

DOI: 10.19416/j.cnki.1674-9804.2023.01.006

大型飞机增升装置关节轴承摩擦特性试验研究

郁思佳^{1*} 朱恩¹ 姚学锋²

(1. 上海飞机设计研究院, 上海 201210; 2. 清华大学航天航空学院, 北京 100084)

摘要: 为对民机增升装置关节轴承的摩擦特性进行研究, 提出了一款关节轴承摩擦性能测试装置, 介绍了试验装置的结构特点和摩擦力矩测量原理。试验采用了一款与增升装置使用的关节轴承结构形式相近的自润滑关节轴承, 通过试验装置测试了自润滑关节轴承的启动摩擦力矩, 并对不同转速、摆角和径向载荷下不同型号自润滑关节轴承的摩擦力矩进行测试, 分析了这些因素对自润滑关节轴承摩擦性能的影响。研究表明, 低速范围内转速对自润滑关节轴承摩擦性能的影响不大, 等效摩擦系数随着载荷增大而减小, 随着摆角、轴承尺寸增大而增大。

关键词: 自润滑关节轴承; 试验装置; 摩擦力矩; 摩擦系数

中图分类号: TH133.31

文献标识码: A

OSID:



0 引言

自润滑关节轴承具有承载能力大、抗冲击、耐磨损、自调心、润滑好等特点, 有助于提高飞机构件的灵活性, 因此广泛地应用于民机增升装置等航空航天机械中^[1-2]。在服役过程中, 自润滑关节轴承会不可避免地产生摩擦, 从而对运动系统的传力过程和传动效率等动力学性能产生影响。同时, 增升装置上的自润滑关节轴承通常在低速、小摆角的状态下做旋转摆动, 其运动方式具有一定的特殊性。因此建立大型飞机增升装置关节轴承摩擦性能测试试验平台, 研究自润滑关节轴承摩擦特性, 对增升装置相关构件和运动系统的设计具有重要意义^[3]。

自润滑关节轴承运动方式不同于普通轴承, 且套圈上附着自润滑材料, 其摩擦机理较难通过理论方法进行分析, 因此广大学者多是通过试验的方法对自润滑关节轴承的摩擦性能进行研究。在关节轴承试验机研制方面目前主要有两种不同类型的试验机: 一种是以轴承材料或自润滑材料的标准试块为试验对象的直线往复摩擦磨损试验机^[4-5];

另一种是以关节轴承为试验对象, 进行旋转摆动摩擦试验^[6-8]。在关节轴承摩擦性能影响因素方面的研究, 目前主要考虑不同工况、轴承摩擦副材料以及自润滑材料等因素的影响。如文献[9]研究了摆角、载荷等工况下自润滑关节轴承的摩擦学特性; 文献[10]对多种 PTFE 自润滑材料进行了磨损试验研究。

本文研制了一款以自润滑关节轴承为试验对象的旋转摆动摩擦性能试验机, 可通过传动轴对被试关节轴承施加径向载荷, 使其承载方式更加接近实际情况。此外, 针对民机增升装置上关节轴承低速小摆角运行的特点, 研究了相似工况下转速、载荷和摆角等因素对自润滑关节轴承摩擦力矩和等效摩擦系数的影响, 为民机增升装置传动系统的设计和优化提供了参考。

1 试验装置

1.1 自润滑关节轴承试验件

自润滑关节轴承是一种球面滑动轴承, 其滑动接触表面由一个内球面和一个外球面组成, 运动时可以做旋转和小角度的倾斜摆动, 具有自调心的功

* 通信作者。E-mail: yusijia@comac.cc

引用格式: 郁思佳, 朱恩, 姚学锋. 大型飞机增升装置关节轴承摩擦特性试验研究[J]. 民用飞机设计与研究, 2023(1): 38-43.

YU S J, ZHU E, YAO X F. Experimental study on friction characteristics of spherical plain bearings for large civil aircraft lifting devices[J]. Civil Aircraft Design and Research, 2023(1): 38-43 (in Chinese).

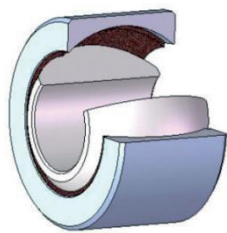


图 1 自润滑关节轴承结构示意图



a) 轴承实物图 b) 轴承内圈细节图

图 2 自润滑关节轴承实物图

能,其结构如图 1 所示。本试验采用 GEXXET-2RS 系列自润滑关节轴承为试验件,其结构形式与增升装置上使用的自润滑关节轴承基本一致。该轴承滑动摩擦副为钢/PTFE 编织物。自润滑关节轴承实物如图 2 所示,不同型号轴承的几何尺寸如表 1 所示。

表 1 自润滑关节轴承几何尺寸

型 号	内径/ mm	外径/ mm	宽度/ mm	摩擦面 球径/mm
GE40ET-2RS	40	62	28	53
GE50ET-2RS	50	75	35	66
GE70ET-2RS	70	105	49	92

1.2 关节轴承试验机

1.2.1 关节轴承试验机的特点

关节轴承在服役时会同时做旋转和摆动运动,为了实现这一复合运动,往往需要引入较为特殊的摆动机构,因此关节轴承试验机相比普通轴承试验机更为复杂。本方案设计了一种关节轴承摩擦性能测试装置,对摆动装置机构形式进行简化,从而使试验机能够满足飞机增升装置上所用关节轴承低速、小摆角的使用工况。

此外,关节轴承在工作时还需要承受来自传动轴的径向载荷。现有的关节轴承摩擦性能测试装置一般都是通过轴承外圈夹具对轴承施加载荷^[4-5],其载荷作用方式如图 3 所示,与关节轴承的真实服役情况不符。为了使试验符合真实情况,传

动轴在起到传动作用的同时,还需要能够传递径向载荷。为此在关节轴承两侧增加了加载板,并通过两个滚动轴承与传动轴装配在一起,加载后载荷可通过加载板传递到传动轴上,如图 4 所示。通过传动轴向关节轴承传递载荷,使径向载荷的施加更贴近真实工况,得到的摩擦力矩数值更准确,从而有助于研究关节轴承摩擦特性对增升装置传力过程和传动效率等动力学性能的影响。

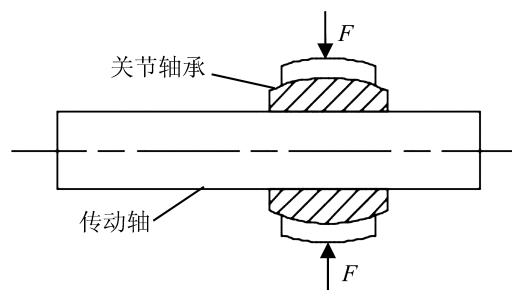


图 3 夹具加载的载荷示意图

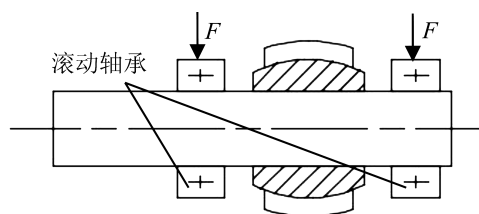


图 4 加载板加载的载荷示意图

1.2.2 试验机的结构

试验机总体组成如图 5 所示,其主要功能是在恒定的载荷条件下,在一定的试验时间内,连续测量关节轴承在摆动过程中内外圈摩擦副之间的摩擦力矩。考虑到飞机增升装置上所用关节轴承的摆角和转速都较小,因此试验机也是按低速、小摆角的试验工况进行设计。

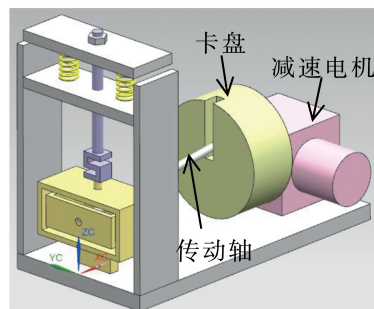


图 5 试验机结构示意图

试验机实物结构如图 6 所示,其工作过程为:待测轴承与主轴配合后安装于加载板内,加载板可实现 3 自由度转动。通过加载螺母施加径向载荷,载荷数值由力传感器得到;载荷通过加载板传递给主轴,从而模拟关节轴承实际承载形式。主轴具有一定倾角,可通过卡盘进行调节,从而实现不同摆角下摩擦力矩的测量。动力系统(减速电机)通过曲柄滑块装置驱动主轴做周期性旋转摆动;通过集流器将应变信号传递到电阻应变仪,进而测量关节轴承的摩擦力矩。

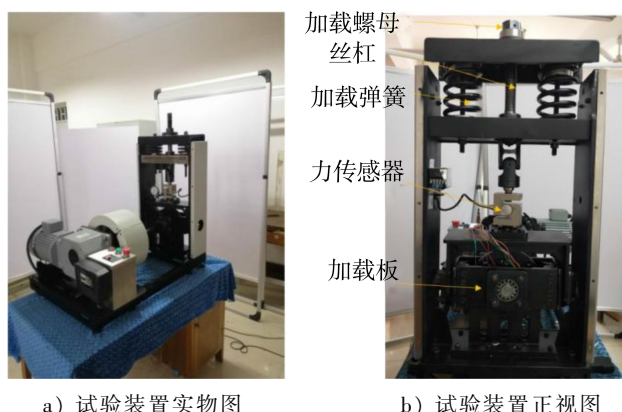


图 6 试验装置实物图

1.2.3 试验装置测量原理

设传动轴轴线方向为 ε_1 轴,待测量为轴承内外圈相对滑动所引起摩擦力作用在传动轴上产生的摩擦力矩 M_x 。对传动轴进行受力分析,其横截面上存在 6 个内力分量: $N_x, Q_y, Q_z, M_x, M_y, M_z$, 相应的应力如表 2 所示。

表 2 传动轴横截面应力分析

相关内力	轴力 N_x	弯矩 M_y	弯矩 M_z	剪力 Q_y	剪力 Q_z	扭矩 M_x
对应应力	轴向正应力	弯曲正应力		剪切切应力		扭转切应力

传动轴沿 0° 方向存在轴向和弯曲正应变 ε_0 及剪切应变 γ_0 , 沿 90° 方向受到扭转切应变 γ_{90} , 由于电阻应变片只能测量线应变, 选择与试件轴向成 45° 方向, 在上下两侧分别粘贴 2 个应变片, 以消除正应力和剪切应力的影响, 如图 7 所示。

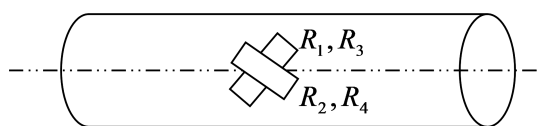


图 7 应变片粘贴示意图

四个应变片的应变组成和全等臂开路电压桥分别如表 3 和图 8 所示。

表 3 传动轴表面应变组成分析

应变	位置	轴力与弯矩	扭转	剪力
ε_1	上端 45°	$\left(1 - \frac{1}{\mu}\right) \varepsilon_0$	$\frac{\gamma_0}{2}$	$-\frac{\gamma_0}{2}$
ε_2	上端 -45°	$\left(1 - \frac{1}{\mu}\right) \varepsilon_0$	$-\frac{\gamma_0}{2}$	$\frac{\gamma_0}{2}$
ε_3	下端 45°	$\left(1 - \frac{1}{\mu}\right) \varepsilon_0$	$\frac{\gamma_0}{2}$	$\frac{\gamma_0}{2}$
ε_4	下端 -45°	$\left(1 - \frac{1}{\mu}\right) \varepsilon_0$	$-\frac{\gamma_0}{2}$	$-\frac{\gamma_0}{2}$

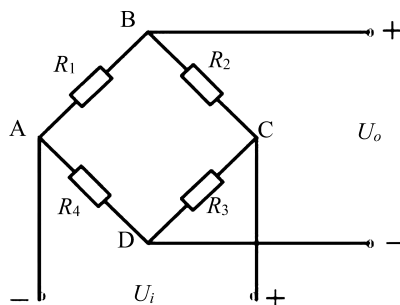


图 8 全等臂开路电压桥

由电路原理可得输出电压为:

$$U_o = \frac{U_i}{4} K (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (1)$$

$$= \frac{U_i K}{E} (1 + \mu) \tau$$

式中: U_o 为电桥输出电压; U_i 为电桥输入电压; K 为应变计灵敏系数; E 为杨氏模量; μ 为泊松比; τ 为切应力。

传动轴上的扭矩为:

$$M_x = \tau W = \frac{\pi D^3}{16} \frac{U_o \times E}{U_i K (1 + \mu)} \quad (2)$$

式中: M_x 为传动轴扭矩, 其值等于关节轴承摩擦力矩; W 为实心圆轴扭转截面系数。

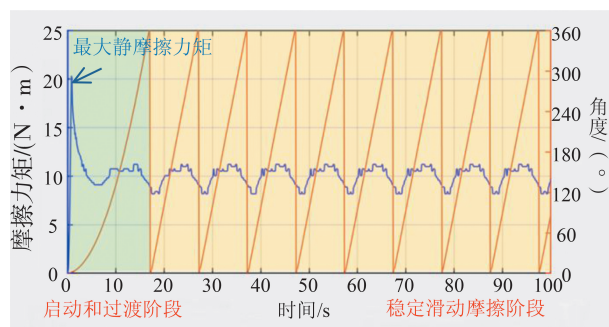
以上求得的摩擦力矩 M_x 可以等效为在正压力 F_z 作用下, 在轴承内外圈接触面上的摩擦力对轴承中轴线的合力矩。设轴承内圈半径为 R , 按下式定义可计算等效摩擦系数为:

$$f = \frac{M_x}{R \times F_z} \quad (3)$$

2 结果与讨论

2.1 启动摩擦力矩的特点

启动摩擦力矩对关节轴承旋转灵活性和摆动灵活性有重要影响。启动摩擦力矩反映的是轴承从静止到稳定转动过程中所需的驱动力矩,通常静摩擦系数要大于动摩擦系数,因此在扭矩曲线上启动摩擦力矩表现为初始阶段的一个峰值。以 GE50ET-2RS 自润滑关节轴承为试验件,工况设定为载荷 9 kN,摆角 6° ,转速 6 r/min。测量得到一段时间内的关节轴承摩擦力矩如图 9 所示。



从图 9 中可以看出,在启动过程的初始阶段关节轴承首先克服静摩擦力,摩擦力矩在很短的时间内迅速上升到一个峰值,此为最大静摩擦力矩。达到这个峰值后关节轴承内外圈开始发生相对滑动,摩擦力矩迅速减小并进入过渡阶段,而后逐渐趋于稳定,形成周期性波动。对于此试验样本,最大静摩擦力矩约为稳定滑动阶段平均摩擦力矩的 2 倍。

2.2 转速对摩擦性能的影响

自润滑关节轴承外圈内表面附着有 PTFE 纤维织物复合材料,这种自润滑衬垫材料的摩擦机理较为复杂,其摩擦系数与滑动速度、接触应力等诸多因素有关^[11],而滑动速度又与轴承转速密切相关。由于飞机增升装置上的关节轴承转速较低,因此只对低速状态下关节轴承的摩擦性能进行了试验研究。以 GE50ET-2RS 自润滑关节轴承为试验件,设定载荷为 9 kN,摆角 6° ,改变转速,得到转速分别为 2 r/min, 4 r/min, 6 r/min 时关节轴承的摩擦力矩,如图 10 所示。

从图 10 可以看出不同转速下各摩擦力矩的大小都非常接近。进一步分析转速对摩擦性能的影响,计算不同转速下自润滑关节轴承的摩擦系数,

结果如表 4 所示。可以看到,低速范围内不同转速下关节轴承的平均动摩擦系数总体水平为 0.033 左右,转速引起的差异绝对值在 0.001 左右,约为 3%。可见对于增升装置上低速工作的关节轴承,转速对其摩擦性能的影响不大。

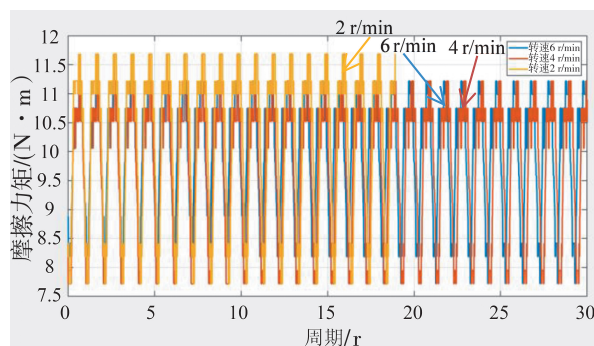
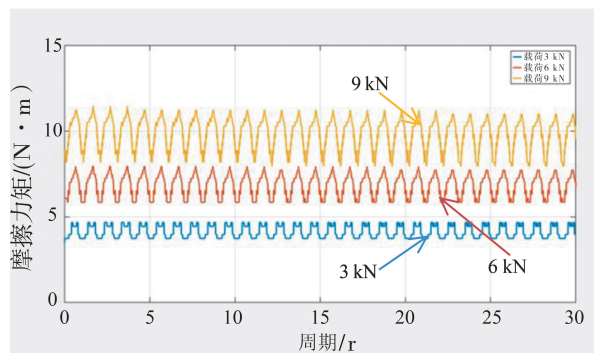


表 4 不同转速下关节轴承平均动摩擦系数

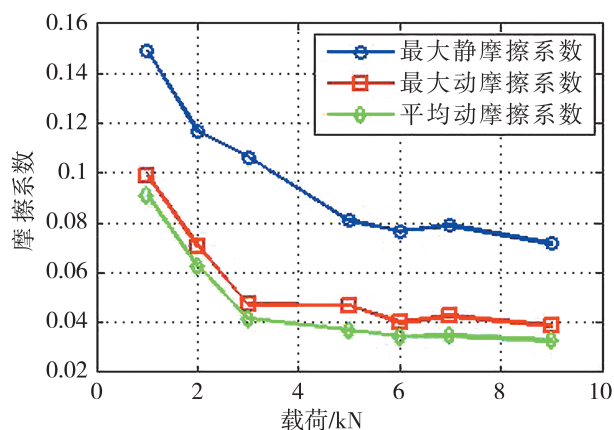
转速/($r \cdot \min^{-1}$)	平均动摩擦力矩/ ($N \cdot m$)	平均动 摩擦系数
2	10.204 9	0.034 4
4	9.775 8	0.032 9
6	9.942 5	0.033 5

2.3 载荷对摩擦性能的影响

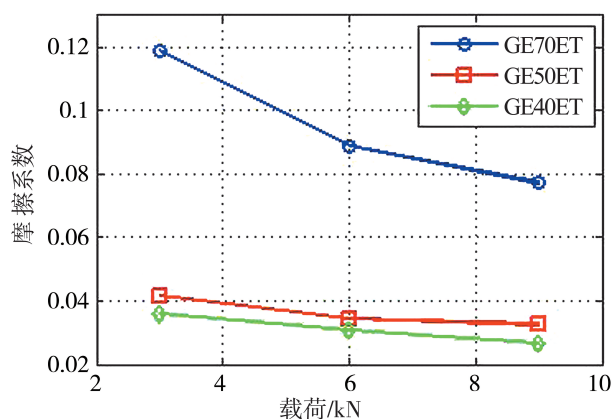
载荷决定了自润滑关节轴承内外圈之间接触压力的大小,而接触压力又与自润滑衬垫材料的摩擦系数存在关联,因此研究载荷对自润滑关节轴承摩擦性能的影响具有重要意义。为了研究径向载荷对自润滑关节轴承摩擦性能的影响,设定试验机转速为 6 r/min,摆角为 6° ,依次测量径向载荷为 3 kN, 6 kN, 9 kN 的情况下关节轴承稳定滑动摩擦阶段的摩擦力矩,测量结果如图 11 所示。



从图 11 中可以看出径向载荷对关节轴承的摩擦力矩有显著影响,且摩擦力矩随着径向载荷的增大而增大。为了进一步研究载荷对摩擦系数的影响,补充进行 1 kN,2 kN,5 kN,7 kN 载荷下的试验,并开展不同型号轴承的摩擦性能测试试验,试验结果如图 12 所示。



a) 同一轴承摩擦系数对比 (GE50ET-2RS)



b) 不同型号轴承摩擦系数对比

图 12 关节轴承动摩擦系数随载荷的变化关系

对比图 12(a) 中同一试验件摩擦系数随载荷的变化,可以看出自润滑关节轴承的平均动摩擦系数总体上呈现随载荷增大而减小,并逐渐趋于稳定的规律。造成这一现象的主要原因在于 PTFE 自润滑材料的摩擦系数会随着正压力的增大而减小^[12]。

对比图 12(b) 中不同型号关节轴承摩擦系数随载荷的变化,可以看出相同载荷下,关节轴承的平均动摩擦系数随尺寸增大而增大,具体而言:GE70ET-2RS 的动摩擦系数远大于其他两种型号轴承,GE40ET-2RS 的动摩擦系数总体上略低于 GE50ET-2RS。

2.4 摆角对摩擦性能的影响

提升装置上的关节轴承会在小摆角下做旋转摆动,因此需考虑摆角对关节轴承摩擦性能的影响,这方面的研究目前还不多见。本试验给定载荷 9 kN,转速 6 r/min,改变摆角,研究关节轴承摩擦性能随摆角的变化规律。对比不同型号轴承的摩擦系数,结果如图 13 所示。

对比不同型号关节轴承摩擦系数随摆角的变化,可以看出:关节轴承动摩擦系数随摆角增大而增大。此外,相同摆角下轴承摩擦系数总体上随尺寸增大而增大,这与前述载荷试验中得到的结果一致。

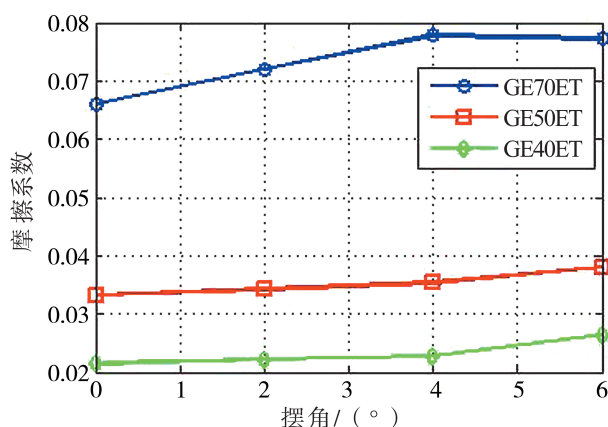


图 13 关节轴承动摩擦系数随摆角的变化关系

3 结论

本文涉及一款关节轴承摩擦性能试验机,可对不同转速、载荷、摆角和尺寸的关节轴承的摩擦力矩进行测试。通过试验测试了相关因素对自润滑关节轴承摩擦性能的影响,得到的结论如下:

- 1) 低速范围内,转速对轴承的平均动摩擦系数影响不大;
- 2) 总体而言,自润滑关节轴承的平均动摩擦系数呈现随载荷增大而减小,并逐渐趋于稳定的规律;
- 3) 自润滑关节轴承的平均动摩擦系数随轴承尺寸、摆角增大而增大。

参考文献:

- [1] 韩苏征,胡忠会. 飞机机体用金属对金属关节轴承[J]. 轴承, 2016(8):61-65.
- [2] 魏立保,陈有光. 自润滑关节轴承的研制与应用[J]. 轴承, 2008(5): 8-10.

- [3] 邱月平,沈雪瑾. 关节轴承磨损性能试验研究进展[J]. 轴承, 2011, (6):56-61.
- [4] 宋云峰,郭强,罗唯力. 摆动式轴承摩擦磨损特性的试验方法及设备[J]. 理化检验(物理分册), 2001, 37(7):288-291.
- [5] 向晓汉. 往复式摩擦试验机的研制及摩擦试验[D]. 无锡: 江南大学, 2005.
- [6] 从志斌,李宝福,李如琰. 自润滑关节轴承摆动摩擦力矩的测量方法[J]. 计量与测试技术, 2016, 43(9):43-46;48.
- [7] 姜韶峰,杨威启,庄汀生. 新型关节轴承寿命试验机及关节轴承寿命判断准则[J]. 轴承, 1996(6):4.
- [8] 洪富岳,蒋志雄,狄葆章,等. 大中型关节轴承磨损寿命试验机[J]. 轴承, 1997(12):31-34;41.
- [9] 杨育林,房兴明,吴峰. 自润滑关节轴承磨损性能研究[J]. 轴承, 2015(12):38-41.
- [10] KHEDKAR J, NEGULESCU I, MELETIS E I. Sliding wear behavior of PTFE composites[J]. Wear, 2002, 252(5-6):361-369.
- [11] 韩翠红,石佳东,刘云帆,等. 关节轴承自润滑材料摩擦学性能及轴承寿命预测研究现状[J]. 材料导报, 2021,35(5):5166-5173.
- [12] 杨学宾,晋欣桥,杜志敏,等. 滑动速度和正压力对三种 PTFE 自润滑材料摩擦系数的影响[J]. 内燃机工程, 2010,31(2):105-108.

作者简介

郁思佳 女,硕士,工程师。主要研究方向:民用飞机系统强度。E-mail: yusijia@comac.cc

朱恩 男,硕士,助理工程师。主要研究方向:民用飞机系统强度。E-mail: zhuen@comac.cc

姚学锋 男,博士后,教授,博士生导师。主要研究方向:固体力学。E-mail: yxf@tsinghua.edu.cn

Experimental study on friction characteristics of spherical plain bearings for large civil aircraft lifting devices

YU Sijia^{1*} ZHU En¹ YAO Xuefeng²

(1. Shanghai Aircraft Design and Research Institute, Shanghai 201210, China;

2. School of Aerospace Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: In order to study the friction characteristics of the spherical plain bearings of the civil aircraft high lift devices, a test equipment for friction performance of spherical plain bearings was proposed. The structural characteristics of the test equipment and the measuring principle of friction torque were introduced. A self-lubricating spherical plain bearing with a structure similar to that of the spherical plain bearing used in the high lift device was used in the test. The starting friction torques of self-lubricating spherical plain bearings were tested by this test equipment, and the friction torques of different types of self-lubricating spherical plain bearings under different rotational speeds, swing angles and radial loads were tested. The influence of these factors on the friction performance of the self-lubricating spherical plain bearings was analyzed. The results show that the speed in the low speed range has little effect on the friction performance of self-lubricating spherical plain bearing, and the equivalent friction coefficient decreases with the increase of load, and increases with the increase of swing angle and bearing size.

Keywords: self-lubricating spherical plain bearing; test equipment; friction torque; friction coefficient

* Corresponding author. E-mail: yusijia@comac.cc