第 25 卷 第 1 期
2005 年 1 月

摩 擦 学 学 报
TRIBOLOGY

Vol 25, No 1
Jan, 2005

微尺度气体滑动轴承的Monte Carlo 模拟与性能分析

王沫然, 李志信
(清华大学 工程力学系, 北京 100084)

摘要: 改进了直接模拟Monte Carlo (DSMC) 方法并模拟研究了轴承构型、滑动速度、壁温及环境压力对微气体滑动轴承内部压力分布及承载能力的影响. 结果表明: 轴承的几何构型和滑动速度对轴承的性能影响很大, 对于相同长度的轴承, 气体的峰值压力与轴承的承载能力随轴承出口尺寸的减小和滑动速度的增大而增大; 当轴承的几何形状和滑动速度固定时, 通道壁温和环境压力是影响轴承性能的重要因素, 壁温越高, 轴承的承载能力越强; 环境压力不同, 轴承性能亦有所不同.

关键词: 微尺度; 气体滑动轴承; DSMC; 性能分析
中图分类号: TH20; TK16 **文献标识码**: A **文章编号**: 1004-0595(2005)01-0055-06

微尺度气体滑动轴承在信息器件和航天航空等领域具有重要的应用价值[1]. 以新型的 IBM 硬盘驱动器为例, 其磁头与盘面之间的距离小于 10 nm[2], 远小于空气在标准状况下的平均自由程(约 65 nm). 因此, 就驱动器的设计来说, "稀薄气体效应"的影响不容忽视. 按照经典润滑理论, 可以用基于连续介质假定的 Reynolds 方程来描述气体滑动轴承[3]; 对于处在滑移区的气体, Reynolds 方程的某些滑移修正形式可能依然适用, 而对于过渡区的流动则必须使用基于Boltzmann 的粒子法进行模拟[4].

DSMC 是一种基于分子运动和统计规律的、用于求解高努森数流动的数值计算方法[5], 曾被成功应用于常规尺度的稀薄气体流动与换热的模拟, 相应的模拟结果得到了实验验证[6]. 目前, 许多学者已经将 DSMC 方法应用于微机电系统(MEMS) 中的气体流动与换热研究[7~9]. Alexander 等[10]首先使用DSMC 方法对微气体滑动轴承进行了模拟, 对比分析了不同几何构型的轴承DSMC 模拟结果与 Reynolds 方程修正解的一致性. Huang 等[11]使用DSMC 方法对三维的轴承简化模型进行了模拟, 发现在一定条件下 DSMC 模拟结果与分子气膜润滑理论值(MGL) 符合较好. Liu 等[12]使用DSMC 方法研究了滑块斜面构型对轴承性能的影响. 上述研究主要集中于轴承几何构型及滑块速度对轴承性能的影响, 而针对诸如通道壁温及环境压力等对轴承承载能力的分析较为欠缺.

为此, 本文作者改进了DSMC 方法, 并使用经典算例对新方法进行了验证. 然后使用新方法对不同几何构型、不同滑动速度、不同壁温及不同环境压力下的轴承进行了模拟, 分析了各种因素对轴承性能的影响.

1 数值方法

1.1 DSMC 方法

直接模拟Monte Carlo (DSMC) 方法是一种基于分子运动和统计规律、用来模拟稀薄气体流动的数值方法. 它通过计算成千上万的模拟粒子的运动和碰撞来再现气体分子的运动过程, 使气体流动的动力学方程得以求解. 在模拟过程中, 每个模拟粒子代表大量的真实气体分子, 在分子混沌和气体稀薄的基本假设条件下, 只考虑粒子间的二元碰撞, 从而使得计算时间步长小于物理碰撞时间时, 分子的运动与分子间碰撞可以解耦. 与此同时, 在粒子运动、粒子间碰撞及粒子与边界间相互作用时保持动量和能量的守恒.

1.2 压力边界条件

标准DSMC 程序使用速度边界条件, 即给定进口和出口处气体的速度及入口处的数密度. 然而, 在

基金项目: 国家自然科学基金重大项目(59995550-2); 国家重点基础研究发展项目(G1999033106).
收稿日期: 2004-03-20; **修回日期**: 2004-08-23/**联系人李志信**, e-mail: lizhx@tsinghua.edu.cn.
作者简介: 李志信, 1947 年生, 男, 教授, 博士生导师, 目前主要从事强化换热及微尺度流动和换热研究.

© 1995-2005 Tsinghua Tongfang Optical Disc Co., Ltd. All rights reserved.

微尺度气体流动研究中, 气体的速度和数密度很难通过试验确定; 而出、入口压力及入口气体温度可以比较准确地测量, 称其为压力边界条件. Nance 等[13]首先对DSMC 的压力边界进行了研究, 在入口处用"通量法"来确定进入流场粒子的速度. 这种方法的明显缺点在于随机扰动可能造成计算的发散. Liou 等[14]提出使用入口截面处各单元速度的统计量作为新粒子的速度分布量, 该方法简单易行, 但收敛速度较慢. 本文在进、出口处借用传统计算流体力学(CFD)的特征化理论, 在速度公式中引入压力信息:

$$(u_{in})_m = u_m + \frac{P_{in} - P_m}{\rho_m a_m}. \tag{1}$$

$$v_{in} = 0. \tag{2}$$

$$n_{in} = \frac{P_{in}}{kT_{in}}. \tag{3}$$

$$(\rho_e)_m = \rho_m + \frac{P_e - P_m}{(a_m)^2}. \tag{4}$$

$$(u_e)_m = u_m + \frac{P_m - P_e}{\rho_m a_m}. \tag{5}$$

$$(v_e)_m = v_m. \tag{6}$$

$$(T_e)_m = P_e / [(\rho_e)_m R]. \tag{7}$$

$$(n_e)_m = (\rho_e)_m / M. \tag{8}$$

其中: 下标 in 代表进口边界, 下标 e 代表出口边界, 下标 m 代表网格内的采样值, a 为声速, k 为Boltzmann 常数, R 是气体常数, M 为分子质量.

实践证明[15], 采用这种方法既可以避免随机扰动造成的发散, 计算的收敛速度也较Liou 等[14]报道的方法快.

2 程序验证

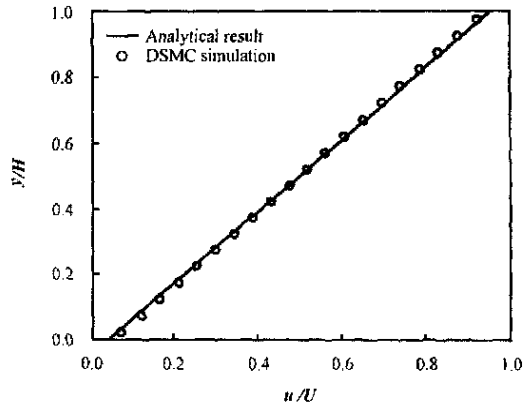
为了验证处理压力边界新方法的正确性, 对微通道内 Couette 流动和 Poiseuille 流动进行了模拟, 并与滑移区理论解作了对比. 2 种流动的通道尺寸取为 5 μm × 1 μm, 模拟中使用 50×50 的均匀矩形网格.

2.1 微尺度 Couette 流动

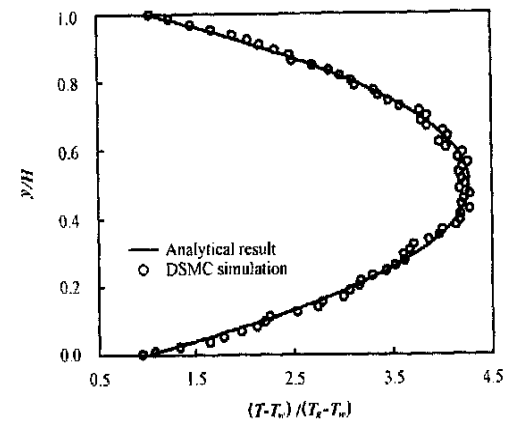
使用DSMC 方法对平行平板 Couette 流动进行模拟, 移动壁面速度 U 为 300 m/s, 壁温 T_w 为 273 K, 进、出口压力均为 1×10^5 Pa, 工作介质为氮气. 此时流动的努森数小于 0.05, 因此将相应的DSMC 模拟结果与滑移理论的一阶近似解[16,17]进行对比, 其结果示于图 1, 其中 T_g 为气体的温度. 可以看出, DSMC 模拟结果与滑移理论结果相当一致, 二者的相对误差小于 2.5%.

2.2 微尺度 Poiseuille 流动

对 $P_{in} = 2\times10^5$ Pa、$P_e = \ \times10^5$ Pa 和 $P_{in} = 0.2\times10^5$ Pa、$P_e = 0.04\times10^5$ Pa 的 2 个 Poiseuille 流动进行模拟. 壁温以及来流气体温度均设为 300 K. 图 2 示出了距入口 3/4 通道长度处截面的无量纲速度分布, 同时对比示出了滑移理论的一阶和二阶近似解, 其中 U_c 为通道中心线上的速度值. 可以看出, 当努森数较小时($Kn = 0.0530$), 流动处在滑移区, 一阶和二阶解析结果差异很小, 且与DSMC 模拟结果相符; 当努森数较大($Kn = 0.5357$)时, 流动处在过渡区, 一阶解析解与二阶解析解分离, DSMC 模拟结果与二阶解析解相符.



(a) Dimensionless velocity



(b) Dimensionless temperature

Fig 1 Comparison between DSMC results and analytical solutions for Couette flow

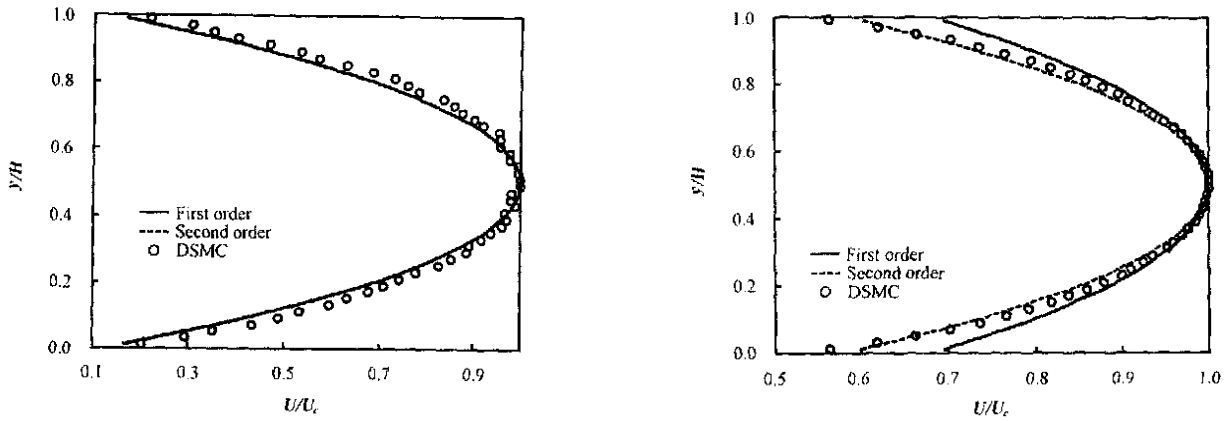
图 1 Couette 流动的DSMC 模拟结果与解析结果对比

通过对比分析微尺度 Couette 流动和 Poiseuille 流动的模拟结果及滑移理论解, 验证了压力边界处理新方法及其程序的正确性.

3 模拟结果

考察如图 3 所示的简化的滑动气体微轴承结构, 其底部的斜面固定, 顶部的水平面以速度 v 朝 x 方向运动, 气体在壁面剪切力的作用下沿箭头所示方向运

© 1995-2005 Tsinghua Tongfang Optical Disc Co., Ltd. All rights reserved.



(a) Section average Kn= 0.0530　　(b) Section average Kn= 0.5357

Fig 2　Velocity profile comparison under different pressure conditions for Poiseuille flow

图 2　Poiseuille 流动在 2 种压力边界下速度剖面与滑移理论解的对比

动. 入口气体温度为 T_0, 壁面温度保持 T_w, 入口和出口的气体压力为环境压力 p_0. 轴承的水平长度为 L, 出口处的宽度为 h_0.

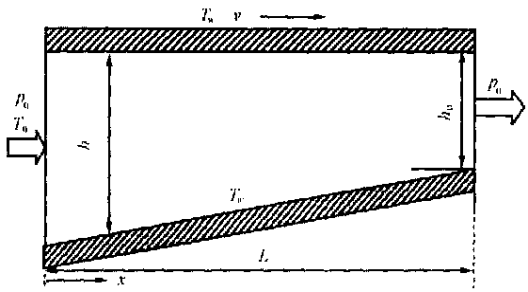


Fig 3　Structure and boundaries of the air slider bearing

图 3　滑动轴承结构及边界条件示意图

首先, 对 h_0= 25 nm、v= 30 m/s、p_0= 1×10^5 Pa、T_w= 300 K、L = 5 μm、h_0∶$h(x=0)$= 1∶2、T_0= 300 K 的氮气轴承进行模拟, 并与传统润滑理论分析中 Reynolds 方程[18]及其修正形式[19, 20]的结果对比. 图 4 对比示出了 DSMC 模拟结果以及连续 Reynolds 方程、一阶滑移修正 Reynolds 方程和 Fukui 修正 Reynolds 方程的压力分布. 可以看出, 在轴承的前半段, 由各种方法得到的压力分布基本相符; 而在轴承的后半部, 由各种方法得到的结果差异较大, 其中基于 Fukui 等的修正方程的计算结果同 DSMC 模拟结果相差较小, 而基于其它方法的计算结果与 DSMC 模拟结果偏离较大. 我们注意到, 出口努森数较大, Kn_o= 2.1445, 基于连续介质假定的理论预测方法在过渡区难以适用; 而随着轴承尺寸的进一步减小, 拟合修正方法的应用也必将受到限制, 此时基于分子运动的方法将是唯一可靠的方法.

使用 DSMC 方法, 对不同构型的微气体滑动轴承以及轴承在不同速度、压力和温度条件下的流动情况进行了模拟, 对轴承内的压力分布及负载能力随外界条件的变化规律进行了系统研究. 共选取了 10 个算例, 其几何构型及边界条件参数列于表 1, 出口宽度 h_0 的变化范围为 15～500 nm, 滑动速度 v 为 30～300 m/s, 环境压力 p_0 为 1×10^4～1×10^6 Pa, 壁温 T_w 为 300～500 K. 其它公用参数包括: 轴承计算的总长度 L = 5 μm, 出入口宽度比 h_0∶$h(x=0)$= 1∶2, 来流气体温度 T_0= 300 K, 气体为氮气, 其分子参数参考文献[12]. 所有算例均在 P Ⅳ 2.0 GHz 的 PC 机上运行.

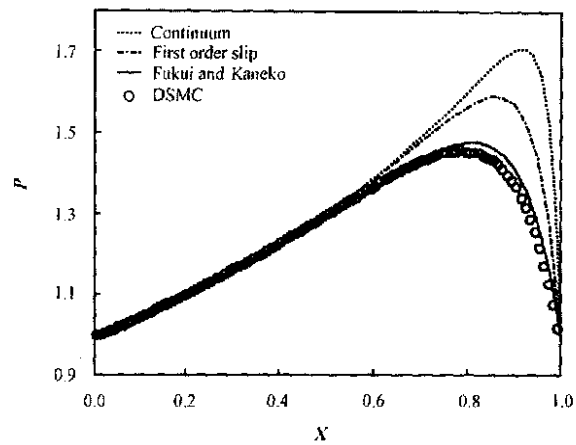


Fig 4　Comparison between DSMC result and the numerical solutions of various traditional Reynolds equations

图 4　DSMC 结果与传统 Reynolds 方程数值解的比较

算例 1～3 对比了不同构型的微气体滑动轴承的情况. 具体的模拟参数列于表 2, 其中 Kn_o 为出口努森数, Λ 为轴承数, w 为压力负载系数, P_{Peak} 为压力峰

© 1995-2005 Tsinghua Tongfang Optical Disc Co., Ltd.　All rights reserved.

表 1 算例几何构型及边界条件参数表

Table 1 Parameters and boundaries for simulated cases

Cases	h_0/nm	v/m · s^{-1}	p_0/10^4 Pa	T_w/K
0	15	30	10	300
1	25	30	10	300
2	50	30	10	300
3	500	30	10	300
4	500	100	10	300
5	500	300	10	300
6	25	30	10	400
7	25	30	10	500
8	25	30	1	300
9	25	30	100	300

表 2 构型不同的轴承算例

Table 2 Cases for bearings of different geometries

Cases	h_0/nm	Kn_o	Λ	P_{Peak}	w
0	15	3.57	710.28	1.58	0.29
1	25	2.14	255.70	1.45	0.25
2	50	1.12	63.93	1.27	0.16
3	500	0.11	0.64	1.02	0.01

值. 所有模拟的采样次数均为 10^6.

图 5 示出了 3 种构型的轴承压力分布图. 从图 5

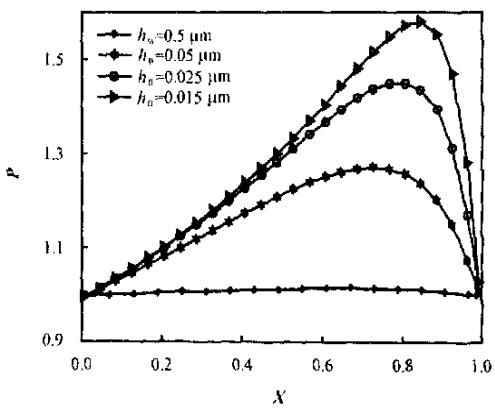


Fig 5 Pressure distributions for the bearings of different geometries

图 5 构型不同的轴承压力对比

和表 2 可以看出, 轴承的几何参数对轴承的性能影响很大. 对比算例 1 和算例 2 可见, 当出口的几何尺寸增大 1 倍时, 轴承的压力峰值降低 12.51%, 轴承的承载能力降低 34.98%. 对于算例 3, 由于轴承数 Λ 比较小, 故其几乎无承载能力.

算例 3～5 研究了不同滑动速度对微气体滑动轴承性能的影响. 具体的模拟参数列于表 3. 3 个算例的出口努森数 Kn_o 均为 0.1122, 网格划分均为 50×50

表 3 不同滑动速度的轴承算例

Table 3 Cases for different slider velocities

Cases	v/m · s^{-1}	Λ	P_{Peak}	w
3	30	0.64	1.02	0.01
4	100	2.13	1.05	0.03
5	300	6.39	1.17	0.09

(子网格为 4×4) 的均匀矩形网格.

图 6 示出了 3 个不同滑动速度条件下的轴承压

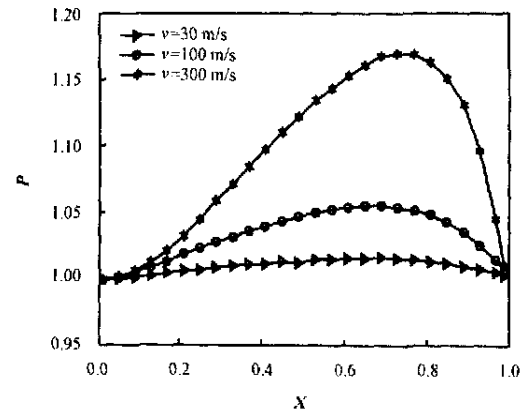


Fig 6 Pressure distributions for different slider velocities

图 6 不同滑动速度的轴承压力分布对比

力分布. 从图 6 和表 3 可以看出, 滑块的滑动速度同样对轴承的性能具有很大影响. 对比算例 4 和算例 5 可知, 当滑动速度增大 3 倍时, 轴承的承载能力相应地增大 2.868 倍. 因此, 在条件允许的情况下, 应尽可能地提高滑动速度, 以提高轴承的承载能力.

图 5 和图 6 所示结果表明, 气体轴承的构型和滑动速度对其性能影响很大, 这同文献报道结论一致[19]. 值得注意的是, 在某些特定条件下的实际应用中, 轴承的构型和滑动速度的可调范围有限, 此时要考虑到轴承通道的壁温以及环境压力对轴承性能的影响, 而其规律很难仅仅通过传统的润滑理论分析来确定.

算例 1、6 和 7 对比了不同壁温对气体滑动轴承性能的影响, 相应的模拟参数列于表 4, 其中氮气的

表 4 不同壁温的轴承算例

Table 4 Cases for different wall temperatures

Cases	T_w/K	Λ	P_{Peak}	w
1	300	255.7	1.45	0.25
6	400	316.4	1.49	0.30
7	500	373.2	1.50	0.32

动力粘度根据随温度的 0.72 幂率计算得到, 网格划

© 1995-2005 Tsinghua Tongfang Optical Disc Co., Ltd. All rights reserved.

分均为 100×50(子网格为 8×2)的均匀矩形网格.

图 7 示出了 3 种不同壁温轴承的无量纲压力分

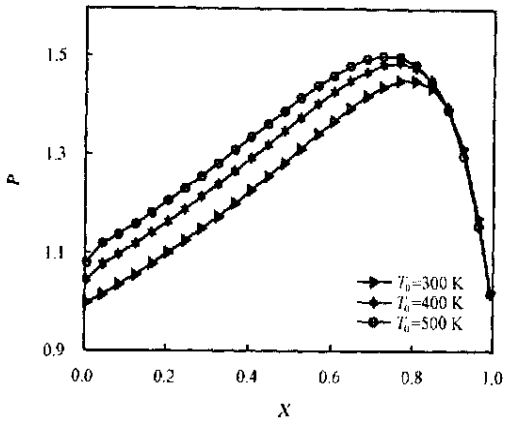


Fig 7　Pressure distributions for different wall temperatures

图 7　不同壁温的轴承压力分布

布. 当壁温明显高于进、出口气体温度时(算例 6 和 7), 气体在进口端加热升温升压, 因此压力高于环境压力. 计算结果显示, 轴承的性能随壁温的增大而略有提高, 气体粘度的变化是导致这一结果的重要因素. 虽然相对于轴承构型和滑动速度来说, 壁温对轴承的峰值压力影响相对较小, 但其对轴承的承载能力的影响较大. 对于本文涉及的 3 个算例, 当壁面温度从 300 K 升高到 400 K 时, 峰值压力分别提高了 2.33% 和 3.41%, 但承载能力分别提高 19.34% 和 30.76%. 另外, 轴承内气体的压力分布在峰值之前受壁温的影响较大, 而在峰值之后几乎不再受壁温的影响, 不同情况下的压力分布趋于统一.

此外, 我们还研究了环境压力对轴承性能的影响, 结果如算例 1、8 和 9 所示, 相应的模拟参数列于表 5. 由于缺乏气体粘度随压力的变化关系, 无法具

表 5　不同环境压力的轴承算例

Table 5　Cases for different surrounding pressures

Cases	$p_0/10^4$ Pa	P_{Peak}	w
1	10	1.45	0.25
8	1	1.38	0.22
9	100	1.44	0.24

体给出轴承数 Λ 的数值.

图 8 示出了 3 种不同环境压力下轴承的无量纲压力分布. 可以看出, 轴承的性能随环境压力的变化而有所不同, 就本文所比较的 3 个算例而言, 峰值压力之间的最大差异大于 5%, 而承载能力的差异则大于 15%. 由此可见, 环境压力也对微气体轴承的性能产生一定的影响力.

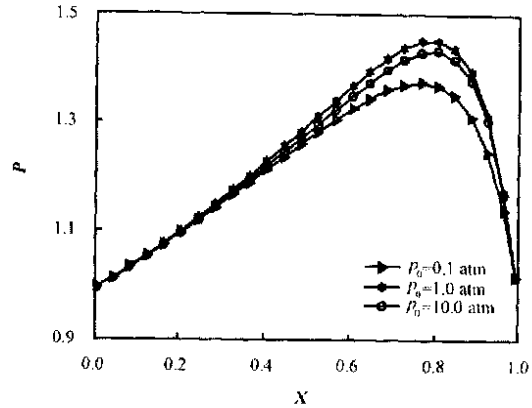


Fig 8　Dimensionless pressure distributions for different surrounding pressures

图 8　不同环境压力下的轴承内无量纲压力分布

4　结论

a. 轴承的几何构型和滑动速度对轴承的性能影响很大, 对于相同长度的轴承, 气体的峰值压力与轴承的承载能力随轴承出口尺寸的减小和滑动速度的增大而增大.

b. 当轴承的几何形状和滑动速度固定时, 通道壁温和环境压力是影响轴承性能的重要因素; 壁温越高, 轴承的承载能力越强; 环境压力不同, 轴承内的压力分布与承载能力会有所不同, 但当环境压力变化不大时, 其影响可以忽略.

致谢: 衷心感谢 TOTTORI 大学的 Fukui 教授热心提供文献.

参考文献:

[1] Ho C M, Tai Y C. Micro-electro-mechanical-systems (MEMS) and fluid flows[J]. Annu Rev Fluid Mech, 1998, 30: 579-612.

[2] Honchi M, Kohira H, Matsumoto M. Numerical simulation of slider dynamics during slider-disk contact [J]. Tribology International, 2003, 36: 235-240.

[3] 王祖温, 郭良斌, 包钢, 等. 单节流孔静压球面气体轴承动态特性的有限元分析[J]. 摩擦学学报, 2003, 23 (5): 416-420.
Wang Z W, Guo L B, Bao G, *et al*. Finite element analysis of the dynamic characteristics of externally pressurized spherical gas bearing with single orifice [J]. Tribology, 2003, 23 (5): 416-420.

[4] Gatzen H H. Rigid disk slider micromachining challenges to meet microtribology needs[J]. Tribology International, 2000, 33: 337-342.

[5] Bird G A. Molecular gas dynamics and the direct simulation of gas flows[M]. Oxford: Clarendon Press, 1994.

[6] Oran E S, Oh C K, Cybyk B Z. Direct simulation Monte

© 1995-2005 Tsinghua Tongfang Optical Disc Co., Ltd. All rights reserved.

Carlo: Recent advances and applications[J]. Annu Rev Fluid Mech, 1998. 30: 403-441.

[7] Fan J, Shen C. Statistical simulation of low-speed rarefied gas flows[J]. Journal of Computational Physics, 2001, 167: 393-412.

[8] Sun Q, Boyd I D. A direct simulation method for subsonic, microscale gas flows[J]. Journal of Computational Physics, 2002, 179: 400-425.

[9] 王沫然, 陈泽敬, 李志信. 微喷管内流动和换热数值模拟与分析[J]. 微纳电子技术, 2003, 7/8: 65-67.
Wang M R, Chen Z J, Li Z X. Numerical simulation and analysis of gas flow and heat transfer in micronozzles[J]. Micronano Electronic Technology, 2003, 7/8: 65-67.

[10] Alexander F J, Garcia A L, Alder B J. Direct simulation Monte Carlo for thin-film bearings[J]. Phys Fluids, 1994, 6 (12): 3 854-3 860.

[11] Huang W, Bogy D B. Three-dimensional direct simulation Monte Carlo method for slider air bearings[J]. Phys Fluids, 1997, 9 (6): 1 764-1 769.

[12] Liu N, Ng E Y K. The posture effects of a slider air bearing on its performance with a direct simulation Monte Carlo method[J]. J Micromech Microengin, 2001, 11: 463-473.

[13] Nance R P, Hash D B, Hassan H A. Role of Boundary conditions in Monte Carlo Simulation of MEMS devices[J]. Journal of Thermalphysics and Heat Transfer, 1998, 12: 447-449.

[14] Liou W W, Fang Y. Implicit boundary conditions for direct simulation Monte Carlo method in MEMS flow predictions[J]. Computer Modeling in Engineering & Science, 2000, 4: 119-128.

[15] 王沫然, 王金库, 李志信. DSMC 方法的压力边界条件实现[J]. 计算物理, 2004, 21 (3): 48-52.
Wang M R, Wang J K, Li Z X. New implement of pressure boundary conditions for DSMC[J]. Computational Physics, 2004, 21(3): 48-52.

[16] Beskok A. Simulations and Models for Gas Flows in Microgeomitries[D]. Ph. D dissertation, Princeton University, 1996.

[17] Wang M R, Li Z X. Similarity of Ideal Gas Flow at Different Scales[J]. Science in China E, 2003, 46: 661-670.

[18] Gross W A, Matsch L A, Castelli V, *et al*. Fluid film lubrication[M]. Wiley, New York, 1980.

[19] Fukui S, Kaneko R. Analysis of ultra-thin gas film lubrication based on the linearized Boltzmann equation (influence of accommodation coefficient)[J]. JSME International Journal, 1987, 30 (268): 1 660-1 666.

[20] Fukui S, Kaneko R. A Database for Interpolation of Poiseuille Flow Rates for High Knudsen Number Lubrication Problems[J]. J Tribology, 1990, 112: 78-83.

Monte Carlo Simulations and Performance Analysis of Microscale Air Slider Bearing

WANG Mo-ran, LI Zhi-xin

(*Department of Engineering Mechanics, Tsinghua University, Beijing 100084, China*)

Abstract: The gas flows and heat transfer in microscale air slider bearings were numerically simulated using a developed DSMC method. The effects of bearing geometry, slider velocity, wall temperature, and surrounding pressure on the pressure distribution within the bearing and the carrying capacity were investigated. The results showed that the bearing geometry and the slider velocity had great effects on the bearing performance. For a bearing with a given length, the pressure peak and the carrying capacity increased with increasing slider velocity and decreasing size of the slider outlet. At fixed bearing geometry and slider velocity, the wall temperature and the surrounding pressure also had important effects on the bearing performance. Higher wall temperature corresponded to a higher carrying capacity of the bearing. The bearing had different performance at different surrounding pressure.

Key words: microscale; air slider bearing; DSMC; performance analysis

Author: LI Zhi-xin, male, born in 1947, Professor, e-mail: lizhx@tsinghua.edu.cn

© 1995-2005 Tsinghua Tongfang Optical Disc Co., Ltd. All rights reserved.