

厚顶箔的箔片动压轴承性能的数值研究

王 锐¹, 侯安平¹, 李 忠¹, 李路力²

- (1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 佛山特博科技有限公司 研发部, 广东 佛山 528305)

摘 要: 提出了一种具有厚顶箔特征的箔片动压轴承(TTF-GJFB),并对其进行了建模及分析。针对这种型轴承,采用 Newton-Raphson 迭代法求解静态气膜雷诺润滑方程和箔片受力方程;采用折合系数法和小扰动法,推导了厚顶箔轴承的动态刚度系数与动态阻尼系数。以此为基础,对厚顶箔轴承和传统箔片轴承进行了对比,并对初始轴承间隙、波箔宽度、顶箔质量对厚顶箔轴承动静态特性的影响进行了研究。结果表明:厚顶箔轴承比传统箔片轴承拥有较大的承载力及偏位角,承载力增幅至少为 23%;厚顶箔轴承的动态特性与传统箔片轴承有较大差异;厚顶箔轴承的初始间隙会影响偏位角和承载力,小初始间隙在所有偏心率范围内可以提高承载力和减小偏位角;波箔宽度对轴承静态特性的影响较小,但对动态特性的影响较大,在中低激振比范围内,动态系数基本随着箔片宽度的变窄而变小;厚顶箔的质量会在高激振比下对轴承的动态特性产生影响,使得动态刚度系数上升,动态阻尼系数下降。

关 键 词: 箔片动压轴承; 厚顶箔; 性能预测; 动态刚度特性; 动态阻尼特性

中图分类号: V229; TH133.35 **文献标志码:** A

Numerical investigation of gas journal foil bearing performance with thick top foil

WANG Rui¹, HOU Anping¹, LI Zhong¹, LI Luli²

- (1. School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Research and Development Department,
Foshan Tebo Technology Company Limited, Foshan Guangdong 528305, China)

Abstract: A type of gas journal foil bearing with thick top foil (TTF-GJFB) was presented, and its modeling and analysis were carried out. The Newton-Raphson iterative method was used to solve the Reynolds equation and the force equilibrium equation to predict this novel bearing static performance. The dynamic stiffness and damping coefficients of this bearing were derived and solved by using reduced coefficient method and small perturbation method. Based on those methods, the comparative study of TTF-GJFB and traditional foil bearing was carried out, and the effects of bearing initial clearance, bump foil width and top foil mass on the bearing performance of novel foil bearing were studied. Results showed that TTF-GJFB had higher bearing load capacity and deflection angle than traditional foil bearing. The capacity increase was at least 23%. The dynamic characteristics of TTF-GJFB differed

收稿日期:2020-03-16

基金项目:航空发动机和燃气轮机重大专项(2007-II-0009-0023);佛山市科技创新团队专项(2016kt100123)

作者简介:王锐(1989—),男,博士生,主要从事箔片轴承研究以及高速旋转机械设计。

引用格式:王锐,侯安平,李忠,等.厚顶箔的箔片动压轴承性能的数值研究[J].航空动力学报,2020,35(10):2123-2135. WANG Rui, HOU Anping, LI Zhong, et al. Numerical investigation of gas journal foil bearing performance with thick top foil[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(10): 2123-2135.

from those of traditional foil bearing. The initial clearance of TTF-GJFB affected the attitude angle and bearing load capacity. The width of the bump foil had great effect on the dynamic characteristics. Within the range of medium and low excitation ratio, the dynamic coefficients decreased with the declining width of the bump foil. The mass of top foil of TTF-GJFB affected the dynamic characteristics of bearing at high excitation ratio, dynamic stiffness coefficient increased and dynamic damping coefficient decreased.

Key words: gas journal foil bearing; thick top foil; performance perdition; dynamic stiffness characteristic; dynamic damping characteristic

箔片动压轴承是流体润滑轴承的一个子集,它利用轴承周围的气体在转子和柔性箔片结构之间形成一个楔形的流体动压气膜。这种轴承具有结构简单、良好的高低温承受能力和较高的环境适应能力等优势^[1],广泛应用于高速涡轮机械、精密工程、空间技术、航空航天、电子精密仪器等^[2-3]。自从 20 世纪 50 年代以来,箔片动压轴承出现了各种各样的结构,比较典型的有张紧式^[4],多叶式^[5],波箔式以及悬臂式^[6-7]等,但是由于波箔式轴承具有结构形式简单,运行稳定性较好等特点,得到了广泛的研究和使用。

传统的波箔式箔片动压轴承的结构如图 1 所示,顶箔和波箔一般都是由 0.1~0.2 mm 厚的金属箔片制成。自从被发明以来,众多学者对波箔弹性结构进行了建模,并对其静动态特性展开了研究。

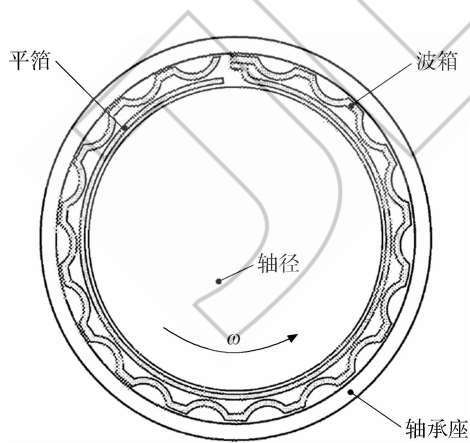


图 1 波箔箔片动压轴承示意图

Fig. 1 Schematic diagram of bump foil type gas journal foil bearing

Walowit 等^[8]在忽略顶箔与波箔之间的摩擦以及相邻两个波纹箔片间相互作用的假设基础上,根据波箔和轴承壳体之间不同摩擦因数和各种波纹拱形角度推导载荷挠度的关系式,最早给出了单个波纹箔片刚度计算方式。Heshmat

等^[9]在 Walowit 等的波箔刚度计算公式基础上,通过忽略两个相邻波纹箔片之间顶箔的“凹陷”效应和顶箔弯曲刚度建立了箔片结构等效弹性基础模型。随后, Jordanoff^[10]通过引入箔片和平板间的库伦摩擦力建立了一端固定一端自由以及两端都自由的波箔刚度计算公式。Lez 等^[11]研究指出了由于两两波拱之间连续性和相互作用,使得波箔的总体刚度增加,并在此基础上建立了一种多自由度模型。以上几种模型在一定程度上较好的反映了波箔箔片动压轴承的刚度特性。

在轴承的动态特性求解方面, Lund 等^[12]提出了独立于转子运转参数之外的动压轴承动态特性参数——4 个刚度系数和 4 个阻尼系数,并指出动压轴承对轴承-转子系统稳定性的影响关键取决于其动态特性。Heshmat 等^[9]在求解轴承静态特性的基础上,进一步运用扰动法求解轴承的动态特性参数,并对轴承的动态特性进行了分析。Peng 和 Carpino^[13]建立波箔变形的线性弹性模型,耦合弹性箔片变形方程和可压缩气体润滑 Reynolds 方程,用小扰动法得到轴承动态压力和膜厚公式,最后采用有限差分法耦合迭代求出轴承的动态特性系数。

由于传统的波箔箔片动压轴承采用的是非常薄的顶箔结构特征,在气膜压力的作用下,会在波箔之间产生局部凹陷。此时,高压气体便会通过这个凹陷流入外界环境中,造成轴承性能的下降。针对平箔凹陷的情况,龚焕孙等^[14]指出由于顶箔变形产生的沟槽对轴承运行一般是不利的。戚社苗等^[15]给出了弹性箔片空气动压止推轴承的完全气弹耦合解,结果表明顶层箔片在气膜压力作用下的局部弹性变形直接导致弹性箔片动压气体推力轴承承载能力的降低。Lee 等^[16]建立了考虑顶箔弯曲变形的径向气体动压轴承模型,获得了更为精确的箔片轴承静、动态特性,结果表明平箔变形使气流由层流变为湍流,因此顶箔变形必

须加以考虑。Lee 等^[17]对顶箔厚度范围为 0.05~0.3 mm 的三维径向气体动压轴承结构进行了分析,发现顶箔厚度过薄会导致轴承承载力的急剧下降。

为了解决顶箔凹陷对轴承性能的影响,提高轴承的承载能力,本文综合刚性表面动压轴承及传统波箔式箔片动压轴承的优势,提出了一种具有厚顶箔的箔片动压轴承(TTF-GJFB,文中简称厚顶箔轴承)。此种轴承由于厚顶箔的变形量非常小,可避免高压气体在轴承端部的泄露,从而提高承载力;又因轴承包含箔片之间的摩擦阻尼,保持了箔片动压轴承较好的稳定性;进而全面提高了箔片动压轴承的性能及适用性。

1 理论分析

1.1 厚顶箔箔片动压轴承的结构特点

本文提出的厚顶箔轴承的结构和实物如图 2 所示,主要部分包括:用于包容轴径的厚顶箔,提供弹性支承的波箔以及轴承壳体 3 部分。厚顶箔通过卡槽及端环限位,限制顶箔在轴向与周向的位移,并允许在径向方向根据气膜压力和波箔支反力进行运动。传统的顶箔厚度通常在 0.1~0.2 mm,本文采用的厚顶箔的厚度在 1.5~2 mm。

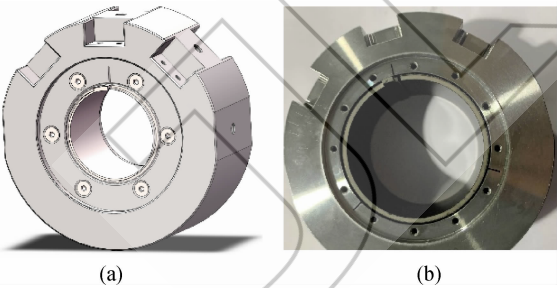


图 2 厚顶箔的箔片动压轴承结构
Fig.2 Structure of TTF-GJFB

由于厚顶箔轴承的结构特性,传统的箔片轴承模型不再适用。针对本文提出的厚顶箔轴承模型的结构特征,在理论建模和分析时,作出以下 3 个简化假设:

- 1) 厚顶箔按刚体处理,并且整体移动。
- 2) 厚顶箔只考虑在气膜力作用下的平动而无转动。
- 3) 受气膜力与波箔支承共同作用时,只有气膜力合力方向两侧各 90°范围内的波箔发挥作用。

1.2 气体雷诺方程和气膜厚度方程

1.2.1 静态 Reynolds 方程

图 3 展示了厚顶箔轴承的坐标系。厚顶箔轴承的稳态压力和气膜厚度分布满足无量纲形式的稳态可压缩流体雷诺润滑方程^[18]

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(p_d H^3 \frac{\partial p_d}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(p_d H^3 \frac{\partial p_d}{\partial Z} \right) = \Lambda \frac{\partial (p_d H)}{\partial \theta} \tag{1}$$

式中各无量纲参数分别为:无量纲周向角度 θ ,无量纲轴向坐标 $Z=z/R$,无量纲气膜压力 $p_d=p/p_a$,无量纲气膜厚度 $H=h/C_0$,轴承数 $\Lambda=\frac{6\mu\omega}{p_a} \cdot \left(\frac{R}{C_0}\right)^2$ 。无量纲参数中, R 为轴承半径, C_0 为初始轴承间隙, ω 为轴径角速度, μ 为气体动力黏度。

在图 3 中 F_e 、 F_θ 分别为轴承偏位角方向和垂直于偏位角方向的无量纲承载力, F 为无量纲总承载力, φ 为轴承偏位角。 θ_p 为厚顶箔受力角度。

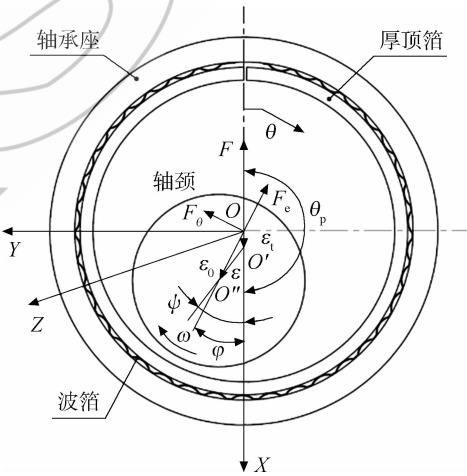


图 3 厚顶箔轴承的坐标系
Fig.3 Coordinate system of TTF-GJFB

1.2.2 气膜厚度方程

对厚顶箔轴承而言,其偏心率不仅仅与轴径的绝对偏移位置有关,还与顶箔的运动有关。如图 3 所示,当假定轴径有一个绝对偏心率向量 ϵ_0 ,则相应的气膜压力也将发生变化;在此压力场及波箔支反力的共同作用下,厚顶箔也将产生一个与初始轴承中心 O 相对应的偏心率向量 ϵ_i ;那么最终决定厚顶箔轴承气膜厚度的实际偏心率向量为由两者向量相减得到的相对偏心率向量 ϵ 。因此,厚顶箔气体动压轴承周向任意位置的无量纲气膜间隙厚度 H 为

$$H = 1 + \epsilon \cos(\theta - \psi)$$

其中 ϵ 为相对偏心率向量 $\boldsymbol{\epsilon}$ 的模, ψ 为相对偏心率向量的角度。

通过绝对偏心率和厚顶箔偏心率来表示气膜厚度, 则气膜厚度公式为

$$H = 1 + \epsilon_{0x} \cos \theta + \epsilon_{0y} \sin \theta - \epsilon_{1x} \cos \theta - \epsilon_{1y} \sin \theta \quad (2)$$

1.3 动态特性求解方程

对于厚顶箔轴承的运动特征, 其不仅有轴颈运动的自由度, 还具有顶箔运动的自由度, 因此厚顶箔轴承的动态性能计算必须同时考虑轴颈扰动和顶箔扰动的影响。在这种情况下, 可以通过折合系数法^[19]将顶箔的扰动自由度折合成轴颈扰动自由度中。因此, 在求解厚顶箔轴承动态特性时, 可以先求解轴颈及厚顶箔单独扰动时的动态系数, 进而通过合成公式求解轴颈与顶箔共同扰动时的总体动态系数。

1.3.1 顶箔与轴颈同频率扰动时的动态系数

假设给轴径施加一个微小的扰动, 扰动幅值为 (X_0, Y_0) , 类似地, 给厚顶箔一个微小扰动, 扰动幅值为 (U_0, V_0) , 则轴心和厚顶箔的扰动可以表示为

$$\begin{aligned} x &= X_0 e^{i\omega t}, & y &= Y_0 e^{i\omega t}, \\ u &= U_0 e^{i\omega t}, & v &= V_0 e^{i\omega t} \end{aligned}$$

其中 ω 为激振频率, 当激振频率 ω 等于转速 ω 时, 求解得到的轴承动态系数为同步动态系数。

由于轴心和厚顶箔的扰动导致的动态气膜力可表示为

$$\begin{bmatrix} dF_x \\ dF_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{xx} & Z_{xy} & Z_{xu} & Z_{xv} \\ Z_{yx} & Z_{yy} & Z_{yu} & Z_{yv} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ u \\ v \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中 $Z_{\alpha\beta} = K_{\alpha\beta} + i\omega C_{\alpha\beta}$, $(\alpha, \beta = x, y, u, v)$ 表示厚顶箔轴承的气膜阻抗, 其中 $Z_{xx}, Z_{xy}, Z_{yx}, Z_{yy}$ 为仅轴径扰动时的气膜阻抗系数, $Z_{ux}, Z_{uy}, Z_{vx}, Z_{vy}$ 为仅厚顶箔扰动时的气膜阻抗系数。

由于轴承中厚顶箔只有一个, 受力方向与轴径大小相等方向相反, 并且结构限制其不能转动。因此, 根据受力平衡方程, 不考虑厚顶箔的转动, 忽略交叉项, 厚顶箔轴承的顶箔运动平衡方程可写为

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{v} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -dF_x \\ -dF_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_x & 0 \\ 0 & c_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_x & 0 \\ 0 & k_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix} \quad (4)$$

对于合成刚度 k_x, k_y , 其由厚顶箔的偏心位置决定。当厚顶箔偏心时, 会产生一个指向厚顶箔圆心方向的径向刚度 k_r , 及一个垂直于此方向的切向刚度 k_θ 。根据文献[20], 切向刚度 k_θ 的值为径向刚度 k_r 的 0.5 倍。径向刚度 k_r 的计算公式为

$$k_r = \sum_{j=1}^n k_j \cos^2(\varphi_j - \theta_p)$$

式中 k_j 表示受力波箔中第 j 个波箔所提供的刚度, φ_j 表示受力波箔中第 j 个波箔所对应的角度。在本文中, 刚度模型采用 Jordanoff 提出的刚度模型^[10]。因此, 最终合成刚度 k_x, k_y 的计算公式为

$$\begin{cases} k_x = \sum_{j=1}^n (k_r |\cos \theta_p| + k_\theta |\sin \theta_p|) \\ k_y = \sum_{j=1}^n (k_r |\sin \theta_p| + k_\theta |\cos \theta_p|) \end{cases}$$

式中 k_j 表示受力波箔中第 j 个波箔所提供的刚度, φ_j 表示受力波箔中第 j 个波箔所对应的角度。

c_x, c_y 为受力波箔在 X, Y 方向上的合成阻尼, 其由结构损耗因子 η 、相应刚度系数 k 等参数决定, $c = \eta k / \omega$, 根据文献[21], 取 $\eta = 0.25$ 。

把小扰动量 u, v 对时间进行求导, 则有

$$\begin{cases} \dot{u} = i\omega u \\ \dot{v} = i\omega v \end{cases}, \quad \begin{cases} \ddot{u} = -\omega^2 u \\ \ddot{v} = -\omega^2 v \end{cases} \quad (5)$$

将式(3)、式(5)带入式(4), 则有

$$\begin{cases} -m\omega^2 u - i c_x \omega u - k_x u = -Z_{xx} x - Z_{xy} y - Z_{xu} u - Z_{xv} v \\ -m\omega^2 v - i c_y \omega v - k_y v = -Z_{yx} x - Z_{yy} y - Z_{yu} u - Z_{yv} v \end{cases}$$

通过移项和合并同类项, 可得

$$\begin{cases} (-k_x - m\omega^2 - i\omega c_x + Z_{xu}) u + Z_{xv} v = -Z_{xx} x - Z_{xy} y \\ (-k_y - m\omega^2 - i\omega c_y + Z_{yv}) v + Z_{yu} u = -Z_{yx} x - Z_{yy} y \end{cases} \quad (6)$$

求解方程组(式(6)), 便可得到扰动量 u, v 与 x, y 之间的关系

$$\begin{cases} u = \frac{BZ_{xx} - Z_{yx}Z_{xv}}{Z_{yu}Z_{xv} - AB} x + \frac{BZ_{xy} - Z_{yy}Z_{xv}}{Z_{yu}Z_{xv} - AB} y \\ v = \frac{AZ_{yx} - Z_{xx}Z_{yv}}{Z_{yu}Z_{xv} - AB} x + \frac{AZ_{yy} - Z_{xy}Z_{yv}}{Z_{yu}Z_{xv} - AB} y \end{cases} \quad (7)$$

其中

$$\begin{cases} A = Z_{xu} - k_x - mv^2 - ivc_x \\ B = Z_{yv} - k_y - mv^2 - ivc_y \end{cases}$$

把式(7)带回式(3),可得到厚顶箔轴承的总体阻抗系数

$$\begin{bmatrix} dF_x \\ dF_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{XX} & Z_{XY} \\ Z_{YX} & Z_{YY} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \quad (8)$$

其中

$$\begin{cases} Z_{XX} = Z_{xx} + \frac{BZ_{xx} - Z_{yx}Z_{xv}Z_{xu} + AZ_{yx} - Z_{xx}Z_{yu}Z_{xv}}{Z_{yu}Z_{xv} - AB}Z_{xu} + \\ Z_{XY} = Z_{xy} + \frac{BZ_{xy} - Z_{yy}Z_{xv}Z_{xu} + AZ_{yy} - Z_{xy}Z_{yu}Z_{xv}}{Z_{yu}Z_{xv} - AB}Z_{xu} + \\ Z_{YX} = Z_{yx} + \frac{BZ_{xx} - Z_{yx}Z_{xv}Z_{yu} + AZ_{yx} - Z_{xx}Z_{yu}Z_{xv}}{Z_{yu}Z_{xv} - AB}Z_{yu} + \\ Z_{YY} = Z_{yy} + \frac{BZ_{xy} - Z_{yy}Z_{xv}Z_{yu} + AZ_{yy} - Z_{xy}Z_{yu}Z_{xv}}{Z_{yu}Z_{xv} - AB}Z_{yu} \end{cases} \quad (9)$$

$$\Delta X = \frac{\Delta x}{C_0} = |\Delta X|e^{iT}, \quad \Delta \dot{X} = \frac{\partial \Delta X}{\partial T} = i\Delta X, \quad \Delta \ddot{X} = \frac{\partial \Delta \dot{X}}{\partial T} = -\Delta X,$$

$$\Delta Y = \frac{\Delta y}{C_0} = |\Delta Y|e^{iT}, \quad \Delta \dot{Y} = \frac{\partial \Delta Y}{\partial T} = i\Delta Y, \quad \Delta \ddot{Y} = \frac{\partial \Delta \dot{Y}}{\partial T} = -\Delta Y$$

将气膜压力,气膜厚度依照小扰动量进行泰勒级数展开并忽略高阶项

$$\begin{cases} p_d = p_0 + p_x\Delta X + p_{\dot{x}}\Delta \dot{X} + p_y\Delta Y + p_{\dot{y}}\Delta \dot{Y} \\ H = H_0 + H_x\Delta X + H_{\dot{x}}\Delta \dot{X} + H_y\Delta Y + H_{\dot{y}}\Delta \dot{Y} \end{cases} \quad (11)$$

根据轴承气膜厚度表达式(式(2)),可得仅有轴径扰动时的气膜厚度公式

$$\begin{cases} H_x = \cos \theta \\ H_y = \sin \theta \\ H_{\dot{x}} = 0 \\ H_{\dot{y}} = 0 \end{cases}$$

将式(11)带入润滑气膜的瞬态可压缩流体雷诺润滑方程中,再结合厚顶箔轴承稳态雷诺润滑方程的求解结果,便求解得到只有轴径扰动时厚顶箔轴承的动态特性系数

$$\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} = -\frac{p_0R^2}{C_0} \int_{-\frac{L}{2R}}^{\frac{L}{2R}} \int_0^{2\pi} \begin{bmatrix} p_x \cos \theta & p_y \cos \theta \\ p_x \sin \theta & p_y \sin \theta \end{bmatrix} d\theta dZ$$

根据式(9)便可得到厚顶箔轴承的无量纲的动态系数,分别为

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} \\ K_{YX} & K_{YY} \end{bmatrix} = \text{Re} \left[\begin{bmatrix} Z_{XX} & Z_{XY} \\ Z_{YX} & Z_{YY} \end{bmatrix} \right] \bigg/ \frac{C_0}{p_0R^2} \\ \begin{bmatrix} C_{XX} & C_{XY} \\ C_{YX} & C_{YY} \end{bmatrix} = \text{Im} \left[\begin{bmatrix} Z_{XX} & Z_{XY} \\ Z_{YX} & Z_{YY} \end{bmatrix} \right] \bigg/ \frac{C_0\omega}{p_0R^2} \end{cases}$$

1.3.2 轴颈单独扰动时的动态系数

厚顶箔轴承的瞬态压力分布满足无量纲形式的瞬态可压缩流体雷诺润滑方程

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\rho_d H^3 \frac{\partial p_d}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(p_d H^3 \frac{\partial p_d}{\partial Z} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (p_d H) + 2\Lambda \gamma \frac{\partial}{\partial T} (p_d H) \quad (10)$$

式中 γ 为扰动角频率与转轴旋转角频率之比, $\gamma = \nu/\omega$, ν 为扰动的角频率, ω 为转轴旋转的角频率; T 为单位时间扰动的弧度, $T = \nu t$; 其他无量纲数的含义与稳态雷诺方程(式(1))中无量纲数的含义相同。

给轴径的一个扰动为 Δx 、 Δy , 该小扰动的无量纲化位移, 速度和加速度可表示为

$$\begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} = -\frac{p_0R^2}{C_0\nu} \int_{-\frac{L}{2R}}^{\frac{L}{2R}} \int_0^{2\pi} \begin{bmatrix} p_x \cos \theta & p_y \cos \theta \\ p_x \sin \theta & p_y \sin \theta \end{bmatrix} d\theta dZ$$

1.3.3 厚顶箔单独扰动时的动态系数

厚顶箔单独扰动时的动态系数求解方法与求解轴颈单独扰动的一致, 因此在此不进行赘述。值得注意的是, 仅厚顶箔扰动时的膜厚扰动方程与仅轴径扰动时不同。根据轴承气膜厚度表达式(式(2)), 仅有厚顶箔扰动时的气膜厚度扰动公式为

$$\begin{cases} H_u = -\cos \theta \\ H_v = -\sin \theta \end{cases} \quad \begin{cases} H_{\dot{u}} = 0 \\ H_{\dot{v}} = 0 \end{cases}$$

2 数值求解方法

2.1 Newton-Raphson 迭代

厚顶箔轴承的稳态可压缩流体雷诺润滑方程(式(1))为非线性方程, 理论上无法求其精确解。因此, 本文采用 Newton-Raphson 迭代法和有限

差分法联合求解其静态特性。首先,构造迭代压力函数如下所示:

$$F(p_d) = \frac{\partial}{\partial \theta} \left(p_d H^3 \frac{\partial p_d}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(p_d H^3 \frac{\partial p_d}{\partial Z} \right) - \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (p_d H)$$

(12)

对于压力函数(式(12)),由 Newton-Raphon 迭代法可得

$$\delta = - \frac{F(p_d^n)}{F'(p_d^n)}$$

构造以 β 为自变量的函数 $F(p_d + \beta \delta)$, 并进行泰勒级数展开, 然后对变量 β 进行求导可得

$$\left. \frac{dF(p_d + \beta \delta)}{d\beta} \right|_{\beta=0} = \delta F'(p_d) = -F(p_d)$$

(13)

将式(13)代入迭代压力函数(式(12))中, 并利用中心差分替代偏微分, 便得到如下的求解方程组:

$$A_{i,j} \delta_{i-1,j} + B_{i,j} \delta_{i+1,j} + C_{i,j} \delta_{i,j} + D_{i,j} \delta_{i,j-1} + E_{i,j} \delta_{i,j+1} = S_{i,j}$$

(14)

式中 $A_{i,j}, B_{i,j}, C_{i,j}, D_{i,j}, E_{i,j}, S_{i,j}$ 为求解两次迭代之间的压力差 δ 在节点 (i, j) 处各项的系数。

在给定初始压力分布和膜厚分布之后, 可以利用迭代法求解式(14), 便可高效的求解厚顶箔轴承在指定偏心率情况下的压力分布, 进而根据式(15)计算得到箔片轴承的无量纲总承载力 F , 无量纲摩擦力矩 T , 偏位角 φ 等静态性能

$$\begin{cases} F_\theta = \int_{-\frac{1}{2R}}^{\frac{1}{2R}} \int_0^{2\pi} (p_d - 1) \sin(\theta - \varphi) d\theta dZ \\ F_e = \int_{-\frac{1}{2R}}^{\frac{1}{2R}} \int_0^{2\pi} (p_d - 1) \cos(\theta - \varphi) d\theta dZ \\ F = \sqrt{F_e^2 + F_\theta^2} \\ T = - \int_{-\frac{1}{2R}}^{\frac{1}{2R}} \int_0^{2\pi} \left(\frac{\Lambda}{6} \cdot \frac{1}{H} - \frac{H}{2} \cdot \frac{\partial p_d}{\partial \theta} \right) d\theta dZ \\ \tan \varphi = \arctan \left(\frac{F_e}{F_\theta} \right) \end{cases}$$

(15)

动态性能求解是在静态结果压力场与气膜厚度场的基础上, 通过小扰动法获得仅轴颈扰动时的动态系数及仅厚顶箔扰动时的动态系数, 再根据式(14)获得厚顶箔轴承总的阻抗系数, 最终对阻抗系数取实部和虚部分别获得厚顶箔的动态刚度系数和阻尼系数。

厚顶箔箔片动压轴承静、动态性能的仿真分析流程如图 4 所示。

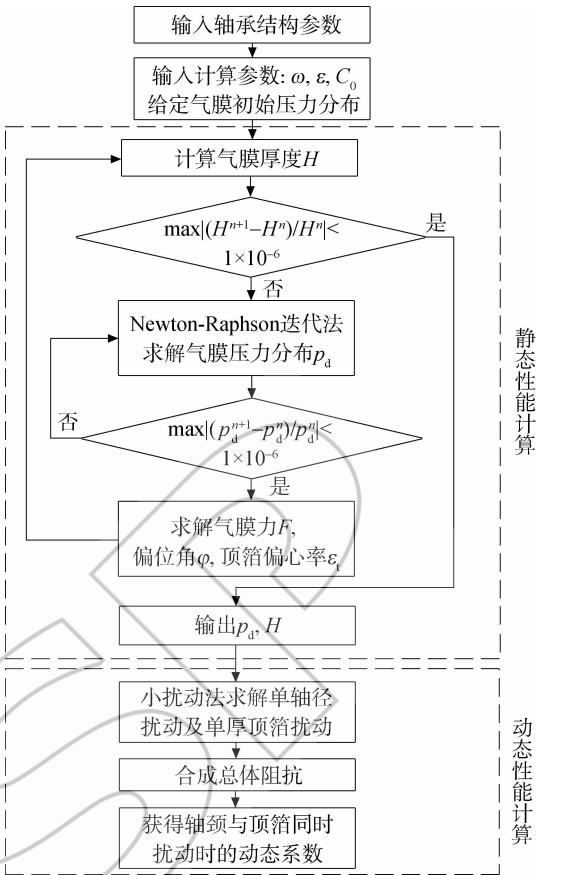


图 4 计算流程图

Fig. 4 Calculation flow chart

2.2 计算方法验证

由于本文提出并推导厚顶箔轴承动态特性的计算方法, 因此, 需要对其进行验证。根据厚顶箔轴承的假设, 当波箔的刚度取值远远大于正常值时, 厚顶箔在气膜压力作用下的位移将非常小, 乃至可以忽略。此时厚顶箔的轴承特性与刚性表面轴承一致。为了验证程序, 本文根据文献[18]中刚性表面轴承的参数建立了一个验证模型, 并分别取波箔刚度为正常值的 10 倍和 50 倍, 计算此时的动态系数, 并与文献[18]中的结果进行对比。图 5 和图 6 分别展示了主刚度 K_{xx}, K_{yy} 和主阻

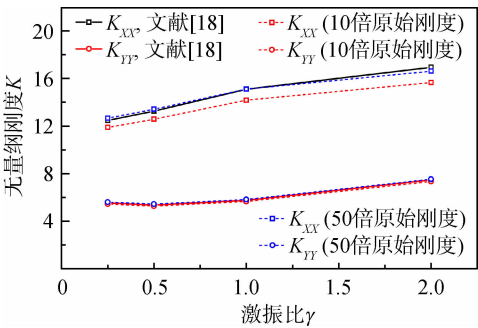


图 5 刚度验证结果

Fig. 5 Program verification-stiffness

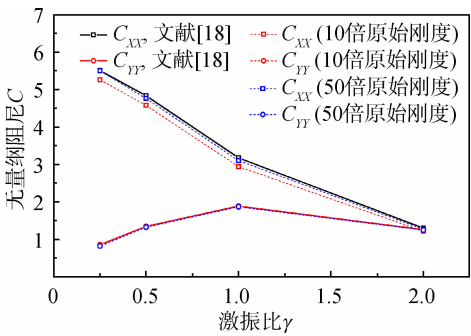


图 6 阻尼验证结果

Fig. 6 Program verification-damping

尼 C_{XX} 、 C_{YY} 的对比结果。

由图可以看出,当刚度远远超出正常值之后,厚顶箔轴承的动态主刚度和主阻尼的特性与刚性表面动压轴承一致,符合预期的结果。由此,验证了计算方法的正确性和可靠性。

3 结果及分析

表 1 列出了本文研究的厚顶箔轴承结构参数,周向和轴向的单元数为 191 和 61,计算时的边界条件如式(16)所示

$$\begin{cases} p_{d,i,1} = p_{d,i,61} = 1 & (i = 1,191) \\ p_{d,i,j} = p_{d,191,j} = 1 & (j = 1,61) \end{cases}$$

(16)

表 1 厚顶箔轴承的结构参数

Table 1 Structural parameters of TTF-GJFB

参数	数值及详情
轴承内圈半径/mm	17.5
轴承轴向长度/mm	30
顶箔厚度/mm	1.5
波箔厚度/ μm	100
箔片材料	Inconel X750
半波长/mm	1.25
波箔凸起高度/mm	0.51
箔片弹性模量/GPa	214
箔片泊松比	0.29
波箔与轴承壳体间摩擦因数	0.1
工作转速/(r/min)	60 000
环境压力/Pa	101 325
环境温度/K	287
空气动力黏度/ $10^{-5}(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2)$	1.81
波箔个数	38

3.1 厚顶箔轴承与传统箔片对比

图 7 和图 8 分别是厚顶箔轴承与传统箔片轴承承载力和偏位角的对比,两种轴承采用相同的轴承参数与波箔造型,其初始间隙均为 $50\text{ }\mu\text{m}$ 。值得注意的是,由于两个轴承的顶箔厚度差异较大,使得两者的波箔安装半径不同,因而波箔数量并不相同。传统箔片轴承的波箔安装半径较小,因此其波箔数量为 36 个。

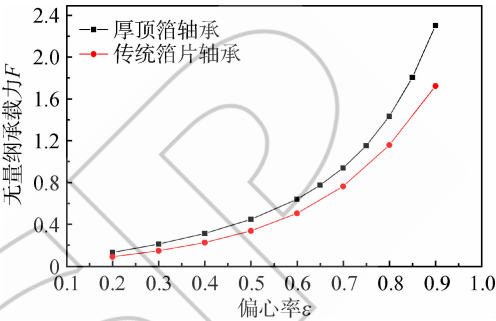


图 7 厚顶箔轴承与传统箔片轴承承载力对比

Fig. 7 Comparison of load capacity between TTF-GJFB and traditional foil bearing

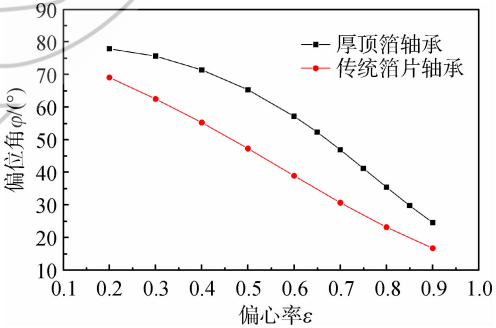


图 8 厚顶箔轴承与传统箔片轴承偏位角对比

Fig. 8 Comparison of attitude angle between TTF-GJFB and traditional foil bearing

由图 7、图 8 可以看出,在所有的偏心率情况下,厚顶箔轴承的承载力都比传统箔片轴承的承载力高;并且,随着偏心率的变大,两者的差距也在逐渐变大。厚顶箔在相同偏心率情况下,承载力比传统箔片轴承提升了至少 23%。而在偏位角方面,厚顶箔轴承的偏位角在所有偏心率的情况下都大于传统箔片轴承;并且,两者的差距在中等偏心率下最大,而在较大和较小偏心率处,差距相对较小。

图 9 展示了偏心率为 0.8 情况下两种轴承中心处的压力分布和气膜厚度分布情况。可以看出,厚顶箔轴承在高压区拥有更高的峰值压力,因

此其承载力较高;而传统箔片轴承在其他区域,尤其是高压区前方,比厚顶箔轴承具有更大的压力。这一点是由于轴承不同气膜厚度造成的,如图 9(b)所示,厚顶箔轴承气膜厚度分布为正弦曲线,且最小膜厚小于传统箔片轴承,而传统箔片轴承在高压区的膜厚跟当地气膜压力有很大关系。以上原因导致了厚顶箔轴承相对于传统箔片轴承拥有更大的承载力,以及更大的偏位角。

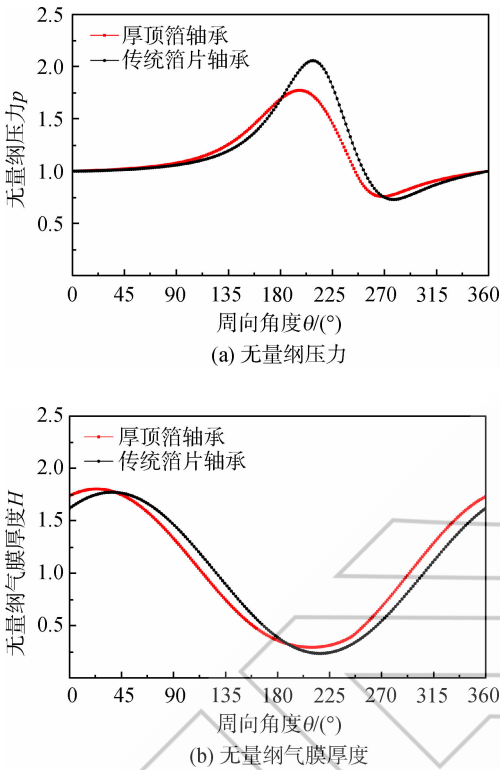


图 9 厚顶箔轴承与传统箔片轴承中心气膜参数对比
Fig. 9 Comparison of central film parameters between TTF-GJFB and traditional foil bearing

图 10 和图 11 分别展示了在无量纲承载力为 1 时,厚顶箔轴承与传统箔片轴承动态特性的对比。可以看出,厚顶箔轴承动态刚度特性与传统箔片轴承的趋势一致,但在数值上有差异。厚顶箔轴承动态刚度特性中,除了主刚度 K_{xx} ,其余动态刚度特性均比传统箔片轴承高,其中主刚度 K_{yy} 最为明显。厚顶箔轴承主刚度 K_{xx} 在激振比为 3.0 以下时比传统箔片轴承低,但激振比超过 3.0 后,有反超的趋势。动态阻尼特性方面,厚顶箔在所有激振比下的动态阻尼系数值均高于传统箔片轴承,其中低激振比情况下最为明显。当激振比大于 2.0 时,两种轴承的主阻尼和交叉阻尼都趋于一致;此时,厚顶箔轴承主阻尼略高于传统箔片轴承,而交叉阻尼均在零附近。

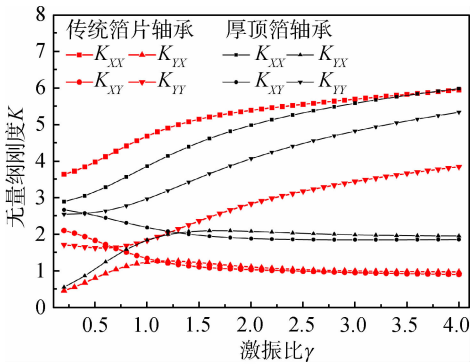


图 10 厚顶箔轴承与传统箔片轴承动态刚度系数对比
Fig. 10 Comparison of dynamic stiffness coefficient between TTF-GJFB and traditional foil bearing

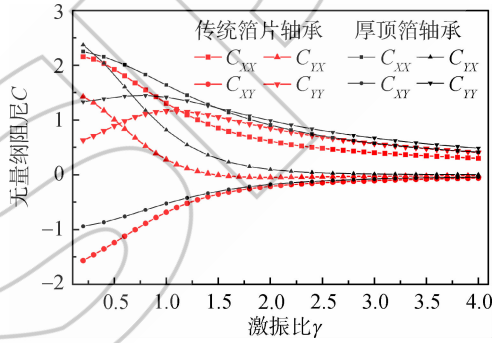


图 11 厚顶箔轴承与传统箔片轴承动态阻尼系数对比
Fig. 11 Comparison of dynamic damping coefficient between TTF-GJFB and traditional foil bearing

综上所述,相对于传统箔片轴承,厚顶箔轴承可以有效的提高轴承的承载力,但是其动态特性与传统箔片轴承有所差异,在使用时需要特别注意。

3.2 厚顶箔轴承的静态特性

厚顶箔轴承可以在相同的轴承结构下,通过改变轴承初始间隙、波箔宽度来调节轴承的静态特性。本节对轴承初始间隙、波箔宽度对轴承静态性能的影响进行了计算分析。

3.2.1 轴承间隙对厚顶箔轴承静态性能的影响

图 12、图 13 分别展示了不同轴承初始间隙 C_0 对厚顶箔轴承静态承载力和偏位角的影响。从图中可以看出,厚顶箔轴承的承载力随着偏心率 e 的增大而增大,其在大偏心率范围内变化幅度较大,符合动压箔片轴承的性能预期;在偏心率相同的情况下,厚顶箔的承载力随着初始间隙的增大而减小;但减小的幅度随着初始间隙的变大而越来越小。轴承偏位角结果也具有类似的表现:随着初始间隙

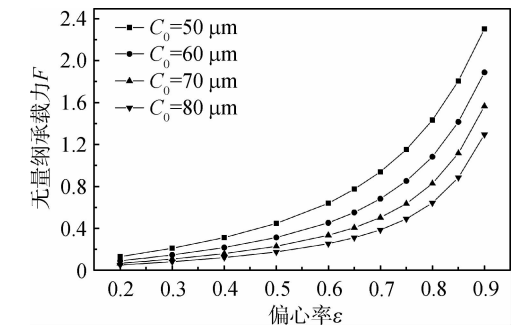


图 12 初始间隙对厚顶箔轴承承载力的影响
Fig. 12 Effect of initial clearance on load capacity of TTF-GJFB

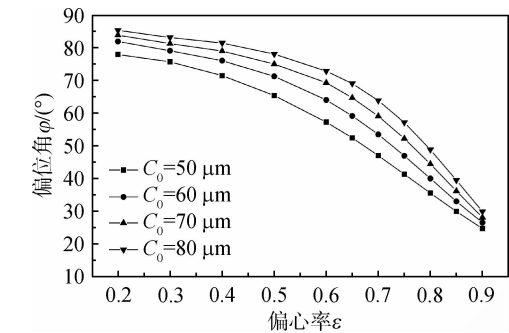


图 13 初始间隙对厚顶箔轴承偏位角的影响
Fig. 13 Effect of initial clearance on attitude angle of TTF-GJFB

的增大,厚顶箔轴承的偏位角随着偏心率的增大而减小,其在偏心率大于 0.5 后降幅明显变大;在偏心率相同的情况下,偏位角随着初始间隙的增大而增大;但是偏位角幅值变化最大的区域位于中等偏心率范围,而在偏心率范围两端,偏位角随初始间隙变化的幅度并不明显。

图 14 展示了阻力矩与初始间隙的关系。随着偏心率增大,所有轴承的摩擦力矩单调增加;在相同偏心率下,初始间隙的减小也会导致阻力矩的增加,且增幅随着间隙的减小而变大。这是由于在同等的轴径表面线速度下,气膜的切应力与轴承间隙成反比,当地摩擦力与当地气膜压力成正比。因此摩擦功耗随着间隙的减小或者偏心率的增大而快速上升。

3.2.2 轴承波箔宽度对静态性能的影响

由于厚顶箔轴承顶箔刚度较强,波箔的宽度不会对气膜在轴向方向的分布造成影响,如图 15 所示。因此,厚顶箔轴承的波箔宽度可以根据轴承性能的需要而变化,这是厚顶箔轴承的一个重要特点。

图 16~图 18 分别展示了波箔宽度变化对轴

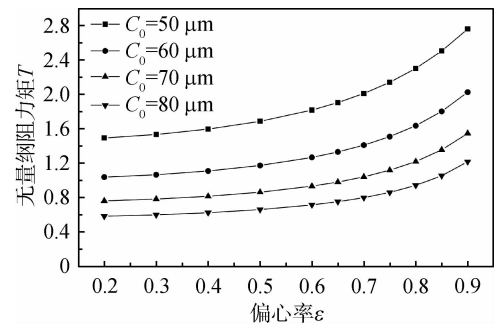


图 14 初始间隙对厚顶箔轴承阻力矩的影响
Fig. 14 Effect of initial clearance on drag torque of TTF-GJFB

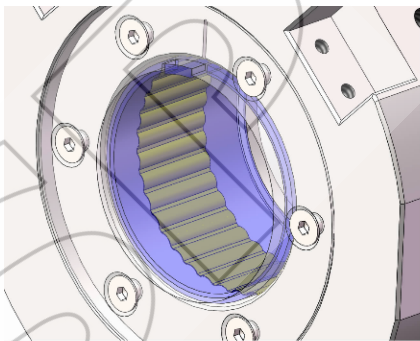


图 15 波箔宽度变化示意图
Fig. 15 Schematic diagram of bump foil width change

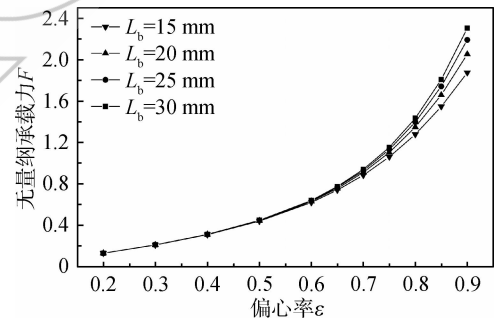


图 16 波箔宽度对厚顶箔轴承承载力的影响
Fig. 16 Effect of bump foil width on load capacity of TTF-GJFB

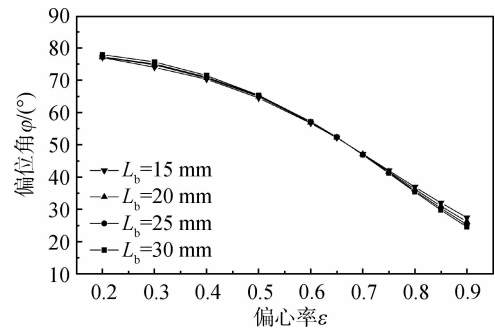


图 17 波箔宽度对厚顶箔轴承偏位角的影响
Fig. 17 Effect of bump foil width on attitude angle of TTF-GJFB

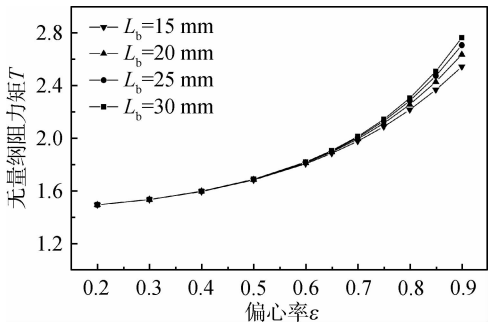


图 18 波箔宽度对厚顶箔轴承阻力矩的影响
Fig. 18 Effect of bump foil width on drag torque of TTF-GJFB

承无量纲承载力、偏位角和无量纲阻力矩对应的影响,以 L_b 表示波箔宽度。可以看出,在相同偏心率下,随着波箔长度减小轴承的承载力、阻力矩减小,偏位角先变小后变大,但是这种变化趋势只有在较大偏心率下才比较明显。这种现象产生的原因是由于厚顶箔轴承顶箔的位移取决于波箔合成刚度及总气膜力,只有载荷足够大时才会发生明显位移。因此,波箔宽度的变化对轴承静态性能的影响并不大,基本不影响轴承的使用,这也是厚顶箔轴承与传统箔片轴承的重要性能区别。

3.3 厚顶箔轴承的动态特性

本文之前的内容表明,通过改变厚顶箔轴承的波箔宽度,可以微调轴承的静态特性,理论上,动态特性也随之改变;与此同时,厚顶箔轴承顶箔的质量相对与传统箔片轴承来说较大(10~20倍),因此,在动态系数的计算中不可以忽略顶箔质量。本节对波箔宽度、厚顶箔质量对厚顶箔轴承动态性能的影响进行了计算分析。

3.3.1 波箔宽度对厚顶箔轴承动态特性的影响

图 19 和图 20 展示了无量纲承载力为 1,初始间隙为 $50\text{ }\mu\text{m}$ 的条件下厚顶箔轴承动态系数随波箔宽度的变化情况。从图中可以看出,在相同的载荷情况下,随着波箔宽度的变窄,除了交叉阻尼 C_{XY} 以外,轴承的动态系数全部下降。但不同动态系数的下降趋势并不一致。

对于主刚度 K_{XX} 及 K_{YY} ,其值在所有激振比范围内都是较为均匀的下降;对于交叉刚度 K_{XY} ,其降幅随着激振频率的变大而逐渐变小,另一个交叉刚度 K_{YX} ,其值在 1.5~2.0 激振比范围内下降较大,而其余激振比部分下降较小。

对于除了 C_{XY} 的所有动态阻尼系数,其值在低激振比部分下降较大,随着激振比的增大,其降幅减少;对于交叉阻尼 C_{XY} ,波箔宽度的改变对其

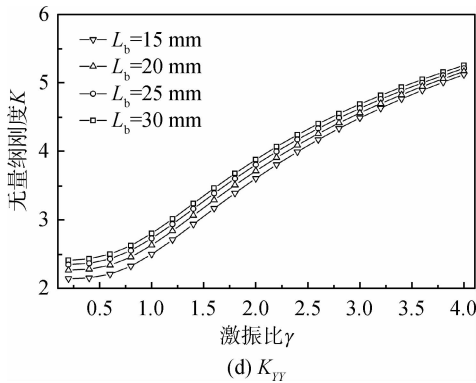
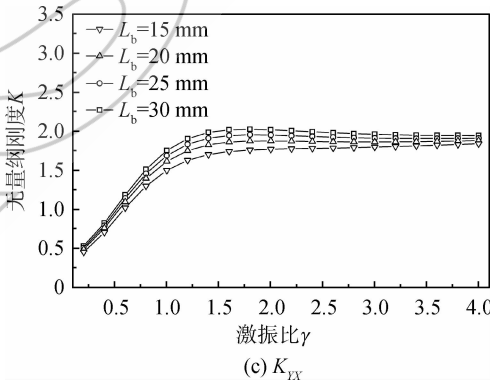
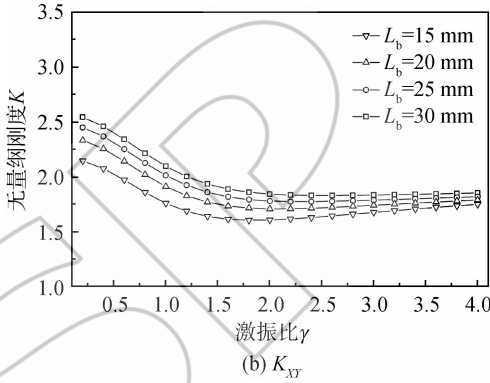
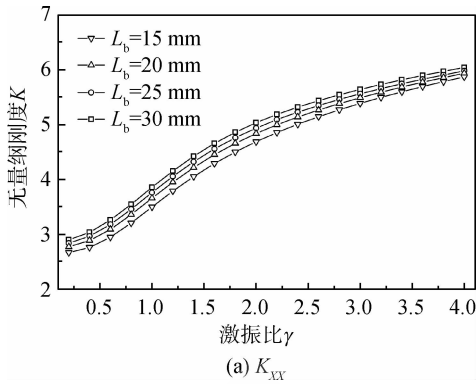


图 19 波箔宽度对厚顶箔轴承动态刚度系数的影响
Fig. 19 Effect of bump foil width on dynamic stiffness coefficients of TTF-GJFB

影响极小。

以上结果表明,波箔宽度的改变会明显影响轴承的动态特性,尤其是在中低激振比区域。在

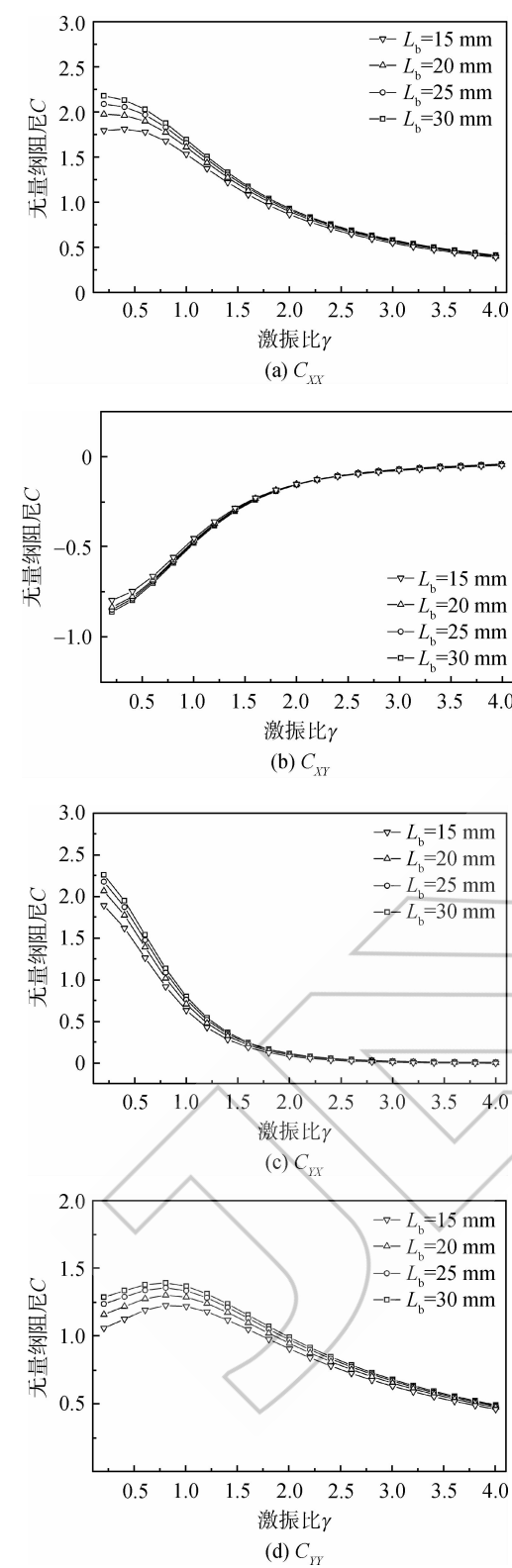


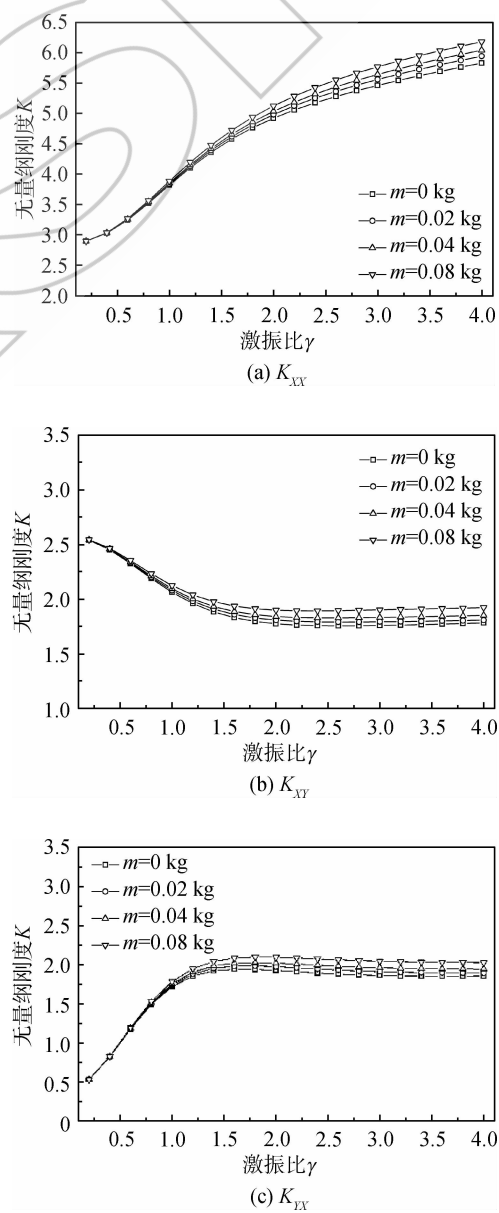
图 20 波箔宽度对厚顶箔轴承动态阻尼系数的影响
Fig. 20 Effect of bump foil width on dynamic damping coefficients of TTF-GJFB

厚顶箔轴承的使用中,中低频的外界激振非常常见,例如转子不平衡量($\gamma=1$)。因此,波箔宽度改变可以有效的调整轴承的动态特性,以适应不同的工况。

3.3.2 厚顶箔质量对轴承动态特性的影响

厚顶箔轴承的动态性能计算中考虑到了顶箔的质量。在箔片轴承的应用中,通常采用 Inconel X750 作为箔片材料,其密度为 8.24 g/cm^3 。在实际应用当中,厚顶箔可以根据使用场景的不同而采用不同的材料或者厚度,进而具有不同的质量。针对本文研究的轴承,采用 Inconel X750 时厚顶箔的质量为 0.04 kg 。在这个基础上,本小节对不同厚顶箔质量对轴承动态特性的影响进行了研究。质量参数为忽略质量效应的 0 、 0.02 、 0.04 kg 以及 0.08 kg 。

图 21 和图 22 展示了无量纲承载力为 1 的情况下,初始间隙为 $50\text{ }\mu\text{m}$ 条件下厚顶箔轴承动态系数随厚顶箔质量的变化情况。从图中可以看出,顶箔质量对动态系数的影响主要体现在高激



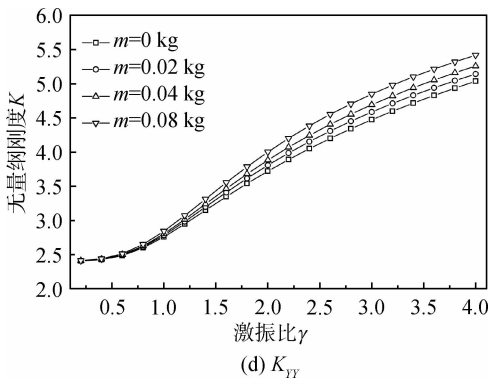


图 21 厚顶箔质量对厚顶箔轴承动态刚度系数的影响
Fig. 21 Effect of thick top foil mass on dynamic stiffness coefficients of TTF-GJFB

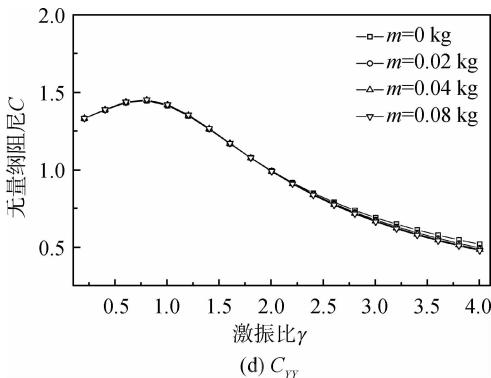


图 22 厚顶箔质量对厚顶箔轴承动态阻尼系数的影响
Fig. 22 Effect of thick top foil mass on dynamic damping coefficients of TTF-GJFB

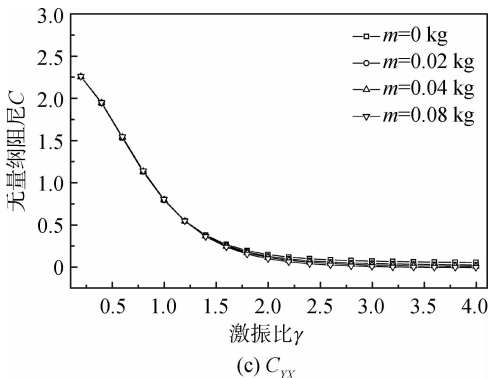
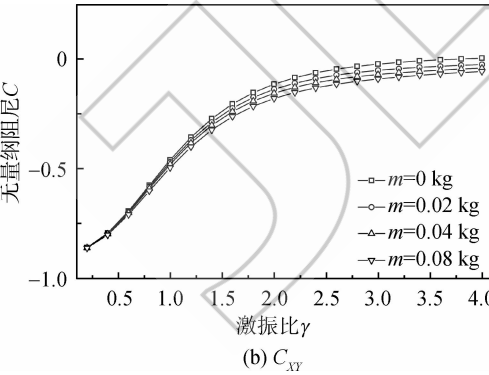
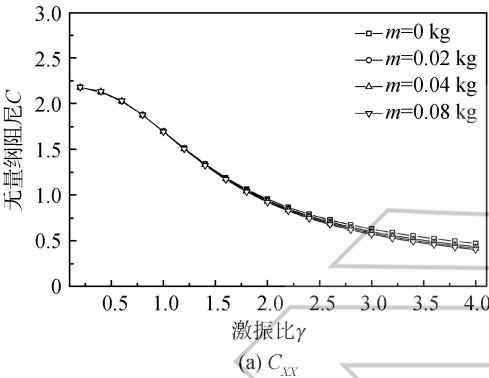
振比部分。随着激振比的加大,厚顶箔轴承所有的刚度系数随之上升,而所有的阻尼系数随之下降,但阻尼系数变化的幅度相对刚度系数来说较

小。这种现象产生的原因为,在高激振比的作用下,质量会阻碍厚顶箔因动态压力产生的移动,进而导致轴承消耗的能量变少,轴承更接近刚性表面轴承,最终导致轴承动态特性的改变。此结论与文献[18]中可倾瓦动压轴承瓦块惯性对轴承动态特性影响类似,因此在高激振比的情况下,为了准确预测厚顶箔轴承的动态特性,厚顶箔的质量必须加以考虑。

4 结 论

本文对具有厚顶箔特征的箔片动压轴承结构进行了分析,根据厚顶箔的特性,采用新的假设,利用折合系数法和小扰动法推导了厚顶箔轴承的动态系数公式,建立了厚顶箔轴承的理论模型,并对其进行了验证。在该理论模型的基础上,本文对比研究了厚顶箔轴承与传统箔片轴承的性能差别;并针对厚顶箔轴承,研究了初始间隙、波箔宽度、顶箔质量等参数对厚顶箔轴承静、动态性能的影响规律。主要结论如下:

- 1) 与传统轴承相比,在同一偏心率情况下,在厚顶箔轴承可以显著的增大承载力,承载力最少可以提高 23%。轴承承载力的提高与两种轴承气膜厚度的改变有关,厚顶箔轴承的顶箔不会在高压区产生局部变形,进而使得承载力变大。与此同时,厚顶箔轴承在同一偏心率下的偏位角要大于传统箔片轴承。
- 2) 在相同承载力下,厚顶箔轴承的动态特性与传统箔片轴承完全不同,动态系数值除 K_{xx} 外在各个激振比下均大于传统箔片轴承。
- 3) 随着厚顶箔轴承初始间隙增大,轴承承载力逐渐减小,偏位角逐渐增大,阻力矩也逐渐减小。



4) 波箔宽度对厚顶箔轴承静态性能影响较小,但是对轴承的动态系数在中低激振比情况下影响较大。随着波箔宽度的减小,除了交叉阻尼项之外,其余动态系数均随着波箔宽度的减小而降低,并且在中低激振比降幅较大。说明对于同一气膜参数的厚顶箔轴承,可以在不改变静态性能的情况下,通过减小波箔宽度来改变轴承的动态特性。

5) 厚顶箔轴承的顶箔质量变化会使轴承动态系数在高激振比下发生明显改变,动态刚度系数增加,动态阻尼系数减小。而在低激振比情况下,动态系数几乎不变。

参考文献:

[1] CHRISTOPHER D. Oil-free shaft support system rotordynamics: past, present and future challenges and opportunities[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 29(4): 67-76.

[2] 气体润滑理论与气体轴承设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999: 464.

[3] 王元勋, 陈尔昌, 师汉民. 气体润滑轴承的研究与发展[J]. 湖北工学院学报, 1994, 9(3): 155-159.

WANG Yuanxun, CHEN Erchang, SHI Hanmin. Research and development of gas-lubricated bearing[J]. Journal of Hubei Polytechnic University, 1994, 9(3): 155-159. (in Chinese)

[4] JONES A M. Adjustable tension foil bearing: US4815864A [P]. 1989-03-28.

[5] LICHT L. Resilient foil journal bearing: US4133585A [P]. 1979-01-09.

[6] OH K P, ROHDE S M. A theoretical investigation of the multileaf journal bearing[J]. Journal of Applied Mechanics, 1976, 43(2): 237-242.

[7] BARNETT M A, SILVER A. Application of air bearings to high-speed turbomachinery[R]. Edinburgh, UK: European Conference on Integrated Optics and Optical Fiber Communications, 1970.

[8] WALOWIT J A, ANNO J N, HAMROCK B J. Modern developments in lubrication mechanic[J]. Tribology International, 1977, 9(2): 90.

[9] HESHMAT H, WALOWIT J A, PINKUS O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 647-655.

[10] IORDANOFF I. Analysis of an aerodynamic compliant foil

thrust bearing: method for a rapid design[J]. Journal of Tribology, 1999, 121(4): 816-822.

[11] LEZ S L, ARGHIR M, FRENE J. A new bump-type foil bearing structure analytical model[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129(4): 1047-1057.

[12] LUND J W, ORCUTT F K. Calculations and experiments on the unbalance response of a flexible rotor[J]. Journal of Engineering for Industry, 1967, 89(4): 785-796.

[13] PENG J P, CARPINO M. Calculation of stiffness and damping coefficients for elastically supported gas foil bearings[J]. Journal of Tribology, 1993, 115(1): 20-27.

[14] 龚焕孙, 张鸿兴. 径向波箔轴承的设计计算和试验研究: I 理论分析[J]. 上海机械学院学报, 1991, 13(4): 1-17.

GONG Huansun, ZHANG Hongxing. The formulars for design and test of bump foil journal bearings: I theoretical Analysis[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 1991, 13(4): 1-17. (in Chinese)

[15] 戚社苗, 耿海鹏, 郭海刚. 弹性箔片动压气体推力轴承承载性能研究[J]. 润滑与密封, 2006(5): 6-9.

QI Shemiao, GENG Haipeng, GUO Haigang. Theoretical research on the load performance of aerodynamic compliant foil thrust bearings[J]. Lubrication Engineering, 2006(5): 6-9. (in Chinese)

[16] LEE Y B, PARK D J, KIM C H, et al. Operating characteristics of the bump foil journal bearings with top foil bending phenomenon and correlation among bump foils [J]. Tribology International, 2008, 41(4): 221-233.

[17] LEE D H, KIM Y C, KIM K W. The static performance analysis of foil journal bearings considering three-dimensional shape of the foil structure[J]. Journal of Tribology, 2008, 130(3): 538-544.

[18] 虞烈, 戚社苗, 耿海鹏. 可压缩气体润滑与弹性箔片气体轴承技术[M]. 北京: 科学出版社, 2011.

[19] 刘万辉. 柔性动压气体轴承及其转子系统的理论和实验研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2018.

LIU Wanhui. Theoretical and experimental study on flexure hydrodynamic gas bearing-rotor system [D]. Changsha: Hunan University, 2018. (in Chinese)

[20] ZYWICA G, BAGIŃSKI P, BREŃKACZ Ł, et al. Dynamic state assessment of the high-speed rotor based on a structural-flow model of a foil bearing[J]. Diagnostyka, 2017, 18(1): 95-102.

[21] KIM D. Parametric studies on static and dynamic performance of air foil bearings with different top foil geometries and bump stiffness distributions[J]. Journal of Tribology, 2007, 129(2): 354-364.

(编辑: 王碧珺)