

文章编号: 1000-8055(2023)12-2991-09

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220042

高速轻载圆柱滚子轴承打滑特性试验与分析

张家铭¹, 邱明^{1,2}, 庞晓旭¹, 董艳方¹

(1. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003;

2. 机械装备先进制造河南省协同创新中心, 河南 洛阳 471003)

摘 要: 针对航空发动机圆柱滚子轴承在高速轻载条件下的打滑问题, 开展试验与理论研究。基于滚动轴承打滑试验, 探究内圈转速、径向载荷对轴承打滑特性的影响。同时考虑轴承工作径向游隙变化, 求解滚子受力情况与轴承总力矩, 并结合试验结果进行分析。研究表明, 轴承内圈转速低于 10 000 r/min 时, 径向载荷增大使轴承工作径向游隙增大, 同时加剧轴承打滑程度。随着内圈转速升高, 轴承工作径向游隙逐渐减小; 存在内圈临界转速, 此时轴承打滑率最大。不同径向载荷下内圈临界转速有所差别, 本次试验所得内圈临界转速在 7 000~8 000 r/min 之间。轴承整体滚子的总力矩直接影响轴承打滑程度。

关 键 词: 打滑特性; 工作径向游隙; 圆柱滚子轴承; 临界转速; 高速摄影机

中图分类号: V232

文献标志码: A

Test and analysis of skidding characteristics of high-speed and light-load cylindrical roller bearings

ZHANG Jiaming¹, QIU Ming^{1,2}, PANG Xiaoxu¹, DONG Yanfang¹

(1. School of Mechatronics Engineering,

Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471003, China;

2. Henan Collaborative Innovation Center for Advanced Manufacturing of Mechanical Equipment,
Luoyang Henan 471003, China)

Abstract: Experimental and theoretical studies were carried out to solve the problem of aeroengine cylindrical roller bearing skidding under high speed and light load. Based on the skidding test of rolling bearing, the influence of inner ring speed and radial load on bearing skid characteristics was investigated. At the same time, considering the variation of working radial clearance of the bearing, the force on the roller and the total torque of the bearing were solved, and analyzed with the test results. The results showed that when the speed of the inner ring of the bearing was lower than 10 000 r/min, the increasing radial load increased the radial clearance of the bearing and aggravated the degree of skidding. With the increase of inner ring speed, the working radial clearance of bearing decreased gradually. There was a critical inner ring speed, when the bearing slip rate was the maximum. The critical speed of inner ring was different under different radial loads, and the critical speed of inner ring was between 7 000—8 000 r/min in this test. The total torque of the integral roller of bearing directly affected the sliding degree of bearing.

Keywords: skidding characteristics; operating radial clearance; cylindrical roller bearings; critical speed; high-speed camera

收稿日期: 2022-01-24

基金项目: 国家自然科学基金(52275186)

作者简介: 张家铭(1997—), 男, 博士生, 主要从事轴承动态特性及理论研究。

通信作者: 邱明(1969—), 女, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事高性能轴承设计与摩擦学性能分析的研究。E-mail: qiuming@haust.edu.cn

引用格式: 张家铭, 邱明, 庞晓旭, 等. 高速轻载圆柱滚子轴承打滑特性试验与分析[J]. 航空动力学报, 2023, 38(12): 2991-2999. ZHANG Jiaming, QIU Ming, PANG Xiaoxu, et al. Test and analysis of skidding characteristics of high-speed and light-load cylindrical roller bearings[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(12): 2991-2999.

圆柱滚子轴承凭借良好的高速稳定性和承载能力,作为主轴轴承应用于航空发动机。对于某些小型航空发动机,圆柱滚子轴承通常在高速轻载状态下运转,极易发生打滑现象,造成轴承磨损加剧、温度升高,甚至导致轴承过早失效,严重威胁发动机的可靠性。

轴承径向游隙作为影响轴承打滑特性的主要因素之一,国内外学者围绕该因素从理论与试验角度开展研究工作。通过建立并求解滚动轴承数学模型,得到轴承各项动态性能指标,是理论层面分析轴承打滑特性的重要途径。Harris^[1]结合轴承内部力学、运动学关系,提出高速圆柱滚子轴承打滑预测模型,能够较为准确地得到轴承打滑率。Poplawski^[2]对上述 Harris 模型进行改进,其模型可以预测轴承保持架的负荷分布。上述两模型均考虑轴承径向游隙对轴承内部载荷分布的影响,但并未探究径向游隙与轴承打滑特性之间的关系。Kang 等^[3]采用圆柱滚子轴承六自由度动态模型,分析轴承径向游隙、转速、载荷等对滚子相对滚道滑移速度的影响,研究表明,径向游隙是决定轴承打滑特性的关键因素。毛宇泽等^[4]考虑装配过盈量、温升、旋转离心力及套圈弹性变形对径向游隙的影响,建立并求解轴承非线性方程组,提出负径向游隙会有效降低轴承打滑率,缩短轴承寿命。李海涛等^[5]计算发现,当初始径向游隙高出某一临界范围,拖动力矩急剧减小,加剧轴承发生打滑的风险,并据此确定合理的初始径向游隙。

与此同时,部分学者基于试验探究轴承径向游隙对轴承打滑特性的影响。Group 等^[6]利用轴承试验机分析轴承打滑磨损与径向游隙的关系,发现高速轴承保持架打滑突然变化且径向游隙大于一定值时滚动体产生磨损。战明学^[7]研究径向游隙与圆柱滚子轴承打滑的关系,结果发现,径向游隙减少使滚动体承载数目增加,导致轴承打滑率下降。Selvaraj 等^[8]通过试验探究多个因素对轴承打滑率的影响规律,并根据试验数据将保持架打滑率无量纲化,该式包含外载荷、转速、润滑油动力黏度、滚子个数、径向游隙等因素。但由于试验中未涉及径向游隙这一因素,因此无法证明该保持架打滑率无量纲计算结果的准确性。Altmann 等^[9]利用高速摄影机与图像处理技术,分析正、负径向游隙圆柱滚子轴承的滚子在圆周方向不同位置角的打滑率。

上述研究从理论或试验层面,探究各因素对轴承打滑特性的影响,部分研究涉及轴承径向游隙,但未能将理论计算与试验结果有机结合。本文基于轴承打滑特性试验,探究内圈转速、径向载荷对圆柱滚子轴承打滑特性的影响。通过理论计算,得到试验工况下轴承的套圈位移、各组件温升、内圈离心膨胀量、油膜厚度等因素对轴承工作径向游隙的影响。适当简化滚子受力,考虑轴承工作径向游隙变化,计算不同工况下滚子具体受力情况,包括套圈对滚子的拖动力与流体阻力等,并得到轴承总力矩。从滚子受力角度对轴承打滑率试验结果进行验证。

1 试验部分

1.1 轴承打滑试验机

依托高速轴承保持架运动状态试验机开展试验研究。试验机由主体结构、电主轴驱动系统、液压加载系统、高温润滑系统、电控与计算机软件系统等组成。试验机试验主体部分如图1所示,试验轴承位于主轴最左端,通过观察窗可以对其运动情况进行观测。支撑轴承、陪试轴承均为三点接触球轴承,承受轴向载荷的同时,对主轴进行轴向约束。所有轴承均采用喷油方式进行润滑、冷却。热电偶温度传感器用于监测试验轴承、陪试轴承及支撑轴承的外圈温度,振动加速度传感器用于监测试验机主体部分整体的振动加速度。

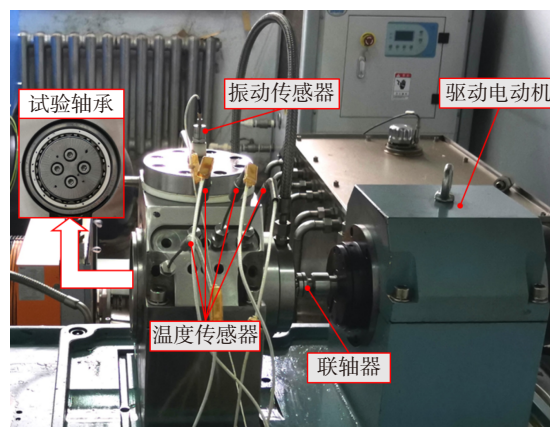


图1 试验机主体部分

Fig. 1 Main part of testing machine

1.2 打滑测量装置

使用高速摄影机拍摄并记录保持架运转过程,然后通过图像后处理软件捕捉保持架上的标记点,得出保持架运转周期,从而计算保持架转速 n_{cage} ,即滚子公转速度,如图2所示。高速摄影机拍摄

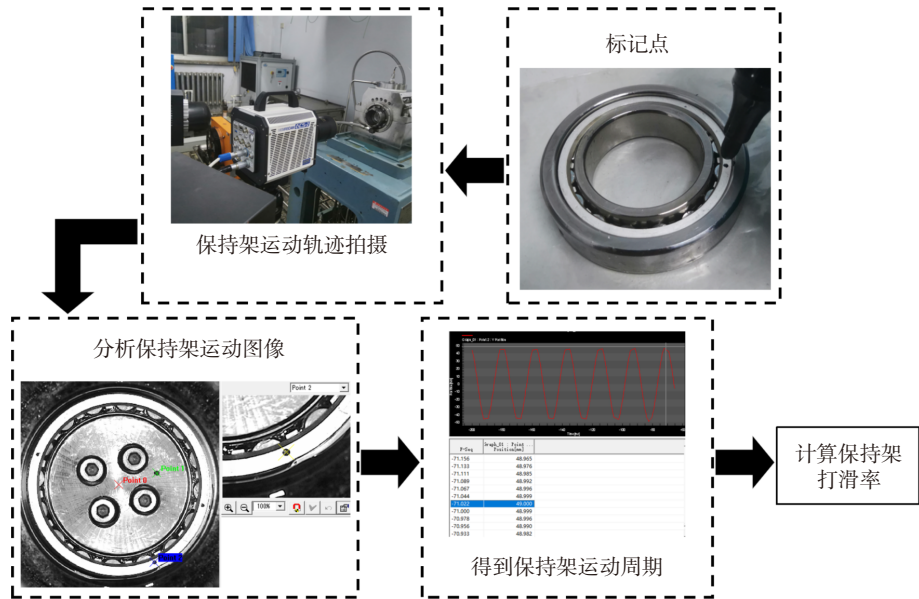


图 2 轴承打滑率测量过程

Fig. 2 Measuring process of bearing slip rate

帧率为 45 000 帧/s, 画面分辨率为 1 280 像素 × 720 像素。为消除电主轴转速偏差, 在轴端压盖上同样标记一点, 同理得到内圈实际转速 n 。

1.3 试验轴承与方法

试验轴承为某型 NU 型圆柱滚子轴承, 部分结构参数见表 1。轴承初始径向游隙为 20.0 μm , 将试验轴承安装在试验主轴上, 测量轴承安装径向游隙为 9.5 μm 。采用 4050 号航空润滑油, 供油压力为 0.17 MPa, 供油量为 1.14 L/min, 供油温度为 31 $^{\circ}\text{C}$ 。试验径向载荷选取为 600、1 000、1 400 N, 试验轴承实际所受径向载荷为 342.8、571.4、800 N, 内圈转速为 4 000~22 000 r/min。试验过程中, 固定径向载荷, 仅改变内圈转速, 当轴承运行稳定, 即外圈温度不再变化, 利用高速摄影机记录保持架运转过程。前一工况试验结束后, 待轴承冷却至室温, 再进行下一工况的试验。

表 1 试验轴承基本结构参数

Table 1 Basic structural parameters of test bearing

结构参数	数值
轴承内径 d/mm	35
轴承外径 D/mm	62
轴承厚度 B/mm	14
滚子数量 $Z/\text{个}$	16
滚子直径 D_w/mm	6.5
滚子长度 L/mm	6.5

2 试验结果

试验测得轴承内圈实际转速 n 小于设定转速 n_0 (与设定转速偏差在 200 r/min 以内), 根据式 (1) 和式 (2), 计算内圈实际转速 n 下保持架理论转速 n'_{cage} 与轴承打滑率 S 。

$$n'_{\text{cage}} = \frac{n_i (1 - D_w/d_m) + n_e (1 + D_w/d_m)}{2} \quad (1)$$

$$S = \frac{n'_{\text{cage}} - n_{\text{cage}}}{n'_{\text{cage}}} \times 100\% \quad (2)$$

式中 d_m 为轴承节圆直径, mm; n_i 、 n_e 分别为轴承内、外套圈转速, r/min, 由于轴承外圈固定, 取 $n_e=0$ 。

图 3 为轴承打滑率变化曲线 (图中 F_r 为轴承所受外部径向载荷), 可以看出, 该轴承存在打滑现象, 但打滑率 S 始终低于 1%。轴承低速运转阶段 (4 000~10 000 r/min), 增大径向载荷会导致轴承打滑率 S 升高, 这与以往研究结论^[1,3,8,10-11] 有所差异, 该现象可能是由于载荷增大引起轴承套圈相对位移增大, 导致轴承工作径向游隙增大, 进而影响滚子受力变化所致。中高速运转阶段 (11 000~22 000 r/min), 径向载荷对轴承打滑率 S 的影响未呈现明显规律。

内圈实际转速 n 与轴承打滑特性间的关系如下: 存在打滑临界转速 n' , 当 $n < n'$ 时, S 随转速增大而增大; 当 $n > n'$ 时, S 随转速增大而减小; 即当 $n = n'$ 时, 轴承打滑率 S 出现最大值 S_{max} 。该现象

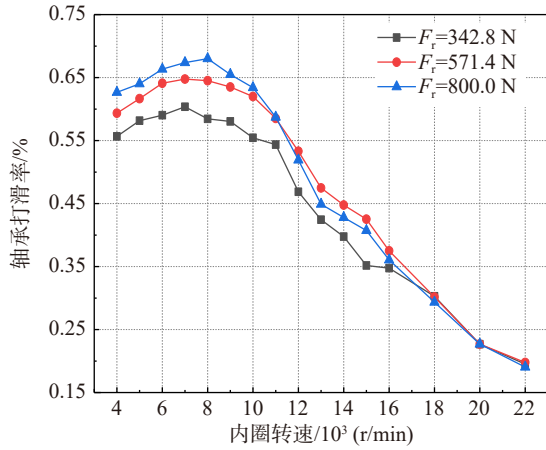


图 3 试验工况下轴承打滑率变化

Fig. 3 Variation of bearing slip rate under test conditions

不同于以往大部分研究结果^[1,3,8],但与 20 世纪 80 年代战明学^[7]的试验结果相似。战明学^[7]将该现象归因于内圈离心膨胀与内外套圈温度差导致轴承工作径向游隙减小,其未进一步探究滚子受力变化。

3 轴承工作径向游隙计算模型

为验证上述猜想,了解不同工况下轴承工作径向游隙的具体变化情况是关键。考虑轴承套圈位移、轴承各组件温度差异、内圈离心膨胀、滚子与套圈之间的油膜等因素对轴承工作径向游隙的影响,建立圆柱滚子轴承工作径向游隙计算模型,如式(3)所示。在此基础上,根据测得的轴承安装径向游隙 u'_r ,结合轴承实际工况,计算轴承工作径向游隙 u_r 。

$$u_r = u'_r + \delta_r - \Delta u_t - \Delta u_v - \Delta h_{\min} \quad (3)$$

式中 δ_r 为轴承套圈位移量, μm ; Δu_t 、 Δu_v 、 $\Delta h_{\min}$ 分别为轴承各组件温度差异、内圈离心膨胀、滚道与滚动体之间油膜引起工作径向游隙的变化量, μm 。

3.1 轴承套圈位移对工作径向游隙的影响

对于圆柱滚子轴承,在纯径向载荷 F_r 的作用下,滚子与滚道之间的弹性接触变形,轴承内、外圈在径向方向上发生相对位移 δ_r ,导致轴承径向游隙增大,如图4所示,求解式(4)所示方程组得到 δ_r ,文献[12]给出了具体求解过程。

$$\begin{cases} F_r = ZK_n (\delta_r - 0.5P_d)^{10/9} J_r(\varepsilon) \\ \varepsilon = 0.5(1 - 0.5P_d/\delta_r) \end{cases} \quad (4)$$

图4中, D_w 为滚子直径,mm; P_d 为轴承径向

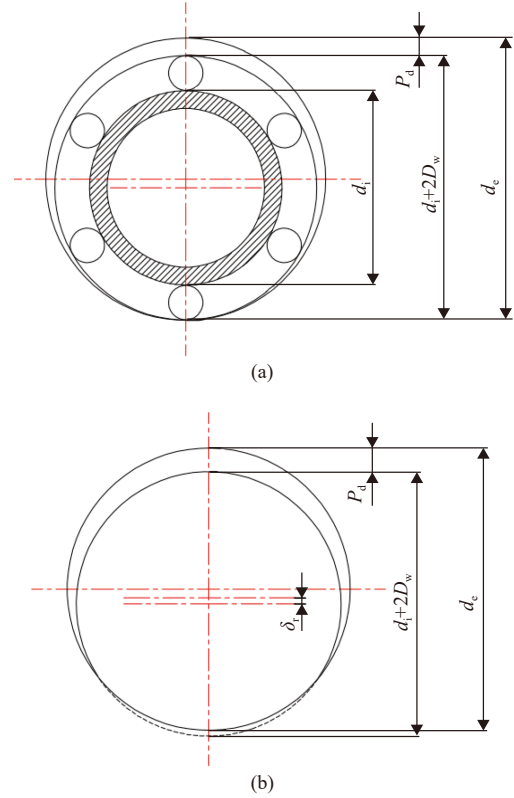


图 4 轴承套圈径向位移示意图

Fig. 4 Schematic diagram of radial displacement of bearing ring

游隙,在本文中可视为安装径向游隙 u'_r ,mm; d_i 为内滚道直径,mm; d_e 为外滚道直径,mm。式(4)中, F_r 为轴承所受外部径向载荷,N; Z 为轴承滚子数量; K_n 为套圈与滚子之间总的载荷-位移系数; ε 为负荷分布系数; $J_r(\varepsilon)$ 为负荷分布径向积分。

3.2 轴承组件温度差异对工作径向游隙的影响

由于组件间的摩擦损失、滚动阻力,滚动轴承在高速运转过程中会产生大量的热,导致轴承温度升高。由于边界条件存在差异,各组件温升并不相同,各组件随温度升高发生膨胀量也会有所不同,进而引起轴承工作径向游隙变化。内圈、滚动体膨胀引起轴承工作径向游隙减小,外圈膨胀引起轴承工作径向游隙增大,如式(5)所示。

$$\Delta u_t = \alpha_{\text{gang}} [2D_w(T_r - T_0) + d_i(T_i - T_0) - d_e(T_e - T_0)] \quad (5)$$

式中 α_{gang} 为套圈、滚动体材料线膨胀系数,取0.000 012 5; T_0 、 T_i 、 T_e 、 T_r 分别为轴承初始温度、内圈温度、外圈温度、滚动体温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

受试验条件限制,无法测得轴承旋转组件的温度,因此,建立轴承热稳态分析,求解内圈、滚动体的温度。首先计算不同工况下轴承功率损失,确定各组件的边界条件,在ANSYS Workbench中

进行稳态热分析, 最终得到轴承各组件温度, 如图 5 所示。

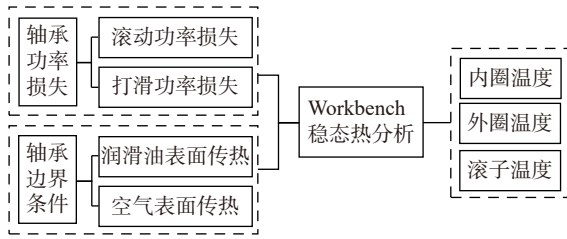


图 5 轴承各组件温度求解流程图

Fig. 5 Temperature solution flow chart of bearing components

3.2.1 轴承功率损失计算

实际应用中, 轴承滚动的同时伴随着不同程度的滑动, 采用 SKF 摩擦力矩计算模型, 考虑轴承滚动、滑动摩擦力矩等, 得到轴承功率损失:

$$M = M_{rr} + M_{sl} \quad (6)$$

$$M_{rr} = \varphi_{ish} \varphi_{rs} G_{rr} (\nu' n)^{0.6} \quad (7)$$

$$M_{sl} = G_{sl} \mu_{sl} \quad (8)$$

$$N = 1.05 \times 10^{-4} n M \quad (9)$$

式中 M 为轴承总摩擦力矩, N·mm; M_{rr} 为滚动摩擦力矩, N·mm; M_{sl} 为滑动摩擦力矩, N·mm; φ_{ish} 为切入发热减小系数; φ_{rs} 为运动贫油回填减小系数; G_{rr} 、 G_{sl} 为变量, 与轴承类型、尺寸、受载有关; ν' 为润滑油在工作温度下的运动黏度, mm^2/s ; μ_{sl} 为滑动摩擦因数; N 为轴承功率损失, W。

3.2.2 轴承边界条件确定

稳定状态下, 轴承与外界的温差相对较小, 热辐射造成的热量损失可以忽略。轴承组件与润滑油、空气之间的表面传热是影响轴承热量散失的主要因素, 下面给出其边界条件的计算过程。

1) 轴承组件与润滑油的表面传热

轴承与润滑油之间的表面传热是轴承热量散失的主要方式, 润滑油与轴承的滚子、内圈、外圈发生强迫表面传热。采用 Crecelius 等^[13]提出式 (10) 计算轴承滚道与滚子之间的轴承组件与润滑油的平均表面传热系数。

$$h = 0.0986 \left[\frac{n}{\nu} \left(1 \pm \frac{D_w \cos \alpha}{d_m} \right)^{1/2} \right] k Pr^{1/3} \quad (10)$$

式中 α 为轴承接触角, °; ν 为润滑油运动黏度, mm^2/s ; k 为润滑油导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$; Pr 为普朗特数; “+”、“-”分别用于轴承外圈、内圈旋转。轴承在高速旋转时, 喷入的润滑油在轴承内会迅

速雾化, 无法与内、外圈的侧面直接接触。Brown 等^[14]将内、外圈侧面的表面传热系数修正为内、外圈与滚子接触面处表面传热系数的 1/3。

2) 轴承组件与空气的表面传热

在轴承组件中, 静止的外圈与空气之间发生自然对流, 内圈、滚动体、保持架与空气发生强迫对流。表面传热系数由式 (11) 计算, 详细计算过程可参考文献 [15]。

$$\eta = \frac{Nu \lambda_{air}}{d'} \quad (11)$$

式中 Nu 为努塞尔数; λ_{air} 为空气导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$; d' 为特征尺寸, m。

3.2.3 稳态热分析

将试验轴承三维模型导入 ANSYS Workbench 中, 对轴承各组件进行网格划分, 并设置功率损失与边界条件, 求解得到轴承各组件的温度, 如图 6 所示。由热稳态分析结果可知, 轴承各组件的温度并非均匀分布, 为简化计算, 取套圈内、外表面温度平均值作为内、外套圈整体温度 T_i 、 T_o , 取滚子与内、外滚道接触面的平均温度作为滚子整体温度 T_r 。为验证轴承稳态热分析模型的准确性, 将径向载荷为 342.8 N, 不同转速下稳态热分析得到的轴承外圈温度与试验测得的外圈温度进行对比, 如图 7 所示。由图可知, 稳态热分析与试验测得外圈温度的误差在 $\pm 3\%$ 以内, 说明该稳态热分析模型具有较好的准确性。

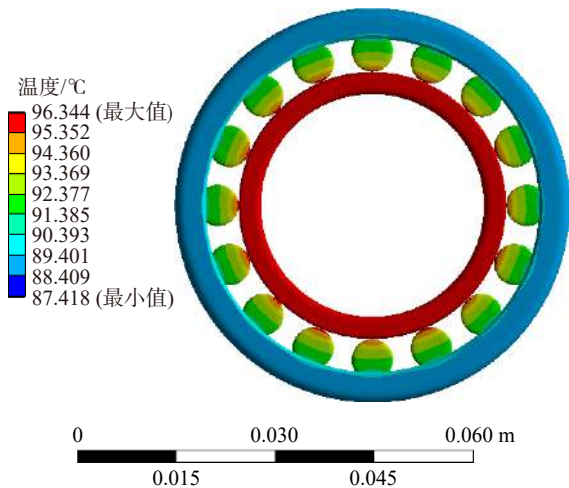


图 6 试验工况轴承温度分布云图

Fig. 6 Bearing temperature distribution cloud diagram under test conditions

3.3 内圈旋转离心膨胀对工作径向游隙的影响

以轴承外圈固定, 内圈旋转为例, 内圈在高速旋转过程中在离心力作用下发生膨胀, 内滚道直

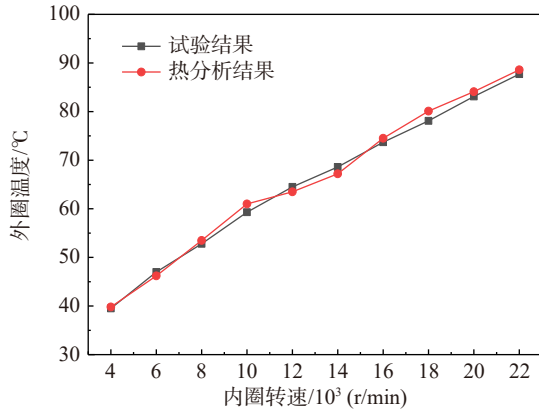


图7 稳态热分析与试验测得外圈温度

Fig. 7 Steady-state thermal analysis and test results of outer ring temperature

径增大,导致轴承工作径向游隙 u_r 减小。对于钢制轴承,按式(12)计算内圈在离心场中任意位置的径向位移 Δu_v ^[16]:

$$\Delta u_v = \left\{ \frac{3+v}{8E} \rho \omega^2 r \left[(1-v)(r_1^2 + r_2^2) + (1+v) \frac{r_1^2 r_2^2}{r} \right] + \frac{F_r r_1^2 r}{(r_1^2 - r_2^2) E} \left[1 - v + \frac{r_2^3}{r^2} (v+1) \right] - \frac{1-v^2}{8E} \rho \omega^2 r^3 \right\} \times 10^3 \quad (12)$$

式中 v 为内圈材料的泊松比,取0.29; E 为内圈材料的弹性模量,取214 GPa; ρ 为内圈材料的密度,取 $7.6 \times 10^{-3} \text{ g/mm}^3$; ω 为内圈角速度,rad/s; r_1 为轴承内径的一半,mm; r_2 为轴承内滚道直径的一半,mm; r 为内圈某点的半径,mm。当 $r=r_2$ 时,式(12)计算结果即为内滚道上某点的径向位移。

3.4 滚子与滚道间的油膜对工作径向游隙的影响

研究证明,高速滚动轴承在油润滑条件下,滚动体与滚道之间存在具有一定厚度动压润滑油膜,如航空发动机主轴轴承、精密机床主轴轴承等,使轴承径向工作径向游隙减小。采用Dowson-Higginson线接触弹流油膜厚度公式^[17],计算圆柱滚子轴承滚子与滚道间最小油膜厚度,如式(13)所示。

$$h_{\min} = \frac{2.65 \alpha_y^{0.54} (\eta_0 U)^{0.7} R^{0.43} L^{0.13}}{E^{0.03} W^{0.13}} \times 10^6 \quad (13)$$

式中 α_y 为黏压系数,一般取 $2.2 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$; η_0 为润滑油在大气压下的动力黏度,Pa·s; U 为接触点的卷吸速度,m/s; R 为滚子与内、外滚道接触处的当量曲率半径,m; E 为两接触体当量弹性模量, E_1 、 E_2 分别为接触材料的弹性模量,GPa; W 为滚子与内、外滚道间接触载荷,N,考虑滚子离心力的影响。

根据上述方法计算不同试验工况下各因素引起的轴承工作径向游隙变化量。图8为径向载荷800 N下,改变轴承内圈转速,各因素引起的轴承工作径向游隙变化曲线图。首先可以看出,各因素引起的轴承工作径向游隙变化量均随内圈转速升高而增大, Δu_t 与 Δu_v 引起的轴承工作径向游隙变化速度接近,并远大于 $\Delta h_{\min}$ 与 δ_r 。其中,不同工况下的 $\Delta h_{\min}$ 远小于其他因素,且受内圈转速的影响较小,可以忽略。其次,内圈转速为4 000 r/min时(最低试验转速), Δu_t 、 Δu_v 、 $\Delta h_{\min}$ 远小于 δ_r ;随着内圈转速升高, Δu_t 、 Δu_v 逐渐增大,逐渐接近并超过 δ_r 。

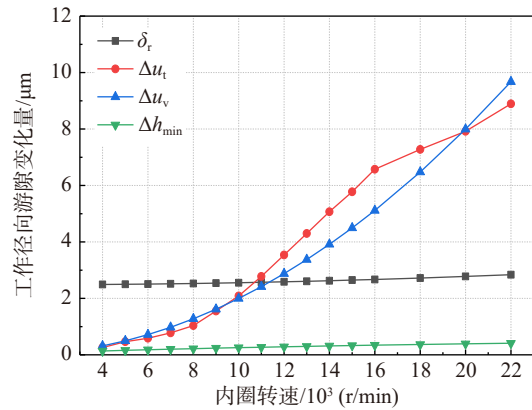
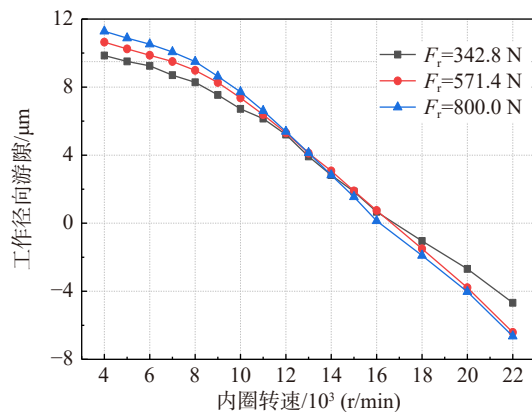


图8 各因素引起工作径向游隙的变化量

Fig. 8 Variation of working radial clearance caused by each factor

3.5 轴承工作径向游隙变化

根据轴承工作径向游隙计算模型,计算不同试验工况下轴承的工作径向游隙,如图9所示。可以看出,轴承工作径向游隙随内圈转速升高而减小,结合图8可知,这是由于轴承内圈旋转引起

图9 轴承工作径向游隙变化($u'_t=9.5 \mu\text{m}$)Fig. 9 Variation of working radial clearance of test bearing ($u'_t=9.5 \mu\text{m}$)

的 Δu_r 、 Δu_v 随内圈转速升高而迅速增大所致。已知径向载荷作用将引起的套圈相对位移 δ_r , 且 δ_r 随轴承所受径向载荷的增大而增大, 当轴承中低转速时($n=4\,000\sim 13\,000\text{ r/min}$), 其工作径向游隙随径向载荷的增大而增大。若内圈转速继续升高($n\geq 14\,000\text{ r/min}$), 增大径向载荷将引起轴承内、外套圈间的温度差增大, 使得 Δu_r 进一步增大, 导致轴承工作径向游隙进一步减小。

4 理论分析

结合轴承工作径向游隙变化, 分析不同工况下滚子的受力情况。对滚子受力进行适当简化, 忽略轴承保持架的作用, 考虑套圈、润滑油对滚子的作用力, 如图 10 所示。 j 为滚子序号, $j=1, 2, 3, \dots, Z$ 。 F_{cj} 为第 j 个滚子受到的离心力, Q_{ij} 、 Q_{ej} 为第 j 个滚子与内外滚道间的接触载荷, F_{ij} 、 F_{ej} 为内、外滚道对第 j 个滚子的拖动力, f_{dj} 为第 j 个滚子在润滑油中运动受到的流体阻力, N。 M_{ij} 、 M_{ej} 、 M_{dj} 分别为 F_{ij} 、 F_{ej} 、 f_{dj} 引起的力矩, N·mm。 d_m 为轴承节圆直径, $d_m=(d_i+d_e)/2$, mm。由于试验测得的是保持架转速, 即整体滚子的公转速度, 得到的保持架打滑率亦可视为轴承整体滚子的打滑率。因此, 在每个滚子受力分析的基础上, 计算整体滚子所受各力在圆周方向的力矩和 M_i 、 M_e 、 M_d 以及总力矩 M 。

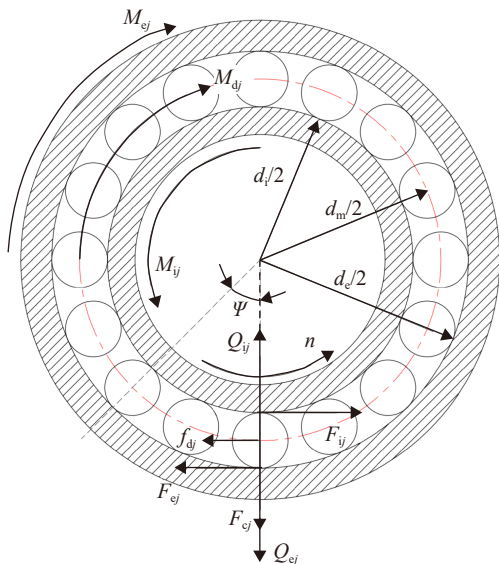


图 10 轴承滚子受力分析

Fig. 10 Force analysis of bearing roller

4.1 受力计算

4.1.1 轴承接触载荷分布

轴承工作径向游隙变化将引起轴承负荷分布

系数及承载区范围的变化, 其内部接触载荷分布情况亦随之变化。在式(4)基础上, 通过式(14)~式(16)可得到轴承承载区范围 ψ_1 。

$$Q_{\max} = K_n \left(\delta_r - \frac{1}{2} P_d \right)^{10/9} \quad (14)$$

$$\psi_1 = \pm \cos^{-1} \left(\frac{u_r}{2\delta_r} \right) \quad (15)$$

$$Q_{ij} = Q_{ej} = Q_{\max} \left(1 - 0.5 \frac{1 - \cos \psi_j}{\varepsilon} \right)^{10/9} \quad (16)$$

式中 ψ_j 为第 j 个滚子的位置角, ($^\circ$), 承受最大接触载荷滚子的位置角为 0° 。

4.1.2 拖动力计算

已知试验轴承所用 4050 润滑油的拖动系数^[18], 考虑滚子受到的离心力, 根据式(17)计算内、外套圈对滚子的拖动力 F_{ij} 、 F_{ej} 。

$$F_{ij} = \mu_{ij} Q_{ij} \quad (17)$$

$$F_{ej} = \mu_{ej} (Q_{ej} + F_{cj}) \quad (18)$$

$$F_{cj} = m \omega_r^2 (d_m/2) \times 10^{-3} \quad (19)$$

式中 μ_{ij} 、 μ_{ej} 为第 j 个滚子与内、外滚道间润滑油的拖动系数; m 为滚子质量, kg; ω_r 为滚子公转角速度, rad/s。

4.1.3 流体阻力计算

根据 Schlichting 等^[17] 对柱体阻力系数 C_d 的定义, 可以计算润滑油对运动滚子的阻力 f_d , 如式(20)所示:

$$f_d = 0.5 C_d \rho_{oil} v_r^2 A \quad (20)$$

式中 ρ_{oil} 为润滑油密度, kg/m^3 ; v_r 为滚子公转速度, 即保持架公转速度, m/s; A 为滚子在润滑油中的有效前向面积, m^2 。

4.1.4 总力矩

通过上述步骤算得滚子所受拖动力与流体阻力, 进而求出各力的力矩和 M_i 、 M_e 、 M_d 以及总力矩 M , 如式(21)~式(24)所示。

$$M_i = \sum_{j=1}^Z M_{ij} = \sum_{j=1}^Z Q_{ij} d_i/2 \quad (21)$$

$$M_e = \sum_{j=1}^Z M_{ej} = \sum_{j=1}^Z (Q_{ij} + F_{cj}) d_e/2 \quad (22)$$

$$M_d = \sum_{j=1}^Z M_{dj} = \sum_{j=1}^Z f_{dj} d_m/2 \quad (23)$$

$$M = M_i + M_e + M_d \quad (24)$$

4.2 计算结果与分析

图11为试验工况下轴承总力矩 M ,可以看出不同工况下 M 均小于零,表明滚子所受外圈、润滑油的阻力矩大于内圈对滚子的驱动力矩,对应轴承始终存在一定程度的打滑。当内圈转速为4 000~12 000 r/min时,总力矩 M 随径向载荷增大而增大,对应图3轴承打滑率逐渐增大。当内圈转速高于13 000 r/min时,径向载荷对轴承总力矩 M 的影响不存在明显规律,此时轴承打滑率变化亦无规律性。

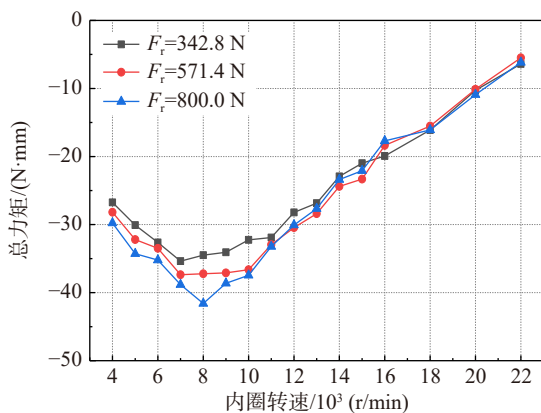


图11 轴承总力矩变化曲线

Fig. 11 Change curve of the total torque of the bearing

此外,不同径向载荷作用下,当内圈转速低于某值时,总力矩 M 随内圈转速升高而减小;当内圈转速高于某值时,总力矩 M 随内圈转速升高而增大。显然,存在临界转速 n' ,此时轴承总力矩 M 出现最小值 $M_{\min}$ 。对比图3发现,不同径向载荷下,随着内圈转速升高,总力矩 M 与打滑率 S 变化趋势相同,且总力矩 $M_{\min}$ 与打滑率 $S_{\max}$ 对应的临界转速相同,均在7 000~8 000 r/min之间。由此可见,轴承打滑特性与其总力矩直接相关:当轴承总力矩 $M < 0$ 时,轴承将发生打滑;当总力矩 M 逐渐趋近于零时,轴承打滑程度逐渐减小,打滑率 S 同样趋近于零。

5 结论

本文以高速轻载圆柱滚子轴承为研究对象,通过轴承打滑特性试验发现不同于以往研究的结果。为从理论角度对试验结果进行探究,建立轴承工作径向游隙计算模型,考虑轴承工作径向游隙变化对轴承载荷分布的影响。求得套圈、润滑油对滚子的作用力,以及轴承总力矩,并结合轴

承打滑试验结果进行分析。得到以下结论:

1) 通过试验研究发现,轴承转速低于10 000 r/min时,减小径向载荷可以降低轴承打滑程度;轴承转速高于10 000 r/min时,径向载荷对轴承打滑率的影响无规律性。存在内圈临界转速,此时轴承打滑率最大;当内圈转速低于临界转速时,轴承打滑率随转速升高而增大,反之,轴承打滑率随转速升高而减小。

2) 轴承内圈转速在4 000~8 000 r/min时,径向载荷引起的套圈相对位移是影响轴承工作径向游隙的主要因素,使轴承工作径向游隙增大。随着内圈转速升高,轴承各组件温升引起的膨胀量差异与内圈旋转离心膨胀成为减小轴承工作径向游隙的主要因素。

3) 试验工况下轴承总力矩与轴承打滑率的变化趋势吻合,轴承总力矩直接影响轴承打滑程度。

参考文献:

- [1] HARRIS T A. An analytical method to predict skidding in high speed roller bearings[J]. *ASLE Transactions*, 1966, 9(3): 229-241.
- [2] POPLAWSKI J V. Slip and cage forces in a high-speed roller bearing[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1972, 94(2): 143-150.
- [3] KANG Y S, EVANS R D, DOLL G L. Roller-raceway slip simulations of wind turbine gearbox bearings using dynamic bearing model [R]. San Francisco, US: STLE/ASME 2010 International Joint Tribology Conference, 2011.
- [4] 毛宇泽, 王黎钦, 古乐. 负游隙对高速高温薄壁圆柱滚子轴承动态性能的影响分析[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(11): 2795-2800.
MAO Yuze, WANG Liqin, GU Le. Effect of negative clearance on dynamic characteristics of high-speed high-temperature thin-walled cylindrical roller bearings[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(11): 2795-2800. (in Chinese)
- [5] 李海涛, 石东丹, 王萌, 等. 航空发动机主轴圆柱滚子轴承故障分析及改进设计[J]. *轴承*, 2020(3): 12-15.
LI Haitao, SHI Dongdan, WANG Meng, et al. Fault analysis and improved design of cylindrical roller bearings for aero-engine spindle[J]. *Bearing*, 2020(3): 12-15. (in Chinese)
- [6] GROUP L A W, SMITH C F. Some aspects of the performance of high-speed lightly loaded cylindrical roller bearings[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1962, 176(1): 566-601.
- [7] 战明学. 高速滚子轴承中滚子运动规律的试验研究[J]. *辽宁机械*, 1982(5): 11-15.
ZHAN Mingxue. Experimental study on roller motion law in high-speed roller bearing[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 1982(5): 11-15. (in Chinese)
- [8] SELVARAJ A, MARAPPAN R. Experimental analysis of factors influencing the cage slip in cylindrical roller bearing[J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2011, 53(5): 635-644.
- [9] ALTMANN B, PAPE C, REITHMEIER E. Digital image process-

- ing algorithms for automated inspection of dynamic effects in roller bearings[R]. Munich, Germany: SPIE Optical Metrology: Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers (SPIE) Conference Series, 2017.
- [10] TASSONE B A. Roller bearing slip and skidding damage[J]. *Journal of Aircraft*, 1975, 12(4): 281-287.
- [11] 涂文兵, 何海斌, 罗丫, 等. 滚动轴承稳定工况下的滚动体打滑动力学分析[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(6): 94-99.
TU Wenbing, HE Haibin, LUO Ya, et al. Dynamic skidding behavior of rolling elements under bearing steady working conditions[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(6): 94-99. (in Chinese)
- [12] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Advanced concepts of bearing technology: rolling bearing analysis[M]. Fifth edition. Boca Raton, US: CRC Press, 2006.
- [13] CRECELIUS W, 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, US: Engineering and Research Center of SKF Industries, 1976.
- [14] BROWN J R, FORSTER N H. Operating temperatures in mist lubricated rolling element bearings for gas turbines[C]//Collection of Technical Papers: 35th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC). Piscataway, US: IEEE, 2002: 1268-1275.
- [15] 卢团良, 邱明, 董艳方, 等. 基于光纤光栅传感器的机床主轴轴承热诱导预紧力研究[J]. *中国机械工程*, 2021, 32(17): 2025-2031, 2039.
LU Tuanliang, QIU Ming, DONG Yanfang, et al. Research on thermally induced preload of machine tool spindle bearings based on FBG sensor[J]. *China Mechanical Engineering*, 2021, 32(17): 2025-2031, 2039. (in Chinese)
- [16] 曹宏瑞, 李兵, 陈雪峰, 等. 高速主轴离心膨胀及对轴承动态特性的影响[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(19): 59-64.
CAO Hongrui, LI Bing, CHEN Xuefeng, et al. Centrifugal expansion of high-speed spindle and its influences on bearing dynamic characteristics[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(19): 59-64. (in Chinese)
- [17] SCHLICHTING H, GERSTEN K. Boundary-Layer theory[M]. Berlin, Germany: Springer, 2017.
- [18] 满维伟, 张文虎, 郑艳伟, 等. 润滑油拖动特性对高速角接触球轴承保持架运动平稳性的影响[J]. *轴承*, 2017(11): 31-37.
MAN Weiwei, ZHANG Wenhui, ZHENG Yanwei, et al. Influence on traction characteristics of lubricating oil on motion stability for cages in high speed angular contact ball bearings[J]. *Bearing*, 2017(11): 31-37. (in Chinese)

(编辑: 秦理曼)