

DOI: 10.7652/xjtuxb201711010

滑移及黏度对超精密气浮工作台性能影响研究

陈东菊, 董丽华, 潘日, 范晋伟
(北京工业大学先进制造技术北京市重点实验室, 100124, 北京)

摘要: 针对超精密气浮工作台内部微小间隙气体的性能展开研究, 实现了微尺度下气体滑移及黏度对气浮工作台性能影响的分析。基于气体润滑理论和微尺度下气体滑移和黏度的研究, 实现了气浮工作台内气膜流态模型的修正, 利用有限差分法给出了雷诺方程的数值求解过程; 通过求解修正模型, 分析不同供气压强和气膜间隙下, 滑移和黏度对气浮工作台性能影响的机理。研究结果表明: 气体滑移和黏度会引起气浮工作台承载力的降低和气膜刚度的增大, 但不会改变供气压强和气膜间隙对工作台的影响趋势, 只是影响程度发生改变, 当同时考虑滑移和黏度时, 承载力比忽略时降低最多(约为 21.95%), 最大刚度比忽略时提升最大(约为 15%)。滑移和黏度的存在使得气浮工作台的实际性能最优参数小于理想的最优性能参数, 最优气膜间隙由原来的 10 μm 变为 6 μm 。最后, 通过试验验证发现, 同时考虑气体滑移和黏度时, 气浮工作台的性能最接近实际工况, 承载力的仿真曲线与试验曲线最吻合, 刚度的试验值与仿真值的误差约为 9.59%。

关键词: 气浮工作台; 滑移; 黏度; 承载力; 刚度
中图分类号: TH16 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)11-0063-08

Research on the Influences of Slip and Viscosity of Gas on the Performance of Air-Bearing Stage

CHEN Dongju, DONG Lihua, PAN Ri, FAN Jinwei
(Beijing Key Laboratory of Advanced Manufacturing Technology, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

Abstract: Based on the study on the performance of gas in an ultra-precision air bearing stage, the effects of velocity slip and viscosity at micro scale on the performance of air-bearing stage are studied. The modified film flow model was established by the theory of gas lubrication and the research of slip and viscosity in micro scale. The numerical solution of the Reynolds equation is obtained by the finite difference method. The influences of slip and viscosity on performance of air-bearing stage at different gas supply pressures and gas film clearances are analyzed by solving Reynolds equations. The result shows that the loading capacity is smaller and the stiffness is larger when considering the slip and viscosity, while the influencing trend of gas supply pressure and gas film clearance on the air bearing stage is kept the same, only the degrees of change are affected. When the slip and viscosity are taken into account at the same time, the loading capacity is decreased by 21.95%, and the maximum stiffness is increased by 15%. The optimum performance parameters of the air bearing stage are less than the ideal optimum performance parameters when slip and viscosity are considered. The optimum gas film clearance is changed

from the original $10\ \mu\text{m}$ to $6\ \mu\text{m}$. Finally, the test results showed that when the slip and viscosity are considered at the same time, the stiffness of the air bearing stage is close to the actual working condition. The simulation curve of the loading capacity is in good agreement with the test curve, and the average error between the test and simulation values is about 9.59%.

Keywords: air bearing stage; velocity slip; viscosity; loading capacity; stiffness

超精密气浮工作台以其具有摩擦力小、运动精度高、没有爬行等优点而广泛应用于精密超精密机床,是实现高精度运动的关键部件。气浮工作台的工作原理与空气静压轴承相同,具有一定压力的气体通过节流孔进入工作台内部,形成具有承载力的气膜,将工作台的运动溜板托起,实现气浮工作台的纯气体摩擦。工作台内部润滑气膜的流动间隙非常小,属于微尺度的范畴,其流动特性是分析工作台承载力、刚度等性能参数的基础,因此针对微尺度间隙气体流动的研究对于提高气浮工作台的运动精度显得至关重要,这也一直是精密工程领域中的热点问题。气浮工作台内的气体流动非常复杂,传统的雷诺方程已经不能准确体现气膜的流动状态,而在传统的流体研究中,通常忽略微尺度下气体流态发生的变化,对支撑气膜的承载力及刚度的计算造成一定的误差,从而对气浮工作台的性能分析造成很大的盲目性^[1]。

目前,关于气浮工作台的研究大多数是根据 Bird 提出的直接蒙特卡洛法^[2],以及 Burgdorfer 提出的一阶气体速度滑移的边界条件^[3]。Roy 等基于微尺度流动模型的二维有限元法分析了微通道内的气体流动,通过试验验证准确分析了流体的流动^[4]。McNenly 等通过直接模拟蒙特卡洛方法(DSMC)对非连续介质区域的库埃特流和泊肃叶流的流体运动模型进行气体滑移和黏度的修正^[5]。通过多位学者的研究,速度滑移的边界条件实际上只有一阶速度滑移的边界条件有相应的物理意义,其他的模型只是数学的一种推导。流体在微尺度下的运动状态会受多种因素的影响而变得异常复杂^[6]。Kennard 经过研究发现在稀薄状态下,由于气体的密度减小,其黏度效应不可避免地会降低^[7]。张海军等通过数值分析发现,稀薄条件下气体存在明显的黏度效应,尤其是轴承数较大时能明显引起承载力降低^[8]。因此,将微小间隙下气体流动产生的气体速度滑移边界条件和气体的黏度模型引入到气浮工作台的研究中是合适的^[7]。

目前,还没有将气体滑移和黏度同时考虑到气浮工作台性能分析的研究中,在微尺度的间隙下,气

体滑移的存在使得气体的流动体现出稀薄气体的流态特征,产生微尺度效应,并且在众多的微尺度效应中气体滑移的影响特别重要^[9]。在气体稀薄状态下,气体黏度的改变会损坏气浮工作台的稳定性,对工作台的承载力等性能产生一定的影响,从而影响工作台的运动精度。

本文将气体的速度滑移边界条件和黏度模型引入到传统的流体雷诺方程,实现了微尺度下气膜流态模型的修正,结合气浮工作台的试验条件和结构特点,通过仿真改变气浮工作台的供气压强和气膜间隙两个结构参数,对气体的速度滑移及黏度对气浮工作台承载力和刚度的影响展开研究。最后,通过气浮工作台的性能检测试验验证了气体滑移及黏度对气浮工作台性能的影响,对气浮工作台设计和应用具有指导意义。

1 气膜流态的数学模型

气浮工作台由外部压缩机以定压 p_s 的方式提供气源,自由气体通过节流孔以小孔节流方式流入气腔后压力变为 p_r ,气体从气腔流向导轨边界,压强也变为环境压强 p_a 。由于气体具有一定的压缩性,当导轨与溜板之间充满气体之后,会形成一层具有承载力的气膜,以实现溜板与导轨之间的无接触运动。图 1 为气浮工作台的工作原理图,导轨的运动方向为 x 向,气膜间隙方向为 y 向,导轨宽度方向为 z 向。气浮工作台的溜板内部沿 x 向平均分布 4 个节流孔,沿 z 向平均分布两排,共 8 个节流孔。节流孔直径 $d=0.35\ \text{mm}$,气腔结构为矩形气腔,气腔深度 $D=0.078\ 5\ \text{mm}$,气腔宽度 $B=50\ \text{mm}$, h 为气膜间隙。

如图 1 所示,气浮工作台内部的气体流动间隙非常小,属于微尺度范畴。为计算方便,对流体的物理模型做以下简化:

- (1)沿气膜间隙方向的压强变化量记为 0;
- (2)气膜内流体类型为牛顿流体;
- (3)沿气膜间隙方向的速度分量与其他方向速度的分量很小,可以记为 0;
- (4)忽略惯性力对流体的影响(因为惯性力与阻

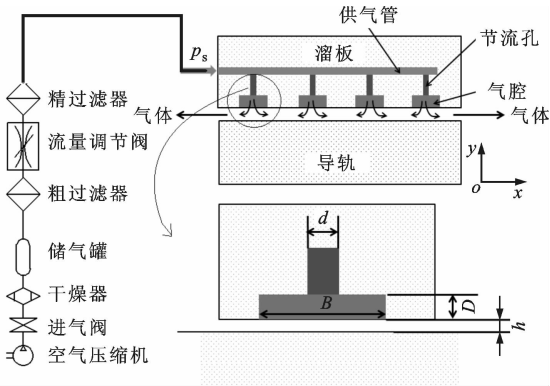


图 1 气浮工作台的工作原理图

尼力、重力相比为小量)；

(5)整个研究过程气膜内部没有热量的交换,为恒温状态。

结合气浮工作台内部流体模型的简化,首先根据 N-S 方程解出气体在 x 、 y 、 z 方向的速度 u 、 w 、 v ,然后利用气体的状态方程消去气体密度 ρ ,最后代入气体的连续性方程即可求解出可压缩性气体的非定常传统雷诺方程(即忽略滑移及黏度时气体的流态方程),它是气浮工作台微小间隙内气体压力分布的基本方程式

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(ph^3\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(ph^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)=6U\frac{\partial(ph)}{\partial x}+\frac{12\mu}{\partial t}\frac{\partial(ph)}{\partial t}\tag{1}$$

式中: p 为气体压强; U 为溜板与导轨的相对速度,当溜板与导轨无相对运动时, $U=0$; μ 为气体的黏度; t 为时间。

1.1 气体滑移及黏度的模型

在气体润滑的研究领域中,常用克努森数 Kn 来判断流体的流动区域, $Kn=\lambda/l$ (λ 是气体分子平均自由程, l 是研究对象的特征长度),本文中 l 取导轨内部气膜的初始间隙 $10\text{ }\mu\text{m}$ 。当温度为 293.15 K 时,空气分子的平均自由程为 $6.5\times10^{-9}\text{ m}$,经计算得出 $0.01<Kn<0.1$,因此气浮工作台内的微尺度气体流动处于滑流区,气体在固体壁面流动会发生气体滑移,即气体的流速不再等于 0,此时传统的流体边界条件已不成立,本文将采用一阶速度滑移的边界模型,如下式所示

$$\left. \begin{aligned} u &= U + l' \frac{\partial u}{\partial y}; v = l' \frac{\partial w}{\partial y}; w = 0, y = 0 \text{ 时} \\ u &= -l' \frac{\partial u}{\partial y}; v = -l' \frac{\partial w}{\partial y}; w = u \frac{\partial h}{\partial x} + v \frac{\partial h}{\partial z}, \\ &\qquad\qquad\qquad y = h \text{ 时} \end{aligned} \right\} \tag{2}$$

式中: l' 是气体的滑移长度,对于 Kn 比较大的稀薄气体, $l'=\lambda(2-\sigma_v)/\sigma_v$, σ_v 是分子切向量调节系数,一般情况下, $0.1<\sigma_v<0.2^{[10]}$ 。

对于许多 MEMS 微结构来说,当两平行板间的距离非常接近气体平均自由程时,很容易形成滑溜现象^[11],故在微尺度的流体流动中常用黏度 μ_{eff} 来代替 μ ,根据文献[7]引入黏度表达式

$$\mu_{\text{eff}} = \frac{\mu}{1 + 9.658Kn^{1.159}} \tag{3}$$

1.2 雷诺方程的模型修正

基于微尺度下气体滑移和黏度的研究,需将气体的速度滑移和黏度模型引入到传统的雷诺方程(1),实现微尺度下传统雷诺方程的修正。

根据 N-S 方程解 u 、 v 、 w 时用速度滑移模型(式(2))代替传统的速度边界模型,即可求出考虑速度滑移时气体的修正雷诺方程,如下式所示

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(ph^3\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(ph^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)=\frac{6\mu U}{(1+6Kn)}\frac{\partial(ph)}{\partial x}+\frac{12\mu}{(1+6Kn)}\frac{\partial(ph)}{\partial t}\tag{4}$$

式中: $(1+6Kn)$ 体现气体滑移对微尺度下气体流动特性的影响。根据式(3)计算出气体的有效黏度 μ_{eff} ,并用此黏度值代替传统雷诺方程中的 μ 值,实现考虑气体黏度的雷诺方程的修正,如下式所示

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(ph^3\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(ph^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)=6\mu_{\text{eff}}U\frac{\partial(ph)}{\partial x}+\frac{12\mu_{\text{eff}}}{\partial t}\frac{\partial(ph)}{\partial t}\tag{5}$$

式中: μ_{eff} 体现黏度对微尺度下气体流动特性的影响。同理,同时引入气体速度滑移和黏度的修正雷诺方程如下式所示

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(ph^3\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(ph^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)=\frac{6\mu_{\text{eff}}U}{(1+6Kn)}\frac{\partial(ph)}{\partial x}+\frac{12\mu_{\text{eff}}}{(1+6Kn)}\frac{\partial(ph)}{\partial t}\tag{6}$$

为便于计算机计算,对修正的雷诺方程进行归一化,取供气压强 p_s 、气膜的初始间隙 h_0 、选取的参考长度 l (如导轨长度、气腔长度、节流孔直径等)、气体从节流孔进入气腔的气流速度 C 为参考量,令 $p=p_s\bar{p}$, $h=h_0\bar{h}$, $x=l\bar{x}$, $z=l\bar{z}$, $t=(l/C)\bar{t}$,将其代入式(4)~(6),即可得到雷诺方程的归一化形式。

1.3 求解过程的研究

雷诺方程一般采用 MATLAB 编程进行求解,首先对雷诺方程进行有限差分,根据设定的边界条件,采用流量守恒准则和超松弛迭代法进行求解。

合理的边界条件是正确分析理论模型与实际工况的结合点。本模型的参数设置及边界条件如下:节流孔的供气压强 p_s 为 0.55 MPa, 气体密度为 1.205 kg/m^3 , 气体黏度 μ 为 $1.82 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$, 经节流孔之后, 出口边界截面的压力 p_a 为标准大气压, 壁面为流场的边界, 整个过程忽略热量的传递和化学变化。

本文修正的雷诺方程是二阶偏微分方程, 必须采用一定的数学处理, 才可以求出其近似解或者数值解^[12]。有限差分法是比较常用的求解方法, 它是基于差分原理的一种数值计算法, 其基本思想是: 将流场域离散为多个小网格, 应用差分原理, 将求解的连续函数方程转换为求解网格节点上的差分方程组。在每一轮的迭代计算中, 若气膜的压强小于 0, 则认为该点压力为 0, 经过多次迭代, 整个离散的压力分布就可以描述成连续的分布。

采用有限差分法求解雷诺方程时, 需先设定压力初始值作为求解雷诺方程的边界条件之一, 从而获得气膜的压强分布, 该压强分布满足连续性原理, 即单位时间内通过节流孔流入气膜间隙的气体质量流量应等于流出该间隙的气体质量流量。根据流量守恒原则, 建立气浮工作台流量连续性条件。

气浮工作台采用的是定压供气方式, 以节流器作为补偿元件, 故设通过节流孔流入气腔的质量流量 Q_{in} 等于气腔流出的流量 Q_{out} 。根据流体力学的公式^[13], 单个气腔内的 Q_{in} 可表示为

$$Q_{in} = \alpha \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{2(p_s - p_r)}{\rho} \right)^{1/2} \quad (7)$$

式中: α 为小孔流量系数, 一般取 0.6~0.7。

平行平板间的流体运动分为 3 种类型: 斯托克斯流动、库埃特流动和泊肃叶流动。在本文中, 气腔内的气膜间隙远远小于溜板的结构尺寸, 故气体的运动属于 Couette 流。虽然 Couette 流中的速度呈非线性分布, 但是其流量仍然可以使用连续介质理论的计算公式。结合 N-S 方程及气腔结构, 流出气腔的气体流量 Q_{out} 等于不同方向气体流速的积分之和, 即

$$Q_{out} = -\frac{Bh^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{LhU}{2} - \frac{Bh^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (8)$$

$$Q_{out} = -\frac{Bh^3}{12\mu_{eff}} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{LhU}{2} - \frac{Bh^3}{12\mu_{eff}} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (9)$$

$$Q_{out} = -\frac{Bh^3}{2\mu} \left(\frac{1}{6} + \frac{l'}{h} \right) \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{LhU}{2} - \frac{Bh^3}{2\mu} \left(\frac{1}{6} + \frac{l'}{h} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \quad (10)$$

$$Q_{out} = -\frac{Bh^3}{2\mu_{eff}} \left(\frac{1}{6} + \frac{l'}{h} \right) \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{LhU}{2} - \frac{Bh^3}{2\mu_{eff}} \left(\frac{1}{6} + \frac{l'}{h} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \quad (11)$$

式中: L 为气腔长度; B 为气腔宽度。

式(8)是忽略滑移和黏度时计算的流出气腔的气体流量, 式(9)是只考虑黏度时计算的流出气腔的气体流量, 式(10)是只考虑速度滑移时计算的流出气腔的气体流量, 式(11)是同时考虑滑移和黏度时计算的流出气腔的气体流量。根据流量守恒准则, 即可建立气浮工作台的流量平衡方程 $Q_{in} = Q_{out}$ 。

超松弛迭代法具有使用方便、应用广泛、计算过程稳定、易于编程等特点, 是目前最常用的迭代方法。迭代是通过新旧节点压力组合来计算求得下一轮节点压力, 在本方程的求解中, 采用超松弛迭代法进行迭代求解, 用相对精度的准则进行判断

$$\frac{\sum_{i=2}^{m-1} \sum_{j=2}^{n-1} |p_{i,j}^{k+1} - p_{i,j}^k|}{\sum_{i=2}^{m-1} \sum_{j=2}^{n-1} |p_{i,j}^{k+1}|} \leq \xi \quad (12)$$

通常取收敛精度为 $0.01 \sim 10^{-6}$, 本文采用 10^{-6} 。

2 气浮工作台性能分析

2.1 滑移及黏度对气膜压强分布的影响

根据 1.2 节的修正雷诺方程(4)~(6), 针对气浮工作台的节流孔、气腔等一定的结构参数, 得出了滑移及黏度对气膜压强的影响, 如图 2 所示。

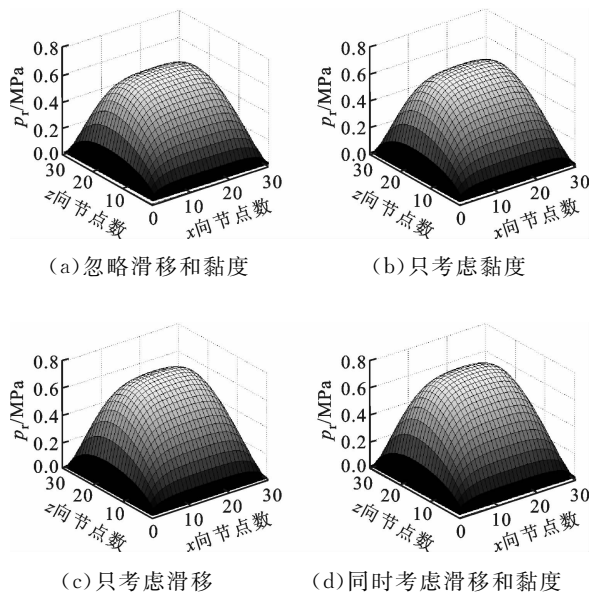
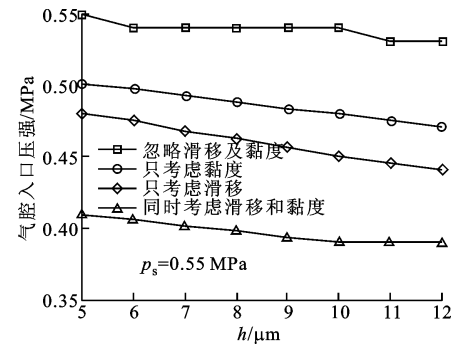


图 2 滑移及黏度对气膜压强分布的影响

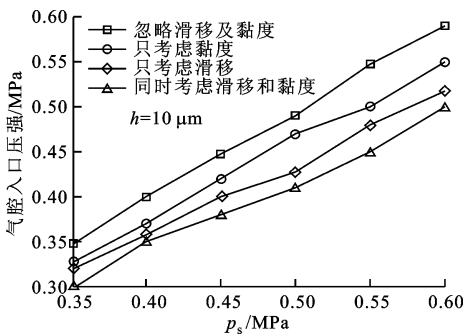
图 2 是在供气压强为 0.55 MPa、气膜间隙为 $10 \mu\text{m}$ 时, 单个气腔内的气膜压强分布。从图 2 中

看出,气腔内的气膜压强由入口值 p_s 逐渐减小至大气压强 p_a 。考虑气体滑移或黏度时,气腔的入口压强明显小于供气压强。这是由于气体在微尺度间隙流动时,滑移和黏度会减小气体的流量,由于气体的压缩性,气体密度会降低,从而降低气体压强。气体滑移的存在引起气体流动的剪切速率增大,气体黏度变小,但同时又增大了气体流动的滑移长度,根据式(2),滑移长度越大,气体的微尺度效应越明显,因此当同时考虑滑移和黏度时,气腔入口压强的压降最大。

通过改变模型中供气压强和气膜间隙两个参数,研究气体滑移及黏度对单个气腔内气膜压强的影响,结果如图 3 所示。



(a) 气膜间隙对气腔入口压强的影响



(b) 供气压强对气腔入口压强的影响

图 3 结构参数对气腔入口压强的影响

从图 3 可看出:忽略滑移及黏度时,气腔入口压强小于供气压强,且不随气膜间隙的改变而改变;气体滑移或黏度会降低气腔的入口压强,且同时考虑滑移及黏度时,其压降最大。从图 3a 可看出:考虑滑移或黏度时,当供气压强一定,气膜间隙越大,其压降越大,且同时考虑二者时,压降最大。从图 3b 可看出:考虑滑移或黏度时,当气膜间隙一定,随着供气压强的增大,其压降增大,且同时考虑二者时,压降最大。

2.2 静态特性分析

气浮工作台的静态特性主要体现在承载力和刚度,结合本试验台的结构特点及试验条件,本文将对供气压强和气膜间隙两个结构参数对工作台承载力和刚度的影响进行研究,当供气压强和气膜间隙设计不合理时,气浮工作台的静态性能参数不足,就会严重影响到工作台的加工精度和使用寿命。工作台的承载力和气膜刚度与气膜的压强分布密切相关,基于雷诺方程求出的气膜压强分布,对气浮工作台的承载力以及刚度进行计算。

2.2.1 承载力 气浮工作台的承载力 W 是表征工作台与溜板无相对运动时承载力的参数,它指的是当气膜压力形成之后,在一定的气膜间隙下,气浮工作台的承载能力,可以通过对整个气膜表面的压强积分得到,气浮工作台的运动溜板内有 8 个节流孔,工作台总的承载力

$$W = 8W'$$
$$W' = \int_A p dA \tag{13}$$

式中: A 为气膜的区域面积,即为单个气腔的表面积,本文工作台内部单个气腔的表面积 $A = (60 \times 50) \text{ mm}^2$ 。

结合气浮工作台的结构参数和 2.1 节求解的不同情况时单个气腔的压强分布,研究气体速度滑移及黏度对气浮工作台承载力的影响。图 4 给出了在供气压强 0.55 MPa 下气浮工作台的承载力与气膜间隙的关系。从图中可以看出:忽略滑移和黏度时,气浮工作台的承载力随着气膜间隙的增大而减小,这种关系并没有因为气体发生滑移或黏度而改变,但在相同的气膜间隙下,滑移或黏度都使承载力减小,与忽略滑移和黏度情况相比,同时考虑滑移和黏度时,在气膜间隙 2~16 μm 之间,承载力减小的平均幅度最大,约为 21.95%。出现此现象的原因是:滑移导致气体的微尺度效应增强,黏度的变化导致

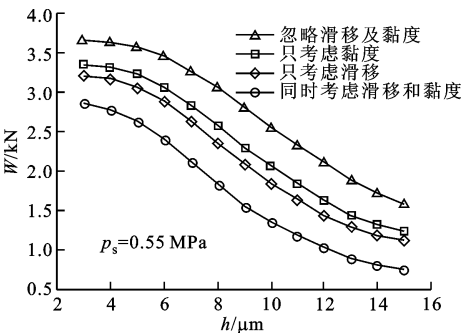
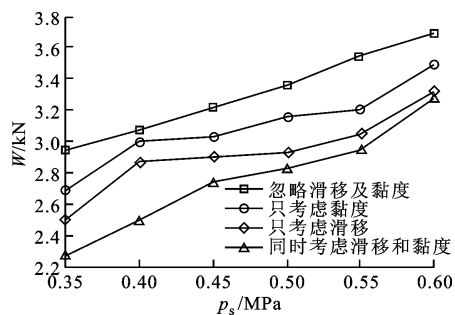


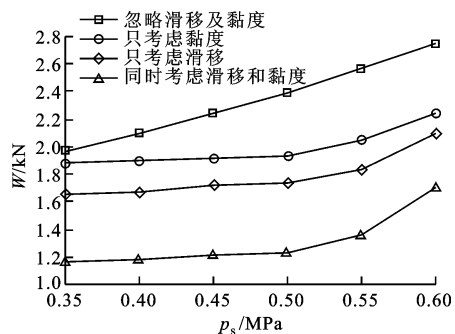
图 4 承载力与气膜间隙的关系

气体的黏度效应增强,两者之间又互相影响,所以当同时考虑滑移和黏度时,气体的微尺度效应会更明显,降低了气腔的入口压强,从而导致承载力减小幅度最大。因此,在设计气浮工作台时,考虑滑移或黏度会对设计结果造成一定的影响,必须对气浮工作台气膜的流动机理进行深入的研究。

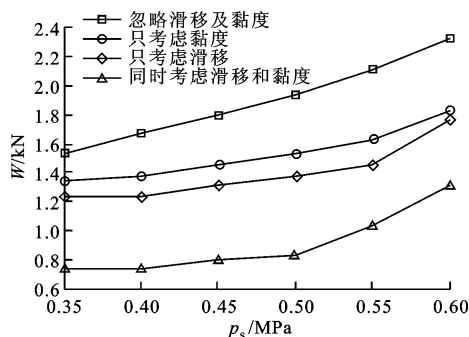
在其他条件(节流孔直径、气腔形状、承载面面积、气腔深度等)一定的情况下,通过改变模型中供气压强和气膜间隙两个参数,研究气体滑移及黏度对气浮工作台承载力的影响。图5给出了不同气膜间隙情况下供气压强与承载力的关系。从图中可以看出:忽略滑移和黏度时,承载力与供气压强呈现很强的线性关系,考虑滑移或黏度,当供气压强大于0.45 MPa时,承载力与供气压强才呈现较强的线



(a) $h = 5 \mu\text{m}$



(b) $h = 10 \mu\text{m}$



(c) $h = 12 \mu\text{m}$

图5 结构参数对承载力的影响

性关系,说明供气压强大于0.45 MPa时,滑移及黏度对微尺度间隙下的气体流动影响较小,这表示供气压强越小,气体的滑移及黏度对气浮工作台的承载力影响越大;不管考虑滑移和黏度与否,随着气膜间隙的增大,承载力随供气压强的变化率逐渐减小,这说明气膜间隙越小,气体的滑移及黏度对气浮工作台承载力的影响越明显;与忽略滑移及黏度相比较,当气膜间隙、供气压强一定,同时考虑滑移和黏度时,承载力降低最小。因此,在设计气浮轴承时,必须对微尺度间隙下的气体滑移和黏度进行考虑,以更有效地指导气浮工作台的应用。

2.2.2 气膜刚度 气浮工作台的气膜刚度 K 是表征气浮工作台气膜间隙发生变化时承载力的变化程度,其表达式为

$$K = \Delta W / \Delta h \quad (14)$$

式中: Δh 为气膜间隙的变化量; ΔW 为气膜间隙发生变化时对应气浮工作台承载力的变化量。

根据式(14)来研究气体滑移及黏度对气膜刚度的影响,图6是在供气压强0.55 MPa下气膜刚度与气膜间隙的关系图。

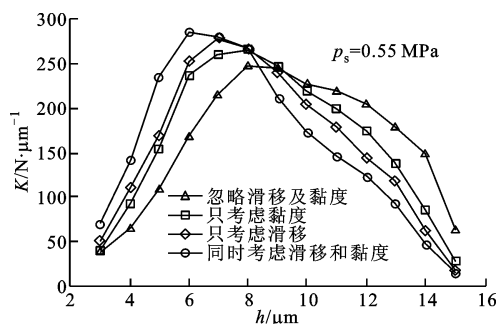


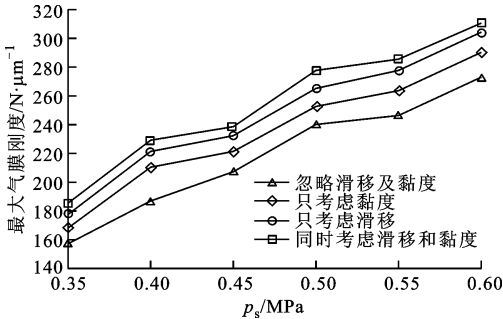
图6 气膜刚度与气膜间隙的关系

通过图6看出,忽略滑移和黏度时,随着气膜间隙的增大,气膜刚度呈现出先增大再减小的趋势,滑移和黏度并没有改变这种变化规律。通过对比气膜的最大刚度,发现同时考虑滑移和黏度时,气膜的最大刚度最大,约为忽略滑移和黏度时气膜最大刚度的1.5倍,其对应的气膜间隙最小。定义最大刚度处的气膜间隙为最优气膜间隙。

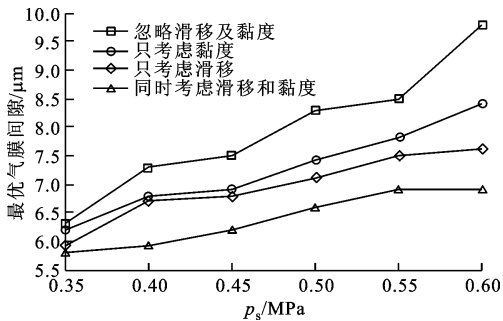
出现此现象的原因是滑移和黏度会使得微尺度间隙下流动的气体的微尺度效应更明显,导致气浮工作台承载力的减小速率大于气膜间隙的减小速率,气膜刚度体现的是承载力的变化速率与气膜间隙变化速率的比值,因此气膜刚度会增大。滑移和黏度之间的耦合作用增强了气体的微尺度效应,故同时考虑滑移和黏度时,气膜刚度的变化最明显。

气膜间隙越小,气体的微尺度效应越容易发生,故随着气膜间隙的增大,滑移和黏度对静刚度的影响程度逐渐减小,气膜间隙大于最优气膜间隙时,忽略滑移及黏度时的气膜刚度大于考虑时的气膜刚度。

通过改变模型中的供气压强,研究气体滑移及黏度对气浮工作台的最大气膜刚度的影响,结果如图 7 所示。从图中可看出:忽略滑移和黏度时,气膜的最大刚度和最优气膜间隙均随着供气压强的增大而增大,而滑移和黏度并没有改变这种规律;气体滑移或黏度会增大气膜的最大刚度,降低最优气膜间隙;在一定的供气压强下,同时考虑滑移及黏度时,气膜的最大刚度最大,对应的最优气膜间隙最小。



(a) 供气压强对最大气膜刚度的影响



(b) 供气压强对最优气膜间隙的影响

图 7 供气压强对最大气膜刚度及最优气膜间隙的影响

气膜刚度和工作台承载力的线性范围决定了气浮工作台的基本性能,对于气浮工作台而言,当气膜刚度达到最大且工作台承载力达到一定的设计要求时,工作台为最佳的性能时刻。结合本文研究对象及试验条件,供气压强和气膜间隙是设计气浮工作台的重要结构参数,适当调整供气压强和气膜间隙是改善其特性的最有效和简单的方法。在节流孔直径、气腔形状、承载面面积、气腔深度等结构参数一定的情况下,供气压强越大,气浮工作台的承载力越大,气膜刚度越大;气膜间隙越大,气浮工作台的承载力越大,刚度是先增大再减小,存在一个最大气膜刚度和对应的最优气膜间隙,一般根据气膜的最大

刚度确定最优气膜间隙。气膜刚度越大,工作台越稳定,在选择工作台最佳性能参数时,一般是在满足刚度的前提下来提高气浮工作台的承载力。气浮工作台内的润滑气体的流动范围属于微尺度范畴,气体的流动特性区别于宏观流体,从而影响工作台性能的计算,受滑移及黏度的影响,气浮工作台的供气压强和气膜间隙存在一个最优的取值区间。

基于以上气浮工作台承载力和刚度的分析,气体滑移及黏度并不影响工作台性能参数的变化趋势,只是改变其大小。通过图 6 发现,在最优气膜间隙 $6\text{ }\mu\text{m}$ 附近的气膜刚度都是可取的,结合图 7 随着供气压强的增大,最大气膜刚度逐渐增大,故供气压强在 $0.55\sim 0.6\text{ MPa}$ 之间、最优气膜间隙处于 $5\sim 7\text{ }\mu\text{m}$ 之间时,气膜刚度取得最优。另外一个性能参数是承载力,由图 4 和图 5 发现,供气压强越大、气膜间隙越小时,承载力越大,为保证气浮工作台具有一定的承载力,供气压强在 $0.45\sim 0.6\text{ MPa}$ 之间、气膜间隙在 $6\sim 8\text{ }\mu\text{m}$ 之间时,工作台的承载力较大。同时,考虑到气膜间隙越大,气体流动越不稳定,从而确定气浮工作台的最优性能参数是供气压强 0.55 MPa 、气膜间隙 $6\text{ }\mu\text{m}$,从而得出实际的最优气膜间隙小于理想的最优气膜间隙,因此忽略滑移和黏度会对气浮工作台的设计和应用造成一定的误差,下一步的试验也将会采用供气压强为 0.55 MPa 进行试验。

3 气浮工作台的性能检测试验

为了验证仿真模型的准确性与可靠性,对气浮工作台的性能进行检测试验。根据气体的压缩性,当气浮工作台承受一定的载荷,气膜间隙会发生改变,引起溜板在垂直方向的微小振动,利用电感测微仪检测溜板的位移变化。根据气膜刚度公式 $K=\Delta W/\Delta h$,即可得出试验检测的气膜刚度值。图 8 为测试装置图。

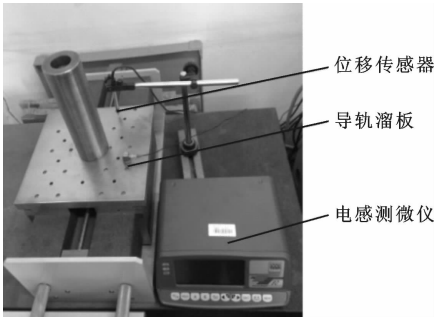


图 8 刚度试验测量装置图

根据前期的仿真分析,试验采用气浮工作台最优性能时的供气压强为 0.55 MPa。试验通过外部压缩机为气浮工作台提供气源,待系统供气稳定时,对电感测微仪(GT21-I 电感测头)进行调零设置,误差在 $\pm 0.02\text{ }\mu\text{m}$,以确保检测的准确性。通过电感测微仪显示屏记下工作台空载的位移数值,然后对工作台进行加载,再次记录显示屏的位移数值,两数值相减即可得出工作台的位移变化值。定义工作台空载时,溜板的位移为 0,本试验初始载荷是 429 N,待系统供气稳定时,电感测微仪显示屏的数值为 $2.23\text{ }\mu\text{m}$,即可算出气膜刚度试验值为 $192.4\text{ N}/\mu\text{m}$ 。为保证测量数据的可靠性,试验在同一载荷下进行多次测量取位移变化的平均值,试验承载力数据如图 9 所示,气膜刚度与气膜间隙的关系如图 10 所示。

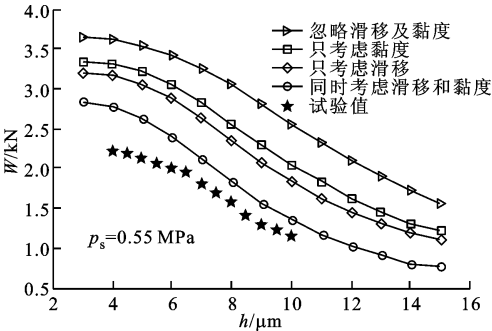


图 9 试验检测承载力与气膜间隙的关系

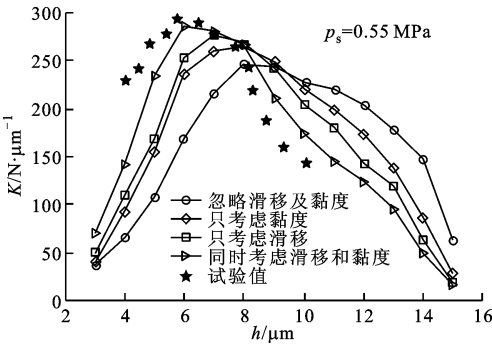


图 10 试验检测刚度与气膜间隙的关系

从图 9 中看到,气浮工作台的承载力与同时考虑滑移和黏度时的仿真值最吻合。从图 10 中看到,试验测得的气膜间隙的变化范围是 $5\sim 10\text{ }\mu\text{m}$,而气浮工作台的初始气膜间隙是 $10\text{ }\mu\text{m}$,因此测得的试验值在固定的区间内。对比图中的气膜刚度,发现随着气膜间隙的增大,气膜刚度呈现先增大再减小的趋势,这与气膜刚度的仿真结果相吻合。试验测得气膜间隙为 $10\text{ }\mu\text{m}$ 时,气膜刚度的平均值为 $159.97\text{ N}/\mu\text{m}$,用不同情况下刚度的仿真值与试验

测量值之差比上试验测量值(即仿真与试验的相对误差 $\Delta K = |(K_{\text{cal}} - K_{\text{exp}})|/K_{\text{exp}}$)来分析滑移及黏度对气浮工作台内气膜刚度的影响。通过表 1 看出,同时考虑滑移和黏度的仿真刚度值与试验值的相对误差最小,约为 9.59%。

表 1 气膜刚度仿真值与试验值的相对误差

条件	$K_{\text{cal}}/\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$	$\Delta K/\%$
忽略滑移及黏度	229.51	43.47
只考虑黏度	221.15	38.24
只考虑滑移	204.27	27.70
同时考虑滑移和黏度	175.31	9.59

4 结 论

本研究通过引入气体滑移及黏度到传统的流体雷诺方程中,实现了微尺度下气体流态数学模型的修正。把导轨实际工作中出现的不同供气压强和气膜间隙添加到模型中,定量分析了滑移及黏度对气浮工作台性能的影响,得出考虑滑移和黏度不会改变供气压强和气膜间隙对性能的影响趋势,只是影响程度发生了改变,其中同时考虑二者时,承载力比忽略时降低最多(21.95%),最大刚度比忽略时提升最大(15%)。滑移和黏度都会使得气浮工作台最优性能时的供气压强变大、最优气膜间隙变小。根据气浮工作台的性能检测试验得出,气膜的实际刚度与同时考虑气体滑移和黏度的仿真刚度最接近,说明在实际工作过程中,导轨内部气膜的滑移和黏度会发生,在超精密加工领域需要考虑才能得出最接近工况的值。因此,在设计轴承时一定要考虑气体滑移和黏度的影响,不能只依据传统的设计准则,合理选择结构参数才能达到最优的气浮工作台性能,本文的分析结果为气浮工作台的结构设计提供了一定的理论支持。

参考文献:

[1] 叶树亮,李东升.应用有限体积法研究空气静压导轨力学特性[J].光学精密工程,2008,16(5):809-814.
YE Shuliang, LI Dongsheng. Study on mechanical characteristics of aerostatic bearing with finite volume method[J]. Optics and Precision Engineering, 2008, 16(5): 809-814.
[2] BIRD G A. Molecular gas dynamics and the direct simulation of gas flows[M]. Oxford, Britain: Clarendon Press, 2003: 23-30.

(下转第 143 页)