

DOI:10.16356/j.2097-6771.2026.02.011

起落架收放机构关节轴承磨损分析与试验研究

王宁博¹, 李福¹, 鄢雨濛², 梁涛涛³, 印寅²

(1. 沈阳飞机设计研究所, 沈阳 110035; 2. 南京航空航天大学航空航天结构力学及控制全国重点实验室, 南京 210016; 3. 南京航空航天大学通用航空与飞行学院, 溧阳 213300)

摘要: 航空低速重载自润滑关节轴承作为起落架收放系统的核心运动部件, 其动态性能与磨损特性直接决定了机构的可靠性。为检验关节轴承在某型起落架收放机构作动筒上的综合性能, 本文建立了含间隙的收放机构动力学参数化模型及关节磨损模型, 通过数值仿真预测衬垫磨损深度。然后开展关节轴承随起落架收放台架试验, 并设计专用试验台架测试其空载启动力矩、衬垫磨损量及重载下摩擦力矩等关键性能参数。研究结果表明: 所构建的磨损模型预测精度达 95% 以上; 关节轴承在实际载荷谱作用下展现出良好的服役性能, 在 12 500 次收放循环中均未出现异常磨损或卡滞现象, 能够满足起落架收放机构的严苛使用要求。

关键词: 起落架收放机构; 自润滑关节轴承; 衬垫磨损; 试验; 运动精度

中图分类号: V226

文献标志码: A

文章编号: 1005-2615(2026)02-0350-12

Wear Analysis and Experimental Study of Spherical Plain Bearing in Landing Gear Retraction Mechanism

WANG Ningbo¹, LI Fu¹, YAN Yumeng², LIANG Taotao³, YIN Yin²

(1. Shenyang Aircraft Design and Research Institute, Shenyang 110035, China; 2. State Key Laboratory of Mechanics and Control for Aerospace Structures, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China; 3. College of General Aviation and Flight, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Liyang 213300, China)

Abstract: As the core moving part of the landing gear retraction system, the dynamic performance and wear characteristics of the aeronautic low-speed heavy-load spherical plain bearings with self-lubrication directly determine the mechanism reliability. In order to test the comprehensive performance of the spherical plain bearing on the actuator cylinder of a landing gear retracting mechanism, the dynamic parametric model and joint wear model of the retraction mechanism with clearance are established in this paper, and the wear depth of the liner is predicted by numerical simulation. Then, the spherical plain bearing with the landing gear retraction bench test is carried out, and the special test bench is designed to test its key performance parameters such as starting torque under no load, liner wear, and friction torque under heavy load. The results show that the prediction accuracy of the wear model is more than 95%. The spherical plain bearing shows good service performance under the actual load spectrum, and no abnormal wear or stagnation occurs in 12 500 retraction cycles, which can meet the stringent requirements of the landing gear retraction mechanism.

基金项目: 国家自然科学基金(52172368, 52302453, 52275114); 江苏省自然科学基金(BK20220135); 航空航天结构力学及控制全国重点实验室(南京航空航天大学)自主研究课题(MCAS-I-0224G03); 南京航空航天大学前瞻布局科研专项资金(1001-ILB23008)。

收稿日期: 2025-08-27; **修订日期:** 2026-03-16

通信作者: 印寅, 男, 教授, 博士生导师, E-mail: yinyin@nuaa.edu.cn。

引用格式: 王宁博, 李福, 鄢雨濛, 等. 起落架收放机构关节轴承磨损分析与试验研究[J]. 南京航空航天大学学报(自然科学版), 2026, 58(2): 350-361. WANG Ningbo, LI Fu, YAN Yumeng, et al. Wear analysis and experimental study of spherical plain bearing in landing gear retraction mechanism[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics (Natural Science Edition), 2026, 58(2): 350-361.

Key words: landing gear retraction mechanism; self-lubricating spherical plain bearing; liner wear; test; kinematic accuracy

起落架收放系统在飞机起降过程中发挥着至关重要的作用,其性能优劣直接关系到飞机起飞、着陆、滑跑、地面机动和停放等阶段的操作性能与安全裕度^[1-3]。作为收放机构的核心运动部件,关节轴承承担着载荷传递和运动导向的功能,其动态性能与磨损特性严重影响了起落架系统的可靠性与服役寿命^[4]。随着现代航空技术对起落架性能要求的不断提升,深入开展关节轴承在收放机构中的综合性能分析与试验验证研究,对提升飞机运行安全性和经济性具有重要的工程应用价值。

在关节轴承的性能分析及试验研究方面,国内外人员开展了大量研究。国外对轴承的质量检测开展得较早且相对成熟^[5-6],不仅研制出了众多检测设备,还制定了完善的关节轴承标准和试验规范^[7-8]。Fusaro^[9]通过拉丁方统计试验,研究了温度、载荷和滑动速度对GFRPI复合材料关节轴承摩擦学性能的影响。Liu等^[10-11]采用摆动磨损寿命测试仪,研究了涂层自润滑球面滑动轴承在不同工况下轻载和低频范围内的磨损破坏行为。截至1993年,杨咸启等^[12]研制出关节轴承寿命试验机SPBTM-1并进行轴承寿命计算,此前国内在关节轴承寿命计算方法的研究领域几近空白。2008年,迟成芳等^[13]研制了轴承磨损试验机,得以满足不同载荷各规格自润滑型关节轴承的衬垫磨损量测试需求。2025年,杨云峰等^[14]设计搭建了专用测试平台,准确评估轴承在不同工况条件下的摩擦磨损特性,并实现磨损效果可视化。

近年来,国内学者进行了大量系统性研究,相关技术体系日趋完善。现行国家军用标准GJB 10850—2022《低速摆动自润滑向心关节轴承规范》对关节轴承的无载旋转启动力矩、额定静载荷、衬垫磨损等性能的检验方法做出了具体规定^[15]。吴鹏^[16]建立了自润滑关节轴承无载启动力矩解析模型,设计了一台自润滑关节轴承无载启动力矩检测仪,进行了驱动系统动态仿真分析及无载启动力矩检测试验。针对轴承启动力矩动态检测误差较大的问题,王强^[17]结合试验机摆动系统动力学仿真分析方法和惯性力矩试验方法,揭示了惯性力矩对轴承启动力矩检测精度的影响规律,实现了对轴承启动力矩的误差补偿。周占生^[18]使用自制的关节轴承试验机进行了正弦载荷和恒定载荷下的摩擦学性能试验和疲劳寿命试验,阐明了不同载荷周期下关节轴承摩擦磨损过程和磨损机理。刘云帆等^[19]分析了自润滑关节轴承损伤失效机理,指出

自润滑衬垫/涂层的磨损失效是引起自润滑关节轴承失效的最主要原因。然而,上述研究大多集中在装机前对轴承的性能考核上,主要依据这些测试结果来决定是否更换轴承,缺乏对关节轴承在装机后实际服役状况的深入研究。

在复杂机构中关节轴承的动力学研究方面,郝秀红等^[20]建立了带间隙自润滑关节轴承的动力学数学模型,深入分析了织物衬垫磨损和摩擦因数对机构动态响应及非线性特性的影响。秦强等^[21]依据RBC公司提供的自润滑杆端关节轴承衬垫磨损曲线,分别建立了轴承在初始磨损期和稳定磨损期的磨损模型,并探讨了磨损对机构过中心锁定可靠性的影响。冯蕴雯等^[22]建立了考虑磨损演化的刚柔耦合动力学模型,研究了铰链式襟翼机构在轴承非均匀磨损后的动力学响应规律。这些研究为关节轴承在复杂机构中的应用提供了重要的理论支持,但缺乏相应的试验验证。

本文以某型起落架收放机构作动筒下端安装的自润滑关节轴承为研究对象,通过开展起落架收放动力学仿真、关节轴承磨损建模以及轴承随起落架收放试验研究,全面检验关节轴承在收放循环过程中的综合性能,并揭示衬垫在实际工况下的磨损规律。本文旨在确保该关节轴承能够成功应用于起落架收放机构,从而保障起落架收放的安全性。

1 起落架收放机构动力学建模

1.1 起落架收放机构功能原理分析

本文所研究的起落架收放机构如图1所示,主要由收放作动筒、主支柱、斜撑杆、缓冲器、上扭力臂、下扭力臂以及高承载阻力撑杆组成。其中主支

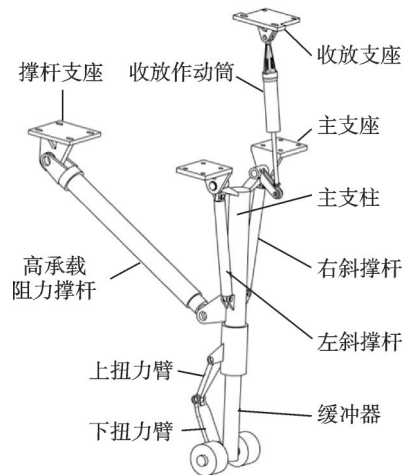


图1 起落架收放机构

Fig.1 Landing gear retraction mechanism

柱承载机体重量,缓冲器吸收着陆冲击,扭力臂负责姿态限位,斜撑杆则辅助稳定结构。

在起落架收上过程中,收放作动筒作为主要驱动力,其活塞杆主动缩回,精准带动主支柱沿预设轨迹向上运动;高承载阻力撑杆同步发挥次要驱动作用,与作动筒协同发力,确保整个收放动作平稳、精准完成。

上位锁定是起落架收上后保持结构稳定、保障飞行安全的关键环节。当起落架收放机构的收上角度精准抵达 93.5°时(图 2),安装在主支柱上的锁钩会与预设的钩环锁对撞,进而实现嵌合锁止,完成机构的上位锁定,确保起落架在飞行过程中不发生松动或位移。基于这一关键锁定条件,将 93.5°界定为起落架收放机构的运动精度失效边界。若收上角度未能达到这一标准值,锁钩与钩环锁将无法有效嵌合,上位锁定功能失效,机构无法维持收上后的稳定状态,直接影响飞行安全。

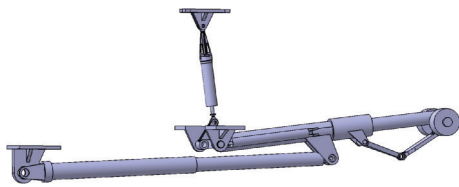


图 2 起落架收放机构收上状态

Fig.2 Landing gear retraction mechanism in the retraction state

1.2 起落架收放机构动力学仿真建模

基于 LMS Virtual. lab Motion 仿真软件(简称 Motion),根据起落架收放原理,通过以下 4 个步骤建立收放机构的动力学模型:简化起落架收放机构模型、为每个组件赋予质量属性、建立部件间的运动副和约束、施加位置驱动。起落架收放机构仿真模型如图 3 所示,部件间的约束关系如图 4 所示。起落架收放机构的主要结构参数如表 1 所示。

考虑到关节间隙对收放机构运动精度、运动平稳性的影响,针对收放作动筒下端关节的间隙位置建立带关节间隙的动力学模型。收放作动筒活塞

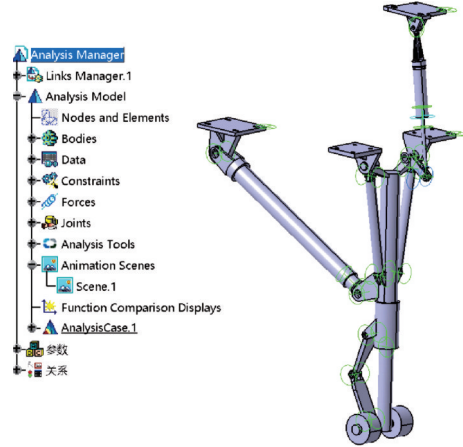


图 3 收放机构仿真模型

Fig.3 Retraction mechanism simulation model

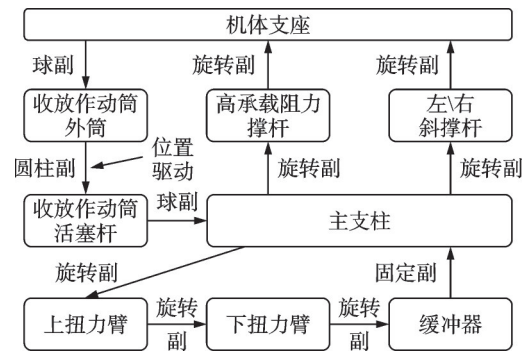


图 4 收放机构部件间的约束关系

Fig.4 Constraints among retraction mechanism components

杆与主支柱之间的运动副为球副,故采用球体-旋转面接触模型来模拟关节轴承衬垫与内环之间的间隙,同时在接触的位置添加点面高副以限制孔轴在轴向的自由度。关节间隙模拟图如图 5 所示,厚曲面表示轴承衬垫,半径为 R_1 ;球表示轴承内环,半径为 R_2 ;间隙则为 $J_c = 2(R_1 - R_2)$ 。

采用应用广泛的 Lankarani-Nikravesh 连续接触力模型(L-N 模型)^[23]计算接触单元的接触力。L-N 模型引入了考虑结构恢复系数的非线性阻尼项,能够清晰地描述碰撞过程的能量损耗和转移,更加符合实际接触碰撞情形^[24]。此特性有助于为后续的磨损预测模型提供高保真度的输入参数。

表 1 起落架收放机构的主要结构参数

Table 1 Main parameters of landing gear retraction mechanism

部件	长度/mm	材料	质量/kg	转动惯量 $J_{xx}, J_{yy}, J_{zz}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$
收放作动筒	1 237	合金钢	34.436	1.878, 1.824, 0.094
主支柱	1 556	合金钢	318.745	70.611, 71.346, 3.295
斜撑杆	866.61	合金钢	35.045	2.007, 0.097, 1.951
缓冲器	764.5	合金钢	199.388	15.688, 5.889, 10.957
上扭力臂	400	合金钢	11.665	0.157, 0.013, 0.166
下扭力臂	400	合金钢	11.693	0.122, 0.020, 0.140
高承载阻力撑杆	1 822.23	合金钢	234.661	55.12, 13.168, 42.67

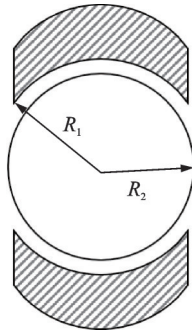


图5 关节间隙模拟图

Fig.5 Joint clearance simulation diagram

法向接触力 F 的表达式为

$$F = K_{st} \delta^{3/2} \left[1 + \frac{3(1 - c_e^2) \dot{\delta}}{4 \dot{\delta}^{(-)}} \right] \quad (1)$$

式中: δ 为刺穿深度; c_e 为恢复系数; $\dot{\delta}$ 为渗透速度; $\dot{\delta}^{(-)}$ 为初始碰撞速度; K_{st} 为碰撞体的接触刚度系数, 表达式为

$$K_{st} = \frac{4}{3\pi(h_i + h_j)} \left(\frac{R_i R_j}{R_i + R_j} \right)^{1/2} \quad (2)$$

式中: R_i, R_j 表示构件 i, j 在接触面的曲率半径, 材料参数 h_i, h_j 表示为

$$h_k = \frac{1 - \nu_k^2}{\pi E_k} \quad k = i, j \quad (3)$$

式中: ν_k 为泊松比, E_k 表示弹性模量。

1.3 起落架收放机构轴承磨损建模

在凸轮、轴承、齿轮等构件的磨损预测过程中, Archard 模型得到广泛应用^[25-29]。故采取 Archard

磨损模型计算收放作动筒下端关节轴承衬垫的磨损量, 其表达式为

$$V = KF(t)L_s/H \quad (4)$$

式中: V 表示磨损体积, L_s 表示运动副相对滑动距离, K 表示磨损系数, $F(t)$ 表示运动副间的法向载荷, H 表示材料的布氏硬度。

假设运动副磨损过程为均匀磨损, 磨损体积为

$$V = \left[\pi(R_1 + h)^2 - \pi R_1^2 \right] b \approx 2\pi R_1 h b \quad (5)$$

式中: b 为轴承衬垫与内环的接触长度, h 为轴承衬垫的半径变化量(即衬垫磨损深度)。

单位时间 dt 内运动副相对滑动距离为

$$L_s = R_1 \omega(t) dt \quad (6)$$

式中: $\omega(t)$ 表示机构收上/放下运动过程中运动副的相对角速度。

联立式(4~6), 可以得到衬垫磨损深度

$$h = \frac{KF(t)}{2\pi b H} \omega(t) dt \quad (7)$$

故在一次收放循环中的衬垫磨损深度为

$$\Delta h = 2 \int_0^{t_r} \frac{KF(t)}{2\pi b H} \omega(t) dt = \int_0^{t_r} \frac{KF(t)}{\pi b H} \omega(t) dt \quad (8)$$

式中: t_r 表示机构的收上时间/放下时间。

起落架收放机构动力学仿真模型与轴承磨损模型中的关键参数如表 2 所示, 式(8)中的运动副间的法向载荷 $F(t)$ 及相对角速度 $\omega(t)$ 可基于收放机构仿真模型算得。基于关节轴承随某起落架收放台架试验获取的磨损数据, 校准关节轴承磨损模型中的磨损系数 K , 从而避免泛用参数与实际工况不匹配导致的预测偏差。

表 2 模型中的关键参数

Table 2 Key parameters in the model

参数名称	衬垫厚度/mm	衬垫初始半径 R_1 /mm	轴承内环半径 R_2 /mm	磨损系数 K	布氏硬度 H /HB	轴承衬垫与内环的接触长度 b /mm	收放循环时间 t_r /s
参数大小	1	26.5	26.5	1.6e-6	120	22	5

本节建立了考虑关节轴承间隙的起落架收放机构动力学模型, 依托关节轴承随某起落架收放台架试验, 采用实测机构运动数据验证动力学模型精度, 采用衬垫磨损数据校准轴承磨损模型中的核心参数, 以提升收放作动筒下端关节轴承在起落架收放这一真实服役环境下的磨损预测精度。

2 起落架收放机构仿真分析及关节磨损预测

2.1 起落架收放机构仿真分析

基于建立的动力学模型, 获得了初始状态下收放作动筒轴向力与收放角度随作动筒行程变化图, 如图 6 与 7 所示。收放作动筒下端关节的法向载荷

及相对角速度如图 8 与 9 所示。可以看出, 在起落架收放初始阶段, 由于机构间隙及惯性冲击的影响

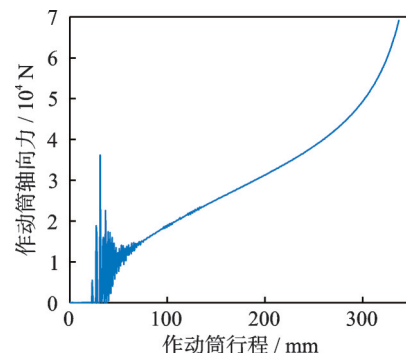


图 6 收放作动筒轴向力随作动筒行程变化图

Fig.6 Variation diagram of retraction actuator's axial force with actuator stroke

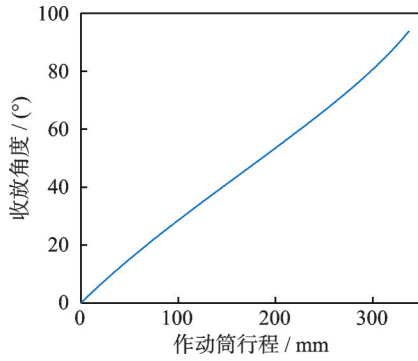


图7 收放角度随作动筒行程变化图

Fig.7 Variation diagram of retraction angle with actuator stroke

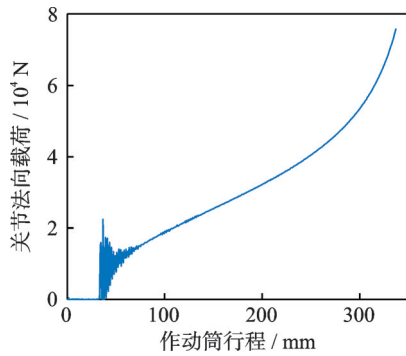


图8 关节法向载荷随作动筒行程变化图

Fig.8 Variation diagram of joint normal load with actuator stroke

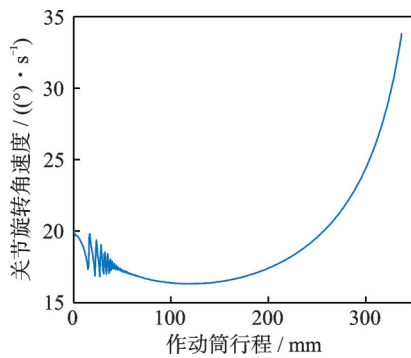


图9 关节旋转角速度随作动筒行程变化图

Fig.9 Variation diagram of joint rotation angular velocity with actuator stroke

响,收放作动筒轴向力及关节法向载荷的波动幅度较大,表现出较高的不稳定性。随着收放运动进入稳定状态,载荷逐渐趋于平稳。

2.2 衬垫磨损深度预测

基于考虑关节间隙的起落架收放机构仿真模型,开展衬垫磨损深度影响分析。根据关节轴承随起落架收放台架试验中得到的轴承间隙与摩擦因数变化范围,依次更改间隙与摩擦因数取值,仿真得到的一次收放循环中的衬垫磨损深度随轴承间隙、摩擦因数变化示意图分别如图 10 与 11 所示。

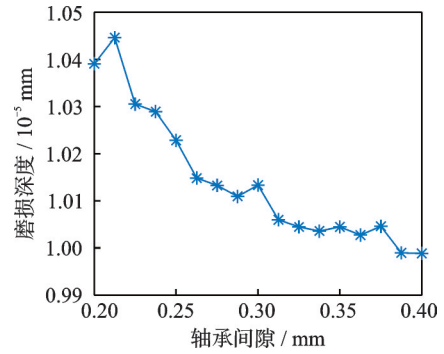


图10 磨损深度随轴承间隙变化图

Fig.10 Variation diagram of wear depth with bearing clearance

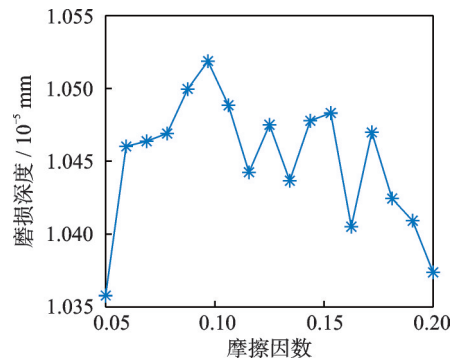


图11 磨损深度随摩擦因数变化图

Fig.11 Variation diagram of wear depth with friction coefficient

在轴承间隙小于 0.3 mm 的区间内,衬垫磨损深度不低于 1.01×10^{-5} mm,且随轴承间隙增大呈现波动式递减特征。这一现象源于接触约束与动态载荷的耦合作用:当间隙较小时,关节轴承内环与衬垫配合紧密,一方面接触界面微滑移受强约束,易引发应力集中与显著微动磨损;另一方面,收放过程中的动态载荷(如到位冲击)在紧密界面更易诱发局部瞬时高应力与滑移,导致磨损速率呈现起伏特征。当轴承间隙超过 0.3 mm 时,内环与衬垫的配合趋于适度宽松,接触界面应力分布更均匀,相对运动也更平稳,故衬垫磨损深度趋于稳定并维持在较低水平。

当摩擦因数处于 (0.05, 0.2) 区间内,衬垫磨损深度与摩擦因数呈现弱负相关性 (Pearson 系数 $r = -0.305$, $p = 0.013$),始终维持在 $(1.045 \pm 0.01) \times 10^{-5}$ mm 的稳定区间内。

将衬垫磨损深度进行归一化处理后,采取多项式回归方法^[30-31]拟合出衬垫磨损深度随轴承间隙的变化曲线,拟合效果如图 12 所示。该多项式模型具有优异的拟合性能(均方误差 (Mean squared error, MSE) 为 0.001 8,拟合优度 (R squared, R^2))

为 0.98),且所有样本点均落在 95% 置信区间内。故基于该多项式模型,采取“时变间隙-单次收放循环中衬垫磨损深度-时变间隙”的闭合计算回路,预测出轴承间隙随起落架收放次数的变化曲线,如图 13 所示。结果表明,轴承间隙与收放次数呈现显著的正线性相关性。在不同间隙工况下,衬垫磨损深度的差异性在整体的累积磨损过程中表现得并不显著,表明间隙变化对长期磨损行为的影响较为有限。

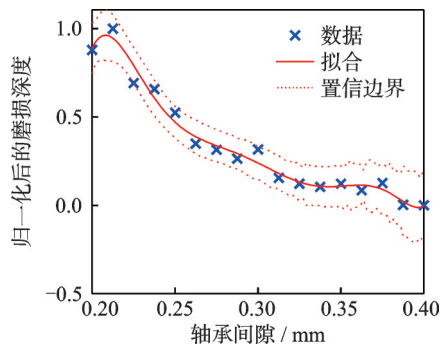


图 12 衬垫磨损深度拟合图

Fig.12 Liner wear depth fitting diagram

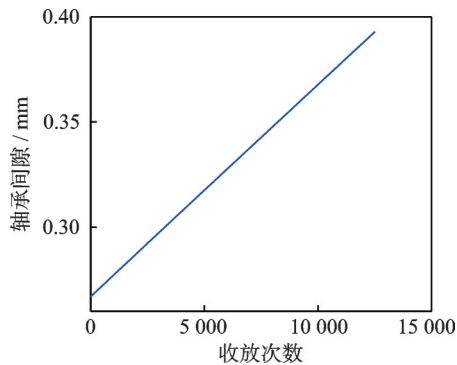


图 13 轴承间隙随收放次数变化图

Fig.13 Bearing clearance during retraction cycles

可以得出结论:在一定装配间隙容差范围内,收放机构下端关节轴承的衬垫磨损进程呈现相对稳定的线性增长特征,未出现磨损速率突变或加速的现象。尽管磨损深度对间隙变化不够敏感,但鉴于间隙扩大必然损害运动精度,工程实践中必须在确保磨损可控的前提下,严格评估间隙对起落架收放到位精度的影响,以避免功能失效。

2.3 运动精度参数影响分析

为探究关节轴承衬垫磨损对起落架收上角度的影响,本节基于考虑关节间隙的起落架收放机构仿真模型,针对性开展运动精度参数影响分析。结合关节轴承在起落架收放台架试验中实测得到的轴承间隙与摩擦因数变化范围,通过逐一调整两项参数的取值进行系列仿真,最终得到起落架收上角

度随轴承间隙的变化规律(图 14)以及收上角度随摩擦因数的变化特征(图 15)。

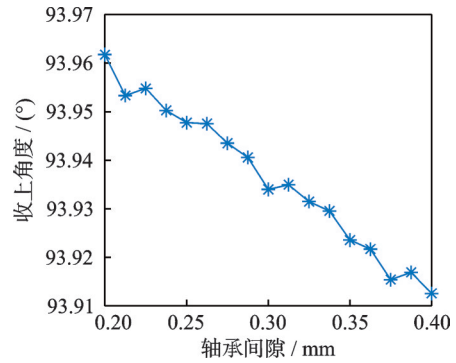


图 14 收上角度随轴承间隙变化图

Fig.14 Variation diagram of retraction angle with bearing clearance

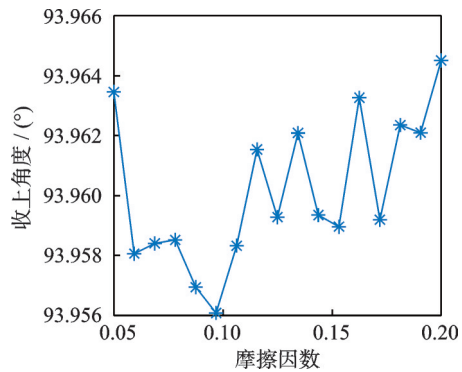


图 15 收上角度随摩擦因数变化图

Fig.15 Variation diagram of retraction angle with friction coefficient

当轴承间隙处于(0.2,0.4)区间内,起落架收上角度与轴承间隙之间存在极强的负相关关系。当轴承间隙达到 0.4 mm 时,起落架收上角度为 93.91°,该角度尚未越过 93.5°的运动精度失效边界,起落架收放机构的上位锁定功能状态良好。当摩擦因数处于(0.05,0.2)区间内,起落架收上角度与摩擦因数的相关程度不高(Pearson 系数 $r=0.502$, $p=0.040$),收上角度始终处于 $(93.96 \pm 0.004)^\circ$ 的稳定区间内。

3 关节轴承随某起落架收放台架试验

传统关节轴承测试系统多聚焦于轴承单体的装机前性能标定,受测试场景限制,无法还原其在起落架收放机构中的实际装配关系、运动轨迹与受载特征。本节通过整合起落架收放试验台与关节轴承综合性能测试系统,严格匹配关节轴承的真实服役工况,不仅为轴承装机后服役性能的定量考核提供了关键试验载体,还为关节轴承的衬垫磨损建模提供了数据支撑。

3.1 试验目的与试验内容

为检验国产纤维衬垫自润滑关节轴承在某起落架收放机构中的作动筒下端关节的综合性能,选取该起落架的收放作动筒作为典型验证件,开展典型低速重载自润滑关节轴承随起落架收放台架试验。起落架收放试验台架如图 16 所示,关节轴承随起落架收放机构进行 5 250、7 500 和 12 500 次收放试验后,测试关节轴承的空载启动力矩(包括旋转力矩和摆动力矩)、衬垫磨损量、重载下摩擦力矩。

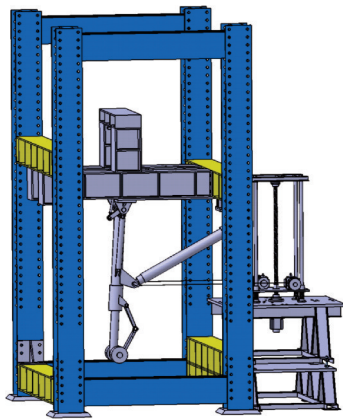


图 16 起落架收放试验台架

Fig.16 Landing gear retraction test bench

3.2 试验实施方案

3.2.1 启动力矩测试方案

启动力矩测试方案包括旋转力矩测试和摆动力矩测试,测试过程中不对关节轴承施加任何轴向或者径向的作用力,测试装配形式如图 17 与 18 所示,测试现场如图 19 与 20 所示。自润滑关节轴承在起落架上以杆端关节轴承的形式存在,通过螺纹连接固定在收放作动筒下端。故参考螺纹连接形式,设计轴承支座将装配上关节轴承的耳环螺栓固定于杆端轴承平台上,并采用一木质芯轴与关节轴承内环相连。在测力计加载平台上平行固定两条直线导轨,并在导轨的直线法兰轴承上安装一块带有弹簧测力计的 PVC 平板。在旋转力矩测试方案中,弹簧测力计左端与固接在木质芯轴上的刚性 U 形力臂通过钢丝绳相连;在摆动力矩测试方案中,弹簧测力计左端与木质芯轴上直接通过钢丝绳相连。通过调整杆端轴承平台的高度和轴承支座的位置,保证钢丝绳在水平面上的位置。弹簧测力计右端伸出的钢丝绳绕过加载平台上的定滑轮吊挂住加载砝码。

在测试启动力矩时,通过微量增加砝码的质量,带动弹簧测力计和钢丝绳,使得关节轴承的内

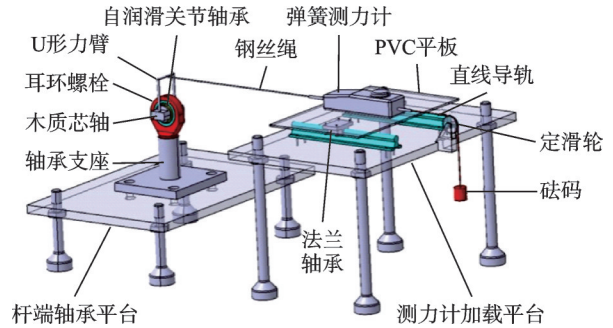


图 17 旋转力矩测试装配图

Fig.17 Test assembly diagram of rotation torque

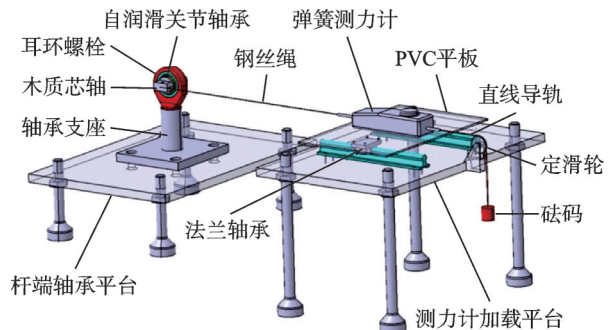


图 18 摆动力矩测试装配图

Fig.18 Test assembly diagram of deflection torque

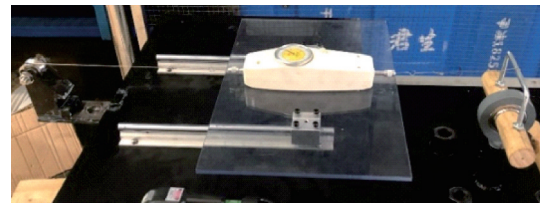


图 19 旋转力矩测试现场

Fig.19 Field test of rotation torque

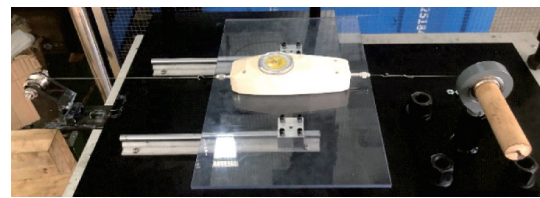


图 20 摆动力矩测试现场

Fig.20 Field test of deflection torque

环与外圈发生相对运动。因此,能够测得轴承在不承受负载的自然状态下,关节轴承的内环和外圈发生相对运动时所需要克服的摩擦阻力矩。

3.2.2 衬垫磨损量测试方案

衬垫磨损量测试装配形式如图 21 与 22 所示,测试现场如图 23 所示。装配上关节轴承的耳环螺栓螺接于作动筒一端的轴承支座上,通过伸缩作动筒调整耳环螺栓在水平面上的位置。待调至相应位置时,插入钢质芯轴使耳环螺栓与带有滚子轴承的双耳片夹具配合。将千分表通过磁性表座固定

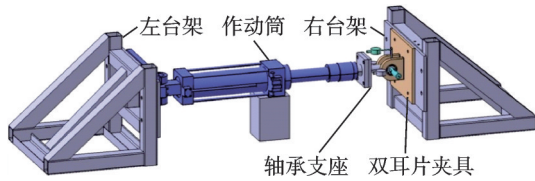


图 21 衬垫磨损量测试装配图

Fig.21 Test assembly diagram of liner wear

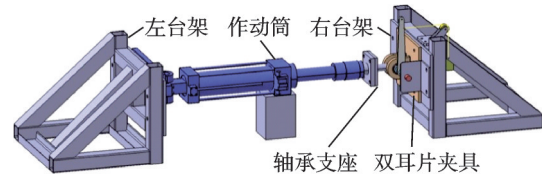


图 24 重载下摩擦力矩测试装配图

Fig.24 Test assembly diagram of friction torque under heavy load

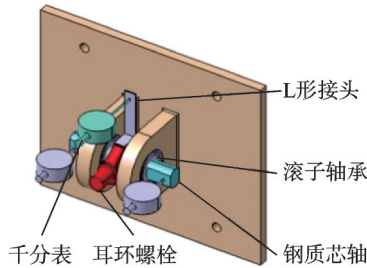


图 22 衬垫磨损量测试局部装配图

Fig.22 Test local assembly diagram of liner wear

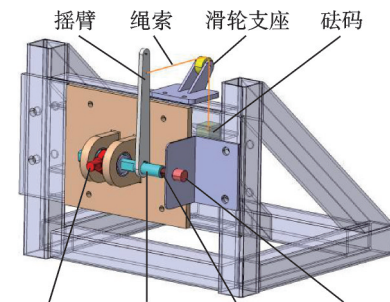


图 25 重载下摩擦力矩测试局部装配图

Fig.25 Test local assembly diagram of friction torque under heavy load

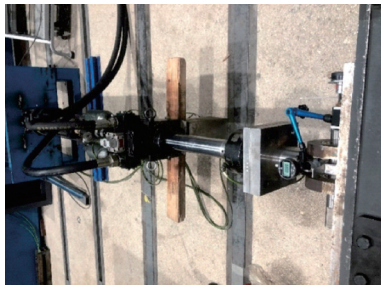


图 23 衬垫磨损量测试现场

Fig.23 Field test of liner wear

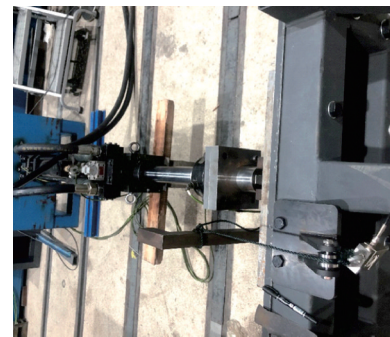


图 26 重载下摩擦力矩测试现场

Fig.26 Field test of friction torque under heavy load

于右台架上,调整至合适位置,使得千分表探针的头部接触固连在耳环螺栓上的 L 形接头。

在测试衬垫磨损量时,采用由 MTS 控制器控制的液压作动筒沿着耳环螺栓的轴向分别施加 ± 10 kN 的载荷,利用千分表测量耳环螺栓在受到往复载荷时的位移变化量。轴承位移减去轴承内环与试验芯轴之间的间隙,可以得到轴承内环与外圈之间的间隙。收放试验阶段前后的轴承内外圈间隙差值的二分之一即为自润滑衬垫的磨损量。

3.2.3 重载下摩擦力矩测试方案

重载下摩擦力矩测试装配形式如图 24 与 25 所示,测试试验现场如图 26 所示,其夹具安装状态参照衬垫磨损量测量试验。将钢质芯轴换装为带有平键槽的钢质芯轴,利用衬套将关节轴承定位于双耳片夹具的中间位置,并调整键槽位置,使得与之配合的摇臂处于垂直于地面的位置。摇臂上部连接的绳索绕过滑轮支座的定滑轮吊挂住 S 形拉力传感器和砝码。

在测试摩擦力矩时,采用由 MTS 控制器控制的液压作动筒向耳环螺栓施加 70 kN 的轴向拉力,

并控制作动筒保持该载荷直至测量记录结束。缓慢向连接载荷传感器和摇臂的砝码加力,使轴承内环与外圈发生相对运动,利用动态测试仪采集并记录载荷传感器数值。计算关节轴承旋转力矩(即摩擦阻力矩)时,需从测得的总力矩中扣除双耳片夹具中两个 NJ2308E 滚子轴承的旋转力矩,再根据关节轴承的旋转力矩计算出摩擦因数。

3.3 试验结果

3.3.1 启动力矩测试结果

起落架收放循环阶段试验后,在测量点 A、B 处各重复测量关节轴承的无负载启动力矩。A 点为耳环螺栓在收放试验前后关节轴承内环的原始位置,B 点为 A 点位置顺时针旋转 90° 关节轴承内环所处的位置。旋转力矩的测试结果如图 27 与 28 所示,摆动力矩的测试结果如图 29 与 30 所示。可以发现,随着起落架收放次数的逐步增加,轴

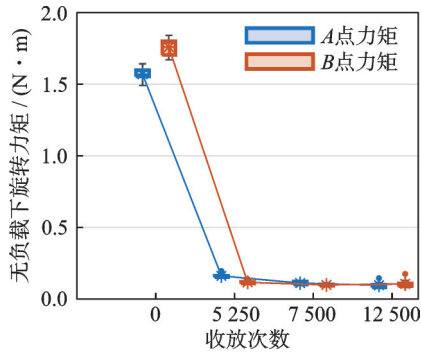


图 27 无负载下旋转力矩随收放次数变化图

Fig.27 Variation diagram of rotation torque under no load with the number of retraction cycles

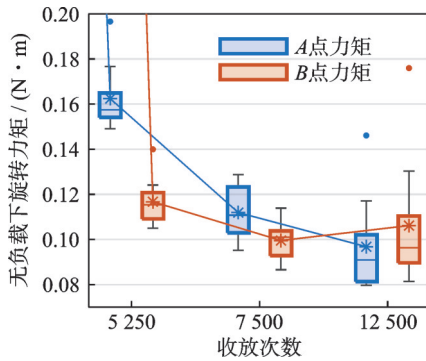


图 28 无负载下旋转力矩随收放次数局部变化图

Fig.28 Local variation diagram of rotation torque under no load with the number of retraction cycles

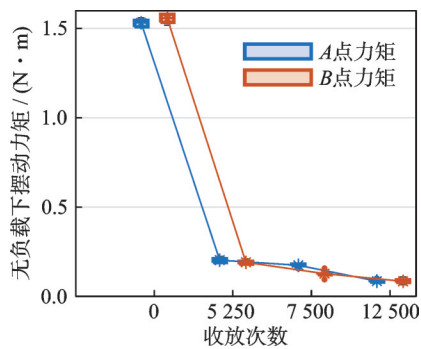


图 29 无负载下摆动力矩随收放次数变化图

Fig.29 Variation diagram of deflection torque under no load with the number of retraction cycles

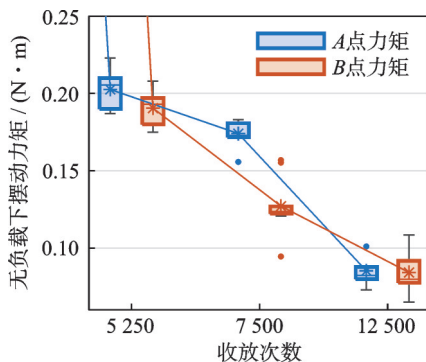


图 30 无负载下摆动力矩随收放次数局部变化图

Fig.30 Local variation diagram of deflection torque under no load with the number of retraction cycles

承在无负载阶段的旋转力矩以及摆动力矩基本呈现下降趋势。当完成 12 500 次收放试验后,轴承无负载的旋转力矩以及摆动力矩分别约为 0.102 N·m 以及 0.085 N·m。

3.3.2 衬垫磨损量测试结果

不同收放试验阶段下的关节轴承位移量如图 31 所示。在收放次数分别为 1、5 250、7 500 及 12 500 次下轴承内环与外环的间隙分别为 0.267、0.342、0.346 及 0.394 mm。在 12 500 次收放循环试验过程中,实测轴承间隙与模型预测值之间的平均相对误差为 1.92%,验证了预测模型的准确性。12 500 次试验后的关节轴承衬垫磨损量为 0.063 5 mm。

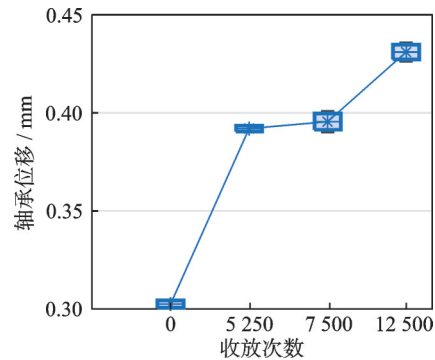


图 31 轴承位移量随收放次数变化图

Fig.31 Variation diagram of bearing displacement with the number of retraction cycles

3.3.3 重载下摩擦力矩测试结果

起落架阶段试验后,测得的关节轴承摩擦力矩及摩擦因数如图 32 所示。随着起落架收放次数的逐步增加,轴承在负载阶段的旋转力矩先增大后稍稍减小。第 1 次收放试验时,关节轴承的摩擦因数为 0.072;当完成 12 500 次收放试验后,关节轴承的摩擦因数为 0.157。

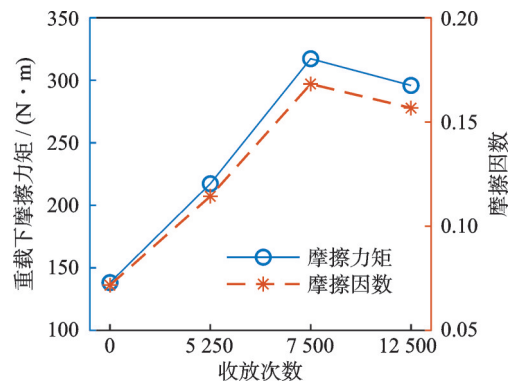


图 32 摩擦力矩及摩擦因数随收放次数变化图

Fig.32 Variation diagram of friction torque and friction coefficient with the number of retraction cycles

3.4 衬垫磨损后的收放机构性能对比

第 1 次循环及第 12 500 次循环时,起落架收放机构的收放角度、阻力撑杆位移随作动筒行程变化如图 33~36 所示。结果表明,不同循环次数下试验与仿真曲线的变化趋势高度吻合,收放角度、阻力撑杆位移的平均相对误差均小于 10%,既验证了仿真模型的准确性,也印证了起落架收放机构在耐久循环后仍保持良好的运动一致性。

对比图 33 与图 34 的试验结果可见,起落架收放机构的收上角度未发生明显的退化,且未发生运动精度失效现象,表明该关节轴承可充分满足该起落架收放机构的耐久性使用需求。

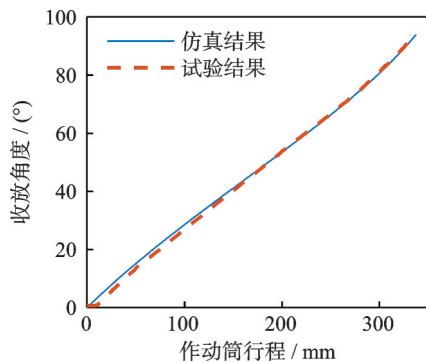


图 33 第 1 次循环时的收放角度变化曲线
Fig.33 Retraction angle change curves at the 1th cycle

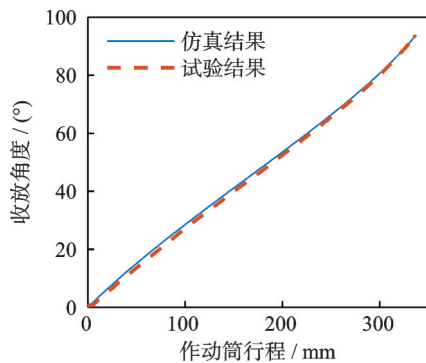


图 34 第 12 500 次循环时的收放角度变化曲线
Fig.34 Retraction angle change curves at the 12 500th cycle

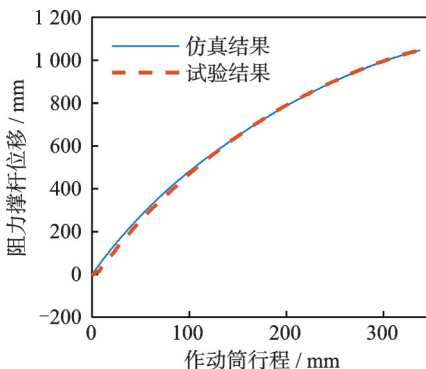


图 35 第 1 次循环时的阻力撑杆位移曲线
Fig.35 Resistance strut displacement curves at the 1th cycle

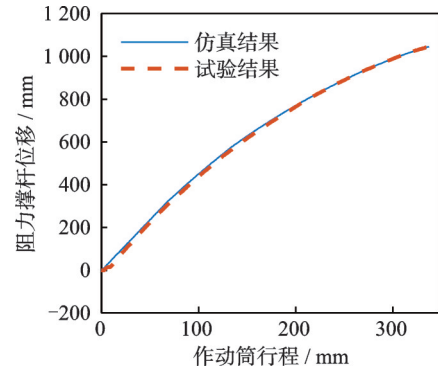


图 36 第 12 500 次循环时的阻力撑杆位移曲线
Fig.36 Resistance strut displacement curves at the 12 500th cycle

4 结 论

本文通过系统性的理论建模与试验验证,开展了航空低速重载自润滑关节轴承的综合性能评估,主要结论如下:

(1)建立了考虑关节轴承间隙的起落架收放机构动力学仿真模型,明确了收放作动筒的运动特性与关节法向载荷的变化规律,为后续磨损分析与试验方案设计提供了基础。

(2)基于动力学仿真模型构建了关节轴承磨损预测模型,研究发现间隙变化对长期磨损行为的影响较为有限,通过 12 500 次收放循环试验验证了磨损预测模型的准确性。

(3)基于收放机构动力学仿真模型,针对性开展了运动精度参数影响分析,研究发现起落架收上角度与轴承间隙之间存在极强的负相关关系,与摩擦因数的相关程度不高。当轴承间隙低于 0.4 mm 时,收上角度尚未越过运动精度失效边界,起落架收放机构的上位锁定功能正常。

(4)开展了自润滑关节轴承随起落架收放台架试验,并设计了一套测试系统获取了关节轴承的空载启动力矩、衬垫磨损量及重载下摩擦力矩等主要性能特征量的演化数据,结果表明该轴承在严苛工况下仍能保持优异的综合性能,满足该起落架收放机构的耐久性要求。

(5)开展了衬垫磨损前后的收放机构试验,与仿真结果对比分析,机构性能的动态变化曲线趋势高度吻合,验证了仿真模型的准确性。在第 12 500 次收放循环过程中,起落架收放机构未出现运动精度失效现象。

参考文献:

[1] 刘磊,刘成龙,姚雄华,等.某型飞机主起落架收放系统性能分析与试验验证[J].航空工程进展,2025,16(4):110-115.

- LIU Lei, LIU Chenglong, YAO Xionghua, et al. Performance analysis and experimental verification of the main landing gear retraction system of a certain type of aircraft[J]. *Advances in Aeronautical Science and Engineering*, 2025, 16(4): 110-115.
- [2] 胡庆丰, 邱波, 王小凌. 某飞机起落架未收起故障解析处理[J]. *电子测量技术*, 2022, 45(8): 91-94.
HU Qingfeng, QIU Bo, WANG Xiaoling. Analysis and treatment of failure of landing gear not retracted in an aircraft[J]. *Electronic Measurement Technology*, 2022, 45(8): 91-94.
- [3] 魏小辉, 王钰龙, 印寅, 等. 某起落架收放联动机构故障分析及改进设计[J]. *中国机械工程*, 2014, 25(3): 399-403.
WEI Xiaohui, WANG Yulong, YIN Yin, et al. Failure analysis and improved design of a landing gear retraction mechanism[J]. *China Mechanical Engineering*, 2014, 25(3): 399-403.
- [4] 颜晓峰, 李洁玉. 航空重载关节轴承性能分析[J]. *科技视界*, 2017, 7(7): 35.
- [5] 李俊超, 朱丽娜, 马国政, 等. 自润滑关节轴承质量检测及寿命评估研究现状[J]. *材料导报*, 2018, 32(21): 3796-3804.
LI Junchao, ZHU Lina, MA Guozheng, et al. Research status on quality inspection and life evaluation of self-lubricating spherical plain bearings[J]. *Materials Review*, 2018, 32(21): 3796-3804.
- [6] 曾祥春. 滚动轴承摩擦力矩测量方法研究与实现[D]. 武汉: 华中科技大学, 2015.
ZENG Xiangchun. Research and implementation on measurement method for the friction torque of rolling bearing[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2015.
- [7] Department of Defense. Bearings, control system components, and associated hardware used in the design and construction of aerospace mechanical systems and subsystems: MIL-STD-1599 NOT 5[S]. Arlington County, Virginia: Department of Defense, 1997.
- [8] Department of Defense. Bearings, plain, self-aligning, self-lubricating, low speed oscillation, general specification for: MIL-B-81820F(2) SUP 1 NOT 1 [S]. Arlington County, Virginia: Department of Defense, 1998.
- [9] FUSARO R L. Geometrical aspects of the tribological properties of graphite fiber reinforced polyimide composites[J]. *A S L E Transactions*, 1983, 26(2): 209-221.
- [10] LIU Y F, MA G Z, QIN H L, et al. Research on damage and failure behaviour of coated self-lubricating spherical plain bearings based on detection of friction torque and temperature rise[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2022, 236(3): 514-526.
- [11] LIU Y F, MA G Z, ZHU L, et al. A new coated self-lubricating spherical plain bearing with high performance and excellent security[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2024, 238(1): 60-72.
- [12] 杨咸启, 姜韶峰, 荣亚川, 等. 关节轴承寿命计算方法[J]. *轴承*, 1993(3): 7-12, 48.
YANG Xianqi, JIANG Shaofeng, RONG Yachuan, et al. Life calculation on spherical plain bearings[J]. *Bearing*, 1993(3): 7-12, 48.
- [13] 迟成芳, 尹廷林, 尹芳芳, 等. 轴承磨损试验机的研制[J]. *工程与试验*, 2008, 48(3): 72-75.
CHI Chengfang, YIN Tinglin, YIN Fangfang, et al. Research and development of bearing abrasion testing machine[J]. *Engineering & Test*, 2008, 48(3): 72-75.
- [14] 杨云峰, 窦晓亮, 郝树涛, 等. 自润滑关节轴承测试台设计[J]. *工程与试验*, 2025, 65(3): 67-69.
YANG Yunfeng, DOU Xiaoliang, HAO Shutao, et al. Design of testing platform for self-lubricating spherical plain bearings[J]. *Engineering & Test*, 2025, 65(3): 67-69.
- [15] 中央军委装备发展部. 低速摆动自润滑向心关节轴承规范: GJB 10850—2022[S]. 北京: 国家军用标准出版发行部, 2023.
Equipment Development Department of People's Republic of China Central Military Commission. Specification for low-speed oscillating and self-lubricating radial spherical plain bearings: GJB 10850—2022[S]. Beijing: National Military Standards Publishing & Distribution Department, 2023.
- [16] 吴鹏. 自润滑关节轴承无载启动动力矩理论研究及检测仪设计[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2019.
WU Peng. Theoretical study on no-load starting torque of self-lubricating spherical plain bearing and design of its detector[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2019.
- [17] 王强. 航空自润滑关节轴承装机启动动力矩控制技术研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2022.
WANG Qiang. Research on the control technology of starting torque of aviation self-lubricating spherical plain bearings installation[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2022.
- [18] 周占生. 正弦载荷下自润滑关节轴承磨损机理研究及寿命分析[D]. 洛阳: 河南科技大学, 2019.
ZHOU Zhansheng. Wear mechanism and life analysis of self-lubricating spherical plain bearing under sinusoidal load[D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2019.

- [19] 刘云帆, 秦红玲, 韩翠红, 等. 自润滑关节轴承寿命试验及损伤失效机理研究现状[J]. 材料导报, 2021, 35(1): 36-45.
LIU Yunfan, QIN Hongling, HAN Cuihong, et al. Research status of life test and damage failure mechanism of self-lubricating spherical plain bearings[J]. Materials Review, 2021, 35(1): 36-45.
- [20] 郝秀红, 田润威, 焦伟, 等. 织物衬垫磨损对自润滑关节轴承动力学的影响[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2024, 52(4): 88-94.
HAO Xiuhong, TIAN Runwei, JIAO Wei, et al. Effects of the wear of fabric liner on self-lubricating joint bearings dynamics[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2024, 52(4): 88-94.
- [21] 秦强, 李婷婷, 冯蕴雯, 等. 考虑间隙磨损的机构过中心锁定可靠性分析[J]. 机械强度, 2015, 37(5): 874-879.
QIN Qiang, LI Tingting, FENG Yunwen, et al. Reliability analysis of mechanism over-center locking considering wear and clearance[J]. Journal of Mechanical Strength, 2015, 37(5): 874-879.
- [22] 冯蕴雯, 唐家强, 薛小锋, 等. 考虑磨损演化的铰链式襟翼机构动力学仿真研究[J]. 西北工业大学学报, 2024, 42(2): 222-231.
FENG Yunwen, TANG Jiaqiang, XUE Xiaofeng, et al. Study on dynamic simulation of hinged flap mechanism considering wear evolution[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2024, 42(2): 222-231.
- [23] LANKARANI H M, NIKRAVESH P E. A contact force model with hysteresis damping for impact analysis of multibody systems[J]. Journal of Mechanical Design, 1990, 112(3): 369-376.
- [24] 阎绍泽, 向吴维凯, 黄铁球. 计及间隙的运动副和机械系统动力学的研究进展[J]. 北京大学学报(自然科学版), 2016, 52(4): 741-755.
YAN Shaoze, XIANG Wuweikai, HUANG Tieqiu. Advances in modeling of clearance joints and dynamics of mechanical systems with clearances[J]. Acta Scientiarum Naturalium Universitatis Pekinensis, 2016, 52(4): 741-755.
- [25] ALAKHRAMSING S S, DE ROOIJ M B, VAN DROGEN M, et al. The influence of stick-slip transitions in mixed-friction predictions of heavily loaded cam-roller contacts[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2019, 233(5): 676-691.
- [26] CHEVALIER L, CLOUPET S, SOIZE C. Probabilistic model for random uncertainties in steady state rolling contact[J]. Wear, 2005, 258(10): 1543-1554.
- [27] MUKRAS S, KIM N H, MAUNTLER N A, et al. Analysis of planar multibody systems with revolute joint wear[J]. Wear, 2010, 268(5/6): 643-652.
- [28] WANG H B, ZHOU C J, LEI Y Y, et al. An adhesive wear model for helical gears in line-contact mixed elastohydrodynamic lubrication[J]. Wear, 2019, 426/427: 896-909.
- [29] 曹正, 康梓秦, 樊中鼎, 等. 基于动力学模型的滚动轴承磨损特性分析[J]. 仪器仪表学报, 2023, 44(8): 218-227.
CAO Zheng, KANG Ziqin, FAN Zhongding, et al. Analysis of wear characteristics of rolling element bearings based on the dynamic model[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2023, 44(8): 218-227.
- [30] ZAHID M S, JAMIL U. Data-driven machine learning techniques for fuel economy prediction in sustainable transportation systems[J]. Green Energy and Intelligent Transportation, 2026, 5(1): 100303.
- [31] CHEN T, LAI X, CHEN F, et al. Intelligent prediction of electrode characteristics based on neural networks in the lithium-ion battery production chain[J]. Green Energy and Intelligent Transportation, 2026, 5(1): 100294.

(编辑: 胥橙庭)