

径向间隙及加工工艺对气体箔片轴承性能的影响

冯凯, 张俊, 王法义

(湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 长沙 410082)

摘 要: 为了分析轴承的加工工艺和径向间隙对轴承静态、动态性能的影响,设计搭建了静态、动态实验台,利用改变轴颈尺寸的方法研究不同径向间隙对气体箔片轴承(GFB)静态性能和动态性能的影响,还分别研究了不同波箔弹性结构、不同箔片材料和不同波箔热处理方式等因素对轴承性能的影响.结果表明:随着径向间隙减小,气体箔片轴承静刚度及其动态结构刚度增大,其等效黏性阻尼随着径向间隙的减小,出现先增大后减小的趋势.在工艺上箔片材料及波箔弹性结构对轴承性能的影响起重要作用.

关 键 词: 气体箔片轴承; 径向间隙; 加工工艺; 静态刚度; 结构刚度; 等效黏性阻尼

中图分类号: V229⁺.2; TH133.37

文献标志码: A

Influence of radial clearance and processing technology on structural properties of gas foil bearing

FENG Kai, ZHANG Jun, WANG Fa-yi

(State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body,
Hunan University, Changsha 410082, China)

Abstract: In order to analyze the static stiffness, structure stiffness and viscous damping of bearing under different factors, the experiment rigs for gas foil bearing (GFB) static and dynamic characteristic experiment were established. By changing the size of the journal of a same bearing, the influences of radial clearance on the static and dynamic properties of experiment bearings were studied. Additionally, the different bump foils, foil materials, ways of heat treatment and other factors affecting bearing elastic structure properties were also investigated. Result shows that, with the decreasing radial clearance of the bearing, the static stiffness and dynamic structure stiffness increase gradually and equivalent viscous damping increases first and then decreases; different bump foils and foil materials play a major role in GFBs' structural properties.

Key words: gas foil bearing; radial clearance; processing technology; static stiffness; structural stiffness; equivalent viscous damping

气体箔片轴承在高温、高转速情况下具有极好的工作性能^[1-2],这使其被广泛应用到高速涡轮机械当中.目前,国内对气体箔片动压轴承的研究仍然集中在轴承弹性箔片结构的建模^[3]、轴承结

构参数的仿真计算^[4-5]以及系统转子动力学分析等理论研究方面,对轴承的加工制造、结构参数的实验研究相对较少.因此,本文为了测试整个轴承的结构性能,设计并且搭建了静态、动态实验台,

收稿日期:2015-02-08

基金项目:国家自然科学基金(51305131);湖南省自然科学基金(14JJ5003)

作者简介:冯凯(1982—),男,湖北武汉人,教授、博士生导师,博士,主要从事气悬浮轴承,转子动力学研究.

通过相应的静态推拉实验和动态激振实验,对气体箔片轴承的动态、静态特性进行了测试和研究,分析总结了轴承的径向间隙以及不同的加工方式和加工工艺对整个轴承性能的影响,为轴承的设计加工以及轴承的实际应用提供重要的工程经验。

1 轴承测试实验台的设计

为测量气体箔片轴承静态特性,设计搭建了如图1所示的静态推拉实验台,图中 F 为加载力。实验中为消除箔片固定点对轴承静态特性的影响,选择离固定点 90° 的方向进行实验。实验过程中选择 $\pm 200\text{ N}$ 作为最大加载力。为了测量整个推拉过程中轴承的加载力大小和位移响应,选择在加载力的方向安装一个力传感器和电涡流位移传感器。采集的数据经过处理,拟合得到滞回曲线^[6],对拟合曲线求导可得到静态刚度曲线,从而分析轴承的静态性能^[7]。

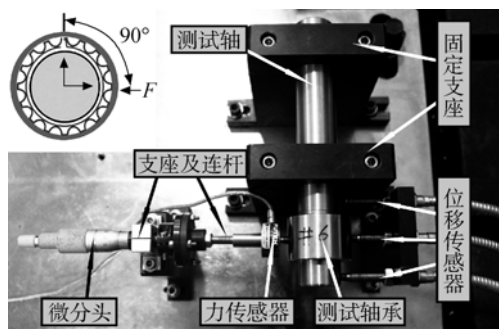


图1 静态性能实验台

Fig. 1 Static properties experiment rig

为测量气体箔片轴承动态特性,设计搭建了如图2所示的动态激振实验台。该激振器输出的激振力最大为 200 N ,振幅的范围是 $\pm 10\text{ mm}$,频率在 $0\sim 2\text{ kHz}$ 之间。同时,使用Labview软件及NI(National Instruments)公司硬件设备创建信

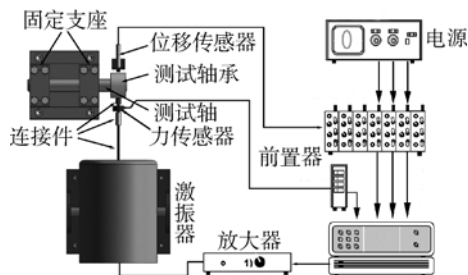


图2 动态性能实验台

Fig. 2 Dynamic properties experiment rig

号发生器,通过改变发生器所输出的控制信号来控制激振器的频率以及激振振幅。为了方便地测量激振过程中轴承的受力和位移响应,选择在激振方向上安放电涡流位移传感器和力传感器。对实验数据进行处理得到动态结构刚度^[8-9]和等效黏性阻尼的曲线,分析轴承的动态特性^[10-11]。

2 径向间隙对箔片轴承性能的影响

2.1 箔片型气体动压轴承径向间隙的简介

对流体动压轴承而言,径向间隙是形成流体润滑膜的重要条件^[12]。箔片型气体动压轴承的柔性支承表面由弹性波箔和顶箔构成,与普通滑动轴承不同,该轴承没有固定的径向间隙,为了描述轴承的松紧程度,一般用名义径向间隙来进行描述。在实际工作过程中,轴承径向间隙对其动态、静态性能有重大的影响^[13]。按照以往经验,轴承径向间隙过大,将导致气膜难以形成,且起飞转速增大。相反,轴承径向间隙过小,则会导致轴承初始的刚度比较大,同时轴承和轴之间不易生成气膜,在轴承启动和停止的时刻会产生严重的摩擦,最终会出现热失效等问题。为使轴承起飞转矩更小且更容易形成稳定的润滑气膜,必须找到合适的径向间隙。名义径向间隙的定义是轴承在全部组装之后其内径的尺寸与轴颈尺寸的差^[14]。图3所示为测试轴与轴承的几何关系。根据图中几何关系得到轴承的名义径向间隙为

$$C = R_i - R_s \quad (1)$$

其中 R_i 表示轴承支承面半径, R_s 表示测试轴的半径。

$$R_i = R_b - Q \quad (2)$$

其中 R_b 表示轴承套的内径, Q 表示轴承弹性结构尺寸。

$$Q = 2t + h \quad (3)$$

其中 t 表示箔片厚度, h 表示波箔冲压后波纹的高度。

实验轴承的具体参数如表1所示。结合表1中气体箔片轴承结构参数可以算出轴承的内径,实验轴承的内径为 29.54 mm 。而实验选用的4根测试轴直径是 $29.47, 29.50, 29.53\text{ mm}$ 和 29.56 mm 。利用图3几何关系计算出各组的名义间隙是 $35, 20, 5, -10\text{ }\mu\text{m}$ 。其中名义径向间隙的值为负数时,代表轴承支承面半径与用来测试的轴的半径的差值为负数,即过盈配合。

将测试轴承与不同尺寸的轴配对,进行静态和动态实验,研究径向间隙对轴承动态以及静态

规律大体一致:即是伴随轴承径向间隙的增大其刚度逐渐增大.同时,当轴承的径向间隙减小,轴承中的波箔参与支撑轴颈的那一部分会增多,从而轴承会表现出刚度增大的趋势.

图 5(b)为实验得到的轴承等效黏性阻尼在轴承轴颈尺寸改变以及激振的频率改变的条件下的特性图,

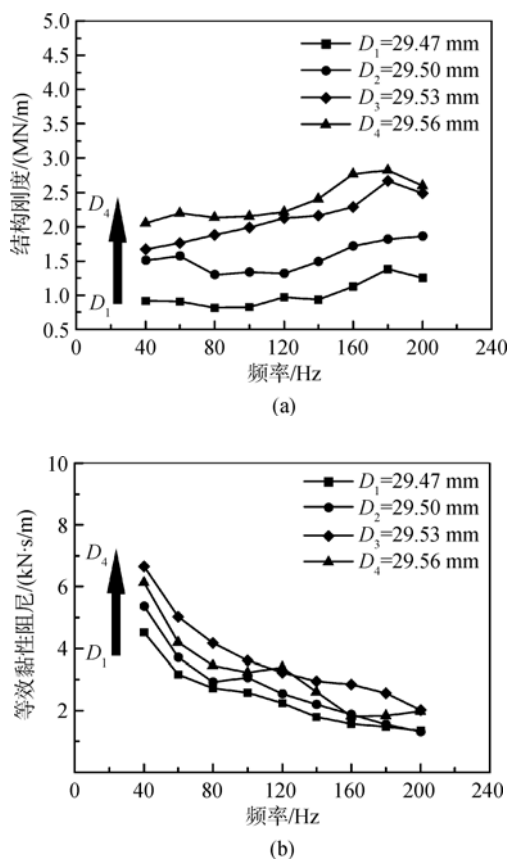


图 5 不同间隙下的结构刚度和等效黏性阻尼
Fig. 5 Structural stiffness and equivalent viscous damping for different radial clearances

由图 5 可得,在轴颈的尺寸比 29.56 mm 小的条件下,轴承的等效黏性阻尼会随着测试轴轴颈尺寸的增大而增大.之所以会出现这种情况,原因在于轴颈的尺寸如果变大,轴承装配的间隙就会变小,各个面之间的接触越紧密,使得轴承的干摩擦系数增大,从而引起轴承等效黏性阻尼增大.在相同的轴颈尺寸下,随着激振频率的增大,轴承的等效黏性阻尼逐渐减小.值得注意的是,当轴径为 29.56 mm 时,即径向间隙为负值时,轴承的等效黏性阻尼却不再随轴径增大而增大,反而出现减小趋势,分析得出原因可能是轴颈与轴承之间的过盈配合,限制了箔片之间的滑动以及弹性结构的变形,使得摩擦减少,所以能量耗散也变少,

最终导致轴承等效黏性阻尼变小.

3 加工工艺对轴承性能影响的研究

3.1 不同箔片材料对轴承性能影响的研究

不同的箔片材料具有不同的理化性能,因此,用不同的材料所加工出的轴承性能也不相同^[15].本次实验中采用 Inconel X-750, GH145, 304 不锈钢 3 种材料制作轴承的波箔和顶箔.利用 3 种材料加工 3 个结构参数一致的气体箔片轴承,对其分组进行进行动态、静态实验,最后对实验结果进行比较.实验中,轴承壳的内径大小均是 31.00 mm,加工过程对每个轴承的箔片尺寸做精确测量,利用所有测量尺寸计算得到轴承的内径分别为 29.544, 29.544, 29.548 mm.由于 GH145 和 Inconel X-750 材质较硬,制作波箔时无法直接对其进行冲压成形,为了改善材料加工性能需要进行热处理,即对 GH145, Inconel X-750 进行 1150 °C/1h 固溶处理及 650 °C/4h 时效处理.时效处理的目的是为了将箔片定形.最后对轴颈尺寸是 29.50 mm 的轴进行测试和实验.

通过对轴承的静态特性实验,分析并拟合得到如图 6 所示的静态刚度曲线,

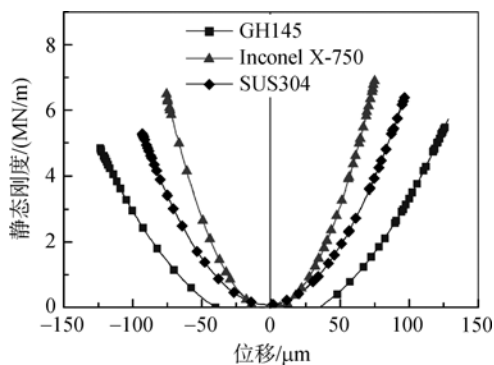


图 6 不同箔片材料的轴承静态刚度曲线
Fig. 6 Static stiffness of bearing for different foil materials

由图 6 可知,在位移大小相同的条件下,采用美国标准 Inconel X-750 材料制作的箔片轴承,其静刚度最大,304 不锈钢(SUS304)箔片轴承的静刚度次之,而使用 GH145 材料的轴承静刚度最小.此外,Inconel X-750 的化学成分与 GH145 相似,但对其进行 650 °C/4h 的时效热处理后,两种材料所制作出的波箔的刚度却有很大的差别,由此可得,箔片材料的成分即使差别非常小,制作成形并经过热处理后其刚度可能会出现很大不同.

弹性层选材与轴承静态刚度有密切联系,从而影响轴承结构设计及其性能。

分析轴承动态特性实验可以得出如图 7 所示的轴承在箔片材料不同时其等效黏性阻尼和动态结构刚度的变化规律曲线。

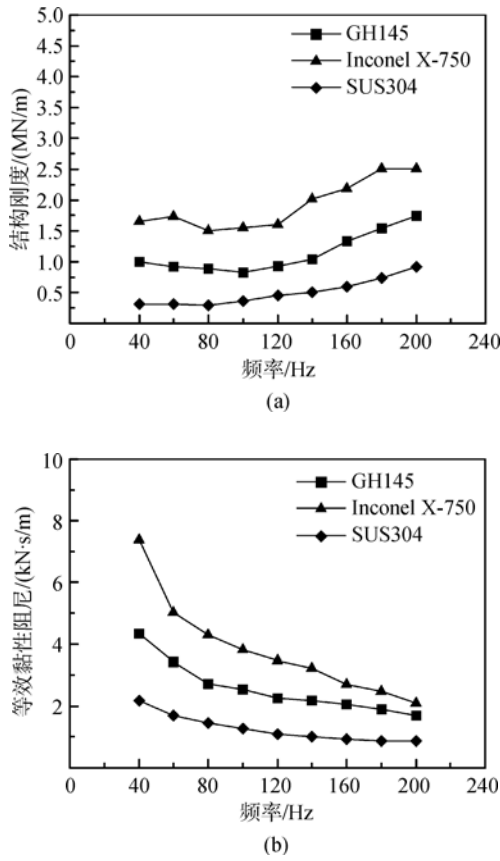


图 7 不同箔片材料的结构刚度和等效黏性阻尼
Fig. 7 Structural stiffness and equivalent viscous damping for different foil materials

由图 7 可知,使用 Inconel X-750 材料制作的箔片轴承,其结构刚度和等效黏性阻尼最大,而 GH145 材料制作的轴承次之,使用 304 不锈钢制作的轴承这两个动态指标最小.之所以出现 GH145 轴承动态性能指标大于 304 不锈钢轴承,是因为 GH145 材料的箔片在热处理之后表面会出现轻度氧化,故其干摩擦因数会大于 304 不锈钢箔片的干摩擦因数,从而阻尼相对较大.轴承的动态结构刚度特性和等效黏性阻尼在很大程度上会受到轴承弹性结构接触表面干摩擦的影响,因此对于箔片材料为 GH145 的轴承,其动态指标相对于 304 不锈钢要大.总结实验结果,可知使用 Inconel X-750 作为箔片材料的轴承在进行静态、动态特性实验时,测得的刚度特性以及阻尼特性比较理想.

3.2 波箔热处理方式对轴承性能的影响

在加工轴承的过程中,对箔片材料进行热处理是非常关键的一个步骤,对材料进行热处理能让其物理和化学性能得到改变或优化.为了探究材料的热处理方式对波箔性能所产生的影响,表 2 所示为箔片材料(Inconel X-750 和 GH145)的 4 种不同的热处理方式.在实验中,测试轴承的顶箔与波箔均用同种材料制作.箔片均在 1300 ℃ 真空管式电炉中进行热处理,同时必须准确地控制热处理时电炉中的温度,温度的偏差最好在 $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以内,在进行热处理时通入氮气防止箔片在高温下过分氧化.控制轴承的尺寸,需要和之前实验轴承的设计尺寸相同,从而确保实验中其他变量保持一致.

表 2 波箔的不同热处理方式

Table 2 Different ways of heat treatment of bump foil

波箔材料	热处理方式		冷却方式
	固溶处理	时效处理	
Inconel X-750	1150 ℃	750 ℃/16 h	空冷
Inconel X-750	1150 ℃	650 ℃/4 h	空冷
GH145	980 ℃	650 ℃/4 h	空冷
GH145	980 ℃	730 ℃/8 h 和 620 ℃/8 h	空冷

按照表 2 采用不同材料及不同热处理方式制作 4 个轴承,然后安装到静态实验台上进行推拉实验,测试轴直径均为 29.5 mm.完成实验后对拟合曲线求导得出静态刚度曲线,如图 8 所示.图中 GH145-1 和 GH1456-2 所示的两条曲线各自代表使用 GH145 作为箔片材料时,对其进行 980 ℃ 固溶处理及 650 ℃/4 h 时效处理、980 ℃ 固溶处理及 730 ℃/8 h 和 620 ℃/8 h 的时效处理后得到的两组静态刚度曲线.图中 Inconel X-750-1 以及 Inconel X-750-2 所示的两条曲线各自代表使用 Inconel X-750 作为箔片材料时,分别对其进行 1150 ℃ 固溶处理及 650 ℃/4 h 时效处理、1150 ℃ 固溶处理及 750 ℃/12 h 时效处理之后所得的两组静态刚度曲线.从图中可以看出箔片材料为 GH145 时,实验得出的两条曲线重合度较高,即当实验条件相同时,用这两种方式对波箔进行热处理之后其刚度无明显的差异,此外经过这两种热处理所得到的轴承其刚度均比较低.使用 Inconel X-750 作为箔片材料的两个轴承经过测试

后其静态刚度曲线差异较为明显,对波箔片采用 1150 °C 固溶处理及 750 °C/12 h 时效处理比采用 1150 °C 固溶处理及 650 °C/4 h 时效处理的轴承的静态刚度大。

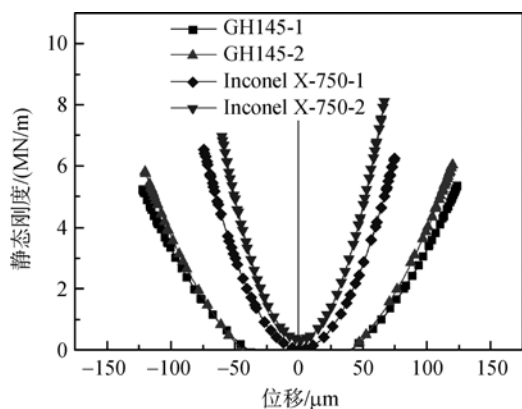


图8 不同热处理方式的轴承静态刚度曲线
Fig. 8 Static stiffness of bearing for different ways of heat treatment

图9所示为使用GH145和Inconel X-750作为波箔材料时,经过不同的热处理方式^[16]之后所得的轴承进行轴承动态特性实验得到的动态结构刚度曲线以及等效黏性阻尼曲线。从图9(a)、图9(b)图中可以看出,箔片材料为Inconel X-750的两个轴承,其动态参数明显大于GH145材料的两个轴承。但是就同种箔片材料的轴承而言,其结构刚度和等效黏性阻尼参数与其热处理方式之间无明显相关性。

以上实验结果表明,材料属性对箔片轴承动态性能的影响起主导作用,而不同热处理方式对其动态性能的影响不明显。值得注意的是,较长时间的时效能够增大轴承的结构刚度和黏性阻尼,今后在改善热处理工艺的研究上仍有拓展空间。但是在制作箔片轴承过程中,考虑到制作的成本,

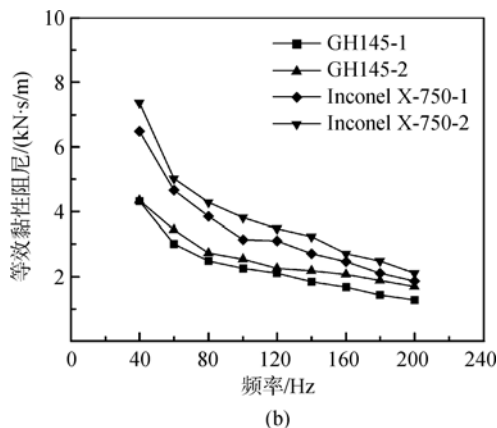


图9 不同热处理方式的结构刚度和等效黏性阻尼
Fig. 9 Structural stiffness and equivalent viscous damping for different ways of heat treatment

可以适当调整热处理的时间,在达到所需物理化学性能和成形效果的基础上,应该尽量缩短热处理的时间以节约成本。

3.3 不同弹性结构对轴承性能影响的研究

气体箔片动压径向轴承至今已发展到了第3代^[17],轴承的各项性能指标得到了不断地改善。实际工程中,第1代和第2代轴承的应用较为广泛,它们之间的主要区别在于弹性结构的不同,通过改变波纹分布来优化轴承的性能。

通过对第1代气体箔片轴承弹性结构的优化,设计加工两种不同的波箔片,具体的弹性结构类型如图10所示。

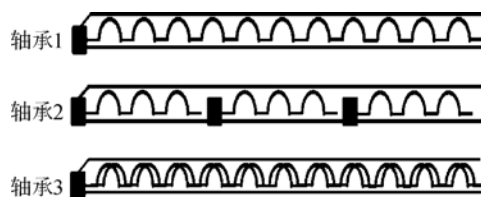


图10 不同的波箔弹性结构
Fig. 10 Different elastic structures bump foil

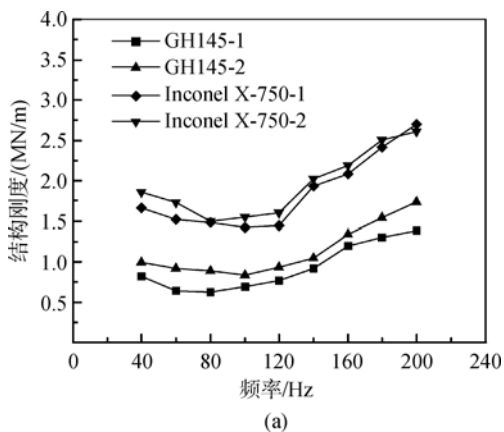


图10中轴承1为第1代气体箔片动压径向轴承,在轴向和径向具有相同的刚度分布。轴承2在第1代弹性结构上改进,沿着圆周方向均匀切制成3瓣,增加焊点位置进行装配。轴承3的弹性结构也在第1代轴承的基础上进行优化,沿轴向切开分成3瓣,同时波纹在被均分的3条箔片上交错分布。上述3个类型轴承的尺寸均需要与之前给出的设计尺寸保持一致,轴承均采用GH145材料作为,且热处理方式均为980 °C 固溶处理及650 °C/4 h 时效处理,测试轴的轴颈尺寸选择为

29.50 mm,之后再对轴承性能进行测试实验。

轴承 1、轴承 2 和轴承 3 的静态刚度曲线如图 11 所示,轴承 2 的静态刚度明显大于轴承 1 的静态刚度,这表明 2 号气体箔片动压径向轴承的波箔沿周向分开后能够提高轴承的静态刚度。分析可得:当波箔受到外部压力时,会产生变形,其底部会向两边平移,导致邻近的波纹凸起产生连锁的反应,而焊点处附近的波纹,由于单边固定,其运动受到限制,所以也限制了波箔的变形,使得波箔刚度增加。对比可知,2 号轴承的弹性结构分布有较多的焊点,故刚度较大;对比轴承 1 和轴承 3 的静态特性实验结果发现轴承 3 的刚度大于轴承 1 的刚度,原因是当受到外力的作用时,轴承 3 的弹性结构受力较轴承 1 更加均匀,其波纹凸起交错分布从而能提供更多的接触点,增大了支撑面,从而增大了轴承的静态刚度,而且轴承的稳定性也得到了相应的提高。

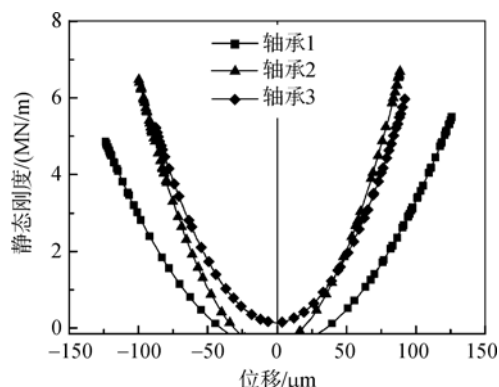


图 11 不同弹性结构轴承的静态刚度
Fig. 11 Static stiffness of bearing for different elastic structures

在动态激振实验中,使用弹性结构不同的 3 种轴承的结构刚度及等效黏性阻尼曲线如图 12 所示。

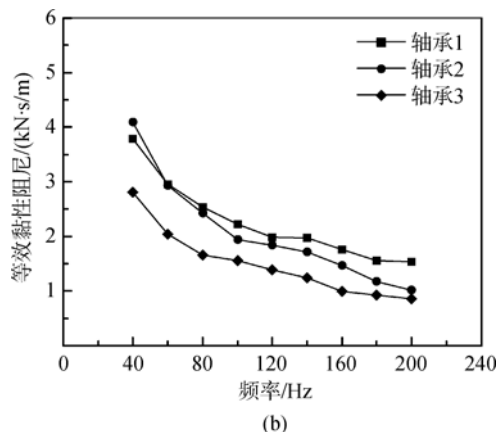
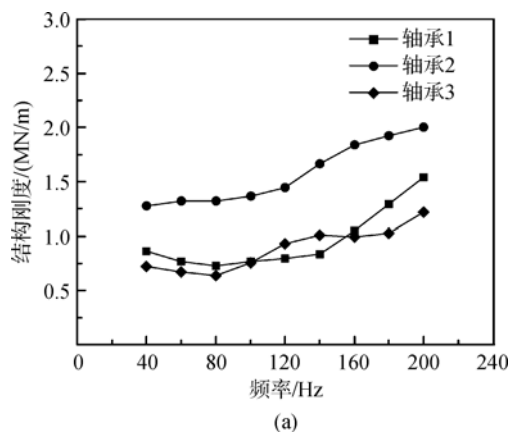


图 12 不同弹性结构的结构刚度和等效黏性阻尼
Fig. 12 Structural stiffness and equivalent viscous damping for different elastic structures

从图 12(a)中可以看出,轴承 2 的结构刚度最大,轴承 1、轴承 3 的结构刚度无太大差异。图 12(b)是其等效黏性阻尼曲线,轴承 3 的等效黏性阻尼比轴承 1 和轴承 2 的等效黏性阻尼都小,轴承 1 和轴承 2 的等效黏性阻尼相差不大。由实验结果可以得知,如果将第 1 代气体箔片轴承的弹性结构沿周向分段则可以提高其动态结构刚度,对其等效黏性阻尼则无明显影响。如果将第 1 代气体箔片轴承的弹性结构沿轴向分段后基本没有改善动态结构刚度,但降低了轴承的等效黏性阻尼。

4 结 论

利用搭建的静态特性和动态特性实验台,研究径向间隙及工艺对气体箔片轴承结构特性的影响。结果表明,当轴承径向间隙减小时,其静态刚度和动态刚度都有明显的增大趋势。当径向间隙为正时,即为间隙配合时,轴承的等效黏性阻尼随径向间隙减小逐渐增大;而径向间隙为负数时,即过盈配合时,轴承等效黏性阻尼反而降低。分别对箔片材料不同、热处理方式不同以及弹性结构不同的轴承进行实验分析,结果表明:箔片的材料对于轴承的结构特性有很大的影响,起主导作用,而波箔的不同热处理工艺对其静态特性和动态特性影响较小。波箔的弹性结构主要是通过改变轴承焊点数量和波箔承载力接触点位置的方式影响轴承性能。沿周向和轴向对波箔进行分段都会提高轴承的刚度。在应用中 Inconel X-750 综合性能表现最佳。

参考文献:

- [1] Dellacorte C, Valco M J. Load capacity estimation of foil

- air journal bearings for oil-free turbomachinery applications[J]. Tribology Transactions, 2000, 43(4): 795-801.
- [2] 刘占生, 许怀锦. 波箔型动压气体径向轴承的应用与研究进展[J]. 轴承, 2008(1): 39-43.
LIU Zhansheng, XU Huaijin. Application and research-progress of bump-type foil aerodynamic journalbearings [J]. Bearing, 2008(1): 39-43. (inChinese)
- [3] Feng K, Kaneko S. Analytical model of bump-type foil bearings using a link-spring structure and a finite-element shell model[J]. Journal of Tribology, 2010, 132(2): 217-228.
- [4] Feng K, Kaneko S. Prediction of dynamic coefficients of bump-type foil bearings with bumps considered as link-spring structures[J]. Tribology Online, 2011, 6(1): 10-18.
- [5] Feng K, Kaneko S. Calculation of dynamic coefficients for multiwound foil bearings[J]. Journal of System Design and Dynamics, 2009, 3(5): 841-852.
- [6] San Andrés L, Kim T H. Forced nonlinear response of gas foil bearing supported rotors[J]. Tribology International, 2008, 41(8): 704-715.
- [7] Rubio D, San Andrés L. Bump-type foil bearing structural stiffness: experiments and predictions[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(3): 653-660.
- [8] Ku C P R, 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.
- [9] Ku C P R, Heshmat H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis: Part II experimental investigation[J]. Journal of Tribology, 1993, 115(3): 364-369.
- [10] San Andrés L, Ryu K, Kim T H. Identification of structural stiffness and energy dissipation parameters in a second generation foil bearing: effect of shaft temperature[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(3): 850-857.
- [11] Rubio D, San Andrés L. Structural stiffness, dry friction coefficient, and equivalent viscous damping in a bump-type foil gas bearing[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129(2): 494-502.
- [12] Radil K, Howard S, Dykas B. The role of radial clearance on the performance of foil air bearings [J]. Tribology Transactions, 2002, 45(4): 485-490.
- [13] Kim T H. Analysis of side end pressurized bump type gas foil bearings: a model anchored to test data[D]. College Station: Texas A&M University, 2007.
- [14] Baumeister H. Nominal clearance of the foil bearing[J]. Journal of Research and Development, 1963, 7(2): 153-154.
- [15] Sim K, Kim D. Design of flexure pivot tilting pads gas bearings for high-speed oil-free microturbomachinery[J]. Journal of Tribology, 2007, 129(1): 112-119.
- [16] 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): 230-241.
- [17] Dellacorte C, Radil K C, Bruckner R J, et al. Design, fabrication, and performance of open source generation: I/II compliant hydrodynamic gas foil bearings[J]. Tribology Transactions, 2008, 51(3): 254-264.

(编辑:王碧琚)