无阀微泵腔内气泡对周期驱动压力的影响*

蒋丹^{1)†} 李松晶²⁾ 杨平¹⁾

(电子科技大学机械电子工程学院,成都 611731)
 (哈尔滨工业大学机电工程学院,哈尔滨 150001)
 (2013年3月29日收到;2013年8月19日收到修改稿)

气泡的存在使无阀微泵的工作性能和使用寿命大大降低,甚至无法正常工作.为了合理地预测无阀微泵腔内气 泡对周期驱动压力的影响,给出了用来描述收缩管/扩张管型无阀压电微泵的数学模型,包括泵腔体积变化、连续性 方程、流体有效体积弹性模量以及锥管阻力系数的计算.同时,分析了腔内不同气泡体积对无阀微泵周期驱动压力 的影响,并对两个气泡进入无阀微泵泵腔时压力脉动过程进行了仿真和试验研究.通过仿真结果与试验数据的比较 表明,所提出的存在气泡时无阀微泵数学模型及仿真方法是合理的.

关键词:无阀微泵,气泡,压力脉动

PACS: 47.61.Fg, 47.55.dd

DOI: 10.7498/aps.62.224703

1 引 言

基于微加工技术的无阀微泵是微机电系统的 一个重要组成部分, 微机电系统的飞速发展极大地 促进了微泵的发展, 使它广泛应用于微量配给、微 量注射、微全分析系统和芯片实验室等^[1-3]. 气泡 的存在使无阀微泵的工作性能和使用寿命大大降 低, 甚至无法正常工作, 这已经成为无阀微泵的一 个难题^[4,5]. 因此, 建立存在气泡时无阀微泵的压力 脉动数学模型, 对于正确分析无阀微泵的流量及压 力脉动特性、合理地设计和使用无阀微泵具有十 分重要的意义.

Zengerle 等^[6] 采用软件 PUSI 对有阀微泵压力 和流量动态特性进行仿真,并将仿真结果与微型压 力传感器测量得到的结果进行了比较. Bourouina 和 Grandchamp^[7] 提出了采用电路等效网络法对 有阀微泵进行快速建模,同时应用电路仿真软件 PSPICE 进行仿真,分析了有阀气动微泵和有阀静 电驱动微泵的动态输出流量和压力特性,其仿真结 果与试验结果基本符合. van de Pol 等^[8] 采用键图 法建立了热气动驱动微泵的数学模型. Richter 等^[9] 将体积为 8 μL 的气泡从微泵入口送入泵腔, 压缩 比小于临界值 1:13 的微泵立即停止工作, 而压缩 比大于临界值的微泵却可以继续泵送液体. 浙江大 学谢海波等^[10] 采用 Fluent 软件从流场角度对微泵 动态过程进行了描述. 吉林大学赵永军^[11] 通过试 验指出为保证微泵工作性能稳定, 须减少微泵出口 处的气泡, 但是文献中没有定量分析气泡体积对微 泵输出性能的影响.

本文利用流体动力学原理和锥管特点,在同时 考虑气泡对微泵中流体的有效体积弹性模量影响 的情况下,建立存在气泡时收缩管/扩张管型无阀压 电微泵的数学模型.同时对无阀压电微泵进行试验 研究,包括泵腔中气泡运动的拍摄和泵体周期驱动 压力测量,并给出相应的仿真和试验结果.

2 仿真模拟

收缩管/扩张管型无阀微泵结构如图1所示.泵 腔体积发生周期性连续变化,由于入口和出口对流 体阻力不同,微泵能够实现连续泵送液体.

^{*}国家自然科学基金青年科学基金(批准号: 51205045)和浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室(批准号: GZKF-2007002)资助的课题.

[†]通讯作者. E-mail: jdan2002@uestc.edu.cn



2.1 数学模型

无阀压电微泵的基本方程包括微泵泵腔体积 变化、连续性方程、流体有效体积弹性模量以及 锥管阻力系数.

2.1.1 泵腔体积变化

假设微泵泵腔体积 Vc 随时间的变化关系为

$$V_{\rm c} = V_0 - V_x \cos(\omega t), \tag{1}$$

式中*V*₀为振动薄膜位于平衡位置时微泵泵腔体积, *ω*为薄膜振动角频率,*V*_x为泵腔体积变化最大幅 值.(1)式对时间进行差分可得:

$$\frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}t} = V_x \omega \sin(\omega t). \tag{2}$$

2.1.2 连续性方程

根据质量守恒定律,在吸入状态下,无阀微泵 流量连续性方程可表示为

$$\rho_{\rm i}q_{\rm si} - \rho_{\rm o}q_{\rm so} = \frac{\mathrm{d}(\rho_{\rm c}V_{\rm c})}{\mathrm{d}t} = \rho_{\rm c}\frac{\mathrm{d}V_{\rm c}}{\mathrm{d}t} + V_{\rm c}\frac{\mathrm{d}\rho_{\rm c}}{\mathrm{d}t},\qquad(3)$$

其中 ρ_i , ρ_o 和 ρ_c 分别为微泵入口、出口和泵腔内 流体密度, q_{si} 和 q_{so} 分别为吸入状态微泵入口和出 口流量. (3) 式右侧第一项和第二项分别表示泵腔 体积和腔内流体密度的时间变化率对流量的影响.

根据流体弹性模量定义,这里引入流体的有效体积弹性模量 K_{eff} 表示为^[12]

$$K_{\rm eff} = \frac{\Delta p_{\rm c} \rho_{\rm c}}{\Delta \rho_{\rm c}},\tag{4}$$

式中 Δp_c 和 $\Delta \rho_c$ 分别为腔内流体压力和密度变化 量,其时间微分关系为

$$\frac{\mathrm{d}\rho_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}t} = \frac{\rho_{\mathrm{c}}}{K_{\mathrm{eff}}} \frac{\mathrm{d}p_{\mathrm{c}}}{\mathrm{d}t}.$$
(5)

将(5)式代入(3)式中,可得:

$$\rho_{i}q_{si} - \rho_{o}q_{so} = \rho_{c}\frac{dV_{c}}{dt} + \frac{V_{c}\rho_{c}}{K_{eff}}\frac{dp_{c}}{dt}.$$
 (6)

如果微泵出、入口及腔内流体密度相等 $\rho_i = \rho_o = \rho_c$,则 (6) 式简化为

$$q_{\rm si} - q_{\rm so} = \frac{\mathrm{d}V_{\rm c}}{\mathrm{d}t} + \frac{V_{\rm c}}{K_{\rm eff}} \frac{\mathrm{d}p_{\rm c}}{\mathrm{d}t}.$$
 (7)

$$q_{\rm si} - q_{\rm so} = V_x \omega \sin(\omega t) + \frac{V_0 - V_x \cos(\omega t)}{K_{\rm eff}} \frac{\mathrm{d}p_{\rm c}}{\mathrm{d}t}$$
$$\left(t \in \left[\frac{2(n-1)\pi}{\omega}, \frac{(2n-1)\pi}{\omega}\right], n = 1, 2, \cdots\right), \quad (8)$$

式中 qsi 为吸入状态微泵入口流量, 可表示为

$$q_{\rm si} = A \sqrt{\frac{2(p_{\rm in} - p_{\rm c})}{\rho \xi_{\rm d}}}; \qquad (9)$$

qso 为吸入状态微泵出口流量,可表示为

$$q_{\rm so} = -A \sqrt{\frac{2(p_{\rm out} - p_{\rm c})}{\rho \xi_{\rm n}}},\tag{10}$$

其中 pc 为泵腔压力, pin 和 pout 分别为微泵入口和 出口处压力, ξ_d 和 ξ_n 分别为扩张管和收缩管阻力 系数, A 为收缩管和扩张管小端截面积.

在泵出状态下, 微泵流量连续性方程为

$$q_{\rm pi} - q_{\rm po}$$

$$= V_x \omega \sin(\omega t) + \frac{V_0 - V_x \cos(\omega t)}{K_{\rm eff}} \frac{\mathrm{d}p_{\rm c}}{\mathrm{d}t}$$

$$\left(t \in \left[\frac{(2n-1)\pi}{\omega}, \frac{2n\pi}{\omega}\right], n = 1, 2, \cdots\right), \quad (11)$$

式中 qpi 为泵出状态下入口流量, 可表示为

$$q_{\rm pi} = -A \sqrt{\frac{2(p_{\rm c} - p_{\rm in})}{\rho \xi_{\rm n}}}; \qquad (12)$$

qpo 为泵出状态下出口流量,可表示为

$$q_{\rm po} = A_{\rm V} \frac{2(p_{\rm c} - p_{\rm out})}{\rho \xi_{\rm d}}.$$
 (13)

2.2 有效体积弹性模量

存在气泡时无阀微泵中流体有效体积弹性模量还可表示为^[13]

$$K_{\rm eff} = -\frac{\Delta p_{\rm c}}{\left(\frac{\Delta V_{\rm c}}{V_{\rm c}}\right)}$$
$$= \frac{\Delta p_{\rm c}}{\left(\frac{(V_{\rm c} - V_{\rm b})\Delta p_{\rm c}}{K_{\rm l}} + \frac{V_{\rm b}\Delta p_{\rm c}}{K_{\rm g}}\right)}$$

224703-2

$$=\frac{K_{\rm g}K_{\rm l}}{\frac{V_{\rm b}}{V_{\rm c}}(K_{\rm l}-K_{\rm g})+K_{\rm g}},$$
(14)

式中 Kg 和 Kl 分别为气体和液体的体积弹性模量, Vb 为气泡体积.由此可见,气泡体积 Vb 的变化将影 响微泵中流体的有效体积弹性模量 Keff.由于有效 体积弹性模量与微泵泵腔压力之间有着密切的联 系,因此气泡的存在会影响无阀微泵周期驱动压力 的变化.

2.3 锥管阻力系数

扩张管总阻力系数 ξ_d 分为三个部分:液流进 入扩张管,流经截面突然收缩处的局部损失;液流 在扩张管中流动引起的沿程损失;液流流出扩张管, 流经截面突然扩张处的局部损失,如图 2(a) 所示. 因此,扩张管总阻力系数 ξ_d 可表示为^[14]

$$\xi_{\rm d} = \xi_{\rm din} + \xi_{\rm ddiv} + \xi_{\rm dout}, \qquad (15)$$

式中 *ξ*din 为流经扩张管入口截面突然收缩处的局部阻力系数,当入口边缘为尖角时

$$\xi_{\rm din} = 0.4, \tag{16}$$

当入口边缘为圆角时

$$\xi_{\rm din} = 0.05,$$
 (17)

ξddiv 为流经扩张管沿程损失系数

$$\xi_{\rm ddiv} = 1 - \left(\frac{A}{A_1}\right)^2 - C_{\rm p};$$
 (18)

Cp 为压力恢复系数

$$C_{\rm p} = 0.77;$$
 (19)

其中 A₁ 为收缩管和扩张管大端截面面积. ξ_{dout} 为 流经扩张管出口截面突然扩张处的局部阻力系数:

$$\xi_{\text{dout}} = \left(\frac{A}{A_1}\right)^2. \tag{20}$$

同理,如图 2(b)所示,收缩管总阻力系数 ξ_n 可表示 为

$$\xi_{\rm n} = \xi_{\rm nin} + \xi_{\rm ncon} + \xi_{\rm nout}, \qquad (21)$$

式中 *ξ*_{nin} 为流经收缩管入口截面突然收缩处的局部阻力系数:

$$\xi_{\rm nin} = \frac{1}{2} \left(\frac{A}{A_1} \right)^2 \left(1 - \frac{A}{A_1} \right); \tag{22}$$

ξncon 为流经收缩管沿程损失系数

$$\xi_{\rm ncon} = 0.03 \left(\frac{A}{A_1}\right)^2; \qquad (23)$$

ξnout 为流经收缩管出口截面突然扩张处的局部阻 力系数





图 2 阻力系数示意图 (a) 扩张管; (b) 收缩管

在入口和出口压差相等的情况下,无阀微泵中 扩张管和收缩管的阻力系数不同,导致扩张管和收 缩管的流量不同,因此入口和出口流量差的存在使 无阀微泵能够实现泵送流体.

2.4 仿真研究

基于存在气泡时无阀微泵的数学模型,本文采用 Matlab/Simulink 工具进行模块化仿真建模,从而 对微泵周期驱动压力进行仿真研究^[15,16].为了分 析当无阀微泵腔内进入气泡后,气泡体积对泵体 周期驱动压力的影响,选取腔内不同气泡体积(泵 腔体积的1%,3%和5%),对应的微泵几何参数如 表1所列,仿真结果如图3所示.仿真中选取驱动 幅值 V_x和频率分别为1.2×10⁻¹⁰ m³和500 Hz;水 的体积弹性模量 K₁取值为2×10⁹ Pa;由于泵腔 压力变化范围较小,气体体积弹性模量 K_g近似为 常数,按照理想气体绝热弹性模量公式,K_g约等 于1.39×10⁵ Pa^[12].根据锥管阻力系数公式(15)和 (21)式,扩张管阻力系数

$$\xi_{\rm d} = 0.63,$$
 (25)

收缩管阻力系数

$$\xi_n = 1.03,$$
 (26)

同时假设微泵入口压力 *p*_{in} 和出口压力 *p*_{out} 均为大 气压 (1 × 10⁵ Pa).

由图 3 可知,当腔内气泡体积为泵腔体积的 1%,3%和 5%时,微泵泵腔压力脉动幅值分别为 2.89×10⁴,2.30×10⁴和 1.90×10⁴ Pa. 由此可知,泵 腔压力脉动幅值随着泵腔中气泡体积的增加而减 小,且存在相位滞后.

224703-3

物理学报 Acta Phys. Sin. Vol. 62, No. 22 (2013) 224703

表1 无阀微泵几何参数	
参数	值
锥管最小宽度 d/μm	150
锥管长度 L/mm	3
锥管角度/(°)	8
锥管深度 h/µm	200
泵腔深度/µm	500
泵腔半径 R/mm	5
压电陶瓷片 PZT-5H 直径/mm	7
黄铜基片直径/mm	12



图 3 不同气泡体积的仿真结果

3 试验验证

试验对气泡进入微泵泵腔的整个过程进行了 气泡图像拍摄和压力脉动测试,第1个气泡体积约 为0.009 mL,第2个气泡体积约为0.03 mL.无阀微 泵采用有机玻璃为基材,泵腔和收缩管/扩张管通过 超精密加工设备"精雕机"制作完成(由吉林大学 机械科学与工程学院加工制造).

试验系统如图 4 所示, 无阀微泵的驱动电源 采用 XFD-8B 超低频信号发生器.本试验采用占 空比为 1:1 的连续方波作为驱动电压, 电压幅值 为 50 V, 频率为 500 Hz. 压阻式微型压力传感器以 0.01 ms 的时间间隔记录泵腔压力脉动试验数据. 图像采集采用高速摄像机 (Fastcam Ultima APX) 记 录泵腔气泡的变化, 其拍摄速度为 2000 帧/s. 采用 去离子水作为无阀微泵的工作介质. 在本试验中, 由于压力传感器与高速摄像机没有实现同步采集, 导致采集的压力脉动与气泡进入泵腔过程无法在 采样时间点上一一对应, 这将是下一步的工作. 图 5(a)—(f) 为高速摄像机拍摄的两个气泡进 入微泵泵腔全过程.在初始时刻,泵腔内存在很多 小气泡,泵腔右侧为入口锥管,左侧为出口锥管,如 图 5(a)所示;在图像间隔时间Δt为0.2935 s时,第 1 个气泡通过入口锥管进入,泵腔中气泡体积迅速 增加,如图 5(b)所示;在Δt为0.5795 s,第 1 个气泡 完全进入泵腔,气泡的体积约为泵腔体积(0.04 mL) 的 1/4,这与气泡实际体积符合,如图 5(c)所示;在 Δt为1.7535 s时,第 2 个气泡开始通过入口锥管进 入泵腔,如图 5(d)所示;在Δt为2.302 s时,第 2 个 气泡继续进入泵腔,泵腔中气泡体积继续增加,部 分气泡从出口锥管流出,如图 5(e)所示;在Δt为 2.7 s,当达到平衡时,整个大气泡滞留在泵腔中,如 图 5(f)所示.





图 4 试验台照片 (a) 整体图; (b) 局部图

图 6 为采用压阻式微型压力传感器测试的气 泡进入泵腔整个过程周期驱动压力变化曲线,可 以看出气泡的进入对微泵泵腔压力脉动特性影 响很大.当启动电源之后,泵腔压力脉动幅值逐 渐增加,最大压力为 1.083 × 10⁵ Pa,最小压力为 9.1 × 10⁴ Pa,其脉动幅值为 1.73 × 10⁴ Pa. 当 第 1 个气泡完全进入泵腔之后,最大压力 为 1.031×10⁵ Pa, 最小压力为 9.757×10⁴ Pa, 其泵 腔压力脉动幅值减少到 5.53×10³ Pa. 其后第 2 个 气泡 (体积约为 0.03 mL) 进入, 最大泵腔压力为 1.011×10⁵ Pa, 最小压力为 9.9×10⁴ Pa, 压力脉动 幅值进一步减小到 2.1×10³ Pa.

初始时刻, 泵腔中存在很多小气泡 (估算约为

泵腔体积的 4%). 根据初始气泡体积, 对微泵泵腔 压力脉动特性进行仿真研究. 泵腔压力脉动仿真结 果与试验结果的比较如图 7 所示, 其无阀微泵的几 何参数如表 1 所列. 仿真结果表明, 泵腔压力最大 值为 1.104×10⁵ Pa, 最小值为 8.960×10⁴ Pa, 泵腔 压力脉动幅值为 2.08×10⁴ Pa.



图 5 两个气泡进入泵腔过程 (a) Δt = 0 s; (b) Δt = 0.2935 s; (c) Δt = 0.5795 s; (d) Δt = 1.7535 s; (e) Δt = 2.302 s; (f) Δt = 2.7 s



图 6 两个气泡进入泵腔压力脉动曲线

泵腔压力脉动仿真结果与试验数据之间存在 偏差,其原因在于试验很难精确测量泵腔中的气泡 体积,仿真中采用的均为估计值.泵腔中气泡体积 的大小会影响微泵周期驱动压力脉动幅值和相位, 因此,下一步工作将对气泡进入泵腔后的腔内气泡 体积大小进行准确测量与研究. 当第1个气泡进入泵腔时,泵腔压力脉动仿真结果与试验结果的比较如图8所示,其气泡体积约为0.009 mL. 由图可知,当第1个气泡进入时,泵腔最大压力的仿真结果为1.029×10⁵ Pa,最小压力的仿真结果为9.702×10⁴ Pa,泵腔压力脉动振幅减小为5.88×10³ Pa.



图 7 初始时刻压力脉动仿真结果与试验数据比较



图 8 第 1 个气泡进入时压力仿真结果与试验数据比较



图 9 第 2 个气泡进入时压力仿真结果与试验数据比较

当第2个气泡完全进入微泵泵腔时,部分气 泡已经从出口流出.由图5可知,整个大气泡滞留

- [1] Woias P 2005 Sens. Actuators B 105 28
- [2] Izzo I, Accoto D, Menciassi A, Schmitt L, Dario P 2007 Sen. Actuators A 133 128
- [3] Kan J W, Yang Z G, Peng T J, Cheng G M, Wu B D 2005 Sens. Actuators A 121 156
- [4] Andersson H, van der Wijngaart W, Nilsson P, Enoksson P, Stemme G 2001 Sens. Actuators B 72 259
- [5] Jiang D, Li S J, Bao G 2008 Acta Phys. Sin. 57 5072 (in Chinese) [蒋 丹, 李松晶, 包钢 2008 物理学报 57 5072]
- [6] Zengerle R, Geiger W, Richter M, Ulrich J, Kluge S, Richter A 1995 Sens. Actuators A 47 557
- [7] Bourouina T, Grandchamp J 1996 J. Micromech. Microeng. 6 398
- [8] van de Pol F C M, Breeveld P C, Fluitman J H J 1990 Proceeding. Technical Digest MME Berlin, Germany, November 26–27, 1990 p19

在泵腔中,约占泵腔体积的 1/2. 如图 9 所示,当 第 2 个气泡进入泵腔之后,泵腔压力脉动最大值的 仿真结果为 1.009×10⁵ Pa,最小值的仿真结果为 9.913×10⁴ Pa,其脉动幅值为 1.77×10³ Pa,比第 1 个气泡对应的压力脉动幅值减小了 4.11×10³ Pa. 通过与微型压力传感器测试的泵腔压力脉动试验 结果的比较可知,仿真结果与试验数据基本符合, 从而进一步验证了存在气泡时无阀微泵数学模型 和仿真方法的有效性.

4 结论

本文在建立收缩管/扩张管型无阀压电微泵的 数学模型的基础上,在泵腔内含有不同气泡体积 的条件下,研究了微泵驱动压力的时间变化.给出 了无阀压电微泵腔体流量公式,描述了进出口流 量、腔体体积变化率、腔体压力变化率对流量的 影响.同时采用微型压力传感器测试了不同数量和 体积的气泡进入泵腔的驱动压力变化,并利用高 速摄像机拍摄了泵腔中气泡的运动过程.试验结 果表明,当第1个气泡(体积约为0.009 mL)进入 泵腔后,泵腔压力脉动幅值从1.73×10⁴ Pa 减少到 5.53×10³ Pa;其后第2个气泡(体积约为0.03 mL) 进入,泵腔压力脉动幅值进一步减小到2.1×10³ Pa. 通过仿真结果与试验数据的对比,验证了存在气泡 时无阀微泵数学模型和仿真方法的正确性.

- [9] Richter M, Linnemann R, Woias P 1998 Sens. Actuators A 68 480
- [10] Xie H B, Fu X, Yang H Y 2002 Chin. J. Mech. Eng. 38 54 (in Chinese) [谢海波, 傅新, 杨华勇 2002 机械工程学报 38 54]
- [11] Zhao Y J 2003 M. S. Disserfation (Jilin: Jilin University) (in Chinese) [赵永军 2003 硕士学位论文 (吉林: 吉林大学)]
- [12] Cai Y G 1989 Dynamics of Fluid Transmission Pipeline (Hangzhou: Zhejiang University Press) p8 (in Chinese) [蔡亦钢 1989 流体传输管 道动力学(杭州:浙江大学出版社)第8页]
- [13] Li S J, Yang C F, Jiang D 2008 J. Appl. Mech. 75 0410121
- [14] Olsson A, Stemme G, Stemme E 2000 Sens. Actuators A 84 165
- [15] Jiang D, Li S J, Yang P 2011 Eng. Mech. 28 218 (in Chinese) [蒋丹, 李松晶, 杨平 2011 工程力学 28 218]
- [16] Jiang D, Li S J 2012 Chin. Phys. B 21 074701

Influence of gas bubbles in valve-less micropump chamber on periodic driving pressure*

Jiang $Dan^{1\dagger}$ Li Song-Jing²) Yang Ping¹

1) (School of Mechanical, Electronic and Industrial Engineering, University of Electronic Science and Technology of China, Chengdu 611731, China)
 2) (School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)
 (Received 29 March 2013; revised manuscript received 19 August 2013)

Abstract

The appearance of gas bubbles in a valve-less micropump is generally undesirable as they can lead to performance deterioration, life reduction and even complete failure of the micropump. In order to predict influence of gas bubbles in valve-less micropump chamber on periodic driving pressure, the mathematical models, including volume change of chamber, continuity equation, effective bulk modulus and resistance coefficients of the nozzle and diffuser, are given to describe dynamic characteristics of piezoelectric valve-less nozzle/diffuser micropump. The influence of different gas bubble volume in chamber on the valve-less micropump periodic driving pressure is analyzed. Pressure pulsations with two gas bubbles into the valve-less micropump chamber are simulated and tested. Simulation and experimental results are given. Comparison of the results shows that the mathematical model and simulation method can handle the prediction of pressure pulsations accompanying gas bubble in the valve-less micropump.

Keywords: valve-less micropump, gas bubble, pressure pulsations

PACS: 47.61.Fg, 47.55.dd

DOI: 10.7498/aps.62.224703

^{*} Project supported by the National Science Fund for Distinguished Young Scholars of China (Grant No. 51205045) and the State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, China (Grant No. GZKF-2007002).

[†] Corresponding author. E-mail: jdan2002@uestc.edu.cn