

压电促动式气浮间隙调节机构设计与性能分析

朱元坤,石明辉,秦东晨,陈江义,沈鹏

(郑州大学机械与动力工程学院,河南郑州450001)

摘要:针对传统空气静压主轴无法调节气浮间隙以应对不同运转状态或外载作用的问题,设计了一种空气静压主轴气浮间隙调节机构,采用压电微位移放大机构促动实现气浮间隙的主动调节。通过理论推导与仿真对设计的压电微位移放大机构及整体气浮间隙调节机构进行研究分析,并研制了样机进行实验。实验结果表明,在驱动电压为120 V时,所设计的压电微位移放大机构输出位移达518.739 μm ,气浮间隙调节机构相应输出位移可达189 μm ,响应时间约为0.38 s。

关键词:空气静压主轴;气浮间隙;压电堆叠;逆压电效应;位移放大机构

中图分类号:TN384 **文献标识码:**A

Design and Performance Analysis of Piezoelectric-Actuated Aerostatic Gap Adjustment Mechanism

ZHU Yuanshen, SHI Minghui, QIN Dongchen, CHEN Jiangyi, SHEN Peng

(Faculty of Mechanical and Power Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: This paper proposes a design for aerostatic gap adjustment to address the limitation of traditional aerostatic spindles being unable to adjust the aerostatic gap to accommodate various operational states or external loads. A piezoelectric micro-displacement amplification mechanism is employed as the actuator to adjust the aerostatic gap. Theoretical derivations and simulations are conducted to analyze both the designed piezoelectric micro-displacement amplification and overall aerostatic gap adjustment mechanisms. An experimental prototype is developed and tested. The experimental results indicate that the output displacement of the designed piezoelectric micro-displacement amplification mechanism is 518.739 μm at a driving voltage of 120 V, and the corresponding output displacement of the aerostatic gap is 189 μm with a response time of approximately 0.38 s.

Key words: aerostatic spindle; aerostatic gap; piezoelectric stack; converse piezoelectric effect; displacement amplification mechanism

0 引言

空气静压主轴具有传动效率高、响应特性好、结构紧凑等优点,被广泛应用于高速高精度设备中^[1-2]。气膜厚度是影响空气静压主轴性能与工作稳定性的重要参数。郭政等^[3]分析了静压气体轴承的静态特性,结果表明随着气膜厚度增大,轴承的承载力降低,刚度先增大后减小。Shi等^[4]研究了气体止推轴承的动态特点,其模型显示了气膜厚度与动态承载力之间的关系。马城辉等^[5]采用有限元法研究了平均气膜厚度对主轴稳态性能的影响,证明了较小的平均气膜厚度有利于提高

主轴的承载能力和刚度。马伟等^[6]研究得出通过控制气膜间隙变化与气膜压力的相位关系,可抑制轴承的气锤失稳振动。

然而现有空气静压主轴的间隙无法调节,若能调节空气静压主轴的气浮间隙,则其能满足不同的运转状态或外载作用下的气膜厚度要求。由此,陈东菊等^[7]设计了一种基于压电陶瓷的可控空气静压径向轴承。宾光富等^[8]设计了一种基于压电驱动的轴承座外油膜间隙调节装置。此外,将压电堆叠与放大机构结合可达到数百微米驱动行程,满足气浮间隙调节的需要。Zheng等^[9]提出了一种基于菱形

收稿日期:2024-07-22

基金项目:国家重点研发计划(2022YFB3402704);国家自然科学基金(52205222)

作者简介:朱元坤(1998-),男,河南省焦作市人,硕士生。通信作者:沈鹏(1985-),男,河南省郑州市人,讲师,博士。

微位移放大的压电驱动器,所加工的3种不同参数的菱形压电驱动器最大输出位移分别为 $249\ \mu\text{m}$ 、 $212\ \mu\text{m}$ 、 $130\ \mu\text{m}$ 。王强等^[10]针对快摆镜偏转角度范围较小的问题,设计了一款三级杠杆式的输出位移柔性铰链放大机构,位移可放大约6.5倍。姚俊飞等^[11]提出了一种应用于压电制动器的微位移放大机构,基于三角形放大原理放大叠层压电陶瓷的输出位移。Yu等^[12]设计了一种基于两级放大机构的尺蠖压电线性执行器,通过两级放大机构放大驱动脚的输出位移,仿真得到放大比为7.38。华顺明等^[13]分析对比了杠杆、三角、桥式三类放大机构应用于压电阀中的优缺点。本文设计了一种压电放大机构促动式空气静压主轴气浮间隙调节机构,结合现有研究进行仿真分析,最后通过实验验证了压电放大机构的输出性能与气浮间隙调节机构的调节效果。

1 压电促动式气浮间隙调节机构设计

图1(a)为压电促动式可调气浮间隙空气静压主轴,主轴和轴承均采用圆锥形结构,通过压电微位移放大机构驱动轴承产生轴向移动,从而改变气膜的径向间隙,达到调节的目的,如图1(b)所示。当轴承轴向位移量为 Δx 时,径向气膜间隙调节量为 Δh ,且

$$\Delta h / \Delta x = \sin \theta \quad (1)$$

式中 θ 为锥体夹角的 $1/2$ 。

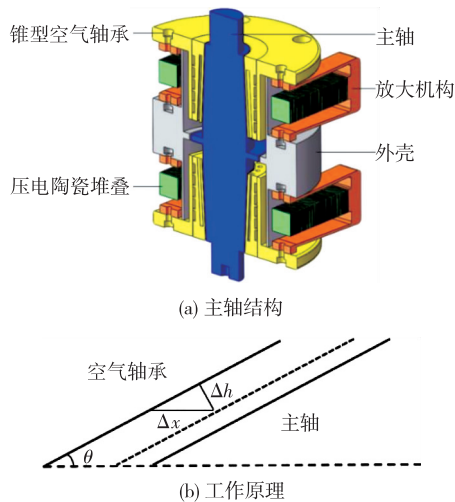


图1 压电促动式可调气浮间隙空气静压主轴

压电微位移放大机构是完成气膜间隙调节功能的核心部件,具有响应速度快、输出载荷大、位移重复性好、体积小等特点,能保证气浮间隙调节的

响应与精度。

压电微位移放大机构由压电陶瓷堆叠及放大机械结构组成,对调节机构的性能有直接影响,设计时需要保证其刚度、输出力及响应速度等关键指标满足要求。在 θ 角较小的情况下,即使调节的径向气膜间隙量很小,轴承的轴向位移量依然较大,仅通过压电促动器无法获得所需要的轴向位移,因此需要设计位移放大的机械结构,即微位移放大机构,如图2所示。压电促动器置于该机构内部,施加电压后,压电促动器在长度方向上产生一个微小位移,作用在 a、b 两端面,再通过机械结构的放大作用,在输出端输出一个较大的位移,通过参数优化可以得到最佳的放大机构尺寸。

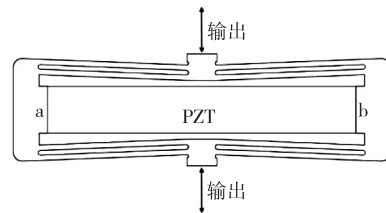
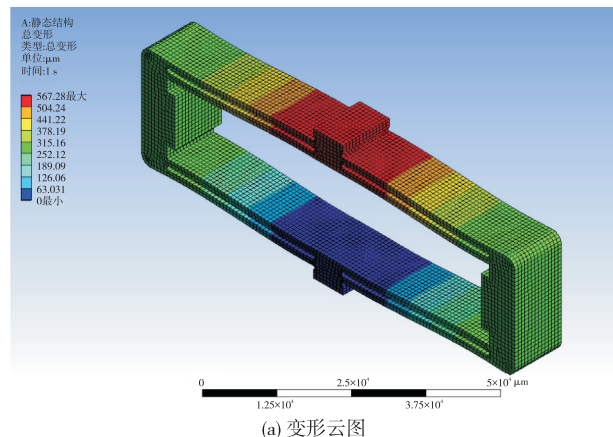


图2 压电微位移放大机构

为了验证压电微位移放大机构的放大效果,对其进行有限元分析。材料选用 65Mn 弹簧钢,其弹性模量 $E = 206\ \text{GPa}$,泊松比 $\nu = 0.3$,密度为 $7.85\ \text{kg/m}^3$,许用应力为 $570\ \text{MPa}$ 。分析时固定机构下端,在 a、b 两个端面上各施加 $30\ \mu\text{m}$ 位移,此时放大机构的位移云图如图3(a)所示。由图可看出,压电放大机构的输出位移约为 $567\ \mu\text{m}$,此时机构放大比 $\lambda = 9.45$,满足气浮间隙调节的需求。由图3(b)可看出,此时机构的最大等效应力约为 $346\ \text{MPa}$,小于 65Mn 材料的许用应力,因此,机构的强度也满足使用要求。



(a) 变形云图

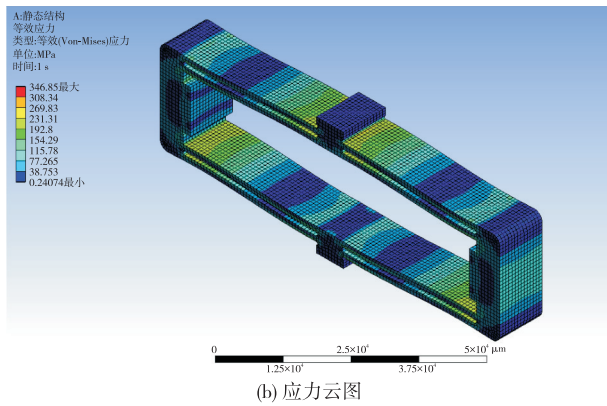


图 3 微位移放大机构分析结果

2 机构性能分析

2.1 压电促动式调节机构动力学模型

轴承气浮间隙的调整由压电微位移放大机构驱动轴承轴向移动来实现,分析调节机构的性能需要建立压电微位移放大机构和轴承轴向移动的动力学模型。

压电微位移放大机构由压电陶瓷驱动,压电材料的本构方程为

$$S_3 = -s_{33}^E T_3 + d_3 E_3 \quad (2)$$

式中: s_{33}^E 和 d_3 分别为柔度和压电耦合系数,“3”表示压电陶瓷沿轴向极化;应变 $S_3 = \delta/l$, δ 为压电陶瓷轴向位移, l 为压电陶瓷轴向长度;电场强度 $E_3 = U/l$, U 为电压。

当压电陶瓷两端受载时,由式(2)可得:

$$\delta = -\frac{lF_3}{c_{33}^E A} + d_3 U \quad (3)$$

式中: F_3 为轴向载荷; A 为压电陶瓷截面积; c_{33}^E 为压电材料刚度常数。令等效刚度 $k_{eq} = \frac{c_{33}^E A}{l}$, 则有

$$F_3 = -k_{eq} \delta + k_{eq} d_3 U \quad (4)$$

压电陶瓷惯性力 F_a 和阻尼力 F_d 分别表示为

$$F_a = -\frac{m_{eq} d^2 \delta}{dt^2} \quad (5)$$

$$F_d = -\frac{c_{eq} d\delta}{dt} \quad (6)$$

式中 m_{eq} 和 c_{eq} 分别为压电陶瓷的等效质量和等效阻尼系数。

根据力平衡条件 $F_3 + F_a + F_d = 0$, 有:

$$\frac{m_{eq} d^2 \delta}{dt^2} + \frac{c_{eq} d\delta}{dt} + k_{eq} \delta = k_{eq} d_3 U \quad (7)$$

对于气浮间隙调节机构而言,系统微动部分为

压电微位移放大机构输入位移,宏动部分为推动锥型空气轴承移动以调节气浮间隙。将系统的微动与宏动部分结合,转化为一个质量-弹簧-阻尼系统。压电微位移放大机构刚度等效为弹簧 k_1 , 放大机构产生的位移 $\lambda\delta$ 作为系统输入,轴承等效为质量块 m , 轴承与主轴之间的气膜刚度与阻尼等效为弹簧 k_2 和阻尼 C , 锥型气体轴承被推动的位移为整体系统输出 x 。等效模型如图 4 所示。

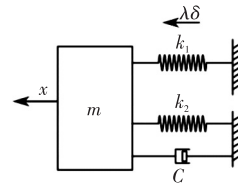


图 4 系统等效模型

根据图 4, 结合式(7)可得压电促动式调节机构的动力学模型:

$$\begin{cases} \frac{m_{eq} d^2 \delta}{dt^2} + \frac{c_{eq} d\delta}{dt} + k_{eq} \delta = k_{eq} d_3 U \\ m \ddot{x} + C \dot{x} + (k_1 + k_2) x = k_1 \lambda \delta \end{cases} \quad (8)$$

2.2 输出特性仿真

对于轴承与主轴之间的气膜刚度,建立气体轴承的流场模型并对其进行网格划分,设置求解器参数并进行仿真,计算得到气膜刚度。对于轴承与主轴之间的气膜阻尼系数,采用有限差分法离散 Reynolds 方程,并结合小扰动法求解非稳态 Reynolds 方程,编写程序,计算得到气膜的阻尼系数。不同气浮间隙下气膜刚度与阻尼系数如图 5 所示。由图可知,刚度越小,系统的输出位移量越大;阻尼系数越小,系统的响应时间越短。选取气膜刚度与阻尼系数的最大值,求得极限条件下压电驱动气浮间隙调节机构的输出特性。

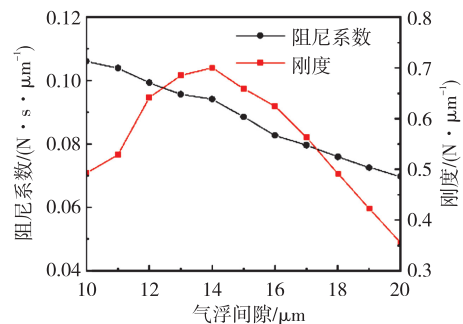


图 5 不同气浮间隙下气膜刚度与阻尼系数

压电放大机构中的压电材料选用铅钛酸铅,放大机构刚度通过有限元计算为 $0.18 \text{ N}/\mu\text{m}$, 锥型空

气轴承质量 $m = 0.35 \text{ kg}$ 。根据所建立的动力学模型对气浮间隙调节机构进行输出特性仿真。设置电压为 120 V ，仿真结果如图 6 所示。由图可看出，气浮间隙调节机构的输出位移为 $170 \mu\text{m}$ ，响应时间为 0.34 s 。当锥角 θ 设置为 3.37° 时，轴承轴向移动 $170 \mu\text{m}$ ，径向气膜间隙调节量可达 $10 \mu\text{m}$ 。

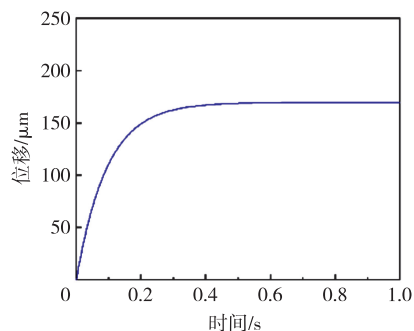


图 6 气浮间隙调节机构输出特性

3 实验测试

3.1 实验测试平台搭建

实验测试系统由压电放大机构、锥型轴承、外壳、弹簧、阻尼器、信号发生器、压电驱动电源、电涡流位移传感器、数据采集系统与 PC 机组成。由于本文可调气浮间隙空气静压主轴为对称设计，故仅加工出一半结构进行实验。压电堆叠采用芯明天公司的共烧压电陶瓷叠堆 PSt150/10×10/20H，信号发生器选用普源 RIGOL DG2052，压电驱动电源选用芯明天公司 E01. A6，电涡流位移传感器选用广东精信仪表电器有限公司生产的 CWY-DO-20XLQ05-50S1，数据采集使用西门子公司的 LMS test lab 测试系统。使用弹簧和阻尼器来模拟气膜产生的刚度与阻尼，搭建的实验测试平台如图 7 所示。

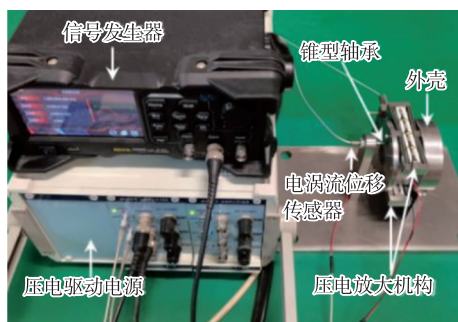


图 7 实验平台实物图

3.2 压电放大机构输出位移特性

为了验证压电放大机构的输出位移能否满足

气浮间隙调节要求，以 10 V 为间隔对压电放大机构依次施加 $0 \sim 120 \text{ V}$ 电压，利用电涡流位移传感器进行测量，压电陶瓷堆叠与压电放大机构的输出位移曲线如图 8 所示。实验结果显示，当电压为 120 V 时，压电陶瓷堆叠的输出位移为 $61.1 \mu\text{m}$ ，经放大机构放大后的输出位移为 $518.739 \mu\text{m}$ ，满足气浮间隙调节需要。此时实际位移放大倍数约为 8.49 倍，接近有限元仿真得到的位移放大比 9.45 倍。

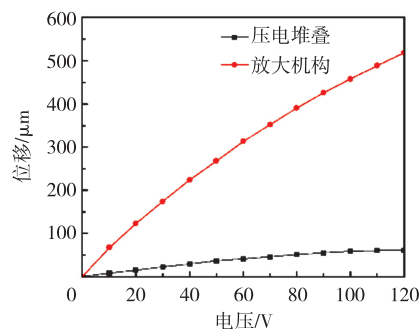


图 8 输出位移特性

3.3 气浮间隙调节输出特性

对压电放大机构直接施加 120 V 电压以带动轴承产生轴向移动，通过电涡流位移传感器测量轴承外端面的位移变化，采集到的气浮间隙调节机构输出曲线如图 9 所示。由图可看出，在 120 V 电压下气浮间隙调节机构输出位移约为 $189 \mu\text{m}$ ，满足所设计 θ 角下的 $10 \mu\text{m}$ 气浮间隙调节量要求。响应时间约为 0.38 s ，与仿真响应时间 0.34 s 相差 11.8% ，主要原因是受到实验样机加工精度误差以及轴承与外壳间摩擦影响。

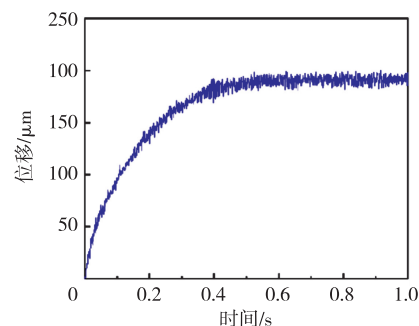


图 9 气浮间隙调节输出

4 结束语

本文提出了一种基于压电促动的空气静压主轴气浮间隙调节机构。设计了一种压电微位移放大机构来调节气浮间隙，并对其性能进行了仿真分析。建立压电促动式气浮间隙调节机构动力学模型，研究了其输出特性。搭建实验测试平台进行了

实验验证,结果表明,所设计的放大机构在120 V电压下的输出位移为518.739 μm ,放大倍数为8.49倍,接近有限元仿真的放大倍数9.45倍,具有较好的位移输出特性;气浮间隙调节机构的相应输出位移可达189 μm ,响应时间约为0.38 s。

参考文献:

- [1] YUE S J, CHENG K, BAI Q S, et al. Integrated design and analysis of a high-precision aerostatic spindle for internal grinding machines and its implementation perspectives[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2023, 237(12): 2187-2200.
- [2] WUN B H, GE J T. Drilling vibration in a micro-drilling process using a gas bearing spindle[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2020, 12(10): 1687814020969008.
- [3] 郭政, 齐向阳, 卢然, 等. 复合节流式静压气体轴承静态特性分析[J]. 润滑与密封, 2023, 48(7): 92-99.
GUO Z, QI X Y, LU R, et al. Static characteristic analysis of compound throttling hydrostatic gas bearing [J]. Lubrication Engineering, 2023, 48(7): 92-99.
- [4] SHI J H, CAO H R, JIN X L. Investigation on the static and dynamic characteristics of 3-DOF aerostatic thrust bearings with orifice restrictor[J]. Tribology International, 2019, 138: 435-449.
- [5] 马城辉, 王鹏峰, 朱远哲, 等. 节流孔直径和分布对静压气浮主轴稳态性能的影响[J]. 机床与液压, 2023, 51(20): 9-16.
MA C H, WANG P F, ZHU Y Z, et al. Influence of orifice diameter and its distribution on the steady performance of aerostatic spindle[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2023, 51(20): 9-16.
- [6] 马伟, 孔祥龙, 徐毅, 等. 气体静压轴承相位致振气锤失稳机理与试验[J]. 光学精密工程, 2020, 28(5): 1101-1108.
MA W, KONG X L, XU Y, et al. Mechanism and test of air hammer instability of aerostatic bearing based on phase-induced vibration[J]. Optics and Precision Engineering, 2020, 28(5): 1101-1108.
- [7] 陈东菊, 梁栋, 赵优, 等. 基于压电陶瓷作用的气体主轴抑振研究[J]. 压电与声光, 2021, 43(5): 670-675.
CHEN D J, LIANG D, ZHAO Y, et al. Research on vibration suppression of gas spindle based on piezoelectric ceramics[J]. Piezoelectrics & Acousto-optics, 2021, 43(5): 670-675.
- [8] 宾光富, 钟新利, 张阳演, 等. 基于压电驱动浮环轴承间隙可调的涡轮增压器转子瞬变振动主动控制[J]. 机械工程学报, 2023, 59(18): 31-41.
BIN G F, ZHONG X L, ZHANG Y Y, et al. Active control of transient vibration of turbocharger rotor based on piezoelectric drive floating ring bearing adjustable clearance[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(18): 31-41.
- [9] ZHENG H, LU S, ZHAI Q, et al. Simulation and experiment of a diamond-type micro-displacement amplifier driven by piezoelectric actuator[J]. The Journal of Engineering, 2020(5): 141-147.
- [10] 王强, 时运来, 孙海超, 等. 基于柔性铰链结构的大口径压电快摆镜[J]. 压电与声光, 2024, 46(1): 73-78.
WANG Q, SHI Y L, SUN H C, et al. Large aperture piezoelectric fast pendulum mirror based on flexible hinge structure [J]. Piezoelectrics & Acousto-optics, 2024, 46(1): 73-78.
- [11] 姚俊飞, 陈超, 陈海鹏. 基于三角位移放大机构的压电制动器研究[J]. 压电与声光, 2017, 39(6): 813-816.
YAO J F, CHEN C, CHEN H P. Research on the piezoelectric brake based on the triangle displacement amplification mechanism[J]. Piezoelectrics & Acousto-optics, 2017, 39(6): 813-816.
- [12] YU S M, LIANG J Y, YANG F, et al. A novel inchworm piezoelectric actuator using two-stage amplification mechanism with high speed: design, modeling, and experimental evaluation[J]. Smart Materials and Structures, 2023, 32(5): 055020.
- [13] 华顺明, 张宇, 彭宇, 等. 压电阀中的微位移放大机构[J]. 压电与声光, 2021, 43(1): 134-141.
HUA S M, ZHANG Y, PENG Y, et al. Micro-displacement amplification mechanism in piezoelectric valve[J]. Piezoelectrics & Acousto-optics, 2021, 43(1): 134-141.