

文章编号 1004-924X(2024)14-2236-11

考虑温度因素对带有柔性结构的静压气体轴承 稳定性影响研究

赵晓龙*, 张伟超, 孙广伟, 苗张仪, 董 皓
(西安工业大学 机电工程学院, 陕西 西安 710021)

摘要: 为了研究静压气体轴承在工作状态下, 温度对带有柔性结构的静压气体轴承柔性结构挠度变形量、流场流态及稳定性的影响规律, 本文建立了带有柔性结构的静压气体止推轴承三维(3D)模型。首先, 采用流-固-热多物理场耦合的计算方法, 分析了工作状态下温度变化对静压气体轴承柔性结构挠度变形量、气膜流场流态及气膜稳定性的影响。然后, 通过设计静压气体轴承试验台, 对轴承受到载荷冲击时的振动情况进行测试, 将测试结果与仿真分析结果对比, 验证了仿真计算的可靠性。计算结果表明, 环形柔性薄板在节流孔处的挠度变形量随温度升高而增大, 当气膜间隙 $h=12\text{ }\mu\text{m}$ 的情况下, 工作温度 $T=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 相较于工作温度 $T=-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的挠度变形量提升了 43%; 其他条件相同下, 随着温度的升高, 气膜内气旋的范围逐渐减小; 工作温度越高, 受到载荷后轴承振动幅度越小。实验测试结果表明, 随着工作温度的升高, 轴承稳定性越高, 与仿真分析结果基本一致。该研究为此类轴承在超精密领域的应用提供了理论参考。

关键词: 静压气体轴承; 温度; 流-固-热耦合; 稳定性; 计算流体力学

中图分类号: TH133.36 **文献标识码:** A **doi:** 10.37188/OPE.20243214.2236

Study on the influence of temperature on the stability of aerostatic bearing with flexible structure

ZHAO Xiaolong*, ZHANG Weichao, SUN Guangwei, MIAO Zhangyi, DONG Hao

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an Technological University,
Xi'an 710021, China)

* Corresponding author, E-mail: zhaoxiaolong@xatu.edu.cn

Abstract: In order to study the influence of temperature on the deflection deformation, flow pattern and stability of the flexible structure of aerostatic bearing with flexible structure under the working state of aerostatic bearing, a three-dimensional (3D) model of aerostatic thrust bearing with flexible structure was established in this paper. Firstly, the influence of temperature change on the deflection deformation of the flexible structure of aerostatic bearing, the flow pattern of gas film flow field and the stability of gas film were analyzed by using the calculation method of fluid solid thermal multi physical field coupling. Then, through the design of aerostatic bearing test-bed, the vibration of the bearing under the impact of load is tested, and the test results are compared with the simulation analysis results to verify the reliability of the simulation calculation. The calculation results show that the deflection deformation of the annular flexible

收稿日期: 2024-03-31; 修订日期: 2024-06-27.

基金项目: 国家自然科学基金(No. 52305501, No. 523750621); 陕西省自然科学基金计划(No. 2023-JC-QN-0502); 西安市科技计划项目(No. 22GXF0048); 西安市未央区科技计划项目(No. 202204)

thin plate at the orifice increases with the increase of temperature, and when the film gap $h=12\text{ }\mu\text{m}$, the deflection deformation of $T=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ is 43% higher than that of $T=-20\text{ }^{\circ}\text{C}$; Under the same other conditions, with the increase of temperature, the range of cyclone in the air film gradually decreases; The higher the working temperature, the smaller the vibration amplitude of the bearing after being loaded. The experimental results show that with the increase of working temperature, the stability of the bearing is higher, which is basically consistent with the simulation results. This study provides a theoretical reference for the application of aerostatic bearing in the field of ultra precision.

Key words: aerostatic bearing; temperature; fluid-solid-thermal coupling; stability; CFD

1 引言

静压气体轴承相较于传统的滚珠/滑动轴承,具有寿命长、磨损小、发热少、无污染、精度高等诸多优势,因此被广泛运用于精密测量、航空航天和高端机床等领域^[1-3]。随着应用领域的不断发展,静压气体轴承的工作温度开始由常温逐步走向高温和低温。而较大的温度变化将促使静压气体轴承自身结构和工作气膜等因素发生改变,因此,温度对静压气体轴承的影响研究逐渐成为广大研究学者关注的热点。

为了深入研究温度对于静压气体轴承稳定性的影响,学者们已经进行了一些理论和实验研究。Z-HOU等^[4]详细评述了国内外关于箔片气体径向气体轴承热效应的研究进展,提出了箔片轴承热效应研究中需要改进或发展的问题,其中提到了高温环境会对箔片气体轴颈轴承的静态和动态特性以及稳定性产生重大影响。卢攀等^[5]以新型鼓泡箔片止推气体轴承为研究对象,采用有限差分法和Newton-Raphson迭代法求解流固耦合的数值模型,得到了不同环境温度下的轴承气膜压力分布、厚度分布和承载能力,研究了润滑气体物性参数对止推气体轴承静特性的影响规律,结果表明:轴承长时间运行产生的高温有利于其承载力和稳定性的提升。LIAN等^[6]通过数值和实验研究了轴承工作温度对空气、 CO_2 和R22润滑下气体止推轴承静态特性的影响。赵琪等^[7]为了研究轴承间隙、转速以及冷却气流速度变化时,悬臂箔片轴承气膜温度场的变化规律,建立了悬臂箔片轴承三维流-固-热耦合模型,研究发现轴承气膜间隙减小及转速增大,气膜温度会逐渐升高,甚至造成轴承热失效。Andrés和Kim^[8]建立了波箔径向轴承的二维流-固-热耦合

分析模型,模型中考虑到了物性变化和轴承部件的热膨胀。柴辉等^[9]考虑边界滑移条件,采用气固热耦合的分析方法,研究了环境温度对气旋与微振动的影响,研究发现随温度的升高,气浮轴承微振动强度逐渐降低。

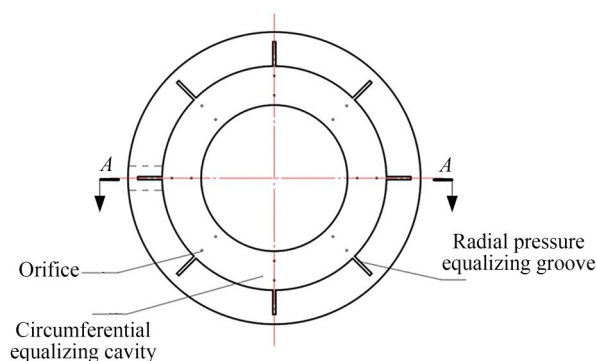
陈琦等^[10]通过对静压气体轴承的动态特性进行仿真分析,提出轴承中开设均压槽可以有效抑制静压气体轴承的微振动现象,并通过实验验证得出增加均压槽可以使轴承的微振动降低80%,显著提高轴承稳定性和运行精度。HORVAT和BRAUN^[11]对液体动静压轴承深腔和浅腔的流场和压力场进行了对比实验和数值分析。赖天伟等^[12]提出了一种具有多层弹性支承结构的新型箔片动压气体轴承,该轴承利用金属箔片作为弹性支承结构,改善了弹性箔片动压气体轴承的稳定性。赵晓龙等^[13]提出了变截面节流器的空气静压轴承模型,通过弹性薄板的挠度变形实现节流器截面形状的动态变化。刘锐等^[14]针对双排孔供气的静压止推气体轴承,设计周向环形均压槽以提高轴承的承载力和静刚度,研究其结构参数对静态特性的影响规律,结果表明,改变均压槽结构参数能抑制载荷变化所引起的振幅,进而提高轴承的稳定性。王伟等^[15]从微观流场角度计算流体动力学对气膜流场进行三维数值大涡模拟与分析,通过仿真研究内部气容对微观流场的影响,找出了可能引发微振动的激励振源。马伟等^[16]为了研究气体静压轴承容易产生气锤失稳的问题,建立基于相位致振的气体静压轴承理论模型,从供气压力及气膜间隙的相位变化的角度,分析了气体轴承气锤失稳的原因。此外有些研究者从实验的角度出发,探讨了导致气体静压轴承发生气锤振动的原因及可能影响的参数因素^[17-19]。

目前,针对静压气体轴承多物理场耦合计算的研究,多集中于温度对传统节流器类型轴承性能的影响及微振动上,而考虑温度因素对带有柔性结构的静压气体轴承稳定性影响研究偏少。为了研究静压气体轴承在工作状态下,温度对带有柔性结构的静压气体轴承的影响,采用流-固-热耦合逐层迭代计算方法,分析工作状态下温度变化对气膜压力分布特性、流场流态及稳定性的影响规律,并结合实验对分析结果进行验证。

2 轴承模型及基本方程

2.1 轴承模型

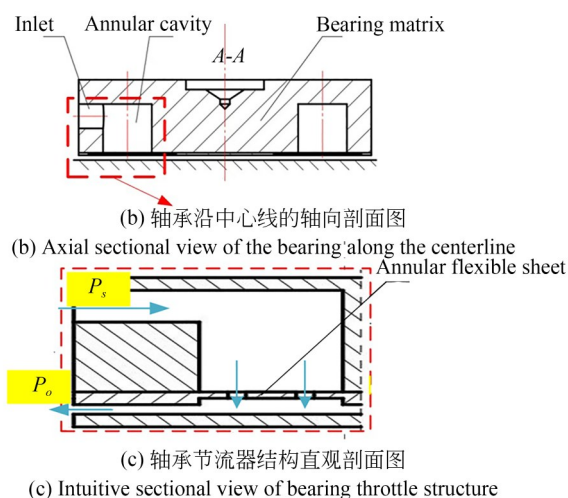
本文提出的静压气体轴承模型如图 1 所示。图 1(a)是带有环形柔性结构的静压气体轴承工作面的结构示意图。采用环形双排小孔节流分布,且在承载表面设置微米级周向及径向均压气腔,节流孔位于周向均压气腔上,周向均压气腔部分在结构上采用挠度变化较大的柔性薄板。



(a) 带有环形柔性结构的静压气体轴承工作面的结构示意图
(a) Schematic diagram of the working surface of a static pressure gas bearing with a circular flexible structure

在工作中,依靠节流孔与周向及径向均压气腔复合自主调节,使轴承在受负载改变和冲击情况时,柔性薄板受供气和气膜压力双向作用,自主调整周向环形气腔初始截面形状,从而调节轴承表面压力分布状况,以使轴承能够获得同等尺寸参数下的最大刚度;同时,在气体轴承表面节流孔径向开设刚性均压气腔,进一步平稳均压气腔的压力,有效抑制了远离节流孔位置的压力衰减,增大气体轴承的节流面积。

图 1(b)为轴承沿中心线的轴向剖面图。轴承工作过程中,外部气源通过进气孔 4 进入到环形气腔 5 中,再经节流孔 1、周向均压气腔 2、径向均压气腔 3 进行节流效应后流入气膜,最后排至大气。图 1(c)为轴承节流器结构直观剖面图,在工作状态下,环形柔性薄板 7 因上下方存在压力差,导致其发生变形,从而改变周向均压气腔 2 的初始截面形状。静压气体轴承的供气压力为 P_s ,出口处的压力为 P_o ,环形柔性结构厚度为 B ,节流孔直径为 d ,径向气腔深度为 h_1 ,气膜间隙为 h 。



(b) 轴承沿中心线的轴向剖面图
(b) Axial sectional view of the bearing along the centerline
(c) 轴承节流器结构直观剖面图
(c) Intuitive sectional view of bearing throttle structure

图 1 带有柔性结构的静压气体轴承结构示意图

Fig. 1 Schematic structure of aerostatic bearing with flexible structure

2.2 基本方程

静压气体轴承与支撑部件之间运动规律需要满足物理学中守恒定律,即质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律。三大定律在数学中也就是质量连续性方程、动量方程和能量方程^[20-21]。

质量连续性方程也称为质量守恒方程,其具体的微分形式如下:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0, \quad (1)$$

式中: u, v, w 分别为 x, y, z 三个方向上的速度分量; ρ 为流体密度; t 为时间。

从物理学角度来看,流体力学动量守恒方程引进了流体总动量的概念,突出说明了流体总动量是独立于内部分片压力和外力两者的统一体,具有一致的守恒性。利用数学表达式表

示的 x, y, z 坐标轴方向上的动量守恒方程如下 所示:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho f_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \Delta u + \frac{\mu \nabla v}{3}, \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} = \rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho f_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \Delta v + \frac{\mu \nabla v}{3}, \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial w}{\partial t} = \rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho f_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \Delta w + \frac{\mu \nabla v}{3}, \quad (4)$$

式中: u, v, w 分别为 x, y, z 三个方向的速度分量;

μ 为气体的黏度系数; Δ 为拉普拉斯算子; ∇v 为

速度矢量 $v = ui + vj + wk$ 的散度,

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2},$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) V \right] &= \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \\ &\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} - \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} - \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{xx})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{xz})}{\partial z} + \rho f \cdot V, \end{aligned} \quad (5)$$

式中: T 为温度; k 为流体的传热系数; $\dot{q}$ 为单位质量的体积加热率; e 为内能; τ 为应力, u, v, w 分别是 x, y, z 方向的速度分量。

通过联立方程(1)~(5),求解所建立的考虑温度影响的方程组,来获得不同轴承气膜下(z 方向)的密度 ρ 和速度 u, v, w 的值。

由于周向环形气腔结构在工作中受气固耦合交界面压力的影响,会自适应变形,因此需要结合固体柔性结构的边界控制方程进行分析。根据牛顿第二定律导出固体部分的守恒方程:

$$\rho_s \ddot{w}_s = \nabla \cdot \sigma_s + f_s, \quad (6)$$

式中: ρ_s 为固体密度; σ_s 为柯西应力张量; f_s 为体积力矢量; $\ddot{w}_s$ 为固体域当地加速度矢量。

将方程(1)~(5)的计算结果代入公式6中,计算轴承固体部分的加速度矢量,从而计算出位移,进而修正公式(1)~(5)中的气体区域尺寸,如此反复,经过多次耦合计算,求得考虑柔性结构耦合计算下的密度 ρ 和速度 u, v, w 的值。再根据气体状态方程 $p = \rho RT$,可以计算得到其压力分布状况,并沿静压气体轴承整个表面进行积分可以得到承载力 W ,其表达式为:

$$\nabla v = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}.$$

能量守恒定律为热流体在能量交换中需遵循的一个基本守恒定律。能量守恒方程如下所示:

$$W = \iint (p - p_a) dx dy, \quad (7)$$

式中: W 为承载力; p 为气膜间隙的压力。

根据公式(7)计算静压气体轴承的刚度 k 。

$$k = \frac{W(h + \Delta h) - W(h)}{\Delta h}, \quad (8)$$

式中: h 为气膜间隙; Δh 为气膜间隙增量。

静压气体轴承在工作中可以等效成单自由度质量弹簧阻尼系统,其气体轴承系统振动方程为:

$$m\ddot{x} + c(x)\dot{x} + k(x)x = 0, \quad (9)$$

式中: m 为轴承质量, x 为轴承的振动位移, c 为轴承气膜的阻尼系数, k 为轴承气膜的刚度。

由于静压气体轴承阻尼较小,在计算分析时,仅代入轴承的刚度计算结果,计算轴承在时域下的振动位移情况,得出轴承振幅与时间的关系曲线,以此来描述轴承受外界载荷时的振动情况。

2.3 网格及仿真参数

由于轴承模型沿圆周方向为周期性对称,因此,对于轴承的承载性能仿真分析,可取轴承模型的1/8为研究对象,从而减少网格的计算数量,

节省解算时间。将建立的轴承三维模型导入 Mesh 模块中进行网格划分,为了使计算精度更高,采用结构化网格对模型进行划分。由于节流孔与均压气腔相复合的节流器处较为复杂,因此对靠近边界处和节流器处进行网格加密处理。轴承三维模型及网格划分情况如图 2 所示。

图 2(a)为带有柔性结构的静压气体轴承的三维模型。由于在双向流固耦合仿真计算中,影响轴承性能的区域主要在节流器处,故对流固耦合模型进行简化以方便计算,简化模型如图 2(b)所示,为进行承载性能分析的 1/8 之一模块。图 2(c)为简化模型后的 1/8 模型的周期性网格,图 2(d)为节流器处的网格划分情况,其中包括进气腔、节流孔、均压槽及气膜的网格。其中 98.13% 的网格正交质量系数在 0.975,其余的也均在 0.6 以上;92.54% 的网格偏斜系数在 0.04,其余的也均低于 0.5。固体区域网格划分情况如图 2(e)所示,固体网格质量相对流体网格质量影响较小,且划分较为简单,故不作详细说明。

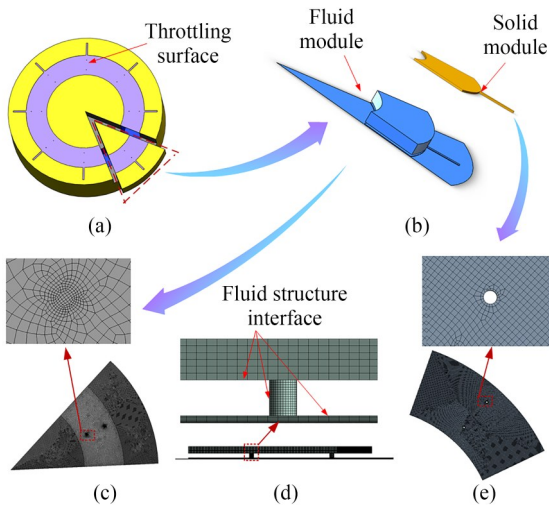


图 2 轴承网格划分图

Fig. 2 Aerostatic bearing meshing diagram

3 计算结果及分析

带有柔性结构的静压气体轴承的均压气腔会在工作时发生相应变形,以此来改变均压气腔的初始截面形状,从而改变轴承气膜内流场分布状况。而温度会在此基础上进一步影响轴承柔性结构的变形量,因此,选择以下参数对带有柔性结构的静压气体轴承的流场进行仿真计算。

以图 1 所示二维模型为基准,带有柔性结构的静压气体轴承的相关尺寸为:轴承半径 $R=30$ mm、节流孔数目 $n=16$ 、节流孔 1 分布圆半径 $R_1=17$ mm、节流孔 2 分布圆半径 $R_2=21$ mm、节流孔直径 $d=0.2$ mm、周向均压槽宽度 $W_c=8$ mm、径向均压槽宽度 $W_r=0.6$ mm、均压槽深度 $D_h=0.04$ mm、气膜间隙 $h_0=5\sim 20$ μm 。

数值分析计算的初始条件为:气源供气压力 $P_s=0.5$ MPa,常温常压即 $T=298$ K, $P_0=0.1$ MPa,空气黏度系数 $\mu=1.7894\times 10^{-5}$ Pa·s,空气密度 $\rho=1.225$ kg/m³。

边界条件:气体域气膜厚度方向的第一层气压为压力入口且等于供气压力,径向最外层气压为压力出口且等于大气压,流体域与固体域接触的气膜方向的上下面以及节流孔面设为流固耦合交界面,并采用动网格技术划分,其他面为固定壁面。

当轴承工作温度大幅变化时,轴承柔性结构的挠度变形量也发生变化。图 3 为工作温度 T 分别等于 -20 $^{\circ}\text{C}$ 、 25 $^{\circ}\text{C}$ 、 100 $^{\circ}\text{C}$ 时静压气体轴承环形柔性薄板挠度变形图。由图 3 可知,低温情况下轴承柔性薄板呈现一种压缩形态,高温情况下柔性薄板则是呈现一种膨胀态。环形柔性薄板在节流孔处的挠度变形量随温度升高而增大,当气膜间隙 $h=12$ μm 时,静压气体轴承环形柔性薄板节流孔处的挠度变形量在工作温度 $T=$

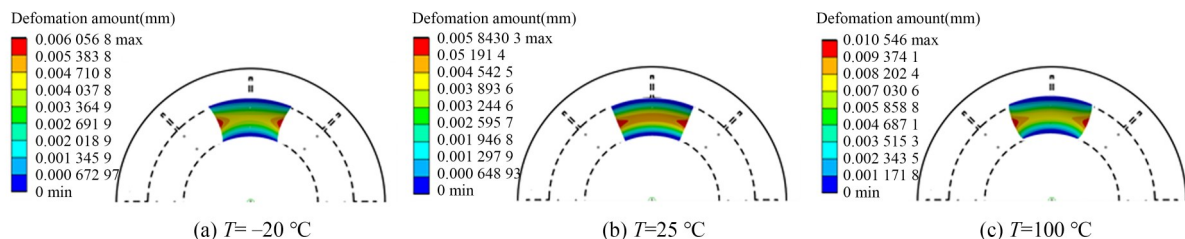


图 3 不同温度下环形柔性薄板挠度变形图

Fig. 3 Flexural deformation diagram of annular flexible structure at different temperatures

$-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时分别为 $4.34\text{ }\mu\text{m}$, $4.85\text{ }\mu\text{m}$, $7.61\text{ }\mu\text{m}$, 工作温度 $T=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时相较工作温度 $T=-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的最大变形量提升了 43%。此外,在工作温度 $T=-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,柔性薄板交界处的最大变形量相差不大。这是由于随着温度的升高,不锈钢柔性薄板的密度降低,弹性模量随之降低,使得柔性薄板变形量增大。

静压气体轴承气膜流场计算结果如图 4 所示,分别为 $12\text{ }\mu\text{m}$ 气膜间隙下工作温度 T 等于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的速度云图。由图 4 可知,其他条件相同下,随着温度的升高,气体流速也随之增加,气膜下壁处速度骤升值也随之增大。在工作时刻 $t=20\text{ ms}$ 时,气膜间隙主气旋的位置、范围均随着工作温度改变而发生改变,随着温度降低,气旋的扩散速度逐渐升高,气旋的范围逐渐增大。这主要是由于随着温度的升高,气腔内气体分子热运动加剧,碰撞更频繁,气膜内部更加趋向于无规则的体运动逐渐与气旋旋转方向相抵消,气体黏度增加导致气旋扩散速度降低。可见温度升高会造成气旋的移动速度降低。

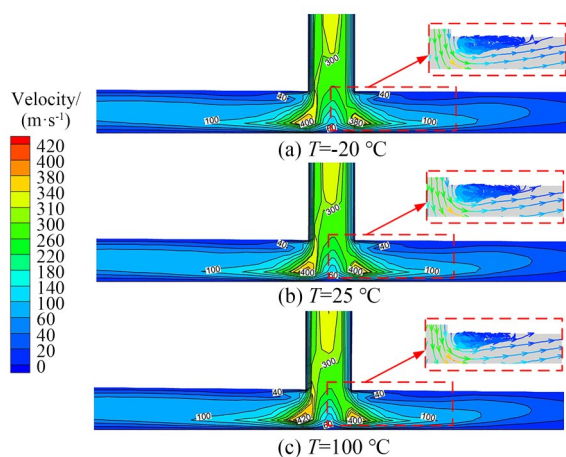
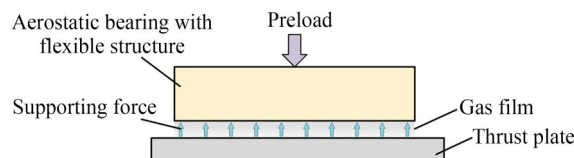


图 4 不同温度下静压气体轴承的速度云图

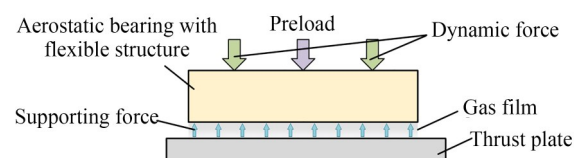
Fig. 4 Velocity clouds of aerostatic bearing at different temperatures

随后对带有柔性结构的静压气体轴承受载荷冲击时的振动情况进行仿真分析。仿真过程中假设轴承处于理想的工作环境中,仅考虑工作温度,分析轴承的振动情况。其中,静态加载及动态加载时的受力分析情况分别如图 5(a), 5(b) 所示。



(a) 静态加载受力示意图

(a) Schematic diagram of static loading force



(b) 动态加载受力示意图

(b) Schematic diagram of dynamic loading force

图 5 轴承受力分析图

Fig. 5 Aerostatic bearing force analysis diagram

仿真分析过程中,分别对轴承施加脉冲载荷和正弦载荷,研究轴承受到不同载荷冲击时的振幅与时间关系曲线。其中,正弦载荷是对轴承施加一种连续的冲击载荷,其激励表达式如下所示:

$$y = A \sin(\omega x + \varphi), \quad (10)$$

式中: y 为对应时刻的载荷大小; A 为冲击载荷的最大值; $\omega x + \varphi$ 为相位;且 $A > 0$, $\omega > 0$ 。

保持轴承参数不变,当瞬时脉冲载荷为 10 N ,初始气膜间隙为 $12\text{ }\mu\text{m}$,轴承的工作温度 T 分别为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,脉冲载荷冲击轴承引起的振幅随时间的变化情况如图 6 所示。由

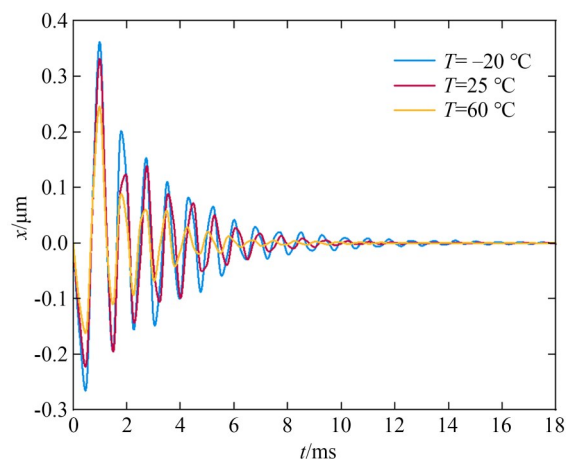


图 6 不同温度下脉冲载荷振动曲线

Fig. 6 Pulse load vibration curves at different temperatures

图6可知,流-固-热耦合条件下,轴承振动过程中最大振动幅度 x 分别为 $0.36\text{ }\mu\text{m}$, $0.33\text{ }\mu\text{m}$, $0.24\text{ }\mu\text{m}$,振动频率分别为 $1\text{ }163\text{ Hz}$, $1\text{ }149\text{ Hz}$, $1\text{ }136\text{ Hz}$,当响应时间达到 10 ms 后,三种工作温度下最大振幅低于正常的波动范围,轴承基本稳定。

相同条件下,当轴承受到频率 500 Hz 、最大值为 10 N 的正弦稳态载荷冲击时,轴承发生振动的振幅随时间的变化情况如图7所示。流-固-热耦合条件下,当响应时间达到 6 ms 左右,轴承振动幅度曲线呈现一种连续正弦的趋势。此外,对比工作温度 T 分别为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的轴承振动曲线,连续正弦振动过程中的最大振动幅度分别为 $0.18\text{ }\mu\text{m}$, $0.165\text{ }\mu\text{m}$ 和 $0.13\text{ }\mu\text{m}$,在工作温度 $T=-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的情况下,最大振动幅度 x 相差不大,当工作温度 $T=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,振动幅度则明显减小。因此,由图7可知,不同工作温度对于轴承振动幅度有较为明显的影响,表现为工作温度越高,受到载荷后轴承振动幅度越小,稳定性越高。

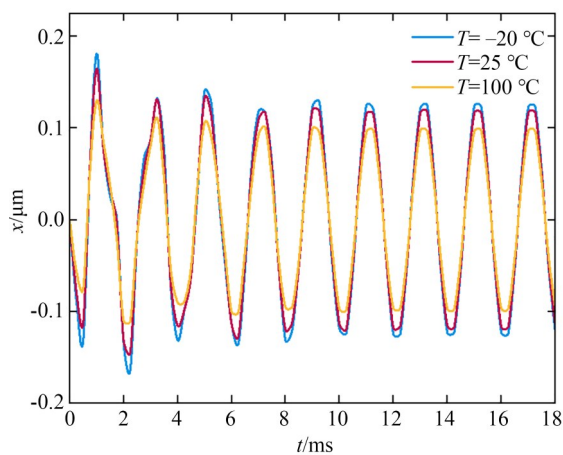


图7 不同温度下正弦载荷振动曲线

Fig. 7 Sinusoidal load vibration curves at different temperatures

4 实验

在实际应用中,温度对静压气体轴承柔性结构以及气膜流场流态的影响因其固有的微观特性不易直接观测,因此本文仅对受到载荷冲击时

不同温度影响下的气膜稳定性进行实验研究。通过实验分析静压气体轴承受到脉冲和正弦载荷时,不同温度对轴承气膜振动情况的影响。

4.1 实验装置及方法

搭建静压气体轴承试验装置如8所示。实验中主要用到带有柔性结构的静压气体止推轴承、花岗岩框架、气缸、微位移传感器、信号发生器、功率放大器、激振器、示波器等装置。

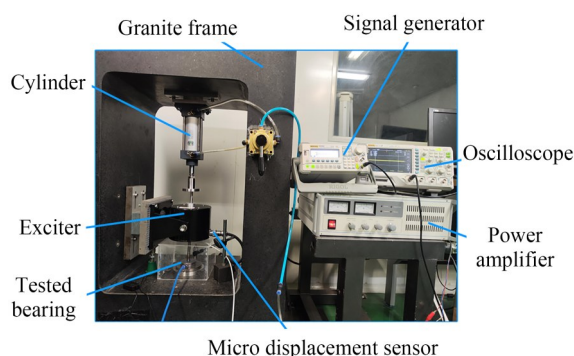


图8 测试实验台实物

Fig. 8 Physical test bench

轴承测试环境细节图如图9(a)所示,内部安装多个加热装置,可以对测试环境进行温度控制。实验过程中用保温材料覆盖在测试环境外壁,以确保轴承性能测试过程中温度恒定。由于传感器温度限制,本文仅进行了一 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 测试实验。图9(b)~9(d)分别为温度 T 等于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的轴承测试环境。

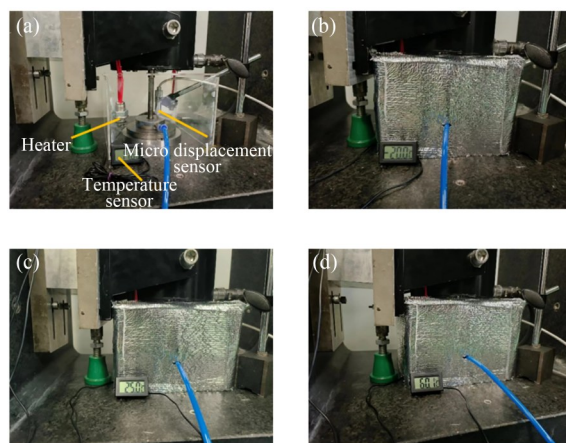


图9 不同温度时的轴承测试环境

Fig. 9 Aerostatic bearing testing environment at different temperatures

实验装置整体安装于花岗岩框架内,气缸底座上开有U形槽起到连接气缸和调节对中位置的作用,气缸通过螺纹与动态压力头连接;激振器通过螺栓与激振器底座连接并固定于花岗岩框架的侧壁上,以稳定激振器,减少无关振动带来的影响;带有柔性结构的静压气体轴承顶部有凹槽,便于通过激振器的柱头向轴承传递动态载荷;轴承表面放置微位移传感器测量头,以测量其受到不同载荷振动时的气膜间隙变化量。最后,将气体静压轴承置于设计的轴承测试环境中,便于改变轴承的工作环境温度。

通过改变轴承的工作温度来研究温度对轴承动态稳定性的影响。实验过程中,将液氮通入测试环境中,使得环境温度降低至 -20°C ;通过加热器使测试环境温度升高到 60°C ,以此模拟静压气体轴承除常温之外的两种环境温度。通过信号发生器产生脉冲和正弦载荷,再由功率放大器将信号进行放大,驱动激振器向轴承施加不同类型的激励,利用微位移传感器测量轴承的气膜间隙变化量,测量的数据通过示波器显示出来,得到不同温度下的轴承动态稳定性曲线,最后将得到的实验数据与仿真数据进行对比、分析。

4.2 实验结果

4.2.1 脉冲载荷实验结果及讨论

实验前清洁被测轴承及试验台,为轴承提供较为理想的工况。将轴承置于图9所示的保温装置中,改变轴承的工作温度,其余实验条件与仿真分析设定的工况一致。

实验在 0.5 MPa 的供气压力下进行,初始气膜厚度为 $12\text{ }\mu\text{m}$ 。通过信号发生器产生脉冲信号,同时调节功率放大器,使激振器向轴承施加 10 N 的脉冲载荷。当温度 $T=25^{\circ}\text{C}$ 时,轴承受到脉冲载荷后,仿真和实验的振幅曲线如图10所示,轴承最大振幅 x 为 $0.47\text{ }\mu\text{m}$ 。当响应时间达到 9 ms 左右,实验结果的振幅基本趋于稳定。实验测得的轴承稳定所需时间与仿真结果基本一致。相较于仿真结果,实验测得的轴承最大振幅偏大,这是由于轴承振动时,实验装置存在共振,导致实验结果振幅偏大。

工作温度 T 分别等于 -20°C , 25°C , 60°C 时,轴承受到脉冲载荷后发生振动的振幅随时间的变化曲线如图11所示。从图11中可以看出:当

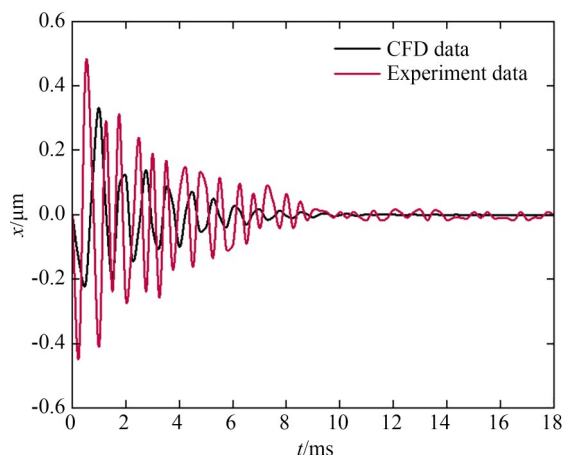


图10 25°C 时仿真与实验振动曲线(脉冲载荷)

Fig. 10 Simulation and experimental vibration curves at 25°C (pulse load)

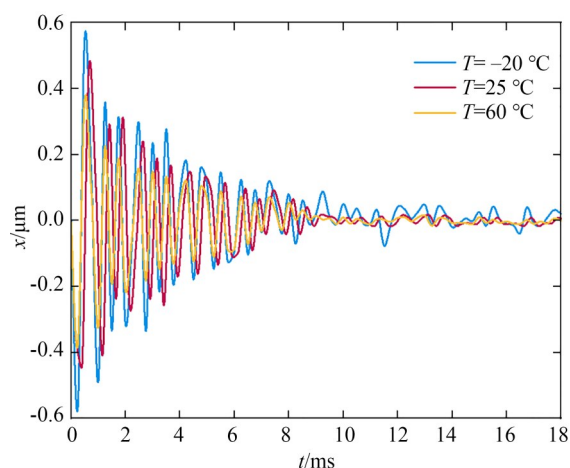


图11 不同温度下轴承振动曲线(脉冲载荷)

Fig. 11 Vibration curves of aerostatic bearing at different temperatures (pulse load)

轴承受到脉冲载荷后,最大振幅分别 x 为: $0.55\text{ }\mu\text{m}$, $0.47\text{ }\mu\text{m}$, $0.37\text{ }\mu\text{m}$,相比于 -20°C , 25°C 和 60°C 时,幅值依次减小 14.5% , 32.7% 。

4.2.2 正弦载荷实验结果及讨论

当轴承受到频率 500 Hz 、载荷最大值为 10 N 的正弦稳态载荷冲击时,保持其他参数不变,对轴承的振动幅值进行测量。图12为温度 $T=25^{\circ}\text{C}$ 时,静压气体轴承受到正弦载荷时,仿真和实验的振动曲线。由图12可以看出:实验测得的轴承最大振动幅值为 $0.175\text{ }\mu\text{m}$,仿真与实验振动曲线基本重合,轴承受到正弦载荷后振动频率与仿真的频率基本一致。

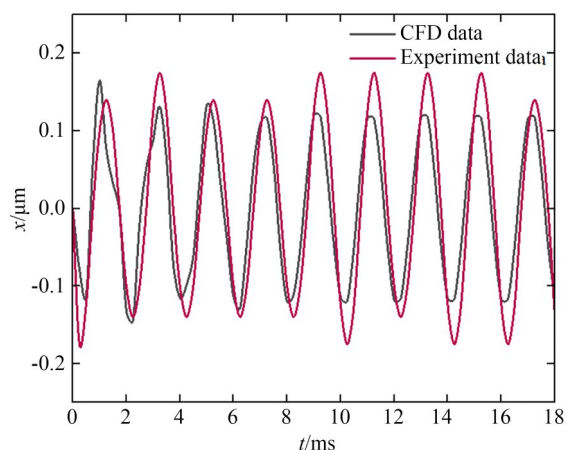


图 12 25 °C 时仿真与实验振动曲线(正弦载荷)

Fig. 12 Simulated and experimental vibration curves at 25 °C (sinusoidal load)

温度 T 等于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 轴承受到正弦载荷的情况下, 实验测得的振幅随时间的变化曲线如图 13 所示。由图 13 中可以看出: 向轴承施加正弦载荷时, 温度 T 等于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的最大振幅分别为 $0.205\text{ }\mu\text{m}$, $0.175\text{ }\mu\text{m}$, $0.154\text{ }\mu\text{m}$ 。相比于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时最大振幅分别减小 14.6%, 24.9%, 振动频率基本相同。

当轴承受到两种载荷冲击时, 随着工作温度越高, 受到载荷后振动幅度越小, 轴承稳定性越

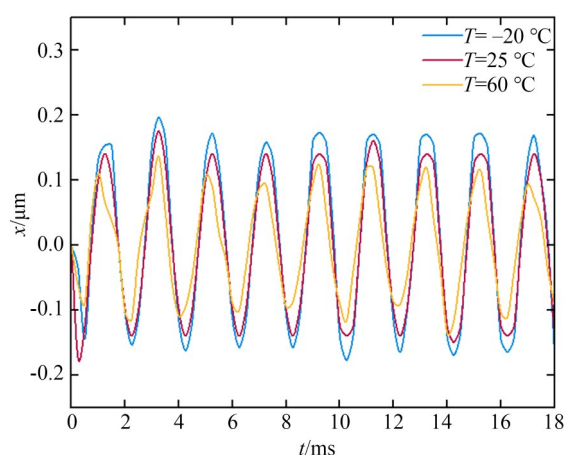


图 13 不同温度下轴承振动曲线(正弦载荷)

Fig. 13 Vibration curves of aerostatic bearing at different temperatures (sinusoidal load)

高, 与前期仿真结果保持一致。这是由于当静压气体轴承工作温度逐渐升高时, 气旋强度会逐渐减弱, 但当工作温度低于某一临界值时, 节流孔出口外缘流动特性更加接近于湍流状态, 气旋强度增大, 振动强度也逐渐增大。仿真结果与实验结果存在一定偏差, 分析其主要原因是轴承的实际加工精度、安装位置和仿真计算参数的误差及传感器测量精度在不同温度环境下存在的测量误差导致的。

5 结 论

本文通过对带有柔性结构的静压气体轴承进行流-固-热耦合仿真, 分析工作状态下温度变化对静压气体轴承柔性薄板挠度变形量、气膜流场流态及气膜稳定性的影响, 可以得到以下结论:

(1) 当轴承工作温度大幅变化时, 轴承柔性薄板的挠度变形量也发生变化。低温情况下轴承柔性薄板呈现一种压缩形态, 高温情况下柔性薄板则是呈现一种膨胀态。环形柔性薄板在节流孔处的挠度变形量随温度升高而增大, 当气膜间隙 $h=12\text{ }\mu\text{m}$ 的情况下, 工作温度 $T=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 相较于工作温度 $T=-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的挠度变形量提升了 43%;

(2) 其他条件相同下, 随着温度的升高, 气膜区域气体流速也随之增加, 气旋的扩散速度逐渐升高, 气旋的范围逐渐减小。

(3) 不同的工作温度对于轴承振动幅度有较为明显的影响, 对于振动频率、调节时间基本没有影响。表现为: 工作温度越高, 受到载荷后轴承振动幅度越小, 稳定性越高。

(4) 通过实验得出: 随着轴承测试环境温度的逐渐升高, 当轴承受到载荷冲击时, 其振动幅度呈现出明显的下降趋势。相比于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, 工作温度为 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 轴承受到脉冲载荷后, 最大幅值依次减小 14.5%, 32.7%; 轴承受到正弦载荷时, 最大振幅依次减小 14.6%, 24.9%, 且振动频率基本相同。实验结果与前期仿真结果基本一致, 验证了仿真分析的准确性。

参考文献:

- [1] 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): 1-5.
ZHU X L, SUN J, ZHANG L, *et al.* Review on lubrication of gas bearing [J]. *Journal of Machine Design*, 2015, 32(1): 1-5. (in Chinese)
- [2] 卢志伟, 刘锡尧, 鹿茜, 等. 二维运动平台气浮静压导轨承载性能计算与研究[J]. 机械工程学报, 2022, 58(23): 240-250.
LU Z W, LIU X Y, LU H, *et al.* Calculation and research on bearing performance of the aerostatic guideway of two-dimensional motion platform [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2022, 58(23): 240-250. (in Chinese)
- [3] GAO Q, CHEN W Q, LU L H, *et al.* Aerostatic bearings design and analysis with the application to precision engineering: state-of-the-art and future perspectives[J]. *Tribology International*, 2019, 135: 1-17.
- [4] ZHOU Q, LI Y C, LU P. Studies on thermal effects in aerodynamic foil journal bearings[J]. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 2016, 10(1): JAMDSM0011.
- [5] 卢攀, 强萌, 全文, 等. 润滑气体对箔片动压止推气体轴承静特性的影响分析[J]. 机械强度, 2018, 40(3): 749-753.
LU P, QIANG M, JIN W, *et al.* Analysis of influence of lubricating gas on static characteristics of the foil hydrodynamic thrust gas bearing[J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2018, 40(3): 749-753. (in Chinese)
- [6] LIAN H Q, RONG C J, LI Y L. Influence of operating temperature on the static characteristics of an externally pressurized thrust bearing lubricated with refrigerant gas [J]. *Tribology Letters*, 2021, 69(4): 123.
- [7] 赵琪, 强铭琛, 侯予, 等. 悬臂止推箔片轴承三维流-固-热耦合数值分析[J]. 摩擦学学报, 2023, 43(11): 1361-1369.
ZHAO Q, QIANG M C, HOU Y, *et al.* 3D thermal-elasto-hydrodynamic numerical analysis of multi-leaf gas foil thrust bearing[J]. *Tribology*, 2023, 43(11): 1361-1369. (in Chinese)
- [8] ANDRÉS LSAN, KIM T H. Thermohydrodynamic analysis of bump type gas foil bearings: a model anchored to test data[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2010, 132(4): 1.
- [9] 柴辉, 龙威, 杨绍华, 等. 气固热耦合对微尺度气浮轴承微振动的影响[J]. 航空动力学报, 2018, 33(5): 1121-1129.
CHAI H, LONG W, YANG S H, *et al.* Influence of gas-solid thermal coupling on micro-vibration of aerostatic bearing at micron scale [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2018, 33(5): 1121-1129. (in Chinese)
- [10] 陈琦, 陈斌, 蔡黎明. 均压槽对空气静压轴承微振动的影响[J]. 光学精密工程, 2014, 22(12): 3354-3359.
CHEN Q, CHEN B, CAI L M. Effect of equalizing groove on small vibration of aerostatic bearings [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(12): 3354-3359. (in Chinese)
- [11] HORVAT F E, BRAUN M J. Comparative experimental and numerical analysis of flow and pressure fields inside deep and shallow pockets for a hydrostatic bearing [J]. *Tribology Transactions*, 2011, 54(4): 548-567.
- [12] 赖天伟, 马斌, 郑越青, 等. 多层弹性支承箔片动压气体径向轴承稳定性的实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(3): 79-83.
LAI T W, MA B, ZHENG Y Q, *et al.* Experimental investigation on stability of multi-decked protuberant foil gas journal bearing[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2014, 48(3): 79-83. (in Chinese)
- [13] 赵晓龙, 张君安, 董皓, 等. 变截面节流器对空气静压轴承承载性能的影响[J]. 光学精密工程, 2018, 26(10): 2446-2454.
ZHAO X L, ZHANG J A, DONG H, *et al.* Influence of variable section throttle on performance of aerostatic bearings [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2018, 26(10): 2446-2454. (in Chinese)
- [14] 刘锐, 吴星宇, 刘鑫莲, 等. 双排孔静压止推气体轴承的静动态特性研究[J]. 机械科学与技术, 2021, 40(8): 1247-1256.
LIU R, WU X Y, LIU X L, *et al.* Research on static and dynamic characteristics of hydrostatic thrust gas bearing with double row holes[J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2021, 40(8): 1247-1256. (in Chinese)
- [15] 王伟, 王超, 郑越青, 等. 小孔节流气体静压推力轴承微振动机理研究[J]. 光学精密工程, 2020, 28(8): 1761-1774.

- WANG W, WANG C, ZHENG Y Q, *et al.* Study on nano-vibration mechanism of orifice throttle aerostatic thrust bearing [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2020, 28(8): 1761-1774. (in Chinese)
- [16] 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]. *Opt. Precision Eng.*, 2020, 28(5): 1101-1108. (in Chinese)
- [17] TALUKDER H M, STOWELL T B. Pneumatic hammer in an externally pressurized orifice-compensated air journal bearing[J]. *Tribology International*, 2003, 36(8): 585-591.
- [18] YE Y X, CHEN X D, HU Y T, *et al.* Effects of recess shapes on pneumatic hammering in aerostatic bearings [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2010, 224(3): 231-237.
- [19] 阮宏慧, 张大卫, 景秀并. 多孔质径向气体静压轴承运动稳定性分析[J]. *轴承*, 2006(9): 1-3.
- RUAN H H, ZHANG D W, JING X B. Analysis on operation stability of porous aerostatic journal bearing[J]. *Bearing*, 2006(9): 1-3. (in Chinese)
- [20] 龙威, 王继尧, 李法社, 等. 空气静压止推轴承自激微振动数值分析及实验研究[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(16): 224-232.
- LONG W, WANG J Y, LI F S, *et al.* Numerical analysis and experimental research on self-excited micro-vibration of aerostatic thrust bearings [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(16): 224-232. (in Chinese)
- [21] 于贺春, 王广洲, 王文博, 等. 基于Fluent的微孔节流气体静压止推轴承的参数设计与研究[J]. *机床与液压*, 2018, 46(13): 130-133.
- YU H C, WANG G Z, WANG W B, *et al.* Research on parameters design of micro-orifice restrictor aerostatic thrust bearings based on fluent [J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2018, 46(13): 130-133. (in Chinese)

作者简介:



赵晓龙(1988—),男,副教授,博士,主要从事精密机械设计、气体润滑理论、流体传动与控制等方面研究。