

# 基于库伦摩擦效应的箔片轴承极限承载力 理论与试验

徐方程, 刘占生, 张广辉, 马瑞贤

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

**摘 要:** 基于有限单元法建立了考虑库伦摩擦的波箔型径向气体箔片轴承的箔片结构模型, 采用有限差分法和有限单元法耦合求解 Reynolds 方程和气膜厚度方程, 通过求解轴颈达到极限偏心率时的轴承极限承载力, 研究了箔片结构库伦摩擦效应对轴承极限承载力的影响规律, 并搭建了轴承极限承载力测试试验台, 利用温度法测量了两个具有不同轴承壳内表面粗糙度的波箔型径向气体箔片轴承的轴承极限承载力. 通过对比分析仿真结果与试验结果表明: 轴承壳圆柱孔内表面粗糙度为  $0.4\mu\text{m}$  的轴承在  $10000\text{r/min}$  和  $20000\text{r/min}$  下, 轴承极限承载力分别为  $15.5\text{N}$  和  $42.3\text{N}$ ; 而表面粗糙度为  $1.6\mu\text{m}$  的轴承极限承载力为  $10.9\text{N}$  和  $29.6\text{N}$ . 这是由于波纹箔片和轴承壳体之间的库伦摩擦力增大了波纹箔片的刚度, 因此增大箔片结构摩擦因数使得轴承极限承载力降低, 并且仿真结果变化趋势和试验结果变化趋势吻合.

**关 键 词:** 波箔型径向气体箔片轴承; 库伦摩擦效应; 有限单元法; 轴承极限承载力;  
极限承载力试验; 平箔片温度

**中图分类号:** V229<sup>+</sup>.2; TH133.37

**文献标志码:** A

## Theory and experiment of foil bearing limiting load capacity based on Coulomb friction effect

XU Fang-cheng, LIU Zhan-sheng, ZHANG Guang-hui, MA Rui-xian

(School of Energy Science and Engineering,  
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

**Abstract:** The foil structural finite element model of bump-type gas foil journal bearing was developed in consideration of Coulomb friction in foil structure. The compressible gas lubricated Reynolds equation and the film thickness equation were solved together by using finite element method and finite difference method. The Coulomb friction effect on bearing limiting load capacity were studied when the journal eccentricity reached the limit. The test bed was established to test the limiting load capacity for two bump-type gas foil journal bearings with different roughness of bearing housing cylindrical hole surface by using temperature method. The numerical and experimental results were compared, indicating that the bearing limiting load capacities with roughness of bearing housing cylindrical hole surface  $0.4\mu\text{m}$  at speed  $10000\text{r/min}$  and  $20000\text{r/min}$  are  $15.5\text{N}$  and  $42.3\text{N}$  respectively, while the bearing limiting load capacities with roughness  $1.6\mu\text{m}$  are  $10.9\text{N}$  and  $29.6\text{N}$  respectively. The bearing limiting load capacity decreases with the increasing of roughness of bearing housing cylindrical hole surface due to the enhanced stiffness of bump foil caused by Coulomb

收稿日期:2012-12-30

基金项目:国家自然科学基金(51106035); 航空科学基金(20110377005)

作者简介:徐方程(1985—),男,浙江金华人,博士生,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.

friction force in foil structure, and the trend of numerical results agrees well with the experimental results.

**Key words:** bump-type gas foil journal bearing; Coulomb friction effect;  
finite element method; bearing limiting load capacity;  
limiting load capacity experiment; temperature of top foil

气体箔片轴承是一种自作用式气体动压轴承,相对于油润滑滑动轴承和滚动轴承具有无需润滑油系统、工作转速高、环境适应力强等特点<sup>[1]</sup>,因此在微型高速旋转机械,如透平膨胀机<sup>[2]</sup>和微小型燃气轮机具有广阔的应用前景<sup>[3]</sup>。

目前对气体箔片轴承的理论研究主要集中在平箔片和波纹箔片的物理建模。波纹箔片刚度计算公式最早由 Walowit 等人<sup>[4]</sup>通过结构力学的方法给出。1983 年, Heshmat 等人<sup>[5-6]</sup>基于 Walowit 波纹箔片刚度公式建立了箔片结构等效弹性基础模型,通过采用有限差分法求解气体 Reynolds 方程数值分析了径向和推力箔片轴承的气膜压力分布。1992 年, Roger 和 Heshmat<sup>[7]</sup>将摩擦因数引入箔片结构当中,通过建立并求解箔片结构的静力学平衡方程数值分析了库伦摩擦效应对箔片轴承结构刚度的影响。1999 年, Iordanoff<sup>[8]</sup>采用相同的方法研究了单个波纹箔片滑移和固定两种状态下波纹箔片的刚度特性,仿真结果表明波纹箔片一端固定能够大大提高波纹箔片的刚度。

对气体箔片轴承的试验研究方面主要集中在轴承性能参数的测试,如起飞转速、刚度特性以及 8 参数的测试。2006 年 Rubio 和 Andrés<sup>[9]</sup>对波箔型径向气体箔片轴承结构刚度进行了试验研究,试验结果表明波箔型径向气体箔片轴承静刚度呈现非线性特征。2007 年 Salehi 等人<sup>[10]</sup>试验研究了气体箔片轴承结构刚度和结构阻尼,试验结果表明静态载荷以及激振频率都是影响箔片轴承结构阻尼的重要因素。2010 年 Conlon 等人<sup>[11]</sup>对第一代和第二代波箔型径向气体箔片轴承进行了静态和动态特性对比试验,研究表明第二代波箔型径向气体箔片轴承具有更高的轴承承载力、动刚度以及阻尼。2011 年 Rudloff 等人<sup>[12]</sup>试验研究了第一代箔片轴承的起飞摩擦力矩和 8 参数,试验过程中利用类似鼠笼弹性支承的装置来避免测试过程中轴承偏心带来的影响。2011 年 Andrés 等人<sup>[13]</sup>试验研究了转轴温度对第二代箔片轴承的结构刚度和能量耗散特性的影响,研究表明随着转轴温度的升高,箔片轴承的结构刚度和黏性阻

尼系数都增大,此外波纹箔片与轴承壳体之间的干摩擦特性也会对结构阻尼造成影响。2012 年 Kim 等人<sup>[14]</sup>对波箔型径向气体箔片轴承的热特性进行了试验研究,测量了不同转速和载荷下波箔型径向气体箔片轴承中截面的温度,研究了转速和静载荷对下波箔型径向气体箔片轴承表面温度的影响。

轴承极限承载力是气体箔片轴承主要性能参数之一,虽然对气体箔片轴承特性的试验研究很多,但是轴承极限承载力的试验研究还很少,只有 Kumar 和 Kim<sup>[15]</sup>发表了相关文献,但他们研究的对象是动静混合气体箔片轴承,并没有对纯动压气体箔片轴承进行试验研究,并且在理论计算方面也鲜有相关文献。因此本文采用基于有限单元法建立的考虑库伦摩擦的波纹箔片结构模型,基于有限差分法和有限单元法耦合求解 Reynolds 方程和箔片变形方程,通过求解轴颈达到极限偏心率时的轴承极限承载力,研究了箔片结构库伦摩擦效应对轴承极限承载力的影响规律,并且试验研究了两个具有不同轴承壳内表面粗糙度的波箔型径向气体箔片轴承的轴承极限承载力,对仿真结果与试验结果进行了对比分析。

## 1 理论建模

### 1.1 Reynolds 方程和气膜厚度方程

波箔型径向气体箔片轴承(以下简称箔片轴承)结构简图如图 1 所示,基于理想绝热气体假设的箔片轴承气体 Reynolds 方程可写为

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

其中  $x$  为箔片轴承圆周方向坐标(m),  $z$  为箔片轴承长度方向坐标(m),  $h$  为气膜厚度(m),  $R$  为轴颈半径(m),  $p$  为气膜压力(Pa),  $\omega$  为轴颈旋转速度(rad/s),  $\eta$  为气体动力黏度(Pa·s)。

将 Reynolds 方程(式(1))中参数进行无量纲化

$$\bar{x} = \frac{x}{0.5L} \quad \bar{z} = \frac{z}{0.5L}$$

$$\bar{p} = \frac{p}{p_0} \quad \bar{h} = \frac{h}{0.002R} \quad (2)$$

其中  $L$  为箔片轴承长度(m),  $p_0$  为环境大气压力(Pa).

将无量纲参数式(2)代入 Reynolds 方程式(1), 得到 Reynolds 方程的无量纲形式

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right] = \Lambda_x \frac{\partial}{\partial x} (\bar{p} \cdot \bar{h}) \quad (3)$$

这里定义

$$\Lambda_x = \frac{6R\omega\eta L}{p_0(0.002R)^2} \quad (4)$$

箔片轴承气膜厚度  $h$  为

$$h = C + e \cos(\theta - \varphi) + w_d \quad (5)$$

其中  $C$  为箔片轴承半径间隙(m),  $e$  为轴颈偏心距(m),  $\theta$  为箔片轴承圆周方向角度( $^\circ$ ),  $\varphi$  为轴颈偏位角( $^\circ$ ),  $w_d$  为平箔片沿箔片轴承径向方向变形量(m).

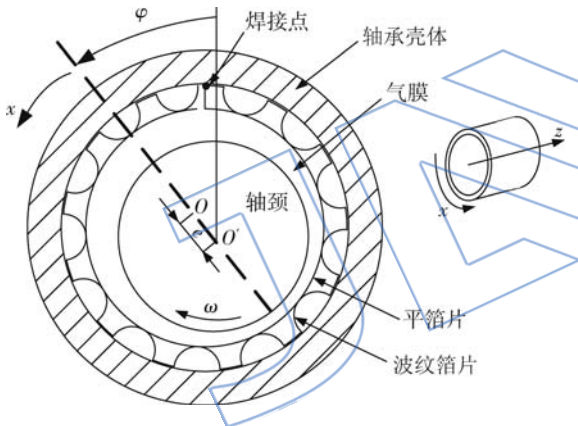


图1 箔片轴承结构简图

Fig.1 Structure diagram of foil bearing

## 1.2 箔片结构库伦摩擦模型

鉴于轴承曲率半径对其静特性影响很小<sup>[13]</sup>, 因此本文采用将平箔片平展开后的一维欧拉梁模型, 同时引入箔片结构中平箔片和波纹箔片之间以及波纹箔片和轴承壳体之间的摩擦因数, 将波纹箔片简化为多段欧拉梁有限元模型. 波纹箔片的结构如图2所示, 其中  $s$ ,  $l$ ,  $t_b$  分别为波纹箔片单位长度、半波纹长度和厚度.

图3、图4和图5分别为波纹箔片受力前后变形示意图、波纹箔片结构摩擦模型受力图以及波纹箔片刚度计算流程图, 模型以及箔片刚度计算过程具体说明见文献[16]. 图3和图4中, 第  $i$  和  $i+1$  个波纹箔片受到  $W_i$  和  $W_{i+1}$  的压力作用,

并且在竖直方向  $y$  向使箔片产生  $v_i$  和  $v_{i+1}$  的位移, 单个波纹箔片左右两边的支反力分别用  $N_l$  和  $N_r$  表示.  $\mu_b$  为平箔片和波纹箔片之间的摩擦因数,  $\mu$  为波纹箔片和轴承壳体之间的摩擦因数,  $h_b$  为波纹箔片高度. 在获得波纹箔片的刚度特性后, 利用有限元法将波纹箔片刚度直接加到平箔片一维欧拉梁的对应节点上, 得到整个箔片结构的有限元刚度矩阵(箔片结构模型如图6所示), 以便通过附加边界约束条件和平箔片模型上各节点受到的气体压力求解不同箔片轴承工况下箔片的变形量.

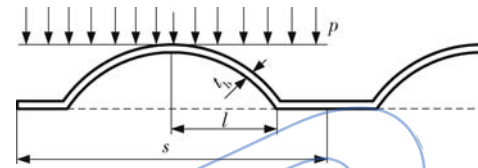


图2 波纹箔片结构示意图

Fig.2 Sketch of bump foil structure

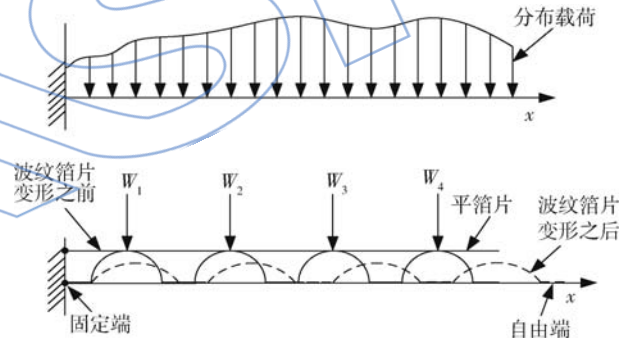


图3 受力作用下波纹箔片变形示意图

Fig.3 Sketch of deflection under load of bump foil

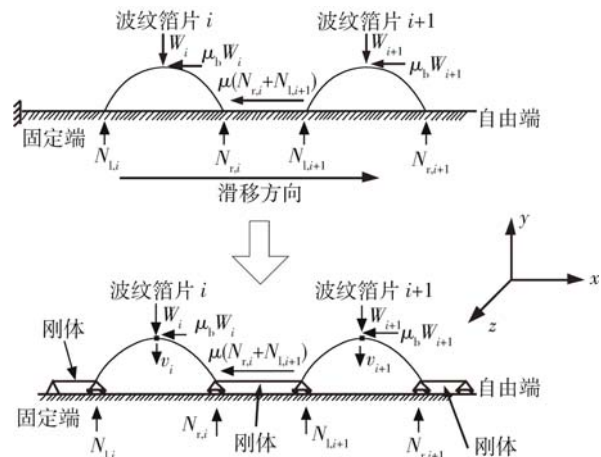


图4 波纹箔片结构摩擦模型示意图

Fig.4 Sketch of friction model for bump foil structure

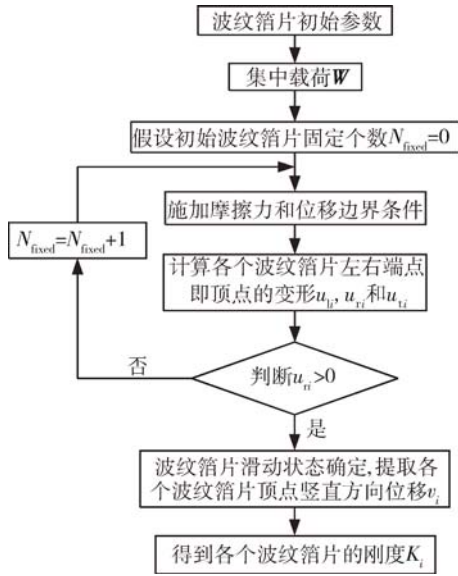


图5 波纹箔片刚度计算流程图

Fig. 5 Flowchart of bump foil stiffness caculation

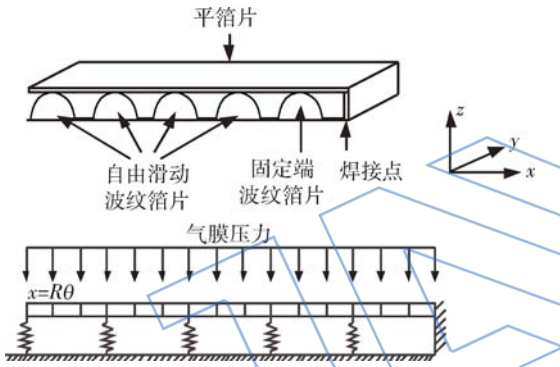


图6 箔片结构模型示意图

Fig. 6 Sketch of foil structural model

## 2 数值仿真与模型准确性验证

### 2.1 有限差分法求解 Reynolds 方程

对式(3)进行 Newton-Raphson 迭代,得到

$$2 \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \bar{h}^3 \delta \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial \delta}{\partial x} \right) \right] + 2 \left[ \frac{\partial}{\partial z} \left( \bar{h}^3 \delta \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial \delta}{\partial z} \right) \right] - \Lambda_x \left[ \bar{h} \frac{\partial \delta}{\partial x} + \delta \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} \right] = - \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial z} \right) - \Lambda_x \frac{\partial (\bar{p} \bar{h})}{\partial x} \right] \quad (6)$$

式中  $\delta$  为相邻节点的无量纲压力差。

式(6)左边和右边展开式分别为

$$\delta \left[ 3\bar{h}^2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \bar{h}^3 \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial x^2} + 3\bar{h}^2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial z} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \bar{h}^3 \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial z^2} \right] +$$

$$\frac{\partial \delta}{\partial x} \left[ 2\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + 3\bar{h}^2 \bar{p} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} \right] + \frac{\partial \delta}{\partial z} \left[ 2\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + 3\bar{h}^2 \bar{p} \frac{\partial \bar{h}}{\partial z} \right] + \bar{h}^3 \bar{p} \left[ \frac{\partial^2 \delta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \delta}{\partial z^2} \right] - \frac{\Lambda_x}{2} \left[ \delta \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} + \bar{h} \frac{\partial \delta}{\partial x} \right] \quad (7)$$

右边

$$- \bar{h}^3 \left[ \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right)^2 \right] - \bar{h}^3 \bar{p} \left[ \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial z^2} \right] - 3\bar{h}^2 \bar{p} \left[ \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial z} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right] + \frac{\Lambda_x}{2} \left[ \bar{h} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \bar{p} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} \right] \quad (8)$$

运用有限差分法,将式(7)和式(8)分别用1阶中心差分法和2阶中心差分形式展开,整理归类后得到如下表达式:

$$a_{i,j} \delta_{i-1,j} + b_{i,j} \delta_{i+1,j} + c_{i,j} \delta_{i,j} + d_{i,j} \delta_{i,j-1} + e_{i,j} \delta_{i,j+1} = -s_{i,j} \quad (9)$$

其中  $a_{i,j}$ ,  $b_{i,j}$ ,  $c_{i,j}$ ,  $d_{i,j}$ ,  $e_{i,j}$  和  $s_{i,j}$  为系数矩阵。本文中箔片轴承的求解区域、边界条件的约束以及箔片轴承特性仿真流程均与文献[16]中的一致,这里不再过多地介绍。

### 2.2 模型准确性验证

为验证模型的准确性,本文将具有不同摩擦因数的箔片结构模型和美国 NASA 的试验结果<sup>[17]</sup>进行对比。表1中列出的是文献[17]中试验用箔片轴承结构参数和仿真参数。考虑到平箔片本身呈圆柱状,其沿箔片轴承长度方向上变形要比沿箔片轴承径向方向变形困难,因此文献[18]中将平箔片和波纹箔片的弹性模量加以区别,平箔片的弹性模量计算公式为

$$E_t = E_b \times S_{fc} \quad (10)$$

式中  $E_t$  和  $E_b$  分别是平箔片和波纹箔片弹性模量,  $S_{fc}$  为平箔片刚性加强因子。文献[17]中  $S_{fc} = 4$ , 因此平箔片弹性模量为  $E_t = 856 \text{ GPa}$ 。

表1 箔片轴承参数<sup>[17]</sup>Table 1 Foil bearing parameters<sup>[17]</sup>

| 参数                        | 数值    |
|---------------------------|-------|
| 轴颈半径 $R/\text{mm}$        | 19.05 |
| 箔片轴承长度 $L/\text{mm}$      | 38.1  |
| 箔片轴承半径间隙 $C/\mu\text{m}$  | 31.8  |
| 平箔片厚度 $t_a/\mu\text{m}$   | 101.6 |
| 波纹箔片厚度 $t_b/\mu\text{m}$  | 101.6 |
| 波纹箔片弹性模量 $E_b/\text{GPa}$ | 214   |
| 波纹箔片泊松比 $\nu$             | 0.29  |
| 波纹箔片半波纹长度 $l/\text{mm}$   | 1.778 |

续表

| 参数                          | 数值    |
|-----------------------------|-------|
| 波纹箔片单位长度 $s/\text{mm}$      | 4.572 |
| 波纹箔片高度 $h_b/\text{mm}$      | 0.508 |
| 波纹箔片半径 $R_b/\text{mm}$      | 3.365 |
| 单个箔片弧形角度 $\theta_b/(\circ)$ | 63.8  |
| 平箔片圆周长度 $l_s/\text{mm}$     | 120   |
| 波纹箔片波纹个数 $N_b$              | 26    |
| 箔片轴承圆周方向网格划分单元数             | 78    |
| 半箔片轴承长度方向网格划分单元数            | 10    |
| 单个波纹箔片欧拉梁单元数                | 10    |

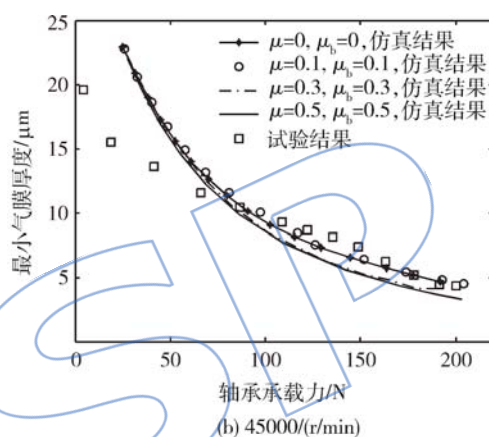
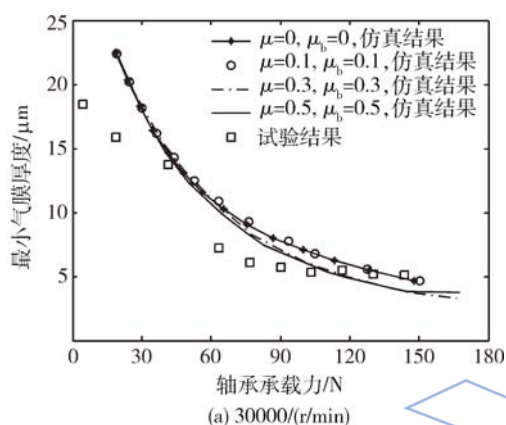


图 7 不同摩擦因数下箔片轴承中截面最小气膜厚度随轴承承载力变化仿真与试验结果对比

Fig. 7 Comparison of the minimum film thickness at foil bearing mid-plane versus bearing load for simulation and test result under different friction coefficients

图 8 是在转速为 30 000 r/min 下,轴承载荷为 134.1 N 时箔片轴承中截面气膜厚度分布仿真

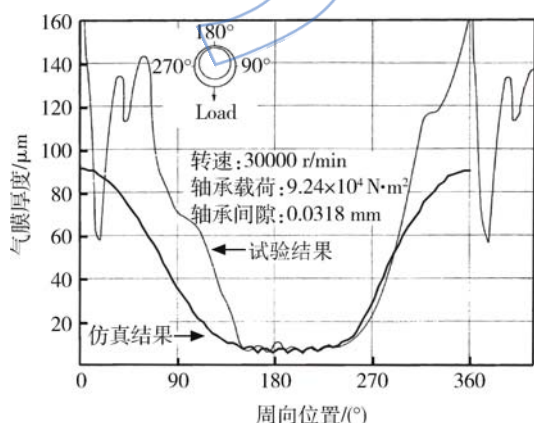
图 8  $\mu=0.1, \mu_b=0.1$  时,箔片结构摩擦模型中截面气膜厚度分布仿真与试验结果<sup>[17]</sup>对比图Fig. 8 Comparison of film thickness distribution of foil structure friction model simulation and test result<sup>[16]</sup> at bearing mid-plane with  $\mu=0.1, \mu_b=0.1$ 

图 7(a),图 7(b)是分别在工作转速为 30 000, 45 000 r/min 时,不同摩擦因数下箔片轴承中截面最小气膜厚度随轴承载力变化仿真结果与文献<sup>[16]</sup>试验值对比.从两个转速的结果图中可以看出:摩擦因数为 0 和 0.1 的仿真结果基本吻合,并且在轴承载荷较大时与文献试验结果较接近,当箔片之间摩擦因数增大时,随着轴承载荷的增大其仿真结果与摩擦因数较小的仿真结果差距越来越明显.

结果与试验结果对比图,箔片结构摩擦模型的摩擦因数为 0.1,图中仿真结果与试验测试结果<sup>[17]</sup>在最小气膜厚度区域符合得较好,在一定程度上验证了本文模型的准确性.

### 3 箔片轴承极限承载力计算

#### 3.1 仿真与试验用箔片轴承参数介绍

仿真与试验用箔片轴承实物图如图 9 所示,图中左侧箔片轴承的轴承壳圆柱孔内(轴承壳与波纹箔片接触面)表面粗糙度  $R_a=0.4 \mu\text{m}$ ,右侧箔片轴承的轴承壳圆柱孔内的表面粗糙度  $R_a=1.6 \mu\text{m}$ .两个箔片轴承的平箔片表面粗糙度相同.表 2 列出了仿真与试验用箔片轴承的结构参数.波纹箔片波纹的个数为 13 个,将每相邻两个波纹之间的平箔片梁模型划分 3 个单元,因此箔片轴承圆周方向为 39 个单元,而半轴承长度方向依然为 10 个单元,波纹箔片单个波纹划分 10 个单元.

#### 3.2 轴承极限承载力计算分析

在对箔片轴承固定转速下轴承极限承载力的



图9 两个不同轴承壳圆柱孔内表面粗糙度的箔片轴承

Fig. 9 Two foil bearings with different roughness of bearing housing cylindrical hole surface

仿真计算时,将转子的偏心率逐步增大,当转子偏心率大到一定值不能再变化时,此时箔片不能再变形,箔片轴承达到该转速下的极限转速。仿真用箔片轴承平箔片与波纹箔片之间以及波纹箔片和轴承壳之间的摩擦因数未知,因此在仿真时采用了多组摩擦因数,用于全面分析箔片结构摩擦因数对轴承极限承载力的影响。对转速为10000 r/min和20000 r/min下轴颈静平衡位置仿真结果如图10和图11所示,从两个转速下的平衡半

表2 箔片轴承结构参数

Table 2 Foil bearing structural parameters

| 参数                          | 数值       |
|-----------------------------|----------|
| 轴颈直径/mm                     | 19.78    |
| 箔片轴承直径/mm                   | 19.82    |
| 箔片轴承长度/mm                   | 20.0     |
| 平箔片厚度/mm                    | 0.16     |
| 波纹箔片厚度/mm                   | 0.16     |
| 波纹箔片半波长/mm                  | 1.75     |
| 波纹箔片高度/mm                   | 0.5      |
| 波纹箔片单位长度/mm                 | 4.2      |
| 波纹箔片波纹个数                    | 13       |
| 轴承壳圆柱孔内表面粗糙度/ $\mu\text{m}$ | 0.4, 1.6 |

圆图可以看出:随着箔片结构摩擦因数的增大,轴颈极限偏心率( $\epsilon = e/c$ )一直减小,偏心率从摩擦因数为0.1时的接近2到摩擦因数为0.5时的近似于1,说明箔片间库伦摩擦效应对箔片的变形有阻碍作用。

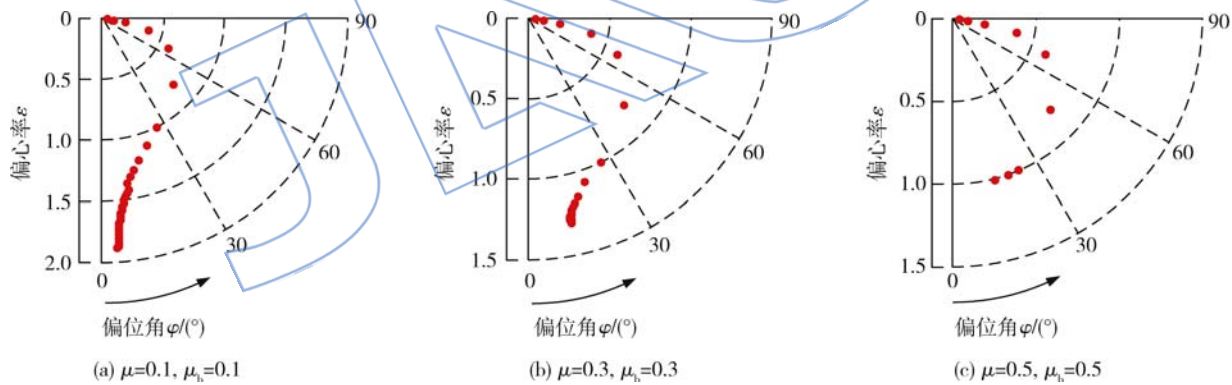


图10 转速为10000 r/min时,具有不同摩擦因数的箔片结构摩擦模型平衡半圆

Fig. 10 Balance semi-circle of foil structural friction model with different friction coefficients at speed of 10000 r/min

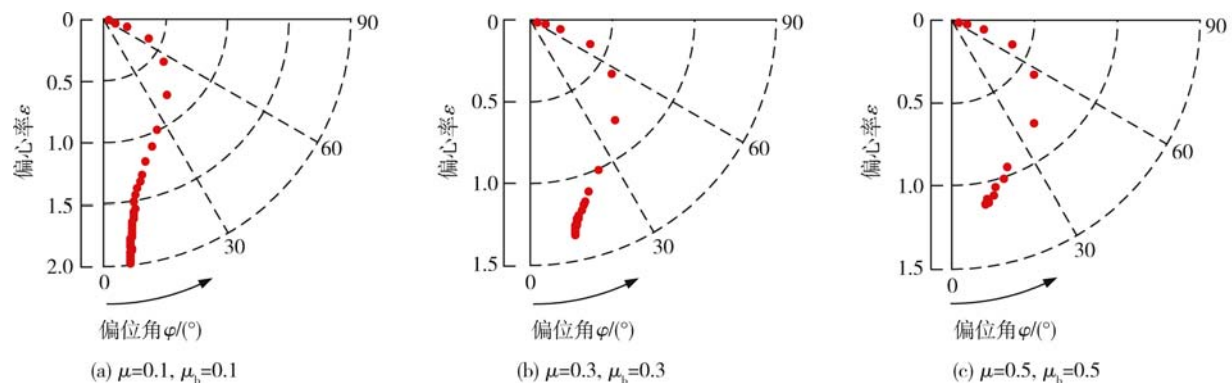


图11 转速为20000 r/min时,具有不同摩擦因数的箔片结构摩擦模型平衡半圆

Fig. 11 Balance semi-circle of foil structural friction model with different friction coefficients at speed of 20000 r/min

将两个转速下的轴承极限承载力计算结果汇总如表 3 所示,从表中结果可以看出:当轴颈转速一定时,箔片轴承的轴承极限承载力随着箔片结构摩擦因数的增大而减小,这是由于随着箔片结构摩擦因数的增大,波纹箔片整体刚度增大(如图 12 所示),箔片轴承表面越来越刚性化,轴承极限承载力下降.此外在相同摩擦因数下,转速越高轴承极限承载力越大,这是由于提高转速能使得气膜力增大,相应地轴承极限承载力也随之提高.

表 3 轴承极限承载力计算结果(单位:N)

Table 3 Computing result of bearing limiting load capacity(unit:N)

| 摩擦因数                 | 转速 (r/min) |        |
|----------------------|------------|--------|
|                      | 10 000     | 20 000 |
| $\mu=0.1, \mu_b=0.1$ | 72.0       | 94.4   |
| $\mu=0.3, \mu_b=0.3$ | 47.9       | 67.2   |
| $\mu=0.5, \mu_b=0.5$ | 23.1       | 46.6   |

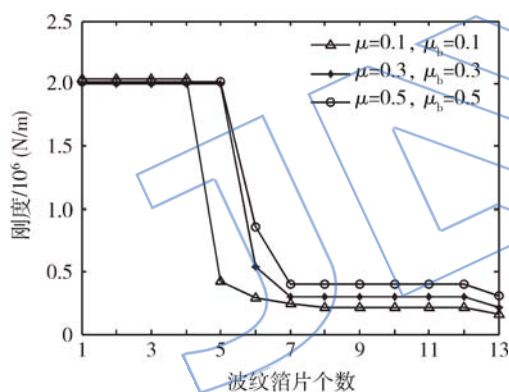


图 12 转速为 10 000 r/min,箔片轴承达到轴承极限承载力时不同摩擦因数下波纹箔片刚度对比图

Fig. 12 Bump foil stiffness comparison for different friction coefficients under bearing limiting load capacity condition at speed of 10 000 r/min

## 4 轴承极限承载力测试及仿真对比分析

### 4.1 试验测试原理

图 13 为轴承承载力测量示意图,图中在平箔片承载处安放一支精密热电偶传感器,热电偶安装在平箔片的背面,位于箔片轴承中心处,用于测量箔片轴承温度.当转子转速一定时,在提高施加在箔片轴承上静载荷的瞬间,平箔片和转子表面存在摩擦导致箔片轴承表面温度升高,此后气膜

力的产生使得平箔片和转子推开,箔片轴承表面温度恒定甚至下降,当施加在箔片轴承上的静载荷增大到气膜力不足以推开平箔片和转子时,导致转子和平箔片不间断地接触摩擦,使得箔片轴承表面的温度持续急剧地升高,由此可以判断此时的静载荷为箔片轴承在该转速下的极限承载力.

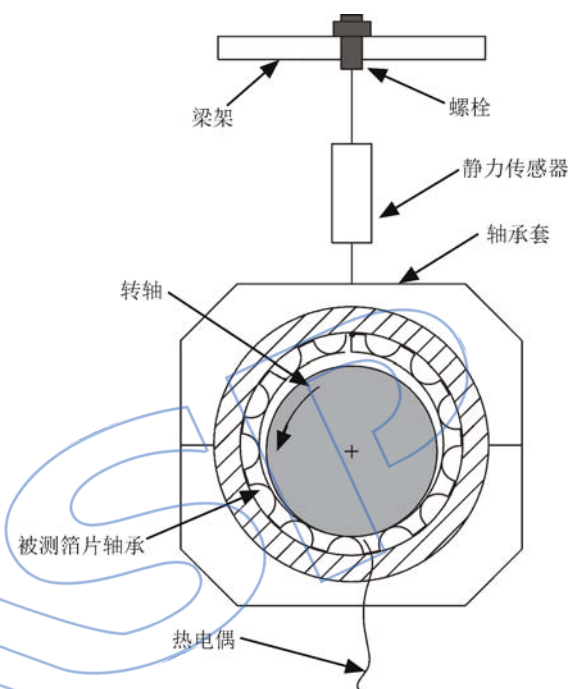


图 13 轴承承载力测量示意图

Fig. 13 Measurement sketch of bearing load capacity

### 4.2 试验台介绍

箔片轴承的轴承承载力测试试验台由试验台本体、数据采集系统、滚动轴承润滑系统以及驱动与控制系统组成,试验台整体照片如图 14 所示,驱动源由高压氮气瓶提供,通过稳压阀控制出口压力,进而控制载荷测试的转速.

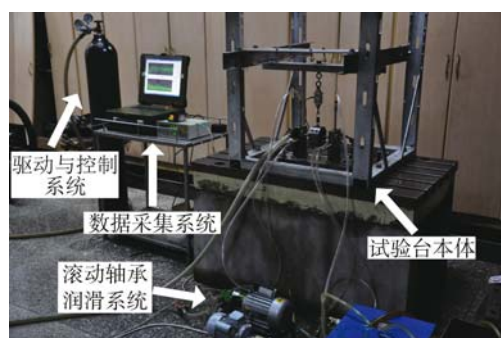


图 14 试验台整体照片

Fig. 14 Overall photo of test bed

试验台本体照片如图 15 所示,被测箔片轴承放置在轴承套中,箔片轴承载荷的调节通过旋转正上方横梁上的螺杆进行,在轴承套与载荷调节螺杆之间安装一支静力传感器,用来测量试验过程中的箔片轴承载荷.转子转速通过光电转速传感器测量.

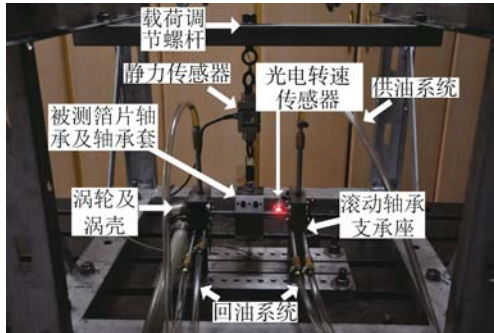


图 15 试验台本体照片

Fig. 15 Photo of test bed

热电偶传感器安装照片如图 16 所示,由于波纹箔片的波纹本身尺寸很小,将热电偶的两条金属丝分别从箔片轴承的两端塞进平箔片与波纹箔片的缝隙中,并在轴承套外部将热电偶用胶布固定在轴承套上,防止试验过程中因转子的振动将热电偶两条金属丝断路.

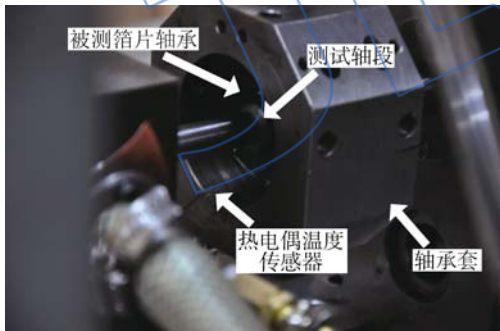


图 16 热电偶传感器安装照片

Fig. 16 Photo of thermocouple sensor installation

图 17 为数据采集系统照片,光电转速传感器测量的转速、箔片轴承温度以及箔片轴承静态载荷分别通过工控机、温度显示仪以及力显示仪显示.

#### 4.3 试验测试结果及分析

本试验在转速为 10000 r/min 和 20000 r/min 下分别对两个箔片轴承进行轴承极限承载力测试,施加载荷与温度变化结果分别如图 18 和图 19 所示,将结果汇总如表 4,试验结果表明:在相

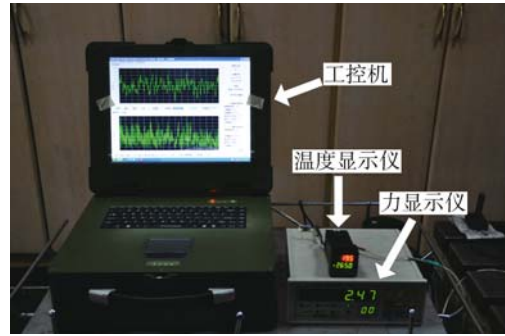


图 17 数据采集系统照片

Fig. 17 Photo of data acquisition system

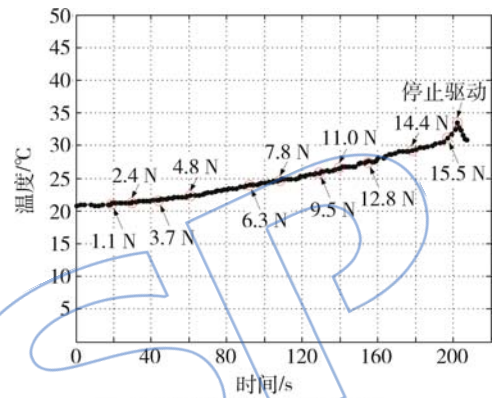
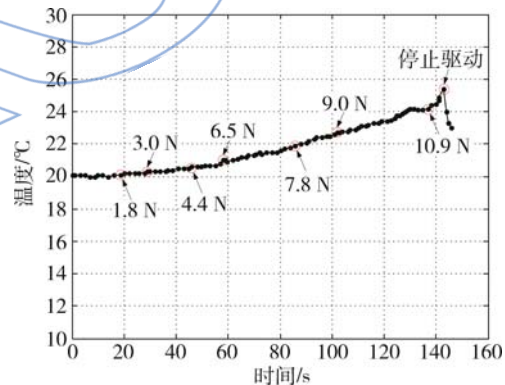
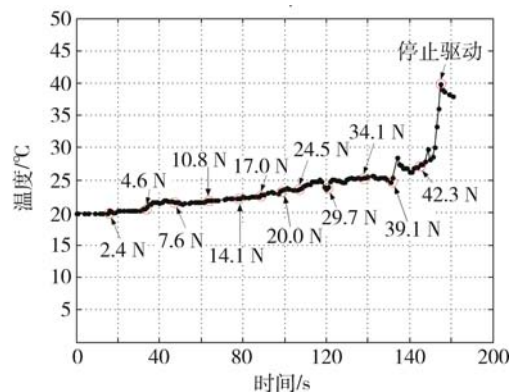
(a) 轴承壳圆柱孔内表面粗糙度  $R_a = 0.4 \mu\text{m}$ (b) 轴承壳圆柱孔内表面粗糙度  $R_a = 1.6 \mu\text{m}$ 

图 18 转速为 10000 r/min 时轴承极限承载力测试结果

Fig. 18 Bearing limiting load capacity test results at speed of 10000 r/min

(a) 轴承壳圆柱孔内表面粗糙度  $R_a = 0.4 \mu\text{m}$

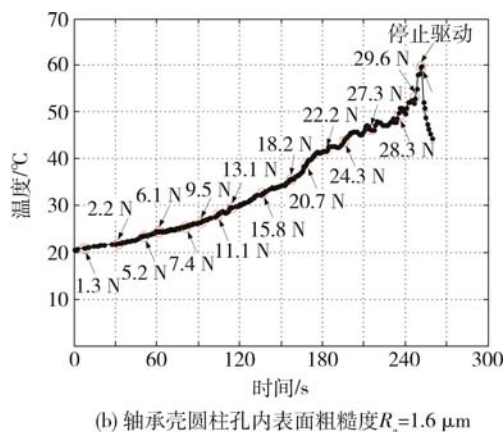


图19 转速为20000 r/min时轴承极限承载力测试结果

Fig. 19 Bearing limiting load capacity test results at speed of 20 000 r/min

表4 轴承极限承载力试验结果(单位:N)

Table 4 Test results of bearing limiting load capacity (unit: N)

| 轴承壳圆柱孔内<br>表面粗糙度/ $\mu\text{m}$ | 转速/(r/min) |        |
|---------------------------------|------------|--------|
|                                 | 10 000     | 20 000 |
| 0.4                             | 15.5       | 42.3   |
| 1.6                             | 10.9       | 29.6   |

同转速下,增大轴承壳内表面粗糙度,能使得轴承极限承载力降低,同时在相同轴承壳内表面粗糙度下,转速越高,轴承极限承载力越大。

#### 4.4 仿真结果与试验结果对比分析

表5为箔片轴承的轴承极限承载力的仿真结果和试验结果,数据对比表明:虽然试验结果和仿

表5 轴承极限承载力仿真结果和试验结果(单位:N)

Table 5 Simulation and test results of foil bearing limiting load capacity (unit: N)

|      | 摩擦因数                            | 转速(r/min) |        |
|------|---------------------------------|-----------|--------|
|      |                                 | 10 000    | 20 000 |
| 仿真结果 | $\mu=0.1, \mu_b=0.1$            | 72.0      | 94.4   |
|      | $\mu=0.3, \mu_b=0.3$            | 47.9      | 67.2   |
|      | $\mu=0.5, \mu_b=0.5$            | 23.1      | 46.6   |
| 试验结果 | 转速(r/min)                       |           |        |
|      | 轴承壳圆柱孔内<br>表面粗糙度/ $\mu\text{m}$ | 10 000    | 20 000 |
|      | 0.4                             | 15.5      | 42.3   |
|      | 1.6                             | 10.9      | 29.6   |

真结果数值的数量级一致,但由于表面粗糙度增大,摩擦因数也随之增大,试验用箔片轴承只有表面粗糙度已知,摩擦因数具体数值未知,因此只能比较轴承极限承载力的变化趋势,并且试验结果变化趋势与仿真计算结果变化趋势一致,轴承极限承载力都是随着摩擦因数的增大而降低。此外,从单个试验结果上看,由于试验过程中驱动形式是高压气源驱动涡轮,因此当施加载荷较大时,加载瞬间平箔片和转子表面的摩擦会使转速降低,这会造成测量结果偏低。

## 5 结 论

通过将库伦摩擦效应引入箔片结构中,利用有限单元法建立了箔片轴承箔片结构模型,采用有限差分法和有限单元法耦合求解 Reynolds 方程和箔片变形方程,对比了箔片轴承静态特性仿真结果与文献[17]试验结果,验证了模型与数值仿真方法的准确性。在此基础上,通过求解轴颈达到极限偏心率时的轴承极限承载力,研究了箔片结构库伦摩擦效应对轴承极限承载力的影响规律,并且对两个具有不同轴承壳内表面粗糙度的箔片轴承进行了轴承极限承载力测试,对比分析了仿真结果和试验结果表明:由于箔片库伦摩擦力起到了阻碍波纹箔片在平箔片和轴承壳体之间沿轴承圆周方向的滑移,在一定程度上增大了波纹箔片的刚度,因此箔片轴承极限承载力随着箔片结构摩擦因数的增大而降低,并且仿真计算结果变化趋势与试验结果变化一致。此外,仿真和试验结果都证明转速越高轴承极限承载力越大。

## 参考文献:

- [1] 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): 021706. 1-021706. 11.
- [2] Kim D J, Andron C, Chang S S, et al. Mesoscale foil gas bearings for palm-sized turbomachinery: design, manufacturing, and modeling [J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2009, 131(4): 042502. 1-042502. 10.
- [3] Agrawal G L. Foil air/gas bearing technology: an overview [R]. ASME Paper 97-GT-347, 1997.
- [4] Walowit J A, Anno J N. Modern developments in lubrication mechanics [M]. London: Applied Science Publishers Limited, 1975.
- [5] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings [J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 647-655.

- [6] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of gas-lubricated compliant thrust bearings[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1983, 105(4): 638-646.
- [7] Roger K C P, Heshmat H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis: Part I theoretical model including strip and variable bump foil[J]. *Journal of Tribology*, 1992, 114(2): 394-400.
- [8] Iordanoff I. Analysis of an aerodynamic compliant foil thrust bearing; method for a rapid design[J]. *Journal of Tribology*, 1999, 121(4): 816-822.
- [9] Rubio D, Andrés L S. Bump-type foil bearing structural stiffness: experiments and predictions[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 2006, 128(3): 653-660.
- [10] Salehi M, Heshmat H, Walton J F. Advancements in the structural stiffness and damping of a large compliant foil journal bearing: an experimental study[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 2007, 129(1): 154-161.
- [11] Conlon M J, Dadouche A, Dmochowski W M, et al. A comparison of the steady-state and dynamic performance of first-and second-generation foil bearings[R]. ASME Paper 2010-GT-23683, 2010.
- [12] Rudloff L, Arghir M, Bonneau O, et al. Experimental analyses of a first generation foil bearing: startup torque and dynamic coefficients[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 2011, 133(3): 092501. 1-092501. 9.
- [13] Andrés L S, 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 Turbine and Power*, 2011, 133(3): 032501. 1-032501. 9.
- [14] Kim T H, Song J W, Lee Y B, et al. Thermal performance measurement of a bump type gas foil bearing floating on a hollow shaft for increasing rotating speed and static load[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 2012, 134(2): 024501. 1-024501. 5.
- [15] Kumar M, Kim D J. Load capacity measurement of hydrostatic bump foil[R]. ASME Paper 2009-GT-59286, 2009.
- [16] 徐方程, 刘占生, 张广辉, 等. 箔片结构库伦摩擦效应对径向箔片轴承特性的影响[J]. *航空动力学报*, 2013, 28(8): 1865-1875.  
XU Fangcheng, LIU Zhansheng, ZHANG Guanghui, et al. Effects of Coulomb friction in foil structure on foil journal bearing performance[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2013, 28(8): 1865-1875. (in Chinese)
- [17] Ruscitto D, Cormick J M, Gray S. Hydrodynamic air lubricated compliant surface bearing for an automotive gas turbine engine: I journal bearing performance[R]. NASA CR-135368, 1978.
- [18] Andrés L S, Kim T H. Improvements to the analysis of gas foil bearings integrating of top foil 1D and 2D structural models[R]. ASME Paper 2007-GT-27249, 2007.