

润滑气体及箔片材料对气体动压轴承动特性影响分析^{*}

方 华¹, 常海萍¹, 张镜洋², 马虎跃¹

(1. 江苏省航空动力系统重点实验室, 南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016;

2. 南京航空航天大学 高新技术研究院, 江苏 南京 210016)

摘 要: 为研究润滑气体和弹性箔片材料特性对波箔型气体动压轴承动特性的影响, 以Hydresil型波箔气体动压轴承为研究对象, 建立气体流动控制方程和波箔弹性变形模型, 通过有限差分法求解扰动方程获得动特性系数。数值分析了润滑气体动力粘度 ($4.2 \times 10^{-6} \sim 4.6 \times 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{s}$)、轴承波箔片材料泊松比 (0.15~0.45) 和弹性模量 (70~340GPa) 对动特性系数的影响规律。结果表明, 在偏心率和转速相同情况下, 随气体动力粘度升高, 动态刚度系数逐渐增大, 且主刚度方向增大最为明显, 最大可超过50%, 动态阻尼系数也增大, 且 x 方向增大最为明显, 最大可达60%; 随轴承箔片材料弹性模量的增大, 动态刚度系数不断增大, 动态阻尼系数在 y 方向上逐渐增大, 在 x 方向上逐渐减小; 轴承箔片材料泊松比对动特性系数影响较小。

关键词: 气体动压轴承; 动特性系数; 气体动力粘度; 泊松比; 弹性模量

中图分类号: TH133.3

文献标志码: A

文章编号: 1001-4055 (2014) 08-1116-07

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2014.08.015

Analysis of Lubrication Gas and Elastic Foil for Gas Foil Bearing Dynamic Characteristics

FANG Hua¹, CHANG Hai-ping¹, ZHANG Jing-yang², MA Hu-yue¹

(1. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power Systems, College of Energy and Power, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. College of High and New Technology, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Numerical study for effects of lubrication gas and foil material properties on bump-type foil aerodynamic bearing dynamic characteristics was performed by taking the gas bearing of Hydresil type as the research object. A gas flow control equation and the bump foil elastic deformation model were set up. The finite difference method was used to solve the model for obtaining the dynamic characteristics of gas foil bearings. With reference to the actual situation, the lubrication gas viscosity ranges from 4.2×10^{-6} to $4.46 \times 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{s}$, bump foil material Poisson's ratio ranges from 0.15 to 0.45 and the modulus of elasticity ranges from 70 to 340GPa. Results show that under the same eccentricity and rotation speed, with the increase of viscosity, dynamic stiffness coefficients increase gradually, and the main stiffness coefficient increase most obviously and it can be more than 50%. The dynamic damping coefficients increase too, and the values at x direction increase most obviously, the maximum is 60%. Along with the increase of bearing foil material elastic modulus, dynamic stiffness coefficients increase, dynamic damping coefficients at y direction gradually increase and at x direction it gradually decrease. Poisson's ratio of bearing foil material has little influence on coefficients of dynamic characteristics.

^{*} 收稿日期: 2013-06-21; 修订日期: 2013-09-12。

作者简介: 方 华 (1988—), 男, 硕士生, 研究领域为航空航天推进技术。E-mail: fhandlec@126.com

Key words: Aerodynamic bearing; Dynamic characteristic coefficients; Gas viscosity; Poisson's ratio; Elasticity modulus

1 引言

波箔型气体动压轴承具有极限转速高、承载能力强和自适应稳定等特点,而被广泛应用于航空航天高速旋转机械中,如透平压缩机、涡轮泵、燃气轮机和涡轮发电机等^[1-3]。随着转子转速和轴承动态负载的不断提高,保障转子-轴承系统的运行稳定性成为波箔型气体动压轴承设计的核心任务。1967年,Lund等首先提出了独立于转子运转参数之外的动压轴承动特性参数:8个刚度系数和阻尼系数,并指出动压轴承对轴承-转子系统稳定性影响关键取决于其动特性^[4]。因而,设计参数对其动特性的影响规律就成为系统稳定性设计的关键依据和研究焦点。1983年,Heshmat针对波箔型气体动压轴承,建立气膜流动和波箔片弹性变形数值分析模型,利用求解扰动方程的方法求解轴承动特性参数,并以此为基础分析了轴承负载对其动特性参数影响规律^[5]。之后诸多学者沿用该方法对不同轴承参数和动载参数下的动特性规律进行了数值研究。1993年,Peng,Carpino等改进了波箔结构的模化方法将其视为线性弹性结构,并利用有限差分方法研究了轴承间隙、长径比以及运转参数等设计参数对轴承静动特性影响规律^[6-8]。2004年,虞烈、戚社苗等人则利用该方法,分析了轴颈扰动频率对波箔型气体动压轴承动态特性的影响规律^[9]。2009年和2010年,Kim^[10]、马希直、刘思幸^[11]等则通过把平箔模化成一个壳结构,进一步改进了柔性边界的建模准确度,并分别预计了偏心率、转速、载荷等参数变化下动特性的变化规律。上述有关运转参数、几何参数对波箔型气体动压轴承稳定性影响规律研究为工程设计提供了有效的设计准则。然而,随着波箔型气体动压轴承应用领域的不断拓展,气体润滑介质不再局限于空气,其润滑气体物性因应用环境和介质类型的变化而发生较大变化。柔性支撑波箔片也会因其材料选择和加工工艺的不同而特性各异^[13]。工程设计上亟待了解这种气固特性参数的变化对波箔型气体动压轴承动特性的影响。

本文以Hydresil型波箔气体动压轴承为研究对象,建立气体流动控制方程和波箔弹性变形模型。采用小扰动法推演扰动方程,利用有限差分法求解

扰动方程获得动特性参数。在分析气体物性随类型和温度变化范围基础上,对润滑气体动力粘度、轴承波箔片材料弹性模量和泊松比等气固特性参数对其动特性系数的影响规律进行数值研究。以期为该类型轴承工程设计提供有利参考。

2 理论模型

2.1 物理模型

本文的研究以Hydresil型波箔气体动压轴承对象,其结构如图1所示。轴承由轴承壳体、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。轴承结构模型具体参数如表1所示。

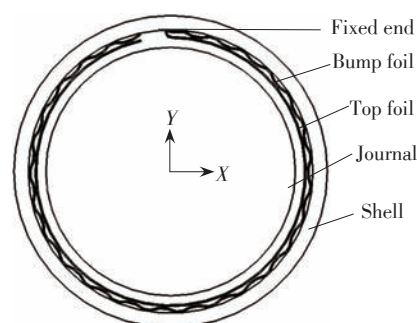


Fig. 1 Hydresil gas journal bearing structure

Table 1 Structure parameters of the bearing model

Radius of the bearing R/mm	50
Length of the bearing L/mm	75
Top foil thickness $t_p/\mu\text{m}$	76.2
Bump foil thickness $t_b/\mu\text{m}$	76.2
Unit length of bump foil s/mm	4.064
Ripple length of bump foil $2l/\text{mm}$	3.434
Atmospheric pressure p_0/Pa	1.01325×10^5
Radius clearance $C/\mu\text{m}$	100

2.2 基本方程

在等温条件下,波箔型气体动压轴承无量纲气膜压力瞬态 Reynolds 方程^[14]如下

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(pH^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(pH^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (pH) +$$

$$2\Lambda \Lambda \frac{\partial}{\partial t} (pH)$$

$$\Lambda = \frac{6\omega\mu}{p_a} \left(\frac{R}{C} \right)^2$$

式中 H 和 p 分别为无量纲气膜厚度和气膜压力; θ 和 z 分别为无量纲周向坐标和轴向坐标; λ 为涡动比, $\lambda = \Omega/\omega$, Ω 为轴颈涡动速度 (rad/s); t 为时间 (s); A 为轴承系数, 其中 p_a 为环境压力 (Pa), μ 为气体动力黏度 (Pa·s), ω 为转子工作圆频率 (rad/s), R 为轴颈半径 (m), C 为名义半径间隙 (m)。考虑波箔弹性变形的气膜厚度方程^[15]为

$$H = 1 + \varepsilon\phi + \alpha(p - 1) \quad (3)$$

$$\alpha = \frac{2p_a \cdot s}{CE} \left(\frac{l}{l_b} \right)^3 (1 - \nu^2) \quad (4)$$

式中 ε 为偏心率; ϕ 为偏位角 (rad); α 为波箔片的变形系数, 其中 E 为波箔片杨氏模量 (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), C 为半径间隙 (m), l_b 为波箔片厚度 (m)。

2.3 研究参数及其变化范围

从波箔型气体动压轴承瞬态控制方程 (1) 可知, 轴承系数 A 和气膜厚度项 H 是影响轴承性能的重要参数。由式 (2) 和式 (4) 可知, 润滑气体动力粘度是轴承系数 A 重要影响因素, 且变形系数 α 随波箔片材料的弹性模量和泊松比的变化而变化。为研究上述气固特性参数对波箔型气体动压轴承动特性的影响规律, 在此总结了常用润滑气体 (空气、氦气等) 在温度 100 ~ 1000K 范围内的动力粘度变化, 常用箔片金属材料 (镍镉合金材料等) 弹性模量和泊松比变化, 如表 2 所示。

Table 2 Working conditions

ω /(rad/s)	μ /(Pa·s)	E /GPa	ν
$4 \times 10^4 \sim 7 \times 10^4$	$4.21 \times 10^{-6} \sim 4.46 \times 10^{-5}$	70~340	0.15~0.45

3 扰动方程及边界条件

静特性的计算是动特性计算的基础, 首先通过静特性计算得到轴静平衡位置和静态气膜压力和膜厚, 然后再采用小扰动法给轴一小扰动, 推导出扰动方程^[11]。

3.1 扰动方程

采用小扰动法给轴一个初始小扰动, 如图 2 所示, $(\varepsilon_0, \theta_0)$ 表示轴心静平衡位置, (ε, θ) 表示轴扰动后位置。将压力在静平衡位置展开为瞬时位移 $(\varepsilon_1, \varepsilon_0\theta_1)$ 和轴心速度 $(\dot{\varepsilon}_1, \varepsilon_0\dot{\theta}_1)$ 的 Taylor 级数, 略

去二阶以上高阶项, 将公式线性化, 得动态气膜压力方程如下

$$p = p_0 + p_1\varepsilon_1 + p_2\varepsilon_0\theta_1 + p_3\dot{\varepsilon}_1 + p_4\varepsilon_0\dot{\theta}_1 \quad (5)$$

$$\text{式中 } p_1 = \left. \frac{\partial p}{\partial \varepsilon_1} \right|_0; \quad p_2 = \left. \frac{\partial p}{\partial \varepsilon_0\theta_1} \right|_0; \quad p_3 = \left. \frac{\partial p}{\partial \dot{\varepsilon}_1} \right|_0;$$

$$p_4 = \left. \frac{\partial p}{\partial \varepsilon_0\dot{\theta}_1} \right|_0; \quad p_0 \text{ 为稳态下无量纲压力函数, 下标 0 表}$$

示在静平衡位置取导数。由图示几何关系得动态气膜厚度公式

$$H = H_0 + \varepsilon_1 \cos \theta + \varepsilon_0\theta_1 \sin \theta \quad (6)$$

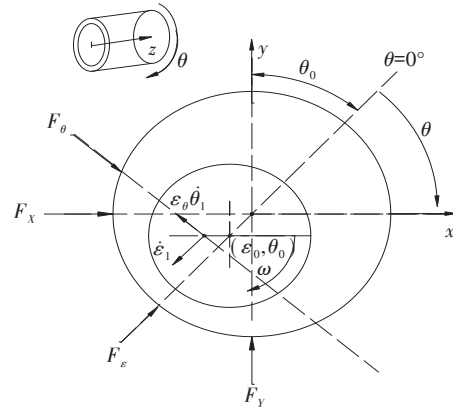


Fig. 2 Load of radial gas bearing

$$\text{令 } Q = (pH)^2 = Q_0 + 2\varepsilon_1Q_1 + 2\varepsilon_0\theta_1Q_2 + 2\dot{\varepsilon}_1Q_3 + 2\varepsilon_0\dot{\theta}_1Q_4 \quad (7)$$

$$\text{式中 } Q_0 = (p_0H_0)^2; \quad Q_1 = p_0H_0(p_1H_1 + p_0\cos\varphi); \quad Q_2 = p_0H_0(p_2H_0 + p_0\sin\varphi); \quad Q_3 = p_0p_3H_0^2; \quad Q_4 = p_0p_4 \cdot H_0^2.$$

将以上各式代入瞬态方程 (1) 得, ε_1 和 $\varepsilon_0\theta_1$ 方向的扰动方程为

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\partial^2 Q_1}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 Q_1}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{H_0} \left(\frac{\partial H_0}{\partial \theta} + \frac{A}{\sqrt{Q_0}} \right) \frac{\partial Q_1}{\partial \theta} - \\ & \frac{1}{H_0} \left(2 \frac{\partial^2 H_0}{\partial \theta^2} - \frac{A}{2Q_0^{3/2}} \frac{\partial Q_0}{\partial \theta} \right) Q_1 = \\ & - \frac{1}{2H_0} \left(\cos \theta \frac{\partial^2 Q_0}{\partial \theta^2} + \sin \theta \frac{\partial^2 Q_0}{\partial \theta^2} + 2 \cos \theta Q_0 \right) + \\ & \frac{1}{H_0} \left(2 \frac{\partial^2 H_0}{\partial z^2} Q_1 + \frac{\partial H_0}{\partial z} \frac{\partial Q_1}{\partial z} - \frac{\cos \theta}{2} \frac{\partial^2 Q_0}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\partial^2 Q_2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 Q_2}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{H_0} \left(\frac{\partial H_0}{\partial \theta} + \frac{\Lambda}{\sqrt{Q_0}} \right) \frac{\partial Q_2}{\partial \theta} - \\ & \frac{1}{H_0} \left(2 \frac{\partial^2 H_0}{\partial \theta^2} - \frac{\Lambda}{2Q_0^{3/2}} \frac{\partial Q_0}{\partial \theta} \right) Q_2 = \\ & - \frac{1}{2H_0} \left(\sin \theta \frac{\partial^2 Q_0}{\partial \theta^2} - \cos \theta \frac{\partial Q_0}{\partial \theta} + 2 \sin \theta Q_0 \right) + \\ & \frac{1}{H_0} \left(2 \frac{\partial^2 H_0}{\partial z^2} Q_2 + \frac{\partial H_0}{\partial z} \frac{\partial Q_2}{\partial z} - \frac{\sin \theta}{2} \frac{\partial^2 Q_0}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

$\dot{\varepsilon}_1$ 和 $\varepsilon_0 \dot{\theta}_1$ 方向的扰动方程为

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\partial^2 Q_3}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 Q_3}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{H_0} \left(\frac{\partial H_0}{\partial \theta} + \frac{\Lambda}{\sqrt{Q_0}} \right) \frac{\partial Q_3}{\partial \theta} - \\ & \frac{1}{H_0} \left(2 \frac{\partial^2 H_0}{\partial \theta^2} - \frac{\Lambda}{2Q_0^{3/2}} \frac{\partial Q_0}{\partial \theta} \right) Q_3 = \\ & \frac{1}{H_0} \left(2 \frac{\partial^2 H_0}{\partial z^2} Q_3 + \frac{\partial H_0}{\partial z} \frac{\partial Q_3}{\partial z} \right) + 2\lambda \Lambda \frac{1}{H_0} \frac{Q_1}{\sqrt{Q_0}} \\ & \left(\frac{\partial^2 Q_4}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 Q_4}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{H_0} \left(\frac{\partial H_0}{\partial \theta} + \frac{\Lambda}{\sqrt{Q_0}} \right) \frac{\partial Q_4}{\partial \theta} - \\ & \frac{1}{H_0} \left(2 \frac{\partial^2 H_0}{\partial \theta^2} - \frac{\Lambda}{2Q_0^{3/2}} \frac{\partial Q_0}{\partial \theta} \right) Q_4 = \\ & \frac{1}{H_0} \left(2 \frac{\partial^2 H_0}{\partial z^2} Q_4 + \frac{\partial H_0}{\partial z} \frac{\partial Q_4}{\partial z} \right) + 2\lambda \Lambda \frac{1}{H_0} \frac{Q_2}{\sqrt{Q_0}} \end{aligned} \quad (10)$$

3.2 边界条件

(1) 在轴承的两端, 即 $z=0$ 和 $z=1$, $p_1=p_2=0$;

(2) 对称处, $z=l/2$, Q_{0-2} 是 z 的偶函数, 即

$$\frac{\partial Q_0}{\partial z} = \frac{\partial Q_1}{\partial z} = \frac{\partial Q_2}{\partial z} = 0; Q_3 = Q_4 = 0.$$

3.3 动特性系数计算

迭代计算结果收敛后, 获得扰动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。将气膜压力分别按偏心方向以及与其成直角的方向进行积分, 得到与之相对应的分力 F_ε , F_θ 和载荷 W 计算式如下

$$\begin{pmatrix} F_\varepsilon \\ F_\theta \end{pmatrix} = - \int_{-1}^1 \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \begin{pmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{pmatrix} r d\theta dz \quad (12)$$

载荷为

$$W = \sqrt{F_\theta^2 + F_\varepsilon^2} \quad (13)$$

将气膜力沿位移 ε_1 , $\varepsilon_0 \theta_1$ 和速度 $\dot{\varepsilon}_1$, $\varepsilon_0 \dot{\theta}_1$ 方向 Taylor 展开, 并保留线性项, 可得

$$\begin{pmatrix} F_\varepsilon \\ F_\theta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_{\varepsilon_0} + K_{\varepsilon\varepsilon} \varepsilon_1 + K_{\varepsilon\theta} \varepsilon_0 \theta_1 + D_{\varepsilon\varepsilon} \dot{\varepsilon}_1 + D_{\varepsilon\theta} \varepsilon_0 \dot{\theta}_1 \\ F_{\theta_0} + K_{\theta\varepsilon} \varepsilon_1 + K_{\theta\theta} \varepsilon_0 \theta_1 + D_{\theta\varepsilon} \dot{\varepsilon}_1 + D_{\theta\theta} \varepsilon_0 \dot{\theta}_1 \end{pmatrix} \quad (14)$$

气膜力对轴心位移的导数称为气膜刚度系数; 对轴心速度的导数称为气膜阻尼系数。 i 表示力的增量的方向, j 表示位移或速度增量的方向。

$$\begin{aligned} K_{\varepsilon\varepsilon} &= \frac{\partial F_\varepsilon}{\partial \varepsilon_1} \bigg|_0; K_{\varepsilon\theta} = \frac{\partial F_\varepsilon}{\partial \varepsilon_0 \partial \theta_1} \bigg|_0; K_{\theta\varepsilon} = \frac{\partial F_\theta}{\partial \varepsilon_1} \bigg|_0; \\ K_{\theta\theta} &= \frac{\partial F_\theta}{\partial \varepsilon_0 \partial \theta_1} \bigg|_0; D_{\varepsilon\varepsilon} = \frac{\partial F_\varepsilon}{\partial \dot{\varepsilon}_1} \bigg|_0; D_{\varepsilon\theta} = \frac{\partial F_\varepsilon}{\partial \varepsilon_0 \partial \dot{\theta}_1} \bigg|_0; \\ D_{\theta\varepsilon} &= \frac{\partial F_\theta}{\partial \dot{\varepsilon}_1} \bigg|_0; D_{\theta\theta} = \frac{\partial F_\theta}{\partial \varepsilon_0 \partial \dot{\theta}_1} \bigg|_0 \end{aligned}$$

对扰动压力积分可求得动特性系数如下

$$\begin{pmatrix} K_{\varepsilon\varepsilon} \\ K_{\theta\varepsilon} \end{pmatrix} = - \int_{-1}^1 \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_1 \begin{pmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{pmatrix} r d\theta dz \quad (15)$$

$$\begin{pmatrix} K_{\varepsilon\theta} \\ K_{\theta\theta} \end{pmatrix} = - \int_{-1}^1 \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_2 \begin{pmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{pmatrix} r d\theta dz \quad (16)$$

$$\begin{pmatrix} D_{\varepsilon\varepsilon} \\ D_{\theta\varepsilon} \end{pmatrix} = - \int_{-1}^1 \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_3 \begin{pmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{pmatrix} r d\theta dz \quad (17)$$

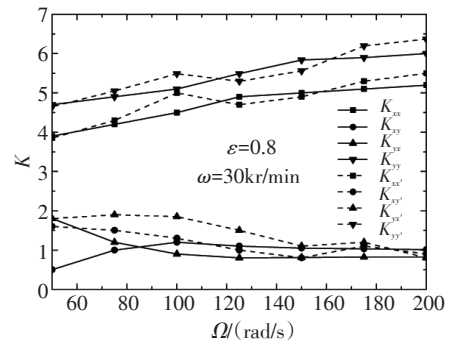
$$\begin{pmatrix} D_{\varepsilon\theta} \\ D_{\theta\theta} \end{pmatrix} = - \int_{-1}^1 \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_4 \begin{pmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{pmatrix} r d\theta dz \quad (18)$$

由图 3 可知, (ε, θ) 坐标系比 (x, y) 坐标系超前一个偏位角, 故变换为 (x, y) 方向坐标形式为

$$\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin \theta_0 & \cos \theta_0 \\ \cos \theta_0 & -\sin \theta_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{\varepsilon\varepsilon} & K_{\varepsilon\theta} \\ K_{\theta\varepsilon} & K_{\theta\theta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sin \theta_0 & \cos \theta_0 \\ \cos \theta_0 & -\sin \theta_0 \end{bmatrix} \quad (19)$$

4 模型验证

为验证模型的可靠性, 本文针对 Heshmat H^[16] 的实验工况, 建立模型, 通过上述方法求解动特性系数, 并与实验结果进行对比。如图 3 所示, 实线为计算数值, 虚线为实验数值, 从图上可以看出, 计算结果与实验结果趋势一致, 结果符合较好。



(a)

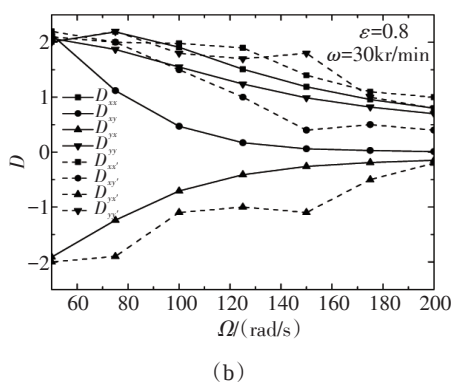
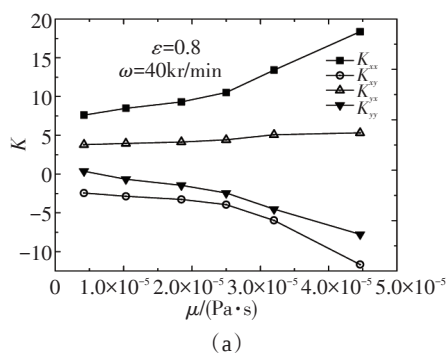


Fig. 3 Calculation results compared with the experimental results

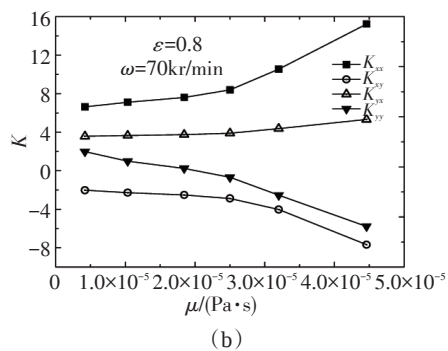
5 结果分析

5.1 气体动力粘度对轴承动特性的影响

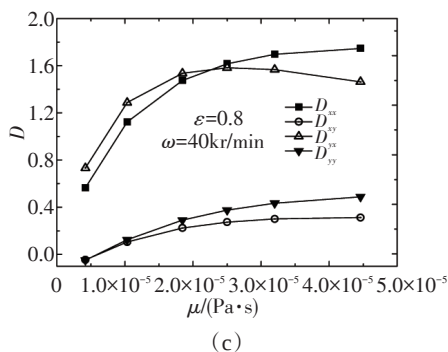
图4为轴承在偏心率 $\varepsilon=0.8$, 涡动比 $\lambda=0.2$ 转子转速分别为 $\omega=40\text{kr/min}$, $\omega=70\text{kr/min}$ 时, 轴承的动态刚度和阻尼系数随润滑气体动力粘度变化的曲线。图4(a), (b) 分别为转子转速为 $\omega=40\text{kr/min}$ 和 $\omega=70\text{kr/min}$ 轴承动态刚度系数 K_{xx} , K_{xy} , K_{yx} , K_{yy} 变化规律(负号表示实际结果与初始设定方向相反)。从图上可以看出, 随着润滑气体动力粘度升高, 刚度系数不断增大, 其中 K_{xx} , K_{xy} , K_{yy} 增大可超过50%, K_{yx} 增大约10%。且在高动力粘度时, 刚度系数变化率较大, 在低动力粘度时, 刚度系数变化较为平缓。由于刚度系数表征的是力随位移的变化率, 在动力粘度较低时, 轴转动时捕捉气体的能力较弱, 动压效果不明显, 气膜对轴扰动抵抗能力较弱, 因而刚度系数小。随着动力粘度增加, 气体动压效果增强, 气膜力增大, 同等位移变量下力的变化更大, 因此刚度系数不断增大。图4(c), (d) 分别为转子转速为 $\omega=40\text{kr/min}$ 和 $\omega=70\text{kr/min}$ 轴承动态阻尼系数 D_{xx} , D_{xy} , D_{yx} , D_{yy} 变化规律。从图中可以看出, 在相同动力粘度下, 阻尼系数 D_{xx} , D_{yx} 比较大, D_{xy} , D_{yy} 较小; 随着动力粘度增加, 阻尼系数增大, 且 D_{xx} 的变化最为明显, 增大可达60%。随着动力粘度增大到较高动力粘度, 阻尼系数 D_{xx} , D_{xy} , D_{yy} 变化平缓, D_{yx} 不断减小。阻尼表征的是力随速度的变化率, 随着气体动力粘度增加, 气体动压效果增强, 因而对轴扰动时能量耗损作用更加明显, 而图中出现的 D_{yx} 减小的现象则与气膜力和扰动的方向有关。



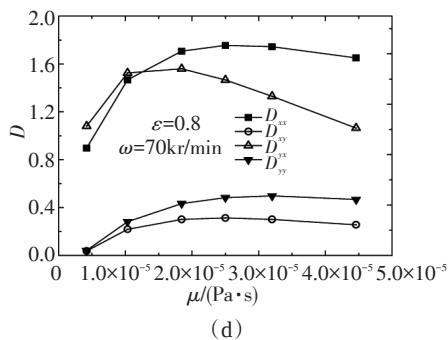
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 4 Viscosity's influence on the dynamic characteristic coefficients

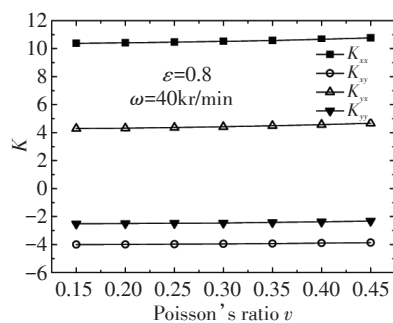
5.2 箔片材料参数对轴承动特性的影响

图5, 图6分别示出了偏心率 $\varepsilon=0.8$, 转子转速 $\omega=40\text{kr/min}$ 和 $\omega=70\text{kr/min}$ 时波箔片材料泊松比和弹性模量对轴承动特性的影响规律。从图5可以看出, 随波箔片材料泊松比的增大, 轴承的动态刚度和动态阻尼略微增大, 变化不明显。这与波箔型气体动压

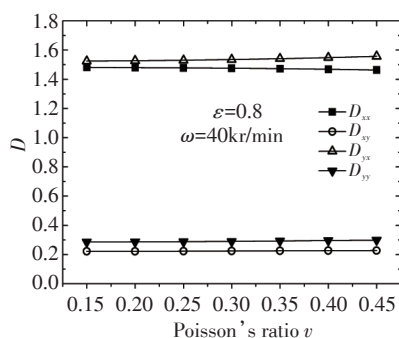
轴承的结构有关,箔片厚度很薄且一端为自由端,箔片沿横向的变形量很小,因而无论泊松比如何变化,对轴承的动态刚度和阻尼变化都不明显。

从图 6(a),(b)可知,轴承的动态刚度系数随波箔片材料弹性模量的增大而增大,且 K_{xx} , K_{yx} 变化较明显,分别增大 30%,50%。由于轴承动特性是润滑气体和固体箔片材料共同影响的结果。当动力粘度,偏心率,转速不变时,气体对轴承动特性影响没有太大变化。当箔片弹性模量提高时,增大了箔片结构的刚度,从而增大了弹性边界抵抗扰动的能力,使动态刚度系数增大。

从图 6(c),(d)可知动态阻尼系数 D_{xx} , D_{yx} 数值较大, D_{xy} , D_{yy} 数值较小;随着波箔片材料弹性模量的增加,阻尼系数 D_{xx} 逐渐减小,减小约 10%,而 D_{yx} 逐渐增大,增大约 10%, D_{xy} , D_{yy} 变化不明显。这是因为弹性模量的增加提高了轴承结构对扰动的衰减能力,转速升高增加了气膜对扰动的衰减能力,从而使动态阻尼呈现上述规律。在相同泊松比与弹性模量下各方向上的动特性系数大小的不同则与箔片轴承结构的不对称性、箔片之间的相互作用密切相关。

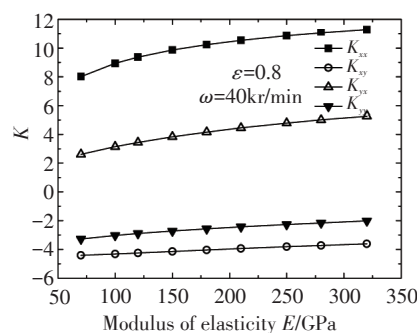


(a)

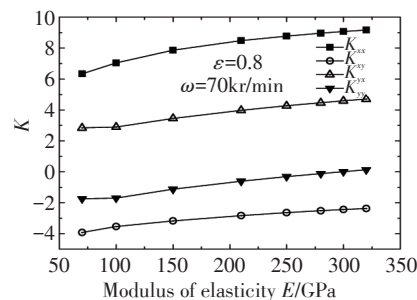


(b)

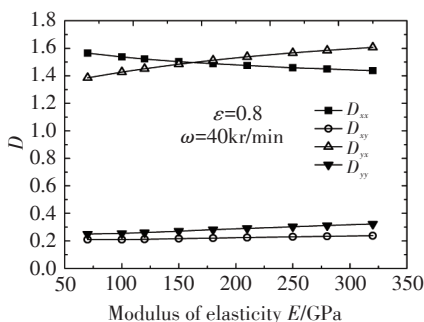
Fig. 5 Poisson's ratio's influence on the dynamic characteristic coefficients



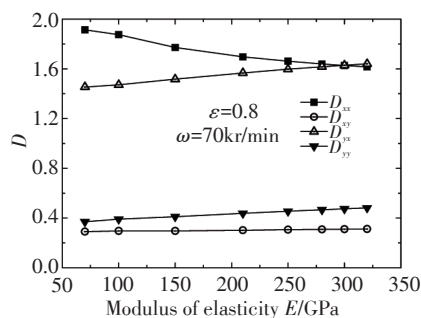
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 6 Elastic modulus influence on dynamic characteristic coefficients

6 结 论

通过本文研究,得出以下结论:

(1)轴承润滑气体的物性参数和波箔片材料参数对动压气体轴承的无量纲动态刚度系数和无量纲

动态阻尼系数具有重要影响。

(2)在相同偏心率,相同转速下,轴承的无量纲动态刚度系数随着润滑气体动力粘度的升高而增大,且在高动力粘度时变化较明显,增大超过50%。无量纲阻尼系数随动力粘度增加而增大,且 x 方向增大最为明显,最大可达60%。

(3)在相同偏心率,相同转速下,轴承波箔片材料的泊松比对轴承的无量纲动态刚度系数和无量纲阻尼系数影响不大;轴承的无量纲刚度系数随轴承波箔片材料弹性模量的增大而增大,随着波箔片材料弹性模量的增加,轴承的无量纲阻尼系数在 x 方向上减小,而在 y 方向上增大。

参考文献:

- [1] Le Lez S, Arghir M, Frêne J. Nonlinear Numerical Prediction of Gas Foil Bearing Stability and Unbalanced Response [J]. *Journal of Engineering Gas Turbines Power*, 2009, 131(1).
- [2] 候 予,熊联友,王 瑾,等. 箔片式动压径向气体轴承的发展 [J]. *润滑与密封*, 2002(2): 2-4.
- [3] DellaCorte C, Nalco M J. Load Capacity Estimation of Foil Air Journal Bearings for Oil-free Turbomachinery Applications [R]. *NASA-TM-209782*, 2000.
- [4] Lund J W, Oreutt F K. Calculations and Experiments on the Unbalance Response of a Flexible Rotor [J]. *Journal of Engineering for Industry. Trans ASME, Series B*, 1967, 89(4):785-796.
- [5] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearings [J]. *Lubr. Technol*, 1983, 105:647-655.
- [6] Peng J P, Carpino M. Calculation of Stiffness and Damping Coefficients for Elastically Supported Gas Foil Bearings [J]. *ASME Journal of Tribology*, 1993, 115:20-27.
- [7] Carpino M, Medvetz LA, Peng J P. Effects of Membrane Stresses in the Prediction of Foil Bearing Performance [J]. *STLE Tribology, Transaction*, 1994, 37(1):43-50.
- [8] Carpino M, Talmage G. A Fully Coupled Finite Element Formulation for Elastically Supported Foil Journal Bearings [J]. *STLE Tribology Transaction*, 2003, 46(4):560-565.
- [9] 虞 烈. 弹性箔片轴承的气弹润滑解 [J]. *西安交通大学学报*, 2004, 38(3):327-330.
- [10] Kim TH, Breedlove AW, San Andrés L. Characterization of a Foil Bearing Structure at Increasing Temperatures: Static Load and Dynamic Force Performance [J]. *Journal of Tribology*, 2009, 131(9).
- [11] 刘思幸,马希直. 基于弹性壳体模型的波箔型动压气体径向轴承动特性分析 [J]. *润滑与密封*, 2010, 35(11): 33-38.
- [12] 王保国,刘淑艳,黄伟光,等. 气体动力学 [M]. 北京:北京理工大学出版社,2005.
- [13] 叶 宏,沟引宁,张春艳. 金属材料与热处理 [M]. 北京:化学工业出版社,2013.
- [14] 平克斯 O, 斯德因李希特 B. 流体动力润滑理论 [M]. 北京:机械工业出版社,1980.
- [15] Peng Z C, Khonsari M M. A Thermohydrodynamic Analysis of Foil Journal Bearings [J]. *ASME Journal of Tribology*, 2006, 128: 534-541.
- [16] Heshmat H, Roger Ku C P. Structural Damping of Self-Acting Compliant Foil Journal Bearings [J]. *Transaction of ASME Journal of Tribology*, 1994, 116:76-82.

(编辑:史亚红)