

文章编号: 1000-8055(2009)01-0181-08

箔片预变形对箔片气体径向轴承 静特性影响分析

刘占生, 许怀锦, 张广辉, 王永亮
(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 针对箔片预变形对波箔型气体径向轴承静特性影响进行了数值仿真研究. 建立了考虑气体可压缩性、箔片预变形等因素的气膜厚度数学模型. 运用牛顿迭代和有限差分法耦合求解 Reynolds 方程和气膜厚度方程, 研究了箔片预变形对轴承气膜厚度分布、压力分布和承载能力等特性的影响. 与有名义半径间隙情况的波箔型气体轴承特性对比分析, 结果表明, 有箔片预变形的波箔型轴承具有更好的旋转稳定性和轴承承载能力, 同时有较大预变形的波箔型气体轴承具有更高的轴承承载能力.

关 键 词: 波箔气体径向轴承; 箔片预变形; 耦合解; 数值研究

中图分类号: TH133.37

文献标识码: A

Analysis of foil predeformation influence on the static characteristics of bump foil journal bearings

LIU Zhan-sheng, XU Huai-jin, ZHANG Guang-hui, WANG Yong-liang
(School of Energy Science and Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: The influence of foil predeformation on the static characteristics of bump foil journal bearings was analyzed in this paper. The air film thickness model was developed with considering the air compressibility and foil predeformation. Both finite difference method and Newton-Raphson method were applied to solve coupled Reynolds equation and air film thickness equation. Compared to the bump foil bearings with nominal clearance, air film thickness, pressure distribution and load carry capacity were discussed. The results indicates that the bump foil bearing with predeformation provides a better rotating stability and a greater load carrying capacity, and in some extent the foil predeformation is larger, the load carry capacity is higher.

Key words: bump foil journal bearing; foil predeformation; coupling solution; numerical investigation.

箔片轴承是一种自作用式弹性箔片气体动压轴承. 箔片轴承结构种类主要有: 张紧型、悬臂型、多楔型及由 MTI 开发的波箔型等^[1-3]. 波箔型轴

承与传统的气体轴承相比, 具有工作寿命长、转速高、耐高温、低能量损失及优良的动力学特性等优点^[4], 被应用于波音 747、波音 777、SAAB-2000、

收稿日期: 2007-12-05; **修订日期:** 2008-03-12

基金项目: 国家自然科学基金重点项目 (10632040)

作者简介: 刘占生 (1962 -), 男, 黑龙江牡丹江人, 教授, 博士生导师, 主要从事气体轴承、转子动力学、旋转机械故障诊断、流固耦合等方面研究.

B-2 等各种高速轻载旋转机械中^[2]. 由于波箔型轴承的箔片结构复杂以及箔片本身所表现出来的很强的自适应特性,使得建立合理的理论分析模型十分困难,一直以来均以实验研究为主,理论分析滞后于实验研究.

在以往波箔型气体径向轴承数值仿真研究和实际轴承设计中类似于油润滑圆柱轴承引入名义半径间隙^[5-15]的概念. 比如,1982 年, Heshmat 和 Shapiro 等^[5]在实验研究中把轴承设计为初始静止同心状态存在半径间隙的情况,由此引入名义半径间隙开始对波箔型气体径向轴承特性进行研究. 1983 年, Heshmat 和 Walowit 等^[6]也通过引入名义半径间隙建立了气膜厚度与偏心距和箔片变形之间的函数关系. 2004 年, Peng 和 Khonsari^[7]确立了气膜厚度与名义半径间隙、轴颈偏心距变化量及箔片径向变形量之间的数值计算迭代关系表达式,讨论了轴承的承载能力,并于 2006 年进一步分析了温度场效应对轴承静特性的影响^[8], 2006 年, Kim T H 和 San Andr  s^[9]还是在引入名义半径间隙前提下分析了无穷转速的波箔型气体径向轴承最小气膜厚度和刚度等轴承特性. 以上均是建立在轴承存在名义半径间隙基础上的分析,但对实际波箔型气体径向轴承,当箔片产生初始预变形时,轴承名义半径间隙并不存在,通过引入名义半径间隙的分析方法不再适用.

本文综合考虑气体可压缩性、箔片初始预变形以及气膜压力产生箔片变形等因素,建立了轴承无名义半径间隙的气膜厚度数学模型. 在波箔型气体径向轴承数值仿真研究中,分别采用了牛顿迭代法和有限差分法耦合求解 Reynolds 方程和气膜厚度方程. 结合实际波箔型气体径向轴承模型,研究了箔片预变形量在不同偏心情况下的轴承特性,并与存在名义半径间隙的波箔型气体轴承特性进行了对比分析.

1 理论分析

波箔型气体径向轴承结构如图 1 所示. 由轴承壳体、波纹箔片及平箔片组成. 波纹箔片和平箔片的前缘点焊在轴承壳体上,后缘为自由端,波纹箔片为单一平箔片提供支承. 其基本组成单元如图 2 所示,波箔片类似于弹簧为轴承提供刚度,光滑的平箔片提供轴承表面.

1.1 压力控制微分方程

波箔型气体动压径向轴承润滑气膜压力控制

Reynolds 方程如下:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{ph^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{ph^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial z}\right) = 6R\omega\frac{\partial}{\partial x}(ph) \tag{1}$$

其中 x - 轴承圆周方向坐标(m);

z - 轴承轴向长度坐标(m);

p - 气膜压力(Pa);

η - 气体动力粘度(Pa·s);

R - 轴颈半径(m);

ω - 轴颈转速(rad/s).

无量纲参数定义如下:

$$\bar{x} = \frac{x}{0.5L}, \bar{z} = \frac{z}{0.5L}, \bar{p} = \frac{p}{p_0},$$
$$\bar{h} = \frac{h}{0.002R} \tag{2}$$

其中 L - 轴承长度(m);

p_0 - 环境大气压力(Pa).

将公式(2) 代入公式(1), 无量纲 Reynolds 方程形式为

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}}\left(\bar{h}^3\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}}\right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}}\left(\bar{h}^3\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}\right) = A_x\frac{\partial}{\partial \bar{x}}(\bar{p}\bar{h}) \tag{3}$$

其中

$$A_x = \frac{6R\omega\eta}{p_0(0.002R)^2}$$

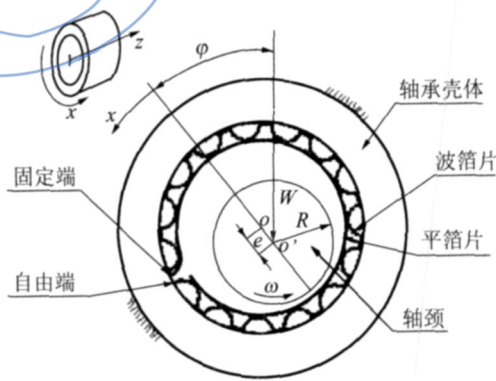


图 1 波箔型气体动压径向轴承结构示意图

Fig. 1 Bump foil journal bearing configuration

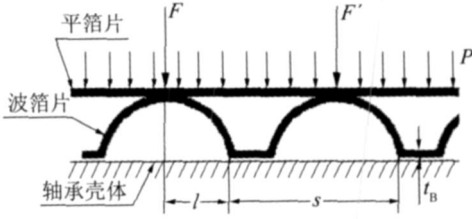


图 2 波箔片几何结构示意图

Fig. 2 Bmp foil geometrical configuration

1.2 有名义半径间隙的轴承气膜厚度模型

如图 1 和图 3 所示,当转轴以逆时针方向开始旋转时,润滑气体由于粘性及其与轴颈表面的

摩擦作用不断地向右侧收敛楔集聚并压缩,箔片产生相应的变形,随着转速的增加,收敛楔里的气体压力不断提高,当转轴转速达到某一值时,位于平箔片和轴颈表面之间的润滑气膜产生,并将轴颈与平箔片分离开来.假设波箔片的变形是线性的且变形由箔片所受的局部压力和图 2 所示箔片几何机构参数所决定,由文献[8]和无量纲参考公式(2)给出波箔片的线性变形系数如下:

$$\alpha = \frac{2p_0s}{(0.002R)E} \left(\frac{l}{t_b} \right)^3 (1 - \nu) \quad (4)$$

其中 α - 波箔片的变形系数;

E - 波箔片杨氏模量 (Pa);

ν - 波箔片泊松比;

s - 波箔片单位长度 (m);

$2l$ - 波箔片波纹长度 (m);

t_b - 波箔片厚度 (m).

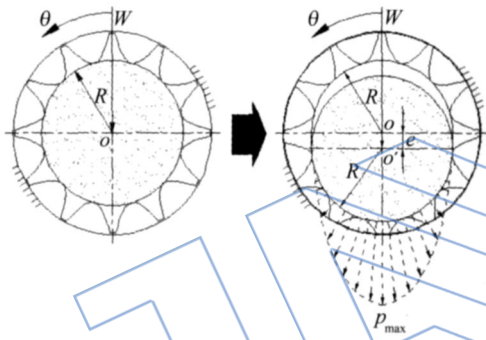


图 3 箔片静变形压力分布示意图

Fig. 3 Pressure distribution sketch of foil static deformation

当波箔型气体径向轴承存在名义半径间隙 C 且偏心距为 e 时 (如图 1 所示), 初始静止状态轴承间隙分布可表示为如下公式

$$h_0 = C + e \cos(\theta - \phi) \quad (5)$$

其中 e - 轴颈偏心距 (m);

θ - 圆周方向的角度 (rad);

ϕ - 偏位角 (rad).

假设两波箔片之间的平箔片不发生下垂变形现象,且随同波箔片一起变形而变形,同时假设气膜厚度不是轴承长度方向坐标“ z ”的函数^[6],即:沿轴承长度方向气膜厚度一致.相应的气膜厚度表达式为

$$\bar{h} = \frac{C}{0.002R} + \frac{e}{0.002R} \cos(\theta - \phi + \alpha(\bar{p} - 1)) \quad (6)$$

1.3 无名义半径间隙及预载荷轴承气膜厚度模型

当初始静止状态无半径间隙,转轴在载荷 w 作用下产生的偏心距为 e 时,箔片本身的变形压

力分布如图 3 所示,并设最大静变形压力为 $p_{\max}$ (无量纲为 $\bar{p}_{\max}$). 假设有间隙存在部分箔片没有变形发生,圆周方向的间隙分布公式如下:

$$h_0 = e \cos \theta \quad (7)$$

相应的气膜厚度表达式为

$$\bar{h} = \frac{h}{0.002R} =$$

$$\frac{e}{0.002R} \cos(\theta - \phi + \alpha(\bar{p} - 1)) = \varepsilon \cos(\theta - \phi + \alpha(\bar{p} - 1)) \quad (8)$$

其中 ε - 轴颈偏心率.

1.4 有预载荷的轴承气膜厚度模型

当产生轴承预载荷的箔片径向变形所形成箔片本身的压力均匀分布值为 p_{pre} , 则无量纲气膜厚度公式可表示为

$$\bar{h} = \frac{h}{0.002R} =$$

$$\frac{e}{0.002R} \cos(\theta - \phi + \alpha(\bar{p} - \bar{p}_{\text{pre}} - 1)) = \varepsilon \cos(\theta - \phi + \alpha(\bar{p} - \bar{p}_{\text{pre}} - 1)) \quad (9)$$

2 数值分析

2.1 Newton-Raphson 迭代法和有限差分法

对公式 (3) 运用 Newton-Raphson 迭代法并将方程中各参数的各阶导数全部展开,得到如下公式

$$\begin{aligned} & \left\{ 3 \bar{h}^2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \bar{h}^3 \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial x^2} + 3 \bar{h}^2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial z} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \bar{h}^3 \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial z^2} \right\} + \\ & \frac{\partial \delta}{\partial x} \left\{ 2 \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + 3 \bar{h}^2 \bar{p} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} \right\} + \frac{\partial \delta}{\partial z} \left\{ 2 \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + 3 \bar{h}^2 \bar{p} \frac{\partial \bar{h}}{\partial z} \right\} + \\ & \bar{h}^3 \bar{p} \left\{ \frac{\partial^2 \delta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \delta}{\partial z^2} \right\} - \frac{\Lambda}{2} \left\{ \delta \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} + \bar{h} \frac{\partial \delta}{\partial x} \right\} = \\ & - \bar{h}^3 \left[\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right)^2 \right] - \bar{p} \bar{h}^3 \left\{ \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial z^2} \right\} - \\ & 3 \bar{p} \bar{h}^2 \left\{ \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial z} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right\} + \frac{\Lambda}{2} \left\{ \bar{h} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \bar{p} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} \right\} \end{aligned} \quad (10)$$

运用有限差分格式,将一阶中心差分和二阶中心差分表达式分别代入公式 (10) 中,并整理归类,最终得到如下的系数矩阵表达式

$$\begin{aligned} & a_{i,j} \delta_{i-1,j} + b_{i,j} \delta_{i+1,j} + c_{i,j} \delta_{i,j} + d_{i,j} \delta_{i,j-1} + \\ & e_{i,j} \delta_{i,j+1} = -s_{i,j} \end{aligned} \quad (11)$$

其中 a_{ij} , b_{ij} , c_{ij} , d_{ij} , e_{ij} 和 s_{ij} 分别为系数矩阵.

2.2 网格划分

由于轴承气膜厚度和压力分布关于轴承长度方向的中面对称,所以,在进行压力和气膜厚度

数值分析时,仅取半轴承长度进行计算.轴承内表面(近似等于半长度的轴颈表面)的网格划分如图4所示,对“ z ”向半轴承长度进行“ n_z ”等分,对“ x ”向圆周长度进行“ n_x ”等分,因此,“ z ”向半轴承长度有“ $n_z + 1$ ”个节点,“ x ”向圆周长度有“ $n_x + 1$ ”个节点.定义轴承求解域为 $(0:n_x, 0:n_z)$.

2.3 边界条件

运用牛顿迭代法和有限差分方法进行数值计算时,为满足程序迭代计算要求,涉及到三种气膜压力边界条件,即:环境边界条件、循环(周期)边界条件和对称边界条件.

由于轴承两侧直接与大气压接触,所以轴承两侧气膜压力均与大气压相等,图4中所示的环境边界条件表示为

$$\bar{p}(0:n_x, 0) = 1 \quad (12)$$

相应的循环边界条件为

$$\bar{p}(0, 0:n_z) = \bar{p}(n_x, 0:n_z) \quad (13)$$

$$\bar{p}(1, 0:n_z) = \bar{p}(n_x + 1, 0:n_z) \quad (14)$$

对称边界条件为

$$\bar{p}(0:n_x, n_z - 1) = \bar{p}(0:n_x, n_z + 1) \quad (15)$$

$$\frac{\partial \bar{p}_{i,j}}{\partial z} = 0, (i = 0:n_x, j = n_z) \quad (16)$$

当轴承初始静止状态无半径间隙和预载荷时,数值计算中初始气膜压力分布需满足如下条件

$$\bar{p}(1:n_x, 1:n_z) > \bar{p}_{\max} + 1 \quad (17)$$

当轴承有预载荷时,数值计算中初始气膜压力分布需满足如下条件

$$\bar{p}(1:n_x, 1:n_z) > \bar{p}_{\max} + \bar{p}_{\text{pre}} + 1 \quad (18)$$

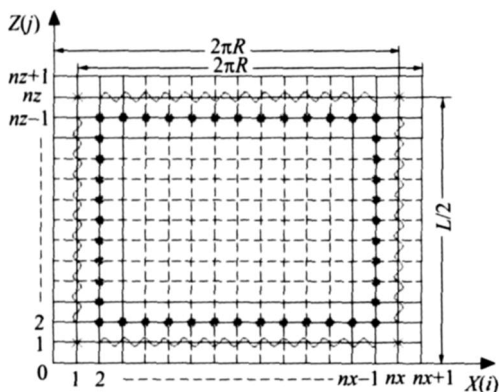


图4 轴颈表面网格划分示意图

Fig.4 Grids schematic of shaft journal surface

2.4 收敛判断

数值计算的收敛判断公式如下:

$$\sqrt{\sum_{j=1}^{n_x} \sum_{i=1}^{n_z} \left(\frac{\Delta \bar{p}_{i,j}}{\bar{p}_{i,j}} \right)^2} \leq 10^{-6} \quad (19)$$

2.5 载荷、偏位角求解

迭代计算结果收敛后,获得稳定状态下在求解域内所有节点的气膜压力分布和气膜厚度分布值.轴承承载力通过对轴颈表面的求解域进行压力积分得到.垂直、水平方向及总承载力 W_1, W_2 和 W 计算式如下:

$$W_1 = 2 \int_0^{2\pi R} \int_0^{L/2} (p - p_0) \sin \left(\frac{x}{R} \right) dx dz \quad (20)$$

$$W_2 = 2 \int_0^{2\pi R} \int_0^{L/2} (p - p_0) \cos \left(\frac{x}{R} \right) dx dz \quad (21)$$

$$W = \sqrt{W_1^2 + W_2^2} \quad (22)$$

偏位角 ϕ 计算式如下:

$$\phi = \arctan \left(-\frac{W_1}{W_2} \right) \quad (23)$$

2.6 耦合求解程序流程图

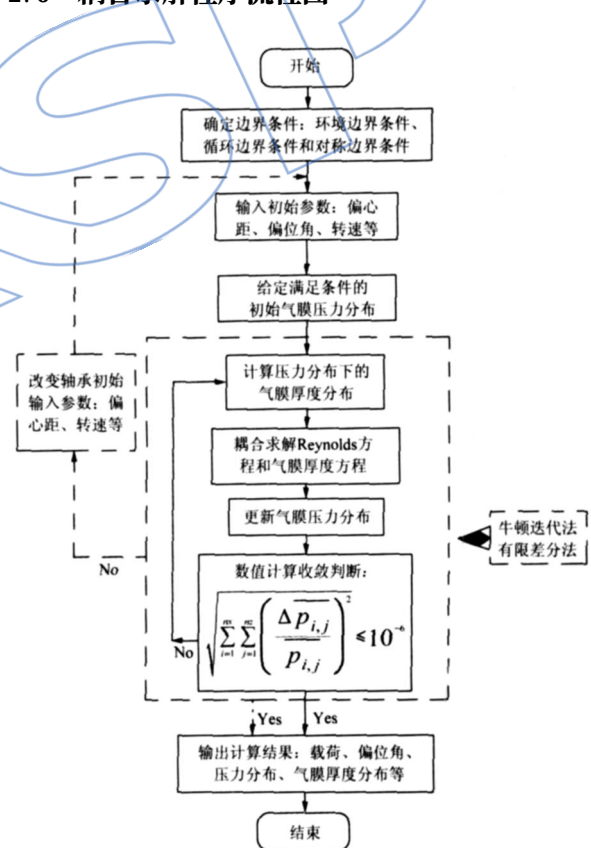


图5 数值求解程序流程图

Fig.5 Program solution flowchart

3 结果分析

轴承结构模型算例参数[8]如表1所示.

在进行数值仿真分析时,为了避免轴颈表面与平箔片相接触并保证存在初始最小气膜厚度

值,在给定初始气膜压力分布时,所给初始气膜压力分布条件公式(17)或(18)是非常必要的,并必须得到保证.

图 6 (a)和(b)分别为转速 $\omega=30\,000\text{ r/min}$ 、箔片初始径向变形量 $\Delta=0.01\text{ mm}$ 时不同偏心距所对应的轴承中分面气膜厚度分布和气膜压力分布情况.在箔片初始径向变形量 Δ 一定的情况

下,随着偏心距 e 的增加,气膜压力增大,其承载力近似成线性增涨,如图 7 所示.同时,不同箔片的初始变形量对轴承承载力作用也有明显影响,当箔片有微小变形量 $\Delta=0.005\text{ mm}$ 和 0.01 mm 时,轴承承载力相对于无箔片初始变形情况分别提高了近 5 %和 10 %.

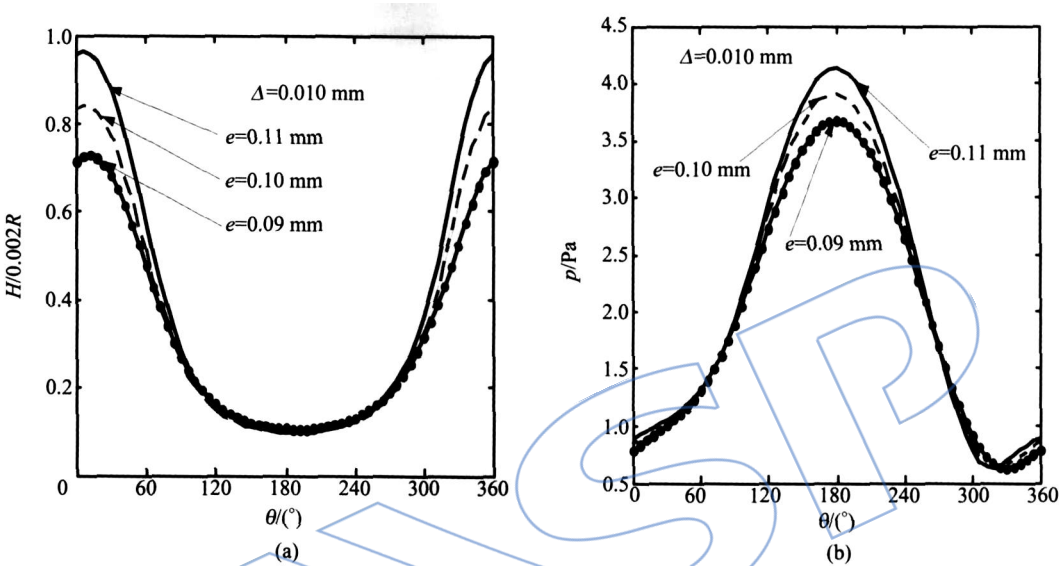


图 6 转速 $\omega=30\,000\text{ r/min}$ 、箔片初始径向变形量 $\Delta=0.01\text{ mm}$ 时不同偏心距对应的气膜厚度分布(a)和气膜压力分布(b)

Fig. 6 Film thickness (a) and pressure distribution (b) with different eccentricities when $\omega=30\,000\text{ r/min}$ and foil initial predeformation $\Delta=0.01\text{ mm}$

表 1 波箔型气体轴承和润滑气体参数

Table 1 Bump foil bearing and lubricant (air) data	
参 数	数 值
轴颈半径 $R/10^{-3}\text{ m}$	50
轴承长度 $L/10^{-3}\text{ m}$	75
平箔片厚度 $t_f/10^{-6}\text{ m}$	101.6
波纹箔片厚度 $t_b/10^{-6}\text{ m}$	76.2
波纹箔片高度 $h_b/10^{-3}\text{ m}$	0.63
波纹箔片单位长度 $s/10^{-3}\text{ m}$	4.064
波纹箔片波纹长度 $2l/10^{-3}\text{ m}$	3.434
波箔杨氏模量 $E/(N/10^9\text{ m}^2)$	207
波箔泊松比 ν	0.3
气体动力粘度 $\eta/10^{-5}\text{ Pa}\cdot\text{s}$	1.932
气体密度 $\rho_0/(\text{kg}/\text{m}^3)$	1.1614
环境大气压力 $p_0/10^5\text{ Pa}$	1.01325

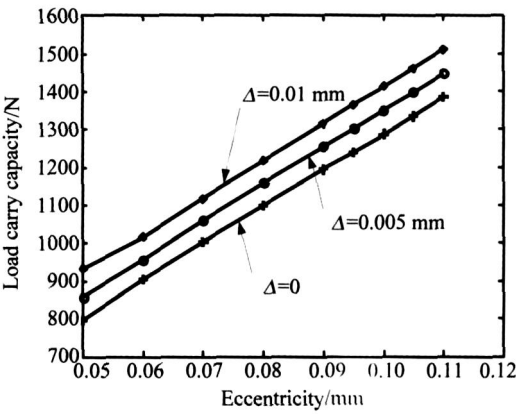


图 7 转速 $\omega=30\,000\text{ r/min}$ 、箔片初始径向变形量分别为 $\Delta=0,0.005\text{ mm}$ 和 0.01 mm 时不同偏心距对应的轴承承载力比较

Fig. 7 Load capacities comparison with different eccentricities when $\omega=30\,000\text{ r/min}$ and $\Delta=0,0.005\text{ mm}$ and 0.01 mm respectively

图 8 (a) 和 (b) 分别为转速 $\omega=30\,000\text{ r/min}$ 、偏心距 $e=0.10\text{ mm}$ 时不同箔片径向预变形量 Δ 对应的中分面气膜厚度分布和气膜压力分布情况. 随着箔片初始径向变形量 Δ 的增加, 最小气

膜厚度附近均匀分布区域加大, 轴承的旋转稳定性增强. 同时, 最小气膜厚度附近均匀分布区域的压力也升高, 轴承承载力也接近线性增涨, 如图 9 所示.

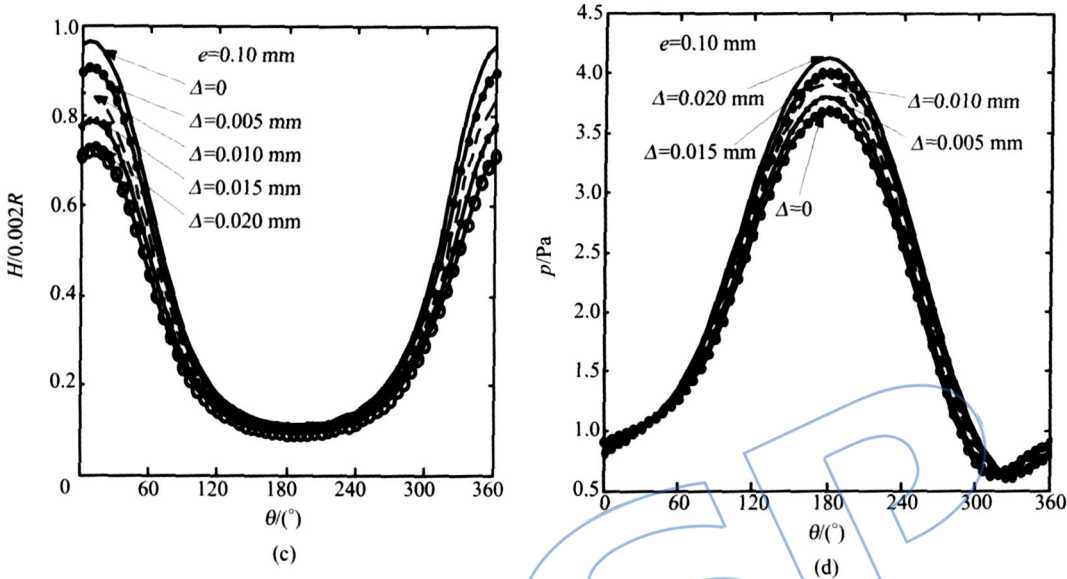


图 8 转速 $\omega=30\,000\text{ r/min}$ 、偏心距 $e=0.10\text{ mm}$ 时不同箔片初始径向变形量 Δ 对应的气膜厚度分布(a)和压力分布(b)

Fig. 8 Film thickness (a) and pressure distribution (b) with different foil initial predeformation Δ when $\omega=30\,000\text{ r/min}$ and $e=0.10\text{ mm}$

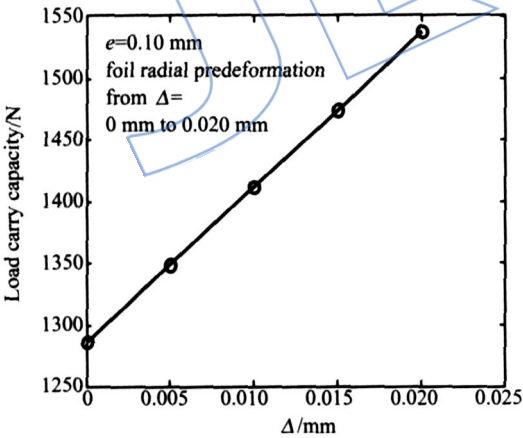


图 9 转速 $\omega=30\,000\text{ r/min}$ 、偏心距 $e=0.10\text{ mm}$ 时不同箔片初始径向变形量 Δ 对应的轴承承载力比较

Fig. 9 Load capacities comparison with different foil initial predeformation Δ when $\omega=30\,000\text{ r/min}$ and $e=0.10\text{ mm}$

图 10 为转速 $\omega=30\,000\text{ r/min}$ 、 $e=0.10\text{ mm}$ 时不同名义半径间隙 C 和箔片初始径向变形量 Δ 对应的气膜厚度分布图 10 (a) 和气膜压力分布图

10 (b). 从图分布特点可知, 名义半径间隙值 C 越大, 最小气膜厚度附近均匀分布区域越小, 轴承的旋转稳定性和承载作用力都降低. 当 $C=0.005\text{ mm}$ 时, 轴承承载力为 $1\,224\text{ N}$, 当 $C=0.01\text{ mm}$ 时, 轴承承载力为 $1\,162\text{ N}$, 分别相对于 $\Delta=0.005\text{ mm}$ 和 0.01 mm 时的承载力降低近 4.85% 和 13.86% .

图 11 和图 12 分别为轴承存在箔片初始径向变形 Δ 和名义半径间隙 C 的气膜压力分布情况. 比较可知, 箔片初始径向变形的波箔型气体轴承结构的承载力明显高于存在名义半径间隙的波箔型气体轴承结构承载作用力.

图 13 表明轴承承载能力随着转速升高而不断增加, 同时各转速下, 轴承箔片预变形越大承载力愈大.

由上面计算分析可知, 通过优化轴承箔片结构, 增加轴承箔片预变形等方法可有效提高轴承的承载能力和运转稳定性.

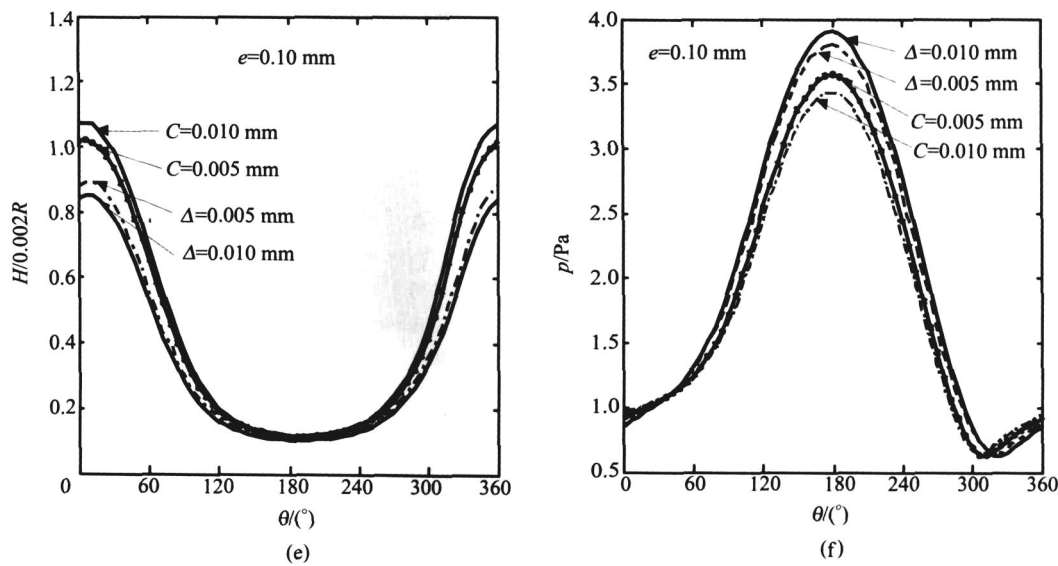


图 10 $\omega=30\,000$ r/min、偏心距 $e=0.10$ mm 时不同名义半径间隙 C 和箔片初始径向变形量 Δ 对应的轴承气膜厚度分布 (a) 和气膜压力分布 (b)

Fig. 10 Film thickness (a) and pressure distribution (b) with different nominal radial clearances and different foil initial predeformation Δ when $\omega=30\,000$ r/min and $e=0.10$ mm

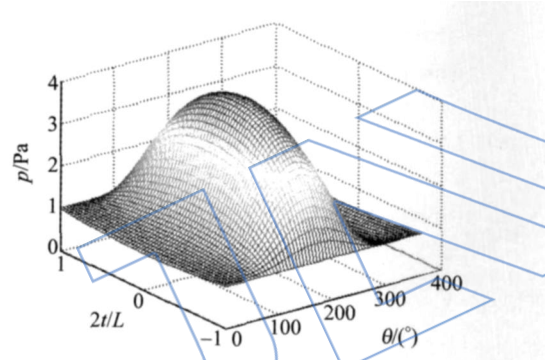


图 11 转速 $\omega=30\,000$ r/min、偏心距 $e=0.10$ mm、箔片初始径向变形 $\Delta=0.01$ mm 时的气膜压力分布图

Fig. 11 Pressure distribution when $\omega=30\,000$ r/min, eccentricity $e=0.10$ mm and foil initial predeformation $\Delta=0.01$ mm

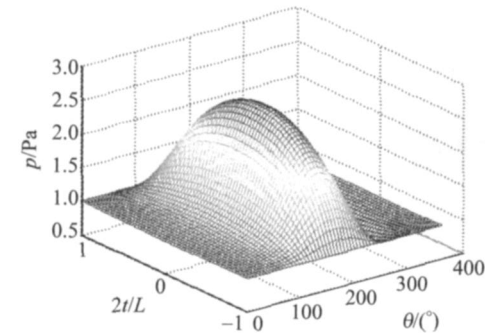


图 12 转速 $\omega=30\,000$ r/min、偏心距 $e=0.10$ mm 和轴承名义半径间隙 $C=0.05$ mm 时的气膜压力分布图

Fig. 12 Pressure distribution when $\omega=30\,000$ r/min, eccentricity $e=0.10$ mm and nominal radial clearance $C=0.05$ mm

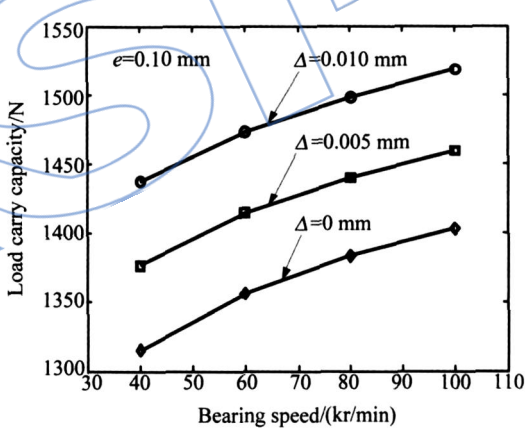


图 13 偏心距 $e=0.10$ mm 时不同转速和箔片预变形所对应的轴承承载作用力比较

Fig. 13 Load capacities comparison with different speed and foil predeformation when $e=0.10$ mm

4 结 论

本文在综合考虑气体可压缩性和箔片变形等因素的基础上建立了波箔型气体轴承无名义半径间隙和有箔片预变形等情况的气膜厚度数学模型和轴承理论分析模型. 采用牛顿迭代法和有限差分方法耦合求解 Reynolds 方程和气膜厚度方程进行数值仿真分析. 结合具体算例, 对比分析了轴承在不同名义半径间隙 C 和不同箔片初始径向变形 Δ 情况下的气膜厚度分布、气膜压力分布和轴承承载作用力等静特性. 结果表明, 在一定的转速和偏心情况下, 轴承的名义半径间隙大小和轴

承箔片预变形大小对轴承的旋转稳定性和承载力有明显的影响,轴承名义半径间隙越大,稳定性越差,承载力越低.同时,轴承有箔片预变形情况比轴承有名义半径间隙情况体现出更加优良的稳定性和承载作用力.该种数值分析方法在仿真计算中体现出了良好的收敛特性.

参考文献:

- [1] DellaCorte C, Zaldana A R, Radil K C. A systems approach to the solid lubrication of foil gas bearings for oil-free turbomachinery[J]. ASME J. Tribol., 2004, 126: 200-207.
- [2] Agrawal G L. Foil gas/ gas bearing technology - An overview[R]. ASME J., GT-347, 1997.
- [3] DellaCorte C, Nalco M J. Load capacity estimation of foil gas journal bearings for oil-free turbomachinery applications[R]. NASA, TM-209782, 2000.
- [4] Ku C P P, Heshmat H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis: Part 1 - Theoretical model Including strip and variable bump foil geometry[J]. ASME J. Tribol., 1992, 114: 394-400.
- [5] Heshmat H, Shapiro W, Gray S. Development of foil journal bearing for high load capacity and high speed whirl stability[J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1982, 104: 149-156.
- [6] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings[J]. ASME J. Tribol., 1983, 105: 647-655.
- [7] Peng Z C, Khonsari M M. Hydrodynamic analysis of compliant foil bearings with compressible gas flow[J]. ASME J. Tribol., 2004, 126: 542-546.
- [8] Peng Z C, Khonsari M M. A thermohydrodynamic analysis of foil journal bearings[J]. ASME J. Tribol., 2006, 128: 534-541.
- [9] Kim T H, San André L. Limits for high-speed operation of gas foil bearings[J]. ASME J. Tribol., 2006, 128: 670-673.
- [10] Heshmat H. Advancements in the performance of aerodynamic foil journal bearings: High speed and load capability[J]. ASME J. Tribol., 1994, 116: 287-295.
- [11] Walowit J A, Anno J N. Modern developments in lubrication mechanics[M]. London: Applied Science Publishers Ltd., 1975.
- [12] Ku C P P, Heshmat H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis: Part 1 - Theoretical model including strip and variable bump foil geometry[J]. ASME J. Tribol., 1992, 114: 394-400.
- [13] Salehi M, Swanson E, Heshmat H. Thermal features of compliant foil bearings-theory and experiments[J]. ASME J. Tribol., 2001, 123: 566-571.
- [14] Lez S L, Arghir M, Frene J. Static and dynamic characterization of a bump-type of foil bearing structure[J]. ASME J. Tribol., 2007, 129: 75-83.
- [15] Lo C Y, Wang C C, Lee Y H. Performance analysis of high-speed spindle aerostatic bearings[J]. Tribology International, 2005, 38: 5-14.