

DOI: 10.3901/JME.2010.21.113

# 微气体螺旋槽推力轴承润滑数值模拟\*

刘 韧 王晓力

(北京理工大学机械与车辆工程学院 北京 100081)

**摘要:** 对微气体螺旋槽推力轴承润滑性能进行数值模拟。变换坐标将螺旋线转换为直线使其对网格的适应性更强。在新坐标系下应用有限体积法对考虑微尺度效应的雷诺方程离散,采用分块加权的方法考虑槽台高度不连续性,保证槽台边界上的质量流量守恒,得到适合超高速、微尺度气体螺旋槽推力轴承润滑性能的数值求解方法。利用 Newton-Raphson 方法求解出各节点压力分布,进而得到微气体螺旋槽推力轴承承载力。通过对比发现,考虑微尺度效应时,微气体螺旋槽推力轴承承载力有所降低;随着轴承间隙的减小,微尺度效应对轴承性能的影响也愈为明显。

**关键词:** 有限体积法 螺旋槽 气体润滑 微尺度效应

**中图分类号:** TH 113

## Numerical Predication of the Performance of Micro Gas Lubricated Spiral Groove Thrust Bearing

LIU Ren WANG Xiaoli

(School of Mechanical and Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081)

**Abstract:** A numerical analysis of micro spiral groove thrust bearing with gas lubrication is presented. The spiral curve is changed into straight line by coordinate transformation in order to make it more adaptive to mesh grid. In the new coordinate system, finite volume method (FVM) is employed for the discretization of Reynolds equation with micro scale effect considered. The block-weight approach is used to deal with the non-continuity of the groove-land height, so as to ensure the conservation of the mass flow rate on the boundary of groove land, and then the numerical solution method for the performance of the micro spiral groove thrust bearing with gas lubrication under ultra high speed, is obtained. The Newton-Raphson method is employed to solve the nonlinear equation system so that the pressure distribution as well as the bearing capacity is obtained. Through comparison, it is found that when the micro-scale effect is considered, the bearing capacity of spiral groove thrust bearing is reduced, and the influence of micro-scale effect on the bearing performance is more obvious with the decreasing of bearing clearance.

**Key words:** Finite volume method Spiral groove Gas lubrication Micro scale effects

### 0 前言

作为未来微型汽车、微型飞机、微型泵和微小型武器等微型机械的动力源,微发动机的研究引起了国际学术界和科技界的高度关注。微发动机的特点是采用硅基材料和相应的微加工技术,通过适当的燃烧策略,使碳氢燃料在一个微型的燃烧器中燃烧放热,所能提供的能量密度可以达到当前最好的锂化学电池的 20~100 倍,因而具有巨大的发展潜

力和应用前景。

微发动机结构中,微转子的直径一般小于 10 mm,为保证一定的功率密度,转子速度需要高达 Mr/min 以上<sup>[1-3]</sup>,轴承需采用气体润滑。在常温、标准大气压的情况下,分子自由程大约为 65 nm,当轴承间隙为 0.65~65.00 μm 时,努森数  $K_n$  (分子自由程与轴承间隙的比值)在 0.001~0.100 范围内,处于滑流区,需要考虑滑流边界对轴承润滑性能的影响<sup>[4-6]</sup>。

本文对微气体螺旋槽轴承润滑性能进行了数值分析,分别计算了考虑微尺度效应和不考虑微尺度效应时的气膜压力和承载力。通过二者的对比,研究讨论了微尺度效应对微气体螺旋槽承载力性能

\* 国家自然科学基金(10872031)、北京市自然科学基金(3102025)和高等学校学科创新引智计划(B08043)资助项目。20091121 收到初稿,20100611 收到修改稿

的影响。

# 1 数学模型

## 1.1 考虑微尺度效应的雷诺方程

在微尺度流动中，由等温过程固壁附近的力平衡关系，能够导出滑移速度为<sup>[7]</sup>

$$v_{\text{gas}} - v_{\text{wall}} = -\frac{2 - \sigma_v}{\sigma_v} l \left. \frac{\partial v}{\partial y} \right|_w \quad (1)$$

式中， $v_{\text{gas}}$  表示气体流动速度， $v_{\text{wall}}$  表示气体流经壁面的速度， $l$  是分子自由程， $\sigma_v$  为切向调节系数，它表示了漫反射分子所占的比例。

BURGDORGER<sup>[8]</sup>由 N-S 方程及滑移边界条件推导出了等温固壁且考虑滑移条件的雷诺方程，其极坐标形式为

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ p \delta^3 (1 + 6K_n') \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial r} \left[ p \delta^3 r (1 + 6K_n') \frac{\partial p}{\partial r} \right] = 6\mu\omega r \frac{\partial}{\partial \theta} (p\delta) \quad (2)$$

式中， $K_n' = l'/\delta_{\text{min}}$ ， $l' = l(2 - \sigma_v)/\sigma_v$ ， $p$  是气体压力， $\delta_{\text{min}}$  为最小气膜厚度， $\delta$  为气膜厚度， $\omega$  为角速度， $\mu$  表示气体粘度。

## 1.2 转化螺旋线及在新坐标系下改写雷诺方程

图 1 是微发动机构造示意图，微气体螺旋槽推力轴承位置如图 1 所示，其结构见图 2。 $\theta_G$  和  $\theta_L$  分别是槽和台的周向角度， $\delta_0$  是槽深， $\delta_1$  是总气膜厚度， $\delta_2$  是轴承间隙气膜厚度， $r_{\text{in}}$  和  $r_{\text{out}}$  分别是内径和外径，其间的区域被螺旋线划分为槽区、台区，螺旋槽曲线是对数螺旋线，其表达式为

$$r = r_{\text{in}} \exp((\theta - \theta_i) \tan \alpha) \quad (3)$$

式中， $\theta_i$  表示第  $i$  条螺旋线在  $r_{\text{in}}$  上起点的角度， $\alpha$  是螺旋角。

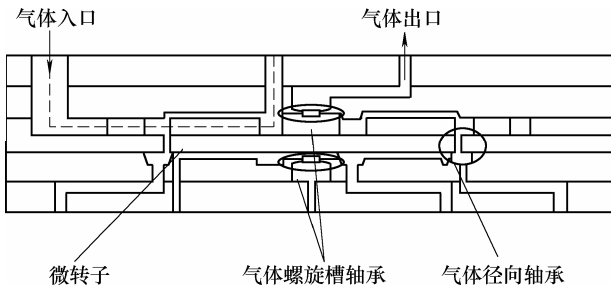
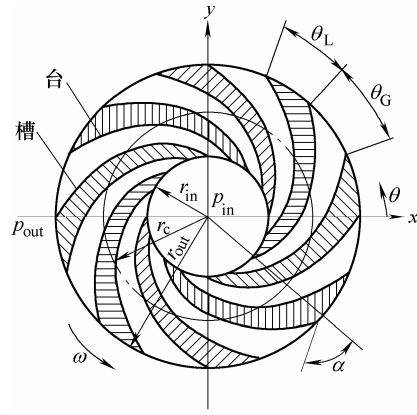


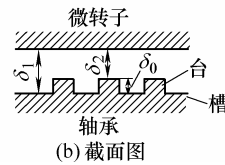
图 1 微发动机示意图

对于平面螺旋槽推力轴承，由于表面结构的复杂，直接采用简单的网格划分形式进行离散不能很

好地描述计算区域，使得数值计算难以保证很好的适应性。本文采用螺旋线坐标，将  $r-\theta$  坐标下的螺旋线转换为  $\xi-\eta$  坐标下的直线，并在新坐标下应用有限体积法将雷诺方程离散，得到适合计算螺旋槽推力轴承的数值计算程序。图 3 就是坐标转化前后螺旋线形状的变化。



(a) 螺旋槽轴承模型



(b) 截面图

图 2 螺旋槽轴承结构图

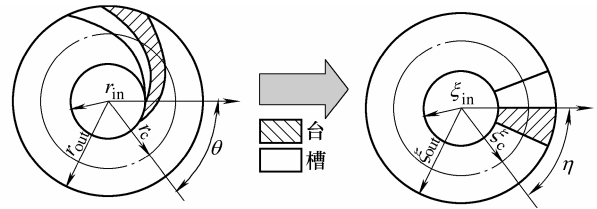


图 3 螺旋线转化前后图形对照

具体方法是：根据螺旋线方程，选取坐标转换函数

$$f(r) = \frac{1}{\tan \alpha} \ln \left( \frac{r}{r_{\text{in}}} \right) \quad (4)$$

$f(r)$  在  $r_{\text{in}} \leq r \leq r_{\text{out}}$  范围内单调下降并且具有一阶连续偏导。通过式(4)作如下变换

$$\begin{cases} \xi = r \\ \eta = \theta - f(\xi) \end{cases} \quad (5)$$

经过转化后的雷诺方程的矢量表达式为

$$\nabla \cdot (p \delta^3 \nabla p - 6\mu\omega \xi p \delta \mathbf{i}_\eta) = 0 \quad (6)$$

$$\nabla p = \left[ \frac{\partial p}{\partial \xi} - f'(\xi) \frac{\partial p}{\partial \eta} \right] \sqrt{1 + \xi^2 [f'(\xi)]^2} \mathbf{i}_\xi + \left[ -\frac{\partial p}{\partial \xi} \xi f'(\xi) + \frac{1}{\xi} \frac{\partial p}{\partial \xi} (1 + \xi^2 [f'(\xi)]^2) \right] \mathbf{i}_\eta$$

1.3 边界条件

$\xi-\eta$  坐标下, 式(6)的边界条件为

$$\begin{cases} p_{\xi=\xi_{out}} = p_{out} \\ p_{\xi=\xi_{in}} = p_{in} \end{cases} \quad (7)$$

周期性条件为

$$p_{\eta=0} = p_{\eta=2\pi} \quad (8)$$

2 数值算法

2.1 有限体积法离散雷诺方程

如图4所示, 在螺旋线坐标下沿着  $\xi$  方向做射线与  $\eta$  方向的划分相交, 将螺旋槽气体轴承表面划分成若干扇形单元, 交点为节点。任意节点  $C$  被边界为  $\Gamma$  体积为  $\Omega$  的有限体积包围, 如图4中虚线部分。 $n, s, w, e$  代表沿着  $\xi$  方向和  $\eta$  方向的有限体积边界。 $\Delta\eta, \Delta\xi$  是沿着  $\eta$  方向、 $\xi$  方向网格步长,  $N, S, W, E, A, B, D, F$  分别代表在不同方向与节点  $C$  相邻的节点。

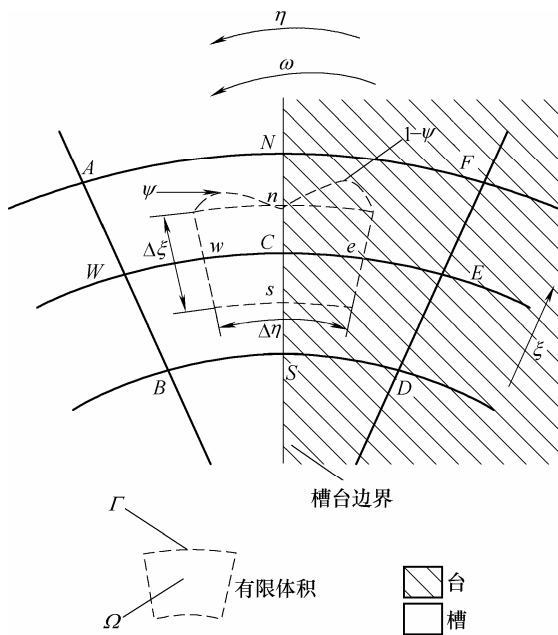


图4 网格离散图及有限体积

现通过有限体积法对式(6)的积分式进行离散。已知由  $p\delta^3\nabla p - 6\mu\omega\xi p\delta i_\eta$  构成的矢量无源场在其封闭控制体内积分为0, 即

$$\oint_{\Gamma} (p\delta^3\nabla p - 6\mu\omega\xi p\delta i_\eta) \cdot nd\Gamma = 0 \quad (9)$$

式中,  $\Gamma$  表示有限体积边界,  $n$  表示控制体边界外法线方向单位矢量,  $d\Gamma$  表示边界微元长度。式(9)的物理意义是: 在稳定转速下, 控制体内的净质量流量为零, 流入控制体内的流体质量与流出控制体

的质量达到平衡。

选取以下量纲一参数

$$\begin{aligned} \bar{r} &= \frac{\xi}{\xi_{in}} \quad \Delta\bar{r} = \frac{\Delta\xi}{\xi_{in}} \quad \Delta\theta = \Delta\eta \quad \bar{\delta} = \frac{\delta}{\delta_0} \\ \bar{p} &= \frac{p}{p_a} \quad A = \frac{6\mu\omega\xi_{in}^2}{p_a h_0^2} \frac{1}{1+6K'_n} \end{aligned} \quad (10)$$

式中,  $A$  是考虑微尺度效应的气体压缩数;  $\bar{r}, \bar{\delta}, \bar{p}$  是量纲一半径、气膜厚度和压力;  $p_a$  是大气压强。

通过有限体积法离散并量纲一化后的节点压力表达式为

$$\begin{aligned} \bar{p}_C^2 &= S_{PN}\bar{p}_N^2 + S_{PS}\bar{p}_S^2 + S_{PW}\bar{p}_W^2 + S_{PE}\bar{p}_E^2 + \\ &E_1(\bar{p}_W + \bar{p}_C) + E_2(\bar{p}_E + \bar{p}_C) + \\ &S_{PNN}(\bar{p}_N + \bar{p}_C)(\bar{p}_A - \bar{p}_F + \bar{p}_W - \bar{p}_E) + \\ &S_{PSS}(\bar{p}_S + \bar{p}_C)(\bar{p}_B - \bar{p}_D + \bar{p}_W - \bar{p}_E) + \\ &S_{PWW}(\bar{p}_W + \bar{p}_C)(\bar{p}_A - \bar{p}_B + \bar{p}_N - \bar{p}_S) + \\ &S_{PEE}(\bar{p}_E + \bar{p}_C)(\bar{p}_F - \bar{p}_D + \bar{p}_N - \bar{p}_S) \end{aligned} \quad (11)$$

令  $a = 1/\tan\alpha$ , 式中变量表示如下

$$\begin{aligned} S_{Pi} &= \frac{S'_{Pi}}{S'_{PC}} \quad E_1 = \frac{E'_1}{S'_{PC}} \quad E_2 = \frac{E'_2}{S'_{PC}} \\ S'_{PN} &= \sqrt{1+a^2} \frac{\Delta\theta}{\Delta\bar{r}} \bar{r}_n \bar{\delta}_n^3 \quad S'_{PNN} = -\frac{a}{4} \sqrt{1+a^2} \bar{\delta}_n^3 \\ S'_{PS} &= \sqrt{1+a^2} \frac{\Delta\theta}{\Delta\bar{r}} \bar{r}_s \bar{\delta}_s^3 \quad S'_{PSS} = \frac{a}{4} \sqrt{1+a^2} \bar{\delta}_s^3 \\ S'_{PW} &= (1+a^2) \frac{\Delta\bar{r}}{\Delta\theta} \frac{\bar{\delta}_w^3}{\bar{r}_w} \quad S'_{PWW} = -\frac{a}{4} \bar{\delta}_w^3 \\ S'_{PE} &= (1+a^2) \frac{\Delta\bar{r}}{\Delta\theta} \frac{\bar{\delta}_e^3}{\bar{r}_e} \quad S'_{PEE} = \frac{a}{4} \bar{\delta}_e^3 \\ E'_1 &= -A\Delta\bar{r} \bar{\delta}_w \bar{r}_w \quad E'_2 = A\Delta\bar{r} \bar{\delta}_e \bar{r}_e \\ S'_{PC} &= A_N + A_S + A_W + A_E \end{aligned} \quad (12)$$

式中,  $\bar{p}_i, \bar{r}_i, \bar{\delta}_i$  分别表示对应下角标方向上的节点压力、半径和气膜厚度。下角标  $i$  代表:  $N, S, W, E, NN, WW, EE, SS$ 。

2.2 对槽台交界处高度不连续的讨论

对于气体螺旋槽推力轴承润滑计算的难点在于: 槽台交界处膜厚产生突变。如图4所示, 为了克服这种不连续对计算带来的影响, 采用 KOGURE 等<sup>[9]</sup>的方法对处于这类区域上的有限体积进行处理。图4中  $\psi$  的含义是: 被螺旋线分割开的有限体积边界在槽区的一段长度和同一边界整体长度的比值, 表示有限体积的边界在槽区所占的比例,  $1-\psi$  就表示台区所占的比例。槽台交界划分开的有限体积基于这个比值被分解为在槽区的部分和在台区的部分, 那么流过该控制体积的总质量流量就为通过各部分的流量再加权构成, 加权因子就是  $\psi$  和

1- $\psi$ 。采用这种方法对式(12)修正得

$$\begin{aligned} S_{p_i} &= \psi S_g + (1-\psi) S_r \\ E_i &= \psi E_g + (1-\psi) E_r \end{aligned} \quad (13)$$

式中,  $S_g$ 、 $E_g$  和  $S_r$ 、 $E_r$  分别为式(12)中  $S_{p_i}$ 、 $E_i$  的  $\delta_i$  取  $\delta_1$  和  $\delta_2$  的值。其中  $i$  为  $N$ ,  $S$ ,  $W$ ,  $E$ ,  $NN$ ,  $WW$ ,  $EE$ ,  $SS$ , 1, 2。将式(13)代入式(11)得到求解节点压力  $\bar{p}_c$  的节点压力迭代式。本文采用 Newton-Raphson 方法对其求解得到各节点压力值。随后通过式(14)、(15)分别求得承载力和量纲一的承载力, 表示为

$$F = p_a \xi_{in}^2 \iint \bar{p} \bar{r} d\bar{r} d\eta \quad (14)$$

$$\bar{F} = \iint \bar{p} \bar{r} d\bar{r} d\eta \quad (15)$$

### 3 计算结果与讨论

#### 3.1 常规尺度下数值方法结果对照

为了验证本文所提出的数值计算形式的正确性, 选取了 MUIJDERMAN<sup>[10]</sup> 的计算结果和本文数值方法计算结果进行对比。选取参数为: 槽数  $k=15$ ,  $r_{out}=15$  mm,  $\mu=18.1$   $\mu\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ ,  $\omega=36$  r/min,  $A=6\mu\omega\xi_{in}^2/p_a\delta_0^2$ ,  $\bar{p}_{in}=\bar{p}_{out}=1.0$ 。计算结果如图 5, 图 5 中半径比  $\lambda$ , 槽台间隙比  $\beta$  分别为:  $\lambda=\bar{r}_{in}/\bar{r}_{out}$ ,  $\beta=\delta_2/\delta_1$ 。图 5 是两种方法计算承载力的计算结果对照, 转换坐标系后采用有限体积法的计算结果和所选文献中的计算结果几乎相等(图 5 中曲线重合), 说明本文选用方法是可行的。

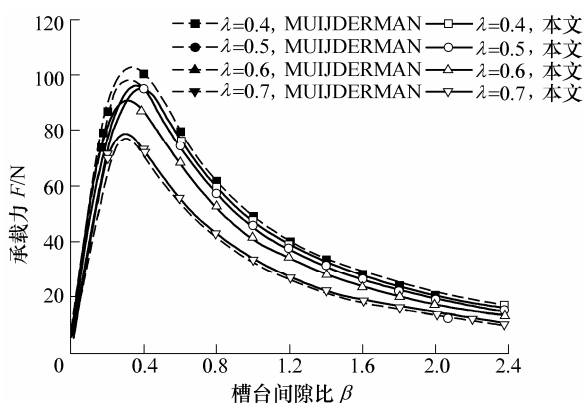


图 5 本文数值方法验证

#### 3.2 微尺度下轴承润滑性能分析

下面将应用本文提出的算法对高转速, 微小间隙的轴承性能进行分析, 具体参数如下:  $k=5$ ,  $\mu=18.1$   $\mu\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ ,  $\xi_{out}=2$  mm,  $\delta_2=3.05$   $\mu\text{m}$ 。

图 6、7 分别是转速为 2 Mr/min、7 Mr/min 时, 在半径  $\xi_c=1.5$  mm 处的周向压力分布。

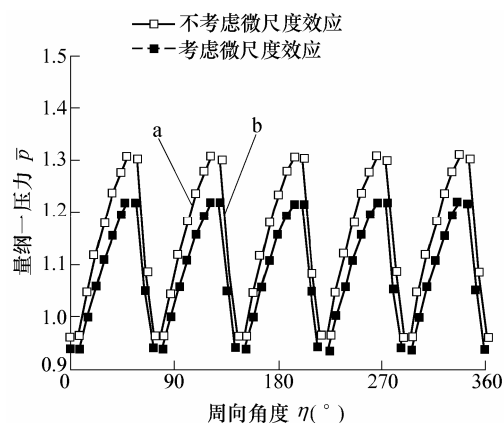


图 6 2 Mr/min, 半径  $\xi_c=15$  mm 处周向压力分布

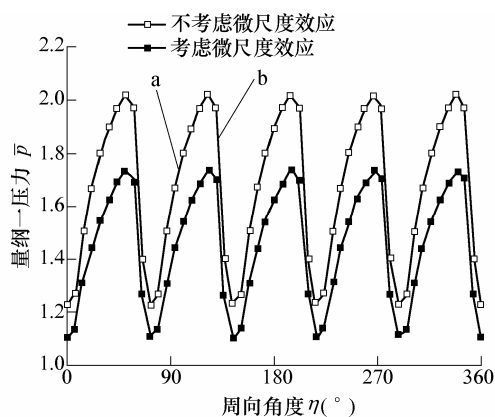


图 7 7 Mr/min, 半径  $\xi_c=15$  mm 处周向压力分布

结果表明: 转速越高, 产生的平均压力越大, 能够产生的承载力越强, 对于微气体螺旋槽推力轴承是有利的。相同转速时, 考虑微尺度效应和不考虑微尺度效应的压力分布变化规律基本一致, 但不考虑微尺度效应的螺旋槽气体推力轴承压力分布变化值更剧烈且压力的极值点更高。这是因为考虑了微尺度效应后气体压缩数减小造成的。在图 6、7 中还发现: 当流体从槽区进入台区时(a 处), 因为动压效应压力突增, 在台区流入槽区时(b 处)压力锐减, 此时随着气体膜厚的增大(从  $\delta_1$  变到  $\delta_2$ ), 微尺度效应也减弱。

图 8 是以 7 Mr/min 高速运转时, 承载力随着轴承间隙变化的非线性关系。从图 8 中看出, 无论是不是考虑微尺度效应, 随着轴承间隙的增加承载力减小。因为当轴承间隙增加时, 流经槽台交界处气体产生的动压效应减弱。轴承间隙越大, 考虑微尺度效应和不考虑微尺度效应的承载力数值越接近, 因为气膜间隙越大, 微尺度效应越不明显。轴承间隙较小时二者却存在明显差别。主要的原因是气体在微小轴承间隙内流动时, 某些气体分子发生漫反射, 产生有限的滑移速度; 某些分子发生镜面反射产生完全滑移, 都将导致气体分子的部分动量损失, 并且间隙越小能量损失越多。

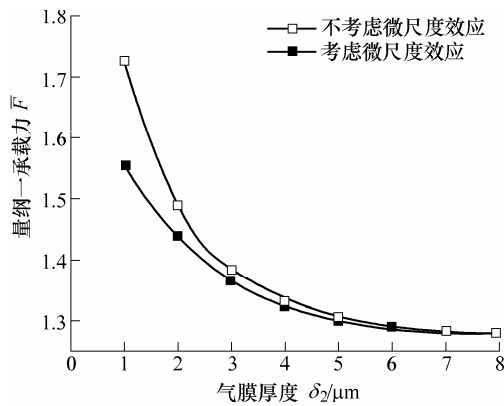


图8 量纲一承载力随轴承间隙变化的关系

## 4 结论

(1) 将基于本文算法的计算结果和已发表的螺旋槽气体推力轴承的结论对照, 验证了本文提出的模型和计算方法的合理性。

(2) 在轴承间隙减小情况下, 气体分子因为产生滑移, 导致气体分子内部动量损失而使承载力降低。微尺度效应会使微气体螺旋槽轴承的轴承数降低, 承载力降低以及压力极值减小。

(3) 对于微气体螺旋槽轴承而言, 都是在高速、微小间隙的工作环境下运转, 为了提高数值分析的可靠性, 在微气体螺旋槽推力轴承的设计计算中, 需考虑微尺度效应对轴承性能的影响。

## 参 考 文 献

- [1] FRECHETTE L G, JACOBSON S A, BREUER K S, et al. High-speed micro fabricated silicon turbo machinery and fluid film bearings[J]. Journal of Micro Electro Mechanical Systems, 2005, 14(1): 141-147.
- [2] CHEE W W, XIN Z, JACOBSON S A, et al. A self acting gas thrust bearing for high-speed micro motors[J]. Journal of Micromechanics and Micro engineering, 2004, 13(2): 158-164.
- [3] ALAN H. EPSTEIN. Millimeter scale micro electro mechanical systems gas turbine engines[J]. Journal of

Engineering for Gas Turbines and Power, 2004, 126: 205-226.

- [4] PENG Xudong, TAN Lili, LI Jiyun, et al. Numerical analysis of dry gas face seals with spiral groove and inner annular groove[C]// 2008 Second International Conference on Integration and Commercialization of Micro and Nanosystems (MICRONANO2008), June 3-5, 2008, Clear Water Bay, Kowloon, Hong Kong. 2008: 73-77.
- [5] YOUICHI N, HIROSHI T. Experimental study of dynamic characteristics of a centrifugal blood pump with a conical spiral groove bearing for a ventricular assist device[C]//ASME Conf. Proc. 5th Joint Fluids Engineering Conference, July 30-August 2, 2007, San Diego, California, USA. 2007: 1187-1194.
- [6] LIU Yuchuan, SHEN Xinmin, XU Wanfu. Numerical analysis of dynamic coefficients for gas film face seals[J]. ASME Journal of Tribol., 2002(124): 743-745.
- [7] MOHAMED Gad-el Hak. The fluid mechanics of micro devices [J]. Journal of Fluids Engineering, 1999, 12(1): 5-33.
- [8] BURGDORGER A. The Influence of the molecular mean free path on the performance of hydrodynamic gas lubricated bearing[J]. ASME Journal of Basic Engineering, 1959, 81(1): 94-100.
- [9] KOGURE K, FUKUI S, MITSUYUYA Y, et al. Design of negative pressure slider for magnetic recording disks[J]. ASME Lubricated Technology, 1983, 105: 496-502.
- [10] MUIJDERMAN E A. Spiral groove bearings [M]. New York: Philips Technical Library, Springer-Verlag, 1966.

作者简介: 刘韧, 男, 1984年出生, 博士研究生。主要研究方向为微机械气体润滑。

E-mail: niuren@bit.edu.cn

王晓力(通信作者), 女, 1965年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为摩擦磨损润滑。

E-mail: xiaoli\_wang@bit.edu.cn