

局部多孔质气浮止推轴承特性研究*

王建敏,戴一帆,李圣怡

(国防科技大学 机电工程与自动化学院,湖南长沙 410073)

摘要:在考虑轴承气膜界面处切向速度滑移的条件下,建立了局部多孔质气浮止推轴承的理论模型,然后使用有限元算法进行了数值仿真,仿真的结果与试验结果取得了一定程度的一致性,说明此新的修改了的雷诺方程可以用来作为局部多孔质气浮止推轴承研究的理论模型。利用该模型,能够成功计算出不同渗透系数、不同厚度及不同直径的局部多孔质气浮轴承的流量、承载及刚度。还从理论上与小孔类型及全多孔质类型的气浮轴承特性进行了对比,结果表明,局部多孔质气浮轴承有着优良的特性及很好的应用前景。

关键词:多孔质轴承;气浮轴承;有限元法;速度滑移;多孔质

中图分类号:TH133.35;TH133.36 **文献标识码:**A

Study of the Characteristics of Partial Porous Air Thrust Bearing

WANG Jian-min, DAI Yi-fan, LI Sheng-yi

(College of Mechatronics Engineering and Automation, National Univ. of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: A nonlinear model based on the finite element method is provided to compute the static characteristics of partial porous gas thrust bearing, considering the tangential velocity slip at the bearing-film interface. Good agreement is achieved between theoretical and experimental results on static load capacity, mass flow and static stiffness. The new modified Reynolds equation is proved to be a proper model to investigate the characteristics of externally pressurized partial porous gas thrust bearing. With a change to the feeding parameters of permeability coefficient, height or diameter of partial porous restrictors, the effect of the steady state characteristics, such as mass rate of flow, load capacity and static stiffness are studied. Also the performance comparison among the thrust bearings with orifice restrictors, partial porous restrictors and whole porous restrictors shows that this kind of bearing has promising potential in application.

Key words: porous bearing; aerostatic bearing; finite element method; slip velocity; porous

多孔质气浮轴承因其具有承载大、高刚度及高阻尼的特性而被大家所关注,目前对全多孔质类型气浮轴承研究较多^[1-3],而对局部型多孔质气浮轴承的研究很少,如文献[4],不考虑速度滑移,仅以一维的方式对局部多孔质圆盘止推轴承做了纯理论的研究;文献[5]则从纯实验的角度对局部多孔质气浮轴承进行了研究,没有具体的理论分析。

多孔质气浮轴承理论计算的关键是分析可压缩气体在多孔质材料中的流动,目前对全多孔质气浮轴承的研究表明,多孔质内的气体流动和气膜间隙内的气体流动是耦合的,而且气体在多孔质材料中的流动和其在轴承表面的流动的边界条件十分复杂。因此理论分析计算的重点是提出多孔质材料中合适的简化流动模型和界面上的边界条件,并简化雷诺方程,从而进行联合求解。

对于全多孔质气浮轴承,一般得到的试验效果并不是很理想,主要原因是:受加工手段的限制,难以得到较低渗透系数的多孔质材料,且全多孔质材料表面的二次加工也存在困难。如材料能否适用于加工,加工后小孔的堵塞,材料的空隙度及透气性的改变,全多孔质材料在压力下的变形等。而对局部多孔质气浮轴承来说,多孔质部分节流面积小,可以不采用二次加工的方法而直接使用,并且结构简单,其带来的速度滑移影响也可减小在一定范围内,因此需要对局部型多孔质气浮轴承特性进行深入研究。

* 收稿日期:2007-06-08

基金项目:国家自然科学基金重点资助项目(50535020)

作者简介:王建敏(1973-),男,博士生。

分布来得到轴承的承载

$$W = \int_A (p - p_a) dA \quad (4)$$

无量纲形式表示为

$$\bar{W} = \frac{W}{LB(p_s - p_a)} = \int_A \frac{\bar{p} - p_a/p_s}{LB(1 - p_a/p_s)} dA \quad (5)$$

则轴承的刚度为

$$\lambda = dW/dh \quad (6)$$

无量纲刚度为

$$\bar{\lambda} = d\bar{W}/d\bar{h} \quad (7)$$

气体的质量流量为

$$M = \int_{\Gamma} \left[-\bar{h}^3 (1 + \delta\xi) \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} - \left(\frac{L}{B}\right)^2 \bar{h}^3 (1 + \delta\xi) \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right] d\Gamma \quad (8)$$

质量流量的无量纲形式为

$$\bar{M} = \frac{24\eta\mathcal{R}T_a M}{p_s^2 h_0^3} = \frac{24\eta\mathcal{R}T_a}{p_s^2 h_0^3} \int_{\Gamma} \left[-\bar{h}^3 (1 + \delta\xi) \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} - \left(\frac{L}{B}\right)^2 \bar{h}^3 (1 + \delta\xi) \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right] d\Gamma \quad (9)$$

其中, Γ 为质量流量边界。

2 数值仿真

假定局部多孔质矩形止推轴承参数如下:长度 $L = 120\text{mm}$, 宽度 $B = 120\text{mm}$, 供气压力 $p_s = 0.5\text{MPa}$, 环境压力 $p_a = 0.1\text{MPa}$, 动力粘度 $\eta = 1.85 \times 10^{-5}\text{Pa}\cdot\text{s}$, 气体常数 $\mathcal{R} = 288\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, 无量纲参考间隙为 $h_0 = 5\mu\text{m}$ 。在该矩形止推轴承的表面上镶有直径为 d 的多孔质节流器。另外,还增加了直径为 0.2mm 的小孔节流型矩形止推轴承的数值计算和全多孔质的矩形止推轴承的数值仿真,在外观尺寸参数与局部多孔质矩形止推轴承的参数完全相同的前提下,对比它们的承载特性、刚度特性和流量特性,以期得到有用的结论。

(1)对于单个多孔质节流器,设多孔质节流器的渗透系数为 10^{-13}m^2 , 节流器的厚度为 5mm , 仅改变多孔质节流器的直径大小,则计算结果如图 2 所示。

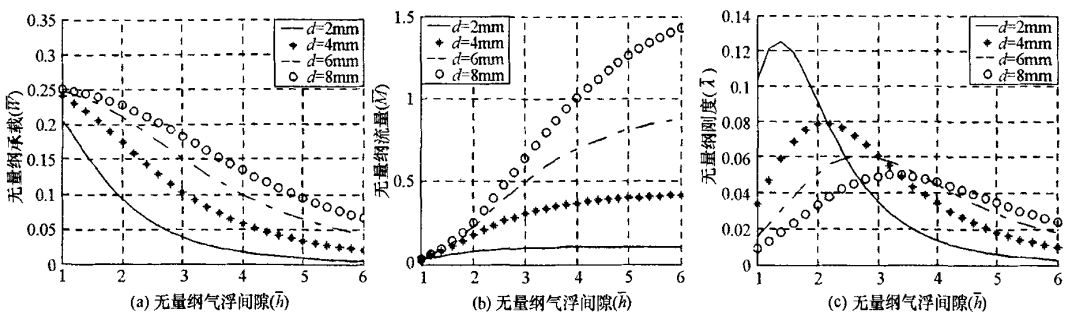


图 2 不同直径的多孔质节流器对应的轴承无量纲承载、质量流量和刚度

Fig. 2 Dimensionless load capacity, stiffness and mass flow of air thrust bearings with different diameter of porous restrictors

从图 2 的组图中可以发现,止推轴承的承载和气体流量随着节流器直径的增大而增大,而刚度却随着节流器直径的增大而减小;刚度虽然减小了,但是其最佳刚度对应的工作间隙却得到了改善,逐渐增大。

(2)对于单个多孔质节流器,设多孔质节流器的直径为 5mm ,多孔质材料的渗透系数为 10^{-13}m^2 ,仅改变多孔质节流器的厚度,则计算结果如图 3 所示。

从图 3 的组图中可以发现,止推轴承的承载和气体质量流量随着多孔质节流器厚度的增大而减小,

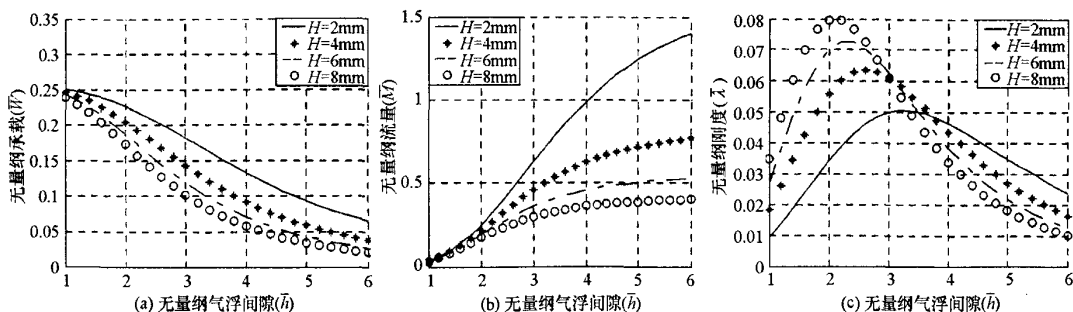


图3 不同厚度的多孔质节流器对应的轴承无量纲承载、质量流量和刚度

Fig.3 Dimensionless load capacity, stiffness and mass flow of air thrust bearings with different height of porous restrictors

而刚度却随着节流器厚度的增加而增大,但是其最佳刚度对应的工作间隙在变小。

(3)对于单个多孔质节流器,设多孔质节流器的直径为15mm,厚度为5mm,仅改变多孔质节流器的渗透系数,则计算结果如图4所示。

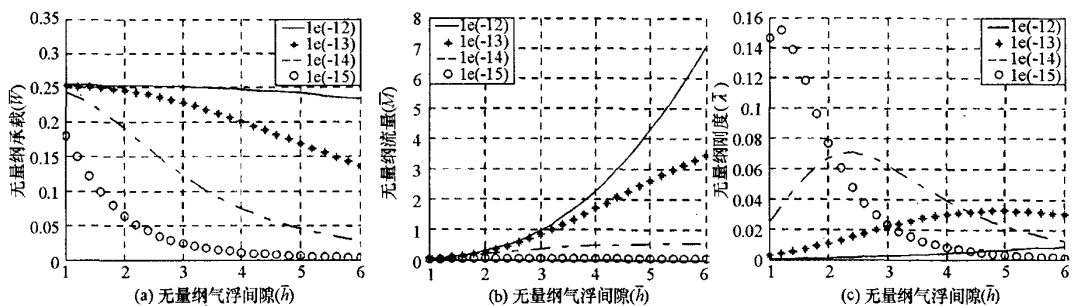


图4 不同渗透系数的多孔质节流器对应的轴承无量纲承载、质量流量和刚度

Fig.4 Dimensionless load capacity, stiffness and mass flow of air thrust bearings with different permeability of porous restrictors

止推轴承的承载随着多孔质节流器材料的渗透系数的增大而增大,并且在宽间隙范围内都能得到较大的承载值;而刚度却随着材料渗透系数的增大而减小,并且刚度的变化效果显著;相应地,较小的最佳刚度值对应较大的工作间隙,而较大的最佳刚度值对应较小的工作间隙值;气体质量流量则随着材料渗透系数的增大而增大,对于大的渗透系数来说,流量的增加幅度非常大。

(4)让局部多孔质气浮轴承和全多孔质气浮轴承及小孔节流型气浮轴承做对比,观察其带来的承载、刚度和流量的变化情况。设多孔质节流器的直径为5mm,厚度为5mm,渗透系数为 $0.2 \times 10^{-13} \text{ m}^2$ 。止推轴承可以按照节流器的个数进行分类,则计算结果如图5所示。

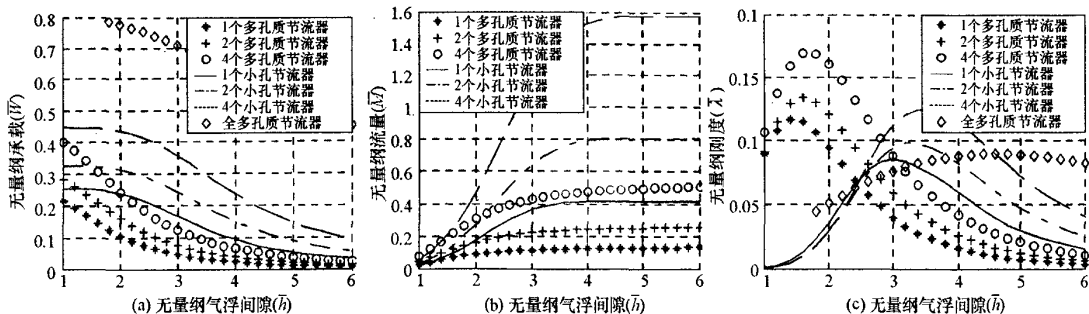


图5 局部多孔质节流器型、小孔节流器型和全多孔质节流器型的轴承无量纲承载、质量流量和刚度

Fig.5 Comparison of dimensionless load capacity, stiffness and mass flow among air thrust bearing with orifice restrictor, air thrust bearing with partial porous restrictors and air thrust bearing with whole porous restrictors

从图5的组图中可以发现,无论是小孔节流器类型还是局部多孔质类型的止推轴承,随着节流器个

数的增多,虽然流量会增加,但其对应的承载、最佳刚度都会增大,同时最佳刚度对应的工作间隙也逐渐增大。对比小孔节流器类型和局部多孔质类型,发现对于相同个数的节流器来说,局部多孔质止推轴承在刚度上比小孔类型止推轴承的刚度大很多,流量也相对较小,但最佳刚度对应的工作间隙却比小孔类型对应的间隙值小,同时最佳间隙处的承载也相对小一些。全多孔质气浮轴承的流量太大,没有在图中表示出来。对于具有相同渗透系数的局部多孔质轴承和全多孔质轴承,全多孔质轴承的承载在上面所列类型的轴承中是最大的,并且要大1倍以上,但是其刚度却是最小的,其工作间隙值可以很大。因此对于全多孔质类型的气浮轴承,要获得高的刚度值,就必须降低其渗透系数。

3 实验

实验中使用的矩形气浮止推轴承参数及环境条件为:气浮轴承的长和宽均为120mm,供气压力 $p_s - p_a = 0.4\text{MPa}$,环境压力 $p_a = 0.1013\text{MPa}$,测试温度 $T_a = 298\text{K}$,多孔质节流器直径 $d = 5\text{mm}$,厚度 $H = 5\text{mm}$,通过对该节流器压力及对应流量的测量,计算出该多孔质节流器的渗透系数为 $\phi = 0.5 \times 10^{-14}\text{m}^2$ 。设计采用2个多孔质节流器的矩形气浮止推轴承,数值计算与测量结果见图6。

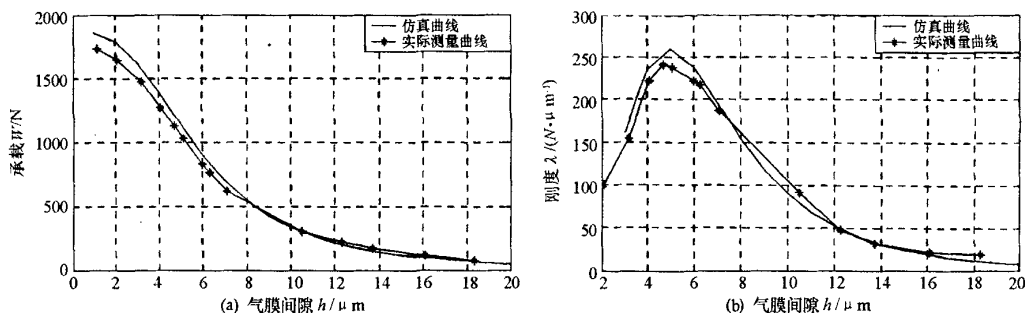


图6 局部多孔质气浮止推轴承承载和刚度的仿真值和测量值

Fig.6 Comparison of load capacity and stiffness between numerical calculation and experiment

从承载和刚度曲线可以看出,数值计算出的结果和试验的结果有一定的吻合性,趋势一致。对比表明,在小间隙下测量到的承载值偏小,理论与试验的最大误差小于10%,测量结果证明了理论模型及算法的正确性。产生误差的主要原因是轴承表面的形貌误差及多孔质节流器的尺寸误差等没有考虑在内。

4 结论

(1) 本文建立的理论计算模型能够适用于对局部多孔质气浮轴承的静态特性研究。

(2) 从小孔节流的轴承特性和局部多孔质节流的轴承特性对比中可以发现,具有相对较大渗透系数的局部多孔质轴承容易做到比小孔类型轴承更高的刚度,而渗透系数更小的局部多孔质轴承刚度虽然惊人^[7],甚至能达到 $1000\text{N}/\mu\text{m}$,但是其最佳工作间隙却因太小而不实用。局部多孔质气浮轴承承载的相对不足和稍小的最佳工作间隙可以通过配置多个节流器来解决。

(3) 与全多孔质轴承比较,相同渗透系数的局部多孔质轴承承载相对较小,刚度却可以大很多,但是工作间隙却相对较小。在具有相同厚度和相同渗透系数的条件下,局部多孔质气浮轴承的面积越大,其刚度越小,因此全多孔质气浮轴承的刚度在相同渗透系数的止推轴承中是最低的。由于全多孔质的相对变形较大地限制了材料厚度的调节范围,因此全多孔质轴承提高刚度的途径主要是减小材料的渗透系数,而局部多孔质轴承则可以通过调节节流器的面积、厚度、渗透系数及节流器的个数等多个参量来实现刚度和承载的调节。

(4) 相对于要求较高的全多孔质气浮轴承来说,局部多孔质气浮轴承的节流器材料更容易获得,且不需要再进行二次加工来解决表面的形貌精度问题,因此也避免了如小孔堵塞、渗透系数的改变等问题。

附一:变量命名

A 止推轴承面积(m^2)	\bar{p}_s 无量纲气源压力	B 轴承宽度(m)
p 多孔质内气体压力	H 多孔质节流器厚度(m)	\bar{p} 多孔质内无量纲气体压力
L 轴承长度(m)	u, v, w 气体沿 x, y, z 方向的流动速度分量	M 轴承的气体质量流量
x, y, z 笛卡儿坐标	\bar{M} 轴承的无量纲气体质量流量	$\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ 无量纲坐标
T_a 绝对环境温度	λ 轴承刚度	W 轴承的承载
$\bar{\lambda}$ 轴承无量纲刚度	\bar{W} 轴承的无量纲承载	$\alpha = 0.8$ 试验测量出来的滑移经验系数
d 多孔质节流器直径	r, θ, y 多孔质节流器的柱坐标形式	h_0 气膜间隙无量纲参考值
η 气体的动力粘度	h 气膜间隙	$\xi = 3(2\phi + h\sqrt{\phi/\alpha})/(h\sqrt{\phi/\alpha} + h^2)$
p 气膜压力	φ 多孔质材料的渗透系数(各向同性)	\bar{p} 无量纲气膜压力
\mathcal{R} 气体常数	p_a 大气环境压力	Γ 质量流量边界
\bar{p}_a 无量纲大气环境压力	δ_j Kronecker delta 函数	p_s 气源压力

参考文献:

- [1] 杜金名,卢泽生. 多孔质流体静压轴承润滑技术的研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2003.
- [2] Kwan Y B P, Corbett J. A Simplified Method for the Correction of Velocity Slip and Inertia Effects in Porous Aerostatic Thrust Bearing[J]. Tribology Instrumental, 1998, 31(12).
- [3] Tian Y. Static Study of the Porous Bearings by the Simplified Finite Element Analysis[J]. Wear, 1998, 218: 203 - 209.
- [4] Fourka M, Bonics M. Comparison between Externally Pressurized Gas Thrust Bearings with Different Orifice and Porous Feeding Systems[J]. Wear, 1997, 210: 311 - 317.
- [5] 蔡久田. 小型气体静压主轴系统及其性能研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学. 2004.
- [6] 王建敏,戴一帆,李圣怡. 局部多孔质气浮轴承的有限元方程收敛算法研究[J]. 中国机械工程, 2006, 17(5): 474 - 477.
- [7] Yoshimoto S. An Aerostatic Thrust Bearing with a Stiffness of $1N \cdot nm^{-1}$ [J]. Nanotechnology, 1996, 7: 52 - 57.

(上接第 105 页)

4 结论

本文将小波相关滤波方法和 Shannon 信息熵理论相结合,给出了小波相关特征尺度熵的定义及其计算方法,在此基础上提出了小波相关特征尺度熵的滚动轴承故障诊断方法。小波相关特征尺度熵定量表征不同尺度的能量分布,各尺度能量分布的均匀性可以反映滚动轴承的运行状态的差别。由于滚动轴承振动信号的主要信息在高频段,因此选取高频段尺度 1 的小波相关特征尺度熵 W_{CFSE1} 作为特征参数,通过求得高频段尺度 1 的小波相关特征尺度熵 W_{CFSE1} 并对 W_{CFSE1} 进行分析,我们可以确定信号的能量分布的均匀性程度,从而判断滚动轴承的故障与否。实验证明该方法能有效地判断滚动轴承故障特征,为滚动轴承故障诊断提供了新的思路。

参考文献:

- [1] Ling J, Qu L S. Feature Extraction Based on Morlet Wavelet and its Application for Mechanical Fault Diagnosis[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 234(1): 135 - 148.
- [2] Peter W T, Peng Y H, Yam R. Wavelet Analysis and Envelop Detection for Rolling Element Bearing Fault Diagnosis-their Effectives and Flexibilities[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2000, 123: 303 - 310.
- [3] 张中民,张英堂,张培林. 基于小波分析的变速箱滚动轴承故障诊断方法的研究[J]. 机械科学与技术, 1999, 18(1): 121 - 124.
- [4] 傅勤毅,章易程,等. 滚动轴承故障特征的小波提取方法[J]. 机械工程学报, 2001, 37(2): 30 - 33.
- [5] 何正友,蔡玉梅,钱清泉. 小波熵理论及其在电力系统故障检测中的应用研究[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(5): 38 - 43.
- [6] 印欣运,何永勇,彭志科,等. 小波熵及其在状态趋势分析中的应用[J]. 振动工程学报, 2004, 17(2): 165 - 169.
- [7] 封洲燕. 应用小波熵分析大鼠脑电信号的动态特性[J]. 生物物理学报, 2002, 18(3): 325 - 330.
- [8] 成礼智. 小波的理论与应用[M]. 北京:科学出版社, 2004.
- [9] Xu Y S, Weaver J B, Healy D M, et al. Wavelet Transform Domain Filters: A Spatially Selective Noise Filtration Technique[J]. IEEE Trans. on Image Processing, 1994, 3(6): 747 - 758.
- [10] Pan Q, Zhang L, Dai G Z, et al. Two De-noising Methods by Wavelet Transform[J]. IEEE Trans. on Signal Processing, 1999, 47(2): 3401 - 3406.
- [11] <http://www.eecs.cwru.edu/laboratory/bearing/>.

