# 基于接触摩擦的多叶波箔型动压气体轴承 静特性研究<sup>\*</sup>

徐 奔1,张镜洋2,陈卫东1,2,吕元伟2,季夏名1,罗欣洋3

(1. 南京航空航天大学 机械结构力学及控制国家重点实验室, 江苏 南京 210016;2. 南京航空航天大学 航天学院, 江苏 南京 211106;

3. 南京机电液压工程研究中心 航空机电系统综合航空科技重点实验室, 江苏南京 211106)

**摘 要**:为揭示多叶波箔型动压气体轴承箔片间接触摩擦对轴承性能的影响机理,建立多平箔与波 箔间接触约束下的力学分析模型,结合可压缩气体雷诺方程构建流固耦合计算方法。数值分析了接触摩 擦下的箔片结构刚度变化及在不同轴承数下接触摩擦对轴承静特性的影响。结果表明:接触摩擦强化了 箔片刚度随变形量变化的非线性效应和周向分布的非均匀性,随着箔片变形量的增加,接触摩擦对箔片 刚度的影响越加显著。同时,随着摩擦系数的增大 (η = 0~0.5),在低轴承数时承载力呈现先增后减的 规律,在高轴承数时承载力单调增加,且轴承数越大时,增速越快;偏位角随摩擦系数的增大而增大, 且轴承数越大时,摩擦系数对偏位角的影响越明显。

关键词:多叶波箔轴承;接触摩擦;流固耦合;非线性刚度;静特性 中图分类号:TH113.3 文献标识码:A 文章编号:1001-4055 (2022) 11-210634-10 DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 210634

# Static Characteristics of Multi-Leaf Bump Foil Aerodynamic Bearing Based on Contact Friction

XU Ben<sup>1</sup>, ZHANG Jing-yang<sup>2</sup>, CHEN Wei-dong<sup>1,2</sup>, LYU Yuan-wei<sup>2</sup>, JI Xia-ming<sup>1</sup>, LUO Xin-yang<sup>3</sup>

(1. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Collage of Astronautics, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 211106, China;

3. Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Aero Electromechanical System Integration,

Nanjing Engineering Institute of Aircraft Systems, Nanjing 211106, China)

**Abstract:** In order to reveal the influence mechanism of foil contact friction on the multi-leaf bump aerodynamic foil bearing performance, a deformation simulation model is established under the contact constraint of multi top foils and bump foils, and the analysis of the fluid-structure interaction is established by combining with the Reynolds equation of compressible gas. The influence of the nonlinear variation of foil stiffness caused by contact friction on the static characteristics of the bearing under different bearing numbers is numerically analyzed. The results show that the foil stiffness increases nonlinearly with the foil deformation and presents the characteristic of circumferential non-uniformity. With the increase of the deformation of foil, the influence of contact friction

<sup>\*</sup> 收稿日期: 2021-09-09; 修订日期: 2021-12-02。

基金项目: 航空基金 (201928052008)。

作者简介:徐 奔,硕士生,研究领域为动压气体轴承静、动特性。

通讯作者:张镜洋,博士,副教授,研究领域为动压气体轴承、微流动及传热。

**引用格式:** 徐 奔,张镜洋,陈卫东,等.基于接触摩擦的多叶波箔型动压气体轴承静特性研究[J]. 推进技术, 2022, 43 (11):210634. (XU Ben, ZHANG Jing-yang, CHEN Wei-dong, et al. Static Characteristics of Multi-Leaf Bump Foil Aerodynamic Bearing Based on Contact Friction[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(11):210634.)

on the foil stiffness is more significant. With the friction coefficient increases ( $\eta = 0 \sim 0.5$ ), the bearing capacity increases first and then decreases when the bearing numbers is small, the bearing capacity increases monotonically when the bearing numbers is large, the higher the bearing numbers, the more significant the growth rate. The attitude angle increases with the increase of friction coefficient, and the larger the bearing numbers, the more significant the influence of friction coefficient on the attitude angle.

Key words: Mulit-leaf bump bearing; Contact friction; Fluid-structure interaction; Nonlinear stiffness; Static characteristic

# 1 引 言

波箔型动压气体轴承因其转速高、自适应性强、 维护需求少等优势,在小型涡轮透平等高速旋转机 械中具有广阔的应用前景[1-2]。波箔型动压气体轴承 的弹性箔片为平箔与波箔叠加的复合弹性结构,而 该弹性箔片结构又是决定箔片轴承性能的重要因 素,因此许多学者对箔片轴承波箔等效模型、箔片刚 度非线性等问题进行了研究。Walowit等<sup>[3]</sup>于1975年 最先建立了单周期箔片刚度计算方法。Heshmat 等[4-6]在此基础上将波箔简化为线性弹簧,构建了箔 片定刚度的等效模型,并结合雷诺方程研究了不同 箔片结构对轴承承载特性的影响。Ku等<sup>[7]</sup>基于波箔 定刚度模型,提出了考虑箔片间摩擦力及波箔几何 形状的箔片变形计算模型,研究了波箔弹性结构周 向刚度分布规律。徐方程等<sup>[8-9]</sup>通过实验测得第一代 箔片轴承的箔片静刚度随箔片变形的变化曲线,指 出考虑大变形下刚度非线性的仿真分析更符合工程 实际,其进一步的数值仿真结果也表明:与线刚度模 型相比在非线性刚度模型下轴承气膜厚度以及主承 载区与非承载区箔片刚度分布变化显著。考虑到接 触摩擦的高度非线性,Lee等<sup>[10]</sup>、Zhao等<sup>[11]</sup>分别建立 考虑节点接触状态、库伦摩擦力方向等因素的箔片 变形分析模型,研究了箔片变形随轴承间隙气动负 载变化的滞回效应。由于箔片结构的复杂性,文献 [12-13]探索了用于轴承复杂箔片结构变形分析的 三维接触模型,尤其针对第四代动压气体轴承的多 叶平箔间相互叠加及波箔支承的结构新特征进行了 研究。其中,李长林等[14]研究了基于接触机制的箔 片厚度、箔片自由端半径、重叠比、间隙对无支承底 箔的多叶型承载性能的影响。耿海鹏等[15]采用非线 性接触模型对多叶波箔型轴承箔片在装配中预变形 产生的预紧力变化进行了模拟,并分析了预变形对 轴承承载性能影响。从以往研究中不难看出,多叶 波箔型动压气体轴承性能对多箔结构参数变化尤为 敏感,其中箔片力学特性对承载能力影响显著。轴 承间隙流固耦合作用下箔片间的接触状态及摩擦会 呈现复杂的变化特征,从而显著影响箔片结构力学 性能与轴承性能。因而,进一步探索接触摩擦对多 叶波箔型动压气体轴承箔片结构力学特性、流固耦 合场及轴承静特性的影响规律,有利于揭示其对轴 承性能影响机理与内因,为工程设计与分析提供理 论参考。

本文以多叶波箔型动压气体轴承为研究对象, 拟建立多平箔与波箔接触约束下的力学仿真分析 模型,耦合可压缩气体雷诺方程,形成轴承流固耦 合场及轴承承载性能分析方法。数值分析研究了 考虑接触摩擦下的箔片刚度和轴承静特性变化规 律,并重点关注接触摩擦导致的箔片刚度非线性 变化对轴承静特性的影响,以期获得多叶波箔型 动压气体轴承箔片间接触摩擦对轴承性能的影响 机理。

#### 2 研究模型

#### 2.1 物理模型

图 1 为多叶波箔型动压气体轴承结构示意图。 最外圈为具有 5 个卡槽的轴承套,内圈为相互搭接的 五片平箔片,平箔片与轴承套之间是提供弹性支承 的波箔片,平箔、波箔分别通过键块和折弯固定于卡 槽处,约束其周向运动。图 1 中的 0 为轴承套的圆 心,0<sub>1</sub>为轴颈的圆心,00<sub>1</sub>为偏位线方向,ω为转子转



速, $\varphi$ 为偏位角, $\theta$ 为转动角,下文仿真计算中的偏心 率 $\varepsilon = e/c$ ,偏心距 $e = R_s - R_1$ ,其中 $R_s$ 为轴承套内表 面半径, $R_1$ 为转子圆心沿着偏心方向到轴承套内表 面的距离。表1为多叶波箔型动压气体轴承箔片基 本结构参数,波箔的3个箔拱的波峰-波谷距 $s_1 =$ 0.4mm,波箔固定处的弯折角度 $\beta = 90^\circ$ 。通过下文 中的多叶波箔型动压气体轴承多楔形内表面名义间 隙 计算式(6)~(10),可得到轴承的名义间隙 c~40 $\mu$ m。

 Table 1 Parameters of multi-leaf bump foil aerodynamic

 bearing

0	
Parameter	Value
Radius of journal <i>R</i> /mm	11.32
Radius of bearing sleeve $R_{\rm s}/{ m mm}$	11.5
Radius of flat foil $R_{\rm f}$ /mm	11.5
Tangent radius of flat foil $R_t$ /mm	11.35
Length of bearing <i>l</i> /mm	25
Thickness of bump foil $t_{\rm b}/{\rm mm}$	0.13
Thickness of top foil $t_t$ /mm	0.1

#### 2.2 箔片接触力学模型

平箔与波箔均为壳单元;平箔与平箔、平箔与 波箔、波箔与轴承套、键块与轴承套之间定义接触 及摩擦约束条件;平箔、波箔及键块为变形体,轴承 套为刚体。箔片间的接触状态分为:滑动、粘着及 分离,摩擦力由结构间的接触状态及接触面积 决定。

接触算法中有以下三个接触条件:(1)接触体互 相不可贯入;(2)接触的法向分量为压力;(3)切向接 触为摩擦条件。

接触体互相不可贯入公式如下

$$(X_{\rm B} - X_{\rm A})\boldsymbol{n}_{\rm A} \ge 0 \tag{1}$$

式中 $X_A$ 为接触体A变形后的欧拉坐标, $X_B$ 为接触体 B变形后的的欧拉坐标, $n_A$ 为 $X_A$ 外法线方向矢量。

对于接触约束问题,采用直接约束的接触算法, 基于最终物体的运动轨迹,一旦探测发生了接触,便 将接触所需的运动约束(法向无相对运动,切向可滑 动)和节点力(法向压力和切向摩檫力)作为边界条 件直接施加于接触节点,从而将两接触体的运动约 束转换成节点自由度和节点力的约束,最终将不等 式约束转换为等式约束,即式(1)由不等式转换成等 式。接触探测算法<sup>[16]</sup>为

Case 1: 
$$\Delta u_A n_A < |D - d|$$
  
Case 2,3:  $|\Delta u_A n_A - d| \leq D$  (2)  
Case 4:  $\Delta u_A n_A > |D + d|$ 

式中 $\Delta u_A$ 为节点增量的位移矢量, $n_A$ 为法线方向矢量,D为接触容差(本文中为平箔或者波箔最小单元 厚度的1/4),d为接触体实际距离。

摩擦条件采用 Coulmob 摩擦模型,表达式<sup>[17]</sup>及判据如式(3)所示。接触副分离时,二者间无摩擦;接触副接触且当相对滑动速度>0时,切向摩擦达到最大值 $\eta F_n$ ,摩檫力方向由滑动速度方向决定;切向摩擦< $\eta F_n$ 时,无相对滑动。一旦箔片接触表面的相对滑动速度方向突变时,切向摩檫力的方向也随即变化,这将导致数值计算迭代无法收敛。因此,采用反正切函数进行平滑处理以避免摩擦力不连续导致的问题,平滑处理表达式如式(4)所示。

$$\begin{cases} f_{t} = -\eta F_{n} \frac{v_{r}}{|v_{r}|}, |v_{r}| > 0\\ |v_{r}| = 0, |f_{t}| < \eta F_{n} \end{cases}$$

$$(3)$$

式中 $f_1$ 为切向摩檫力; $\eta$ 为接触副间的摩擦系数; $F_n$ 为法向载荷; $v_r$ 为接触体的实际相对滑动速度。

$$f_{t} = \eta F_{n} \frac{2}{\pi} \arctan\left(v_{r}/v_{q}\right)$$
(4)

式中 2/π为正则化函数,使切向摩擦力在±1之间;v<sub>q</sub> 为箔片间发生摩擦处的相对滑动速度;v<sub>r</sub>/v<sub>q</sub>用于修正 光滑程度。

由于接触分析过程中会不断进行接触探测,因 此需要多次迭代以确定接触压力和摩檫力,求解箔 片变形时,在每个载荷增量步中进行迭代计算,迭代 收敛后进入下一个增量步,所有载荷增量步收敛的 解之和即为非线性问题近似解。通过隐式非线性求 解器对箔片固体域变形进行求解,采用牛顿-拉弗森 方法进行增量迭代,通过相对残差准则进行收敛控 制,表达式如式(5)所示。

$$\frac{\left\|F_{\text{residual}}\right\|_{\infty}}{\left\|F_{\text{reaction}}\right\|_{\infty}} < TOL_{1}$$
(5)

式中 $\|F_{\text{residual}}\|_{\infty}$ 是残余载荷最大绝对值, $\|F_{\text{reaction}}\|_{\infty}$ 是反力最大绝对值, $TOL_1$ 为控制误差<sup>[17]</sup>。

### 2.3 Reynolds方程及流固耦合求解方法

对基于理想气体的一般 Reynolds 方程进行无量 纲化,得到如下的无量纲方程

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\bar{p}\bar{h}^{3}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\theta}\right) + \frac{\partial}{\partial\lambda}\left(\bar{p}\bar{h}^{3}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\lambda}\right) = \Lambda\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\bar{p}\bar{h}\right) \quad (6)$$

对应的无量纲物理量分别为: $\theta = x/R, \lambda = z/R, \bar{p} = p/p_a, \bar{h} = h/c, \Lambda = (6\mu\omega R^2)/(p_ac^2), \bar{m}\bar{u} = u/(\omega R) = 1$ 在式中已约去,其中x和z为周向和轴向坐标,R为轴 颈半径, $p_a$ 为标准大气压,c为名义间隙, $\omega$ 为转子角 速度,单位为rad/s,而下文中的转速 $N_0$ 单位为r/min,  $\Lambda$ 为轴承数,u为周向线速度, $\mu$ 为润滑气体动力粘 度,单位为Pa·s。无量纲的气膜厚度方程为

$$\bar{h} = \bar{G}(i,j) + \bar{Z}(i,j) + \varepsilon \cos\theta \tag{7}$$

式中c为名义间隙; $\varepsilon$ 为轴颈偏心率; $\theta$ 转动角; $\overline{Z}(i,j)$ 为箔片无量纲径向变形, $\overline{G}(i,j)$ 为对心时,平箔内表 面到转子表面无量纲距离,无量纲定义为: $\overline{Z}(i,j) = Z(i,j)/c, \overline{G}(i,j) = G(i,j)/c, 其中 Z(i,j)$ 为箔片径向变 形;G(i,j)为对心时,平箔内表面到转子表面距离。

根据图2求解多楔形内表面的名义间隙,计算 式<sup>[18]</sup>为

$$\alpha_{1} = \arccos \frac{R_{f}^{2} + (R_{f} - R_{t})^{2} - R_{s}^{2}}{2R_{f}(R_{f} - R_{t})}$$
(8)

$$a_{2} = \arcsin \frac{\sqrt{\left[\left(R_{f} - 0.5R_{t}\right)^{2} - 0.25R_{s}^{2}\right]\left(R_{s}^{2} - R_{t}^{2}\right)}}{R_{f}\left(R_{f} - R_{t}\right)} + \operatorname{arccos}\left[\left(1 - \frac{R_{t}}{R_{f}}\right)\sin\frac{\pi}{5}\right] - \left(1 - \frac{2}{5}\right)\frac{\pi}{2}$$
(9)

$$S = 5 \left[ R_{\rm f}^2 (a_2 - a_1) - (R_{\rm f} - R_{\rm t}) R_{\rm f} \sin(a_2 - a_1) \right] (10)$$

$$L = 10(a_2 - a_1)R_{\rm f} \tag{11}$$

$$c = \frac{2S}{I} - R \tag{12}$$

式中*a*<sub>1</sub>,*a*<sub>2</sub>为图2所示的结构角,*R*为转子半径,*R*<sub>f</sub>为 箔片装配后的单个弯曲平箔的半径,*O*<sub>2</sub>为该平箔中 点处的内切圆圆心,*O*<sub>3</sub>为该平箔片的圆心,*R*<sub>f</sub>为装配 后弯曲平箔片中点处内切圆半径,使用该切圆半径 便于轴承内部间隙的计算,同时*R*<sub>f</sub>必须大于转子半 径,小于箔片半径。*R*<sub>s</sub>为轴承套内圆半径,*S*为平箔 内表面面积,*L*为平箔内表面截面周长,图2中*q*点为 搭接处于顶部的平箔段结束点,*v*点为搭接处于底部 的平箔段起始点。

对平箔轴颈间的压力求解域进行差分网格的划 分<sup>[19]</sup>,并将柱坐标系转化为平面坐标系,如图3所示, x方向和z方向均匀划分m格和n格,定义求解域为 (0:m,0:n),轴承z方向两端为标准大气压,无量纲化 后 $\bar{p}(x,0) = 1; \bar{p}(x,n) = 1;$ 沿着轴承周向展开处x = 0和x = m重合,即 $\bar{p}(0,n) = \bar{p}(m,n)$ 。

流固耦合求解中,首先建立平箔有限元节点与



Fig. 2 Multi wedge surface structure model



流体计算域的影射关系,基于编程的方式实现流场 节点与箔片有限元模型节点的数据实时交互,如图 2 所示,五叶波箔轴承的内表面到轴承座中心距离呈 现周期性变化,首先通过程序计算不耦合箔片变形 的刚性五楔形内表面产生的气膜压力,并提取该压 力矩阵作为初始的气膜压力,并作用于箔片结构有 限元模型的内表面节点N(*i*,*j*),在外界标准大气压的 共同作用下产生径向变形  $\bar{Z}(i,j)$ ,之后提取内表面节 点变形修正气膜厚度方程。根据图4所示的流固耦 合流程进行压力的迭代计算,直至残差满足收敛条 件。残差公式为

$$\frac{\sum_{i=2}^{m}\sum_{j=2}^{n} \left| \bar{p}_{i,j}^{k+1} - \bar{p}_{i,j}^{k} \right|}{\sum_{i=2}^{m}\sum_{j=2}^{n} \left| \bar{p}_{i,j}^{k} \right|} \leq \delta$$
(13)

式中 $\delta$ 取10<sup>-6</sup>,承载力及偏位角可通过式(14)获得, $\bar{F}_{n}$ 由气膜压力沿偏心方向积分得到, $\bar{F}_{n}$ 由气膜压力沿垂 直偏心方向积分得到, $\bar{F}$ 为无量纲轴承承载力, $\varphi$ 为偏



Fig. 4 Flow chart of fluid structure interaction

位角。

$$\begin{cases} \bar{F}_{i} = -\int_{0}^{\frac{l}{R}} \int_{0}^{2\pi} (\bar{p}_{i,j} - 1) \sin \theta d\theta d\lambda \\ \bar{F}_{n} = -\int_{0}^{\frac{l}{R}} \int_{0}^{2\pi} (\bar{p}_{i,j} - 1) \cos \theta d\theta d\lambda \\ \bar{F} = \sqrt{(\bar{F}_{i})^{2} + (\bar{F}_{n})^{2}} \\ \varphi = \arctan (\bar{F}_{i}/\bar{F}_{n}) \end{cases}$$
(14)

# 3 计算结果与分析

#### 3.1 模型验证

根据文献[20]的轴承尺寸建模,保持工况与之 一致,并利用本文计算方法分析该文献中的轴承模 型,提取中截面周向分布的气膜厚度,与文献中的实 测结果进行比较。图5为参考文献[20]中箔片轴承 仿真与实验的中截面最小气膜厚度周向分布对比, 由图可知,不考虑接触摩擦时的数值模拟与实验结 果的偏差>50%,而考虑接触摩擦的结果与实验结果 的平均偏差在20%以内。由于参考文献中的偏心率 较大,偏心方向箔片发生较大变形,导致摩擦系数对 箔片变形的影响较大,进一步导致有、无摩擦时气膜 厚度的较大差异。因而,考虑接触摩擦的变形分析 模型能够更准确地分析箔片变形量和轴承承载 性能。

其次,与本课题组的多叶波箔型动压气体轴承



Fig. 5 Comparison of film thickness on bearing mid-plane between experiment and simulation

实验数据<sup>[21]</sup>进行对比,保证轴承几何参数与实验一 致,实验转速为6000r/min,实验中测得喷涂有 MoS<sub>2</sub>涂 层的箔片间摩擦系数在 0.1 左右,且根据以往相关实 验<sup>[22]</sup>及仿真文献[12]可知,箔片间摩擦系数为 0.1 或 0.15,这说明本课题组的实验测量摩擦系数较为 准确,故数值仿真选取摩擦系数为 0.1。图 6 为仿真 结果与实验结果对比,从图中可知,当偏心率较低 时,由于气体动压效应较弱,无摩擦和有摩擦时的 数值结果与实验相接近;大偏心率时,不考虑摩擦 的仿真结果与实验结果误差较大,最大可达 20%, 而考虑摩擦的仿真结果与实验结果误差在 5% 以 内。这说明,在高承载条件下考虑摩擦更有利于仿 真的准确性。



Fig. 6 Comparison of bearing capacity between experiment and simulation

#### 3.2 箔片静刚度分析

首先对不同均布载荷下多箔接触约束弹性结构 的等效刚度变化进行分析,分析中模拟轴承气膜压 力变化相当的范围,对平箔内表面施加0.02~ 0.3MPa<sup>[15]</sup>大小的载荷,当量刚度定义<sup>[23]</sup>为

$$\bar{F}_{n}(i,j) = \bar{K}(\bar{Z})\bar{Z}(i,j) \tag{15}$$

式中 $\bar{F}_n$ 为无量纲法向载荷, $\bar{K}$ 为无量纲刚度,并且是  $\bar{Z}$ 的函数, $\bar{Z}$ 为无量纲径向位移。无量纲定义如下:  $\bar{F}_n = F_n/(p_a R^2), \bar{Z} = Z/c, 其中F_n$ 为法向载荷。

图 7 为组合箔片周向刚度分布,组合箔片在 1~5 处刚度极高,这是由于键块与平箔焊接而键块近似 刚体且与卡槽有径向摩擦导致的,0.8~1.1rad处对应 两卡槽间的组合箔片的刚度,与文献[24]中的靠近 固定端箔片刚度较大结果一致。不同摩擦系数下, 周向刚度大小不一致,且摩擦系数越大刚度越大,原 因在于箔片间特殊的搭接结构及键块的作用导致刚 度沿着周向发生改变,图 8 为两卡槽间的组合箔片滑 移图,组合箔片受力变形从而发生滑移,而摩擦力阻 碍了箔片之间的周向滑移,使得组合箔片变形难度 加大,进而增大了整体的刚度,因此摩擦系数越大,



Fig. 7 Circumferential stiffness distribution of foil with different friction coefficients



Fig. 8 Foil slip of multi-leaf bump foil aerodynamic bearing

组合箔片的刚度越大。

图 9 为组合箔片各点刚度随箔片径向变形变化 曲线,图中规律和文献[8]中所得结论一致,有、无摩 擦时,箔片刚度都并非恒定,而是随着箔片径向变形 发生非线性变化,在 Point 2 处,摩擦系数从0 增至 0.5,无量纲径向变形为0.325时,刚度变化2.18%,而 无量纲径向变形为0.5时,刚度则变化67.24%,即箔 片径向变形量越大时,摩擦系数对箔片刚度的影响 越显著,箔片刚度非线性效应增强。



Fig. 9 Variation curve of stiffness of foil assembly at different point with deformation

在无摩擦时组合箔片刚度非线性变化分析:变 形过程中由于波箔结构发生挤压产生大变形,导致 平箔与波箔接触面积以及波箔自身刚度发生变化, 使得组合箔片刚度变化呈现非线性增大的规律,这 与文献[13]分析结论一致。在有摩擦时组合箔片刚 度非线性变化分析:图10为摩擦系数η=0.5,均载 0.1MPa时,不同增量步中的组合箔片径向变形云图, 由图可知,随着载荷不断加大,波箔和平箔发生不同 程度的径向变形,波箔波峰与平箔、轴承套的接触由 线接触变成面接触。此外,搭接的平箔不断朝着径 向挤压的同时,还会沿着周向发生滑移。最终的结 果为:在载荷变化时,箔片与箔片、箔片与轴承套之 间的接触面积会不断改变。图11为相同工况下的平 箔间摩擦力云图,结合图10,11可知,随着载荷加大, 径向变形和接触面积逐渐加大,摩擦力的作用面积 和大小均会增大。因此,随着载荷增大,组合箔片的 径向变形量逐渐增大,出现了箔片与箔片、箔片与轴 承座间接触面积的变化、波峰变形下波箔刚度的非 线性变化、摩擦力大小和作用面积的变化等多重效 应,在其耦合作用下组合箔片的刚度呈现大非线性 变化,且摩擦系数越大非线性效应越强。



Fig. 10 Radial deformation nephogram of foil assembly in different incremental steps



Fig. 11 Top foil friction nephogram in different incremental steps

多叶波箔轴承箔片特殊的搭接结构使其刚度周 向不均匀,且会随着径向变形量的增大而非线性增 大,同时摩擦系数越大,刚度随变形量增大的非线性 效应越强。因此,进一步探究考虑非线性刚度条件 下的接触摩擦对轴承静特性的影响十分必要。

#### 3.3 摩擦系数对轴承承载力影响

本节的仿真条件如表2所示,当轴承数  $\Lambda = 0.75, 1.1, 1.5$ 时,转速 $N_0 = 8 \times 10^4, 1.2 \times 10^5,$  $1.6 \times 10^5 \text{r/min}_{\circ}$ 

Table 2 Working condition of multi-leaf bump foil bearing

Parameter	Value
Environmental pressure $p_a/Pa$	1.013×10 <sup>5</sup>
Gas dynamic viscosity $\mu/(Pa \cdot s)$	$1.846 \times 10^{-5}$
Rotor speed $N_0/(r/min)$	8×10 <sup>4</sup> ~1.6×10 <sup>5</sup>
Eccentricity ratio ${m arepsilon}$	0.5
Friction coefficient $\eta$	0~0.5

图 12为偏心率  $\varepsilon$  = 0.5时,不同轴承数下的无量 纲轴承承载力随摩擦系数变化曲线,从图中可以看 出,在轴承数  $\Lambda$  = 0.75时,无量纲承载力随摩擦系数 变化较小,且呈现先增加后减小的规律;轴承数  $\Lambda$  增 大至 1.1和 1.5后,承载力随着摩擦系数单调增加,且 轴承数越高,增速越快:摩擦系数  $\eta$ 从 0 增至 0.5,在轴 承数  $\Lambda$  = 1.1时,承载力提升 8.24%,而在轴承数  $\Lambda$  = 1.5时,承载力提升 22.85%。



Fig. 12 Variation of dimensionless bearing capacity with friction coefficient under different bearing numbers

图 13 为不同轴承数时,不同摩擦系数下轴承中 截面气膜压力周向分布图。从图中可以看出轴承数 *Λ* = 0.75 时,由于摩擦系数增大,箔片刚度提高,正向 变形减小(如图 14 箔片正向变形云图所示),气膜压 力也随之增大;但在负压区域θ = 1.25π~1.5π,出现摩 擦系数越大,气膜压力反而越小的规律,原因在于负



Fig. 13 Circumferential distribution of dimensionless gas film pressure in middle section of bearing with different friction coefficients

压区的箔片在内外压差的作用下,发生负向变形(如 图14箔片负向变形云图所示),摩擦力阻碍平箔的负 向变形,摩擦系数越大,负向变形的绝对值越小,导 致该区域气膜压力下降。从图9可以看出,同一变形 量下,随着摩擦系数增大,刚度的增速放缓,即正向 变形在低摩擦系数时,摩擦系数的增加对刚度影响 更明显,在高摩擦系数时的影响则逐渐减弱,这也说 明了摩擦系数由0增加至0.2时的气膜压力增量大于 摩擦系数由0.2增至0.5的增量。结合负向变形的影 响,于是出现承载力随着摩擦系数的增大呈现先增 后减规律。

由图13可知,相比于轴承数 $\Lambda = 0.75$ 时,轴承数  $\Lambda = 1.1$ 和1.5时的动压效应更强,摩擦系数从0增至 0.5时,气膜压力差距增大,负压区的差距对整体承载 力的影响不再明显。因而,随着轴承数 $\Lambda$ 的增大,承 载力增大趋势更显著。在轴承数 $\Lambda = 1.5$ 时,摩擦系 数 $\eta$ 从 0.1 变化到 0.5, 主承载区( $\theta$  = 0.5 $\pi$ ~1.25 $\pi$ )的 气膜压力提升量要大于 $\Lambda = 1.1$ 时的提升量。图 15 为不同轴承数、摩擦系数时箔片变形云图,由于接触 摩擦及周向刚度不一致,导致箔片最大变形与最大 气膜压力位置存在不一致情况,同时,轴承数 $\Lambda$  = 1.5 时,摩擦系数变化带来箔片的变形量要大于轴承数  $\Lambda = 1.1$ 时的变化量,结合图 10,11的结论可知,轴承 数越大,动压效应越强,箔片承受载荷的作用越大, 箔片自身刚度非线性增大的同时,箔片间接触面积 变化及摩擦系数增大会加剧这一现象,导致在轴承 数A = 1.5 时主承载区气膜压力的提升要大于在轴承 数 $\Lambda$  = 1.1 时气膜压力的提升。

#### 3.4 摩擦系数对轴承偏位角影响

图 16为偏心率  $\varepsilon$  = 0.5,不同轴承数时偏位角随 摩擦系数的变化曲线,从图中可以看出,不同于承载 力的变化规律,随着轴承数、摩擦系数的增大,偏位 角均呈现增大的趋势。在轴承数 $\Lambda$  = 0.75,1.1和1.5



Fig. 14 Radial deformation nephogram of foil assembly with different friction coefficients



Fig. 15 Radial deformation nephogram of top foil with different bearing numbers and friction coefficients

时,摩擦系数η从0增至0.5,偏位角分别增大13.2%, 15.6%和22.6%,即轴承数越大时,摩擦系数对偏位角 的影响越显著。图17为不同轴承数时,偏心方向的 承载力分力F<sub>a</sub>与垂直偏心方向的承载力分力F<sub>t</sub>随摩 擦系数的变化曲线。随着摩擦系数的提高,F<sub>a</sub>和F<sub>t</sub> 比值不断升高,根据偏位角定义可知,偏位角随着摩







Fig. 17 Variation of gas film force component with friction coefficient under different bearing numbers

擦系数的增大而增大,不利于轴承稳定性。原因在 于,随着摩擦系数增大,箔片间的变形减小,尤其在 高压区,随着轴承数的增大,组合箔片刚度增速更 为剧烈,因此沿着偏心方向的气膜力F。增速更快, 箔片轴承愈发趋近于刚性表面轴承。因此,偏位角 随着摩擦系数的增大而增大,不利于轴承保持稳 定性<sup>[13]</sup>。

## 4 结 论

本文通过研究,得到如下结论:

(1)多叶波箔型动压气体轴承的箔片刚度周向 具有不一致性;摩擦系数从0增至0.5,无量纲径向变 形为0.325时,刚度增大2.18%,而无量纲径向变形为 0.5时,刚度增大67.24%。摩擦系数越大,箔片刚度 越大,且随着径向变形的增加呈现非线性增大的 趋势。

(2)由于箔片接触摩擦导致刚度非线性变化,不同轴承数时的承载力随摩擦系数的变化规律不同: 在轴承数 $\Lambda = 0.75$ 时,无量纲承载力随摩擦系数变化 较小,且由于负向变形的影响,呈现先增加后减小的 规律;轴承数 $\Lambda = 1.1$ 和1.5时,摩擦系数 $\eta$ 从0增至 0.5,承载力分别提升8.24%和22.85%,承载力随着摩 擦系数单调增加,且轴承数越高,增速越快。

(3)偏位角随轴承数、摩擦系数的增大而增大, 不利于轴承的稳定性。在轴承数 Λ = 0.75,1.1和1.5
时,摩擦系数η从0增至0.5,偏位角分别增大13.2%,
15.6%和22.6%,即轴承数越大时,摩擦系数对偏位角的影响越显著。

#### 致 谢:感谢航空基金的资助。

#### 参考文献

- [1] 胡嘉麟,高金海,黄恩亮,等.滑移边界对空气轴承 性能的影响研究[J].推进技术,2017,38(6):165-175. (HU Jia-lin, GAO Jin-hai, HUANG En-liang, et al. Effects of Slip Boundary on Air Bearing Performance
  [J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(6): 165-175.)
- [2] Samanta P, Murmu N C, Khonsari M M. The Evolution of Foil Bearing Technology [J]. Tribology International, 2019, 135: 305-323.
- [3] Walowit J A, Anno J N, Hamrock B J. Modern Developments in Lubrication Mechanics [J]. Journal of Lubrication Technology, 1977, 99(2): 304-305.
- [4] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearings [J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 647-655.
- [5] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of Gas-Lubricated Complaint Thrust Bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 638-646.
- [6] Heshmat C A, Heshmat H. An Analysis of Gas-Lubricated, Multi-Leaf Foil Journal Bearings with Backing Springs[J]. Journal of Tribology, 1995, 117(3): 437– 443.
- [7] 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.
- [8] 徐方程,刘占生,马瑞贤,等.箔片摩擦对波箔型径 向气体轴承静刚度和悬浮转速影响实验[J].航空动 力学报,2013,28(10):2194-2201.
- [9] 徐方程,孙 毅,刘占生,等.基于箔片非线性刚度 模型的气体箔片轴承静特性研究[J].机械工程学报, 2016,52(21):56-62.
- [10] Lee D H, Kim Y C, Kim K W. The Effect of Coulomb Friction on the Static Performance of Foil Journal Bearings[J]. *Tribology International*, 2010, 43(5/6): 1065-1072.
- [11] Zhao X W, Xiao S H. A Finite Element Model for Static Performance Analysis of Gas Foil Bearings Based on Frictional Contacts [J]. *Tribology Transactions*, 2020, 64 (1): 1-18.

- [12] Fatu A, Arghir M. Numerical Analysis of the Impact of Manufacturing Errors on the Structural Stiffness of Foil Bearings [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140(4): 1–9.
- [13] Żywica G, Bagiński P. Investigation of Gas Foil Bearings with an Adaptive and Nonlinear Structure [J]. Acta Mechanica et Automatica, 2019, 13(1): 5-10.
- Li C L, Du J J, Zhu J J, et al. Effects of Structural Parameters on the Load Carrying Capacity of the Multi-Leaf Gas Foil Journal Bearing Based on Contact Mechanics
   [J]. Tribology International, 2018, 131: 318-331.
- [15] 耿海鹏, 戚社苗, 虞 烈. 有大预紧效应的多叶径向 箔片轴承的分析[J]. 航空动力学报, 2006, 21(3): 569-574.
- [16] Geng H, Qi S, Yu L, et al. The Finite Element Simulation of the Multi-Leaf Foil Journal Bearings with Large Assembly Preload [C]. Changchun: International Conference on Mechatronics and Automation, 2009.
- [17] 陈火红,王 进,田利思,等. MSC Nastran 非线性分析指南[M]. 北京:中国水利水电出版社, 2019.
- [18] 赵晓荣.多叶波箔型气体动压轴承静特性及气动加热 数值研究[D].南京:南京航空航天大学,2017.
- [19] 张镜洋,赵晓荣,常海萍,等.边界滑移对波箔型动 压气体轴承静特性的影响[J].推进技术,2018,39
  (2):153-160. (ZHANG Jing-yang, ZHAO Xiao-rong, CHANG Hai-ping, et al. Effects of Sliding Boundary on Static Characteristics of Aerodynamic Compliant Foil Bearing[J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39
  (2):153-160.)
- [20] Ruscitto D, Mccormick J, Gray S. Hydrodynamic Air Lubricated Compliant Surface Bearing for an Automotive Gas Turbine Engine(1) Journal Bearing Performance[J]. Automobiles, 1978, 523(2): 181-187.
- [21] 李 旺.动压气体轴承周向变截面间隙内流动特性研 究[D].南京:南京航空航天大学,2019.
- [22] 杜恺琪.波箔轴承中的磨损机理和耐磨涂层研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2019.
- [23] 徐方程,张 雯,刘占生.基于波纹箔片刚度试验的 气体箔片轴承动力学特性[J].机械工程学报,2015, 51(21):57-64.
- [24] Hu H, Feng M, Ren T. Study on the Performance of Gas Foil Journal Bearings with Bump-Type Shim Foil [J]. Journal of Engineering Tribology, 2021, 235(3): 509-552.

(编辑:史亚红)