

气体止推箔片轴承试验台设计及试验

徐方程¹, 刘占生¹, 张广辉¹, 张 雯², 孙 毅³

- (1. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001;
2. 中国航天科技集团公司 中国运载火箭技术研究院, 北京 100076;
3. 哈尔滨工业大学 航天学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 设计并制造了带有箔片密封式活塞加载装置的气体止推箔片轴承试验台,对带有冷却通道和径向辐射分布波纹箔片的止推箔片轴承进行了试验研究,分别在 15 000、20 000、25 000 r/min 转速下采用摩擦力矩法对带有冷却通道的止推箔片轴承进行了承载力测试试验。结果表明:带有箔片密封结构的活塞式加载装置能够很好地实现止推轴承加载功能,验证了试验台设计成功,该止推箔片轴承在不同转速下分别得到了 145、195、260 N 的推力,并且轴承承载力和气膜间隙成非线性关系。

关 键 词: 箔片密封; 活塞; 气体止推箔片轴承; 摩擦力矩; 承载力

中图分类号: V229⁺.2; TH133.37

文献标志码: A

Test rig design and experiment of gas thrust foil bearing

XU Fang-cheng¹, LIU Zhan-sheng¹, ZHANG Guang-hui¹,
ZHANG Wen², SUN Yi³

- (1. School of Energy Science and Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;
2. China Academy of Launch Vehicle Technology,
China Aerospace Science and Technology Corporation, Beijing 100076, China;
3. School of Astronautics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: A gas thrust foil bearing test rig was designed and manufactured, and a piston loading mechanism with a foil seal was used to apply the load to thrust foil bearing. A thrust foil bearing with cooling air channels and radial radiation distribution bump foil was tested. The bearing load capacity at the speed of 15 000, 20 000, 25 000 r/min was measured by using friction torque method. Results show that the piston loading mechanism with this foil seal structure can supply enough load to the thrust foil bearing and the successful test rig design was certificated. Moreover, this type thrust foil bearing can achieve 145, 195, 260 N respectively at these different speeds. The bearing load capacity has a nonlinear relationship with gas film thickness.

Key words: foil seal; piston; gas thrust foil bearing; friction torque; load capacity

气体箔片轴承是一种表面弹性的自润滑动压轴承,具有的工作转速高、耐极端温度环境、无环境污染和工作寿命长等特点使其在高速微型燃机领域有着广泛的应用。

气体箔片轴承分为径向和止推箔片轴承两大类,并且从气体箔片轴承这一概念提出开始,人们几乎是同时对这两大类轴承进行研究。归功于 1975 年 Walowit 和 Anno^[1]共同提出的单个波纹

收稿日期:2015-02-11

基金项目:国家自然科学基金(11572098)

作者简介:徐方程(1985—),男,浙江金华人,副教授,博士后,主要研究方向为气体箔片轴承、挤压油膜阻尼器及转子动力学等。

箔片刚度计算公式, Heshmat 和 Walowit^[2-3] 通过该波纹箔片刚度计算公式建立了经典的箔片结构等效弹性基础模型, 开启了对气体箔片轴承的理论研究. 鉴于微型燃机轴向力可以用两个反转涡轮平衡, 因此初期学者们对气体止推箔片轴承的研究不是很热心, 但当径向气体箔片轴承的研究相对成熟时^[4-10], 他们将相同的一套理论和研究方法应用到气体止推箔片轴承的研究中. 其中 Roger 等^[11] 就通过对止推箔片轴承施加激振力测量了轴承的刚度和阻尼特性系数, 并研究了波纹尺寸、平箔片表面涂层等轴承设计参数对其动刚度和阻尼特性的影响. 1999 年 Iordanoff^[12] 建立了考虑波纹结构摩擦的刚度计算模型, 通过有限差分法求解了气体雷诺方程, 获得的止推轴承承载力与试验结果吻合得较好. Heshmat 和 Xu 等^[13] 将有限元法和有限差分法耦合求解箔片变形和气体雷诺方程的思路引入到气体止推箔片轴承的研究中, 仿真了轴承气膜压力分布和承载力, 为研究气体止推箔片轴承提供了一种研究手段. Park 和 Kim 等^[14] 也利用有限差分法和有限元法耦合求解了气体雷诺方程和箔片变形方程, 研究了角不对中和滑流效应对止推箔片轴承动静特性的影响. Lee 等^[15] 还利用相同的数值方法研究了动静混合式气体止推箔片轴承的动力学特性系数. Conboy^[16] 将紊流相和真实气体变化参数加入了气体雷诺方程中, 研究了以 CO_2 为润滑介质的气体止推箔片轴承气膜压力分布和功率损耗等轴承特性.

关于止推箔片轴承试验, 一方面加工轴承本身是存在一定难度, 另一方面试验台的设计和加工需要足够的时间和精度, 因此气体止推箔片轴承试验相关的文献并没有理论仿真相关文献多. 2003 年, Hryniewicz 和 Locke 等^[17] 设计了测量气体止推箔片轴承承载力和摩擦力矩的高温高速试验台, 该试验台转速达到了 $80\,000\text{ r/min}$, 并且测试环境温度达到了 $650\text{ }^\circ\text{C}$. 采用高压气体加载方式. 虽然该试验台工作转速很高, 但由于采用涡轮驱动, 并且用电磁推力轴承来承受涡轮的轴向推力, 因此当轴承加载时工作转速会由于摩擦力矩的改变而发生波动, 并且气流引起的轴向振动不可消除, 影响了试验结果的准确性. Dykas 和 Bruckner 等^[18] 详细介绍了止推箔片轴承的设计、模具和装配过程, 并且展示了一些轴承箔片结构刚度特性和高温下启停测试结果. Lee 和 Kim 等^[19] 设计了以滚动轴承为支承的止推箔片轴承

测试转子系统, 轴承加载装置为以滚珠为滑道的手动加载装置, 但在对轴承施加载荷过程中静力传感器测得轴承的承载力也包含了滚珠的摩擦力, 因此轴承承载力试测量结果偏大.

基于现有试验台的缺陷, 本文设计并制造了带有箔片密封式活塞加载装置的气体止推箔片轴承试验台, 对带有冷却通道和径向辐射分布波纹箔片的止推箔片轴承进行了承载能力试验研究, 此外利用电涡流位移传感器、热电偶对整个轴系振动和止推轴承座温度分布进行了监测.

1 试验台设计及试验原理

该气体止推箔片轴承试验台分为 4 个单元, 其中包括电动机驱动单元、带有箔片密封结构的活塞加载单元、被测止推轴承单元和数据采集系统单元. 图 1 为试验台实物图, 下面对各个单元进行分别介绍.

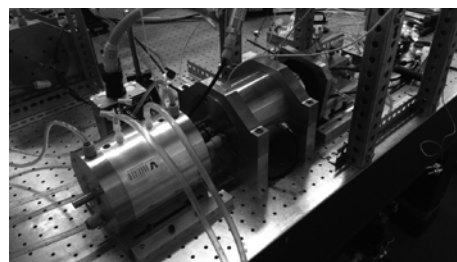


图 1 试验台照片

Fig. 1 Photo of test rig

1.1 电动机驱动单元

试验驱动电动机为三相异步电机, 额定功率为 10 kW , 配合 SIEB&MEYER 公司的 FC80 变频器实现 $0\sim 40\,000\text{ r/min}$ 的任意稳定转速输出.

1.2 活塞加载单元

活塞加载单元实质上是以径向气体箔片轴承为支承的转子轴承系统, 其结构剖面图如图 2 所示, 其工作原理为: 当转轴转速超过径向轴承起飞转速时, 通过对处于电动机端的活塞注入高压气体使得转轴无径向轴承接触摩擦地向被测止推箔片轴承移动, 从而实现对被测止推箔片轴承的加载. 为了实现转轴完全水平地移动, 气体箔片密封和径向气体箔片轴承具有相同的半径间隙, 都为 $50\text{ }\mu\text{m}$. 此外, 转轴的中心落在两个径向箔片轴承的中点, 并且转轴经过了高速动平衡. 这样的设计使得两个径向箔片轴承承受相同的径向载荷, 最大限度的保证了转轴在起飞后能够保持精确的水

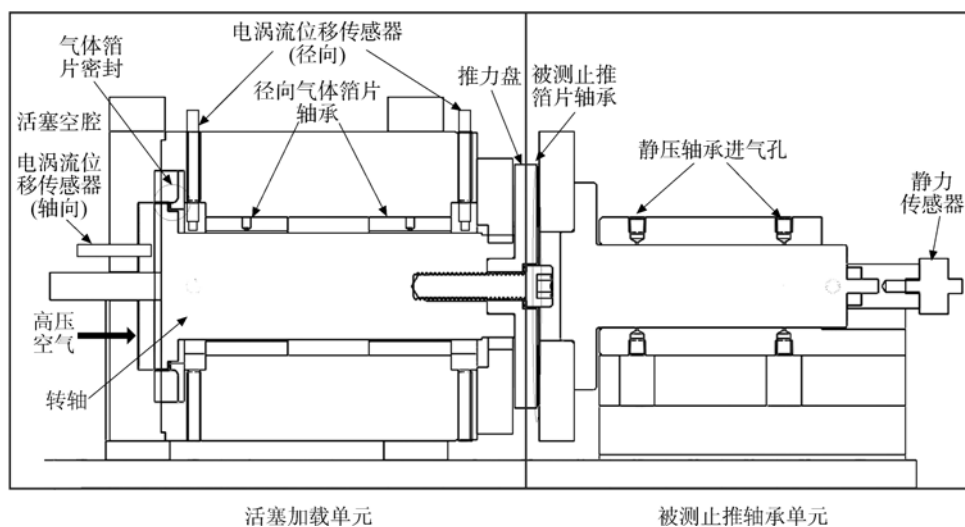


图 2 试验台截面图

Fig. 2 Section view of test rig

平移动。

1.3 被测止推轴承单元

被测止推轴承单元主要由被测轴承,静压气体轴承转子系统和静力传感器组成,其结构截面图和示意图分别如图 2 和图 3 所示。该结构主体为带小孔节流的静压轴承转子系统,被测止推箔片轴承座和摩擦力矩杆分别连接在该静压气体轴承转子上。当试验进行时,高压空气进入节流孔后将转子托起,使得被测止推箔片轴承能够不受约束的沿着轴线旋转,因此利用动态力传感器能够很容易地监测摩擦力矩,从而保证试验准确性。图 4 为被测止推轴承单元实物图,其中透明管道为静压轴承供气用,黑色管道用于为被推止推轴承提供冷却空气。

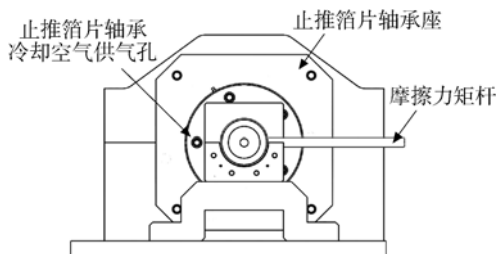


图 3 被测止推箔片轴承单元结构示意图

Fig. 3 Schematic diagram of tested thrust foil bearing

1.4 数据采集系统

在设计试验台时,活塞加载单元为被测止推箔片轴承提供推力盘旋转表面和载荷,因此分别在两个径向轴承处安装电涡流位移传感器用来监

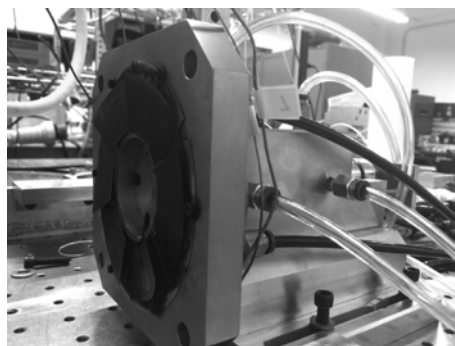


图 4 被测止推箔片轴承安装实物图

Fig. 4 Photo of tested thrust foil bearing mounting

测转轴振动,并在端盖上安装额外的电涡流位移传感器来测量给止推轴承加载时推力盘的位移。此外,用压力变送器监测活塞的供气加压。除了用于测量被测止推箔片轴承推力和摩擦力矩的力传感器外,还其轴承座靠近被测止推箔片轴承的位置按放有沿周向均匀分布的热电偶,用来监测试验中被测止推箔片轴承的温度情况。以上所有传感器采集的信号都将通过 NI(National Instruments)公司的数据采集板进入电脑,其中电涡流位移传感器的所测的转轴振动信号采样频率为 20 kHz,压力变送器、热电偶和力传感器的采样频率为 1 kHz,配合的数据采集软件为 LabView,试验所用的传感器参数如表 1 所示。

1.5 试验原理

试验采用摩擦力矩法对气体止推箔片轴承进行承载能力测试,其原理为当对止推箔片轴承进行加载时,推力盘旋转带起的气流作用到轴承表

表 1 传感器参数表

Table 1 Parameters of sensors

编号	名称	型号	灵敏度
1	电涡流位移传感器	Bently 3300XL	10.96V/mm
2	静态载荷传感器	Omega LCFD-500	944.64N/mV
3	动态载荷传感器	PCB 201B01	112.405mV/N
4	压力变送器	Omega PX409-100G5V	138kPa/V
5	热电偶	K Type	40 μ V/ $^{\circ}$ C

面的摩擦力使得推力箔片轴承具有沿推力盘相同方向旋转的趋势,此时止推箔片轴承的扭矩通过安装其侧面的力矩杆传递到动态力传感器上,通过测得的动力载荷与力矩杆长度的乘积得到作用在止推箔片轴承表面的摩擦力矩.当止推箔片轴承在恒定转速下工作时,高速气流作用在轴承表面引起的摩擦力矩为一定值,随着轴承承载力的增大,即推力盘越靠近轴承表面,止推箔片轴承所受的摩擦力矩也越大,最后当加载超过止推箔片轴承所能承受的极限时,推力盘开始与轴承表面接触,此时测得的摩擦力矩会持续增大,那么在止推箔片轴承所受的摩擦力矩增大之前的载荷就是该轴承所能承受的极限载荷.

2 止推箔片轴承介绍

止推箔片轴承结构示意图和实物图分别如图 5 和图 6 所示,止推箔片轴承采用 6 片扇形平箔片均匀布置方式,如图中①,②,③,④,⑤,⑥所

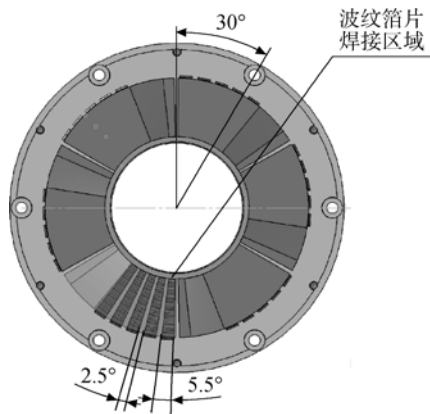


图 5 止推箔片轴承结构图

Fig. 5 Structural diagram of thrust foil bearing

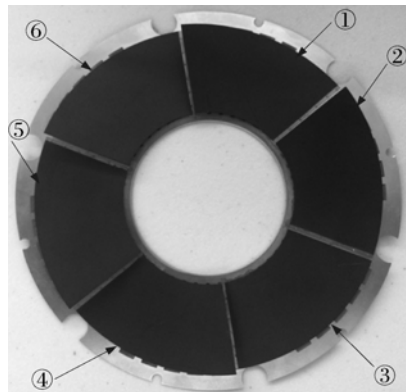


图 6 止推箔片轴承实物图

Fig. 6 Photo of thrust foil bearing

示,其内外径分别为 54.86 mm 和 110.24 mm. 每片扇形平箔片下覆盖有 5 条互不连接的波纹箔片条,各个圆弧方向宽度为 5.5 $^{\circ}$ 的波纹箔片条之间留有 2.5 $^{\circ}$ 的空隙,用作冷却止推轴承工作时的冷却空气孔通道,并且各个波纹箔片条和平扇形平箔片都分别焊接在底板薄片上.箔片材料为 Inconel 750,平箔片和波纹箔片的厚度都为 0.127 mm,并且在平箔片表面喷有厚度为 0.025 mm 的固体润滑涂层.止推箔片轴承结构参数汇总如表 2.

表 2 止推箔片轴承结构参数

Table 2 Structure parameters of thrust foil bearing

参数	数值
轴承内径 D_i /mm	54.86
轴承长度 D_o /mm	110.24
平箔片厚度 t_f /mm	0.127
波纹箔片厚度 t_b /mm	0.127
扇形平箔片数量 N_f	6
扇形平箔片角度 θ_f / $^{\circ}$	60
波纹箔片径向波纹个数	9
波纹箔片单位长度 s /mm	2.917
单个波纹条角度 θ_b / $^{\circ}$	5.5
波纹高度 h_b /mm	0.488
泊松比 ν	0.29
弹性模量 E /GPa	214

3 试验结果及分析

本试验分别在转速 $n=15\,000, 20\,000, 25\,000$ r/min 时对气体止推箔片轴承进行承载能力测试,被测止推箔片轴承与推力盘之间的初始距离

为 $110\ \mu\text{m}$ 。

3.1 轴承承载力

图7为转速 $15000\ \text{r/min}$ 时转轴振动特性频谱图,其中电动机端和止推轴承端轴颈基频振动幅值分别为 $16.8\ \mu\text{m}$ 和 $4.4\ \mu\text{m}$,但由于径向轴承是气体箔片轴承,转轴与电动机转子之间存在的不对中很难消除,因此轴颈在两个径向轴承支承处的振动都存在高频分量,鉴于振动幅值处于较低的水平,并且是径向振动,因此对测量止推箔片轴承承载力特性影响不大。轴向基频振动幅值为 $3.1\ \mu\text{m}$,同时因为联轴器本身旋转精度和推力盘表面平面度存在一定的加工误差,因此也存在高频振动分量。由于转轴在出厂前经过高速动平衡,因此转速为 $20000, 25000\ \text{r/min}$ 时振动特性与 $15000\ \text{r/min}$ 基本一致,这里就不再重复。

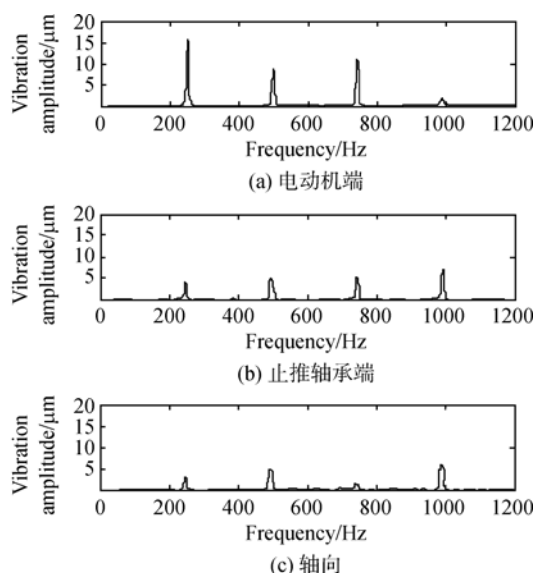


图7 转速为 $15000\ \text{r/min}$ 时转轴振动特性频谱图
Fig. 7 Spectrogram of rotation axis vibration at speed of $15000\ \text{r/min}$

图8~图10分别为3个试验转速下活塞加载压力 p_p 、轴承承载力 F_b 以及轴承摩擦力矩 M_b 随时间变化测量结果,试验持续时间大约为 $360\ \text{s}$ 。试验过程中对轴承进行逐步加载,因此图8和图9中活塞气压值和轴承承载力曲线成阶梯上升形状。以转速为 $15000\ \text{r/min}$ 为例,活塞加载压力从最初的 $0\ \text{Pa}$ 一直加压到 $39\ \text{kPa}$,对应的最大加载力为 $177.9\ \text{N}$ (活塞横截面直径为 $76.2\ \text{mm}$)。随着活塞加载压力的增大,轴承承受的载荷也随之增加,并且图10中的摩擦力矩也是先增大,然后待推力轴承推开推力盘表面后摩擦力矩又减小,但

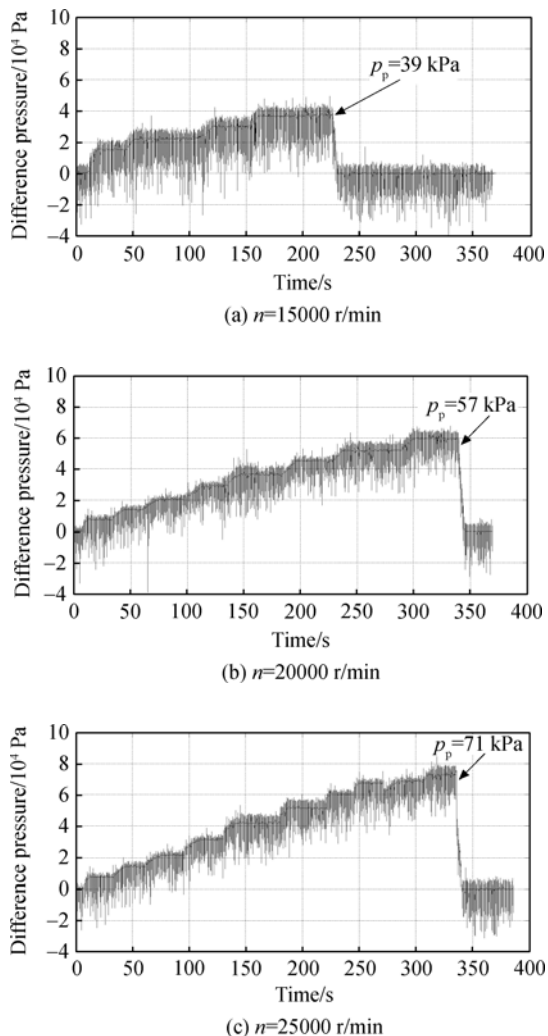
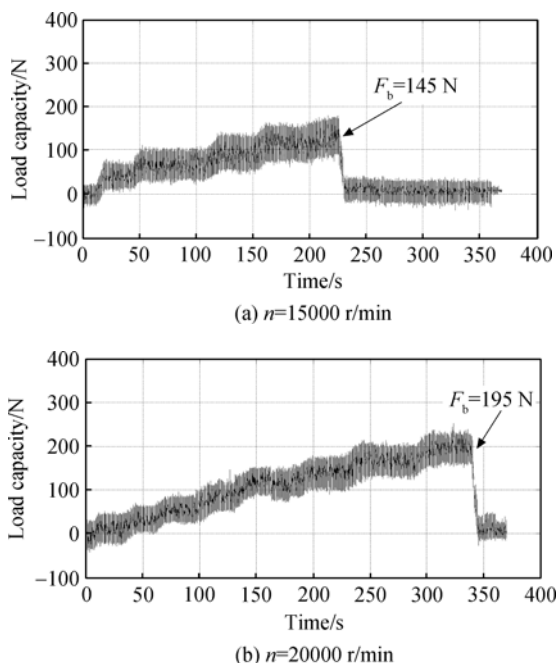


图8 活塞加载压力随时间变化测试结果
Fig. 8 Loading pressure of piston measurement results versus time



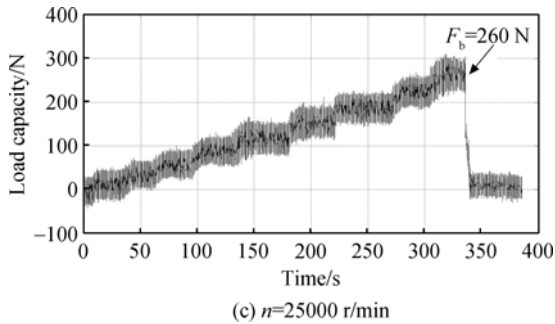


图9 轴承承载力随时间变化测试结果

Fig. 9 Load capacity of bearing measurement results versus time

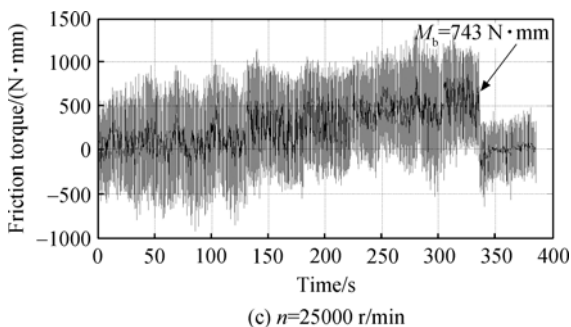
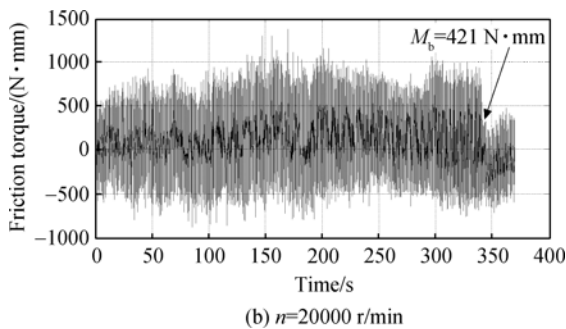
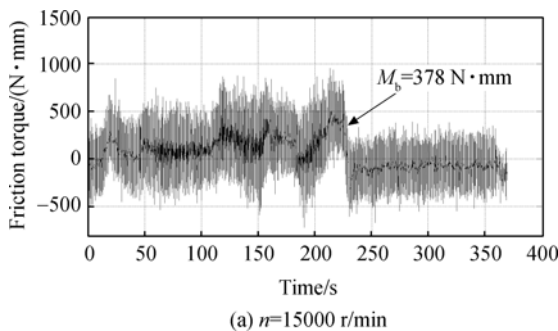


图10 摩擦力矩随时间变化测试结果

Fig. 10 Friction torque measurement results versus time

当载荷加到 145 N 以上时,摩擦力矩一直增大并没有减小的趋势,因此可以判断 145 N 为该气体止推箔片轴承在转速为 15 000 r/min 时的极限承载力.用同样的方法分析转速 20 000, 25 000 r/min

下轴承承载力分别为 195 N 和 260 N.

转速 15 000 r/min 时轴承座温度分布如图 11 所示图中 Temp 1~6 代表瓦块 1~6 所对应的轴承座区域温度,由于试验前推力盘和止推轴承本身对中状态较好,因此试验过程中各瓦块对应的轴承座温度基本保持不变,此外,在转速为 20 000, 25 000 r/min 下轴承座温度分布也与之类似.

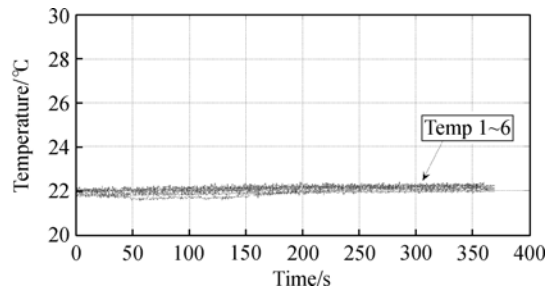


图11 转速 15 000 r/min 时轴承座温度随时间变化测试结果

Fig. 11 Temperature of bearing housing measurement results versus time at speed of 15 000 r/min

3.2 试验结果汇总

将上述 3 个转速下的轴承承载力试验结果汇总于表 3 可以发现:随着转速的升高,轴承的极限承载力也显著增加.并且从图 12 推力盘随轴承承

表3 试验结果汇总表

Table 3 Summary of test results

试验转速/(r/min)	止推箔片轴承极限承载力/N
15 000	145
20 000	195
25 000	260

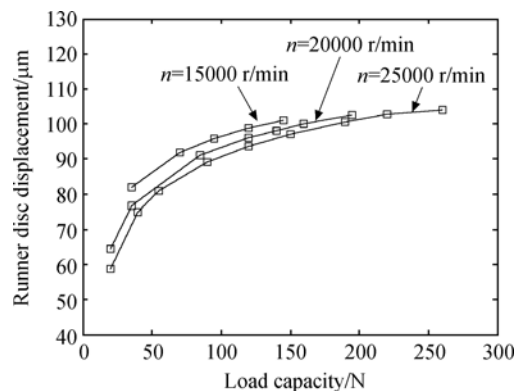


图12 推力盘位移随轴承载荷变化曲线

Fig. 12 Runner disc displacement versus load capacity of bearing

载力位移曲线可以看出,随着转速的升高,轴承达到相同载荷所需的气膜间隙也随之减小,并且气膜间隙和轴承承载力成非线性关系。

4 结 论

设计并制造了带有箔片密封式活塞加载装置的气体止推箔片轴承试验台,采用摩擦力矩法对带有冷却通道的止推箔片轴承进行了轴承性能测试,并利用电涡流位移传感器、压力变送器和热电偶对整个试验台进行了全方位监控,得出了如下结论:

1) 带有箔片密封结构的活塞式加载装置能够很好地实现止推轴承加载功能,验证了试验台设计的成功。

2) 在转速为 15000,20000,25000 r/min 下分别得到了止推箔片轴承 145,195,260 N 的推力,可以预测随着转速的进一步升高,带有冷却通道和径向辐射分布波纹箔片的新型止推箔片轴承的极限承载能力能够得到进一步提升。

3) 转速越高,轴承达到相同载荷所需气膜间隙越小,并且气膜间隙和轴承承载力成非线性关系。

参考文献:

- [1] Walowit J A, Anno J N. Modern developments in lubrication mechanics[M]. London: Applied Science Publishers Limited, 1975.
- [2] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 647-655.
- [3] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of gas-lubricated compliant thrust bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 638-646.
- [4] Roger K C P, Heshmat H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis: Part I theoretical model including strip and variable bump foil geometry[J]. Journal of Tribology, 1992, 114(2): 394-400.
- [5] Ruscitto D, McCormick J, Gray S. Hydrodynamic air lubricated compliant surface bearing for an automotive gas turbine engine: I journal bearing performance[R]. NASA CR-135368, 1978.
- [6] Peng Z C, Khonsari M M. Hydrodynamic analysis of compliant foil bearings with compressible air flow[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(3): 542-546.
- [7] Peng Z C, Khonsari M M. On the limiting load-carrying capacity of foil bearings[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(4): 817-818.
- [8] Andrés L S, Kim T H. Improvements to the analysis of gas foil bearings integration of top foil 1D and 2D structural models[R]. ASME Paper GT2007-27249, 2007.
- [9] Kim D, Ki J, Kim Y, et al. Extended three-dimensional thermo-hydrodynamic model of radial foil bearing: case studies on thermal behaviors and dynamic characteristics in gas turbine simulator[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2012, 134(5): 052501. 1-052501. 13.
- [10] Kim T H, Sim K. Thermohydrodynamic analysis of bump-type gas foil bearings using bump thermal contact and inlet flow mixing models[J]. Tribology International, 2012, 48: 137-148.
- [11] Roger K C P. Dynamic structural properties of compliant foil thrust bearings-comparison between experimental and theoretical results[J]. Journal of Tribology, 1994, 116(1): 70-75.
- [12] Iordanoff I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing: method for a rapid design[J]. Journal of Tribology, 1999, 121(4): 816-822.
- [13] Heshmat C A, Xu D S, Heshmat H. Analysis of gas lubricated foil thrust bearings using coupled finite element and finite difference methods[J]. Journal of Tribology, 1999, 121(1): 199-204.
- [14] Park D J, Kim C H, Jang G H, et al. Theoretical considerations of static and dynamic characteristics of air foil thrust bearing with tilt and slip flow[J]. Tribology International, 2008, 41(4): 282-295.
- [15] Lee D, Kim D. Design and performance prediction of hybrid air foil thrust bearings[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2011, 133(4): 042501. 1-042501. 13.
- [16] Conboy T M. Real-gas effects in foil thrust bearings operating in the turbulent regime[J]. Journal of Tribology, 2013, 135(3): 031703. 1-031703. 12.
- [17] Hryniewicz P, Locke D H, Heshmat H. New-generation development rigs for testing high-speed air-lubricated thrust bearings[J]. Tribology Transactions, 2003, 46(4): 556-559.
- [18] Dykas B, Bruckner R, DellaCorte C, et al. Design, fabrication, and performance of foil gas thrust bearings for micro-turbomachinery applications[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, 131(1): 012301. 1-012301. 8.
- [19] Lee Y B, Kim T Y, Kim C H, et al. Thrust bump air foil bearings with variable axial load: theoretical predictions and experiments[J]. Tribology Transactions, 2011, 54(6): 902-910.

(编辑:王碧琚)