

DOI: 10.7652/xjtuxb202001011

考虑孔加工锥度误差影响的液态金属润滑 螺旋槽轴承性能分析

徐明宇, 李亚倩, 陈渭

(西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为了研究孔加工误差对液态金属润滑螺旋槽轴承性能的影响,建立了考虑孔加工锥度误差影响的轴承性能计算模型,进行了轴承工作静动态性能的分析。基于流体动力润滑理论运用有限差分法进行求解,得到了考虑孔加工误差时轴承油膜的壓力分布图;通过设置不同的加工锥度误差得到了不同误差下轴承工作的静动态性能对比图;研究了加工锥度误差在不同偏心率下对轴承静动态性能的影响;确定了轴承所允许的孔加工锥度误差和偏心率的最佳取值。仿真结果表明:允许的锥度误差的大小与轴承所适用的偏心率范围有直接关系;控制加工锥度误差在 0.0075° 以内、轴承偏心率不大于0.4时,轴承可以获得较稳定的静动态性能。此项研究对考虑加工误差的液态金属轴承设计具有一定的指导意义。

关键词: 加工误差;锥度误差;液态金属;螺旋槽轴承

中图分类号: TH177.2;TH133.31 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2020)01-0085-08

Performance Analysis for Liquid Metal Lubricated Spiral Groove Bearings under the Influence of Taper Error of Hole Machining

XU Mingyu, LI Yaqian, CHEN Wei

(Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A calculation model of bearing performance with consideration of taper error of hole machining is established to study the influence of liquid metal as lubricating medium on the performance of spiral groove bearings. Analyses for the static and dynamic performance of working bearing are carried out. It bases on the theory of fluid dynamic lubrication and the finite difference method is used to obtain the pressure distribution of bearing oil film with consideration of machining errors. A comparison diagram of the static and dynamic performance of bearing operation under different errors is obtained by setting different machining taper errors. Effects of the machining taper error on the static and dynamic performance of the bearing at different eccentricities are studied and the optimal values of the maximum machining taper error and eccentricity allowed by the bearing are determined. Simulation results show that the allowable taper error is directly related to the range of eccentricity applicable to the bearing. When the machining taper error is controlled within 0.0075° and the bearing eccentricity is not more than 0.4, stable static and dynamic performance of the bearing is obtained. This research is helpful for

收稿日期: 2019-07-10。 作者简介: 徐明宇(1996—),女,硕士生;陈渭(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2017YFC0111500)。

网络出版时间: 2019-10-17

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20191017.1341.006.html>

the design of liquid metal bearings in considering processing error.

Keywords: machining error; taper error; liquid metal; spiral groove bearing

作为CT整机中核心易消耗的核心高价部件,CT球管具有非常巨大的市场价值,也是国外医疗巨头在CT整机研制生产过程中的核心部件^[1]。为避免CT球管中因热量聚集使固定阳极产生局部损伤,目前较为成熟的一项技术是使用旋转阳极代替固定阳极,这样热量会分散成一个弧线区域,避免材料的局部损伤。考虑到其工作条件,要求旋转阳极所使用的润滑剂不可污染真空管、可承受高温、能够导电,最好能够导热,又因为镓基液态金属具有很好的导电性、导热性和流动性等性能,成为最好的选择。荷兰飞利浦医疗机构生产的IMRC球管^[1],将产生医疗诊断用X射线的CT球管从固定阳极改为旋转阳极,并采用以液态金属作为润滑剂的螺旋槽阳极轴承,不但改善了CT球管的使用性能,还拓宽了研究视野。欧美国家此技术已发展相对成熟^[2-5],西安交通大学陈渭教授团队也对此液态金属润滑螺旋槽轴承做了细致的设计与研究^[6]。

国外对镓基液态金属的摩擦学性能进行简单研究后,如今主要转向对镓基液态金属流动性、导热性和导电性等其他性能的研究上^[7-8],对其摩擦学性能的研究逐渐减少。目前国内对于镓基液态金属在摩擦学性能上的研究,大多停留在通过设计摩擦磨损试验发现其有效的减摩性能^[9-10]和承载性能上^[11],镓基液态金属用于流体动力润滑的研究几乎空白。

螺旋槽轴承的研究已有90多年的历史^[12],但是由于CT球管中使用的螺旋槽轴承的尺寸加工精度要求高,其加工难度大,加工成本也较高,并且在流体动力润滑的研究中,人们往往会忽略在轴系部件中孔的加工质量直接影响其工作性能和使用寿命这一问题,所以在考虑孔的加工锥度误差后,对轴承工作性能进行分析,既能保证实际工作要求,又能降低加工成本,是亟需解决的问题。

本文主要是考虑孔加工锥度误差的影响后,对液态金属润滑螺旋槽轴承进行了静态性能与动态性能的研究。

1 数学模型的建立及求解

1.1 数学模型的建立

1.1.1 静态雷诺方程的建立 柱坐标系下静态雷诺方程如下

$$\frac{1}{r^3} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \phi} \right) + \frac{1}{z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \phi} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial \phi} \quad (1)$$

式中: μ 为气体动力黏度; p 为油膜压力; h 为油膜厚度; z 为轴承轴向坐标; U 为轴颈速度。

在对镓基液态金属的黏度进行测量时发现,镓基液态金属具有高温黏度稳定性,即在高温时其黏度基本保持恒定,因此在此黏度 μ 取常数。另外将 $\varphi = \phi - \theta$ 、 $\lambda = \frac{z}{b/2}$ 、 $H = \frac{h}{c}$ 、 $P = \frac{p}{p_0}$ 代入式(1),其中 θ

为偏位角, p_0 为无量纲压力系数, $p_0 = \frac{2\omega r^2 \mu}{c^2}$, ω 为旋转角速度,同时假设润滑剂黏度为常数,即可得到层流等温条件下雷诺方程无量纲形式

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{b} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = 3 \frac{\partial H}{\partial \varphi} \quad (2)$$

1.1.2 动态雷诺方程的建立 在静态雷诺方程的基础上,考虑轴颈中心在静平衡位置上的微幅运动,加入膜厚随时间的变化项,得到非定常工况下的动态无量纲雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{b} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = 3 \frac{\partial H}{\partial \varphi} + 6 \frac{\partial H}{\partial t} \quad (3)$$

式中: $\frac{\partial H}{\partial t}$ 为无量纲膜厚对时间的导数, $\frac{\partial H}{\partial t} = \overline{v_\epsilon} \sin \varphi + \overline{v_\theta} \cos \varphi$,其中 v_ϵ 和 v_θ 为轴心在竖直和水平方向的瞬时变位速度, $\overline{v_\epsilon}$ 和 $\overline{v_\theta}$ 分别为其无量纲量, $\overline{v_\epsilon} = \frac{v_\epsilon}{c\omega}$, $\overline{v_\theta} = \frac{v_\theta}{c\omega}$ 。

求解动态雷诺方程场使用小扰动法,将上述无量纲动态雷诺方程分别对 ϵ 、 θ 、 ϵ' 和 θ' 4个无量纲扰动求偏导,得到下面4个扰动方程

$$\begin{aligned} \text{Rey}(P_\epsilon) = & -3 \sin \varphi \cdot \left(\left(\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(3H^2 \cos \varphi \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) \right) - \right. \\ & \left. \left(\left(\frac{d}{b} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(3H^2 \cos \varphi \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) \right) \right) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \text{Rey}(P_\theta) = & -3 \cos \varphi \cdot \left(\left(\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(3H^2 \sin \varphi \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) \right) - \right. \\ & \left. \left(\left(\frac{d}{b} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(3H^2 \sin \varphi \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) \right) \right) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\text{Rey}(P_{\epsilon'}) = 6 \cos \varphi \quad (6)$$

$$\text{Rey}(P_{\theta'}) = 6 \sin \varphi \quad (7)$$

式中: $\text{Rey}(\cdot) = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(3H^2 \cos \varphi \frac{\partial (\cdot)}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{b} \right)^2 \cdot$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(3H^2 \cos \varphi \frac{\partial(\cdot)}{\partial \varphi} \right); P_\epsilon = \frac{\partial P}{\partial \epsilon}; P_\theta = \frac{\partial P}{\partial \theta}; P_{\epsilon'} = \frac{\partial P}{\partial \epsilon'};$$

$$P_\theta = \frac{\partial P}{\partial \theta}.$$

1.1.3 考虑孔加工锥度误差的膜厚方程 在本文中分析的孔的锥度误差形式如图 1 所示,可以看出,在此模型中由于孔加工锥度误差的存在,油膜的厚度从左到右逐渐增大。

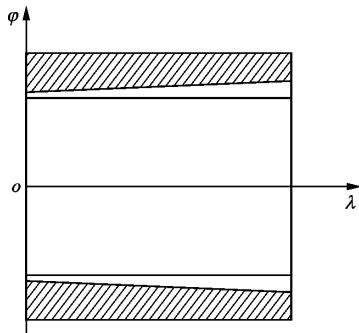


图 1 分析所用孔的锥度误差示意图

不考虑孔加工锥度误差时,在凸脊处和沟槽处油膜厚度方程分别为

$$H = 1 + \epsilon \cos \varphi \quad (8)$$

$$H = 1 + \epsilon \cos \varphi + \gamma_E \quad (9)$$

式中: $\gamma_E = \frac{c_E}{c}$ 为槽深比; c_E 为槽深; c 为半径间隙; $\varphi = \phi - 6$; ϵ 为偏心率。

考虑孔的加工锥度后,在凸脊处和沟槽处油膜厚度方程分别为

$$H = 1 + \epsilon \cos \varphi + h' \quad (10)$$

$$H = 1 + \epsilon \cos \varphi + \gamma_E + h' \quad (11)$$

式中: $h' = z' \tan \gamma$, 即由于孔的加工锥度造成的油膜厚度变化量,其中 z' 为轴上某一点的轴向坐标值; γ 为孔的加工锥度。

1.2 数学模型的求解

多数研究者都采用数值法来求解二维雷诺方程,而一般采用差分法就可以在较少的计算时间内获得很好的结果^[13],所以在此采用差分法进行求解。

此处采用中差分五点差分形式,由于直角坐标推导过程比较简单,所以在此直接给出以下静态方程的有限差分公式

$$R_{ij} = (A_{ij}P_{i-1,j} + B_{ij}P_{i+1,j} - C_{ij}P_{i,j-1} + D_{ij}P_{i,j+1} - F_{ij})/E_{ij} \quad (12)$$

式中: $A_{ij} = H_{i-0.5,j}^3$; $B_{ij} = H_{i+0.5,j}^3$; $C_{ij} = \left(\frac{d}{b}\right)^2 \cdot \left(\frac{\Delta \varphi}{\Delta \lambda}\right)^2 H_{i,j-0.5}^3$; $D_{ij} = \left(\frac{d}{b}\right)^2 \left(\frac{\Delta \varphi}{\Delta \lambda}\right)^2 H_{i,j+0.5}^3$; $E_{ij} =$

$$A_{ij} + B_{ij} + C_{ij} + D_{ij}; F_{ij} = 3\Delta \varphi (H_{i-0.5,j} + H_{i+0.5,j}).$$

人字形螺旋槽轴承静态雷诺方程端泄边、周期边界、雷诺边界的边界条件分别如下

$$\left. \begin{aligned} P|_{\lambda=\pm 1} &= 0 \\ P_{\varphi=0} &= P_{\varphi=2\pi} \\ P_{\varphi \geq \varphi_1} &= 0; \frac{\partial P}{\partial \varphi} \Big|_{\varphi \geq \varphi_1} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

动态雷诺方程的差分形式与静态雷诺方程的差分形式类似,在此不再赘述。

人字形螺旋槽轴承动态雷诺方程边界条件是在由上面静态雷诺边界确定的完整油膜区域的周边,扰动压力取 0。

1.3 液态金属润滑螺旋槽轴承性能的数值计算

超松弛迭代法便于应用,适用范围广,过程稳定且程序编制简单^[13],因此在求解静态和动态差分形式方程组时,采用超松弛迭代法。

为了判断每次迭代的结果是否已经达到足够精度以决定是否中止迭代过程,在此设置如下收敛准则

$$\left(\sum_{j=2}^m \sum_{i=2}^n |p_{i,j}^k - p_{i,j}^{k-1}| \right) / \left(\sum_{j=2}^m \sum_{i=2}^n |p_{i,j}^k| \right) \leq \delta \quad (14)$$

式中:允许相对误差 δ 一般取 10^{-3} 左右。

另外偏位角的值是需要迭代求解的,在开始求解时并不知道在外载荷的作用下轴承的偏位角,所以需要先给一个初始偏位角 θ_0 ,求出膜的承载力后,可通过如下公式计算出载荷角

$$\alpha_F = \arctan \left(\frac{F_y}{F_x} \right) \quad (15)$$

根据载荷角来修正偏位角

$$\theta = \theta_0 - \alpha_F \quad (16)$$

得到新的偏位角后,返回求解雷诺方程的程序,再次迭代求解,直到偏位角修正收敛,得到真正的偏位角。

考虑孔加工锥度误差影响的液态金属润滑螺旋槽的性能分析流程图如图 2 所示。

其他液态金属润滑螺旋槽轴承性能计算式如下,无量纲承载力为

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (17)$$

式中:水平方向承载力 $F_x = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} P \sin \varphi d\varphi d\lambda$; 竖直方向承载力 $F_y = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} P \cos \varphi d\varphi d\lambda$ 。

泄流量为

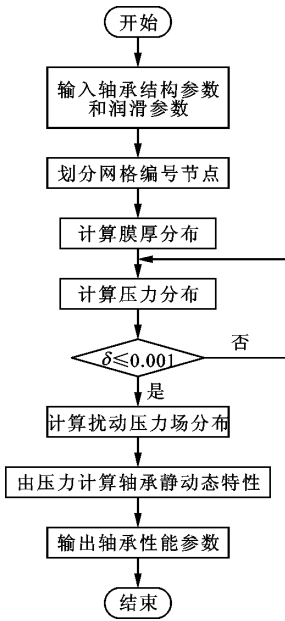


图 2 轴承性能计算流程图

$$Q = \frac{2}{3}cUb \int_{-\pi}^{\pi} \frac{r^2}{b^2} H^3 \frac{\partial F}{\partial \lambda} \bigg|_{\lambda=\pm 1} d\varphi \quad (18)$$

摩擦阻力为

$$F_t = \frac{\omega r^2 \mu b}{c} \iint \left(\frac{1}{H} - H \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) d\varphi d\lambda \quad (19)$$

摩擦功耗为

$$N_t = F_t U \quad (20)$$

平均温升为

$$\Delta T = \frac{F_t U}{Q_t \rho c} \quad (21)$$

无量纲刚度为

$$\left. \begin{aligned} K_{xx} &= - \int_0^{2\pi} \left(\int_{-1}^1 P_{\varepsilon} d\lambda \right) \sin \phi d\phi \\ K_{yy} &= - \int_0^{2\pi} \left(\int_{-1}^1 P_{\varepsilon} d\lambda \right) \cos \phi d\phi \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

无量纲阻尼为

$$\left. \begin{aligned} D_{xx} &= - \int_0^{2\pi} \left(\int_{-1}^1 P_{V\varepsilon} d\lambda \right) \sin \phi d\phi \\ D_{yy} &= - \int_0^{2\pi} \left(\int_{-1}^1 P_{V\varepsilon} d\lambda \right) \cos \phi d\phi \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

无量纲相当刚度为

$$K_{eq} = (k_{xx} d_{yy} + k_{yy} d_{xx} - k_{xy} d_{yx} - k_{yx} d_{xy}) / (d_{xx} + d_{yy}) \quad (24)$$

无量纲临界涡动比平方为

$$\gamma_{st}^2 = [(K_{eq} - k_{xx})(K_{eq} - k_{yy}) - k_{xy} k_{yx}] / (d_{xx} d_{yy} - d_{xy} d_{yx}) \quad (25)$$

临界质量为

$$M = K_{eq} / \gamma_{st}^2 \quad (26)$$

1.4 数学模型的验证

文献[14]中轴承的结构如图 3 所示。

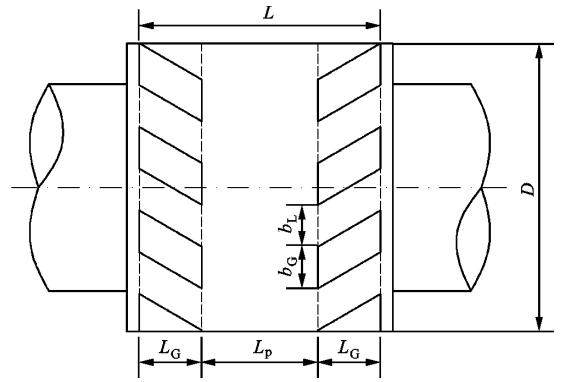


图 3 文献[14]轴承结构示意图

此轴承结构的具体计算参数意义及数值见表 1。

表 1 文献[14]中分析轴承的基本参数

参数	数值
轴承直径 D/mm	35
半径间隙 c/mm	0.017 5
轴承宽度 L/mm	35
平台长度 L_p/mm	0
黏度 $\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.001 2
转速 $N/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	10 800
槽数 n	13
槽深 c_E/mm	0.015
螺旋角 $\alpha/(^{\circ})$	30
沟槽长度 L_G/mm	17.5
沟脊比 r_g	1

图 4 给出采用此计算模型得到的轴承承载力随偏心率变化趋势与文献[14]结论的对比图,由此可知此计算模型得到的轴承承载力的结果与文献[14]中用 ARMD 软件计算得到的结果误差在 10% 以内,所以此模型承载力的计算是正确的。

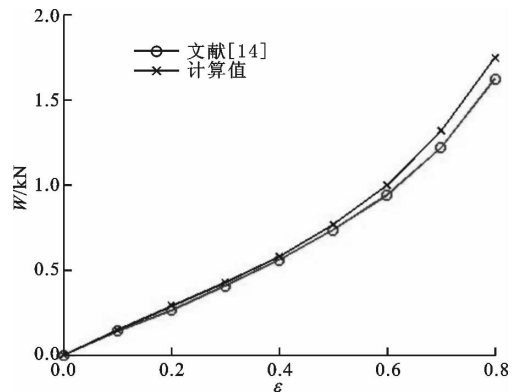


图 4 本文模型与文献[14]模型计算承载力的结果对比

文献[14]中分析的模型存在预加载荷 1G 和 25G,其中 G 表示整个机器本身的重力, $G=101.6 \text{ N}$,表 2 为采用此计算模型得到的轴承刚度和阻尼

系数的计算结果与文献[14]结果的对比图,由此可知此计算模型得到的轴承刚度和阻尼系数的计算结果与文献[14]中用 ARMD 软件计算得到的结果误差在 15% 以内,所以此计算模型的动态参数计算是正确的。

表 2 本文模型与文献[14]模型计算刚度、阻尼的结果对比

载荷	$K_{xx} /$	$K_{xy} /$	$K_{yx} /$	$K_{yy} /$
	$(10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1})$	$(10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1})$	$(10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1})$	$(10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1})$
1G(文献[14])	0.256	0.880	-0.871	0.269
1G(计算值)	0.229	0.791	-0.803	0.255
25G(文献[14])	1.686	1.885	-0.391	1.259
25G(计算值)	1.523	1.750	-0.382	1.287

载荷	$D_{xx} /$	$D_{xy} /$	$D_{yx} /$	$D_{yy} /$
	$(10^5 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	$(10^5 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	$(10^5 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	$(10^5 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$
1G(文献[14])	1.512	-0.039	0.060	1.502
1G(计算值)	1.429	-0.037	0.054	1.424
25G(文献[14])	2.824	0.982	1.023	1.460
25G(计算值)	2.528	0.864	1.020	1.379

2 结果分析与讨论

由于人字形螺旋槽轴承作为一种螺旋形油楔轴承,应用范围广,且可有效改善轴承的动态和热特性^[15],所以在此设计槽数为 10、螺旋角为 60°、槽深为 0.02 mm、沟脊比为 1 的人字形螺旋槽轴承,以获得良好的静动态性能,其结构如文献[6]中的图 1 所示。本文所分析的螺旋槽轴承基本参数见表 3。

表 3 本文螺旋槽轴承基本参数

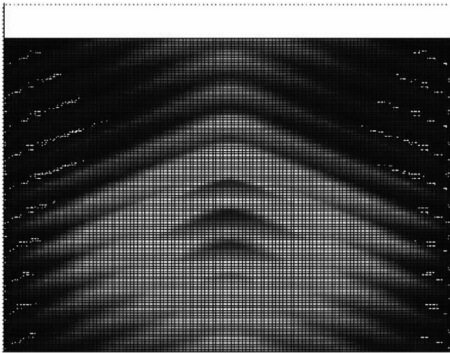
参数	数值
轴承直径 d/mm	30
半径间隙 c/mm	0.02
槽数 n	10
沟脊比 r_g	1
宽径比 $L \cdot d^{-1}$	1
槽深 c_E/mm	0.02
螺旋角 $\alpha/(\text{°})$	60
转速 $N/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	5 000

本文所分析的液态金属润滑剂为镓铟锡合金,其物理性能参数如下:黏度 μ 为 0.023 15 Pa · s,密度 ρ 为 0.945 g/cm³,比热容 c 为 1 800 J/(kg · °C)。

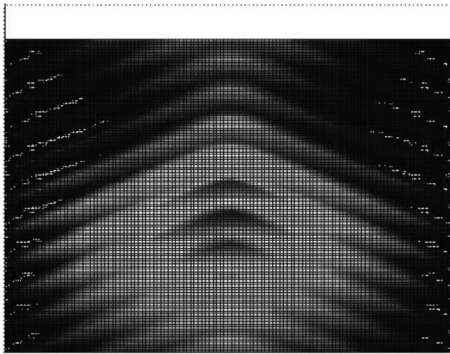
2.1 考虑孔的加工锥度误差时螺旋槽轴承的油膜压力分布

本文运用局部积分、有限差分法和边界条件,采用 Matlab 软件进行数值编程进行计算。

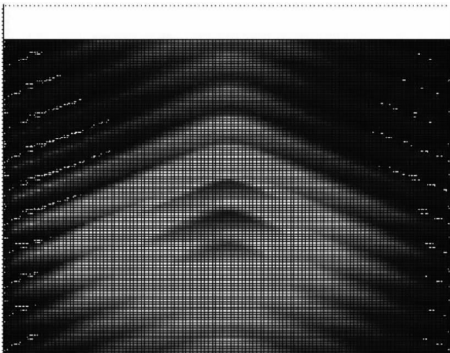
图 5 给出在固定偏心率为 0.2、设置孔的锥度误差分别为 0°、0.01°、0.02°时的膜厚压力分布图。



(a)锥度误差为 0°



(b)锥度误差为 0.01°



(c)锥度误差为 0.02°

图 5 螺旋槽轴承油膜压力分布图

如图 5 所示,当锥度误差为 0°时,由于人字形螺旋槽轴承呈特殊的对称结构,其油膜压力也是呈对称分布的,但是随着孔加工锥度误差的增大,油膜厚度的变化量也在增大,在油膜厚度逐渐增大的地方,轴承的油膜压力是在下降的,这是由于在膜厚较小区域,其剪切力较大,造成压力较大^[16]。由此可知,在实际工作中,要注意加工锥度误差尖端处的压力,避免因为油膜所承受压力过大影响润滑性能。

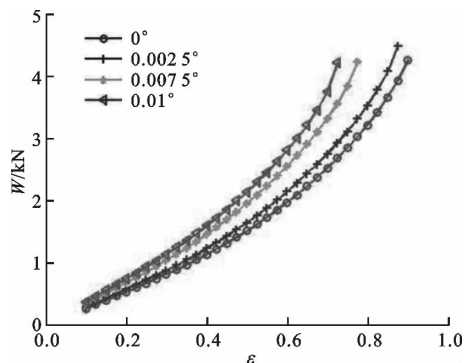
2.2 考虑孔的加工锥度误差时螺旋槽轴承的静态性能分析

图 6 给出了在不同锥度误差下螺旋槽轴承的静

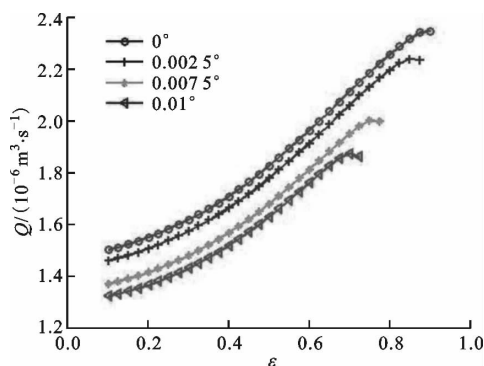
态性能参数随偏心率的变化曲线。

当偏心率较小时,加工锥度误差对轴承承载力的影响很小,但随着偏心率的增大,加工锥度误差对轴承承载力的影响不断增大,这是因为偏心率的增大会导致楔形效应的增加,这时虽然加工锥度误差很小,但是由这种误差导致的油膜厚度变化也会在这种楔形效应产生较大影响。值得注意的是,孔的加工锥度误差的存在在一定程度上可以增大轴承的承载力,进而提高轴承的工作性能。

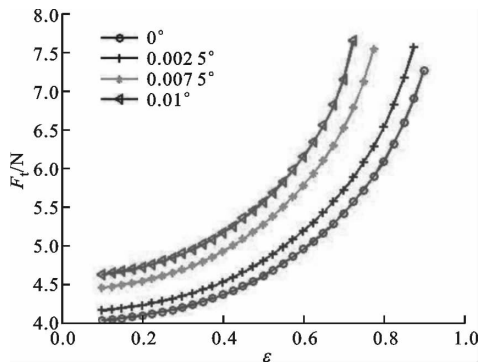
在一定范围内的加工锥度误差对轴承的泄流量影响不大,但是当加工锥度误差较大时,泄流量会明显下降,这是由于孔的加工锥度误差会导致轴承一端泄流口减小,影响轴承端泄流量。



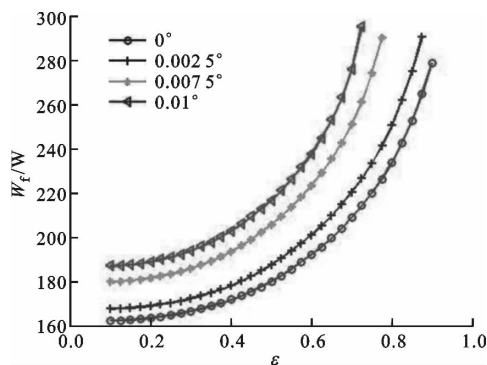
(a) 承载力



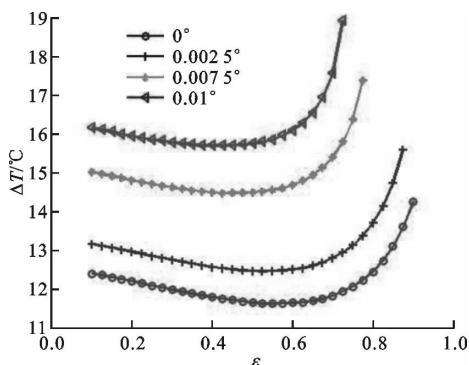
(b) 泄流量



(c) 摩擦阻力



(d) 摩擦功耗



(e) 温升

图6 在不同锥度误差下螺旋槽轴承静态性能随偏心率变化的曲线

轴承的摩擦功耗与所受摩擦阻力有很大关系,加工锥度越大其摩擦功耗和摩擦阻力越大,这是因为锥度越大,油膜厚度的变化量也会增加,进而其剪切力的变化量增大。

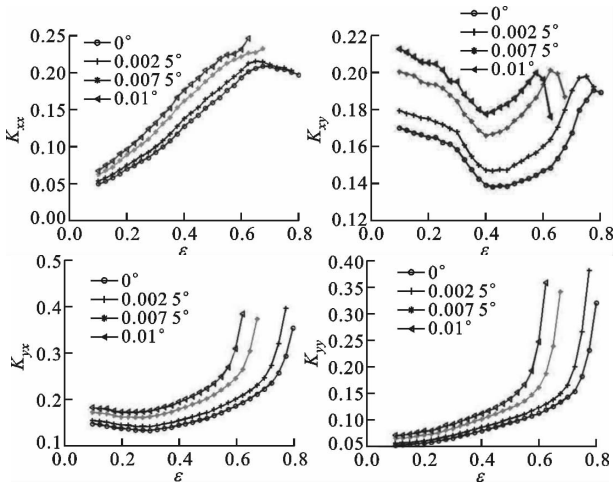
加工锥度误差对轴承的温升影响很大,加工锥度误差越大,轴承的温升越大,温升与轴承的泄流量、摩擦阻力、摩擦功耗有很大的联系,受摩擦阻力与泄流量的综合影响,在偏心率较小时,泄流量的增幅较摩擦阻力的增幅略大,轴承温升在开始阶段会出现小幅降低,但是同时要注意偏心率的选取,轴承间隙太大会导致压力梯度较小,油膜的承载能力有限,容易造成旋转机械的振动和摩擦^[17]。

2.3 考虑孔的加工锥度误差时螺旋槽轴承的动态性能分析

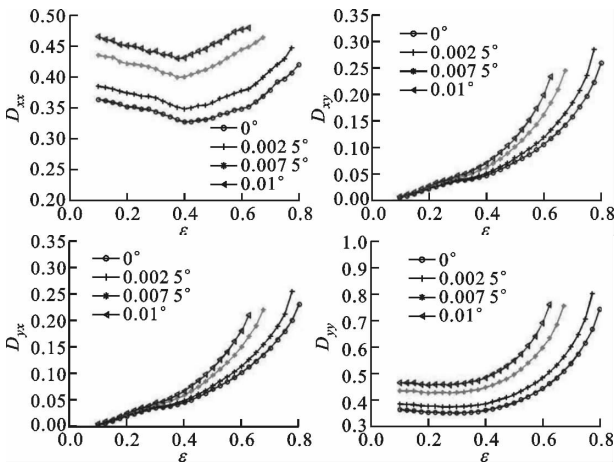
由于外界扰动的存在,轴颈的中心在轴承的中心位置附近进行涡动,从而形成了转子-轴承系统的动态特性^[18]。同时,对于机械设计而言,良好的静态特性是设计的基础,而良好的动态性能是成功的关键^[19],所以要考虑轴承的动态性能。

图7是在不同锥度误差下螺旋槽轴承的动态性能参数随偏心率的变化曲线。由图7可以看出,孔

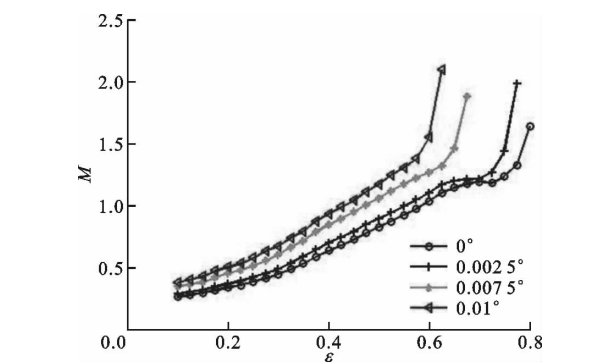
的加工锥度误差会增大刚度和阻尼,但是在偏心率较小的区域内,这种影响效果很小。锥度越大,临界质量越大,对转子-轴承系统的工作稳定性有一定的提高作用^[20],所以在实际加工过程中,若加工精度很难达到要求,可以允许出现一定范围的孔的加工锥度误差。当偏心率大约低于 0.55 时,锥度误差越大,界限涡动比平方越小,但是当偏心率增大时,锥度误差越大,界限涡动比平方越大,所以可以允许的



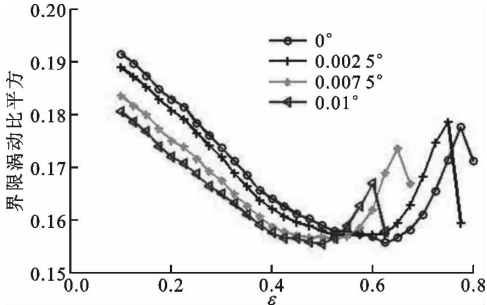
(a)刚度



(b)阻尼



(c)临界质量



(d)界限涡动比平方

图 7 在不同锥度误差下螺旋槽轴承动态性能随偏心率的变化曲线

孔加工锥度误差的大小与所适用的偏心率的范围有很大关系,实际工作中,在产生较大振动的工作场合,要格外注意加工锥度误差问题。另外,随着偏心率的增大一些动态参数出现突然减小的变化,这说明偏心率并不是越大越好,具体的偏心率值要根据实际工作情况来确定,并且孔的加工锥度误差越大时,这种突然减小的变化出现得越早,这是因为孔的加工锥度的存在在一定程度上与偏心率的的存在效果相似,即增加楔形效应,所以所选用偏心率的大小对于孔的加工锥度误差的大小有一定敏感性。

3 结 论

本文在考虑了孔的加工锥度误差的影响后,分析了镓基液态金属润滑螺旋槽轴承的承载力、泄流量、摩擦阻力、摩擦功耗、温升、刚度、阻尼、临界质量和界限涡动比平方随偏心率的变化情况。基于流体动力润滑理论,通过建立静态雷诺方程与动态雷诺方程,分析对比了在不同孔的加工锥度误差的影响下镓基液态金属润滑螺旋槽轴承的静态性能与动态性能,得出以下结论:

- (1)孔的加工锥度误差会直接影响油膜厚度的分布,使螺旋槽轴承的油膜压力呈不对称分布,因此要格外注意锥度尖端处的压力;
- (2)孔的加工锥度误差在一定程度上增大螺旋槽轴承的承载力,但是当加工锥度误差高于 0.007 5°时会使摩擦阻力、耗功和温升明显增加;
- (3)随着偏心率的增加,特别是偏心率大于 0.4 时,孔的加工锥度误差对镓基液态金属润滑螺旋槽轴承的静动态性能影响越大,这是由于偏心率增大会增加楔形效应,油膜厚度的微小变化也会影响这种楔形效应;
- (4)综合考虑承载、温升、刚度等因素,孔的加工锥度最好控制在 0.007 5°以内,偏心率取小于 0.4

时,可以获得比较稳定的静动态性能。

参考文献:

- [1] 石灵, 张富治, 王瑞海, 等. 医用 CT 球管国内外现状及发展趋势 [J]. 真空电子技术, 2018(2): 61-68.
SHI Ling, ZHANG Fuzhi, WANG Ruihai, et al. Domestic and foreign situation and development trend of medical CT X-Ray tubes [J]. Vacuum Electronics, 2018(2): 61-68.
- [2] GERKEMA J, PELZER J B. Metal-lubricated helical-groove bearing comprising an anti-wetting layer: US04614445 [P]. 1986-09-30.
- [3] BITTL H. X-ray tube with liquid-metal fluid bearing: US7050541 [P]. 2004-04-21.
- [4] PINERA A, PHILIP C, PELFREY. Hydrodynamic liquid metal bearing: US11799651 [P]. 2007-05-02.
- [5] TURAGA R, PARAMPIL G. Bearing mechanism and X-ray tube: US11481091 [P]. 2006-07-05.
- [6] 李亚倩, 杨攀, 陈渭. 考虑紊流和滑移影响的液态金属润滑螺旋槽轴承设计研究 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(8): 15-23.
LI Yaqian, YANG Pan, CHEN Wei. A study of bearing design for liquid metal lubricated spiral grooves under influences of turbulence and slip [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(8): 15-23.
- [7] DOBOSZ A, PLEVACHUK Y, SKLYARCHUK V, et al. Liquid metals in cooling systems: experimental design of thermophysical properties of eutectic Ga-Sn-Zn alloy with Pb additions [J]. Journal of Molecular Liquids, 2019, 281: 542-548.
- [8] DOBOSZ A, PLEVACHUK Y, SKLYARCHUK V, et al. Liquid metals in high-temperature cooling systems: the effect of Bi additions for the physicochemical properties of eutectic Ga-Sn-Zn [J]. Journal of Chemical & Engineering Data, 2019, 64: 404-411.
- [9] LI Xing, LI Yihong, TONG Zhe, et al. Enhanced lubrication effect of gallium-based liquid metal with laser textured surface [J]. Tribology International, 2019, 129: 407-415.
- [10] 程军, 于源, 朱圣宇, 等. 多功能室温液态金属在不同摩擦副条件下的润滑性能研究 [J]. 摩擦学学报, 2017, 37(4): 435-441.
CHENG Jun, YU Yuan, ZHU Shengyu, et al. Lubrication characteristics of multifunctional liquid-state metal materials under different sliding-pairs [J]. Tribology, 2017, 37(4): 435-441.
- [11] GUO Jie, CHENG Jun, TAN Hui, et al. Ga-based liquid metal: a novel current-carrying lubricant [J]. Tribology International, 2019, 135: 457-462.
- [12] 汪久根, 陈芳华, 陈李果, 等. 螺旋槽轴承研究综述 [J]. 润滑与密封, 2017, 42(3): 1-7.
WANG Jiugen, CHEN Fanghua, CHEN Ligu, et al. A review on groove bearings [J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(3): 1-7.
- [13] 张直明. 滑动轴承的流体动力润滑理论 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1986: 5-75.
- [14] HATTORI H, FUKUSHIMA H, YOSHI Y, et al. Proposal of a high rigidity and high speed rotating mechanism using a new concept hydrodynamic bearing in X-Ray tube for high speed computed tomography [J]. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 2009, 3(1): 105-114.
- [15] DEWANG Chai. Study on static characteristics of a herringbone grooved hydrodynamic journal bearing: numerical simulations [C] // Proceedings of the 2017 2nd Joint International Mechanical, Electronic and Information Technology Conference (JIMET 2017). Paris, France: Atlantis Press, 2017: 465-472.
- [16] 张艳芹, 倪世钱, 张志全, 等. 变黏度静压滑动轴承高速时油膜动态润滑特性 [J/OL]. 机械工程学报: 1-10[2019-07-06]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2187.TH.20190328.1834.060.html>.
ZHANG Yanqin, NI Shiqian, ZHANG Zhiquan, et al. Dynamic lubrication characteristics of oil film with variable viscosity hydrostatic sliding bearings at high speed [J/OL]. Journal of Mechanical Engineering: 1-10[2019-07-06]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2187.TH.20190328.1834.060.html>.
- [17] 林圣强. 滑动轴承油膜厚度对转子稳定性和振动的影响 [D]. 沈阳: 东北电力大学, 2013: 18-27.
- [18] 董永乐. 滑动轴承-转子系统动态特性分析及其结构优化 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2014: 30-39.
- [19] 李蓓智, 吴喜如, 杨建国. 精密数控车床电主轴-轴承-转子系统动态性能计算分析 [J]. 机械设计与制造, 2010(3): 173-175.
LI Beizhi, WU Xiru, YANG Jianguo. Analysis and calculation on dynamic characteristics of precision NC lathe motorized spindle system [J]. Machinery Design & Manufacture, 2010(3): 173-175.
- [20] 解亮. 油润滑弹性支撑多叶箔片轴承特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012: 32-35.

(编辑 武红江)