

DOI:10.16356/j.2097-6771.2026.02.007

## 基于 ANSYS/LS-DYNA 的圆柱滚子轴承滚子偏摆特性研究

马辰飞<sup>1,2,3</sup>, 侯祥颖<sup>1,2,3</sup>, 杨凯<sup>1,2,3</sup>, 张红<sup>1,2,3</sup>, 李政民卿<sup>1,2,3</sup>

(1.南京航空航天大学直升机动力学全国重点实验室,南京 210016; 2.南京航空航天大学江苏省精密与微细制造技术重点实验室,南京 210016; 3.南京航空航天大学机电学院,南京 210016)

**摘要:** 圆柱滚子轴承高速运转过程中,滚子与滚道的接触线和轴承旋转轴线之间存在一定的偏摆角度,这种滚子偏摆现象会使滚子与内外圈的接触线出现承载应力分布不均匀的问题,从而加剧滚子的局部磨损。本文针对目前滚子轴承滚子偏摆规律研究不足、滚子偏摆表征方法不明确等问题,以某航空圆柱滚子轴承为研究对象,基于显式动力学理论,采用 LS-PREPOST 建立仿真网格模型,通过 ANSYS/LS-DYNA 进行求解计算。在考虑轴承转速、载荷和保持架兜孔间隙下,开展了圆柱滚子轴承显式动力学有限元仿真分析。提出了一种滚子偏摆数据跟踪提取的方法,并通过试验测试验证了仿真的可行性。仿真结果表明:圆柱滚子偏摆角受径向载荷和轴承转速影响较大。随着载荷和转速的增加,滚子偏摆角度平均值和最大值均减小并且波动幅值呈现降低趋势。载荷由 2 446 N 增加到 5 118 N 时,滚子偏摆平均值减小了 25.7%,最大值减小了 18.3%。转速由 5 225 r/min 增加到 20 900 r/min 时,滚子偏摆平均值减小了 21.06%,最大值减小了 19.1%。相比于载荷和转速,保持架兜孔间隙对滚子偏摆具有显著影响。当兜孔间隙小于 0.12 mm 时,滚子运动空间受限导致滚子和保持架之间的碰撞变得剧烈,滚子出现剧烈偏摆波动;当兜孔间隙大于 0.12 mm 时,圆柱滚子偏摆最大值和平均值均增大,这种情况下会增大滚动轴承的振动。针对本文研究对象,选取轴承兜孔间隙在 0.12 mm 左右有利于降低滚子偏摆角度均值、最大值和波动幅值。

**关键词:** 圆柱滚子轴承;滚子偏摆;偏摆角度;显式动力学;有限元仿真;兜孔间隙

**中图分类号:** TH132 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-2615(2026)02-0313-10

## Research on Roller Skew Characteristics of Cylindrical Roller Bearings Based on ANSYS/LS-DYNA

MA Chenfei<sup>1,2,3</sup>, HOU Xiangying<sup>1,2,3</sup>, YANG Kai<sup>1,2,3</sup>, ZHANG Hong<sup>1,2,3</sup>, LI Zhengminqing<sup>1,2,3</sup>

(1. National Key Laboratory of Helicopter Aeromechanics, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China; 2. Jiangsu Key Laboratory of Precision and Micro-Manufacturing Technology, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China; 3. College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract:** During the high-speed operation of cylindrical roller bearings, there is a certain deflection angle between the contact line of the rollers and raceways and the bearing rotation axis. This roller deflection phenomenon leads to an uneven distribution of load stress along the contact line between the rollers and the inner and outer rings, exacerbating localized wear of the rollers. Therefore, addressing the current issues of insufficient research on roller deflection patterns and unclear characterization methods for roller deflection in

**基金项目:** 国家自然科学基金青年项目(52105060)。

**收稿日期:** 2025-07-01; **修订日期:** 2025-12-15

**作者简介:** 侯祥颖,男,副教授,E-mail: houxiangying@126.com。

**引用格式:** 马辰飞,侯祥颖,杨凯,等. 基于 ANSYS/LS-DYNA 的圆柱滚子轴承滚子偏摆特性研究[J]. 南京航空航天大学学报(自然科学版),2026,58(2):313-322. MA Chenfei, HOU Xiangying, YANG Kai, et al. Research on roller skew characteristics of cylindrical roller bearings based on ANSYS/LS-DYNA[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics(Natural Science Edition),2026,58(2):313-322.

roller bearings, this paper takes an aerospace cylindrical roller bearing as the research subject. Based on the explicit dynamics theory, a simulation mesh model is established using LS-PREPOST and solutions are computed via ANSYS/LS-DYNA. The finite element of explicit dynamics simulation is conducted on cylindrical roller bearings and a method is proposed for tracking and extracting roller skew data, taking account of bearing speeds, loads and the pocket clearance of cage. The feasibility of simulation is verified by experimental testing. The simulation results show that the skew angle of cylindrical roller is greatly affected by radial loads and bearing speeds. As the load and rotation speed increase, the average and maximum values of the roller skew angle decrease and the fluctuation amplitude shows a decreasing trend. When the load increases from 2 446 N to 5 118 N, the average roller deflection decreases by 25.7%, and the maximum value decreases by 18.3%. When the speed increases from 5 225 r/min to 20 900 r/min, the average roller deflection decreases by 21.06%, and the maximum value decreases by 19.1%. Compared to the radial loads and rotation speeds, the clearance of the cage pocket has a significant impact on roller skew. When the pocket clearance is less than 0.12 mm, the restricted motion space of the rollers intensifies collisions between the rollers and the cage, resulting in severe yaw fluctuations of the rollers. Conversely, when the pocket clearance exceeds 0.12 mm, both the maximum and average values of the cylindrical roller yaw increase, which in turn amplifies the vibration of the rolling bearing. For the study presented in this paper, selecting a pocket clearance around 0.12 mm is beneficial for reducing the mean and maximum values of the roller yaw angle as well as the amplitude of its fluctuations.

**Key words:** cylindrical roller bearing; roller skew; skew angle; explicit dynamics; finite element simulation; clearance pocket

滚动轴承是传动系统中不可或缺的核心零部件之一,在航空和车辆工业中,其以精度高、摩擦力矩小和使用寿命长等优点发挥着十分重要的作用<sup>[1-3]</sup>,其性能对航空发动机、直升机主减速器稳定运转起着至关重要的作用<sup>[4]</sup>。在圆柱滚子轴承服役工况中,由于滚子和轴承保持架之间存在引导间隙和兜孔间隙,在转速和载荷作用下,滚子的轴线并不时刻与轴承旋转轴线共面,二者存在一定的偏斜角度,这个角度称为滚子轴承运转过程中的偏摆角度。该角度处于时刻变化状态,这种滚子偏摆现象会使得滚子接触线出现承载应力分布不均匀的问题,从而加剧滚子的局部磨损,在润滑油不足的情况下甚至会产生滚子的局部烧伤。当该偏摆角度过大时,轴承在运转过程中会与保持架发生较大的碰撞,在一些极端工况下会使滚子在保持架中卡死,进而使得滚子在滚道中发生滑动。滚子在滚道中由滚动变为滑动,摩擦力矩增加,轴承滚道和滚子发热量急剧增加,使得滚道和滚子表面因温度过高发生烧伤。因此,有必要对滚子轴承开展滚子偏摆研究。滚动轴承在服役工况中各元件之间的力学关系复杂,对其进行动力学有限元仿真已成为轴承设计阶段必不可少的一步<sup>[5-6]</sup>,许多学者利用 LS-DYNA 软件对其进行分析研究。

文献[7-9]基于 ANSYS/LS-DYNA 建立了深沟球轴承显式动力学接触有限元模型,给出了不同转速下的球、内外圈、保持架之间的接触力情况,得

出了深沟球轴承运转过程中的速度、位移、振动加速度等动态响应规律,并分析了轴承各元件的动态应力变化。文献[10]分析了滚动体接触应力的变化规律,通过理论值与仿真值进行对比,证明了仿真模型的准确性。文献[11]建立了承受径向载荷、转速和摩擦力等条件的轴承显式动力学仿真,通过对未损伤轴承与损伤轴承进行动态特征分析,得出了各部件应力分布和加速度、速度的波动程度。文献[12]以某深沟球轴承为研究对象,基于 LS-DYNA 创建了轴承动力学仿真模型,分析了轴承结构参数对振动加速度的影响规律。文献[13]基于牵引电机圆柱滚子轴承,建立了圆柱滚子轴承的有限元模型,分析了滚子和内外圈之间的接触应力、速度和位移情况。文献[14]基于 ANSYS/LS-DYNA 对某摇臂轴承进行显式动力学仿真分析,得到了轴承的应力变化情况,并分析了摇臂轴承各元件的速度、加速度和位移等情况。文献[15]通过 ANSYS/LS-DYNA 重点分析轴承在启动过程中非稳定和稳定阶段的接触应力、位移、速度和振动加速度的变化规律。文献[16-17]基于 LS-DYNA 建立了二维滚动轴承动力学有限元模型,分析了有缺陷的滚动元件轴承的接触力和振动响应模型。文献[18-19]研究了不同故障缺陷滚动轴承的接触应力和振动特性,结果表明,具有合适滚道厚度的外座圈可用于降低圆柱滚子轴承的接触力和振动,在滚动体通过缺陷的过程中会产生更

高的应力。文献[20-22]基于显式动力学有限元仿真方法,建立了含有局部缺陷的轴承模型,并研究了其运转对振动响应的影响。

目前,针对滚动轴承开展的动力学有限元仿真分析多集中于应力、应变、速度和加速度等动态特征及故障诊断,对滚子轴承在运转过程中的滚子偏摆特性研究鲜有涉及。鉴于此,本文基于LS-PrePost/DYNA,针对圆柱滚子轴承开展显式动力学有限元仿真,对圆柱滚子轴承在运转过程中的滚子偏摆角度参数进行提取并开展研究分析。

## 1 显式动力学有限元仿真算法

在静力学有限元仿真分析中,一般采用隐式算法。计算过程中通常要求解大量非线性方程组,因此,需要大量的计算资源和计算时长,并且在时间步长合适的情况下存在不收敛情况。然而,在动力学有限元仿真计算中采用显式动力学方程差分格式,计算速度快并且在选取合适的时间步长下,非线性问题一般不存在收敛性问题。LS-DYNA 3D求解程序的有限元分析中,滚动轴承的运动方程在考虑阻尼影响后得出<sup>[23]</sup>

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = P(t) - F(t) + H(t) \quad (1)$$

式中: $M$ 、 $C$ 、 $K$ 分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\ddot{x}(t)$ 为系统节点的加速度矩阵; $\dot{x}(t)$ 为系统节点的速度矩阵; $x(t)$ 为系统节点的位移矩阵; $P(t)$ 、 $F(t)$ 、 $H(t)$ 分别为载荷矢量、内力矢量、沙漏阻力矢量。

使用递归公式化的显式中心差分方法求解系统方程的时间积分

$$\ddot{x}(t_n) = M^{-1} [P(t_n) - F(t_n) + H(t_n) - C\dot{x}(t_{n-1/2})] \quad (2)$$

$$\dot{x}(t_{n+1/2}) = \dot{x}(t_{n-1/2}) + \frac{1}{2} (\Delta t_{n-1} + \Delta t_n) \ddot{x}(t_n) \quad (3)$$

$$x(t_{n+1}) = x(t_n) + \dot{x}(t_{n+1/2}) \Delta t_n \quad (4)$$

式中: $t_{n-1/2} = (t_{n-1} + t_n)/2$ ,  $t_{n+1/2} = (t_n + t_{n+1})/2$ ,  $\Delta t_{n-1} = t_n - t_{n-1}$ ,  $\Delta t_n = t_{n+1} - t_n$ 。

在程序中使用了可变时间步长的增量解决方案。对于本文中使用的三维实体单元,表达式为

$$\Delta t_e = \frac{L_e}{Q + (Q^2 + c^2)^{\frac{1}{2}}} \quad (5)$$

$$Q = \begin{cases} c_1 c + c_0 L_e |\dot{\epsilon}_{kk}| & \dot{\epsilon}_{kk} < 0 \\ 0 & \dot{\epsilon}_{kk} \geq 0 \end{cases} \quad (6)$$

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1 - \mu^2)}} \quad (7)$$

$$L_e = \frac{V_e}{A_{e\max}} \quad (8)$$

式中: $c$ 为线弹性材料的速度; $L_e$ 为特征长度; $c_0$ 、 $c_1$ 为无量纲常数; $E$ 为弹性模量; $\mu$ 为泊松比; $\rho$ 为材料密度; $\dot{\epsilon}_{kk}$ 为应变率张量; $V_e$ 为单元体积; $A_{e\max}$ 为单元最大侧面积。

加速度与位移的关系表达式为

$$\ddot{x}(t_n) = \frac{1}{\Delta t^2} [x(t_n - \Delta t) - 2x(t_n) + x(t_n + \Delta t)] \quad (9)$$

速度与位移的关系表达式为

$$\dot{x}(t_n) = \frac{1}{2\Delta t} [-x(t_n - \Delta t) + x(t_n + \Delta t)] \quad (10)$$

式中 $\Delta t$ 为时间间隔。

中心差分条件为

$$\Delta t \leq \Delta t_{cr} \leq \frac{T_n}{\pi} \quad (11)$$

式中: $\Delta t_{cr}$ 为临界时间间隔, $T_n$ 为有限元系统的最小固有振动周期。

## 2 圆柱滚子轴承有限元仿真建模

### 2.1 有限元仿真模型建立

本次研究以某型号航空高速圆柱滚子轴承为对象,其主要结构参数如表1所示。

表1 圆柱滚子轴承结构参数

Table 1 Structural parameters of the cylindrical roller bearing

参数	数值
外径/mm	110
内径/mm	60
宽度/mm	22
节圆直径/mm	85
滚动体直径/mm	16
滚子数	14

基于LS-PrePost预处理软件建立了圆柱滚子轴承的三维显式动力学有限元模型,共有543 046个单元,606 606个节点。由于轴承的倒角对内部应力影响很小,因此对模型做适当简化。该模型包括轴承内外圈、保持架、滚子和两个壳体单元。其中由Soild1633D显式体单元组成轴承各元件,Shell1633D显式薄壁单元构成两个壳单元。由于速度和载荷必须在刚体上施加,而内置轴承的元件是柔性体,因此必须在外圈的外表面和内圈的内表面上分别施加一个刚性壳体单元形成刚柔耦合体,便于在轴承壳单元外圈施加固定约束、在壳单元内圈内表面施加转速和载荷。

## 2.2 材料参数和边界条件设定

圆柱滚子轴承内、外圈、保持架和滚子材料均设置为 ELASTIC001 弹性材料属性,其中保持架材料为 40CrNiMoA,密度为  $7\ 870\text{ kg/m}^3$ ,弹性模量为  $2.09 \times 10^{11}\text{ Pa}$ ,泊松比为 0.295;内、外圈和滚子材料为 8Cr4Mo4V,密度为  $7\ 850\text{ kg/m}^3$ ,弹性模量为  $2.06 \times 10^{11}\text{ Pa}$ ,泊松比为 0.3;内外圈壳体单元材料设置为 RIGID020 刚体材料属性,密度为  $7\ 850\text{ kg/m}^3$ ,弹性模量为  $2.06 \times 10^{11}\text{ Pa}$ ,泊松比为 0.3。刚体材料除物理参数设置外,还需设置约束参数,对于外圈刚体壳单元约束 3 个方向平动自由度和 3 个方向的转动自由度,内圈刚体壳单元约束 Z、X 方向平动位移和 X、Y 转动位移,如图 1 所示,Z 轴为圆柱滚子轴承轴线。

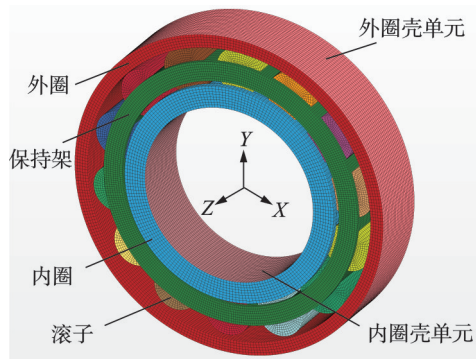


图 1 圆柱滚子轴承约束情况

Fig.1 Constrained condition of cylindrical roller bearing

## 2.3 转速、载荷和接触的设置

圆柱滚子轴承在减速器中正常运转时,外圈处于固定状态,内圈随轴一起高速转动。在 LS-PrePost 中,首先需要定义速度-时间曲线和载荷-时间曲线,对应的载荷和转速分别为  $2\ 447\text{ N}$  (方向为 Y 轴负向)、 $20\ 900\text{ r/min}$  (方向为基于 Z 轴正方向逆时针转动)。为了更真实地模拟轴承在运转过程中的受载过程,起始阶段加载采用斜坡方式,曲线设置如图 2 所示。

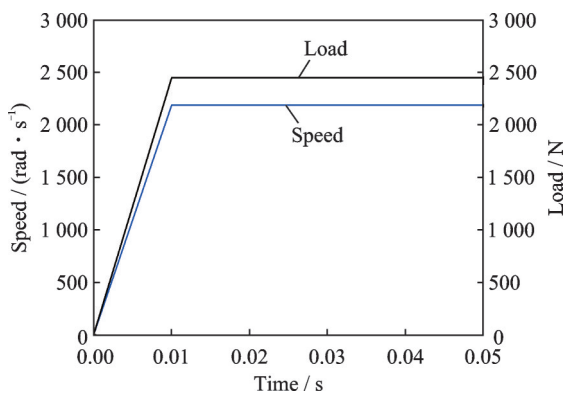


图 2 转速和载荷曲线设置

Fig.2 Curve settings of rotation speed and load

在 LOAD 模块中选择载荷曲线,采用均布载荷的施加方式,内圈刚体壳单元作为载荷施加对象;在 Boundary 模块中完成内圈刚体壳单元和转速曲线设置。

在轴承接触设置方面,采用表面自动接触方式建立 42 对接触,具体表现为以滚动体为从表面,内、外圈滚道为主表面。每个滚子分别与内圈、外圈和保持架建立接触,滚子与内圈和外圈之间的静摩擦因数定义为 0.15,动摩擦因数为 0.08;滚子与保持架之间的静摩擦力因数为 0.05,动摩擦系数为 0.065<sup>[24-25]</sup>。

## 2.4 求解设置

为了保证较为精确地求解和清晰地输出圆柱滚子轴承显式动力学仿真结果,需要对建立的模型进行求解设置。在时间步长设置方面,在不影响计算结果的前提下,适当增大时间步长以减少求解时间,本次求解计算时间步长设置为  $0.000\ 5\text{ s}$ ;在总计算时间设置方面,给定参数为  $0.05\text{ s}$ ;在求解精度控制方面,由于本次求解属于旋转类问题,需要打开二阶目标压力更新的全局标志选项,壳和实体元素的不变节点编号选择外壳、厚外壳和实心元件;在沙漏设置方面,使用刚性沙漏控制,采用 TYPE4/5,沙漏系数设置为 0.1;在求解输出设置方面,选择 D3PIOT 格式进行应力应变、速度加速度、接触力等参数输出,输出之间的时间间隔为  $2.778 \times 10^{-5}\text{ s}$ ;在输出格式设置方面,选择 LS-DYNA 格式进行输出。

## 3 仿真结果与分析

圆柱滚子发生偏摆时,会使得其与内外圈滚道的接触线发生一定的偏斜,在径向载荷作用下滚子会产生接触线方向承载不均匀现象,如图 3 所示,接触应力分布出现一端较大,一端较小情况,造成滚子的局部磨损,在润滑油不足的情况下会产生滚子的局部烧伤。为此,有必要对圆柱滚子轴承在运转过程中的滚子偏摆角度参数进行提取并开展载荷、转速和兜孔间隙参数影响分析。

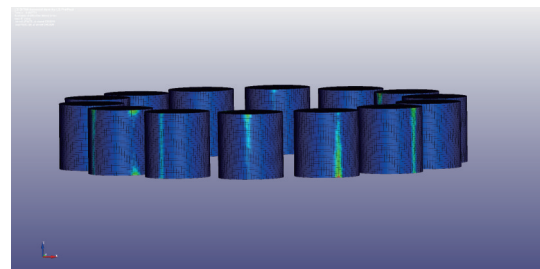


图 3 圆柱滚子接触线承载不均匀现象

Fig.3 Phenomenon of uneven load-bearing for cylindrical roller contact line

### 3.1 圆柱滚子轴承滚子偏摆跟踪提取方法

目前,由于在软件中没有相关自动提取滚子偏摆角度随时间变化的功能,所以需要在仿真结果模型中的相关节点位置设置一个绝对参考轴和一个相对参考轴来提取偏摆角度。绝对参考轴选取在与轴承中心轴线平行的外圈壳单元上,其位置在提取参数时保持不变。相对参考轴设置在圆柱滚子中心轴线上,其位置随圆柱滚子的位置变化而变化,通过测量两个参考轴的夹角得出滚子偏摆角,参考轴的设置如图 4 所示。

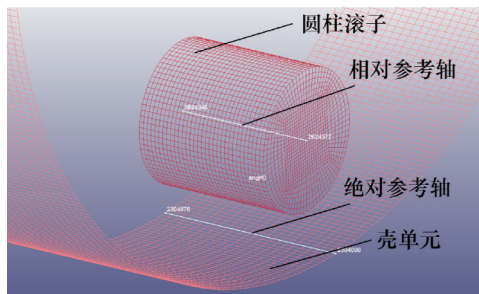


图 4 滚子偏摆角度提取示意图

Fig.4 Schematic diagram of extracting roller skew angle

以轴承兜孔间隙 0.2 mm、径向载荷 5 118 N、轴承转速 5 225 r/min 为例,提取承载中心处圆柱滚子的滚子偏摆角度,绘制其对应时刻下的滚子偏摆角曲线,如图 5 所示。

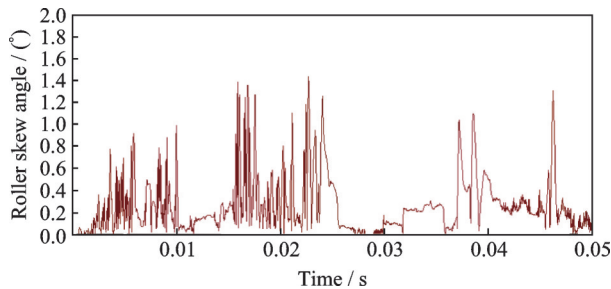


图 5 滚子偏摆角随时间变化曲线

Fig.5 Time history curve of roller skew angle

从图 5 可以看出,在圆柱滚子轴承运转过程中,圆柱滚子轴线并不是一直与轴承轴线方向一致,而是存在一定的偏摆角度。该角度随时间变化曲线在 0 和理论最大偏摆角度之间呈现无规律性、无周期性波动。从动力学仿真整体来看,该圆柱滚子在运转过程中偏摆角度会出现剧烈波动,仿真结果中最大偏摆角度为 1.435°,最小值为 0,平均偏摆角度为 0.260 1°。

### 3.2 圆柱滚子偏摆角度试验测试方法

为验证本文仿真中使用的轴承滚子偏摆角度提取方法的准确性,针对本型号圆柱滚子轴承开展

不同工况下滚子偏摆角度的试验测试,搭建轴承试验台如图 6 所示,试验轴承如图 7 所示。

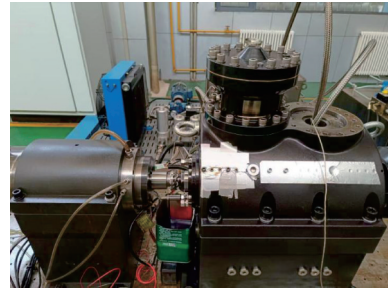


图 6 轴承试验台外观图

Fig.6 Schematic diagram of bearing test rig



图 7 试验轴承

Fig.7 Test bearing

试验测试中沿轴向方向,在轴承外圈外表面平行布置一对应变片,同时采集轴承滚子与外圈内表面接触过程中外圈外表面产生的应变-时间信号,应变片布片方式如图 8 所示。

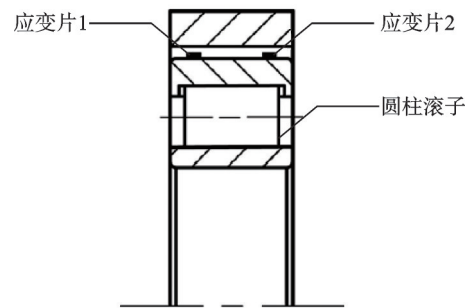


图 8 应变片布置示意图

Fig.8 Schematic of strain gauge arrangement

提取两个应变片所测得应变峰值对应的时刻,作差后得到滚子两端分别滚过两个应变片的时间差,根据该时间差及滚子的公转速度换算出滚子的偏摆角度值,从而获得轴承真实运行工况下滚子偏摆的状态。换算公式为

$$n_m = \frac{n_r}{2} \left( 1 - \frac{d_r \cos \alpha}{d_m} \right) \quad (12)$$

$$x = \frac{\pi d_m n_m \Delta t}{60} \quad (13)$$

$$\theta = \arcsin \frac{x}{L} \quad (14)$$

式中:  $n_m$  为滚子公转速度;  $n_i$  为内圈转速;  $\alpha$  为接触角;  $d_r$  为滚子直径;  $d_m$  为轴承节圆直径;  $\Delta t$  为两应变信号峰值时间差;  $x$  为滚子与外圈接触线两端偏移距离;  $L$  为滚子长度;  $\theta$  为滚子偏摆角度<sup>[26]</sup>。

通过试验测得到不同工况下圆柱滚子轴承偏摆角度的平均值, 并将提取的有限元仿真结果同试验结果进行比较, 结果如表 2 所示。

表 2 平均偏摆角的仿真值和试验值对比

Table 2 Comparison between simulated and experimental values of mean skew angle

径向载荷/N	转速/(r·min <sup>-1</sup> )	平均偏转角/(°)		误差/%
		仿真值	试验值	
5 118	20 900	0.205 3	0.217 6	5.6
2 446	20 900	0.276 4	0.289 1	4.3
5 118	10 450	0.256 4	0.273 9	6.3

从表 2 可以得出, 有限元仿真结果和试验结果之间的误差较小, 表明采用显式动力学有限元方法分析圆柱滚子轴承的滚子偏摆特性这一方法可行。

### 3.3 转速和径向载荷对圆柱滚子偏摆的影响分析

为了探究轴承转速和径向载荷对圆柱滚子轴承滚子偏摆角度的影响, 开展不同工况下圆柱滚子轴承显式动力学有限元仿真并提取滚子偏摆角度进行分析, 设置如表 3 所示的工况环境。在径向载荷为 5 118 N 的情况下, 研究转速为 5 225、10 450、20 900 r/min 对圆柱滚子偏摆角度的影响; 在轴承转速为 20 900 r/min 的情况下, 研究径向载荷为 2 446、3 839、5 118 N 对圆柱滚子偏摆角度的影响。

表 3 不同转速和载荷工况设置

Table 3 Operation conditions settings of different rotation speeds and loads

转速/(r·min <sup>-1</sup> )	径向载荷/N
5 225	5 118
10 450	
20 900	
20 900	2 446
	3 839
	5 118

上述工况设置求解完成之后, 将结果文件 D3PLOT 导入预处理软件 LS-PrePost 中设置参考轴, 选取承载区最中间的圆柱滚子为研究对象, 提取其在 0.05 s 内滚子偏摆角度变化参数值绘制曲线, 如图 9~11 所示。

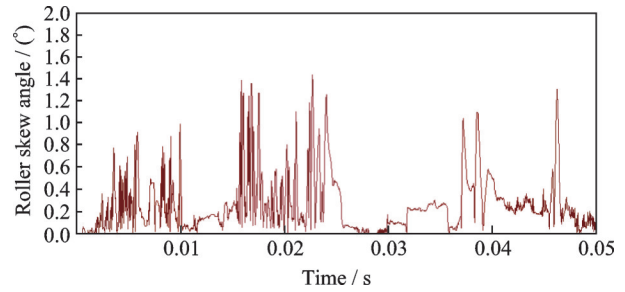


图 9 载荷 5 118 N、转速 5 225 r/min 时滚子偏摆角随时间变化曲线

Fig.9 Time history curve of roller skew angle under load of 5 118 N and rotation speed of 5 225 r/min

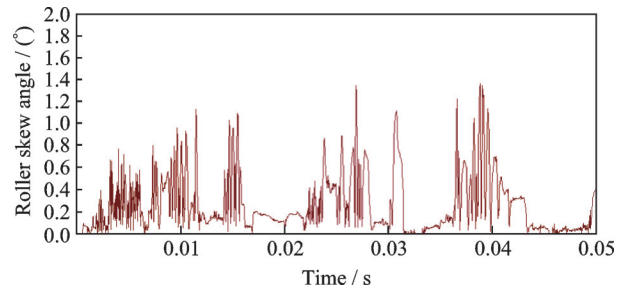


图 10 载荷 5 118 N、转速 10 450 r/min 时滚子偏摆角随时间变化曲线

Fig.10 Time history curve of roller skew angle under load of 5 118 N and rotation speed of 10 450 r/min

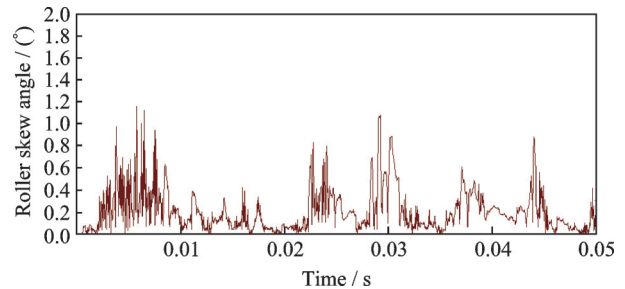


图 11 载荷 5 118 N、转速 20 900 r/min 时滚子偏摆角随时间变化曲线

Fig.11 Time history curve of roller skew angle under load of 5 118 N and rotation speed of 20 900 r/min

如图 9~11 所示, 在径向载荷 5 118 N 下, 圆柱滚子偏摆角在轴承启动阶段 0~0.012 s 随轴承转速的增大逐渐变化剧烈且最大值逐渐增加。在稳定运转阶段 0.012~0.05 s 内, 滚子偏摆角度波动幅值随转速的增加逐渐降低且趋于 0.2° 附近。由于转速较高, 在 0~0.05 s 内轴承基本达到稳定运转状态。随着转速由 5 225 r/min 增加到 10 450 r/min, 滚子偏摆平均值减小 1.4%, 最大值减小 5%; 转速由 10 450 r/min 增加到 20 900 r/min, 滚子偏摆平均值减小 19.9%, 最大值减小 14.8%, 如表 4 所示。

表 4 不同转速下的滚子偏摆角度平均值和最大值

Table 4 Average and maximum values of roller skew angle at different rotation speeds

径向载荷/N	转速/(r·min <sup>-1</sup> )	偏摆角平均值/(°)	偏摆角最大值/(°)
	5 225	0.260 1	1.435
5 118	10 450	0.256 4	1.362
	20 900	0.205 3	1.160

如图 12~14 所示,在转速 20 900 r/min 下,随着径向载荷的不断增大,轴承启动阶段 0~0.01 s 内,滚子偏摆角度波动程度剧烈而偏摆角最大值逐渐降低。稳定运转阶段 0.01~0.05 s 内,滚子偏摆角度波动程度随载荷变化无明显规律趋势,载荷为 2 446 N 时偏摆角稳定波动,而载荷为 5 118 N 时出

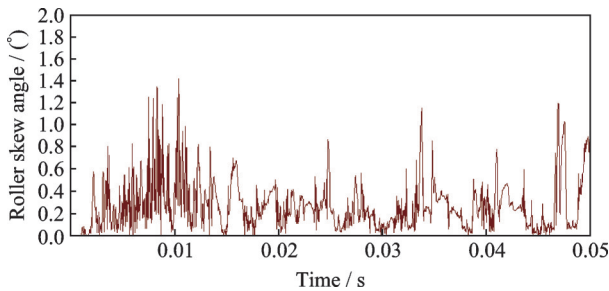


图 12 转速 20 900 r/min、载荷 2 446 N 时滚子偏摆角随时间变化曲线

Fig.12 Time history curve of roller skew angle under rotation speed of 20 900 r/min and load of 2 446 N

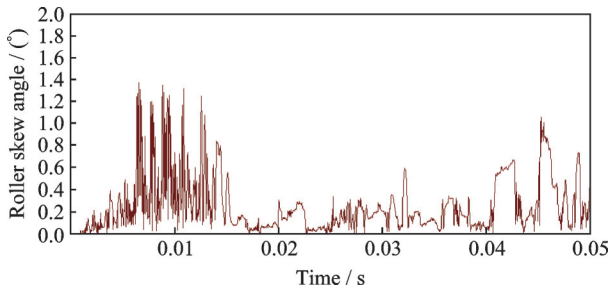


图 13 转速 20 900 r/min、载荷 3 839 N 时滚子偏摆角随时间变化曲线

Fig.13 Time history curve of roller skew angle under rotation speed of 20 900 r/min and load of 3 839 N

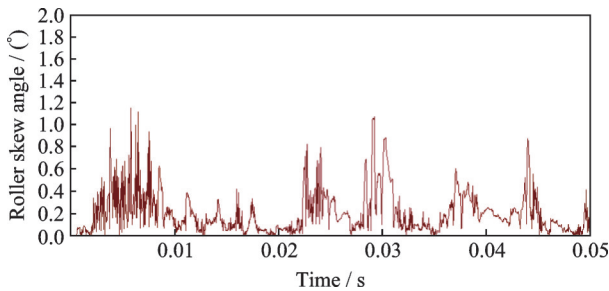


图 14 转速 20 900 r/min、载荷 5 118 N 时滚子偏摆角随时间变化曲线

Fig.14 Time history curve of roller skew angle under rotation speed of 20 900 r/min and load of 5 118 N

现短暂剧烈变化。在 0~0.05 s 内轴承基本达到稳定运转状态。随着载荷由 2 446 N 增加到 3 839 N,滚子偏摆平均值减小 8.3%,最大值减小 2.8%;载荷由 3 839 N 增加到 5 118 N,滚子偏摆平均值减小 18.9%,最大值减小了 15.9%,如表 5 所示。

表 5 不同载荷下的滚子偏摆角度平均值和最大值

Table 5 Average and maximum values of roller skew angle at different radial loads

转速/(r·min <sup>-1</sup> )	径向载荷/N	偏摆角平均值/(°)	偏摆角最大值/(°)
	2 446	0.276 4	1.420
20 900	3 839	0.253 4	1.380
	5 118	0.205 3	1.160

由以上分析可知,轴承径向载荷和转速增加对滚子偏摆具有抑制作用,这是因为增加转速会使得滚子的离心力增加,导致滚子在运转过程中与内外圈接触的贴合度增加,进而抑制滚子偏摆;同理,径向载荷的增加也会使得承载区滚子和内外圈的贴合度增加,减小滚子偏摆程度。整体来看,滚子偏摆角度平均值和最大值均随载荷和转速的增加而减小,波动幅值呈现降低趋势。

### 3.4 保持架兜孔间隙对圆柱滚子偏摆的影响分析

为研究圆柱滚子轴承在运转过程中,保持架兜孔间隙对圆柱滚子偏摆角度的影响,开展了轴承保持架兜孔间隙不同几何尺寸下的显式动力学有限元仿真,并提取滚子偏摆角度进行分析,兜孔间隙几何尺寸及工况设置如表 6 所示。

表 6 保持架兜孔间隙设置及工况条件

Table 6 Operating conditions and clearances of cage pocket

径向载荷/N	转速/(r·min <sup>-1</sup> )	兜孔间隙/mm
		0.20
11 312	20 900	0.16
		0.12
		0.08

求解完成之后,在结果文件中设置参考轴,并提取承载区中间的圆柱滚子偏摆参数绘制曲线如图 15~18 所示。由图 15~18 可以看出,随着保持架兜孔间隙逐渐减小,轴承在启动阶段 0~0.01 s 内,滚子偏摆角度波动幅值逐渐降低且在这一阶段的最大值也依次递减。在轴承稳定运转阶段 0.01~0.05 s 内,随着兜孔间隙的减小,滚子偏摆角度波动幅值出现先降低后增加趋势;当兜孔间隙为 0.12 mm 时,偏摆角度在 0.05°附近稳定波动;兜孔间隙减为 0.08 mm 时,偏摆角度在 0.28°附近出现非周期性波动起伏。从理论上来看,兜孔间隙越

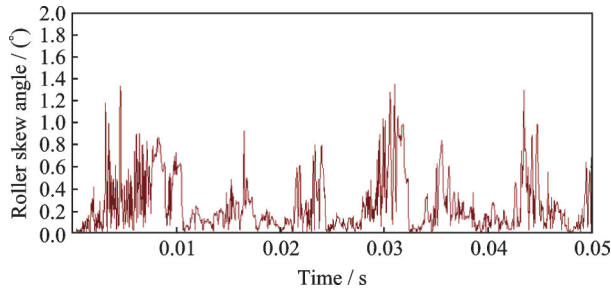


图 15 兜孔间隙 0.20 mm 时滚子偏摆角随时间变化曲线

Fig.15 Time history curve of roller skew angle with pocket clearance of 0.20 mm

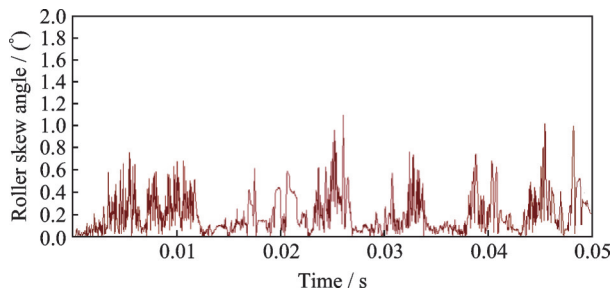


图 16 兜孔间隙 0.16 mm 时滚子偏摆角随时间变化曲线

Fig.16 Time history curve of roller skew angle with pocket clearance of 0.16 mm

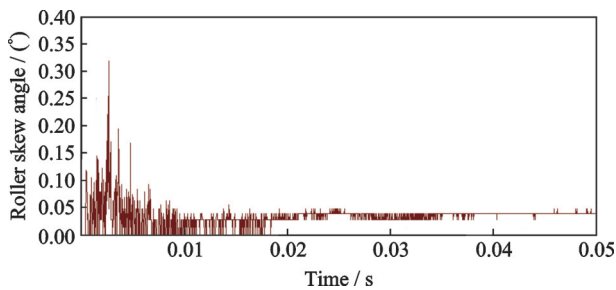


图 17 兜孔间隙 0.12 mm 时滚子偏摆角随时间变化曲线

Fig.17 Time history curve of roller skew angle with pocket clearance of 0.12 mm

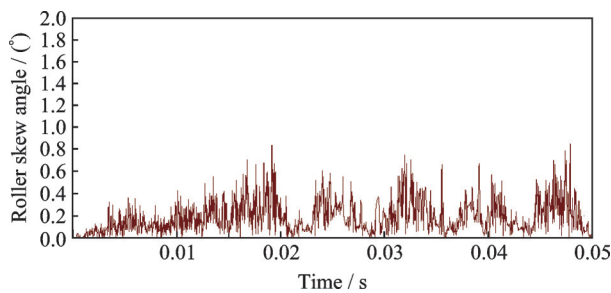


图 18 兜孔间隙 0.08 mm 时滚子偏摆角随时间变化曲线

Fig.18 Time history curve of roller skew angle with pocket clearance of 0.08 mm

小,其摆动角度应该越小,然而,当兜孔间隙从 0.12 mm 进一步减小,出现偏摆角度增大的现象,这是因为兜孔间隙减小到一定范围之后会加剧滚子和兜孔之间的碰撞,使得保持架出现径向的转动偏移,增大了滚子的偏摆极限空间,从而导致偏摆

角度出现增加趋势。从轴承整体运转情况来看,伴随着兜孔间隙的增大,滚子偏摆角度的平均值和最大值均呈现先减小后增加趋势。兜孔间隙由 0.08 mm 增加到 0.12 mm 时,滚子偏摆平均值减小 81.3%,最大值减小 62.6%;兜孔间隙由 0.12 mm 增加到 0.16 mm 时,滚子偏摆平均值增大 4.7 倍,最大值增大 2.4 倍;兜孔间隙由 0.16 mm 增加到 0.20 mm 时,滚子偏摆平均值增大 26.3%,最大值增大 23.6%,如表 7 所示。

表 7 不同兜孔间隙下的滚子偏摆角度平均值和最大值

Table 7 Average and maximum values of roller skew angle at different pocket clearances

转速/ ( $r \cdot \min^{-1}$ )	载荷/N	兜孔间 隙/mm	偏摆角 平均值/(°)	偏摆角 最大值/(°)
20 900	11 312	0.20	0.253 7	1.360
		0.16	0.200 8	1.100
		0.12	0.034 8	0.319
		0.08	0.189 7	0.853

从轴承保持架结构的分析可知,圆柱滚子偏摆角受到兜孔间隙的影响显著:当兜孔间隙过小时,滚子出现剧烈偏摆波动,这使得滚子和保持架之间的碰撞和摩擦加剧;当兜孔间隙过大时,圆柱滚子偏摆波动幅值较大,这种情况滚动轴承的振动增大,使得机械设备的噪声增大,减少了其使用寿命。因此,合理地保持架兜孔间隙有助于减少滚动体碰撞,减小滚子偏摆,有助于轴承平稳运行。

## 4 结 论

圆柱滚子在保持架兜孔中高速旋转,其运转过程中的姿态变化快速且十分复杂,一般难以通过试验方法精确捕捉每个滚子随着时间连续变化的偏摆角度参数。借助动力学有限元仿真,能较为直观地分析滚子偏摆角度变化。本文应用 LS-DYNA 对圆柱滚子轴承显式动力学有限元模型进行求解,在 LS-PrePost 预处理软件中设置参考轴提取滚子偏摆角度仿真结果。通过分析可得到如下结论:

(1)对于本文研究的圆柱滚子轴承而言,在研究范围内的载荷、转速和兜孔间隙下,轴承启动阶段的滚子偏摆角度变化较剧烈,正常运转阶段的滚子偏摆角度变化相对启动阶段而言趋于稳定,圆柱滚子轴承在运转过程中,滚子轴线发生偏摆会使得接触应力分布出现不均匀现象。

(2)圆柱滚子偏摆角受径向载荷和轴承转速影响较大。随着载荷由 2 446 N 增加到 3 839 N,滚子偏摆平均值减小 8.3%,最大值减小 2.8%;载荷由 3 839 N 增加到 5 118 N,滚子偏摆平均值减小

18.9%,最大值减小15.9%。随着转速由5 225 r/min增加到10 450 r/min,滚子偏摆平均值减小1.4%,最大值减小5%;转速由10 450 r/min增加到20 900 r/min,滚子偏摆平均值减小19.9%,最大值减小14.8%。

(3)相比于载荷和转速,保持架兜孔间隙对滚子偏摆具有显著影响,一定大小范围内的兜孔间隙有利于降低滚子偏摆角度均值、最大值和波动幅值,从而使得滚子偏摆稳定且幅值处于较小状态。兜孔间隙由0.08 mm增加到0.12 mm时,滚子偏摆平均值减小81.3%,最大值减小62.6%;兜孔间隙由0.12 mm增加到0.16 mm时,滚子偏摆平均值增大4.7倍,最大值增大2.4倍;兜孔间隙由0.16 mm增加到0.2 mm时,滚子偏摆平均值增大26.3%,最大值增大23.6%。对于本文研究对象,选取轴承兜孔间隙在0.12 mm左右有利于降低滚子偏摆角度均值、最大值和波动幅值。

#### 参考文献:

- [1] 陈光.航空发动机结构设计分析[M].第2版.北京:北京航空航天大学出版社,2014.  
CHEN Guang. Structural design analysis of aircraft engines[M]. 2nd Edition. Beijing: Beihang University Press, 2014.
- [2] 孙朝阳,马小梅,唐强,等.精密球轴承保持架间隙的仿真分析[J].轴承,2016(5):1-4.  
SUN Chaoyang, MA Xiaomei, TANG Qiang, et al. Simulation analysis on clearances of cages in high-precision ball[J]. Bearing, 2016(5):1-4.
- [3] 蔡森,周璇,孔奎,等.基于ANSYS/LS-DYNA的高铁轴承动态仿真[J].轴承,2017(10):5-9.  
CAI Sen, ZHOU Dian, KONG Kui, et al. Dynamic simulation of high-speed railway bearings based on ANSYS/LS-DYNA[J]. Bearing, 2017(10):5-9.
- [4] JONES A B. Them athematical theory of rolling elements bearings[M]. Mechanical Design and Systems Handbook. New York: McGraw-Hill, 1966:1-76.
- [5] 刘江山,宋丽,陆超.基于LS-DYNA的深沟球轴承动态仿真分析[J].轴承,2015(2):35.  
LIU Jiangshan, SONG Li, LU Chao. Analysis on dynamic simulation of deep groove ball bearing based on LS-DYNA[J]. Bearing, 2015(2):35.
- [6] 张龙,张号,周建民,等.采用显式动力学的轴承性能退化评估指标构建[J].西安交通大学学报,2022,56(8):11-21.  
ZHANG Long, ZHANG Hao, ZHOU Jianmin, et al. Construction of bearing performance degradation assessment indicator using explicit dynamics[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(8):11-21.
- [7] 林腾蛟,荣崎,李润方,等.深沟球轴承运转过程动态特性有限元分析[J].振动与冲击,2009,28(1):118-122.  
LIN Tengjiao, RONG Qi, LI Runfang, et al. Finite element analysis for dynamic characteristic of a deep-groove ball bearing in motion process[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(1): 118-122.
- [8] 产文兵,姚廷强,谢伟,等.深沟球轴承动力学有限元仿真分析[J].昆明理工大学学报(自然科学版),2013,38(5):45-51.  
CHAN Wenbing, YAO Tingqiang, XIE Wei, et al. Dynamics analysis of deep groove ball bearing by FEM[J]. Journal of Kunming University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2013, 38(5): 45-51.
- [9] 康晓晨,乔长帅,吴楠.基于LS-DYNA深沟球轴承的动力学仿真[J].河南科学,2013,31(11):1918-1922.  
KANG Xiaochen, QIAO Changshuai, WU Nan, et al. The dynamics simulation of the deep groove ball bearing based on LS-DYNA[J]. Henan Science, 2013, 31(11): 1918-1922.
- [10] 樊莉,谭南林,沈栋平.基于显式动力学的滚动轴承接触应力有限元分析[J].北京交通大学学报,2006,30(4):109-112.  
FAN Li, TAN Nanlin, SHEN Dongping. FEA on stress field of rolling element bearing based on explicit dynamics[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2006, 30(4): 109-112.
- [11] 谢向宇,张庆,徐进,等.基于HyperMesh/LS-DYNA的航空发动机轴承内圈损伤仿真分析[J].轴承,2019(9):23-27.  
XIE Xiangyu, ZHANG Qing, XU Jin, et al. Simulation analysis on inner ring damage of aeroengine bearings based on HyperMesh/LS-DYNA[J]. Bearing, 2019(9): 23-27.
- [12] 倪强,张茜,胡卫平,等.基于LS-DYNA的深沟球轴承结构参数影响动态性能的研究[J].哈尔滨轴承,2023,44(4):29-33.  
NI Qiang, ZHANG Xi, HU Weiping, et al. Study on influence of structural parameters on dynamic performance of deep groove ball bearing based on LS-DYNA[J]. Journal of Harbin Bearing, 2023, 44(4): 29-33.
- [13] 陈培红.基于显式动力学的滚动轴承故障分析[J].煤炭技术,2017,36(7):318-320.  
CHEN Peihong. Failure analysis of rolling bearings based on explicit dynamics[J]. Coal Technology, 2017, 36(7): 318-320.

- [14] 张凯,袁祖强,孙芑.基于 ANSYS/LS-DYNA 的摇臂轴承动力学分析[J].轴承,2018(3):6-9.  
ZHANG Kai, YUAN Zuqiang, SUN Peng. Dynamic analysis on rocker arm bearings based on ANSYS/LS-DYNA[J]. Bearing, 2018(3): 6-9.
- [15] 聂周,王超,张云环,等.角接触球轴承启动过程动力学特性分析[J].机械与电子,2018,36(4):24-27.  
NIE Zhou, WANG Chao, ZHANG Yunhuan, et al. Dynamics analysis of start-up process of angular contact ball bearing[J]. Machinery & Electronics, 2018, 36(4): 24-27.
- [16] SINGH S, KOPKE U G, HOWARD C Q, et al. Analyses of contact forces and vibration response for a defective rolling element bearing using an explicit dynamics finite element model[J]. Journal of Sound and Vibration, 2014,333: 5356-5377.
- [17] SINGH S, HOWARD C Q, HANSEN C H, et al. Analytical validation of an explicit finite element model of a rolling element bearing with a localised line spall [J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 416: 94-110.
- [18] LIU J, WU H, SHAO Y M. The influence of the raceway thickness on the dynamic performances of a roller bearing[J]. Journal of Strain Analysis for Engineering Design, 2017, 52(2):1-9.
- [19] ZHANG Z, DING W, MA H. Local stress analysis of a defective rolling bearing using an explicit dynamic method[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(12): 1-9.
- [20] 马辉,李鸿飞,俞昆,等.含局部故障的滚动轴承动力学建模及振动分析[J].东北大学学报(自然科学版),2020,41(3):343-348.  
MA Hu, LI Hongfei, YU Kun, et al. Dynamic modeling and vibration analysis of rolling bearings with local fault[J]. Journal of Northeast University (Natural Science), 2020,41 (3): 343-348.
- [21] ZHANG Z, DING W, MA H, et al. Local stress analysis of a defective rolling bearing using an explicit dynamic method[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(12):1-9.
- [22] DING W, ZHANG Z, ZHAO F. Vibration response of ball bearings with different defect sizes in the outer raceway: Simulation with a 3-D finite element model [C]//Proceedings of the 14th IFToMM World Congress. Taipei, China:[s.n.], 2015.
- [23] ZENG F, LIU Y, WANG Q, et al. Simulation analysis of rolling bearings based on explicit dynamics[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2022, 2383 (1): 012158.
- [24] 张志伟,韩振南,王志坚.基于 ANSYS/LS-DYNA 的圆柱滚子轴承的动力学特性研究与故障模拟[J].煤矿机械,2013,34(8):309-311.  
ZHANG Zhiwei, HAN Zhennan, WANG Zhijian. Dynamic research and fault simulation on cylindrical roller bearings based on ANSYS/LS-DYNA[J]. Coal Mine Machinery, 2013, 34(8): 309-311.
- [25] 涂文兵,杨本梦,杨锦雯,等.考虑滚动轴承故障处塑性变形的有限元建模与动力学特性分析[J].西安交通大学学报,2022,56(5):85-94.  
TU Wenbing, YANG Benmeng, YANG Jinwen, et al. Finite element modeling and dynamic characteristics analysis with plastic deformation at rolling bearing failure considered[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022,56(5):85-94.
- [26] ZHAO Z, WANG X, HOU Y. Measuring the roller skew angle in the loading zone of a cylindrical roller bearing with strain gauges for long-term monitoring[J]. Journal of Tribology, 2024, 146(2): 024301.

(编辑:孙静)