低温/宽温域下自润滑关节轴承摩擦学性能研究

尉成果¹, 陈万华^{1*}, 梁波^{2,3}, 王廷梅⁴, 崔文岩⁵, 马斌¹, 赵伟桦⁶, 陶立明⁴, 马天宝^{5*}

1. 中国空气动力研究与发展中心, 绵阳 621000;
2. 洛阳轴研科技股份有限公司, 洛阳 471039;
3. 中浙高铁轴承有限公司, 衢州 324400;
4. 中国科学院兰州化学物理研究所固体润滑国家重点实验室, 兰州 730000;
5. 清华大学摩擦学国家重点实验室, 北京 100084;
6. 洛阳轴承研究有限公司, 洛阳 471000

* E-mail: barener@126.com; mtb@mail.tsinghua.edu.cn

收稿日期: 2019-11-13; 接受日期: 2020-02-24; 网络版发表日期: 2020-04-15

国家自然科学基金(批准号: 51935006)资助项目

摘要 针对我国大型低温风洞设计建设中关键运动执行机构的运动精度和稳定性需求, 开展了低温/宽温域环境下, 自润滑关节轴承的摩擦磨损规律和模拟服役性能研究. 自主研制了低温关节轴承试验机和适用于低温工况的自润滑关节轴承, 开展了113~323 K宽温域范围内的摩擦磨损试验, 研究了温度、载荷对关节轴承整体摩擦系数的影响规律, 并开展了关节轴承的低温耐久性试验. 研究结果表明: 随着环境温度的降低, 关节轴承的动、静摩擦系数均呈现先上升后平稳或下降的趋势, 反映了热激活效应和自润滑材料理化特性对其摩擦性能的综合影响规律; 温度高于153 K时, 较高载荷有利于摩擦转移膜的形成, 从而导致摩擦系数降低, 然而当温度低于153 K时, 几乎难以形成转移膜, 载荷越大磨损越严重, 因此摩擦系数在高载荷下反而更大; 经过113 K低温下30000摆次试验, 关节轴承的动摩擦系数略有升高, 但仍低于0.18; 轴承磨损量不大于0.08 mm, 外圈内表面上织物磨损均匀, 并在内圈表面形成转移膜以起到润滑作用.

关键词 宽温域, 低温轴承, PTFE, 摩擦磨损, 耐久性试验

1 引言

风洞是飞行器的摇篮, 风洞试验能力是衡量一个国家飞行器研发水平的重要标志. 目前我国正重点布局建设的大型低温高雷诺数风洞在于获取飞行雷诺数下的气动数据, 旨在突破大型飞机气动设计和性能预测关键技术瓶颈^[1,2]. 为解决目前飞行雷诺数模拟不足

的问题, 拟建设的大型低温风洞通过大幅连续改变试验介质气流温度, 以测试从低雷诺数到高雷诺数连续变化下的飞行器气动特性数据. 为满足试验雷诺数要求, 大型低温风洞内部部段设备及零部件需要长期运行在低温/大温度交变(110~323 K)氮气气氛和常温空气气氛、重载等极端工况下, 其中以关节轴承为典型代表的关键运动执行机构运动副的摩擦和磨损等问题

引用格式: 尉成果, 陈万华, 梁波, 等. 低温/宽温域下自润滑关节轴承摩擦学性能研究. 中国科学: 技术科学, 2020, 50: 775–785

Yu C G, Chen W H, Liang B, et al. Study on the tribological properties of a self-lubricating spherical plain bearing at a cryogenic and wide temperature range (in Chinese). Sci Sin Tech, 2020, 50: 775–785, doi: 10.1360/SST-2019-0398

会大幅降低机构运动精度和稳定性, 影响风洞试验测量精度和关键零部件使用寿命及安全性。

拟建的大型低温风洞内部核心部段中喷管段柔板支撑机构及试验段模型攻角机构等均需采用具有自调心功能的关节轴承铰链支撑以补偿大温度梯度下的结构热变形。但目前尚缺乏低温关节轴承的设计依据和摩擦系数、使用寿命等相关数据。国际上只有少量关于低温滚动轴承的试验报道, 试验环境多为低温液体介质(液氢、液氧、液氮)^[3~5], 而关节轴承研究主要集中在环境温度 and 高温工况下^[6,7], 尚无试验温度低至110 K左右、110~323 K跨温域连续变温下关节轴承试验的报道。为确保大型低温风洞的研制质量和建设周期, 亟需研制低温关节轴承试验机并开展关键参数测试; 此外当服役温度低至110 K左右时, 传统轴承钢易发生冷脆现象, 且传统润滑油脂也不能满足使用要求, 如何保证极端苛刻工况下关节轴承良好的自润滑特性, 是亟需解决的关键技术瓶颈^[8,9]。

针对上述挑战, 自主研发了低温/宽温域关节轴承试验机 and 自润滑关节轴承, 并开展了113~323 K宽温域范围内的摩擦磨损试验, 分析了关节轴承摩擦系数和磨损量的影响规律及机理, 为低温风洞中关节轴承的设计、研制和使用提供依据。

2 试验部分

2.1 试验轴承研制

研制了GE90和GE40两种规格的自润滑向心关节轴承, 图1为关节轴承结构形式, 表1为两种规格关节轴承几何尺寸, 图2为实物照片。另外采用某进口自润滑关节轴承进行对比试验。

2.1.1 轴承材料

关节轴承常用9Cr18作为轴承本体材料, 但是9Cr18材料在低温下出现冷脆现象。通过对U型标准样块进行冲击功测试, 其常温冲击功为8 J, 低温(110 K)冲击功为2 J。而低温风洞中存在大的振动与冲击, 为避免轴承在低温冲击下脆裂, 同时尽量减少线膨胀系数差异带来的结构应力, 轴承本体材料选用了与轴和轴承座同样的材料S03 (022Cr12Ni10MoTi)不锈钢, 其在低温(110 K)下的冲击功约为78 J。

图1 自制低温自润滑关节轴承结构形式
Figure 1 Structure of home-made cryogenic self-lubricating spherical plain bearing.

表1 两种规格关节轴承几何尺寸

Table 1 Geometrical dimensions of two types of spherical plain bearings

型号	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (mm)	d_k (mm)	α 倾角 (°)
GE40	40	62	28	22	53	6
GE90	90	130	60	50	115	5

图2 (网络版彩图)自制低温自润滑关节轴承样件
Figure 2 (Color online) Sample of home-made cryogenic self-lubricating spherical plain bearing.

2.1.2 低温自润滑材料

选用聚四氟乙烯PTFE与芳纶纤维编织物-Q/KLH RH-A2010-2015作为关节轴承的自润滑材料, 再通过低温胶将织物粘接在轴承外圈的内表面, 保证编织物与轴承本体具有一定的结合强度。

按照GB/T2790对润滑材料进行了低温(110 K)下

的剥离强度测试, 测试样条宽度约为25 mm, 拉伸速率为25.4 mm/min, 剥离强度平均值为1.213 kN/m, 大于0.35 kN/m的要求。

2.1.3 密封材料

密封圈材料使用大金悬浮聚四氟乙烯树脂制备, 牌号为M-18F。密封圈与球面之间接触面直径分别为47 mm和102 mm, 配合间隙为-0.15~0.05 mm。

2.1.4 表面处理

由于S03材料时效处理后, 表面硬度值较低, 仅能达到30HRC以上, 无法满足轴承摩擦副对表面硬度的要求。因此采取内圈球面滚道镀硬铬的方式提高表面硬度, 镀层厚度为0.008~0.012 mm, 镀硬铬层后硬度不低于58HRC。

2.2 试验装置

自主研制了低温关节轴承试验机, 可满足GE90和GE40两种规格的关节轴承试验。试验机由试验工装、伺服电机、伺服电机减速机、扭矩传感器、联轴器、保温箱、径向加载装置及床身等组成。被测轴承试验环境介质为低温氮气, 通过控制保温箱内的液氮量调节温度。环境温度在93~323 K范围内可调, 升温速率约为2 K/min, 温度精度 ± 5 K, 图3为试验机照片。

被测轴承采用串列式四轴承安装形式, 两端轴承用于支撑, 载荷施加在中间两轴承上(如图4所示), 保证了四个轴承转速相同, 径向载荷相同, 转矩相同, 支撑轴承与被测轴承结构形式和规格相同, 因此, 每个轴承的转矩即为总转矩的1/4, 排除了支撑轴承引起的系统额外内摩擦。传动轴与保温箱之间留有间隙, 保温箱内保持微正压, 试验中观测穿轴位置, 没有发生接触也没有结冰结霜现象, 因此也不存在密封引起的内摩擦。试验前, 扭矩传感器采用砝码标定。试验机加载范围为-220~220 kN, 加载分辨率高于1 kN。

2.3 试验方法

为降低轴承跑合期间摩擦性能不稳定对试验结果的影响, 正式试验之前对所有参试轴承进行30 min的跑合, 跑合后轴承摩擦系数测试值稳定。轴承每次安装前, 采用绸布沾机油擦拭轴承表面, 确保安装面清洁。

图3 (网络版彩图)宽温域低温轴承试验机

Figure 3 (Color online) Wide temperature range and cryogenic temperature bearing tester.

图4 被测轴承安装结构

Figure 4 Mounting of the test bearing.

2.3.1 试验方案

静动摩擦系数测试方案: (1) 温度: 323, 298, 273, 233, 193, 153, 113 K七种温度工况; (2) 轴承所受压力载荷为13.5和5.7 MPa, 对应径向载荷: GE90轴承载荷为92.4和39.6 kN; GE40轴承为20和8.6 kN; (3) 连续回转, 最大转速为12 r/min; (4) 静摩擦系数测试的加速时间(即转速从0升至最大转速的时间)分别取0.2, 1.25和10 s三种。

耐久性测试方案: (1) 温度为113 K; (2) 轴承所受压力载荷为13.5 MPa, 对应径向载荷: GE90轴承载荷为92.4 kN, GE40轴承为20 kN; (3) 摆动角度为 $\pm 3.5^\circ$; (4) 摆动频率为0.2 Hz; (5) 摆动次数为30000次。

2.3.2 摩擦系数测试方法

由于轴系摆动存在加减速, 电机实际输出扭矩为摩擦力矩和加速力矩之和, 即满足如下公式:

$$M = \mu FR + J\alpha, \quad (1)$$

式中, J 为轴系转子的转动惯量; α 为轴系的角加速度。

摆动过程中摩擦系数数值解算方法, 在一个摆动周期内, 波峰为加速阶段的最大扭矩 M_1 , 波谷为减速阶段的最大扭矩 M_2 , 摩擦系数满足以下公式:

$$\mu = \frac{M_1 + M_2}{2FR}, \quad (2)$$

式中,

$$M_1 = \mu FR + |J\alpha|, \quad (3)$$

$$M_2 = \mu FR - |J\alpha|. \quad (4)$$

四个轴承法向载荷与转速一样, 可以认为每个轴承产生的摩擦力矩都是相同的, 扭矩传感器直接获得的数据为轴承组总的摩擦力矩。因此, 单个轴承摩擦力矩为扭矩传感器所测数据的 $1/4$ 。单个关节轴承的摩擦系数计算公式:

$$\mu = \frac{M_f}{4 \times F \times R}, \quad (5)$$

式中, M_f 为去除加速度影响后的力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; F 为施加载荷值, kN ; R 为向心关节轴承球面半径, mm 。

启动阶段其扭矩值在高速采样数据中取值, 实测扭矩为摩擦扭矩和加速扭矩之和, 去除加速扭矩后, 计算所得摩擦系数为静摩擦系数。待扭矩值平稳后, 连续采样 256 个数据取平均值作为一次测量结果。测试五次, 取平均值用于计算动摩擦系数。

2.3.3 磨损量测试方法

如图 4 所示, 在两端支撑轴承处以及中间两个轴承处, 共布置三个位移传感器。两侧位移传感器编号为 1# 和 2# 位移传感器, 较为直接地反映了两端支撑轴承的磨损情况。中间传感器为 3# 位移传感器, 反映的是整个轴系的径向位移变化, 包括四个轴承的磨损量以及轴系受径向载荷后的刚度变化。因此在磨损量分析时主要依靠的是 1# 和 2# 位移传感器的测试结果。试验前, 采用千分表标定位移传感器。

3 结果与讨论

本节主要讨论关节轴承静动摩擦系数随温度变化

的规律及机理; 不同加速时间对静摩擦系数的影响; 法向载荷对关节轴承摩擦系数影响; 随摆次增加磨损量和摩擦系数的变化; 对比耐久性试验前后润滑材料的形貌变化。

3.1 温度对关节轴承摩擦系数的影响

3.1.1 静摩擦系数

静摩擦系数是反映轴承在启动阶段摩擦力矩是否超过设计载荷的关键指标, 图 5 和 6 对比了 GE90 和 GE40 两种规格的轴承在不同温度 and 不同加速时间下的静摩擦系数的变化规律。

可以看出, 323 K 至 193 K 之间, 随着温度降低摩擦系数均呈现上升趋势, 加速时间对静摩擦系数的影响无显著规律。当温度从 323 K 降低至 193 K 时, 静摩擦系数平均上升至 2 倍以上。其中 GE90 轴承变化最大, 在 92.4 kN 载荷随温度降低上升至 2.9 倍。193 K 至 113 K 之间摩擦系数基本保持稳定, 部分出现摩擦系数略有降低的现象。

3.1.2 动摩擦系数

图 7 和 8 对比了 GE90 和 GE40 两种规格的轴承在不同温度 and 不同加速时间下的动摩擦系数变化规律。可以看出, 不同加速时间测试出的动摩擦系数数据重合性较好, 说明动摩擦系数与加速时间关系不大。动摩擦系数随温度降低整体呈上升趋势, 其中, 在 323 K 至 193 K 之间部分近似线性上升; 193 K 至 113 K 之间保持稳定或略有下降, 这一点与静摩擦系数测试结果的规律一致。从不同加速时间下, 静、动摩擦系数随温度的变化情况来看, 随着温度降低, 静摩擦系数与动摩擦系数更为接近。自制轴承动摩擦系数与对照组进口轴承相比较低。

3.1.3 温度对摩擦系数影响机理分析

以上结果表明, 无论是关节轴承的静摩擦系数还是动摩擦系数, 均随温度降低而经历了先上升后平稳甚至下降的规律。关于温度对材料摩擦性能的影响不乏相关文献报道, 但本文中关节轴承在低温/宽温域下的摩擦系数数据尚属首次报道。通过测量不同温度下关节轴承内外圈之间的径向游隙, 发现试验温度对径向游隙进而对法向加载状态下的摩擦系数影响可忽略。这里关节轴承摩擦系数随温度降低的变化趋势与

图 5 (网络版彩图)自制关节轴承静摩擦系数随温度的变化. (a) GE90轴承, 载荷: 39.6 kN; (b) GE90轴承, 载荷: 92.4 kN; (c) GE40轴承, 载荷: 8.5 kN; (d) GE40轴承, 载荷: 20 kN

Figure 5 (Color online) Variation of the static friction coefficient of home-made spherical plain bearings with the temperature. (a) GE90 bearing, load: 39.6 kN; (b) GE90 bearing, load: 92.4 kN; (c) GE40 bearing, load: 8.5 kN; (d) GE40 bearing, load: 20 kN.

图 6 (网络版彩图)进口关节轴承静摩擦系数随温度的变化. (a) GE90轴承, 载荷: 39.6 kN; (b) GE90轴承, 载荷: 92.4 kN; (c) GE40轴承, 载荷: 8.5 kN; (d) GE40轴承, 载荷: 20 kN

Figure 6 (Color online) Variation of the static friction coefficient of imported spherical plain bearings with the temperature. (a) GE90 bearing, load: 39.6 kN; (b) GE90 bearing, load: 92.4 kN; (c) GE40 bearing, load: 8.5 kN; (d) GE40 bearing, load: 20 kN.

图 7 (网络版彩图)自制关节轴承动摩擦系数随温度的变化. (a) GE90轴承, 载荷: 39.6 kN; (b) GE90轴承, 载荷: 92.4 kN; (c) GE40轴承, 载荷: 8.5 kN; (d) GE40轴承, 载荷: 20 kN

Figure 7 (Color online) Variation of the kinetic friction coefficient of home-made spherical plain bearings with the temperature. (a) GE90 bearing, load: 39.6 kN; (b) GE90 bearing, load: 92.4 kN; (c) GE40 bearing, load: 8.5 kN; (d) GE40 bearing, load: 20 kN.

图 8 (网络版彩图)进口关节轴承动摩擦系数随温度的变化. (a) GE90轴承, 载荷: 39.6 kN; (b) GE90轴承, 载荷: 92.4 kN; (c) GE40轴承, 载荷: 8.5 kN; (d) GE40轴承, 载荷: 20 kN

Figure 8 (Color online) Variation of the kinetic friction coefficient of imported spherical plain bearings with the temperature. (a) GE90 bearing, load: 39.6 kN; (b) GE90 bearing, load: 92.4 kN; (c) GE40 bearing, load: 8.5 kN; (d) GE40 bearing, load: 20 kN.

Babuska等人报道的PTFE试样摩擦的温度依赖性相似, 即323 K至193 K区间, 随温度降低摩擦系数上升, 体现了热激活现象对自润滑的作用, 即温度越高, 摩擦过程中跨越界面滑动能垒的概率越大, 从而体现出更好的自润滑性能, 而在低温下其自润滑性能相对下降^[10]. 而在193 K至113 K区间, 摩擦系数随温度不变甚至呈现下降的趋势, 其与自润滑材料低温下的理化特性改变有关^[11], 低温下聚合物基自润滑材料硬度和弹性模量增大, 导致真实接触面积减小, 从而导致摩擦系数下降.

3.2 法向载荷对动摩擦系数的影响

图9为不同法向载荷下轴承动摩擦系数随温度的变化曲线. 动摩擦系数随载荷的变化规律在不同温度范围内有所区别. 在153~323 K温度范围, 转移膜是影响摩擦系数的主要因素, 其中, 聚四氟乙烯分子间弱相互作用, 具有非常低的剪切强度, 所以摩擦系数较低; 随着温度降低, 转移膜的质量变差, 摩擦过程中跨越界面滑动能垒的概率降低, 因此摩擦系数增大; 然而在摩擦过程中, 转移膜一般需要在一定压力下剪切诱导形成, 在较高载荷下, 位于外圈内表面织物中的聚四氟乙烯容易向内圈外表面转移, 形成的转移膜更为均匀、质量更高, 所以在相同温度下, 大载荷(13.5 MPa)相对于小载荷(5.7 MPa)具有更低的摩擦系数, 轴承体现出良好的自润滑特性. 而在温度低于153 K时, 由于

聚合物材料分子发生冻结, 几乎没有形成具有较低剪切强度的转移膜, 转移膜不再是影响摩擦系数的主要因素; 在同一温度下, 载荷越大磨损越严重, 因此摩擦系数在高载荷下反而更大.

GE90和GE40的摩擦系数随温度变化趋势定性相同, 但摩擦系数的绝对值和波动有差别, 其可能原因是: 两种规格的轴承的转速相同, 与GE40轴承相比, GE90线速度更高, 更容易形成稳定的转移膜, 因而静、动摩擦系数较低且更为稳定. 为了适用于大型低温风洞的实际需求, 自制关节轴承除了织物衬垫改进, 在轴承的结构形式上也采用了不同的设计: 自制轴承外圈为对称面分瓣对合式, 进口轴承外圈为开单缝形式; 此外, 两种轴承的密封圈结构和材料也不同, 也会对转矩测量有一些影响.

3.3 低温耐久性试验摩擦系数变化情况

在113 K下对GE90关节轴承和GE40关节轴承进行了30000摆次磨耐久性试验, 其中, GE90轴承径向载荷为39.6 kN, GE40轴承载荷为20 kN, 摩擦系数测试结果如图10所示. 由于摩擦系数是通过扭矩计算得到的, 而力矩传感器测试数据存在一定噪声, 为此对数据进行了多项式拟合, 以便观察其变化规律. 从拟合结果来看, 摩擦系数随时间总体呈缓慢上升的趋势, GE90关节轴承摩擦系数均值从初始的0.15上升至0.18. GE40关节轴承摩擦系数则从0.08上升至0.095左右.

通过1#和2#位移传感器测量关节轴承的磨损量变化如图11所示. 对于GE90关节轴承, 1#和2#传感器测得位移均随摆次增加逐渐下降, 说明轴承磨损较为明显, 试验结束时两处测点的磨损量分别为0.05 mm和0.06 mm. GE40轴承磨损量测试结果中, 1#位移传感器位移基本保持在0.65 mm左右, 2#位移传感器位移则基本保持在0.74 mm左右, 没有明显变化.

3.4 低温耐久性试验后内外圈表面润滑特征

为了揭示关节轴承的自润滑机理和磨损机理, 低温试验后, 采用光学显微镜、白光干涉形貌仪、扫描电子显微镜和能谱仪对衬垫磨损面和对偶面进行了离线微观分析.

图12为内圈外表面中心的光学显微镜照片、白光干涉表面形貌、SEM照片及EDS成分分析. 从光学显微镜照片可以看出, 内圈外表面分布有少量黑色的磨

图9 (网络版彩图)自制GE90轴承(a)和自制GE40轴承(b)的动摩擦系数对比

Figure 9 (Color online) Comparison of the kinetic friction coefficient between (a) home-made GE90 spherical plain bearing and (b) home-made GE40 spherical plain bearing.

图 10 (网络版彩图)自制GE90轴承(a)和自制GE40轴承(b)摩擦系数测试与拟合结果

Figure 10 (Color online) Test and fitting results of the friction coefficient for (a) home-made GE90 bearing and (b) home-made GE40 bearing.

图 11 (网络版彩图)自制GE90轴承(a)和自制GE40轴承(b)的磨损量

Figure 11 (Color online) Wear of (a) home-made GE90 bearing and (b) home-made GE40 bearing.

屑, 并且沿着滑动方向有明显的磨痕. SEM照片也可以看到清楚均匀的磨痕, 从SEM照片区域的EDS谱图可以看出, 轴承表面主要含有Cr元素, 这是轴承内圈外表面镀铬的原因. EDS结果中O、Cr、F元素的谱线重叠在一起, 但仍能从能谱图中F元素位置处微弱的肩峰判断内圈外表面含有少量F元素, 此外还含有C、O元素, 这说明轴承工作中PTFE织物中的PTFE和其他有机物部分转移到了内圈外表面, 从而起到了自润滑作用.

图13为光学显微镜和白光干涉形貌仪测得关节轴承未承载一侧及承载一侧的PTFE织物衬垫表面形貌. 未承载一侧织物纤维纹理清晰, 有少量磨屑; 承载一侧由于受到内圈反复摩擦, 织物界面模糊, 有部分纤维暴露, 产生显著磨损.

4 结论

利用低温轴承试验机对PTFE织物自润滑向心关节轴承进行了宽温域的摩擦磨损性能试验. 研究了轴承摩擦系数与温度、载荷的关系, 进行了30000摆次的耐久性试验, 并对试验后轴承内外圈表面进行了光学表征, 分析了磨损情况. 从试验结果可以得到以下结论:

(1) 采用S03不锈钢作为轴承本体材料, 球面镀铬方式与PTFE织物配合作为摩擦副, PTFE作为密封圈材料, 适用于低温风洞环境;

(2) 关节轴承整体摩擦系数随着温度降低呈上升趋势, 温度在173 K以下摩擦系数平均上升至常温下摩擦系数的2倍以上. 温度在173~113 K区间内, 随

图 12 (网络版彩图)内圈外表面中心部位. (a) 光学显微镜照片; (b) 白光干涉表面形貌; (c) SEM照片; (d) EDS成分分析

Figure 12 (Color online) Center of the inner ring outer surface. (a) Optical image; (b) white-light interference surface morphology; (c) scanning electron microscopy (SEM) image; (d) energy dispersive x-ray spectroscopy (EDS) result.

图 13 (网络版彩图)耐久性试验后PTFE织物微观形貌. (a) 未承载一侧; (b) 承载一侧

Figure 13 (Color online) Micromorphology of PTFE fabric after the durability test on (a) unloaded region and (b) loaded region.

温度降低关节轴承摩擦系数增加趋势变缓或略有降低;

(3) 随着摆动次数增加, 轴承磨损量增加, 摩擦系数增加; 密封圈处轴承摩擦明显大于中心区域.

参考文献

- 1 Guo D M, Luo J B, Fang D N, et al. Key Scientific issues on the design and construction of large wind tunnels (in Chinese). *Bull Natl Nat Sci Found China*, 2017, 5: 420–427 [郭东明, 雒建斌, 方岱宁, 等. 大型风洞设计建设中的关键科学问题. *中国科学基金*, 2017, 5: 420–427]
- 2 Liao D X, Huang Z L, Chen Z H, et al. Review on large-scale cryogenic wind tunnel and key technologies (in Chinese). *J Exp Fluid Mech*, 2014, 28: 1–6 [廖达雄, 黄知龙, 陈振华, 等. 大型低温高雷诺数风洞及其关键技术综述. *实验流体力学*, 2014, 28: 1–6]
- 3 Gu L, Wang L Q, Zheng D Z, et al. Study on the characteristics of transferred lubricating thin films on ceramic surfaces generated in liquid nitrogen. *Tribol Trans*, 2010, 53: 161–168
- 4 Nosaka M, Kikuchi M, Oike M, et al. Tribo-characteristics of cryogenic hybrid ceramic ball bearings for rocket turbopumps: Bearing wear and transfer film. *Tribol Trans*, 1999, 42: 106–115
- 5 Subramonian B, Basu B. Development of a high-speed cryogenic tribometer: Design concept and experimental results. *Mater Sci Eng-A*, 2006, 415: 72–79
- 6 Qiu M, Zhou Z S, Zhou D W, et al. Tribological properties of self-lubricating spherical plain bearings with PTFE/PPS fabric liners (in Chinese). *Tribology*, 2018, 38: 547–553 [邱明, 周占生, 周大威, 等. 聚四氟乙烯/聚苯硫醚织物自润滑关节轴承的摩擦学性能. *摩擦学学报*, 2018, 38: 547–553]
- 7 Li W, Hu Z Q, Yang Y L, et al. Configuration of aerial self-lubricating spherical plain bearing testers (in Chinese). *China Mech Eng*, 2016, 27: 742–747 [李巍, 胡占齐, 杨育林, 等. 航空自润滑关节轴承寿命试验机的构型. *中国机械工程*, 2016, 27: 742–747]
- 8 Gu L, Wang L Q, Li X J, et al. Research status of cryogenic solid lubrication (in Chinese). *Tribology*, 2002, 22: 314–320 [古乐, 王黎钦, 李秀娟, 等. 超低温环境固体润滑研究的发展现状. *摩擦学学报*, 2002, 22: 314–320]
- 9 Liu W M, Weng L J, Sun J Y. *Space Lubrication Material and Technical Manual* (in Chinese). Beijing: Science Press, 2009 [刘维民, 翁立军, 孙嘉奕. *空间润滑材料与技术手册*. 北京: 科学出版社, 2009]
- 10 Zhao X, Hamilton M, Sawyer W G, et al. Thermally activated friction. *Tribol Lett*, 2007, 27: 113–117
- 11 Babuska T F, Pitenis A A, Jones M R, et al. Temperature-dependent friction and wear behavior of PTFE and MoS₂. *Tribol Lett*, 2016, 63: 15

Study on the tribological properties of a self-lubricating spherical plain bearing at a cryogenic and wide temperature range

YU ChengGuo¹, CHEN WanHua¹, LIANG Bo^{2,3}, WANG TingMei⁴, CUI WenYan⁵, MA Bin¹, ZHAO WeiHua⁶, TAO LiMing⁴ & MA TianBao⁵

¹ China Aerodynamics Research and Development Center, Mianyang 621000, China;

² Luoyang Bearing Science & Technology Co., Ltd., Luoyang 471039, China;

³ Zhongzhe High-Speed Railway Bearing Co., Ltd., Quzhou 324400, China;

⁴ State Key Laboratory of Solid Lubrication, Lanzhou Institute of Chemical Physics, Chinese Academy of Sciences, Lanzhou 730000, China;

⁵ State Key Laboratory of Tribology, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

⁶ Luoyang Bearing Research Institute Co., Ltd., Luoyang 471000, China

To achieve the required accuracy and stability of the key mechanisms in the design and construction of a large cryogenic wind tunnel in China, the friction and wear properties of a self-lubricating spherical plain bearing at cryogenic and wide temperature range environments were studied. Tribological tests on the home-made self-lubricating spherical plain bearing suitable for low-temperature working conditions were conducted at a wide temperature range from 113 K to 323 K using a home-built cryogenic temperature spherical plain bearing tester, and the effects of temperature and the normal load on the friction coefficients were investigated. Furthermore, experiments on the durability of the spherical plain bearing were conducted at cryogenic temperature. Results show that the dynamic and static friction coefficients of the spherical plain bearing first increased and then stabilized or decreased with decrease in the temperature, which reflects the comprehensive effects of the thermally activated friction along with the physical and chemical properties of the self-lubricating material on its tribological properties. A higher load is conducive to the formation of a transfer film when the temperature is higher than 153 K, which leads to decrease in the friction coefficients. However, it is difficult to form the transfer film when the temperature is lower than 153 K. On the contrary, increased wear leads to increase in the friction coefficients at the application of the heavier load. After 30000 oscillations at 113 K, the dynamic friction coefficient of the spherical plain bearing increases slightly, but it is still lower than 0.18, and the wear volume of the bearing is not more than 0.08 mm. The fabric surface on the inner ring is uniformly worn, and the transfer film is formed on the outer surface of the inner ring to provide lubrication.

wide temperature range, cryogenic temperature bearing, PTFE, friction and wear, durability test

doi: [10.1360/SST-2019-0398](https://doi.org/10.1360/SST-2019-0398)