei, et al. Kinetic characteristics of cylindrical roller bearing during acceleration[J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2018, **49**(3): 583-591. (in Chinese))

- [14] 张东光, 牛蒯楷. 沟道表面波纹度对高速球轴承保持架打滑的影响[J]. 轴承, 2019(10): 32-38. (ZHANG Dongguang, NIU Linkai. Effects of raceway surface waviness on cage slip of high-speed ball bearings[J]. *Bearing*, 2019(10): 32-38. (in Chinese))
- [15] 张龙隆, 肖正明, 刘江, 等. 对转圆柱滚子轴承动态特性分析[J]. 工程设计学报, 2023, 30(1): 93-101. (ZHANG Longlong, XIAO Zhengming, LIU Jiang, et al. Dynamic characteristics analysis of counter-rotating cylindrical roller bearing[J]. *Chinese Journal of Engineering Design*, 2023, 30(1): 93-101. (in Chinese))
- [16] XU M, WANG M, HE D, et al. Skidding behavior of lubricated rolling element bearings under the influence of oil film and radial clearances[J]. *Tribology International*, 2024, 194: 109500.
- [17] CHOE B, LEE J, JEON D, et al. Experimental study on dynamic behavior of ball bearing cage in cryogenic environments, part I: effects of cage guidance and pocket clearances[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 115: 545-569.
- [18] 剡昌锋, 苑浩, 王鑫, 等. 点接触弹流润滑条件下的深沟球轴承表面局部缺陷动力学建模[J]. 振动与冲击, 2016, 35(14): 61-70. (YAN Changfeng, YUAN Hao, WANG Xin, et al. Dynamics modeling on local defect of deep groove ball bearing under point contact elasto-hydrodynamic lubrication condition[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, 35(14): 61-70. (in Chinese))
- [19] 吴昊, 安琦. 弹流润滑圆柱滚子轴承径向刚度的计算[J]. 轴承, 2008(1): 1-4. (WU Hao, AN Qi. Calculation on stiffness of cylindrical roller bearing with EHL[J]. *Bearing*, 2008(1): 1-4. (in Chinese))
- [20] 陈於学, 王冠兵, 杨曙年. 圆柱滚子轴承的动态刚度分析[J]. 轴承, 2007(4): 1-5. (CHEN Yuxue, WANG Guanbing, YANG Shunian. Analysis of dynamic stiffness of cylindrical roller bearings[J]. *Bearing*, 2007(4): 1-5. (in Chinese))
- [21] 高朋, 侯磊, 陈予恕. 动载荷作用下中介轴承的非线性热行为研究[J]. 力学学报, 2021, 53(1): 248-259. (GAO Peng, HOU Lei, CHEN Yushu. Nonlinear thermal analysis for the inter-shaft bearing under the dynamic load [J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2021, 53(1): 248-259. (in Chinese))
- [22] ECHÁVARRI OTERO J, DE LA GUERRA OCHOA E, CHACÓN TANARRO E, et al. Analytical model for predicting friction in line contacts[J]. *Lubrication Science*, 2016, 28(4): 189-205.
- [23] 杨咸启. 接触力学理论与滚动轴承设计分析[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2018. (YANG Xianqi. *Contact Mechanics Theory and Rolling Bearing Design Analysis* [M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2018. (in Chinese))
- [24] HAN Q, LI X, CHU F. Skidding behavior of cylindrical roller bearings under time-variable load conditions[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2018, 135: 203-214.
- [25] MA L, JIANG B, LU N, et al. Angular contact ball bearing skidding mechanism analysis and diagnosis considering flexible rotor characteristics[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2024, 207: 110942.