

新型挤压膜气体轴承的研究

景敏卿, 刘恒, 沈园, 虞烈

(西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了有效地克服传统气体轴承的缺点,利用超声波悬浮以及压电效应,研制了一种新型的挤压膜气体轴承.通过对弯曲振动模式下挤压膜轴承可悬浮质量与影响参数的关系讨论,选用硬铝金属外壳、锆钛酸铅压电陶瓷来设计挤压膜轴承的核心——压电弯曲换能器,并分析了它的一阶谐振频率以及与半径、厚度的关系,制作出满足挤压膜轴承工作谐振频率(20 kHz)要求的压电弯曲换能器.通过挤压膜气体轴承实验单元和线性导向系统实验,测量比较了悬浮质量与悬浮间隙的关系,验证了所做的理论分析和数值计算,取得了较好的一致性.这种新型轴承由于是在超声振动作用下获得悬浮支承,在结构上比静压气体轴承简单,因此在低速和静态时优于动压气体轴承,具有很好的应用前景.

关键词: 挤压膜气体轴承;压电弯曲换能器;悬浮支承

中图分类号: TH133.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)07-0799-04

New Style Squeeze Film Air Bearing

JING Mingqing, LIU Heng, SHEN Yuan, YU Lie

(School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To effectively overcome the shortcomings of conventional air bearings, a new style squeeze film air bearing is developed according to the ultrasonic wave suspension and piezoelectric effect. The relationship between levitated mass of the squeeze film bearing and influencing parameters for the bending vibration mode is discussed, and the piezoelectric bending transducer, the core part of the squeeze film air bearing, is designed with $\text{PbZr}_x\text{Ti}_{1-x}\text{O}_3$ (PZT) piezoelectric ceramics and alloy aluminum outer-shell. The first resonance frequency of the transducer and the relationship with radius and thickness of the transducer are evaluated. The piezoelectric transducer with 20 kHz operating frequency meeting the requirements of squeeze film air bearing has been developed. By means of the experimental module and linear leading experimental system of the squeeze film air bearing, the relationship curve about the levitated mass and the levitated gap of the squeeze film bearing is measured and compared to verify the theoretical analysis and the numerical calculation. The squeeze film bearing gets simpler than the static air bearing in the structure and better than the dynamic bearing at the low speed and static state due to the suspending bearing under the action of ultrasound vibration.

Keywords: squeeze film air bearing; piezoelectric bending transducer; levitated support

超声波由于具有悬浮、减摩的作用,因此得到广泛应用^[1-2].声悬浮是高声强条件下的一种非线性效应,主要是利用声驻波与物体的相互作用产生竖直

方向的力来克服物体的重力.日本的熊田明生认为,超声波的悬浮作用可以使摩擦阻力降低到原有的1/10~1/30.西北工业大学魏炳波在超声悬浮研究

方面,通过一个超声波发生器和一个超声波反射罩,形成一个“驻点”,在“驻点”上成功地悬浮起体积质量最大的金属铈.吉林大学常颖等人提出了超声波悬浮轴承,通过设计的实验装置,对超声振动减摩进行实验研究,肯定了这种悬浮支承的效果^[3].尽管超声悬浮及减摩的机理尚不十分清楚,但其良好的应用价值已被实践所证明,如在高级录放设备中采用超声波振动来实现磁头与磁带的无摩擦接触.

在压电晶体上,当施加交变电压使其工作在共振状态时,压电晶体能够周期性的伸缩,产生高频振动,对气隙中的气体进行周期性的挤压,从而形成气膜支撑,承载起上方的被撑面.本文主要针对这种压电晶体的挤压效应进行理论分析,构造了挤压膜气体轴承,并通过设计的系统进行了实验研究.

1 压电晶体挤压膜效应及承载力

如图1所示,挤压膜气体轴承沿垂直方向作高频振动时,使得间隙内的气体膜不断受到挤压,形成一层高于周围环境压力的气膜,并能够承载一定的重物.采用压电晶体做超声振动的表面,在上面施加交变电压,产生垂直于支承面的机械振动,对气隙中的空气进行高频挤压.由于振动速度较快,且气体的黏性使得间隙中的气体不能快速出入,因此产生的平均气压高于外界的气压,从而支撑了物体.

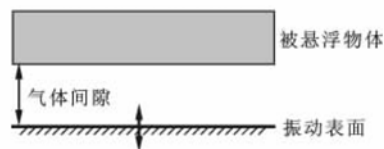


图1 挤压膜轴承的工作原理

尽管压电晶体可带动气膜振动,但振动件的质量很大,因此可以认为质量块无宏观运动.如果振动频率(20 kHz左右)足够高,并且空气间隙很小(微米级),气膜侧面的气体流动则降为零,此时振动表面上的气体膜为静止气体,并且承受周期性的压缩.由于挤压气膜内的气体为理想气体,因此可满足热力学方程

$$pV^k = C \quad (1)$$

式中: p 为气体压力; V 为气膜体积; k 为多方系数(在等温或绝热条件下,分别取1或1.4); C 为常数.当稳定悬浮的气膜平均厚度为 h_0 时,则

$$p = p_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^k = p_0 \left(\frac{h_0}{h} \right)^k \quad (2)$$

式中: V_0 为初始气膜体积; p_0 为外界空气压强; h 为振动时的瞬时间隙.若压电换能器是薄片梁,则承载为矩形区域,若压电换能器是圆柱形则承载是圆形区域.

当圆柱形压电换能器做弯曲式振动时,则

$$h = h_0 [1 - \epsilon_h \cos(\omega t)] \quad (3)$$

$$\epsilon_h = X(r)/h_0$$

$$p = \frac{p_0}{(1 - \epsilon_h \cos(\omega t))^k} \quad (4)$$

式中: ω 为振动频率; ϵ_h 为动态高频振动的归一化振幅; r 为压电换能器的表面半径; X 为压电换能器辐射面的振幅.

一个时间周期上的平均压差为

$$p_\delta = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p d(\omega t) - p_0 \approx p_0 k(k+1) \epsilon_h^2 / 4 \quad (5)$$

圆柱形压电体产生的悬浮力为

$$F = \int_0^R p_\delta 2\pi r dr \quad (6)$$

式中: R 为压电换能器辐射面的半径.压电晶体承载物体的质量为

$$m \approx \frac{\pi R^2 p_0 k(k+1)}{4g} \bar{\epsilon}^2$$

$$\bar{\epsilon}^2 = \left(\frac{X_{eq}}{h_0} \right)^2 = \frac{2}{R^2 h_0^2} \int_0^R X^2(r) r dr \quad (7)$$

式中: g 为重力加速度; $\bar{\epsilon}$ 为归一化的等效振幅; X_{eq} 为辐射面的等效振幅.

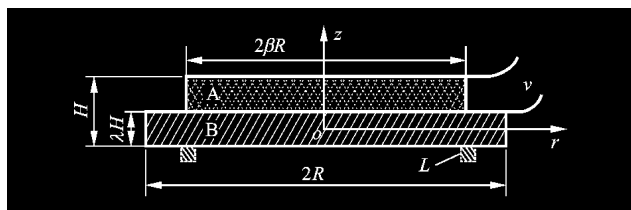
从式(7)中很容易看出,影响 m 的参数为归一化的振幅及压电换能器的振动面的半径,即悬浮质量与压电换能器的辐射面半径的平方、辐射面的振幅与气体平均间隙比的平方成正比.如果需要增大挤压膜轴承的承载能力,可以通过增大换能器结构尺寸,以及提高辐射面振幅与初始气体间隙的比值来实现.

2 压电换能器的设计

由于压电陶瓷材料又硬又脆,在外电场的作用下所能产生的位移或力非常小,因此一般将压电陶瓷与某种弹性材料(一般为金属)固连在一起,共同构成振动体,即压电换能器.

由于压电弯曲换能器几何结构简单、质量轻、能在较小的电压驱动下产生较大的振幅,可以提高挤压膜轴承的承载能力,因此选择压电弯曲换能器,如图2所示.当驱动电压频率选为压电弯曲换能器一阶谐振频率,且支撑环正好在其一阶阵型的节点线处,则认为此时换能器的振幅达到了最大值,并且其

振动能量被锁定在辐射面上,而不会传递到整个支撑结构上。



A:压电陶瓷圆片板;B:金属圆片板; v :施加电压; H :压电弯曲换能器厚度; L :支承环; λ, β :几何参数(<1)

图2 压电弯曲换能器结构尺寸的示意图

以克希霍夫薄板弯曲理论为基础,并忽略中间粘结剂的作用,可利用瑞利-里兹法求出此类压电复合板在固定支撑条件下的共振频率方程,即

$$\begin{vmatrix} \varphi_1 + \varphi_2 \omega^2 & \varphi_3 + \varphi_4 \omega^2 \\ \varphi_3 + \varphi_4 \omega^2 & \varphi_5 + \varphi_6 \omega^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (8)$$

其中 $\varphi_1 \sim \varphi_6$ 是关于压电材料性能参数及结构参数的函数^[4]。由式(8)可以解得2个频率,其中较高的为二阶弯曲谐振频率,较低的就是所要求的一阶弯曲振动的共振频率。压电陶瓷选用锆钛酸铅(PZT),设计参数如表1所示。

表1 压电弯曲换能器的材料及结构参数

材料	杨氏弹性模量/ $\text{GN} \cdot \text{m}^{-2}$	密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	泊松比	半径/ mm	厚度/ mm
PZT-4	92	7 500	0.50	11.2	1.0
硬铝	71	2 700	0.33	14.0	1.5

在固定支撑条件下,取 $\beta=0.8$,压电弯曲换能器的一阶串联弯曲频率 f_s 与 λ 的关系如图3所示。 f_s 随着 λ 的增大而减小,当 $\lambda=0.4$ 时, f_s 开始随着 λ 的增大而增大,当 $\lambda=0.6$ 时, $f_s \approx 21 \text{ kHz}$ 。

$\lambda=0.6$ 时, f_s 与 β 的关系如图3所示,显然,当 $\beta < 0.8$ 时, f_s 变化范围不大。当 $\beta > 0.8$ 后, f_s 随着 β 的增大而快速增大,因此设计中取 $\beta=0.8$ 是比较

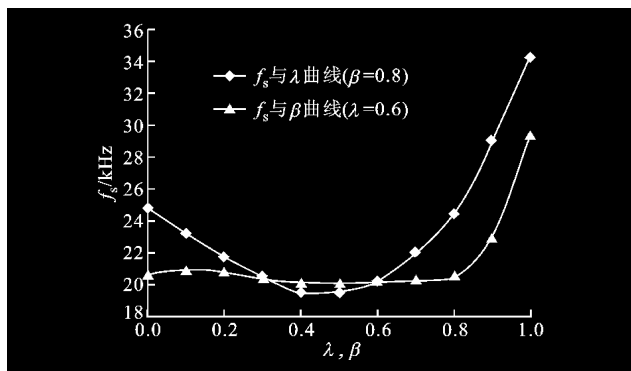


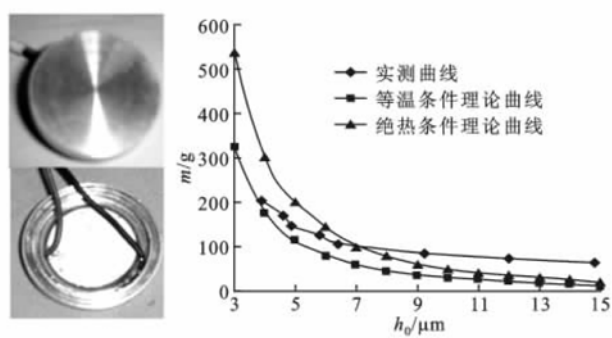
图3 f_s 与 λ, β 的关系曲线

合适的。

3 挤压膜气体轴承实验

综合考虑实验所需压电换能器的各项要求,在图4中,PZT沿纵向极化,2个引线分别焊在压电陶瓷片银电极和金属铝壳上,外形结构尺寸为 $\phi 28 \text{ mm} \times 4.5 \text{ mm}$,设计的谐振频率为 20.231 kHz 。

在谐振状态下,压电陶瓷的电阻抗最小,电流最大,通过调整驱动电源的频率,测量电阻上的电压,就可以判断其谐振频率。实际测试得到的谐振频率与理论计算的谐振频率误差在1%之内。



(a)换能器的辐射面及背面 (b)悬浮质量与间隙曲线

图4 压电弯曲换能器及特性曲线

单个弯曲换能器悬浮间隙与悬浮质量的关系如图4所示。理论计算表明,挤压膜轴承可悬浮起的质量随着初始间隙的增大而迅速减小,对于所设计的弯曲换能器,当初始间隙达到 $10 \mu\text{m}$ 时,可悬浮支承的质量为 49 g (绝热条件)或 29 g (等温条件)。为了使挤压膜轴承能够良好的工作,对其初始间隙的控制非常重要,与计算分析结果相比,实测曲线具有基本相同的趋势。在间隙为 $4 \sim 7 \mu\text{m}$ 时,实际测量的悬浮质量曲线介于等温条件理论曲线和绝热条件理论曲线之间。当悬浮间隙大于 $9 \mu\text{m}$ 时,根据实际测量数据,实际悬浮质量明显大于绝热与等温条件下的悬浮质量,与理论计算的结果并不相符,因此还需要从理论上进一步完善。

如图5所示,采用线性导向系统,验证了挤压膜气体轴承的悬浮能力。在V型滑块的2个支撑面上安装了5个压电弯曲换能器,并把它们都调节到谐振频率点上,实验工作台的表面是一个V型槽且与V型滑块一起做精加工,采用电涡流位移传感器测量记录V型滑块沿垂直方向的位移。V型滑块压电弯曲换能器的总质量为 260 g ,V型滑块从最初的

