边界滑移对波箔型动压气体轴承静特性的影响*

张镜洋1,赵晓荣1,常海萍2,方 华2

(1. 南京航空航天大学 航天学院,江苏南京 210016;2. 南京航空航天大学 能源与动力学院,江苏南京 210016)

摘 要:为获得流固边界滑移状态对动压轴承性能的影响,以波箔型动压气体轴承为研究对象,建 立极限切应力模型下不同滑移状态的气膜压力及厚度方程,利用差分迭代法耦合求解,分析不同边界滑 移状态时轴承静特性随滑移相关参数的变化规律。研究结果表明:与无滑移状态相比,轴面侧滑移对轴 承静特性不利,箔片侧滑移对轴承静特性有利,滑移对承载力额最大影响幅度可达20%,对偏位角的最 大影响幅度可达10°;两侧均存在滑移时轴承静特性下降,影响幅度小于前两者。当轴承转速、偏心率 以及润滑气体动力粘度增大时或者轴承间隙减小时,均会使滑移对承载力的影响增大、对偏位角的影响 减小。

关键词:波箔;动压气体轴承;边界滑移;极限剪应力;轴承静特性 中图分类号:TH133.3 文献标识码:A 文章编号:1001-4055 (2018) 02-0388-08 DOI: 10.13675/j. cnki. tjjs. 2018. 02. 018

Effects of Sliding Boundary on Static Characteristics of Aerodynamic Compliant Foil Bearing

ZHANG Jing-yang¹, ZHAO Xiao-rong¹, CHANG Hai-ping², FANG Hua²

(1. College of Astronautics, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;2. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The status of sliding boundary between fluid and solid has significant effect on aerodynamic compliant foil bearing. The model of aerodynamic compliant foil bearing was built, whose gas film pressure and thickness equations with different sliding conditions in the fluid-solid boundaries were established in consideration of ultimate shear stress. Moreover, they were solved by iteration using finite difference method, in order to gain the variety law about the static characteristics of bearing with variation of the parameters in different sliding conditions, which are associated with sliding boundary. The results show that the static characteristics of bearing is reduced by slipping only in the journal surface and enhanced by slipping only in top foil surface compared with no slipping condition. And the slipping affects the static characteristics of bearing as much as 20% bearing capacity and 10° in the deflection angle. Moreover, the static characteristics of bearing are weakened when slipping coexists, whose degree of influence is less than the above two slipping conditions. In addition, the influence of any sliding conditions on capacity is amplified and on deflection angle is cut down, when rotation speed, eccentricity or gas dynamic viscosity increase. And the same rules occur when radius gap decreases.

Key words: Bump foil; Aerodynamic compliant foil bearing; Sliding boundary; Ultimate shear stress; Static characteristics of bearing

* 收稿日期: 2016-10-13; 修订日期: 2017-04-10。

基金项目:国家自然科学基金(青年)项目(51406085);南京航空航天大学研究生创新基地(实验室)开放基金(20151503)。

作者简介:张镜洋,男,博士,副教授,研究领域为传热传质。E-mail: zjy@nuaa.edu.cn

1 引 言

波箔型动压气体轴承被认为是小型发动机等高 速透平机械的理想转子支撑机构^[1],它利用轴面带动 楔形间隙内气体形成动压压缩效应提供承载力,利 用弹性箔片组合增强自适应稳定性[2]。从该型轴承 的工作原理不难看出,轴承间隙内的流动状态及流 固耦合作用决定了轴承主要性能。由于轴承转子转 速高、转静子间间隙小,间隙内流动常处于过渡流状 态,转静子与润滑气膜作用面存在界面滑移^[3,4]。学 者已关注到流固耦合界面的滑移效应对轴承性能存 在较大影响。Gans最早利用矩方法从线性玻尔兹曼 方程出发,推导获得了努森数Kn变化下的润滑方程, 并证明了边界滑移对动压轴承性能存在影响^[3]。Fukuis^[4], Mitsuva^[5]等在考虑流固表面作用系数下,发展 了动压轴承性能计算的1.5阶边界滑移速度模型,并 通过与试验数据对比,验证了模型改进的有效性。 Lee^[6], Ma^[7]等分别利用一阶和二阶边界滑移速度模 型对轴承静特性变化规律进行了研究,结果表明二 阶及高阶边界滑移速度模型仅为数学上的推导,缺 乏物理意义,结果准确性低。黄海^[8]、周建斌^[9]等则 利用该模型对滑移影响下间隙内流动特征变化进行 了数值模拟研究,获得了有滑移条件下的气膜压力、 承载力随轴承数、长径比等参数变化规律。Guo等^[10] 则考虑周向变截面的楔形气膜间隙内周向局部滑移 状态不一致而改进了计算方法,利用局部边界滑移 速度模型对轴承性能进行了数值模拟,得到了气膜 间隙内周向滑移状态存在明显差异、大偏心率条件 下局部滑移对轴承性能影响大的结论。前述研究中 大都认为转静子间隙两侧流固边界滑移状态一致。 然而,随着轴面硬化处理工艺、轴面涂层以及箔片内 面固体润滑涂层的逐步改进,轴面侧和箔片侧的流 固耦合表面协调系数差异增大,轴面侧和箔片侧滑 移状态也明显存在不一致性[11]。王丽丽[12]的动压轴 承流场测量试验和数值模拟结果就验证了该结论。 然而,轴面侧与箔片侧滑移状态的不一致对轴承性 能带来的影响在前人的研究中较少涉及。随着动压 轴承应用领域的推广和其精细化设计要求的逐步提 高,掌握流固耦合边界不同滑移状态及滑移相关参 数对轴承性能的影响机制,显然对转轴和动压轴承 箔片的关键参数设计至关重要。

本文以典型波箔型动压气体轴承(径向)为研究 对象,针对轴面侧和箔片侧流固耦合边界不同滑移 状态,分别建立极限剪应力滑移流模型下的气膜压 力方程和弹性气膜厚度方程,利用牛顿迭代法进行 耦合求解。数值研究不同边界滑移状态时轴承静特 性随滑移相关参数的变化规律,以期获得不同边 界滑移状态及其相关轴承参数对轴承静特性的影响 规律。

2 研究模型

波箔型动压气体轴承(径向)结构的截面如图 1(a)所示。轴承结构由壳体、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,波纹箔片为平箔片提供支承,平箔片 表面为复合耐磨固体润滑涂层,轴径表面作耐磨硬 化处理。柱坐标系下轴承壳体内圆圆心 0'与轴心 0 连线的最大气膜厚度处为θ零点,轴向为z向。轴承 半径间隙为 c, c=R'-R,其中 R'为平箔片内表面周 向圆半径, R 为轴颈半径, e 为偏心距。图1(b)为轴 承周向展开局部示意图,本文数值研究中将柱坐标 系转化为直角坐标系,周向展开为x向,径向为y向, 轴向依然为z向^[7,9],图中还标识了轴承主要参数。本 文所研究的典型轴承主要参数如表1所示。



3 研究方法

3.1 数值模型

为研究不同边界滑移状态对轴承性能的影响, 以轴承周向展开模型为对象,根据轴面侧和箔片侧 切应力边界条件和N-S方程^[12,13],可得不同滑移状态 下的润滑气膜可压流动雷诺方程^[13,14],式(1)两侧均 无滑移状态,式(2)为轴面侧滑移而箔片侧无滑移状 态,式(3)为箔片侧滑移而轴面侧无滑移状态,式(4) 为两侧均滑移状态。

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

$$\frac{\partial}{\partial x}(ph^3\frac{\partial p}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z}(ph^3\frac{\partial p}{\partial z}) = -3\tau_xh\frac{\partial(ph)}{\partial x} - 3\tau_zh\frac{\partial(ph)}{\partial z} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(ph^{3}\frac{\partial p}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z}(ph^{3}\frac{\partial p}{\partial z}) = 3\omega R\mu \frac{\partial(ph)}{\partial x} + 3\tau'_{x}h\frac{\partial(ph)}{\partial x} + 3\tau'_{z}h\frac{\partial(ph)}{\partial z}$$
(3)

$$\frac{\partial}{\partial x}(ph^{3}\frac{\partial p}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z}(ph^{3}\frac{\partial p}{\partial z}) = 2(\tau_{x}^{'} - \tau_{x})\cdot$$

$$h\frac{\partial(ph)}{\partial x} + 2(\tau_{z}^{'} - \tau_{z})h\frac{\partial(ph)}{\partial z}$$
(4)

式中h为润滑气膜厚度(m), μ 为润滑气体的动力粘度(Pa·s),p为气膜压力(Pa), ω 为轴颈角速度(rad/s),其值为120 πN ,N为轴颈转速(r/min),R为轴颈半径(m)。

局部气膜厚度 h 随气膜压力作用下的箔片变形 量变化而变化,本文采用的波箔型动压轴承气膜厚 度方程如式(5)所示^[2,11]

$$h = c(1 + \varepsilon \cos\theta) + \frac{2p_0 \cdot s}{cE} \left(\frac{l}{t_{\rm B}}\right)^3 (1 - \nu^2) (p - p_0) \tag{5}$$

式中 p_0 为大气压力,此处取 $1.01 \times 10^5 Pa_o \varepsilon$ 为偏 心率, c 为名义半径间隙(m), E 为波箔片弹性模量 (Pa), ν 为波箔片泊松比,s 为波箔片单位长度(m),2l为波箔片波纹长度(m), $t_{\rm R}$ 为波箔片厚度(m)。

本文忽略小气膜厚度内y向的切应力,考虑了x向和z向的存在滑移速度,其切应力分量 τ_x , τ_z , τ_z , τ_z 在轴面侧和箔片侧产生滑移时,等于x向和z向的 极限切应力分量值,其表达式如式(6)所示。其中 τ_d 为轴面侧极限切应力, τ_a 为箔片侧极限切应力。考 虑轴面为金属硬化表面,箔片侧为固体润滑无机耐 磨涂层,根据极限切应力模型^[12,14]和相关试验测量的 无量纲数据^[15,16],本文采用的极限切应力如式(7)所 示。假设滑移发生前后各向切应力分量比例一致。

$$\begin{aligned} \pi_{x} &= \tau_{d} \cos \beta \\ \tau_{z} &= \tau_{d} \sin \beta \\ \tau_{z}^{'} &= \tau_{u} \cos \beta^{'} \\ \tau_{z}^{'} &= \tau_{u} \sin \beta^{'} \end{aligned} \tag{6}$$
$$\vec{\mathfrak{X}} &= \beta \vec{\mathfrak{R}} \beta^{'} \vec{\mathfrak{R}} \arctan \frac{-\mu \omega R/h + (y - h/2)\partial p/\partial z}{(y - h/2)\partial p/\partial x} \circ \\ \begin{cases} \tau_{d} &= 0.82 \omega R \mu/c^{'} \\ \tau_{u} &= 0.38 \omega R \mu/c^{'} \end{cases} \tag{7}$$

式中 c'为当地实际间隙。

Table 1Parameters of bearing

Name	Value
Radius of journal <i>R</i> /mm	19.05
Length of bearing L/mm	38.1
Thickness of top foil $t_p/\mu m$	101.6
Thickness of bump foil $t_{\rm b}/\mu{\rm m}$	101.6
Length of bump foil unit s/mm	4.572
Wave length of bump foil 2l/mm	3.556
Elastic modulus <i>E</i> /GPa	207
Poisson ratio v	0.3

3.2 网格和边界条件

流体域建立二维网格模型如图2所示,对z方向 (轴承长度方向)进行 nz等分,对x方向的圆周长度 进行 nx等分,因此,z方向轴承长度有 nz+1个节点,x 方向圆周长度有 nx+1个节点。定义求解域为(0: nx,0:nz)。



边界条件定义如下:轴承两端气膜压力均等于 大气压力,即 $p(x,0)=p_0$, $p(x,nz)=p_0$ 。在圆周方向 p(0,z)=p(nx,z)。

3.3 数值计算方法及验证

数值计算流程如图3所示,本文采用中心差分方 法进行偏微分方程离散,采用超松弛迭代法进行收 敛求解^[13]。迭代中同步计算气膜压力下的箔片变形 和气膜厚度,气膜压力和气膜厚度进行耦合迭代,迭 代计算残差小于10⁻⁶,如式(8)所示^[13,17]。通过迭代计 算获得求解域内所有节点的气膜压力分布和气膜厚 度分布,根据式(9),式(10)可求出表征轴承静特性 的承载力和偏位角^[6,8]。

$$\Delta = \sqrt{\sum_{i=2}^{nx-1nz-1} \left(\frac{p_{i,j}^{k+1} - p_{i,j}^{k}}{p_{i,j}^{k}} \right)^{2}} \leq 10^{-6}$$
(8)

$$\begin{cases} F_x = \int_0^L \int_0^{2\pi} (p - p_0) \sin \theta d\theta dz \\ F_y = -\int_0^L \int_0^{2\pi} (p - p_0) \cos \theta d\theta dz \\ F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \end{cases}$$
(9)

$$\phi = \arctan\left(F_{x}/F_{y}\right) \tag{10}$$

式中 $p_{i,j}^{k}$ 表示迭代的第k步第(i,j)坐标节点的气 膜压力值(Pa), F为承载力(N), ϕ 为偏位角(°)。

两侧均考虑滑移与轴承实际情况相符合,通过 与本文轴承参数相近的文献试验数据,对两侧均考 虑滑移下的数值模型进行验证^[18]。数值计算中保证 箔片状态及偏心率(约0.45~0.53)、转速等参数与文 献相同。对比结果如图4所示,承载力计算与试验规 律一致,最大偏差约为2N(约10%),二者吻合较好。 这表明本文的计算方法及极限切应力模型可行。



Fig. 3 Method of numerical calculation



Fig. 4 Comparison of numerical and experimental results

3.4 计算工况

努森数 Kn 决定流动状态,当 0.001 < Kn < 0.1 时, 属于滑移流状态。根据本文研究参数范围可得该波 箔型动压气体轴承间隙内流动努森数 Kn 范围约为 2.1×10⁻³ ~ 3.5×10⁻²,属于滑移流状态。局部是否会 产生滑移取决于局部流动状态、流道尺寸、边界状态 等因素。将流体域轴面侧和箔片侧不同滑移状态划 分为4种情况:(1)两侧均无滑移;(2)仅轴面侧滑移; (3)仅箔片侧滑移;(4)两侧均滑移。与滑移状态相 关的参数如表2所示,其中转速和偏心率决定流动速 度和局部尺寸分布,气体动力粘度主要影响流固耦 合边界切应力。

Table 2	Changing	range of	parameters

Name	Value
Rotation speed N/(r/min)	1×10 ⁴ ~2×10 ⁵
Radius gap c/µm	50
Eccentricity $\varepsilon = e/c$	0.4~0.9
Gas dynamic viscosity $\mu/(Pa\cdot s)$	4.2×10 ⁻⁶ ~4.46×10 ⁻⁵

4 计算结果与分析

图5给出了在上述四种滑移状态下气膜静压分 布情况,图中ε=0.9, N=50kr/min, c=50μm。图5分别 对应4种不同边界滑移状态。从单个图上可以看出, 轴承长度中截面处压力最大,往两端压力逐渐减小, 气膜压力分布存在负压区,压力大小及其分布状态 与文献[8,10]研究结果一致,进一步说明本文的计 算方法可行。下文分析中,所有边界滑移状态均与 两侧不考虑滑移的状态1相比进行分析。状态2仅 考虑轴面侧滑移时,最高压力值明显降低,由约 0.15MPa降低至0.14MPa,且高压区面积明显减小,低 压区压力略有减小。状态3仅考虑箔片侧滑移时,高 压区面积大幅增大,低压区受影响较小。状态4考虑 两侧均存在滑移时,由0.15MPa降低至0.145MPa,高 压区面积减小,同样低压区受影响较小。以上状态 主要是因为:在轴面侧流固边界粘性剪切力的作用 下,高速旋转轴面带动轴承小间隙内润滑气体产生 周向流动,楔形结构的局部小间隙处,动压作用下气 体被压缩压力升高,局部大间隙处气体膨胀压力下 降,从而形成周向压差和承载力,气体流速越高动压 压缩效果越强。因此,当轴面侧达到极限切应力产 生滑移时,润滑气体产生与转动方向相反的滑移速 度,导致动压压缩效果和最高压力均会下降;而箔片 侧产生滑移时则降低了箔片对周向流动的摩阻损 失,使动压压缩效果和最高压力增强。高压区位于 小气膜厚度处剪应力大,受滑移的影响较大,气膜压 力变化较大:而低压区和负压区处于大气膜厚度处 剪应力较小,受滑移的影响较小,气膜压力变化较 小。总之,轴面侧边界滑移会降低动压压缩效果。 箔片侧滑移增强动压压缩效果。

图 6 为不同边界滑移状态下轴承静特性随转速 N变化规律。图6(a)为不同边界滑移状态下轴承承 载力F随转速N变化规律。承载力表征了轴承承担 转子重力负载的能力。从图上可以看出,低转速时 边界滑移对承载力的影响较小,随着转速的提高不 同滑移状态与不考虑边界滑移的状态1相比承载力 差异逐渐增大。状态1的承载力由20N逐渐增大到 约100N。状态2承载力低于状态1,随着转速的提高 差异幅度逐渐增至约20%。状态3承载力高于状态 1,随着转速的提高差异幅度逐渐增至约20%。状态 4承载力低于状态1高于状态2,随着转速的提高差 异幅度逐渐增至约10%。图6(b)为不同边界滑移状 态下轴承偏位角 o 随转速 N 变化规律。偏位角 o 表 征了重力作用线与轴偏心线间的角度,如图1(a)所 示。该角度越大轴偏心转动越容易受到干扰,越不 稳定。从图中可以看出,低转速时边界滑移对偏位 角的影响较大[2],随着转速的提高不同滑移状态与状 态1相比偏位角差异逐渐减小。状态1的偏位角由

38°逐渐减小到24°。状态2偏位角高于状态1,差异 幅度随着转速的提高由约7°减小到约3°。状态3的 偏位角低于状态1,差异幅度随着转速的提高由约6° 减小到约3°。状态4的偏位角高于状态1,差异幅度 随着转速的提高由约4°减小到约2°。以上规律主要 是因为,轴面侧的边界滑移使得动压压缩效果下降, 从而使得周向压差下降,承载能力下降,而箔片侧边 界滑移使得摩阻损失减小,动压压缩效果增强,从而 使得承载力提升。转速越高边界滑移对周向压差影 响程度越大,对承载力的影响也越大。边界滑移主 要影响的是高压区压力,从而主要影响 y 向分力大 小,因此轴面侧滑移会使y向分力减小偏位角增大, 箔片侧滑移会使得 y 向分力增大偏位角减小。并且 低转速时承载力较小偏位角较大,y向分力较小,其 变化对偏位角影响比例较大,高速时承载力较大偏 位角较小,γ向分力较大,其变化对偏位角影响比例 较小,因此随着转速的提高,滑移对偏位角的影响越 来越小。

图7为不同边界滑移状态下轴承静特性随半径



Fig. 5 Comparison with gas film pressure contours under different boundary sliding condition

间隙 c 的变化规律。图 7(a)为不同边界滑移状态下 轴承承载力F随半径间隙 c 的变化规律。从图中可 以看出,随着半径间隙c由20µm逐渐增大到 200µm,各状态下承载力逐渐减小,由64~90N降低 到约5N。小间隙时(20μm)边界滑移对轴承承载力 影响较大,与状态1相比,状态2承载力低10%,状态 3承载力高约13%,状态4低约5%。随着间隙逐渐增 大到120~200µm时,边界滑移对承载力的影响可以 忽略。图7(b)为不同边界滑移状态下轴承偏位角 φ 随半径间隙 c 的变化规律,随着半径间隙逐渐增大, 各状态下偏位角逐渐增大,由约26°逐渐增大到 42°~60°。小间隙时边界滑移对轴承偏位角影响较 小。大间隙时(200µm),边界滑移对偏位角影响较 大,与状态1相比,状态2偏位角高约10°,状态3偏位 角低约8°,状态4高约5°。产生上述规律的主要原因 是:半径间隙较小时,周向流道流通尺度较小切应力 较大,此时滑移速度较大,因而小间隙下滑移对承 载力影响较大。随着间隙的增大,边界滑移逐渐 减弱,因此对承载力的影响也减小。小间隙时,承载 力较大偏位角较小y向分力较大,其变化对偏位角的 影响比例较小。而大间隙时,承载力较小,偏位角较 大,y向分力较小,其变化对偏位角的影响比例较大, 因此小间隙时滑移对偏位角影响小,大间隙时影 响大。

图 8 为不同边界滑移状态下轴承静特性随偏心 率 ε 变化规律。图8(a)为不同边界滑移状态下轴承 承载力F随偏心率 ε 的变化规律。从图中可以看出, 随着偏心率 ε由 0.4逐渐增大到 0.9,各状态下承载力 逐渐增大,由约17N逐渐增大到约48~60N。小偏心 率(ε=0.4)时,边界滑移对轴承承载力影响可以忽 略。大偏心率时(ε =0.9),边界滑移对轴承承载力影 响较大,与状态1相比,状态2低约12%,状态3高约 10%,状态4低约5%。图8(b)为不同边界滑移状态 下轴承偏位角 φ 随偏心率 ε 的变化规律。从图中可 以看出,随偏心率的逐渐增大各状态偏位角逐渐减 小,从58°~71°减小到约33°。小偏心率时(ε=0.4)偏 位角受影响较大,与状态1相比较,状态2的偏位角 高约9°,状态3偏位角低约8°,状态4偏位角高约 3°。随着偏心率的逐渐增大,偏位角受边界滑移的影 响逐渐减小,大偏心率(ε=0.9)时,偏位角受影响较 小,可忽略不计。上述规律主要是因为:如图1(a)所 示,当偏心率增大时,最小气膜厚度减小,最大气膜



Fig. 6 Variation of static characteristics of bearing with rotation speed N under different boundary sliding condition



Fig. 7 Variation of static characteristics of bearing with radius gap c under different boundary sliding condition

厚度增大,动压压缩效果和压差增强,使得承载力增加。当偏心率较小时,小气膜厚度处的局部流道尺 寸较大,切应力和滑移速度降低,滑移对其高压区压 力影响较小,因此小偏心率时滑移对承载力的影响 较小。当偏心率逐渐增大时,最小气膜厚度处的流 道尺寸减小,径向速度梯度增大,切应力和滑移速度 增大,滑移对承载力的影响逐渐增大。偏位角的变 化规律原因同前述相似。

图 9 为不同边界滑移状态下轴承静特性随润滑 气体动力粘度 μ 的变化规律。图 9(a)为不同边界滑 移状态下轴承承载力 F 随润滑气体动力粘度 μ 变化 规律。从图中可以看出,随着润滑气体动力粘度 μ 由 0.42逐渐增大到 4.46,各状态下承载力逐渐增大, 由约 20N 逐渐增大到约 62~100N。小动力粘度(μ= 0.42)时,边界滑移对轴承承载力影响可以忽略。大 动力粘度时(μ=4.46),边界滑移对轴承承载力影响

较大,与状态1相比,状态2低约30%,状态3高约 25%,状态4低约15%。图9(b)为不同边界滑移状态 下轴承偏位角 ϕ 随动力粘度 μ 的变化规律。从图中 可以看出,随动力粘度的逐渐增大,各状态偏位角逐 渐减小,从33°~44°减小到约23°~28°。小动力粘度 时(µ=0.42)偏位角受滑移影响较大,与状态1相比 较,状态2的偏位角高约8°,状态3偏位角低约10°, 状态4偏位角高约6°。随着动力粘度的逐渐增大,偏 位角受边界滑移的影响逐渐减小,各滑移状态下差 异在5°以内。上述规律主要是因为:当动力粘度逐 渐增大时,轴面带动润滑气体的动压压缩效果增强, 使得承载力普遍增加。当动力粘度较小时,切应力 较小滑移速度较小,因此滑移对承载力的影响较 小。随着动力粘度的增大,粘性切应力逐渐增大,滑 移速度逐渐增大,滑移对承载力的影响增大。偏位 角的变化规律原因同前述相似。



Fig. 8 Variation of static characteristics of bearing with eccentricity ε under different boundary sliding condition





5 结 论

本文建立了波箔型动压气体轴承(径向)不同边 界滑移状态雷诺方程,耦合弹性气膜厚度方程进行 迭代求解,研究了不同边界滑移状态下滑移相关参 数变化对轴承静特性的影响规律。在本文研究参数 范围内,主要结论如下:

(1)边界滑移主要影响小气膜厚度处的高气膜 压力区域,轴面侧滑移使得高压区气膜压力下降约 0.1MPa且面积减小,箔片侧滑移使得高压区面积增 大。两侧均考虑滑移时,对高压区的影响介于前二 者之间。

(2)轴面侧滑移使得承载力下降、偏位角增大, 对轴承静特性不利。箔片侧滑移使得承载力提高、 偏位角减小,对提高轴承静特性有利。两种情况承 载力最大影响幅度达到20%,偏位角达到10°。在本 文的极限切应力条件下,两侧均考虑滑移时轴承承 载力降低、偏位角增大。

(3) 随转速 N, 偏心率 e 和润滑气体动力粘度 μ 的增大,切应力逐渐增大,边界滑移对承载力的影响 逐渐增大,对偏位角的影响逐渐减小。随轴承间隙c 的逐渐增大,切应力逐渐减小,边界滑移对承载力的 影响逐渐减小,对偏位角的影响逐渐增大。

边界滑移状态通过调节供气压力、固体界面状 态等实现,可开展相关试验研究,获得环境状态变化 和界面状态变化对轴承性能的影响。

参考文献:

- [1] 张广辉, 刘占生. 旋转冲压发动机高速动静混合气体 轴承性能分析[J]. 推进技术, 2009, 30(5): 610-617. (ZHANG Guang-hui, LIU Zhan-sheng. Performance Analysis of High-Speed Hybrid Gas Bearings for Rotating Ram Jet [J]. Journal of Propulsion Technolo g_{γ} , 2009, 30(5): 610-617.)
- [2] 虞 烈,刘 恒. 轴承-转子系统动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [3] Gans R F. Lubrication Theory at Arbitrary Knudsen Number[J]. Journal of Tribology, 1985, 107(3): 431-433.
- [4] Fukuis, Kaneko R. Analysis of Ultra-Thin Gas Film Lubrication Based on Linearized Boltzmann Equation: First Report Derivation of a Generalized Lubrication Equation Including Thermal Creep Flow [J]. Journal of Tribology, 1988, 110: 253-262.
- 5 Mitsuya Y. Modified Reynolds Equation for Ultra-Thin Film Gas Lubrication Suing 1.5-Order Slip-Flow Model and Considering Surface Accommodation Coefficient[J]. Journal of Tribology, 1993, 115(2): 289-294.
- Lee Y B, Kwak H D, Kim C H, et al. Numerical Pre-[6] diction of Slip Flow Effect on Gas-Lubricated Journal Bearings for MEMS/MST-Based Micro-Rotating Machin-

ery[J]. Tribology International, 2005, 38:89-96.

- [7] Ma G J, Wu C W, Zhou P. Wall Slip and Hydrodynamics of Two-Dimensional Journal Bearing [J]. Tribology International, 2007, 40: 1056-1066.
- 黄 海,孟 光,赵三星.二阶滑移边界对微型气浮 [8] 轴承稳态性能的影响[J]. 力学学报, 2006, 38(5): 668-673.
- [9] 周健斌,孟 光,张文明. 微机电系统径向气体轴承 特性研究[J]. 振动与冲击, 2007, 26(9): 30-33.
- [10] Guo F, Wong P L. Full and Partial Boundary Slippage Effect on Squeeze Film Bearings [J]. Tribology International, 2010, 43: 997-1004.
- 方 华,常海萍,张镜洋,等,润滑气体及箔片材料 [11] 对动压轴承动特性的影响分析[J]. 推进技术, 2014, 35(8): 1116-1122. (FANG Hua, CHANG Hai-ping, ZHANG Jing-yang, et al. Analysis of Lubrication Gas and Elastic Foil for Gas Foil Bearing Dynamic Characteristics [J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35 (8):1116-1122.)
- 王丽丽. 高速滑动轴承的边界滑移及空穴机理研究 [12] [D]. 济南:山东大学, 2012.
- [13] Carpino M, Talmage G. A Fully Coupled Finite Element Formulation for Elastically Supported Foil Journal Bearings [J]. Tribology Transactions, 2003, 46: 560-565.
- 吴成伟,马国军,周 平. 流体流动的边界滑移问题 [14] 进展[J]. 力学进展, 2008, 38(3): 266-277.
- [15] Spikes H A. The Half-Wetted Bearing, Part 1: Extended Reynolds Equation [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2003, 217: 1-14.
- [16] Spikes H A. The Half-Wetted Bearing, Part 2: Potential Application in Low Load Contacts [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2003, 217: 15-26.
- [17] Rao TVVLN. Theoretical Prediction of Journal Bearing Stability Characteristics Based on the Extent of the Slip-Region on the Bearing Surface [J]. Tribology Transactions, 2009, 52(6): 750-758.
- [18] Lez S L, Arghir M, Frene J. Static and Dynamic Characterization of a Bump-Type Foil Bearing Structure [J]. Journal of Tribology, 2007, 129(1): 75-83.

(编辑:朱立影)