

静电无阀微泵两种仿真模型的比较研究

林谢昭^{1,2}, 应 济², 陈子辰²

(1. 福州大学 机械自动化学院, 福州 350002; 2. 浙江大学 机械与能源工程学院, 杭州 310027, lxz104@zju.edu.cn)

摘要: 为提高无阀微泵性能, 分别采用全耦合模型 (FCM) 和预先定义泵膜位移的模型 (PDM) 对基于扩散/收缩单元的静电无阀微泵的动态特性进行计算仿真. 对泵膜变形形状、泵膜中点位移、泵腔内压力以及进出口处流量等的变化历程进行比较. 结果表明: PDM 模型计算费用较低, 但无法以较高精度近似泵膜变形的动态特性, 进而导致错误的瞬态流场结果. 要准确仿真微泵的动态特性, 必须考虑电-结构-流场之间的相互作用.

关键词: 静电无阀微泵; 静电-结构-流体耦合; MEMSCAD

中图分类号: TH16; TN405

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2010)12-1943-05

Comparing research on two different numerical models of electrostatically actuated valveless micropump

LIN Xie-zhao^{1,2}, YING Ji², CHEN Zi-chen²

(1. The College of Mechanical Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou 350002, China, lxz104@zju.edu.cn;
2. The College of Mechanical and Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: To improve the performance of electrostatically actuated valveless micropump, simulation of its dynamic characteristics have been conducted by full electrostatic-mechanic-fluidic coupled model (CFM) and prescribed deformations model (PDM) respectively. By comparing the calculated results of diaphragm deflections, transient variations of central displacements, chamber pressures and flow rate of inlet/outlet, it can be concluded that the PDM has lower cost and inadequate precision, but some distorting dynamic characteristics may be resulted from; The FCM can predict the transient behaviors of the micropump quite well since the effects of electro-mechanical coupling and fluid-structural interaction have been considered, but the computation cost is much more expensive.

Key words: Electrostatically actuated valveless micropump; electrostatic-mechanic-fluidic coupled; MEMSCAD

微泵的种类很多^[1]. 其中, 薄膜往复位移式无阀微泵主要是通过泵膜振动驱动流体, 利用管道的特殊结构(扩散/收缩单元、Tesla 阀等)和流体粘度特性, 通过流体在不同流动方向所表现出的不同压力特性来实现运输.

在微泵研制过程中, 较早的数值仿真研究是

将模型简化为低阶集总参数模型^[2]、或等效电网网络模型^[3]进行仿真. 目前, 很多研究将驱动器与泵流体分开处理. 或者忽略了流场而侧重于驱动器性能的研究^[4], 商业软件包(如 ANSYS 和 ALGOR)也被用于驱动器作用下的泵膜响应分析^[5-6]; 或者将流体场简化后使用各种数值方法和半解析方法对泵流体场进行计算^[7]; 或者先仿真驱动器的位移(或速度)输出, 而后将其作为壁面运动已知条件输入到流体场模型(即预先定义泵膜位移模型)中进行仿真^[5,8-9]. 然而, 薄膜式无阀微泵中, 泵膜振动和流体流动以及泵膜振动

收稿日期: 2009-02-20.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50475104);

浙江省自然科学基金资助项目(Z106519);

福建省教育厅资助项目(JB07007).

作者简介: 林谢昭(1971—), 男, 博士, 讲师;

陈子辰(1950—), 男, 教授, 博士生导师.

和驱动力、流体作用力的相互耦合对泵的动力学特性影响非常重要^[4,10]。这是微泵仿真考虑的首要问题。预先定义泵膜位移模型是将泵膜简化成刚性壁面,没有真实地考虑流固之间的耦合效应,这可能导致某些错误的结果。

本文以静电致动无阀微泵为研究对象,对静电-结构-流体全耦合模型(FCM)和预先定义泵膜位移模型(PDM)分别进行计算和比较分析,考察预先定义泵膜位移这种边界条件处理方法对微泵动态性能预测的影响。

1 模型的建立

图1为静电薄膜往复位移式无阀微泵示意图,驱动电场跨接于泵腔流场两侧。在周期电激励力的作用下,泵膜做周期性振动,驱动流体从进口(收缩口)泵送到出口(扩散口)。同时泵膜受到流体压力作用。泵腔中流体压力随着泵膜速度和位移变化而变化,可通过求解 Navier - Stokes 方程得到。流体压力还与流体瞬时速度、进口和出口边界条件等有关。求解 Navier - Stokes 方程需要已知泵膜的位移和速度或是作用在液体上的压力。同样对于静电驱动力也存在着类似的计算问题。当在固定电极与泵膜之间加上一个电信号后,在两极板上产生电荷由此产生静电力,泵膜变形导致泵膜表面的电荷分布发生变化,使得静电力大小发生相应变化,这进一步又导致了泵膜变形。这种电-结构耦合效应也应该考虑。

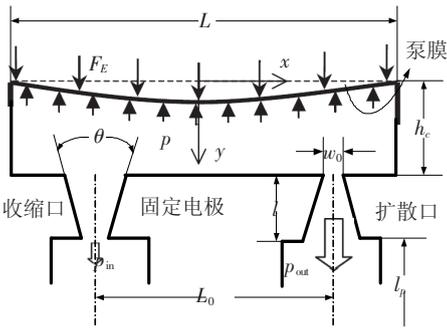


图1 无阀静电微泵的横截面示意图

1.1 控制方程及边界条件

在曲线坐标下,描述流体流动特性的连续方程和动量方程为

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho_F}{J} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi^j} \left(\frac{\rho_F U_j}{J} \right) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho_F u_i}{J} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi^j} \left(\frac{\rho_F U_j u_i}{J} \right) = - \frac{1}{J} \frac{\partial \xi^j}{\partial x_i} \frac{\partial p}{\partial \xi^j} +$$

$$\frac{\partial}{\partial \xi^k} \left[\frac{\mu}{J} \frac{\partial \xi^k}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \xi^l}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial \xi^l} + \frac{\partial \xi^l}{\partial x_j} \frac{\partial u_j}{\partial \xi^l} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial \xi^m} \frac{\partial \xi^m}{\partial x_l} \right) \right]. \quad (2)$$

式中: ρ_F 为流体的密度, μ 为流体动力粘度, u_i 为笛卡尔坐标中的速度分量, p 为压力, t 为时间, x_i 为笛卡尔坐标, U_j 为在曲线坐标中 ξ^j 坐标方向上的速度分量(逆变速度分量), J 为坐标变换 Jacobian 行列式。这里假设参考压力 $p_0 = 0$ 。在2D 情况下,指标 i, j, k 的取值为 (x, y) 。

如果忽略残余应力的影响,考虑泵膜的几何(大变形)非线性,并且只考虑膜板的面外位移,则泵膜的运动规律可以通过其空间上某时刻的面外位移 w 来描述:

$$\rho_S h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \frac{Eh^3}{12} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - \frac{Eh}{2L} \left(\int_0^L \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 dx \right) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = F_E - p_F.$$

式中: E, ρ_S 分别是泵膜的弹性模量和密度, h 为膜厚, L 为膜直径, t 为时间变量, p_F 为流体作用在膜板上的压力, F_E 为静电力。

当泵膜与固定电极之间区域不存在自由电荷时,静电场满足 Laplace 方程

$$\nabla^2 \varphi = 0. \quad (3)$$

式中 φ 为静电电势。则电场强度 $\mathbf{E} = -\nabla \varphi$ 。

静电应力 $\mathbf{T}_E = -0.5\epsilon_0 \mathbf{E}^2$ 。因此,静电力载荷,为

$$F_E = \iint_{\Gamma_{E-S}} \mathbf{T}_E \cdot \mathbf{n} dS. \quad (4)$$

其中 \mathbf{n} 是电极的外法向单位矢量。

流体与泵膜耦合界面除了满足力平衡条件外,还应该无滑边界条件:

$$u_x = 0, \quad u_y = \frac{\partial w}{\partial t}.$$

此外,将与泵相连的进出管道出口处边界条件都设定为法向压力为零。泵膜的两个固定端 $(x = \pm 0.5L)$ 满足

$$w = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial x} = 0.$$

各场变量的初始条件都假设为零,为了计算收敛性,以一个很小数值输入模型中。

本文只仿真正弦电压驱动信号 $\varphi = \varphi_{\max} \sin(2\pi ft)$ 的情况。对于预先定义泵膜位移模型(PDM),其包含的假设就是:泵膜变形的动态特性与输入的电压信号特性具有相同的模式。根据泵膜位移试函数相容性的原则,可将泵膜的位移^[13-14]设定为

$$d_y = -A_{\max} \sin(2\pi ft) \cos(x\pi/L). \quad (5)$$

式中: A_{\max} 是泵膜最大位移, f 是振动频率。

1.2 模型参数及材料属性

无阀微泵(图1)的几何参数如表1所示。两个扩散/收缩单元的几何结构相同。泵膜材料为黄铜,流体介质为空气。材料物性参数如表2所示。

表 1 微泵的几何参数

参数	泵膜直径/ mm	泵膜厚度/ μm	进出口 中心间距/mm	泵腔深度/ μm	扩散/收缩单 元长度/ μm	扩散/收缩单元 最小端面/ μm	扩散/收缩角/ ($^\circ$)	进出口 管道长度/mm
参数值	20	50	14	200	1 470	30	7	12

表 2 仿真所需的材料属性参数

参数	泵膜杨氏模量/ GPa	泵膜泊 松比 ν	泵膜密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	空气密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	空气动力粘度/ ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)	绝对介电常数/ ($\text{C}^2 \cdot \text{N} \cdot \text{m}^{-2}$)	相对介电 常数 ϵ_1
参数值	110	0.343	8 960	1.3	1.86×10^{-5}	8.854×10^{-12}	1

2 仿真计算

利用 CFD-ACE⁺ 进行静电-结构-流动耦合仿真计算. 先采用不同的网格划分密度以及不同的时间步长进行试运算, 并将结果进行比较, 最终确定 FCM 模型的单元数目为 9 491 个(其中流体部分为 8 128 个), 全部采用结构性网格. 对于 PDM 情况, 只建立流体域部分的模型, 选定时间步长为 2×10^{-4} s.

分析中, 假设为层流. 在结构性网格以及自适应网格的基础上, 使用基于压力修正的 SIMPLE-C 算法对流动以及能量进行顺序积分, 求解流体场式(1)和式(2). 流体域的对流和扩散项采用一阶迎风格式, 时间积分采用 Crank-Nicolson 格式. 考虑到静电-结构-流动耦合求解需要, 将流动方程处理成网格速度的形式, 这样可以与从结构求解器得到的速度联结在一起. 使用有限体积法计算格式求解静电场式(3), 获得式(4)所表达的静电压力, 并用于结构分析的计算中. 在结构场求解中, 利用静电压力和流体压力来计算流固耦合边界处的速度. 利用网格重新划分工具将边界速度映射到整个流体区域. 使用预测校正方法对局部变形进行连续修正, 将流动速度和结构速度联系起来, 实现流固耦合分析. 其中, 在有限元求解模块 FEMSTRESS 中, 利用一阶增强板单元对泵膜建模, 并进行大变形和接触等几何非线性分析. 流体和结构求解器的耦合迭代频率设置为 $f_c = 1$, 这样流体场和结构场信息能及时交换和更新. 当量纲为一的残差小于 10^{-4} 时, 认为计算收敛.

3 结果及讨论

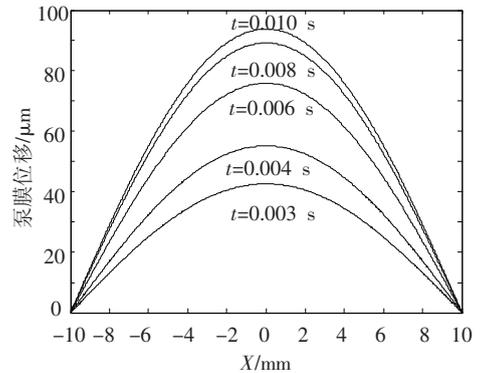
3.1 泵膜的瞬态特性

首先, 对输入 $V = 1\,800\sin(2\pi \times 25 \times t)$ V 正弦电压信号进行计算. 仿真时间长度为 2×10^{-2} s (半个正弦周期, 共计 100 个时间步). 在 Pentium-2.8 GHz PC 机下, 用 FCM 模型计算费时约为 12.54 h. 得到泵膜中心的最大位移为

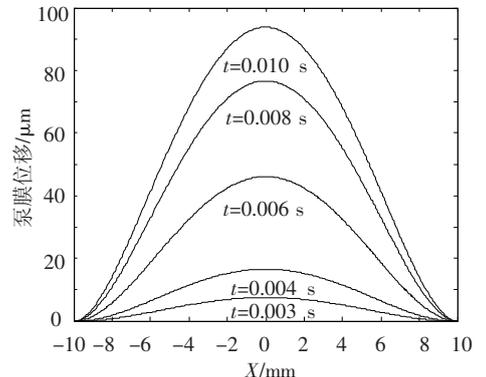
93.7 μm . 由此确定对应 PDM 位移边界条件为

$$d_y = 93.7 \times 10^{-6} \times \sin(2\pi \times 25 \times t) \cos(x/0.01 \times \pi/2). \quad (6)$$

PDM 模型计算时间 23 min, 比 FCM 模型少很多. 两种模型的泵膜瞬时位移结果如图 2. 由图 2 可知, PDM 的泵膜变形(图 2(a))即式(5)所给定的形式, 在膜的两个固定端没有满足转角边界条件 ($\partial w/\partial x = 0$). 两种模型的泵膜变形形状有差异. PDM 中泵膜位移(图 2(b))速度与 FCM 的相差很大. 在电压施加初始阶段, PDM 所预测的膜变形速度大于 FCM 所预测的情况, 而在电压接近最大值时, PDM 的膜变形速度要小于 FCM 的. 因为流场的动态特性与泵膜速度有关, 这必然导致流场动态结果差别大.



(a) PDM 得到的泵膜瞬时变形



(b) FCM 得到的泵膜瞬时变形

图 2 泵膜形状随时间变化情况的比较
两个模型的泵膜中点位移随时间变化结果如图 3 所示.

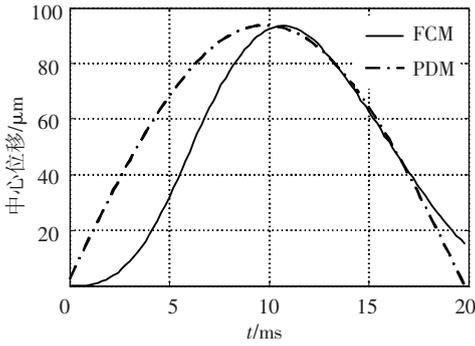


图 3 泵膜中点位移随时间变化情况的比较

由于 PDM 模型将流固耦合作用简化处理成具有移动边界的流体流动问题,因此,膜中点位移的变化规律服从式(6).而在 FCM 模型中,情况要复杂得多.在流体压力和静电力共同作用下,泵膜中点位移的变化只是近似地表现出正弦变化特性.达到最大位移的时刻也不是在电压达到最大的时刻 ($t = 0.01s$),而是有滞后现象($t = 0.011s$).经过半个正弦周期电信号作用后,泵膜中点也由于流体阻尼力的作用并没有回到初始位置.与图 2 相对应,泵膜中点的位移变化速度(图 3 中曲线的斜率)是在泵膜往复运动的中间某个阶段比较大,而不是像 PDM 模型中在初始位置附近比较大,这更符合真实物理规律.

3.2 流场的瞬态特性

图 4 给出了泵腔内某点的压力随时间变化的比较结果.对于 PDM 模型,在初始阶段泵腔内的压力就突然急剧增大,这与前面对泵膜运动速度的分析相对应,随泵膜位移增大,泵腔内的压力逐渐降低.在位移达到最大时,泵腔内压力降至为零.随着泵膜的回缩,泵腔内形成负压力并逐渐增大,在泵膜复原零位时达到最大的负压.这可以从式(6)中得到简单的解释,由于膜速度变化服从余弦变化规律,在泵膜初始位置附近,其运动速度最大,必然导致泵腔内的压力达到最大.泵膜回弹情况也类似,这与实际的物理规律不够吻合.而 FCM 模型则(至少在定性上)能真实地反映出泵腔内的压力与泵膜移动速度之间的关系,压力接近最大的时间区域对应于泵膜移动速度最快的时间区域(与图 3 比对),并且不存在 PDM 结果中所表现出的在初始时刻泵腔压力突然急剧增大的现象.在电信号作用完半个正弦周期后,泵腔内的压力没有降至零值(这与图 3 中泵膜中点位移变化没有回到初始位置相对应).反映了机械-流体系统响应与电信号存在一定的相差.也正是因为这种失步现象,说明了微泵的输出压力、流量等动态特性与电信号的驱动频率之间具有复杂的关

系.而用 PDM 模型则无法刻画这种关系.

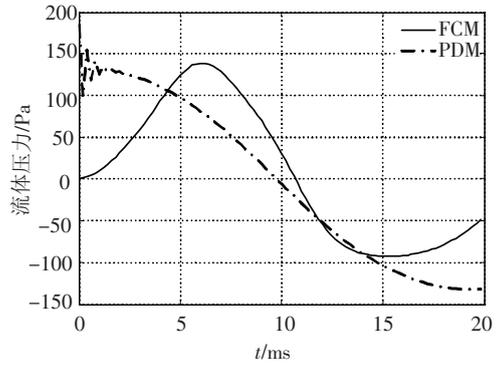


图 4 泵腔中某处压力变化情况的比较

两种模型得到的流体压力变化范围相差不多.只是在泵膜回复阶段,由 FCM 模型所得到的最大负压要小于 PDM 模型的结果.这是因为在 FCM 模型中,静电力(其方向始终是指向固定电极)减缓了泵膜的回复运动速度.

图 5 所示为两个周期的半波正弦信号激励下,由两种模型计算得到的进出口体积流量瞬态变化情况.可以看出,两种模型均能定性地验证无阀微泵的工作原理.即,在泵送阶段(泵膜往固定电极移动,将腔内流体挤压出),出口流量(图 5 中局部放大部分的虚线所示)大于进口流量(图 5 中局部放大部分的实线所示);在泵吸入阶段(泵膜回弹,流体在负压作用下吸入泵腔),进口流量则大于出口流量.最大流量差都发生在对应于泵腔内压力达到最大的时间区域(或者说是泵膜运动速度最大的时间区域),与图 4 相对应.泵腔内压力与进出口压力相差不大时,进出口扩散/收缩单元的流量相差不大,说明要使得扩散单元发挥“整流”功用,上下游压力差必须达到一定值.

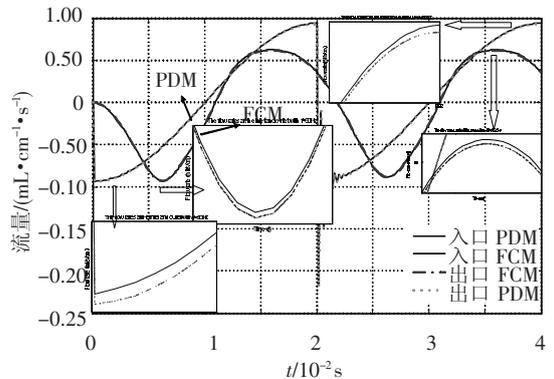


图 5 进出口体积流量变化情况的比较

由于静电力阻碍了泵膜的回复运动,由 FCM 得到的进出口瞬态流量要比 PDM 的小,所以,驱动信号的形式也是一个值得关注的因素(至少在泵膜回弹阶段可以不施加电压).由图 5 观察到,FCM 能反应出泵流量响应与驱动电信号之间存在相差的情况,这是流体和挠性固体相互耦合的

结果. 说明在一定驱动电压下, 要使得泵的流量达到最大, 驱动信号的频率必须达到或接近于泵流固耦合系统的固有频率. PDM 模型中, 由于式(5)所定义的泵膜位移函数的导数(即泵膜运动速度)在一个周期后存在不连续性, 因此, 流量有个跳跃变化. 或许有读者认为, 本研究中式(5)所用的函数形式不合适. 但是必须指出的是, 预先定义位移边界条件是将流固耦合问题简化为刚性壁面运动问题, 因此, 无论用何种类型函数来定义泵膜位移, 都无法描述泵机械-流体响应与电驱动信号之间存在着相差这一特性, 也难以准确刻画泵膜运动速度的变化规律. 为获得稳态情况下微泵的流量, 利用 FCM 模型计算 3 个周期时长, 得稳态下微泵单个周期的平均流率为 $0.978\ 52\ \text{cm}^2/\text{s}$. 而用 PDM 模型所估计的单个周期平均流率为 $17.148\ \text{cm}^2/\text{s}$, 两者有较大差距.

FCM 模型能得到 PDM 模型所无法得到的泵膜应力、静电压力等变化情况, 这对研究泵膜动力学特性以及失效等比较重要. 图 6 给出了由 FCM 计算得到的泵腔内压力达到最大时刻(a)和泵膜 VonMises 应力达到最大时刻(b)的两者分布情况. 为了显示方便, 在 y 轴方向放大了 8 倍. 从图 6 中可知, 泵膜最高 VonMises 应力达到 34 MPa. 泵腔中流体的压力最大达到 138.7 Pa, 并且在整个泵腔内压力变化不大.

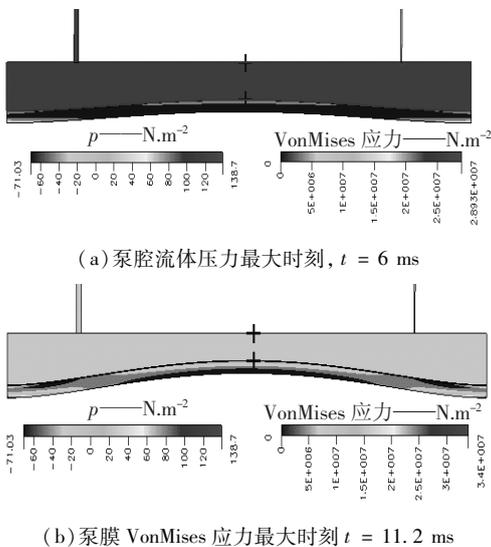


图 6 FCM 中泵腔流体压力和泵膜 VonMises 应力分布情况(垂直方向放大 8 倍)

4 结 论

1) PDM 计算的时间要大大小于 FCM 模型计算的时间.

2) 由 PDM 模型得到的泵腔压力等变量与 FCM 模型的结果处于同一个量级的变化范围.

3) PDM 模型只是近似表达泵膜的位移大小, 但是无法以令人满意的精度近似泵膜位移速度等动态特性, 由此导致流场的动态特性发生偏差, 甚至出现一些有悖于真实物理现象的情况. 两个模型预测的泵膜变形形状也有所不同.

4) FCM 的计算结果表明, 机械-流体系统响应与电信号存在着失步现象. 这是流体与挠性固体相互耦合的结果. 说明微泵的动态输出特性与电驱动信号之间具有复杂关系.

5) 要准确地模拟微泵的动态特性就必须考虑电-结构-流体场之间的相互作用, 并建立其 3D 模型.

参 考 文 献:

- [1] LASER D J, SANTIAGO J G. A review of micropump [J]. Journal of Micromechanics and Microengineering, 2004, 14(6): 35-64.
- [2] OLSSON A, STEMME G and STEMME E A. Numerical design study of the valveless diffuser pump using a lumped-mass model [J]. Journal of Micromechanics and Microengineering, 1999, 9(1): 34-44.
- [3] BOUROUINA T, GRANDCHAMP J P. Modeling micropumps with electrical equivalent networks [J]. Journal of Micromechanics and Microengineering, 1996, 6(4): 398-404.
- [4] PAN L S, NG T Y, WU X H, *et al.* Analysis of valveless micropumps with inertial effects [J]. Journal of Micromechanics and Microengineering, 2003, 13(3): 390-399.
- [5] MORRIS C J, FORSTER F K. Optimization of a circular piezoelectric bimorph for a micropump driver [J]. Journal of Micromechanics and Microengineering, 2000, 10(3): 459-465.
- [6] CUI QIFENG, LIU CHENGLIANG, ZHA XUANFANG. Modeling and Numerical Analysis of a Circular Piezoelectric Actuator for Valveless Micropumps [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2008, 19(10): 1195-1205.
- [7] 鲁立君, 吴健康. 生物芯片压电微流体泵液-固耦合系统模态分析[J]. 固体力学学报, 2005, 26(4): 459-465.
- [8] 白兰. 基于 MEMS 的无阀泵数值仿真与实验研究[D]. 长春: 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 2005.
- [9] 杨恺祥. 压电无阀式微泵浦制造与测量分析[D]. 台湾云祺科技大学, 2004.
- [10] JIN J, KIM C N. A numerical simulation on diffuser-nozzle based piezoelectric micropumps with two different numerical models [J]. International Journal for Numerical Methods In Fluids, 2007, 53(4): 561-571.