

DOI: 10.7652/xjtuxb201601010

微型电机人字沟轴承润滑特性分析

巨刚, 袁亮, 姜道伟, 刘小月, 李长勇

(新疆大学机械工程学院, 830047, 乌鲁木齐)

摘要: 针对某微型电机人字沟轴承的润滑问题, 基于流体力学润滑理论、采用 HBFA 软件、结合 Fortran 高级编程语言对轴承润滑性能进行了数值分析。在数值计算中采用扩展的雷诺方程对轴承有、无沟槽的油膜厚度及表面压力分布进行了分析, 并在此基础上研究了动、静态载荷下轴承转速、偏心率、偏位角、温升等参数对人字沟轴承润滑特性的影响。结果表明: 实验数据和仿真数据基本相符, 误差在 1%~4% 之间; 动载荷下有沟槽轴承的油膜较厚、油膜压力呈现波动, 主要分布在 180°~360° 区间, 其中最大值在 270° 位置; 静载荷下光滑轴承的油膜厚度略薄, 油膜压力呈现光滑分布, 主要分布在 0°~180° 区间, 其中最大值在 80° 位置。随着偏心率的增加, 油膜厚度减小, 油液温升先降低且在偏心率接近 1 时突然急剧增加, 油膜承载能力、油液泄漏量均增大; 随着轴承转速的提高, 油液温升、油膜承载能力、泄漏量均增大。该结果可为微型轴承的特性优化及微小型轴承润滑特性研究提供参考。

关键词: 人字沟轴承; 润滑; 雷诺方程; 数值计算

中图分类号: TK402 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2016)01-0059-08

Lubrication Properties of Herringbone Groove Bearings in Micro-Motors

JU Gang, YUAN Liang, JIANG Daowei, LIU Xiaoyue, LI Changyong

(School of Mechanical Engineering, Xinjiang University, Urumqi 830047, China)

Abstract: For the lubrication of some micro-motor herringbone groove bearing, the bearing lubrication performance is numerically analyzed by HBFA software combined with the Fortran code based on the lubrication theory of fluid mechanics. In the numerical calculation, the extended Reynolds equation is adopted to analyze the film thickness and surface pressure distribution of the groove or non-groove bearing. Following the above analysis, the effects of lubrication properties of the herringbone groove bearings in the parameter of spin axis speed, eccentricity, deviation angle, temperature and other parameters with the dynamic and static loads are discussed. And under the same load conditions, the experimental data are compared with the simulated data. The results show that the distribution of experimental data and simulation data are basically the same with deviations between 1% and 4%; the oil film of the groove bearing is pretty thick under the dynamical load condition, and the pressure of the oil film fluctuates mainly in the interval of 180°-360° and gets the maximum at 270°. But the oil film of the groove bearing is pretty thin under the static load condition, and the pressure of the oil film fluctuates mainly in the interval of 0°-180° and gets the maximum at 80°. With the increasing eccentric rate, the

收稿日期: 2015-05-18。 作者简介: 巨刚(1988—),男,硕士生;袁亮(通信作者),男,教授。 基金项目: 国家自然科学基金基金资助项目(61262059,31460248);新疆优秀青年科技创新人才培养项目(2013721016);新疆大学博士启动基金资助项目;新疆自治区科技支疆资助项目(201591102);新疆自治区研究生科研创新项目(XJGR2015025)。

网络出版时间: 2015-10-23 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20151023.1105.010.html>

thickness of the oil film decreases; the oil temperature decreases but suddenly increases when the eccentric rate is close to 1; the load ability of the oil film and the leakage of the lubrication oil both increase. With the increasing bearing speed, the oil temperature increases, and the load ability of the oil film and the leakage of the lubrication oil both increase.

Keywords: herringbone groove bearing; lubrication; Reynolds equation; numerical calculation

人字沟轴承是微型电机的关键零件,具有良好的润滑性能。蔡晓霞等采用变形矩阵法分析了油膜压力作用下轴承表面的变形^[1];应光驰等研究了不同转速下非线性转子动力学的分叉与混沌现象^[2];Yan 等提出了一种分析可倾瓦径向轴承完全动力参数的模型^[3];王楠等基于一种水润滑轴承水膜压力无线测试技术研究了多沟槽水润滑橡胶轴承水膜压力的轴向和周向分布^[4];张帆等采用润滑理论,运用 ANSYS 和流体润滑软件在计入轴承瓦体变形的基础上进行了轴承静态性能分析^[5];Andres 等对单一频率激振力所引起的大运行轨迹下的普通径向轴承的动力学响应进行了实验验证^[6];Toshio 等利用计算流体动力学(CFD)软件研究了迷宫型密封中轴承转子密封系统的动力学特性^[7];Sawichi 等基于 JFO (Jakobsson, Floberg, Olsson) 理论研究了动载荷工况下多油楔轴承的空穴现象^[8];Wang 等应用改进的 Elrod 空穴模型研究了滑动轴承在动载荷及微极流体润滑工况下的特性^[9];Guo 等基于 CFD 求解了多供油口滑动轴承的流场动、静特性^[10];朱新龙等对轴承润滑研究的现状做了分析并提出了展望及要求^[11]。以上方法只是针对轴承润滑的单个或者 2 个参数进行的。

鉴于此,本文以某微型电机人字沟轴承为研究对象,采用 HBFA 软件、结合 Fortran 高级编程语言对轴承润滑性能进行综合性数值分析,研究了偏心率、偏位角、转速等主要参数对人字沟轴承的油液温升、油膜承载力、泄漏量等数值特性的影响^[12-15],并且用实验进行了验证。

1 人字沟轴承润滑计算基本理论

1.1 轴心位置与间隙形状的关系

轴带动轴承旋转,把润滑油送入间隙,使得轴承内部产生流体动力压强,当油膜压力与轴颈载荷平衡时,平衡位置位于偏心一侧,如图 1 所示。

偏位角 ψ 和偏心率 ϵ 共同确定轴心 o_2 的平衡位置。 ψ 为轴颈和轴承的连心线 o_1o_2 与载荷(油膜承载力) w 的作用关系线之间的夹角。

由图 1 可知,间隙 h 是 θ 角的函数,可近似为

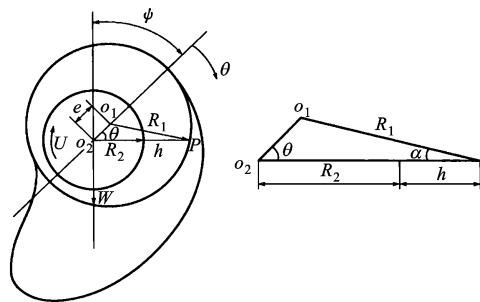


图 1 轴心位置与间隙之间的关系

$$h = e \cos \theta + c = c(1 + \epsilon \cos \theta) \quad (1)$$

式中: e 为偏心距; c 为半径间隙, $c = R_1 - R_2$; $\epsilon = e/c$ 为偏心率。

式(1)表示的轴承间隙形状呈余弦状,该表达式的误差仅为 0.1%。

1.2 扩展雷诺方程及边界条件约束

1.2.1 雷诺方程 将人字沟轴承表面沿平面连续展开,如图 2 所示,且 $x = R\theta$, $dx = R d\theta$,则一般形式的动载雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta R^2 \left[\left(\omega - 2\omega_L - 2 \frac{dr}{dt} \right) \frac{dh}{d\theta} + 2c \frac{d\epsilon}{dt} \cos \theta \right] \quad (2)$$

式中: p 为油膜压力; η 为润滑油动力黏度; r 为间隙比; ω 为轴颈角速度; ω_L 为电机角速度。

当重力远大于离心力时,静态雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta R^2 \omega \frac{dh}{d\theta} \quad (3)$$

当离心力远大于转子重力时,动载雷诺方程 $\left(\frac{dr}{dt} = 0, \frac{d\epsilon}{dt} = 0, \omega_L = \omega \right)$ 为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = -6\eta R^2 \omega \frac{dh}{d\theta} \quad (4)$$

对轴承进行计算分析时,雷诺方程需进行量纲归一化处理。令 $y = \frac{\lambda L}{2}$, $\alpha = \left(\frac{2R}{L} \right)^2$, $h = c(1 + \epsilon \cos \theta) = H^{\circ}c$, 则有

$$p = P \frac{6U\eta R}{c^2}, \quad U = R\omega$$

值时,轴承的性能明显下降。

在相同的时间内轴承自然散热量 Γ_2 与润滑油流动带走的热量 Γ_1 之和等同于轴承摩擦所消耗的热量,即

$$\Gamma = \Gamma_1 + \Gamma_2 \tag{12}$$

$$\Gamma_1 = Q_L \zeta \rho (T_o - T_i) \tag{13}$$

$$\Gamma_2 = a_s \pi d B (T_o - T_i) \tag{14}$$

式中: Q_L 为泄漏量; ζ 为润滑油比热容; ρ 为润滑油密度; T_i 为润滑油的入口温度,通常取值 $35 \sim 40\text{ }^\circ\text{C}$; T_o 为润滑油出口温度; a_s 为轴承传导热量系数; d 为电机轴的直径。轴承在单位时间内摩擦产生的热量

$$\Gamma = f p U \tag{15}$$

式中: f 为润滑油摩擦系数。

轴承散发热量与轴承的表面特性及外部环境等有关^[17],热平衡时 $\Gamma = \Gamma_1 + \Gamma_2$,即

$$f p U = Q_L p \zeta (T_o - T_i) + a_s \pi d B (T_o - T_i) \tag{16}$$

润滑油温度达到动热平衡时温差

$$\Delta T = T_o - T_i = \frac{f}{\phi} p' \left(\zeta p' \left(\frac{Q_L}{\phi U B d} \right) + \frac{\pi a_s}{\phi U} \right)^{-1} \tag{17}$$

式中: $\frac{Q_L}{\phi U B d}$ 为泄漏量系数; $f = \frac{\pi \eta \omega}{\phi p} + 0.55 \phi \xi$, ξ 为轴承的直径宽度比,对于 $D/L < 1$, $\xi = \left(\frac{D}{L} \right)^{1.5}$,对于 $D/L > 1$, $\xi = 1$; p' 为轴承的平均压力, $p' = \frac{\omega}{LD}$; η 为润滑油的动力黏度。

轴承载荷分布是以平均温度下的润滑油黏度来计算,即

$$T_m = T_i + \frac{\Delta T}{2} \tag{18}$$

式中: $T_m = \frac{T_i + T_o}{2}$ 为润滑油的平均温度; $\Delta T = T_o - T_i$ 为润滑油温升。

2 轴承润滑特性仿真分析

用 HBFA 软件结合 Fortran 高级编程语言对轴承润滑性能进行了仿真分析。人字沟轴承及电机给定实验的参数如表 1 所示。微型电机的实物如图 5 所示。由 Fortran 语言^[18-19]编制的人字沟轴承仿真程序分析流程如图 6 所示。

图 7、图 8 是在带沟槽、无沟槽时油膜厚度分布,图 7 中最大油膜厚度为 4.4 nm,图 8 中最小油膜厚度为 4.2 nm 且最大为 8.3 nm。可见,带沟槽的轴承油膜厚度大于无沟槽。

表 1 轴承及电机给定的参数

$n/10^3 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$	ω/N	d/mm	l_g/mm	$\alpha/(^\circ)$
5	0~1.8	2.992	0.004	30
D/mm	L/mm	$\eta/\text{Pa} \cdot \text{s}$	γ	沟槽数
3.0	2.4	0.023 15	1	14

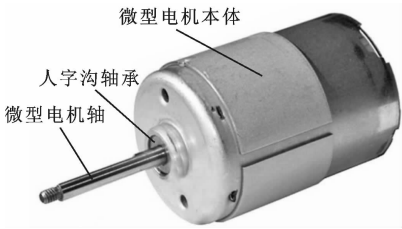


图 5 微型电机

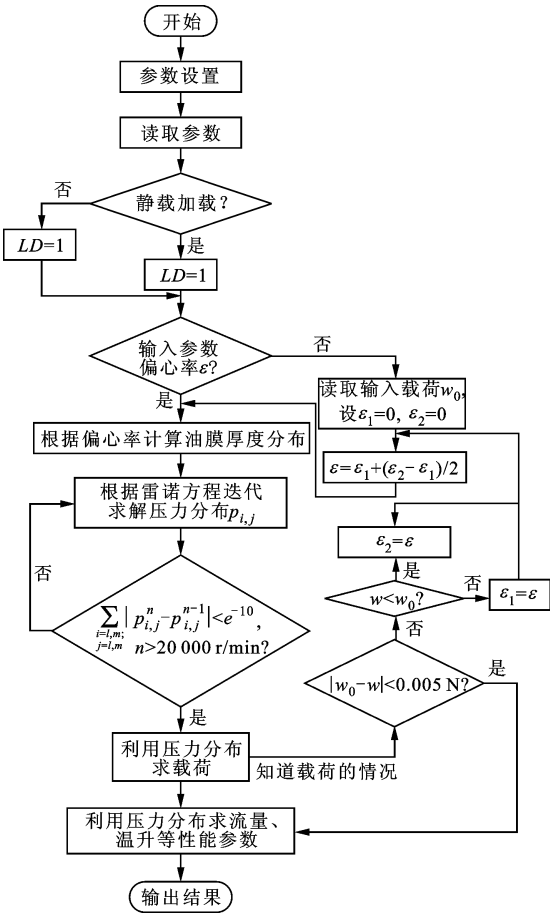


图 6 由 Fortran 语言编制的人字沟轴承仿真程序分析流程图

图 9~图 12 是轴承在动、静载荷下油膜压力分布。可以看出:无沟槽时静态的压力分布在 $0^\circ \sim 180^\circ$ 区间,最大值在 80° 位置,而动态压力分布在 $180^\circ \sim 360^\circ$ 区间,最大值在 270° 位置;带沟槽时静态的压力分布出现了起伏和波动。

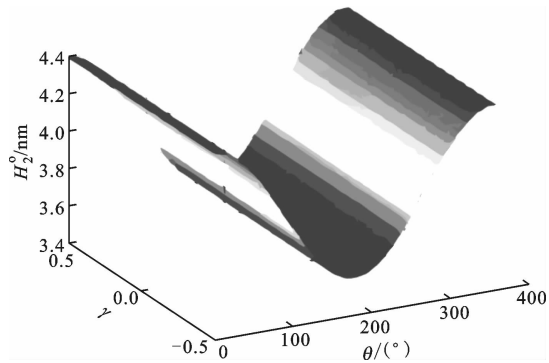


图 7 无沟槽时油膜厚度随角度和沟脊比的变化

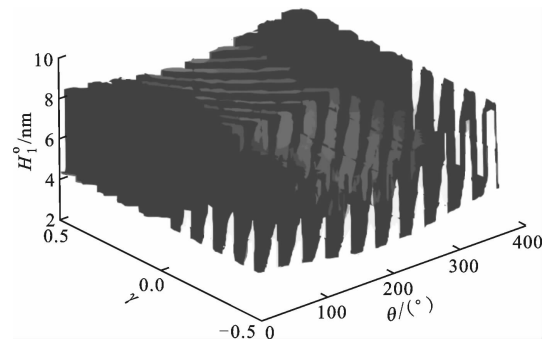


图 8 带沟槽时油膜厚度随角度和沟脊比的变化

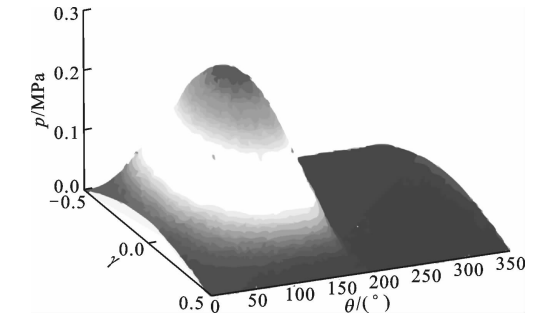


图 9 无沟槽时在静载荷下油膜压力随角度和沟脊比的变化

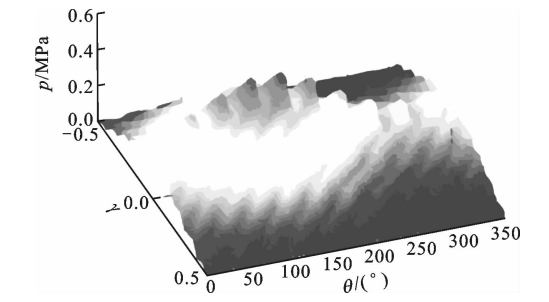


图 10 带沟槽时在静载荷下油膜压力随角度和沟脊比的变化

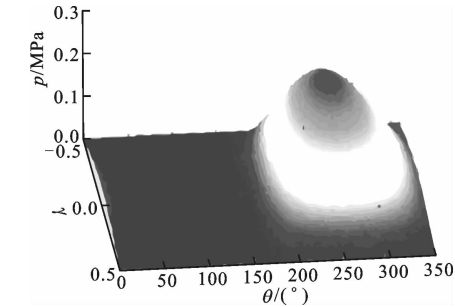


图 11 无沟槽时在动载荷下油膜压力随角度和沟脊比的变化

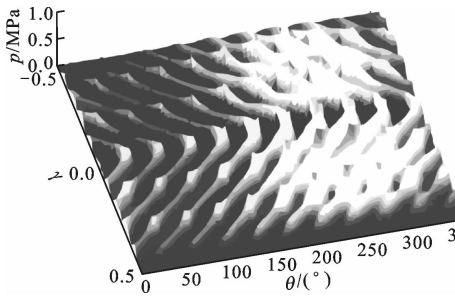


图 12 带沟槽时在动载荷下油膜压力随角度和沟脊比的变化

仿真分析具有同样的初始化参数,如表 1 所示;②必须对轴承进行多次实验,对所有实验获得的特性数据进行平均化处理。

用改进的轴承润滑特性实验台测试了人字沟轴承润滑性能,用外加载荷控制器测试了轴承外力加载,用温度传感器检测轴承运转过程中的温度变化。位移传感器 1 间接测量轴承在工作时的油膜厚度,位移传感器 2 检测轴承轴颈的偏向位移,压力传感器测量轴承油膜压力分布,这些参数都可由轴承润滑采集系统通过计算机直接显示出来。

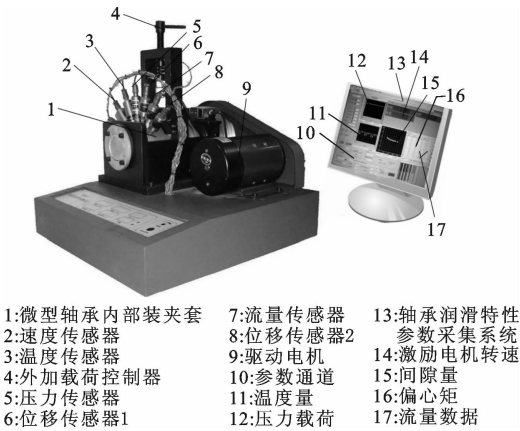


图 13 改进轴承润滑特性实验台

3 轴承润滑特性实验分析

改进的轴承润滑特性实验台如图 13 所示。人字沟轴承润滑特性分析需要满足的实验条件:①与

当沟槽角度 $\alpha = 30^\circ$ 、沟脊比 $\gamma = 1$ 、沟深 $l_g = 0.004 \text{ mm}$ 时,油膜承载力随偏心率的变化如图 14 所示。可以看出,静态载荷略大于动态载荷,但油膜

承载力随偏心率变化的趋势基本一致。理论上,当 $\epsilon=0$ 时,载荷等于0,而载荷数值解不为0,表明数值模拟存在误差。当 ϵ 接近0.1时,油膜的承载力约为0.8628 N;当 ϵ 接近1时,载荷显著增加。对于静态载荷,当 $\epsilon \approx 0.99$ 时,油膜的承载力达到了34.7 N;当 $\epsilon \approx 1$ 时,无论是静态还是动态载荷,理论上均为无穷大。

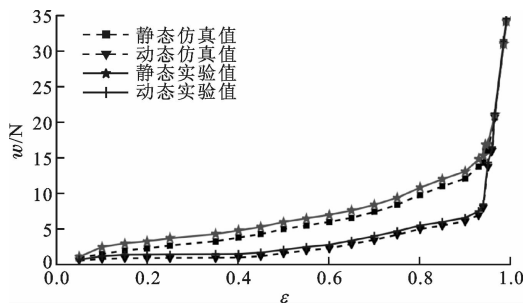


图14 油膜承载力随偏心率的变化

偏位角随偏心率的变化如图15所示。可以看出,当 ϵ 趋近于1时, ψ 趋近于 0° ,静态 ψ 大于 0° ,动态 ψ 小于 0° 。

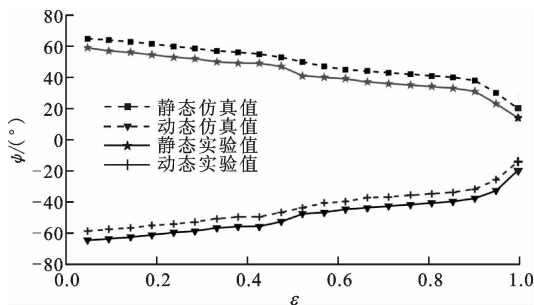


图15 偏位角随偏心率的变化

总流量和泄漏量随偏心率的变化如图16所示。可以看出,静、动态下的曲线变化趋势是一致的,流量随偏心率线性变化, ϵ 为0时流量最小, ϵ 趋近于1时流量最大, Q_L 远小于 Q_0 。

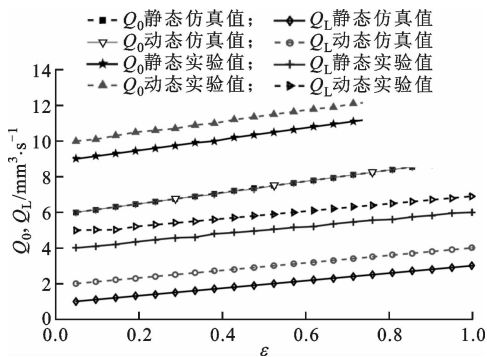


图16 总流量和泄漏量随偏心率的变化

温升随偏心率的变化如图17所示。可以看出,静、动态下曲线的变化趋势基本一致,动态温升略小

于静态温升。当 ϵ 接近0时,温升较大,约为 7°C ;随着 ϵ 趋近于1,温升先减后增,但总体温升变化不大,在 10°C 之内。

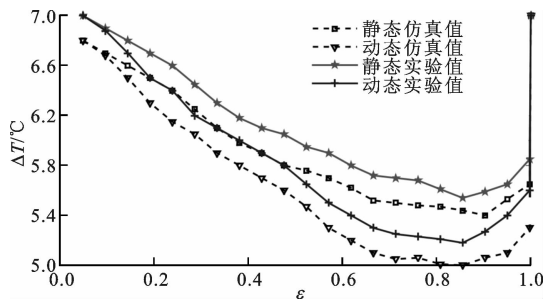


图17 温升随偏心率的变化

当沟槽角度 $\alpha=30^\circ$ 、沟脊比 $\gamma=1$ 、 $\epsilon=1$ 时, w 、 ψ 、 Q_0 、 Q_L 和 ΔT 随转速的变化如图18~图21所示。可以看出,转速在1 000~10 000 r/min区间,除偏位角以外,其他性能参数随转速的变化都是线性增加的。转速越大,载荷越大,这样静态曲线斜率

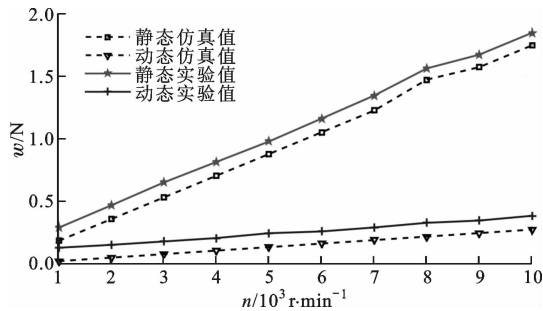


图18 载荷随转速的变化

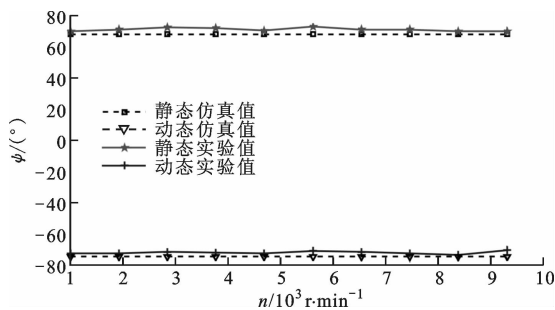


图19 偏位角随转速的变化

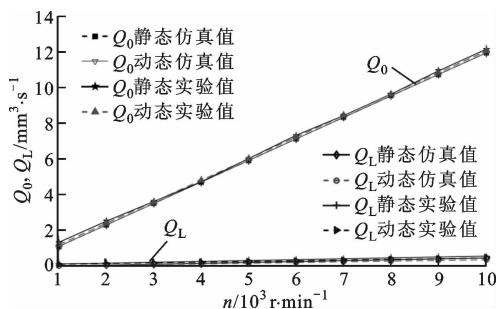


图20 总流量和泄漏量随转速的变化

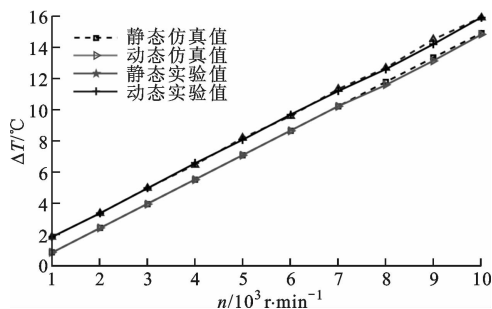


图 21 温升随转速的变化

要大于动态。转速对偏位角略有影响。静、动态下转速对流量和温度的影响是一样的,二者变化趋势几乎重合。

综上,在相同工况下,仿真与实验基本相同,仿真的误差在 1%~4%之间。

4 结 论

本文针对某微型电机人字沟轴承润滑特性进行了数值计算,即采用 HBFA 软件、结合 Fortran 高级编程语言对轴承在动载荷、静载荷下的油膜厚度、油膜承载力、润滑油泄漏、润滑油温度等参数进行了详细的理论与实验分析,并对仿真和实验进行了对比。结果表明:仿真和实验基本相符;在动载荷下带沟槽轴承的油膜较厚,油膜压力呈现波动,主要分布在 $180^\circ \sim 360^\circ$ 区间,最大值在 270° 位置;静载荷下光滑轴承油膜略薄,油膜压力呈现均匀分布,主要分布在 $0^\circ \sim 180^\circ$ 区间,最大值在 80° 位置;随着偏心率的增大,油膜厚度减小,油液温升先减后增,油膜承载能力、油液泄漏量增大;随着转速的提高,油液温升、油膜承载力、泄漏量均增大。

参考文献:

[1] 蔡晓霞,孙军,刘利平,等. 计及机体变形的燃机主轴承弹性流体动力润滑分析[J]. 摩擦学报, 2010, 30(2): 118-122.
CHAI Xiaoxia, SUN Jun, LIU Liping, et al. Elasto-hydro-dynamic lubrication analysis of main bearing for internal combustion engine considering block deformation[J]. Tribology, 2010, 30(2): 118-122.

[2] 应广驰,孟光,荆建平. 考虑发动机基础激励的涡轮增压器转子动力学研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(4): 118-122.
YING Guangchi, MENG Guang, JING Jianping. Turbocharger rotor dynamics with foundation excitation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(4): 118-122.

[3] YAN Z, WANG L, QIAO G, et al. An analytical model for complete dynamical coefficients of a tilting-pad journal bearing [J]. Tribology International, 2010, 43: 7-15.

[4] 王楠,孟庆丰,张雪冰. 多沟槽水润滑橡胶轴承水膜压力的无线测试方法[J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(3): 1-6.
WANG Nan, MENG Qingfeng, ZHANG Xuebing. Wireless measurement for film pressure of multi-groove water-lubricated rubber bearing [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(3): 1-6.

[5] 张帆,钟海权,孙丽军. 大型重载滑动轴承润滑特性的理论与试验研究[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(5): 15-20.
ZHANG Fan, ZHONG Haiquan, SUN Lijun. Theoretical and experimental research on lubrication properties of large heavy sliding bearing [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(5): 15-20.

[6] ANDRES L S, DE SANTIAGO O. Identification of journal bearing force coefficients under high dynamic loading centered static operation [J]. Tribology Transactions, 2005, 48(1): 9-17.

[7] TOSHIO H, GUO Zenglin, KIRK R G. Application of computational fluid dynamics analysis for rotating machinery: part II Labyrinth seal analysis [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127: 820-826.

[8] JEZY T. Cavitation effects on the dynamics of journal bearing [J]. Applied Mechanics and Engineering, 2005(10): 515-526.

[9] WANG Xiaoli, ZHANG Junyan, DONG Hui. Analysis of bearing lubrication under dynamic loading considering micropolar and cavitating effects [J]. Tribology International, 2011, 44: 1071-1075.

[10] GUO Zenglin, HIRANO T, KIRK R G. Application of computational fluid dynamic analysis for rotating machinery: part I Hydrodynamic, hydrostatic bearing and squeeze film damper [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127: 445-451.

[11] 朱新龙,孙军,张亮,等. 气体轴承润滑研究的现状及展望[J]. 机械设计, 2015, 32(1): 1-25.
ZHU Xinlong, SUN Jun, ZHANG Liang, et al. Review on lubrication of gas bearing [J]. Machine Design, 2015, 32(1): 1-25.

[12] 王震华,孙军,桂长林,等. 计入润滑油粘压效应和表面形貌的倾斜轴颈轴承润滑分析[J]. 轴承, 2006, 12: 4-7.

- WANG Zhenhua, SUN Jun, GUI Changlin, et al. Lubrication performance analysis of misaligned journal bearing considering oils viscosity-pressure effect and rough surfaces [J]. Bearing, 2006, 12: 4-7.
- [13] 王慧辉. 基于多体动力学的曲轴轴承润滑特性分析 [D]. 济南: 山东大学, 2012.
- [14] 雷基林, 申立中, 毕玉华. 卧式柴油机主轴承润滑特性的影响因素分析 [J]. 农业工程学报, 2012, 28(17): 19-23.
- LEI Jiling, SHEN Lizhong, BI Yuhua. Analysis on influence factors of main bearing lubrication characteristics for horizontal diesel engine [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012, 28(17): 19-23.
- [15] 付国宁, 姚廷强, 黄雅成. 空心圆锥滚子轴承接触特性分析 [J]. 机械传动, 2015, 29(1): 114-117.
- YU Yuanning, YAO Tingqiang, HUAN Yacheng. Analysis of contact characteristics of hollow tapered roller bearing [J]. Mechanical Transmission, 2015, 29(1): 114-117.
- [16] 雷基林, 申立中, 毕玉华, 等. 卧式柴油机主轴承润滑特性的影响因素分析 [J]. 农业工程学报, 2012, 28(17): 19-24.
- HUO Jilin, SHEN Lizhong, BI Yuhua, et al. Analysis on influence factors of main bearing lubrication characteristics for horizontal diesel engine [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012, 28(17): 19-24.
- [17] 黄平润. 滑数值计算方法 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2012.
- [18] 崔小康, 吴超, 吴溢华. 基于 VB 和 Fortran 语言混合编程的滑动轴承性能分析的可视化研究 [J]. 机床与液压, 2011, 39(21): 91-93.
- CUN Xiaokang, WU Chao, WU Yihua. Visualization investigation of hydrodynamic bearings' performance analysis based on VB and Fortran mixed language programming [J]. Machine Tool and Hydraulics, 2011, 39(21): 91-93.
- [19] 华细金. 基于 FLUENT 的纵向沟槽水润滑轴承流体润滑数值分析 [D]. 重庆: 重庆大学, 2009.

(编辑 苗凌)

(上接第 33 页)

- [12] MARSH A, PRAKASH M, SEMERCIGIL E, et al. A shallow-depth sloshing absorber for structural control [J]. Journal of Fluids and Structures, 2010, 26(5): 780-792.
- [13] 文永奎, 孙利民. 大跨度斜拉桥钢塔施工阶段制振用 TMD、TLD 装置及其性能试验 [J]. 地震工程与工程振动, 2008, 28(3): 157-164.
- WEN Yongkui, SUN Limin. TMD, TLD and performance tests for vibration control of steel tower of large span cable-stayed bridge during construction [J]. Earthquake Engineering and Engineering Vibration, 2008, 28(3): 157-164.
- [14] 郭涛, 李国君. 内嵌晃荡液体减振的流固耦合分析 [J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(9): 117-122.
- GUO Tao, LI Guojun. Fluid-structure interaction analysis for vibration suppression of interior sloshing liquid [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(9): 117-122.
- [15] 汪正兴, 王波, 钟继卫, 等. 液体质量双调谐减振器 (TLMD) 研究与应用 [J]. 桥梁建设, 2011(1): 10-13.
- WANG Zhengxing, WANG Bo, ZHONG Jiwei, et al. Research and application of tuned liquid and mass damper (TLMD) [J]. Bridge Construction, 2011(1): 10-13.
- [本刊相关文献链接]
- 郭涛, 李国君. 内嵌晃荡液体减振的流固耦合分析. 2014, 48(9): 117-122. [doi:10.7652/xjtuxb201409020]
- 韩宾, 文灿, 于渤, 等. 泡沫填充波纹夹芯梁的面内压缩破坏模式分析. 2014, 48(11): 37-43. [doi:10.7652/xjtuxb201411007]
- 毛阳, 陈志勇, 史文库, 等. 磁流变液双质量飞轮扭振减振特性研究. 2014, 48(6): 127-133. [doi:10.7652/xjtuxb201406022]
- 张超, 陈天宁, 王小鹏, 等. 颗粒阻尼线性离散元模型参数的选取方法. 2014, 48(3): 96-101. [doi:10.7652/xjtuxb201403018]
- 舒歌群, 赵文龙, 梁兴雨, 等. 约束阻尼结构的振动分析及结构参数优化研究. 2014, 48(3): 108-114. [doi:10.7652/xjtuxb201403020]
- 王成, 锦翎, 白俊卿, 等. 利用主成分分析的模态参数识别. 2013, 47(11): 97-104. [doi:10.7652/xjtuxb201311018]
- 刘石, 仲继泽, 冯永新, 等. 使用磁流变阻尼器的大型汽轮发电机定子端部绕组振动控制. 2013, 47(4): 39-43. [doi:10.7652/xjtuxb201304008]
- 王健伟, 徐晖, 季聪, 等. 内嵌流体柔性板的流体自适应减振机理数值分析. 2008, 42(5): 612-616. [doi:10.7652/xjtuxb200805022]

(编辑 苗凌)