特殊无活动部件阀压电泵机理分析与数值模拟

何秀华，蒋权英，张 睿
（江苏大学 能源与动力工程学院，江苏 镇江 212013）

摘 要：介绍了一种特殊无活动部件阀，采用数值模拟的方法计算得到其不同进口流速下的扩张效率，结果表明：特殊无活动部件阀的效率明显高于扩散阀．采用动网格模型对压电泵内流场进行网格划分，并根据压电泵膜的运动方式进行了用户自定义函数（UDF）编程，将程序调入FLUENT软件，进行固－液耦合模拟计算．给出了压电泵膜在不同振动模态下该特殊无活动部件阀压电泵内的流场特征，证明了泵膜在一阶振动模态附近压电泵有较好的流动性．认为这种动网格模型应用于压电泵的数值模拟计算是正确可行的．

关键词：压电泵；特殊无活动部件阀；数值计算；机理分析；动网格
中图分类号：TH38 **文献标志码**：A **文章编号**：1005－6254（2008）02－0027－04

Mechanism analysis and numerical simulation of special type of no-moving-part valve piezoelectric pump

HE Xiu-hua, JIANG Quan-ying, ZHANG Rui
(School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: A special type of no-moving-part valve was introduced. The diffuser efficiency at different inlet velocity was obtained by numerical simulation. It was found that the diffuser efficiency of the special type of no-moving-part valve was higher than that of diffuser valve. The flow field of piezoelectric pump is divided by means of dynamic mesh, and UDF programmer was inputted to express the motion mode of piezoelectric membrane, which was transferred into FLUENT software, and then solid-liquid coupled simulation was done. Flow characteristic at different vibration modals was given. It was verified that piezoelectric pump has a better fluidity when the pump membrane near the first order vibration modal. It is correct and feasible to use the dynamic mesh model to the numerical simulation of piezoelectric pump.

Key words: piezoelectric pump; special type of no-moving-part valve; numerical calculation; mechanism analysis; dynamic mesh

压电泵的研发是一个集机械、电子、材料以及流体等多学科于一体的综合性研究课题，是微流动系统中的热门研究之一．压电泵广泛应用于医疗、生物医学、化学分析、计算机CPU散热等领域[1-3]．目前，无阀压电泵的研究主要集中于其性能、加工工艺以及结构的研究．无活动部件阀作为无活动部件阀压电泵的主要部件，它的结构对泵的性能有至关重要的作用．常见的无活动部件阀主要有Tesla's阀和扩散阀两种．Izzo I等人[4]提出了一种新型无活动部件阀，并提出了描述压电泵流动性能的通用效率公式．但并未对压电泵的内部流场进行分析．由于压电泵尺寸微小，试验与加工成本较高．CFD仿真已经

收稿日期：2008－01－20
基金项目：江苏省高校自然科学研究计划项目（04KJB470026）
作者简介：何秀华（1961—），女，四川成都人，副教授（zddeng@ujs.edu.cn），主要从事流体机械内部流动及性能的研究．
蒋权英（1981—），女，宁夏石嘴山人，硕士研究生（jqy31@163.com），主要从事流体机械内部流动及性能的研究．

成为检验微泵设计的有效方法，尤其在进行流场分析时具有实际指导意义[5]. 根据 Izzo I 给出的具有无活动部件阀的压电泵效率模型，设计了一种特殊无活动部件阀压电泵，其中特殊无活动部件阀的几何模型如图1所示，并采用 FLUENT 软件分别对该特殊无活动部件阀与扩散阀的扩张效率进行模拟计算. 压电泵内流动复杂，目前对压电泵内部流场的数值模拟通常建立在大量的假设的基础上，没有足够的考虑运动边界对流场的作用，可能导致微泵工作参数预测的不精确[6].

本研究针对压电泵膜周期驱动流体运动所带来的流场边界随时间的变化规律，采用动网格模型进行压电泵内部流场数值模拟计算.

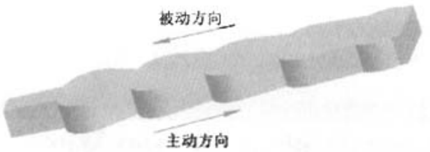


图1 特殊无活动部件阀的几何模型
Fig. 1 Geometric model of special type of no-moving-part valve

1 特殊无活动部件阀压电泵数学模型

1.1 控制方程

无活动部件阀压电微泵内部的流场为不可压、非定常流场，采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型. 相应的控制方程如下所示：

1）连续性方程

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}=0 \qquad (1)$$

式中 ρ 为流体密度，u,v,w 分别为流体在 x，y，z 三个方向上的速度分量.

2）N－S 方程

粘性不可压缩流体的纳维－斯托克斯方程为

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial u}{\partial t}+\mathrm{div}(u\boldsymbol{v})&=\mathrm{div}(\nu\,\mathrm{grad}u)-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}\\\frac{\partial v}{\partial t}+\mathrm{div}(v\boldsymbol{v})&=\mathrm{div}(\nu\,\mathrm{grad}v)-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}\\\frac{\partial w}{\partial t}+\mathrm{div}(w\boldsymbol{v})&=\mathrm{div}(\nu\,\mathrm{grad}w)-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}\end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

式中 $\boldsymbol{v}$ 为流体的速度矢量；ν 为运动黏度；p 为压力.

3）湍动能 k 方程和能量耗散 ε 方程

湍动能 k 方程

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uk)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(r\rho vk)=\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\frac{\partial k}{\partial x}\right)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\Gamma\frac{\partial k}{\partial r}\right)+G-\rho\varepsilon \qquad (3)$$

其中

$$G=\mu\left\{2\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{v}{r}\right)^2\right]+\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2\right\};$$

$$k=\frac{1}{2}\overline{u'_j u'_j};\ \varepsilon=v\overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k}\frac{\partial u'_i}{\partial x_k}}$$

能量耗散 ε 方程

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u\varepsilon)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(r\rho v\varepsilon)=\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\frac{\partial\varepsilon}{\partial x}\right)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\Gamma\frac{\partial\varepsilon}{\partial r}\right)+\frac{\varepsilon}{k}(C_1G-C_2\rho\varepsilon) \qquad (4)$$

1.2 边界条件

进出口的边界条件设为压力进口和压力出口，相对压力均设为0；固壁满足无滑移条件；由于特殊无活动部件阀压电泵的体积较小，壁面对流场的作用较强，故近壁区采用壁面函数法.

1.3 网格划分

由于压电泵是在压电泵膜的周期驱动下，完成流体的泵送和吸入过程，流体边界的位移是一个随时间变化的函数. 为了更准确地反映泵在一个周期内的流场特征，采用动网格模型对该特殊无活动部件阀压电泵的内部流场进行三维模拟.

1.3.1 动网格模型的建立

动网格模型要求将其运动描述定义在网格面或网格区域上. 网格包含运动网格与静止网格两个区域. 压电泵膜做为流体的运动边界，故将靠近压电泵膜附近的网格区域定义为运动区域，其他区域定义为静止区域. 为保证网格质量，将运动区域划分为较细密的六面体网格. 整个流场总共划分了约30万个网格.

1.3.2 动网格守恒方程

在任意一个控制体中，广义标量 Φ 的积分守恒方程为

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int_V\rho\Phi\mathrm{d}V+\int_{\partial V}\rho\Phi(\boldsymbol{v}-\boldsymbol{v}_g)\cdot\mathrm{d}\boldsymbol{A}=\int_{\partial V}\Gamma\nabla\Phi\cdot\mathrm{d}\boldsymbol{A}+\int_V S_\Phi\mathrm{d}V \qquad (5)$$

式中 ρ 为流体密度，$\boldsymbol{v}_g$ 移动网格的速度矢量，Γ 为扩散系数，S_Φ 为源项，∂V 代表控制体 V 的边界，$\mathrm{d}\boldsymbol{A}$ 为控制体微元面积矢量. 方程(5)中对时间的导数项可以用一阶向后差分格式写成

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int_V\rho\Phi\mathrm{d}V=\frac{(\rho\Phi V)^{n+1}-(\rho\Phi V)^n}{\Delta t} \qquad (6)$$

式中 n，$n+1$ 代表不同的时间层.

1.3.3　动网格运动边界的定义

在一定的正弦电压驱动下，一个完整周期内压电泵膜中心点的速度随时间呈余弦规律变化[7]，即中心点的速度可以表示为

$$v = v_0\cos(2\pi ft) \qquad (7)$$

其中 v_0 是泵膜中心点初始时刻的速度；f 是压电泵的驱动频率.

使用 DEFINE_GRIDE_MOTION 宏按方程(7)定义网格中心点速度的 UDF，并运用面循环和节点循环命令使其在整个边界面内进行循环，使边界面在一个周期内的运动与泵膜的周期运动保持一致. 这样定义的边界较符合泵膜的运动规律. 调入 UDF 时的计算流程如图 2 所示.

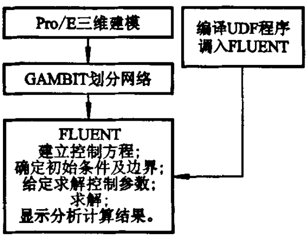


图 2　调入 UDF 时的计算流程图

Fig. 2　UDF compiled calculating flow chart

2　模拟计算结果及分析

2.1　特殊无活动部件阀与扩散阀的扩张效率对比

2.1.1　计算结果

压电泵在泵膜的周期驱动下工作，流体在微管道中存在振荡现象. 针对这个问题，在扩散阀壁面上增加一系列的圆弧面，使得流体流过这些圆弧面时，壁面附近产生漩涡，这样就有效的减小了流体的振荡，改善了流动状态，计算结果如图 3 所示.

无活动部件阀通常用扩张效率 η 来表征阀的工作能力. 通用扩张效率公式如下：

$$\eta = \frac{\Delta p_{neg}\bar{v}}{\Delta p_{pos}\bar{v}} = \frac{\zeta_{neg}}{\zeta_{pos}} \qquad (8)$$

式中 Δp_{neg} 和 Δp_{pos} 分别表示被动流向和主动流向(如图 1 所示)的压力损失；ζ 是取决于流道几何形状和流动方向的压力损失系数；$\bar{v}$ 是流体的平均速度. 由于是变截面，所以在两个流向上的 ζ 不同. 当 $\eta > 1$ 时，被动方向与主动方向产生流量差导致流体的单向流动. 分别对最小管径为 0.08 mm 的特殊无活动部件阀和扩散阀进行模拟计算，得到它们在主动和被动流向上的压力损失系数，并根据式(8)计算得到扩张效率(如图 4 所示). 由图 4 可知，进口速度越大，扩张效率也越高，但是特殊无活动部件阀的效率要明显的高于扩散阀的效率.

图 3　特殊无活动部件阀的速度矢量图

Fig. 3　Velocity vector of special type of no-moving-part valve

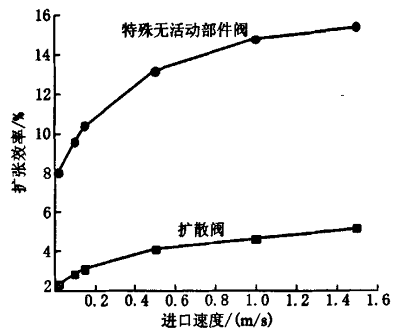


图 4　扩张效率对比图

Fig. 4　Comparison of diffuser efficiency

2.1.2　机理分析

增加一系列的圆弧面后，法向压力梯度明显增大，在剪切力形成的力矩作用下产生漩涡. 这些漩涡的产生使得被动方向的压力损失系数增大，从而提高阀的扩张效率. 当速度较大时，在压电泵膜周期作用下，两种阀的微流道中都会产生漩涡，而特殊无活动部件阀的漩涡是产生在圆弧面内，漩涡对主流道中的流动影响较小，部分地调整了微流道中的振荡现象. 此外，圆弧面内还耗散掉振荡时的部分动能，从而可有效提高压电泵的稳定性.

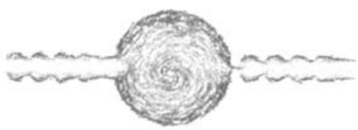
2.2　特殊无活动部件阀压电泵内的流场特征

采用动网格模型计算，得到特殊无活动部件阀压电泵的泵膜处在不同模态附近时的流场特征(如图 5).

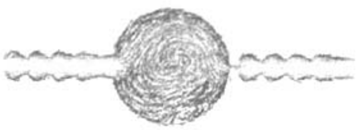
由图 5a 可知，当压电泵膜处在一阶振型时为横向轴对称振动，此时压电泵膜中心附近流场的压力明显的低于进出口的压力，形成明显的涡旋；由图 5b 和 5c 可知，由于泵膜的振动将流场分成了两个

不同漩涡区域,不利于压电泵的泵送;由图5d可知,与一阶模态附近流场中产生的漩涡旋向相反,但是处在该模态的压电泵膜需要较高的驱动电压.综上所述,为了使压电泵高效的工作,应使压电泵膜保持一阶振动模态.

压电泵膜作为压电泵的动力源,对流体进行周期性驱动,当忽略流体的粘性作用时,流体的运动主要受到压电泵膜的振动影响,其流场特征与压电泵膜的振动形态有关[7,8].由此可知,采用动网格模型将泵膜的周期性变形与流体的运动进行耦合模拟的方法是正确可行的.此模拟计算结果可定性的反映压电泵在不同振动模态附近时的流场特征.

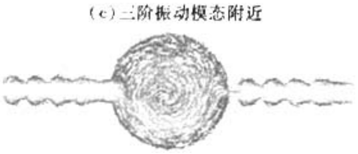


(a)一阶振动模态附近



(b)二阶振动模态附近

(c)三阶振动模态附近



(d)四阶振动模态附近

图5　压电泵膜的流场特征

Fig.5　Flow characteristic of piezoelectric pump membrane

3　结　论

1)由上述计算结果可知,特殊无活动部件阀的扩张效率要明显高于扩散阀.由于漩涡的产生耗散了振荡时部分动能,有效提高了压电泵的稳定性.

2)在不同振动模态附近,采用动网格模型模拟压电泵内的流场特征是一种非常有效的方法.该计算能够定性的反映不同振动模态附近的流动特征,为压电泵的理论分析提供了一定的依据.

3)与以往的定常或非定常模拟计算结果对比,这种模拟方法更符合压电泵实际工作情况,其结果更为接近泵内的流场特征,可对压电泵的设计提供一定的参考.

参考文献(References)

[1] 阚君武,杨志刚,程光明.压电泵的现状与发展[J].光学精密工程,2002,10(6):619-625.
KAN Jun-wu, YANG Zhi-gang, CHENG Guang-ming. Research on piezoelectric pump and its development [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2002, 10(6): 619-625. (in Chinese)

[2] Jang Lingsheng, Kan Waihong. Peristaltic piezoelectric micropump system for biomedical applications[J]. *Biomedical Microdevices*, 2007,9(4):619-626.

[3] 何秀华,张　睿,蒋权英.基于MEMS的压电泵及其研究进展[J].排灌机械,2007,25(4):64-68.
HE Xiu-hua, ZHANG Rui, JIANG Quan-ying. Progress on piezoelectric micropump based on MEMS [J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2007, 25(4):64-68. (in Chinese)

[4] Izzo I, Accoto D, Menciassi A, et al. Modeling and experimental validation of a piezoelectric micropump with novel no-moving-part valves [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2007,133(1):128-140.

[5] 谢海波,傅　新,杨华勇.微型无阀泵流动特征仿真与试验研究[J].机械工程学报,2002,38(7):54-57.
XIE Hai-bo; FU xin, YANG Hua-yong. Simulation and experimental research on micro valveless pump [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2002, 38(7):54-57. (in Chinese)

[6] Wu Jiankang, Lu Lijun. Liquid-solid coupled system of micropump[J]. *Acta Mechanica Solida Sinica*, 2006, 19(1):40-49.

[7] 王立文,高殿荣,杨林杰,等.压电驱动微泵泵膜振动有限元分析[J].机械工程学报,2006,42(4):230-235.
WANG Li-wen, GAO Dian-rong, YANG Lin-jie, et al. Finite element analysis of the membrane oscillation of the piezoelectric micro-pump [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2006, 42(4): 230-235. (in Chinese)

[8] Wang Baowei, Chu Xiangcheng, Li Enzhu, et al. Simulations and analysis of a piezoelectric micropump[J]. *Ultrasonics*, 2006,44(1): 643-646.

(责任编辑　赵　鸥)