

振动对流体动压轴承设计性能的影响研究

刘文军, 方坤礼, 毛建辉, 毕少平

衢州职业技术学院, 浙江 衢州

收稿日期: 2022年4月22日; 录用日期: 2022年5月23日; 发布日期: 2022年5月30日

摘要

流体动压轴承广泛应用于机床的主轴系统中,起着定位和支撑的作用,与滚动轴承相比,具有承载能力大、整体尺寸小、摩擦功耗低、耐冲击性能好、抗击振动性强、旋转精度高等显著特点。过去的轴承设计只考虑了旋转摩擦发热引起的温升,但轴承内振动耗散引起的额外温升使油膜粘度下降,影响了所有的轴承特性,因此,本文讨论了轴振动引起的轴承设计特性对流体动压颈轴承的影响。轴承升温除了旋转摩擦产生的热量外,还必须考虑振动耗散引起的升温,比较了振动发热对动压颈轴承特性参数的影响,提出了考虑振动耗散引起的升温的动压颈轴承的设计。因此,以五个设计案例的数值模拟结果为依据,讨论了主轴振动对轴颈轴承性能的影响。

关键词

轴承, 转子轴承系统, 振动, 有限元分析

Research on Effect of Vibration on the Design Performance of Hydrodynamic Bearing

Wenjun Liu, Kunli Fang, Jianhui Mao, Shaoping Bi

Quzhou College of Technology, Quzhou Zhejiang

Received: Apr. 22nd, 2022; accepted: May 23rd, 2022; published: May 30th, 2022

Abstract

Liquid dynamic pressure bearings are widely used in the spindle system of machine tools, playing the role of positioning and support. Compared with rolling bearings, they have remarkable features such as large load capacity, small overall size, low frictional power consumption, good im-

pact resistance, strong resistance to shock vibration, and high rotational accuracy. In the past, the bearing design only considered the temperature rise caused by the heat of rotating friction, but the additional temperature rise caused by the dissipation of vibration in the bearing caused the oil film viscosity to decrease, which affected all the bearing characteristics; therefore, this paper discusses the bearing design characteristics caused by the shaft vibration on the influence of oil dynamic pressure neck bearing. Based on the fact that the bearing temperature rise must consider the heat rise caused by vibration dissipation in addition to the heat generated by rotational friction, the effect of vibration heat generation on the characteristic parameters of the dynamic pressurized neck bearing is compared and the design of the dynamic pressurized neck bearing considering the heat rise caused by vibration dissipation is proposed. Therefore, the effects of spindle vibration on journal bearing performance are discussed based on the numerical simulation results of five design cases.

Keywords

Bearing, Rotor Bearing System, Vibration, Finite Element Analysis

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着机床向高速化和精密化的方向发展,对流体动压滑动轴承也提出了更高的要求,在保证轴承所需承载能力的情况下,要控制轴承温升在合理范围内,并且尽量减少润滑油流量以减少浪费。由于影响流体动压滑动轴承特性的因素众多,且轴承工作过程比较复杂,所以分析各因素对轴承特性的影响作用规律不仅有利于分析流体动压滑动轴承的工作特性,而且为轴承的优化设计提供有力依据。流体动压润滑轴承广泛应用于高速或大型的转子中,相对于滚动轴承,动压轴承有更多的优点,如承载能力大、具有更好的抗振性和较长的工作寿命。对动压轴承油膜参数的分析至关重要而不可或缺,油膜不仅承受载荷、减轻摩擦、消除磨损等作用,而且油膜的动态特性系数(指油膜刚度系数和阻尼系数)更是直接影响到转子-轴承系统的动力学行为。作为重要支承部件的滑动轴承——转子系统一旦发生故障,轻则停机,重则机毁人亡。因此研究故障状态下滑动轴承——转子系统油膜的运动特性,对滑动轴承的故障诊断具有重要的意义。

目前在国内外已有相当多的研究,赵英等人应用 SUN 工作站上的 I-DEAS 软件完成了一种新型的液体动压轴承的三维变量造型设计及有限元仿真,对动压轴承进行了静态、动态力学性能的分析,计算出油膜的八个动态特性系数,并与其它同类轴承进行了比较,进而分析了本次所设计的轴承的特点。张国渊等人[1]构建了低温滚动轴承全液膜润滑和起动摩擦力矩的求解模型,获得了在特定工况下不同滚动体位置的液膜压力分布和最小液膜厚度等。田助新等人[2]分析了液体静压推力轴承供油孔区域惯性效应对其承载力的影响,供油孔区域惯性效应主要影响浅油腔液体静压推力轴承的承载力,当油膜厚度比大于 5 时,考虑和不考虑供油孔区域惯性效应的承载力之间的相对误差小于 1%。孟晶等人[3]分析影响动静压轴承特性的因素,使用计算流体动力学软件 FLUENT 对液体动静压轴承的特性进行研究,得到动静压轴承压力场及温度场的分布,并进一步分析其特性与各影响因素的关系。一般而言,其求解的方法是根据 Reynolds Equation 或 Navier-Stokes Equations 及边界条件求出静态的数值解[4] [5],以微扰法,求出动态

系数与偏心率的关系[6]。Someya [7]提供了流体动压滑动轴承的完整设计数据, 包括完整轴承、不同角度的局部轴承、多叶轴承、多瓦轴承等, 以及静态无量纲特征参数, 每个轴承还具有轴承油膜无量纲刚度系数与无量纲阻尼系数和索末菲数之间的关系, 可用于计算流体动压颈轴承设计中的油膜动力系数。本文讨论了动压设计颈轴承的计算方法。由于转子系统在加工和安装过程中不可避免地会出现质量偏心, 本文采用有限元方法模拟了转子-轴承系统在离心力作用下的振动, 并对其动态特性进行了分析。根据Someya的轴承刚度系数和阻尼系数, 计算了主轴轴承端在不同转速下的位移变化。基于budynasrg等[8]提出的设计方法, 本文建立了轴承设计计算程序, 并利用Microsoft Visual Studio建立了动压颈轴承的计算。在windows azure的单机试验平台上, 将振动产生的能量率和摩擦功率之和与轴承散热模式相加, 并使用程序循环进行油温迭代, 以获得最小厚度、偏心率、最大压力流量、油膜温度等特征参数。

2. 设计原理

动压颈轴承的设计参数包括黏度系数 μ 、静负荷 W 、转速 N 、轴颈直径 D 、轴承长度 L 、径向间隙 c , 这些设计参数组成Sommerfeld数为无因次负荷的倒数, 定义如下

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P} \quad (1)$$

其中 P 为轴承投影面积的平均压力、 r 为轴承半径。此外, 还有与轴承散热有关的设计参数包括轴承面的对流散热面积 A 、热对流系数 h_{cr} 、及环境温度 T_{∞} 。压颈轴承的特性参数包括静态特性的润滑油流量 Q 、轴向泄漏流量 Q_s 、最小油膜厚度 h_0 或偏心量 e 、姿态角 α 、摩擦系数 f 、油膜最大压力 P_{max} 及油膜平均温度 T_f , 以及动态特性的刚度系数及阻尼系数。

设计参数及特性参数组合成的无因次特性参数包括摩擦系数参数 fr/c , 无因次流量 $Q/rcNL$, 泄漏流量比 Q/Q_s , 最小膜厚比 h_0/c 或偏心比, 无因次刚度系数 ck_{ij}/W , 无因次阻尼系数 $c\omega c_{ij}/W$, 油膜最大压力比 P/P_{max} 。

根据Shigley的设计方案, 本文提出流体动压压颈轴承运算流程, 其中考虑振动耗能的热量平衡。其先决的设计参数计有静负荷 W 、转速 N 、轴颈直径 D 、轴承长度 L 、及径向间隙 c , 一开始选定使用润滑油的规格, 假设初始的油膜平均温度, 得到初始黏度系数的猜值, 轴承设计者将先决的设计参数代入式(1)计算得到Sommerfeld数, 由Sommerfeld数与无因次特性参数关系图, 得到无因次特性参数, 其中摩擦系数参数用来进一步计算摩擦生热及其与散热的平衡, 以致得到逼近于设计条件的油膜平均温度, 迭代新的油膜平均温度所对应的润滑油黏度系数, 重新由式(1)计算新的Sommerfeld数, 直到油膜平均温度收敛至允许的计算精度为止, 将此收敛情况下的Sommerfeld数, 查出所有的无因次特性参数, 并代入设计参数得到特性参数, 检查这些特性参数是否满足需求或合乎常态, 否则根据特性参数需求的方向变更设计参数, 以相同的手法重新进行设计的计算检查其特性参数[9]。

根据Sommerfeld数[10]得到的 fr/c 用来求摩擦力矩, 其计算为:

$$T = f \cdot W \cdot r \quad (2)$$

其中: f 为摩擦系数, 将轴承间隙 c 及半径 r 代入 fr/c 求得及承载 W 为已知设计参数, 因此, 摩擦生热量计算如下:

$$H_{fr} = T \omega 2\pi N W c \left(\frac{fr}{c}\right) \quad (3)$$

$N = \omega/2\pi$ 为已知设计参数, ω 及 N 为分别以rad/sec及rev/sec表示的主轴转速。

3. 应用分析

以单一圆盘转子-轴承系统为例[11] [12] [13], 有限元素模型如图 1 所示, 主轴建模的物理参数如表 1 所示, 转盘组件材料性质及物理参数如表 2 所示。

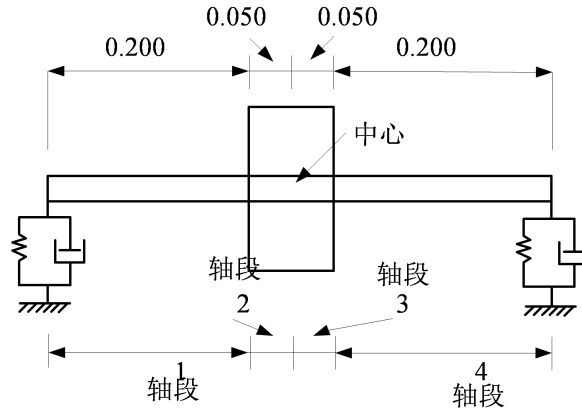


Figure 1. Finite element model
图 1. 有限元素模型

Table 1. Physical parameters of spindle modeling

表 1. 主轴建模的物理参数

轴段	轴段长度(m)	元素数目(个)	轴径 d (m)	截面积 A (m ²)
1	0.200	200	0.07	3.85×10^{-3}
2	0.050	50	0.07	3.85×10^{-3}
3	0.050	50	0.07	3.85×10^{-3}
4	0.20	200	0.07	3.85×10^{-3}

Table 2. Wheel component material properties and physical parameters

表 2. 转盘组件材料性质及物理参数

名称	质量(kg)	密度(kg/m ³)	转动极惯量矩 IP (kg·m ²)
转盘	80	7850	1.56

Table 3. 1 case design of vibration displacement calculation results

表 3. 案例设计 1 的振动位移计算结果

偏心距	5.76	11.53	28.88	57.57	123.89
振动位移 X (10 ⁻³ mm)	4.2	8.29	020.8	41.5	89.1
振动位移 Y (10 ⁻³ mm)	11.0	22.1	54.9	109.7	235.9

Table 4. 2 case design of vibration displacement calculation results

表 4. 案例设计 2 的振动位移计算结果

偏心距	0.57	5.75	17.27	28.81	29.94
振动位移 X (10 ⁻³ mm)	1.4	14.0	42.2	70.2	73.0
振动位移 Y (10 ⁻³ mm)	4.3	042.4	127.2	212.9	220.5

本案例具有相同单一转子，两个相同轴承受受到相同的静负荷 $w = 460 \text{ N}$ ，案例共五种设计[14] [15] [16]，其他未作改变的设计参数计有轴承半径 r 为 35 mm ，径向间隙 c 为 0.125 mm ，环境温度 T_{∞} 为 25°C 。采用轴承壳体散热，而各设计例不同的有转速，轴承有效面积，热对流系数，润滑油 SAE code 以及轴承形式，其中案例设计 2 及设计 3 为同样已知条件，差异在选择润滑油及热对流系数不同，案例的设计 4 及设计 5 为相同已知条件，其设计参数、选用轴承类型、润滑油种类及热对流系数不同。针对案例的质量偏心距 e_m ，使用 ANSYS 的简谐响应求解器(Harmonic Solver)求解质量偏心的离心力所造成的计算轴承所在位置轴颈节点的端振动位移。第 1 及第 4 设计采用的轴承形式为 2 Axial grooved 圆柱形完整颈轴承，油沟两侧轴承长度各为 35 mm ，第 5 设计采用 120° 部分圆弧颈轴承，轴承长度 70 mm 。设计 1：转速 ω 为 500 rpm ，轴承有效面积 A 为 $23,090 \text{ mm}^2$ ，热对流系数 $h_{cr} = 15.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ，润滑油选择 SAE20，振动位移计算结果如表 3 所示。设计 2：转速 ω 为 1000 rpm ，有效面积 A 为 $23,090 \text{ mm}^2$ ，热对流系数 $h_{cr} = 15.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ，润滑油选择 SAE20，振动位移计算结果如表 4 所示。设计 3：转速 ω 为 1000 rpm ，有效面积 A 为 0.23 m^2 ，热对流系数 $h_{cr} = 33.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ，润滑油选择 SAE10，振动位移计算结果如表 5 所示。设计 4：转速 ω 为 2000 rpm ，有效面积 A 为 0.023 m^2 ，热对流系数 $h_{cr} = 15.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ，润滑油选择 SAE20，振动位移计算结果如表 6 所示。设计 5：转速为 2000 rpm ，有效面积 A 为 0.046 m^2 ，热对流系数 $h_{cr} = 33.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ，润滑油选择 SAE10，振动位移计算结果如表 7 所示。

Table 5. 3 case design of vibration displacement calculation results

表 5. 案例设计 3 的振动位移计算结果

偏心距	0.58	5.756	17.269	28.783	29.934
振动位移 X (10^{-3} mm)	3.24	16.13	25.81	32.26	58.07
振动位移 Y (10^{-3} mm)	13.26	66.28	106.05	132.57	238.62

Table 6. 4 case design of vibration displacement calculation results

表 6. 案例设计 4 的振动位移计算结果

偏心距	0.575	2.878	4.605	5.756	10.362
振动位移 X (10^{-3} mm)	1.57	3.13	9.40	15.67	40.75
振动位移 Y (10^{-3} mm)	11.41	22.82	68.47	114.11	296.69

Table 7. 5 case design of vibration displacement calculation results

表 7. 案例设计 5 的振动位移计算结果

偏心距	0.575	2.878	4.605	5.756	11.513
振动位移 X (10^{-3} mm)	1.04	5.21	20.84	52.11	72.95
振动位移 Y (10^{-3} mm)	2.63	13.13	52.50	131.25	183.75

4. 结论

本文采用有限元方法建立了转子 - 轴承系统模型[17] [18]，以转子质量偏心引起的旋转离心力为激励，得到轴承处的振动位移，并计算振动能耗。建立了动压颈轴承的设计与分析流程，使设计人员在设计动压颈轴承时，除了考虑旋转摩擦能耗外，还考虑了振动能耗，同时考虑这两种能量消耗，发现当轴承散热与能量消耗和热量产生之间达到平衡时，油膜温度往往超过公差范围。从实例分析结果可以了解振动对轴承油温的影响，进而得出轴颈偏心转子轴承系统振动能耗的影响改变了轴承参数设计的选择范

围。在相同的设计中, 考虑到振动能耗对动压轴承的影响, 随着振动的增加, 油温越高, 最小油膜厚度越小。

基金项目

衢州市科技计划指导性项目(2019006)资助。

参考文献

- [1] 张国渊, 梁茂檀, 赵洋洋, 等. 低温轴承润滑模型及快速起动理论与试验[J]. 机械工程学报, 2022, 58(1): 162-171. <https://doi.org/10.3901/JME.2022.01.162>
- [2] 孟晶, 戴惠良, 方波, 等. 基于 FLUENT 的液体动静压轴承油膜特性的分析[J]. 液压与气动, 2012(8): 17-21. <https://doi.org/10.3969/j.issn.1000-4858.2012.08.006>
- [3] Zhang, G., Zhao, Y., Zhao, W., et al. (2020) An Experimental Study on the Cryogenic Face Seal at Different Inlet Pressures. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, **234**, 1470-1481. <https://doi.org/10.1177/1350650119896455>
- [4] Lee, E. and Gunzburger, M.D. (2011) A Finite Element, Filtered Eddy-Viscosity Method for the Navier-Stokes Equations with Large Reynolds Number. *Journal of Mathematical Analysis & Applications*, **385**, 384-398. <https://doi.org/10.1016/j.jmaa.2011.06.050>
- [5] Ciuperca, I.S., Feireisl, E., Jai, M. and Petrov, A. (2018) A Rigorous Derivation of the Stationary Compressible Reynolds Equation via the Navier-Stokes Equations. *Mathematical Models and Methods in Applied Sciences*, **28**, 697-732. <https://doi.org/10.1142/S0218202518500185>
- [6] Budynas, R.G. and Nisbett, K.J. (2014) *Shigley's Mechanical Engineering Design*. McGraw Hill, New York.
- [7] Arif, M., Kango, S., Shukla, D.K. and Sharma, N. (2021) Effect of Optimized Slip and Texture Zone on the Performance of Hydrodynamic Journal Bearing. In: Parwani, A.K., Ramkumar, P., Abhishek, K. and Yadav, S.K., Eds., *Recent Advances in Mechanical Infrastructure*, Springer, Singapore, 433-442. https://doi.org/10.1007/978-981-33-4176-0_37
- [8] 刘建奇. 非等温条件下微型动压气体轴承润滑特性分析[D]: [硕士学位论文]. 西安: 西安理工大学, 2018.
- [9] 张美红, 董皓, 赵晓龙, 等. 矩形静压推力轴承表面平面度与粗糙度的综合分形模拟[J]. 轴承, 2018(4): 55-58.
- [10] 郭玉鹏, 张艳芹, 邓力源, 等. 不同腔形结构静压轴承油膜温升特性对比分析[J]. 哈尔滨理工大学学报, 2018, 23(4): 55-58+63. <https://doi.org/10.15938/j.jhust.2018.04.010>
- [11] 王禹, 王连吉, 王续跃. 液体静压推力轴承设计与 FLUENT 仿真分析[J]. 机械设计与制造, 2017(9): 220-224. <https://doi.org/10.3969/j.issn.1001-3997.2017.09.058>
- [12] 陈磊, 吴文凯, 蒋春梅, 等. 精密离心机液体静压轴承设计[J]. 机械设计与研究, 2014, 30(6): 34-36. <https://doi.org/10.13952/j.cnki.jofmdr.2014.0181>
- [13] 李峰, 邓四二, 张文虎. 频繁摆动工况下球轴承打滑特性研究[J]. 机械工程学报, 2021, 57(1): 168-178. <https://doi.org/10.3901/JME.2021.01.168>
- [14] 张进华, 方斌, 朱永生, 等. 基于球-滚道非完全接触状态下的球轴承载荷分布计算及刚度特性研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(9): 73-83. <https://doi.org/10.3901/JME.2020.09.073>
- [15] 景新, 曹宏瑞, 陈雪峰. 保持架打滑对航空发动机主轴承故障特征频率的影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(5): 1145-1152. <https://doi.org/10.13224/j.cnki.jasp.2019.05.021>
- [16] 张志强, 王黎钦, 张传伟, 等. 变工况过程中球轴承保持架的稳定性[J]. 工程科学学报, 2019, 41(11): 1458-1464. <https://doi.org/10.13374/j.issn2095-9389.2018.11.30.002>
- [17] 石伟. 滚动轴承的早期故障诊断及寿命预测[D]: [硕士学位论文]. 北京: 华北电力大学(北京), 2021. <https://doi.org/10.27140/d.cnki.ghbbu.2021.001192>
- [18] 马子魁, 陈文华. 基于滚动蠕滑理论的球轴承摩擦力矩计算方法[J]. 机械工程学报, 2017, 53(22): 219-224.