

文章编号: 1000-8055(2026)10-20250248-13

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20250248

高频次启停行星轮滑动轴承试验机 设计与磨损特性研究

张光恩, 蒋文恂, 王 文
(上海大学 机电工程与自动化学院, 上海 200444)

摘 要: 为研究航空发动机行星齿轮减速箱滑动轴承在高频次启停工况下的磨损情况, 搭建了一台模拟滑动轴承启停的试验机, 该试验机可实现转速、载荷的独立控制及复合加载, 同时监测轴承静特性参数。通过数值模拟与试验验证相结合的方法, 对比了轴承静特性参数的理论解与试验结果, 验证了试验机模拟工况的可靠性; 按实际飞行启停工况进行了 12 000 次启停试验, 获取了轴承表面形貌的变化及表面尺寸变化; 分析了表面磨损变化对轴承性能的影响。试验表明轴承在 12 000 次启停试验后, 承载面半径间隙增大了 15.4%, 油膜承载力降低了 7.4%; 轴承表面双侧损伤时, 损伤中心距离端面 1/4 总宽时轴承的性能削减最大; 轴承表面单侧损伤时, 损伤边缘距离端面 1/4 总宽时轴承的性能削减最大。

关 键 词: 高频次启停; 磨损; 椭圆轴承; 试验机; 热流体润滑

中图分类号: V229+.2; TH133.31

文献标志码: A

Design of test rig and wear characterization of planetary sliding bearing under high-frequency start-stop conditions

Zhang Guang'en, Jiang Wenxun, Wang Wen

(School of Mechatronic Engineering and Automation, Shanghai University, Shanghai 200444, China)

Abstract: To investigate the wear behavior of the sliding bearing in aero-engine planetary gearboxes under high-frequency start-stop operating conditions, a dedicated test rig was constructed. This test rig enabled independent control of rotational speed and load, as well as combined loading, while simultaneously monitoring the static parameters of the bearing. By integrating numerical simulation with experimental validation, the theoretically derived static parameters were compared with measured data, confirming the reliability of the simulated conditions provided by the test rig. A total of 12 000 start-stop cycles were conducted according to actual flight conditions, capturing the evolution of surface topography and dimensional changes. The influence of surface wear on bearing performance was subsequently analyzed. Results indicated that after 12 000 start-stop cycles, the loaded-surface radial clearance increased by 15.4% and the oil-film load capacity decreased by 7.4%. For bilateral surface damage, the greatest performance degradation occurred when the damage centers were located at 1/4 of the total width from the end face. For unilateral surface damage, the maximum performance loss occurred when the damaged edge was situated at 1/4 of the total width from the corresponding end face.

收稿日期: 2025-05-24

基金项目: 上海市科技攻关计划项目(16DZ1120603)

作者简介: 张光恩(1999—), 男, 硕士, 主要研究方向为轴承技术。E-mail: ananz@shu.edu.cn

通信作者: 王文(1968—), 男, 教授, 博士, 主要研究方向为轴承技术。E-mail: mewwang@shu.edu.cn

引用格式: 张光恩, 蒋文恂, 王文. 高频次启停行星轮滑动轴承试验机设计与磨损特性研究[J]. 航空动力学报, 2026, 41(10): 20250248. Zhang Guang'en, Jiang Wenxun, Wang Wen. Design of test rig and wear characterization of planetary sliding bearing under high-frequency start-stop conditions[J]. Journal of Aerospace Power, 2026, 41(10): 20250248.

Keywords: high-frequency start-stop; wear; elliptical bearing; testing rig;
thermo-hydrodynamic lubrication

齿轮传动涡扇发动机由于低排放、低油耗和低噪声等突出优势被市场认可^[1]。作为核心零部件之一,行星齿轮减速器的稳定性直接关系到发动机的整体性能^[2]。而轴承作为行星齿轮减速器的关键承载元件,是保障行星齿轮箱及设备正常运行的关键^[3-4];滑动轴承则因自身优良的运行性能、较低的加工和维护成本成为行星齿轮系统的首选^[5]。随着航空工业的高速发展,对行星齿轮系统性能不断提高意味着滑动轴承需在更严苛的工作条件下运行^[6]。在发动机频繁启停的过程中,滑动轴承油膜反复建立与破裂,易发生异常磨损情况导致轴承失效^[7-8]。为满足航空发动机适航规定中对部件寿命的要求,对高频次启停工况下的滑动轴承磨损行为研究具有重要意义。

国外学者针对滑动轴承启停过程造成的磨损做了大量工作。Harnoy^[9]通过建立摩擦动力学方程,研究了转子启动过程中的摩擦现象,发现较高的启动加速度可以减少启动过程中的磨损;Chen等^[10]耦合了非理想轴颈的瞬态混合润滑模型与轴颈运动方程,研究了水润滑轴承启动过程中轴颈缺陷对其摩擦动力学行为的影响;Cui等^[11]通过求解混合润滑模型,研究轴承在启动过程的接触行为,发现滑动轴承启动初期油膜力急剧增加、接触力急剧减小;Monmousseau和Fillon^[12]基于瞬态热弹流润滑耦合模型,通过数值模拟,认为较大的加速时间、间隙可以降低启动初期造成的热变形;Xiang等^[13]构建了混合热弹流润滑模型,研究了滑动轴承启动过程的接触特性和温度场,认为较小径向间隙和较薄轴瓦会产生较大的温升和热膨胀;Chun等^[14]使用考虑磨损体积的修正油膜厚度方程,研究了单缸发动机拆装后径向轴承在启动和滑行过程中的磨损,发现点火开关 1 次后的累积磨损量随表面粗糙度的增加而增加,但也有少数例外;Liu等^[15]耦合了瞬态混合润滑模型和磨损模型,研究多次启停对发动机主轴承摩擦学性能演变的影响,发现热启动停止条件在启动初期导致更多的微观不平接触摩擦,而冷启动停止条件产生更多的摩擦损失;Li等^[16]使用试验方法分析了不同工况下滑动轴承的摩擦系数和磨损量,发现启动工况轴承的磨损量和摩擦系数远大于稳态工况。

国内学者也开展了丰富研究。在理论研究方面,顾春兴等^[17]研究了滑动轴承在启停阶段从边界润滑、混合润滑到动压润滑的演化,发现较大的转速和轴承间隙能使轴承拥有更好的启停性能;谢奕浓等^[18]建立了弹流润滑模型,研究了不同加速减速工况下轴承的润滑情况,得到了加速阶段采用余弦形式,减速阶段使用正弦形式最有利于润滑的结论;王洲等^[19]研究滑动轴承的润滑可靠性,发现停机工况下轴承的润滑失效时长要高于启动工况;外载荷方向对启动工况的润滑失效概率影响较大,对停机工况的影响较小;赵帅可等^[20]基于平均 Reynolds 方程建立滑动轴承瞬时启动的润滑性能数值分析模型,研究了不同因素对轴承启动阶段润滑性能的影响规律,发现启动阶段偏心率出现最大值,粗糙接触引起的破膜风险最大;崔淑慧等^[21]研究了滑动轴承在不同加速方式下的启停行为,发现不同加速方式对启动过程中轴承瞬态油膜力、平均最小油膜厚度、接触行为、摩擦功耗和摩擦力矩影响最大,对轴心轨迹影响次之,而对最大油膜压力峰值影响最小。

在试验方面,学者们对滑动轴承启停试验也开展了大量工作。Durak等^[22]搭建了滑动轴承测试平台,研究了机油添加剂对轴承启停过程的摩擦系数和磨损量的影响,发现添加了 3% 添加剂的机油能够显著降低轴颈轴承的摩擦系数和磨损量。Bouyer等^[23]通过大量试验研究了滑动轴承启动过程中摩擦系数的影响因素,发现轴承形状相同时,最大启动扭矩随着比压增加而线性增加,启动摩擦系数与接触面的表面光洁度和所涉及的材料直接相关。Cristea等^[24]研究了滑动轴承从启动到达到热稳定运行状态过程中油膜压力场合温度场的瞬态演变过程,发现压力场的建立过程快于温度场。王琳等^[25]搭建了风电主轴滑动轴承模拟试验装置,使用与轴承相同材料的样块进行了不同润滑状态下的恒转速摩擦磨损试验以及启停摩擦磨损试验,验证了所设计试验装置的有效性。

现有研究在揭示滑动轴承启停过程中的油膜演化和磨损机制方面取得了系统的理论成果,但多数仍集中在建模分析与短周期试验验证层面。在面向实际工程场景下,尚缺乏覆盖万次量级启

停循环的试验数据和性能演化分析。本文基于航空发动机工况开发了适用于高频次启停滑动轴承的试验机,其加载和驱动均使用闭环控制,工况模拟精度误差小于 1%,传感器数据使用 PCIe 采集卡收集,采样精准且高效。试验实现了行星轮滑动轴承在实际飞行启停工况下的万级次循环试验,为航空轴承寿命评估提供了支持。

1 试验轴承及试验机

1.1 试验轴承参数

行星齿轮箱内部的滑动轴承接触副由行星轮内孔和行星轮轴形成,为避免齿轮加工工艺和轴承加工工艺之间的冲突,行星轮滑动轴承的结构适合加工在行星轮轴上,称为“芯棒轴承”。其特点是行星轮作为滑动轴承副的旋转面,而芯棒轴承固定。本文以某型号航空发动机行星齿轮减速箱中介齿轮用椭圆轴承为研究对象,结构如图 1 所示,其中 O_1 、 O_2 分别为下瓦圆心和上瓦圆心, O 为行星轮圆心。试验轴承三维模型如图 2 所示,其几何参数见表 1。

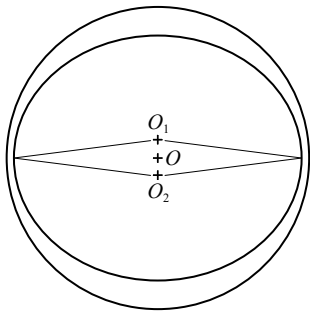


图 1 倒置式椭圆轴承结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the inverted elliptical bearing structure

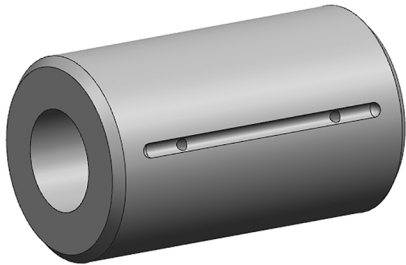


图 2 试验轴承三维模型

Fig. 2 3D model of the test bearing

1.2 试验机设计

1.2.1 试验机整体结构

根据试验轴承尺寸及工况要求,搭建适用的

表 1 轴承基本参数

Table 1 Basic parameters of the bearing

参数	数值
长轴直径/mm	139.84
短轴直径/mm	139.80
预偏心距/mm	0.02
轴承宽度/mm	235
轴承接触宽度/mm	222
半径间隙/mm	0.13
瓦张角(有供油通道)/(°)	170

试验机,结构主要包括试验轴承装载系统、加载系统、驱动系统、润滑系统以及数据采集系统。试验机三维模型如图 3 所示。

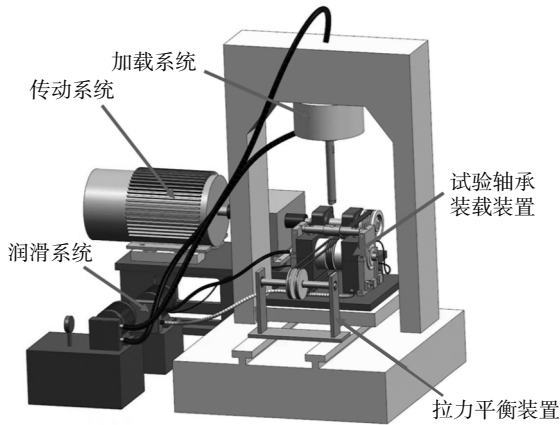


图 3 试验机三维模型

Fig. 3 3D model of the testing rig

1.2.2 试验机各部分结构设计

1) 试验轴承装载装置设计

试验轴承固定于供油轴上,供油轴安装在上下基座构成的容置空间内。供油轴一端中空,模拟行星轮轴环下供油孔,另一端开槽安装限位杆,用于限制试验轴承转动并测量摩擦扭矩。加载带轮套装在试验轴承上,模拟行星齿轮,与试验轴承形成摩擦副。带轮两端通过法兰安装滚动轴承内圈,轴承外圈则嵌入加载环内,加载环经螺杆与横向加载杆相连,传递外部载荷至试验轴承。上下基座内设油箱,用于储存端泄油并完成油路循环,基座采用可拆卸连接,便于拆装及观察轴承磨损情况。整个装置结构如图 4 所示。

2) 试验轴承加载装置设计

加载装置由液压油站、伺服阀、力传感器、位移传感器及纵向加载杆组成。液压油站驱动推杆输出载荷,推杆通过力传感器与加载杆相连,

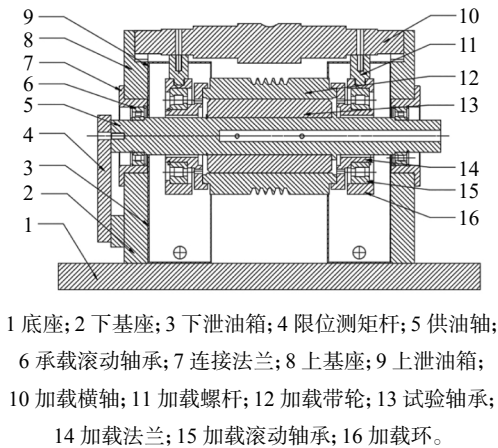


图 4 轴承装载装置结构图

Fig. 4 Structure diagram of bearing loading device

将载荷传递至轴承试件。位移传感器记录推杆位移, 伺服阀通过 PID(proportional-integral-derivative) 控制油路压力, 实现液压缸的闭环控制, 确保精确的压力输出。

3) 传动系统设计

传动系统包括 55 kW 电动机、联轴器、增速箱、传动轴和驱动带轮, 所有部件安装于电动机平台上, 中心高与试验轴承中心一致。采用 Python 语言通过 RS485 通讯控制电动机, 使其按照预设的转速曲线运行。为平衡皮带轮拉力对试验轴承的影响, 设计了力平衡装置, 通过调整液压平台位置, 确保加载带轮在两侧拉力作用下保持稳定。

4) 润滑系统设计

润滑系统包含润滑油站及三条油路。油站具备加热功能, 并配备温度传感器记录供油温度。主油路连接供油轴, 为试验轴承润滑, 油路上装有压力计和质量流量计记录供油压力和质量流量; 第二条油路为增速箱供油; 第三条油路使用三通分两路, 为双侧加载滚动轴承供油。

5) 数据采集系统设计

数据采集系统采用 C 语言和 Python 编程, 实现传感器信号采集、处理及试验台执行机构控制。C 语言负责信号采集与处理, Python 用于开发操作界面, 实现数据实时显示、绘图和存储。操作界面可监测控制油站、液压缸、电动机等设备的运行状态, 如图 5 所示。所采集传感器的信号包括加载带轮转速、加载载荷、试验轴承承载面端部温度、加载轴承外圈温度、试验轴承旋转时的摩擦扭矩、油站供油压力、供油温度以及加载带轮位移, 为试验提供全面的数据支持。

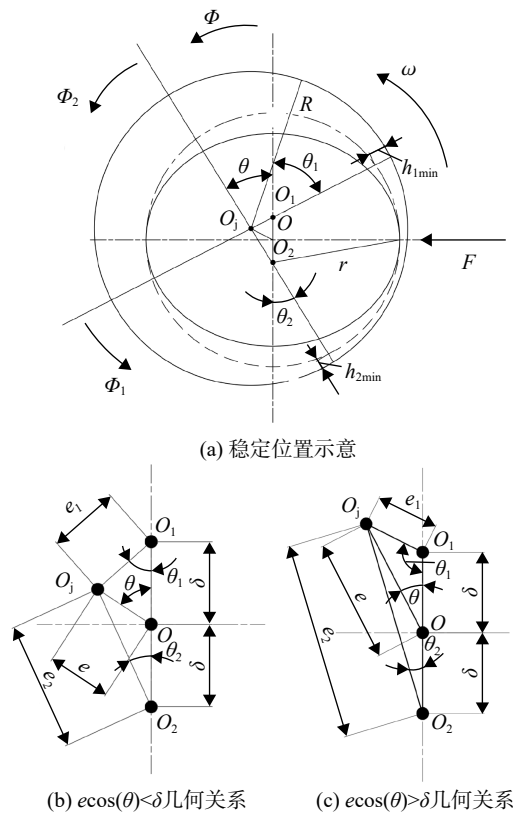


图 5 倒置式椭圆轴承油膜厚度关系示意图

Fig. 5 Schematic diagram of inverted elliptic bearing film thickness

2 数值求解

2.1 试验参数

使用 MATLAB 编写滑动轴承热流体润滑求解程序, 计算试验轴承稳定工况时的静特性参数, 与试验结果对比以评价试验机是否可靠, 试验工况如表 2 所示, 其中椭圆轴承短轴为供油槽位置, 试验时轴承安装后短轴水平, 长轴竖直。32#油在 35℃ 时的物性参数如表 3 所示。

表 2 试验工况	
Table 2 Test conditions	
参数	数值
转速/(r/min)	1870
载荷/kN	32
压力角/(°)	0
油品	32#
供油压力/MPa	0.3
供油温度/℃	35

2.2 MATLAB 数值求解

MATLAB 求解滑动轴承 Reynolds 方程, 关键

表 3 32#油在 35 ℃ 时的物性参数
Table 3 Physical properties of 32# oil at 35 ℃

参数	数值
动力黏度/(mPa·s)	34.863
密度/(kg/m³)	875
比定容热容/(kJ/(kg·℃))	1 915
导热系数/(W/(m·℃))	0.129

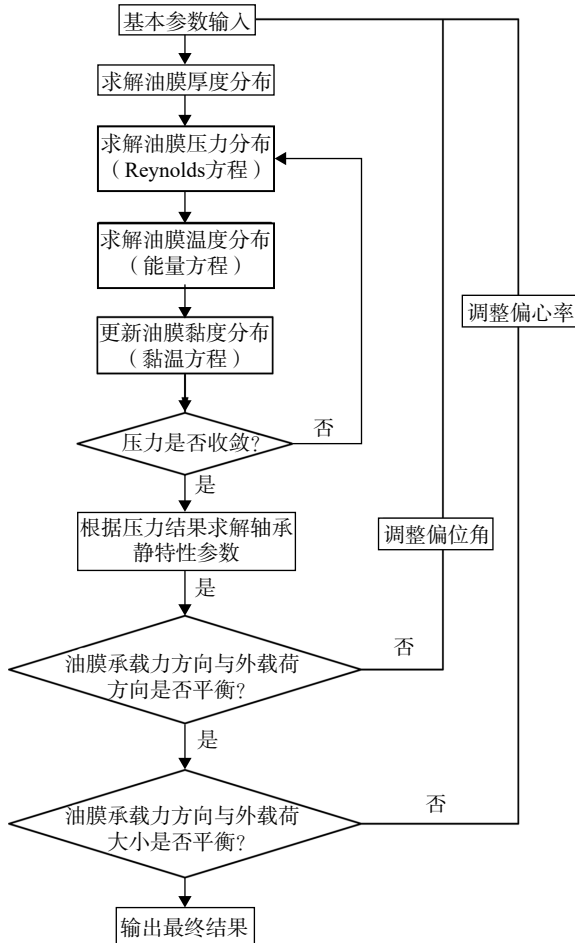


图 6 倒置式椭圆轴承热流体计算流程图

Fig. 6 Flow chart of inverted elliptical bearing thermal fluid calculation

在于定义油膜厚度表达式。本文的倒置式椭圆轴承,其油膜厚度的表达式可通过几何关系推导得出的。如图 6 所示,详细展示了倒置式椭圆轴承油膜厚度的几何关系^[26],包括下瓦和上瓦的油膜厚度计算公式以及相关参数的定义。图中 ω 为旋转角速度, Φ 、 Φ_1 、 Φ_2 分别为外圆、椭圆上半部分圆和椭圆下半部分圆的角位坐标, $h_{1\min}$ 和 $h_{2\min}$ 分别为椭圆下半圆和椭圆上半圆补全为整圆时与外圆的最小距离。

倒置式椭圆轴承下瓦和上瓦油膜厚度方程分

别为:

$$h_1 = c + e_1 \cos(\Phi_1) \quad (1)$$

$$h_2 = c + e_2 \cos(\Phi_2) \quad (2)$$

下瓦、上瓦偏心距 e_1 和 e_2 分别为:

$$e_1 = \sqrt{e^2 + \delta^2 - 2e\cos\theta} \quad (3)$$

$$e_2 = \sqrt{e^2 + \delta^2 + 2e\cos\theta} \quad (4)$$

Φ_1 和 Φ_2 分别为:

$$\Phi_1 = \Phi - \pi + \theta_1 \quad (5)$$

$$\Phi_2 = \Phi - \pi + \theta_2 \quad (6)$$

θ_1 和 θ_2 分别为:

$$\theta_1 = \arcsin\left(\frac{e\sin\theta}{e_1}\right) \quad (7)$$

$$\theta_2 = \arcsin\left(\frac{e\sin\theta}{e_2}\right) \quad (8)$$

以上内容基于图 5(b) $e\cos\theta < \delta$ 时成立,若 $e\cos\theta > \delta$ 时,则:

$$\theta_1 = \pi - \arcsin\left(\frac{e\sin\theta}{e_1}\right) \quad (9)$$

Reynolds 方程在 Navier-Stokes 方程的基础上,根据流体动量、质量守恒以及 8 个假设条件建立,其揭示了油膜压力与油膜厚度、润滑油速度、动力黏度以及密度之间的关系^[27-28]:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y}\right) = 6 \frac{\partial(U\rho h)}{\partial x} \quad (10)$$

式中 p 为流体压力; h 为油膜厚度; η 为流体动力黏度; ρ 为流体密度; U 为 x 方向上的速度。

忽略密度的变化,设 $x=R\theta$, $dx=Rd\theta$,将上述 Reynolds 方程以柱坐标形式表达,有以下形式:

$$\frac{\partial}{R^2 \partial \theta}\left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y}\right) = 6 \frac{U}{R} \cdot \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (11)$$

上述方程联立能量方程即可求解油膜温度场分布,绝热流动能量方程如下^[27-28]:

$$\rho \left[\left(\frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{\partial(C_v T)}{\partial x} - \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \cdot \frac{\partial(c_v t)}{\partial y} \right] = \eta \frac{U^2}{h} + \frac{h^3}{12\eta} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (12)$$

式中 c_v 为流体比定容热容; t 为温度。

温度变化会导致润滑油动力黏度发生变化,黏温关系采用 Rolelands 方程^[29]:

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ (\ln \eta_0 + 9.67) \left[\left(\frac{t - 138}{t_0 - 138} \right)^{-1.1} - 1 \right] \right\} \quad (13)$$

式中 t_0 为参考温度, η_0 为 t_0 温度时的动力黏度。

使用 MATLAB 数值求解倒置式椭圆轴承压力、温度分布,首先按照轴承几何关系计算油膜厚度,给定初始参数计算油膜压力分布,根据压力场进一步求解温度场,进而更新动力黏度,动力黏度的改变又会导致压力变化,因此需要迭代求解,初次求解完成需校核是否满足外载荷要求,如不满足需更改初始参数,直至求解完成,求解程序框图如图 7 所示。

计算结果表明:试验轴承满足表 2 工况稳定运行时,偏心率 $e=0.355$,偏位角 $\theta=10.5^\circ$ 。数值求

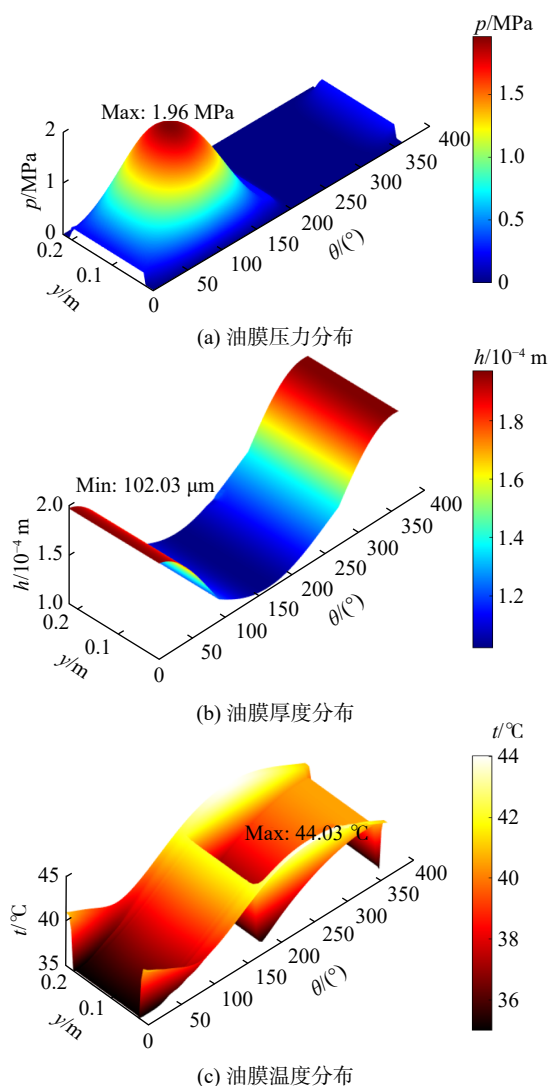


图 7 数值求解云图

Fig. 7 Numerically solved contour plot

解云图如图 7 所示,所有云图均以供油孔中心为起点圆周展开表示。试验轴承油膜最大压力为 1.96 MPa,最小油膜厚度为 0.102 mm,长轴方向的油膜厚度为 0.124 mm,偏心距在短轴方向的分量为 0.045 mm,油膜最高温度约为 44.03 °C,摩擦功耗约为 3 841 W,圆周摩擦阻力约 280 N,摩擦因数约为 0.008 5。

3 试验分析

本试验所搭建的滑动轴承试验机整机如图 8 所示,首先按照表 2 工况进行稳定运行试验,将试验数据对比数值计算结果,以验证试验机的可靠性,然后按照给定工况进行启停循环试验并分析试验结果。

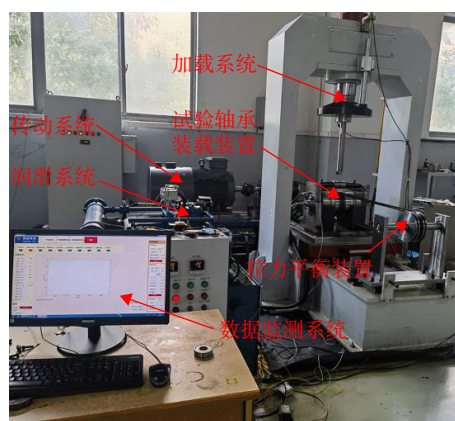


图 8 试验机整机图

Fig. 8 Test rig diagram

3.1 稳定运行试验

3.1.1 油膜厚度

油膜厚度测量采用对比方法,静止加载至 32 kN 轴承状态如图 9(a)所示,相互垂直布置两个位移传感器记录行星轮位移变化,竖直方向传感器监测行星轮及液压缸位移,液压缸行程较大,使用量程较大的电感传感器,而水平方向只需监测行星轮位移,满足精度要求即可,考虑安装方便采用基恩士 GT2-70 接触式电容传感器。稳定运行至表 2 工况时轴承状态如图 9(b)所示,水平位移传感器数值变化量 $\Delta_1=h_3-h_1$,竖直位移传感器数值变化量 $\Delta_2=h_2$ 。传感器数据如图 10 所示,对比可知 $\Delta_1=0.039$ mm, $\Delta_2=0.133$ mm。由于 MATLAB 数值计算时未考虑油膜压力对润滑油动力黏度的影响,且数值计算使用的能量方程略去了传导项,因此数值模拟结果和试验结果存在微小差异。

3.1.2 温度

试验时在轴承承载瓦面端面 0.95 倍轴承半

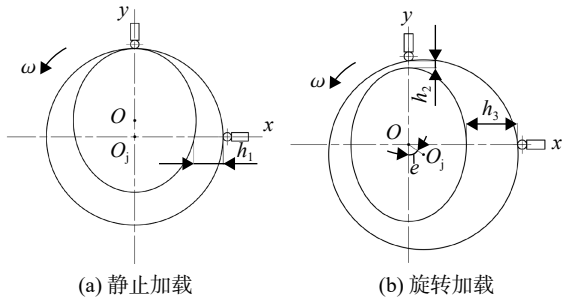
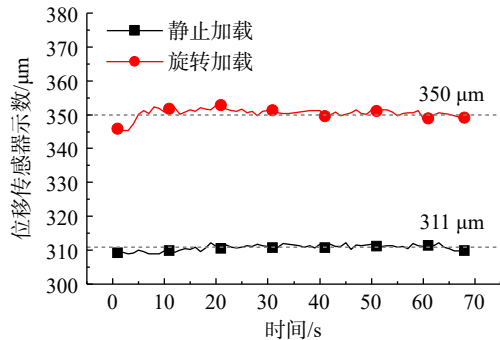
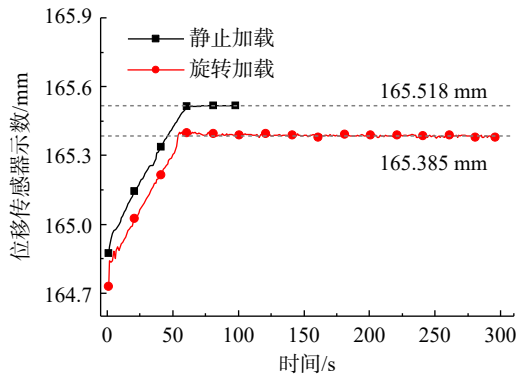


图 9 轴承状态示意图

Fig. 9 Schematic diagram of bearing status



(a) 水平方向位移传感器数据



(b) 竖直方向位移传感器数据

图 10 位移传感器示数

Fig. 10 Displacement sensor data

径处沿周向加工 4 个小孔用来安装 PT100(铂电阻)接触式温度传感器, 打孔处距油膜较近, 依靠热传导可在不破坏油膜温度场的情况下准确测量油膜温度, 记录温度取自所有温度传感器的最大值。按照表 2 工况持续运行 30 min, 轴承表面最高温度的变化情况如图 11 所示。

轴承表面温度在启动后逐渐上升, 在约 20 min 后稳定在 47.5 ℃ 左右。该结果与数值计算所得 44.03 ℃ 相比稍高, 差异原因在于试验台自身振动导致动态载荷冲击会提高局部温度。

3.1.3 摩擦因数

从转速稳定后开始采样, 如图 12 所示, 稳定后摩擦因数均值约为 0.006 5, 低于计算值是因为

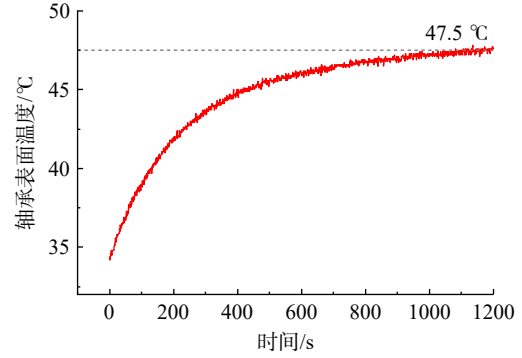


图 11 轴承表面温度

Fig. 11 Bearing surface temperature

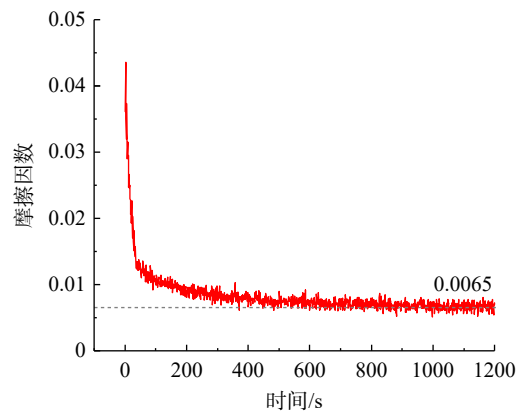


图 12 轴承摩擦因数

Fig. 12 Bearing friction factor

润滑油随轴承面流动时呈现剪切稀化效应, 导致润滑油有效动力黏度降低, 但数据仍可有效反映轴承润滑状态。

以上试验数据与数值计算结果基本一致, 可判断自行设计的试验机满足试验要求。

3.2 启停试验

根据航空发动机使用规范要求, 轴承寿命应能满足 24 000 次启停, 通过前 12 000 次轴承启停试验评估轴承剩余可启停次数后, 将轴承安装至齿轮箱内部再进行后 12 000 次发动机启停试验, 保证轴承使用寿命满足要求。本文开展的工作是前 12 000 次轴承启停试验。试验工况按照图 13 所示的某型发动机实际飞行启停时的转速、载荷曲线, 除供油温度为 25 ℃ 外其余参数与表 2 一致。试验前记录轴承尺寸并在轴承表面均匀涂抹蓝墨标识剂, 便于试验后观察轴承表面磨损情况。

3.2.1 转速、载荷曲线

取连续 15 次启停试验转速、载荷数据, 如图 14 所示, 其中转速数据与理论最大误差为 3%, 载荷数据与理论最大误差为 6.8%, 这是由于加载

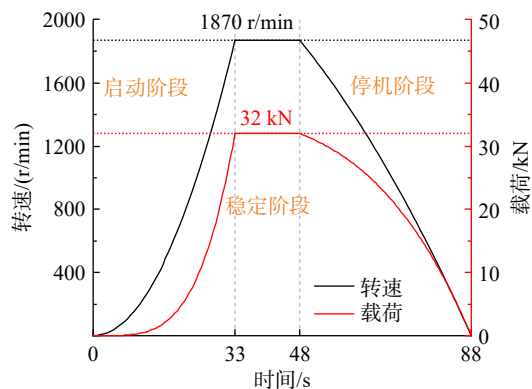


Fig. 13 Theoretical speed and load curves of the start-stop test

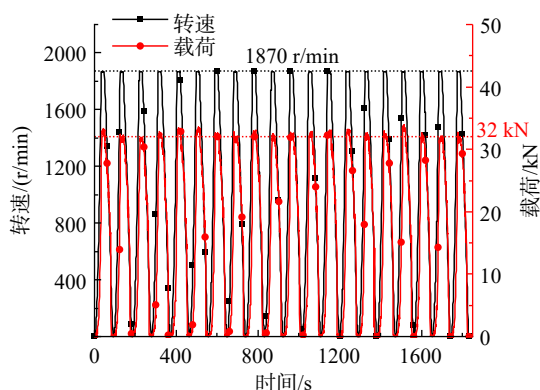


Fig. 14 Actual speed and load curves of the start-stop test

液压缸靠伺服阀开、闭控制，试验机轻微振动会导致伺服阀质量流量变化，误差均在合理范围。

3.2.2 试验轴承、加载轴承表面温度

启停试验时，按连续 4 h 试验后停机 1 h 为一组的规律进行。为分析轴承磨损前后的温度变化趋势，分别从试验前后各取一组数据。轴承表面温度在前 1 h 变化剧烈，更能体现轴承磨损的影响，因此在该区间取温度数据，如图 15 所示。启动和停止过程轴承处于非流体润滑状态，温升较快，平稳运行时轴承处于流体润滑，润滑油端泄带走热量使温度降低，但整体变化趋势随时间呈波浪式上升。因试验后期轴承表面磨损，粗糙度增大，故试验后期轴承升温更快更高。

3.2.3 试验轴承摩擦因数

与探究温度变化时的方法相同，分别在试验前期和后期取摩擦因数变化数据做对比，如图 16 所示。启动和停止阶段的轴承处于非流体润滑状态，油膜抗振性能差，轴承摩擦因数较大，油膜形成后摩擦因数则逐渐降低并趋于稳定。同样由于试验后期轴承表面发生磨损，试验后期启动阶段

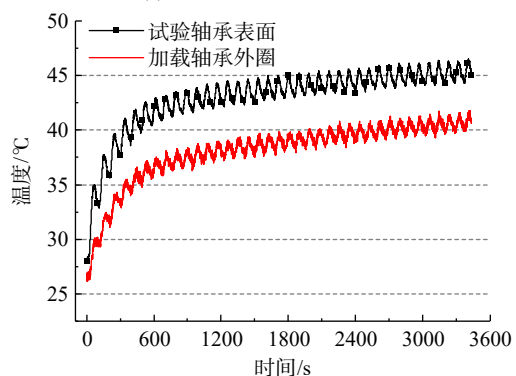
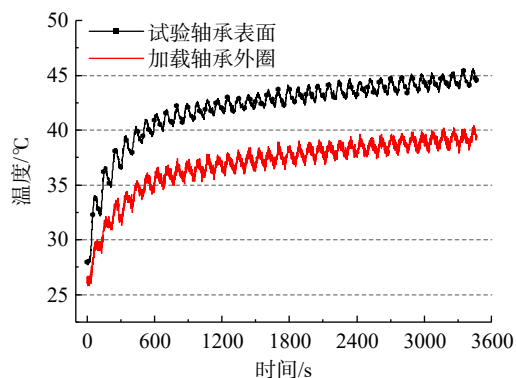


图 15 轴承表面温度变化

Fig. 15 Variation of bearing surface temperature

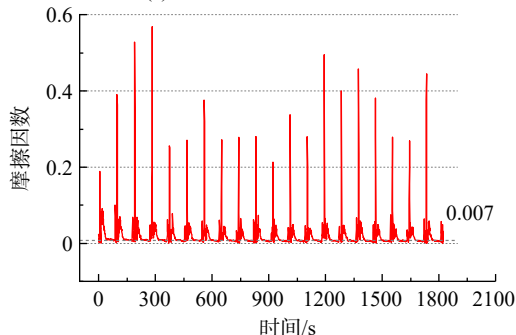
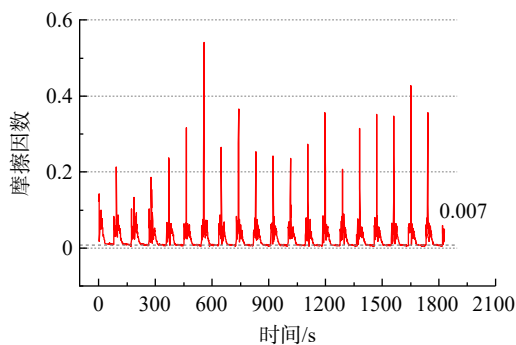


图 16 轴承摩擦因数变化

Fig. 16 Variation of bearing friction coefficient

的摩擦因数高于前期，而稳定运行阶段由于油膜均完全建立，两者区别不大。

3.2.4 试验轴承表面磨损

在 12 000 次启停试验后, 试验轴承表面出现了明显的磨损和划伤, 如图 17、图 18 所示。承载面磨损是由于启动过程中油膜未完全建立时油膜承载力小于所受压力导致, 而一侧供油槽面出现磨损则是由启停过程中双侧皮带轮拉力不平衡导

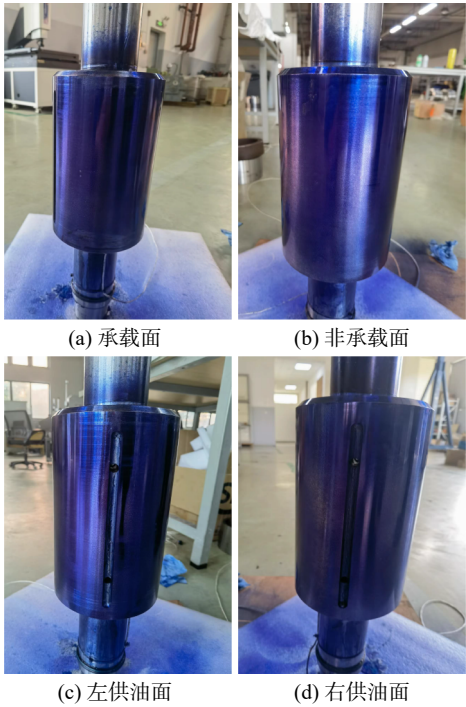


图 17 试验前轴承形貌

Fig. 17 Bearing shape before test

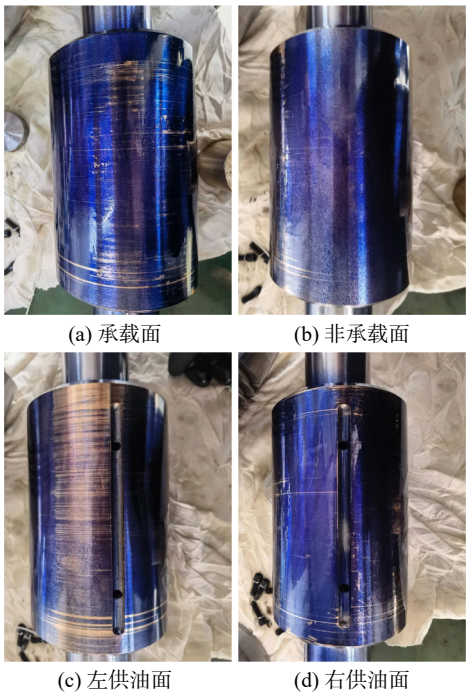


图 18 试验后轴承形貌

Fig. 18 Bearing shape after test

致, 轴承非承载面未发生磨损, 但整个表面由于外界杂质进入出现了划伤。

3.2.5 试验轴承尺寸变化

如图 19 所示, 展示了试验轴承尺寸测量点位, 即在长轴和短轴上各取 3 个点作测量对象, 其中 I、II 分别代表椭圆短轴、长轴, 1、2、3 分别代表 3 处椭圆截面。

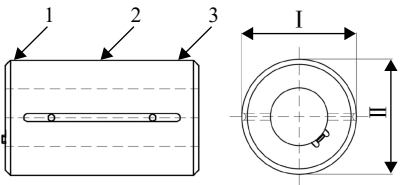


图 19 轴承检测点位示意图

Fig. 19 Schematic diagram of bearing inspection points

试验前后轴承尺寸变化见表 4。轴承长轴磨损集中在承载面上, 是由于启停过程油膜未完全建立导致, 承载面直径减小了 0.02 mm, 短轴磨损亦集中在一侧, 是由于启停过程皮带轮的不平衡拉力导致, 磨损侧直径减小了 0.01 mm。计算轴承磨损前后在相同最小油膜厚度状态下的承载力, 启停试验使轴承承载能力降低了 7.4%。为深入研究, 参考启停试验后形貌, 以数值求解方法分析划伤和磨损对轴承性能的影响。

表 4 试验前后轴承尺寸变化

Table 4 Bearing size change before and after test mm

参数	数值	
	试验前	试验后
长轴平均值	139.84	139.82
短轴平均值	139.80	139.79

3.3 表面损伤对轴承性能的影响分析

该型发动机飞行极限工况下轴承油膜承载力需达到 281.55 kN, 因此使用该工况进行损伤分析。为研究表面损伤对轴承性能的影响, 采用数值方法模拟轴承损伤, 计算损伤后油膜力满足要求时的最大油膜压力和最小油膜厚度以评价损伤对轴承性能的影响。

数值模拟时对轴承表面设置的损伤位置示意如图 20 所示, 表示的是轴承单侧损伤的示意图。其中较窄区域代表划伤, 较宽区域代表磨损, 区域宽度代表损伤宽度, L_1 表示划伤中心距离轴承端面的距离, L_2 表示磨损中心距离轴承端面的距离, L 为轴承总长, D 为轴承直径。轴承双侧损伤

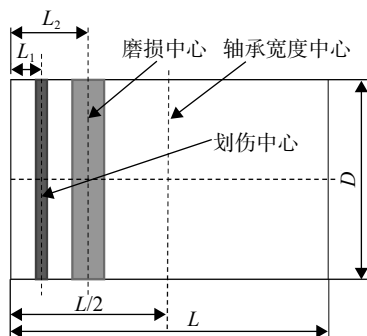


图 20 轴承单侧损伤示意图

Fig. 20 Schematic diagram of unilateral damage on bearing

的设置则是在此基础上将损伤沿着轴承宽度中心镜像。

3.3.1 不同划伤对轴承性能的影响

为探究轴向 1 mm 宽的划伤对轴承性能的影响,将划伤中心距轴承端面距离 L_1 以 10 mm 为步长自 5~105 mm 依次设置,划伤深度依次为 1、3、5 倍的半径间隙,计算轴承表面不同位置划伤后仍满足工况要求时的最大油膜压力和最小油膜厚度,结果如图 21 和图 22 所示,虚线表示轴承无划伤

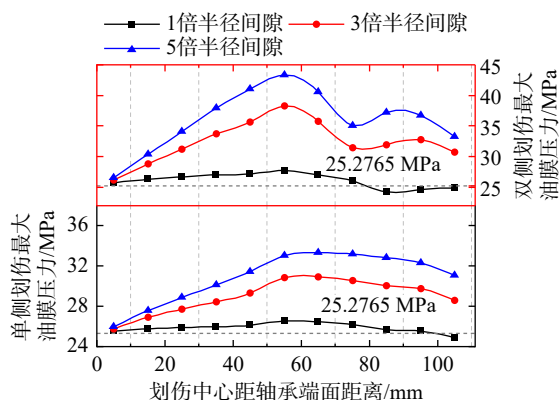


图 21 划伤后的最大油膜压力

Fig. 21 Maximum oil film pressure after scratches

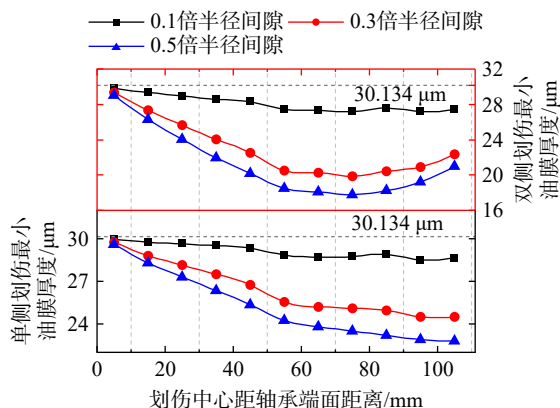


图 22 划伤后的最小油膜厚度

Fig. 22 Minimum film thickness after scratches

伤且油膜承载力达到 281.55 kN 时的最大油膜压力和最小油膜厚度。

单侧划伤时,随着划伤中心从端面向轴承宽度中心靠近,油膜最大压力先增后减,最小油膜厚度越来越小。划伤中心在距离轴承端面约 1/4 总宽时压力最大,位于轴承中心时略小于无划伤时的最大压力。但不论划伤位置如何,划伤深度越深最大油膜压力越大,最小油膜厚度越小,轴承性能下降越多。双侧划伤且深度为 1 倍半径间隙时,最大油膜压力先增后减,划伤中心距轴承端面约 1/4 总宽时压力最大,最小油膜厚度越来越小;双侧划伤且深度大于 1 倍半径间隙时,油膜最大压力呈先增后减再增再减趋势,在划伤中心距轴承端面约 1/4 总宽时最大,最小油膜厚度呈先减后增趋势,划伤中心在距轴承端面 1/3 总宽时最小,但划伤中心在距轴承端面 1/4 总宽时油膜厚度下降梯度较大。因此,从油膜厚度的变化来看,表面划伤极大影响轴承性能,使用时务必避免划伤,尤其避免划伤中心位置出现在距轴承端面 1/4 总宽处附近。

3.3.2 不同磨损对轴承性能的影响

同样为探究轴承表面磨损对轴承性能的影响,磨损中心距轴承端面距离 L_2 与上文划伤中心距轴承端面距离 L_1 的设置相似,磨损深度则分别设置为 0.1、0.3、0.5 倍半径间隙,磨损宽度分别为 5、10、20 mm,考虑单双侧磨损,计算轴承表面不同磨损后仍满足工况时的最大油膜压力和最小油膜厚度。结果如图 23~图 28 所示,虚线表示轴承无磨损且油膜承载力达到 281.55 kN 时的最大油膜压力和最小油膜厚度。

单侧 5 mm 宽磨损且深度为 0.1 倍半径间隙时,随着磨损中心从端面向轴承中心靠近,最大

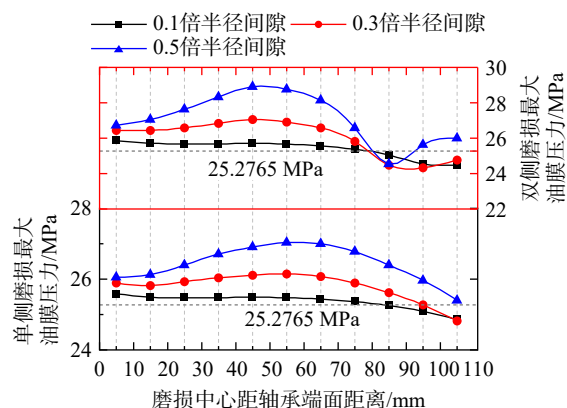


图 23 5 mm 宽磨损后的最大油膜压力

Fig. 23 Maximum oil film pressure after 5 mm wide wear

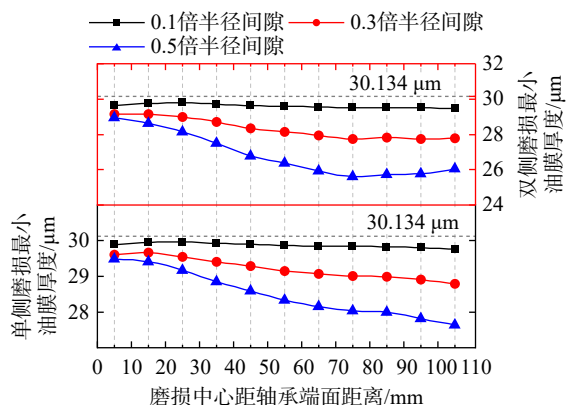


图 24 5 mm 宽磨损后的最小油膜厚度

Fig. 24 Minimum film thickness after 5 mm wide wear

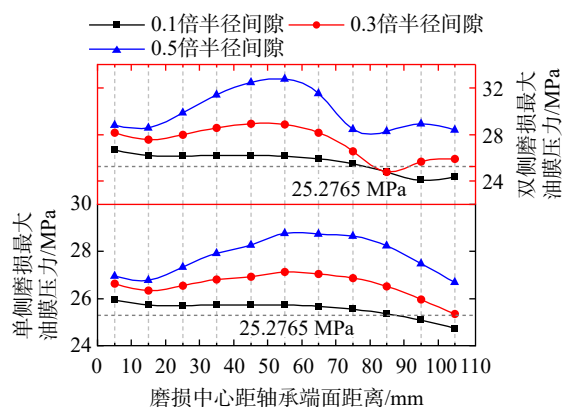


图 25 10 mm 宽磨损后的最大油膜压力

Fig. 25 Maximum oil film pressure after 10 mm wide wear

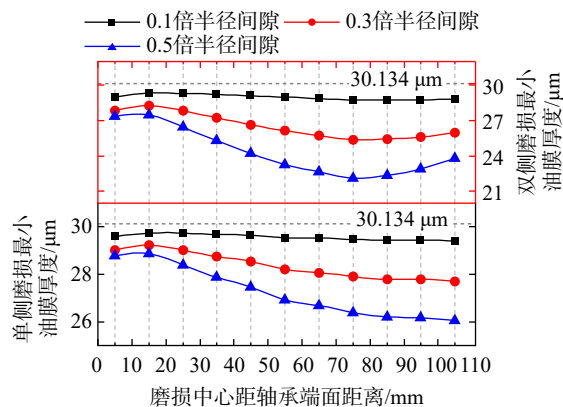


图 26 10 mm 宽磨损后的最小油膜厚度

Fig. 26 Minimum film thickness after 10 mm wide wear

油膜压力与最小油膜厚度均越来越小, 磨损中心在距离轴承端面约 2/5 总宽时小于无磨损时的最大油膜压力。而当单侧磨损深度大于 0.1 倍半径间隙时, 最大油膜压力先增后减, 磨损边缘在距离轴承端面约 1/4 总宽处最大, 最小油膜厚度随着磨损中心趋近轴承中心越来越小, 但在磨损边缘距离轴承端面约 1/4 总宽处最小油膜厚度梯度

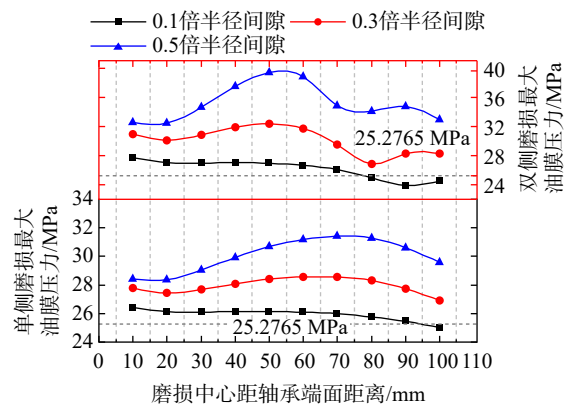


图 27 20 mm 宽磨损后的最大油膜压力

Fig. 27 Maximum oil film pressure after 20 mm wide wear

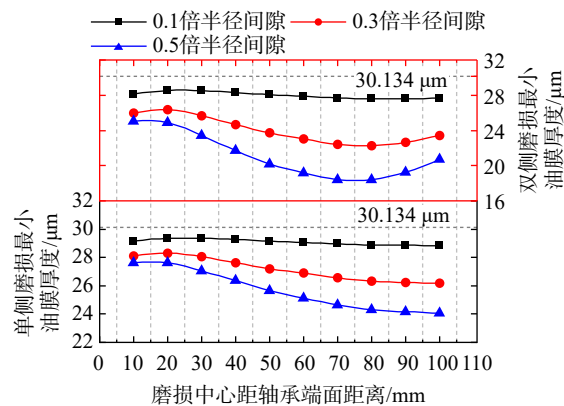


图 28 20 mm 宽磨损后的最小油膜厚度

Fig. 28 Minimum film thickness after 20 mm wide wear

变化最大。与划伤相似的是, 不论磨损位置如何, 磨损越深最大油膜压力越大, 最小油膜厚度越小, 轴承性能削弱越多。10 mm 宽、20 mm 宽的单侧磨损与 5 mm 宽的单侧磨损趋势一致, 但对轴承性能的削弱愈发严重。

双侧 5 mm 宽磨损且磨损深度为 0.1 倍半径间隙时, 最大油膜压力和最小油膜厚度均与单侧 5 mm 宽磨损趋势一致。但当磨损深度大于 0.1 倍半径间隙时, 最大油膜压力和最小油膜厚度变化趋势与大于 1 倍半径间隙时划伤的趋势一致, 最大油膜压力在磨损中心距离轴承端面 1/4 总宽附近最大。最小油膜厚度在磨损中心距离轴承端面 1/3 总宽附近最小, 但油膜厚度下降梯度在磨损中心距离轴承端面 1/4 总宽附近最大。双侧 10 mm 宽和 20 mm 宽的磨损, 最大油膜压力与大于 1 倍半径间隙划伤时趋势一致, 最大油膜压力在磨损中心距离轴承端面 1/4 总宽处最大, 最小油膜厚度先减小后增大, 在磨损中心距轴承端面 1/3 总宽时最小油膜厚度最小, 油膜厚度下降梯度在磨损中心距端面 1/4 总宽时最大。整体而言, 磨损

越重对轴承性能的负面影响越大。使用时需避免轴承表面在距端面总宽 1/4 处出现磨损。

4 结 论

本文以航空发动机行星齿轮减速箱(GTF)行星齿轮用椭圆滑动轴承的启停性能为研究对象,设计并搭建了一台滑动轴承启停试验机,并按实际飞行启停数据进行了 12 000 次滑动轴承启停试验,验证了滑动轴承的启停耐磨性能,主要结论如下:

1) 按实际飞行的启停工况对试验轴承进行了 12 000 次启停试验后,轴承半径间隙增大 15.5%,轴承承载能力降低了 7.4%,该轴承表面磨损试验数据可为后续轴承的寿命预测提供参考。

2) 采用数值方法模拟轴承表面出现的不同磨损程度下的轴承最小油膜厚度和最大油膜压力,其结果仍能保证轴承正常运行。

3) 轴承出现双侧损伤时,损伤部位中心距端面 1/4 轴承总宽时轴承性能下降最大,单侧损伤时,损伤中心距轴承中心越近最小油膜厚度越小,但损伤边缘距轴承端面约 1/4 总宽时最小油膜厚度下降梯度较大。

4) 细小划伤深度大于 1 倍半径间隙或者磨损深度大于 0.1 倍半径间隙时,均需要考虑轴承的更换。

参考文献:

- [1] Riegler C, Bichlmaier C. The geared turbofan technology-Opportunities, challenges and readiness status[R]. Berlin: 1st CEAS European air and Space Conference, 2007.
- [2] 柳晓鹏,徐涛.大型行星齿轮减速器疲劳损坏原因分析及解决方案[J].内燃机与配件,2022(2): 167-169.
Liu Xiaopeng, Xu Tao. Analysis and solution of fatigue damage of large planetary gear reducer[J]. Internal Combustion Engine & Parts, 2022(2): 167-169. (in Chinese)
- [3] 马艳红,曹冲,郝勇,等.齿轮传动风扇发动机转子系统结构与动力学分析[J].航空动力学报,2015,30(11): 2753-2761.
Ma Yanhong, Cao Chong, Hao Yong, et al. Structure and dynamics analysis of rotor system in geared turbofan engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(11): 2753-2761. (in Chinese)
- [4] Santos N D S A, Roso V R, Faria M T C. Review of engine journal bearing tribology in start-stop applications[J]. Engineering Failure Analysis, 2020, 108: 104344.
- [5] Leimann D. Plain bearing lubrication in wind turbine gearboxes[J]. Tribologie und Schmierungstechnik, 2017, 64(4): 21-28.
- [6] 梁晶晶,孙杨慧,谭智勇.GTF 发动机关键设计分析[J].航空动力,2022(2): 46-49.
Liang Jingjing, Sun Yanghui, Tan Zhiyong. Key design analysis of GTF engine[J]. Aerospace Power, 2022(2): 46-49. (in Chinese)
- [7] 栾志洁,张明,石启伟,等.大型推力轴承启动过程中的润滑性能研究[J].化学工程与装备,2008(2): 29-32.
Luan Zhijie, Zhang Ming, Shi Qiwei, et al. Study on lubrication performance of large thrust bearings during startup process[J]. Chemical Engineering & Equipment, 2008(2): 29-32. (in Chinese)
- [8] Sander D E, Allmaier H, Priebisch H H, et al. Simulation of journal bearing friction in severe mixed lubrication: validation and effect of surface smoothing due to running-in[J]. Tribology International, 2016, 96: 173-183.
- [9] Harnoy A. Model-based investigation of friction during start-up of hydrodynamic journal bearings[J]. Journal of Tribology, 1995, 117(4): 667-673.
- [10] Chen Shouan, Xiang Guo, Fillon M, et al. On the tribo-dynamic behaviors during start-up of water lubricated bearing considering imperfect journal[J]. Tribology International, 2022, 174: 107685.
- [11] Cui Shuhui, Gu Le, Wang Liqin, et al. Numerical analysis on the dynamic contact behavior of hydrodynamic journal bearings during start-up[J]. Tribology International, 2018, 121: 260-268.
- [12] Monmousseau P, Fillon M. Transient thermoelastohydrodynamic analysis for safe operating conditions of a tilting-pad journal bearing during start-up[J]. Tribology International, 2000, 33(3/4): 225-231.
- [13] Xiang Guo, Han Yanfeng, He Tao, et al. Transient tribo-dynamic model for journal bearings during start-up considering 3D thermal characteristic[J]. Tribology International, 2020, 144: 106123.
- [14] Chun S M, Khonsari M M. Wear simulation for the journal bearings operating under aligned shaft and steady load during start-up and coast-down conditions[J]. Tribology International, 2016, 97: 440-466.
- [15] Liu Ruichao, Meng Xianghui, Cui Yi. Influence of numerous start-ups and stops on tribological performance evolution of engine main bearings[J]. International Journal of Engine Research, 2020, 21(8): 1362-1380.
- [16] Li Hulin, Yin Zhongwei, Wang Yanzhen. A study on the wear behavior of tin-based journal bearing under different working conditions[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2019, 72(3): 359-368.
- [17] 顾春兴,戴黎.考虑不同加速工况的滑动轴承的启停性能分析[J].润滑与密封,2022,47(12): 25-36.
Gu Chunxing, Dai Li. Analysis of start-stop performance of journal bearing considering different acceleration conditions[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(12): 25-36. (in Chinese)
- [18] 谢奕浓,王优强,宋晓萍,等.海水润滑 UHMWPE 轴承不同加减速形式润滑分析[J].润滑与密封,2019,44(9): 77-82.
Xie Yinong, Wang Youqiang, Song Xiaoping, et al. Lubrication analysis of seawater lubricated UHMWPE bearings with different acceleration and deceleration modes[J]. Lubrication Engineering, 2019, 44(9): 77-82. (in Chinese)
- [19] 王洲,吴森杰,陶友瑞.风电齿轮箱滑动轴承润滑性能及可靠性分析[J].润滑与密封,2024,49(9): 171-177.
Wang Zhou, Wu Miaojie, Tao Yourui. Analysis on lubrication performance and reliability of sliding bearing of wind power gearbox [J]. Lubrication Engineering, 2024, 49(9): 171-177. (in Chinese)
- [20] 赵帅可,苏华.低速重载风电齿轮箱径向滑动轴承多运行状态润滑性能分析[J].西北工业大学学报,2023,41(5): 978-986.
Zhao Shuaike, Su Hua. Lubrication analysis of low-speed and heavy-load journal bearing in wind turbine gearbox under different operating conditions[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2023, 41(5): 978-986. (in Chinese)

- [21] 崔淑慧, 闫文民, 刘奇, 等. 加速方式对径向滑动轴承启停过程的影响[J]. 轴承, 2024(2): 9-17.
Cui Shuhui, Yan Wenmin, Liu Qi, et al. Influence of acceleration modes on start-stop process of plain journal bearings[J]. Bearing, 2024(2): 9-17. (in Chinese)
- [22] Durak E, Adatepe H, Biyiklioğlu A. Experimental study of the effect of additive on the tribological properties journal bearing under running-in and start-up or shut-down stages[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2008, 60(3): 138-146.
- [23] Bouyer J, Fillon M. Experimental measurement of the friction torque on hydrodynamic plain journal bearings during start-up[J]. Tribology International, 2011, 44(7/8): 772-781.
- [24] Cristea A F, Bouyer J, Fillon M, et al. Transient pressure and temperature field measurements in a lightly loaded circumferential groove journal bearing from startup to steady-state thermal stabilization[J]. Tribology Transactions, 2017, 60(6): 988-1010.
- [25] 王琳, 滕金磊, 李一, 等. 模拟风电摩滑擦动磨轴损承的启试停验和设多计润滑状态[J/OL]. 实验室研究与探索, 2024-01-17. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/31.1707.T.20240116.1045>. 010.html.
- Wang Lin, Teng Jinlei, Li Yi, et al. Experiment design of frequent start-stop and multi-lubrication states of simulation sliding bearing used in wind turbine[J/OL]. Research and Exploration in Laboratory, 2024-01-17. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/31.1707.T.20240116.1045.010.html>.
- [26] 王永亮, 刘占生, 钱大帅, 等. 有限长椭圆瓦轴承油膜力近似解析模型[J]. 航空动力学报, 2012, 27(2): 265-274.
Wang Yongliang, Liu Zhansheng, Qian Dashuai, et al. Approximate analytical model of oil-film force for finite length elliptical journal bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(2): 265-274. (in Chinese)
- [27] 张直明, 张言羊, 谢友柏, 等. 滑动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1986.
- [28] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [29] Xiang Guo, Han Yanfeng, Wang Jiaxu, et al. Coupling transient mixed lubrication and wear for journal bearing modeling[J]. Tribology International, 2019, 138: 1-15.

(编辑: 秦理曼)