

文章编号 1004-924X(2015)增-0320-08

## 基于材料特性的多孔质空气静压 轴承数值模拟与实验

崔海龙\*, 王宝瑞, 吴定柱

(中国工程物理研究院 机械制造工艺研究所, 四川 绵阳 621900)

**摘要:** 为了有效提高多孔质空气静压轴承的数值模拟精度, 开展了多孔质材料特性的研究。考虑多孔质轴承的性能, 测量了典型多孔质石墨材料的渗透特性和孔隙特性; 基于材料的渗透特性与孔隙特性, 建立了包含惯性流动与速度滑移效应的流体润滑模型; 采用 ELUENT 软件建立了数值模拟模型求解流体润滑方程, 分析了多孔质材料的渗透特性和孔隙特性对轴承轴向刚度特性的影响规律; 最后搭建实验平台测量了多孔质空气静压轴承的轴向刚度特性。结果表明: 所建立的数值模拟模型对多孔质空气静压轴承的轴向刚度特性具有很好的预测效果, 在数值模拟模型中输入合适的流体润滑模型能够明显提高数值模拟精度。

**关键词:** 多孔质轴承; 静压轴承; 材料特性; 流体润滑模型; 数值模拟; 刚度特性

**中图分类号:** TH133.3    **文献标识码:** A    **doi:** 10.3788/OPE.20152313.0320

## Experiment and simulation on porous aerostatic bearing based on material properties

CUI Hai-long\*, WANG Bao-rui, WU Ding-zhu

(*Institute of Mechanical Manufacturing Technology, China Academy of  
Engineering Physics, Mianyang 621900, China*)

\* *Corresponding author, E-mail: cuihailong61@foxmail.com*

**Abstract:** To improve the numerical simulation accuracy of a porous aerostatic bearing, porous material characteristics were investigated. For typical porous graphite materials, permeability and pore characteristics were measured, and a hydrodynamic lubrication model for inertial flow and velocity slip was established. Then the numerical simulation model was established to solve the hydrodynamic lubrication model and to analyze the influence of permeability and porosity on the thrust stiffness characteristics of bearing. Finally, an experiment platform was constructed to measure the thrust stiffness of the bearing. The experimental results show that thrust stiffness characteristics of porous aerostatic bearing are predicted accurately by numerical simulation model proposed, and the accuracy of numerical simulation can be improved significantly when appropriate material characteristics are input in the hy-

收稿日期: 2015-05-15; 修订日期: 2015-06-10.

基金项目: 国家科技重大科技专项资助项目 (No. 2013ZX04006011); 中国工程物理研究院“909”专项资助项目 (No. 9120602)

hydrodynamic lubrication model.

**Key words:** porous bearing; aerostatic bearing material property; hydrodynamic lubrication model; numerical simulation; stiffness characteristics

## 1 引 言

近年来,国外的超精密加工机床大量使用多孔质空气静压轴承作为核心回转部件。与小孔形式的气体静压轴承相比,多孔质节流方式具有刚度特性好、轴承结构简单、安装方便等优点<sup>[1-3]</sup>。多孔质的材料特性直接影响气体在多孔质材料内部的流动特性,但国内在多孔质材料特性对轴承内部流场的影响规律方面缺乏系统深入的研究,很难准确预测不同条件下多孔质气体静压轴承力学特性,导致多孔质轴承的设计具有盲目性,极大地限制了多孔质气体静压轴承在国内的广泛应用<sup>[4]</sup>。

多孔质空气静压轴承性能分析的关键是提出多孔质材料内合适的简化流动模型和界面上的边界条件,并修正轴承间隙流动的流体控制方程,从而联合求解方程组<sup>[5]</sup>。哈尔滨工业大学卢泽生<sup>[6]</sup>、第二炮兵装备研究院的杜金名<sup>[7]</sup>等基于 Darcy 定律采用有限元方法分析了多孔质球面轴承的静态性能;国防科技大学王建敏、李圣怡基于 Beavers-Joseph 简化滑移模型对局部多孔质止推气浮轴承的有限元方程收敛算法进行了研究<sup>[8]</sup>;中国工程物理研究院机械制造工艺研究所陶继忠<sup>[9]</sup>等人在测量多孔质石墨材料渗透特性的基础上,采用计算流体力学(Computational fluid dynamics CFD)方法对全多孔质止推轴承的性能进行了分析。

国内外早期的研究人员认为气体在多孔质材料中的渗透特性符合 Darcy 定律<sup>[10]</sup>。当供气压力增大时,多孔质材料内部的气体流态会从黏性状态过渡到惯性状态,对于惯性流动区域,惯性损失起主导作用,在过渡区域,黏性和惯性损失都起主导作用,这时已不能用 Darcy 定律表达多孔质层内流体的流动,需要综合黏性渗透系数与惯性渗透系数对多孔质材料的渗透特性进行表征<sup>[11]</sup>。另外气体在多孔质材料内部并不是一维线性流动,而是三维混合流动,在多孔质材料内部与交界

面处不可避免地存在速度滑移,近年国外试验研究表明在微纳米尺度下,流体流动的滑移影响更加显著<sup>[12-13]</sup>。目前普遍采用 Beavers-Joseph 全滑移模型处理多孔质界面处的速度滑移问题<sup>[14]</sup>,但是多孔质材料内部的滑移效应并没有得到体现,而在实际应用中为了获得较好的刚度特性,轴承的气膜间隙通常在  $5 \sim 15 \mu\text{m}$ <sup>[15]</sup>,这与典型多孔质材料的孔径值相当,多孔质材料内部的速度滑移与材料的孔隙特性密切相关<sup>[16]</sup>。因此在分析多孔质轴承的力学特性时需要综合考虑惯性效应、速度滑移效应等影响。

本文从多孔介质材料特性出发,建立包括多孔质材料内部惯性流动和速度滑移效应的气体连续性方程与动量守恒方程。在此基础上应用 CFD 方法建立全多孔质空气静压主轴数值模拟模型,研究微孔结构下的气体流动特点,分析不同材料特性参数对轴承轴向刚度的作用规律。搭建多孔质空气静压轴承刚度测试平台,验证流体润滑模型以及数值模拟计算结果的准确性。最终实现准确预测不同条件下多孔质气体静压轴承力学特性。

## 2 多孔质石墨材料特性测试研究

### 2.1 孔隙特性测量

多孔质材料是多孔质空气静压轴承研制的基础,多孔质材料最主要的特性是内部孔隙空间结构的复杂性,其宏观性质参数取决于介质内部的孔隙空间结构。多孔质材料的孔隙特性通常用孔隙率进行定义:

$$\gamma = \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho_b}\right) \times 100\%, \quad (1)$$

式中:  $\gamma$  为孔隙率,  $\rho_a$  为有孔空间结构的密度,  $\rho_b$  为无孔实体结构的密度。

针对两种不同牌号的国产和进口多孔质石墨材料,采用 METTLER TOLEDO 型密度天平对多孔质材料进行测量,测试之前先要用石蜡对多孔质材料表面进行密封,测试结果数据如图 1 所

示。按照式(1),可以得到不同牌号的多孔质石墨材料的孔隙率,如表 1 所示。



图 1 孔隙率测量  
Fig. 1 Porosity measurement

表 1 孔隙率测量结果

Tab. 1 Results of porosity measurement

| 实验编号   | $\rho_a$ | $\rho_b$ | $\gamma$ |
|--------|----------|----------|----------|
| 国产 1 号 | 1.723    | 2.266    | 0.239 6  |
| 进口 1 号 | 1.719    | 2.266    | 0.241 3  |
| 国产 2 号 | 1.537    | 2.266    | 0.321 7  |
| 进口 2 号 | 1.532    | 2.266    | 0.323 9  |

2.2 渗透特性测量

多孔质材料的渗透特性是描述孔隙导通能力的一个重要参数,与孔隙率和颗粒排列方式有关,多孔质材料的渗透特性主要由粘性渗透系数和惯性渗透系数定义<sup>[17]</sup>:

$$\varphi = \frac{\mu}{\frac{p_1^2 - p_0^2}{2H \cdot p_1 \cdot v_1} - \frac{p_1 \cdot v_1}{2H \cdot (p_1 v_1 - p_2 v_2)} \left[ \left( \frac{p_1}{v_1} - \frac{p_2}{v_2} \right) + p_0^2 \left( \frac{1}{p_2 v_2} - \frac{1}{p_1 v_1} \right) \right]}, \quad (2)$$

$$\varphi_i = \frac{2H \cdot M(p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2)}{R \cdot T \cdot \left[ \left( \frac{p_1}{v_1} - \frac{p_2}{v_2} \right) + p_0^2 \left( \frac{1}{p_2 \cdot v_2} - \frac{1}{p_1 \cdot v_1} \right) \right]}, \quad (3)$$

式中:  $\varphi$  为黏性渗透系数,  $\varphi_i$  为惯性渗透系数,  $H$  为多孔质材料厚度,  $R$  表示气体参数,  $T$  表示绝对温度,  $M$  表示气体的摩尔分子质量,  $\mu$  表示空气的动力黏度,  $p_1$  ( $p_2$ ) 表示多孔质材料前端面处的压强,  $p_0$  表示多孔质材料后端面处的压强, 通常取大气压力,  $v_1$  ( $v_2$ ) 表示多孔质材料前端面处的流体速度,  $v_0$  表示多孔质材料后端面处的流

体速度。

文献<sup>[17]</sup>搭建的测试平台,通过多孔质石墨材料前后端面的压力和流量,能够计算出多孔质石墨材料的黏性渗透系数和惯性渗透系数。但是在测量过程中不是实现连续调压,且测试工装不能完全密封,导致测量精度难以保证。采用 PSM-165 型滤料透气测定仪测量具有较好的密封性能,且能够实现多孔质石墨材料连续 P-Q 曲线测量,测试平台及实验数据如图 2 所示,结合式(2)和(3),可以得到不同牌号的多孔石墨材料的粘性渗透系数与惯性渗透系数,如表 2 所示。

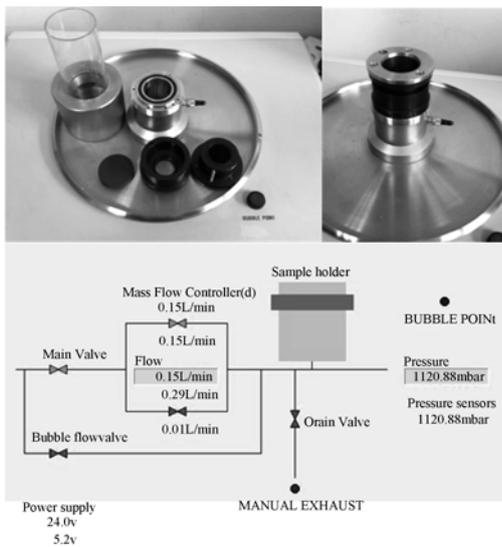


图 2 孔隙率测量  
Fig. 2 Permeability measurement

表 2 渗透系数测量结果

Tab. 2 Results of permeability measurement

| 实验编号   | $\gamma$ | $\varphi \times 10^{-14} \text{ m}^2$ | $\varphi_i \times 10^{-8} \text{ m}$ |
|--------|----------|---------------------------------------|--------------------------------------|
| 国产 1 号 | 0.239 6  | 9.509                                 | 4.527                                |
| 进口 1 号 | 0.241 3  | 6.648                                 | 2.178                                |
| 国产 2 号 | 0.321 7  | 378.1                                 | 71.44                                |
| 进口 2 号 | 0.323 9  | 313.6                                 | 48.98                                |

从测试结果中可以发现,尽管在孔隙率基本一致的情况下,由于多孔质材料内部孔隙结构情况不同,导致黏性渗透系数和惯性渗透系数差别

较大。

### 3 多孔质材料内部流体润滑模型

假设气体流动为等温、层流,多孔质材料各向同性,气体在多孔质材料内部的流动考虑为黏性流体,满足 Darcy 定律:

$$\nabla \cdot P = -\frac{\mu}{\alpha} \mathbf{v}. \quad (4)$$

在多孔质材料内气体沿 3 个笛卡尔坐标方向的压力和速度关系可以表示为:

$$\Delta p_x = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{xj}} v_j \Delta h_x, \quad (5-1)$$

$$\Delta p_y = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{yj}} v_j \Delta h_y, \quad (5-2)$$

$$\Delta p_z = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{zj}} v_j \Delta h_z, \quad (5-3)$$

式中:  $\Delta p$  表示黏性损失引起的压降;  $\mu$  表示空气的动力黏度;  $1/\alpha$  表示黏性阻力系数,与黏性渗透系数成倒数关系,即满足关系式  $1/\alpha = 1/\varphi$ ;  $\Delta h$  表示多孔质材料厚度;  $v$  表示气体流速。

Darcy 定律只有在供气压力不大并且黏性流动占主导作用时才是有效的,对于惯性流动区域,惯性损失起主导作用,在过渡区域,黏性和惯性损失都起主导作用,这时用 Darcy 定律表达多孔质层内流体的流动已经不合适,需要将惯性影响也包括进去,通常满足 Forcheimer 定律:

$$\Delta p_x = \sum_{j=1}^3 C_{2,xj} \Delta h_x \frac{1}{2} \rho v_j |v|, \quad (6-1)$$

$$\Delta p_y = \sum_{j=1}^3 C_{2,yj} \Delta h_y \frac{1}{2} \rho v_j |v|, \quad (6-2)$$

$$\Delta p_z = \sum_{j=1}^3 C_{2,zj} \Delta h_z \frac{1}{2} \rho v_j |v|. \quad (6-3)$$

式中:  $\Delta p$  表示惯性损失引起的压降;  $C_2$  表示惯性阻力系数,与惯性渗透系数成倒数关系,即满足关系式  $C_2 = 1/\varphi_i$ ;  $\rho$  表示气体密度。

结合黏性流动与惯性流动,得到流体在多孔质材料内部的动量守恒方程为:

$$\nabla P_i = - \left( \sum_{j=1}^3 \mathbf{D}_{ij} \mu v_j + \sum_{j=1}^3 \mathbf{C}_{ij} \frac{1}{2} \rho |v| v_j \right), \quad (7)$$

式中:  $\mathbf{D}_{ij}$  表示对角元素为  $1/\alpha$  的对角矩阵,  $\mathbf{C}_{ij}$  表示对角元素为  $C_2$  为对角矩阵。

上述公式中的  $\mathbf{v}$  为表面滑移速度,用  $\mathbf{v}_{\text{superficial}}$  表示,并没有包含材料孔隙特征,为保证计算结果

的准确性,作者用孔隙特性系数  $\gamma$  对用表面滑移速度进行修正  $\mathbf{v}_{\text{physical}} = \gamma \mathbf{v}_{\text{superficial}}$ ,其中  $\gamma$  表示多孔质材料的孔隙率,  $\mathbf{v}_{\text{physical}}$  孔隙滑移速度。

最终得到多孔质材料内部的气体连续性方程和动量守恒方程分别为:

$$\frac{\partial(\gamma \rho)}{\partial t} + \nabla(\gamma \rho \mathbf{v}) = 0, \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\gamma \rho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla(\gamma \rho \mathbf{v} \times \mathbf{v}) = -\gamma \nabla p. \quad (9)$$

气体状态方程为:

$$P = \frac{\rho}{M} RT. \quad (10)$$

联立上述 3 个方程组求解即可得到多孔质材料内部的压力分布方程。

### 4 多孔质空气静压轴承数值模拟

在传统的小孔节流形式的空气静压主轴,在节流孔附近流速通常为超音速流,其状态常为湍流状态,且供气压力越大,湍流效应越明显,越容易诱发轴承气锤振动<sup>[18]</sup>。与小孔节流形式相比,多孔质轴承在气膜间隙内的流速通常为亚音速流,因此具有更好的稳定性。在层流、等温、高度方向压力梯度为零等假设前提下,流体在多孔质轴承气膜间隙内的压力分布服从 Reynolds 方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 6 \frac{\partial(\rho U h)}{\partial x} + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t}, \quad (11)$$

式中:  $\rho$  表示气体密度;  $U$  表示轴颈表面轴向速度,  $U = \omega R$ ;  $R$  表示轴颈半径;  $\omega$  表示转子工作圆频率;可得到气膜间隙内的轴承压力分布。

基于 Beavers-Joseph 全滑移模型,结合多孔质材料内部的压力分布方程、气膜间隙内的压力分布方程,即可得到流体在多孔质空气静压轴承内的压力分布。

选用商用 CFD 软件 FLUENT 对建立的流体润滑模型进行验算。数值模拟模型的建立与基本参数设置过程参考文献<sup>[19]</sup>。图 3 和图 4 分别为速度云图和压力云图,从图 3 中可以得到在气膜间隙内最高速度为 260 m/s,属于亚音速流,因此假设的前提成立。从图 4 中可以看出,在多孔质区域压力分布沿着入口到出口的方向梯度递减;同时由于静压主轴存在偏心(即气膜间隙上厚

下薄),在气膜间隙区域压力分布由内向外梯度递减。结合图 3 和图 4 可以得出气体在多孔质区域内呈现出压降大的区域流速低,压降小的区域流速大的规律,满足多孔质材料本身的渗透特点,从而说明了所建立的数值模拟模型的正确性。

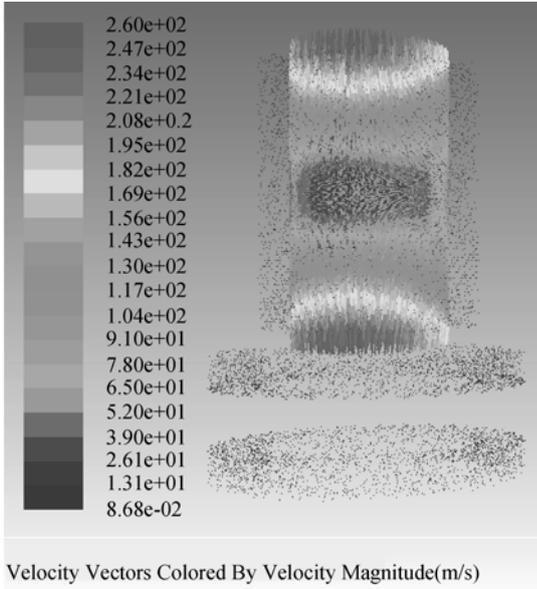


图 3 流体速度场

Fig. 3 Contour of fluid velocity field

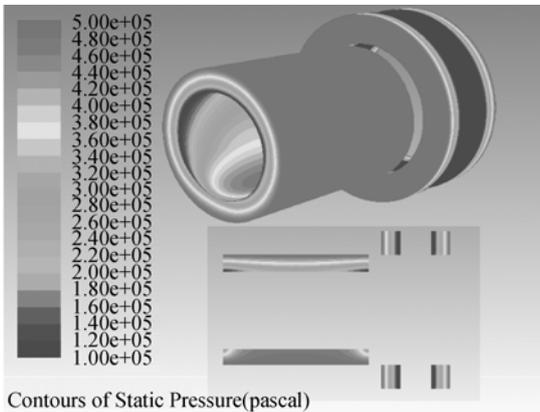


图 4 流体压力场

Fig. 4 Contour of fluid pressure field

对轴承表面的压力分布进行积分,就可以得到多孔质轴承的承载力。轴承刚度的定义为:

$$K = \frac{dF}{dh} \quad (12)$$

但是其求解过程比较复杂,在满足工程计算精度的前提下,实际求解过程往往用差分法代替微分法计算刚度,其计算公式为:

$$K = \frac{F(h) - F(h + \Delta h)}{\Delta h} \quad (13)$$

式中:K 表示轴承刚度;F(h) 表示在 h 位置的承载力;F(h + Δh) 在 h + Δh 位置的承载力;Δh 表示变化的位移。设置气膜间隙厚度为 h,主轴转子承载力在不同气膜间隙厚度条件下的差值 F(h) - F(h + Δh) 除以气膜间隙厚度的变化范围 Δh,就可以得到轴承的刚度。需要说明的是多孔质空气静压轴承的刚度特性受诸多因素的影响,包括多孔质材料特性参数、几何参数、工作参数。在固化几何参数和工作参数的前提下,重点研究材料特性参数对轴承轴向刚度性能的影响,如图 5 所示。从图 5 中可以得到,轴承的轴向刚度对材料的特性参数非常敏感,并随着孔隙率的增加而减小,随着渗透系数的减小而增大。另外随着气膜间隙的增加,轴向刚度呈现出先增大后减小的趋势,轴承的最佳刚度值对应着一个气膜间隙区间。

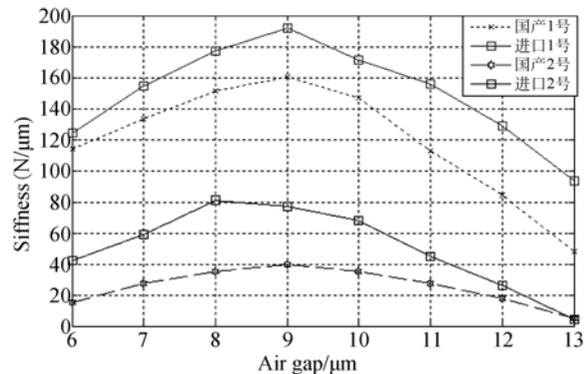


图 5 刚度曲线图

Fig. 5 Curve of stiffness

在流体润滑模型中只考虑黏性流动,即不考虑多孔质材料内部惯性损失和速度滑移效应的情况下,对比了计算典型气膜间隙下(9 μm)的刚度值如表 3 所示,表中原模型表示数值模拟计算时只考虑黏性渗透系数的影响,修正模型表示计算时综合考虑黏性渗透系数、惯性渗透系数与孔隙率的影响。从计算结果可以看出材料内部的惯性损失和速度滑移效应会对轴承的刚度特性产生较大影响,当材料的孔隙率和惯性渗透系数较大时尤为显著。

表 3 数值模拟结果

Tab. 3 Results of numerical simulation

| 计算编号   | 原模型刚度<br>(N/ $\mu\text{m}$ ) | 修正模型刚度<br>(N/ $\mu\text{m}$ ) |
|--------|------------------------------|-------------------------------|
| 国产 1 号 | 178.3                        | 160.5                         |
| 进口 1 号 | 209.5                        | 191.7                         |
| 国产 2 号 | 67.1                         | 40.2                          |
| 进口 2 号 | 57.9                         | 39.6                          |

#### 4 多孔质空气静压轴承刚度测试

典型多孔质石墨为软性易碎材料,且在加工过程中内部孔隙容易堵塞,在精密车削和超精密研磨工艺中需要始终保持通气状态,加工而成的全多孔质石墨止推节流器和径向节流器如图 6 所示。



图 6 多孔质节流器

Fig. 6 Porous restrictor

多孔质空气静压轴承轴向刚度测试平台如图 7 所示。主要由多孔质空气静压主轴及其供气系统、位移传感器(TT80)、气动力加载装置、相关测量工装组成。通过位移传感器测量主轴转子发生偏移是的气膜间隙变化量 $\Delta X$ ,通过气动力加载装置控制力变化量 $\Delta F$ ,即可得到空气静压主轴的刚度  $K = \Delta F / \Delta X$ 。

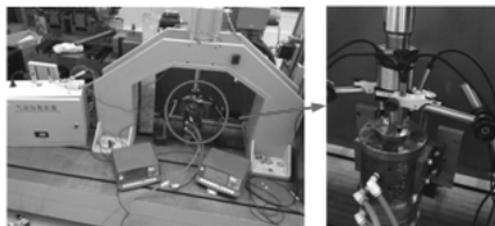


图 7 刚度测试平台

Fig. 7 Stiffness test platform

在相同的几何参数与工作参数条件下,对不同牌号的全多孔质石墨节流器进行测试,得到轴向刚度测试数据与数值模拟数据的误差如表 4 所示。

表 4 实验测试数值模拟计算误差

Tab. 4 Errors between numerical simulation and experiment

| 测试编号   | 测试刚度<br>/(N/ $\mu\text{m}$ ) | 原模型<br>误差/% | 修正模型<br>误差/% |
|--------|------------------------------|-------------|--------------|
| 国产 1 号 | 138.1                        | 29.1        | 13.9         |
| 进口 1 号 | 183.8                        | 13.9        | 4.3          |
| 国产 2 号 | 33.6                         | 49.2        | 18.9         |
| 进口 2 号 | 37.3                         | 35.6        | 5.6          |

从表中可以看出,只考虑多孔质材料内部的黏性流动时,数值模拟与实验测试结果的误差较大,最大误差达到 49.2%;当综合考虑惯性损失与速度滑移效应后,最大误差减小为 18.9%左右,有效验证了建立的流体润滑模型的准确性和采用的数值模拟方法的有效性;进口材料的误差明显低于国产材料,原因在于进口多孔质石墨材料的烧结工艺成熟,内部孔隙结构保持了较好的一致性,目前国内烧结的多孔质石墨材料很难保证内部孔径大小一致,排列分布均匀。

#### 5 结 论

本文针对典型多孔质石墨材料,准确测量了与多孔质轴承性能密切相关的孔隙率、黏性渗透系数与惯性渗透系数;基于多孔质材料特性参数,建立了包含惯性损失和速度滑移效应的流体润滑模型;基于流体润滑模型,采用 FLUENT 软件建立数值模拟模型,分析了多孔质轴承内部的流场特性,得到了材料特性参数对轴承轴向刚度特性的影响规律,多孔质材料内部的惯性损失和速度滑移效应将显著影响轴承的刚度特性;搭建实验平台测试多孔质空气静压轴承的轴向刚度,验证了本文建立的流体润滑模型的准确性和数值模拟方法的有效性。

## 参考文献:

- [1] YU B M. Analysis of flow in fractal porous media [J]. *Applied Mechanics Reviews*, 2008, 61: 1-18.
- [2] NAOKI O, MASAYA M, TOMOKO H. Deformation and flying height orbit of glass sheets on aerostatic porous bearing guides [J]. *Tribology International*, 2012, 48:2-7.
- [3] LUONG T S, POTZE W, POST J B, *et al.*. Numerical and experimental analysis of aerostatic thrust bearings with porous restrictors [J]. *Tribology International*, 2004, 37: 825-832.
- [4] 卢泽生, 杜金名, 孙雅洲. 影响空气静压多孔质止推轴承静态性能的因素[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2001, 33(12): 729-731.  
LU Z SH, DU J M, SUN Y ZH. Factors having effect on static performance aerostatic Porouls thrust bearing [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2001, 33(12): 729-731. (in Chinese)
- [5] YONG T. Static study of the porous bearings by the simplified finite element analysis [J]. *Wear*, 1998, 218: 203-209.
- [6] 卢泽生, 于雪梅. 局部多孔质气体静压轴向轴承静态特性的数值求解[J]. 摩擦学学报, 2007, 27(1): 68-72.  
LU Z SH, YU X M. Numerical solution of static characteristics for partial porous aerostatic thrust bearing [J]. *Tribology*, 2007, 27(1): 68-72. (in Chinese)
- [7] 杜金名, 田春祥. 多孔质静压轴承概述 [J]. 润滑与密封, 2006, 13(3): 170-175.  
DU J M, TIAN CH X. Review of hydrostatic and aerostatic porous bearings [J]. *Lubrication Engineering*, 2006, 13 (3): 170-175. (in Chinese)
- [8] 王建敏, 戴一帆, 李圣怡. 局部多孔质气浮止推轴承特性研究[J]. 国防科技大学学报, 2007, 29(6): 106-111.  
WANG J M, DAI Y F, LI SH Y. Study of the characteristics of partial porous air thrust bearing [J]. *Journal of National University of Defense Technology*, 2007, 29(6): 106-111. (in Chinese)
- [9] 吴定柱, 陶继忠. 多孔质石墨气体静压止推轴承静态性能分析[J]. 中国机械工程, 2010, 10(19): 2296-2301.  
WU D ZH, TAO J ZH. Analysis of static performance of porous graphite aerostatic thrust bearing [J]. *China mechanical engineering*, 2010, 10(19): 2296-2301. (in Chinese)
- [10] ISHIZAWA S, HORI E. The flow of a viscous fluid through a porous wall into a narrow gap: a consideration of the slip of fluid on a porous wall surface[J]. *Bulletin of the JSME*, 1966, 9: 719-730.
- [11] HSING F C. The effect of fluid inertia on a porous thrust plate-an analytical solution[J]. *Journal Of Lubrication Technology*, 1971, 93: 202-206.
- [12] ASTERIOS P. The cassicat plane couette-poiseuille flow with variable fluid properities [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2006, 128: 1115-1121.
- [13] CHIARA N, DEEW R E, ELMAR B, *et al.*. Boundary slip in Newtonian liquids: A review of experimental studies[J]. *Reports of Progress in Physics*, 2005, 68: 2859-2897.
- [14] BEAVERS GS, JOSEPH D D. Boundary conditions at a naturally permeable wall [J]. *Fluid Mech*, 1967, (30): 197-207.
- [15] 崔海龙, 岳晓斌, 雷大江, 等. 基于 ANSYS Workbench 的气体静压轴承径向特性分析[J]. 密封与润滑, 2014, 10(39): 100-103.  
CUI H L, YUE X B, LEI D J, *et al.*. Study on the radial characteristics of aerostatic bearing based on ANSYS workbench [J]. *Lubrication Engineering*, 2014, 10(39): 100-103. (in Chinese)
- [16] 张根短, 刘明侯, 陈义良, 等. 微直通道内气体滑移流动的二维理论和数值研究[J]. 计算物理, 2006, 6(23): 685-691.  
ZHANG G X, LIU M H, CHEN Y L, *et al.*. Two-dimensional theoretical and numerical investigation of gaseous slip flows in a micro-channel [J]. *Cninese Journal of Computational Physics*, 2006, 6(23): 685-691.
- [17] 吴定柱, 陶继忠. 一种多孔质石墨渗透系数测量方法的研究[J]. 机械强度, 2011, 1(33): 50-54.  
WU D ZH, TAO J ZH. Research on a measuring method the permeability of porous graphite [J]. *Mechanical Strength*, 2011, 1(33): 50-54. (in Chinese)
- [18] CHEN X D, HE X M. The effect of the recess shape on performance analysis of the gas-lubricated bearing in optical lithography [J]. *Tribology International*, 2006, 39: 1336-1341.
- [19] 崔海龙, 岳晓斌, 雷大江, 等. 基于 ANSYS 的多孔质静压轴承径向特性数值模拟[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2014, 11(11): 43-45.

CUI H L, YUE X B, LEI D J, *et al.*. Numerical simulation on radial characteristics of porous aerostatic bearing based on ANSYS [J]. *Modular Ma-*

*chine Tool & Automatic Manufacturing Technique*, 2014,11(11):43-45. (in Chinese)

作者简介:



崔海龙(1989—),男,四川攀枝花人,博士研究生,2010年于电子科技大学获得学士学位,2013年于电子科技大学获得硕士学位,主要从事基于数值模拟的静压支承优化设计方面的研究。E-mail: cuihailong61@foxmail.com



王宝瑞(1962—),男,天津人,研究员,中国工程物理研究院机械制造工艺研究所所长,主要研究方向为超精密加工工艺与装备研发。