

# 锥阀阀口气穴流场的数值模拟与试验研究\*

高 红 傅 新 杨华勇

(浙江大学流体传动及控制国家重点实验室 杭州 310027)

築地徹浩

(日本上智大学理工学部机械工学科)

摘要: 采用 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型数值模拟了锥阀阀口气穴流动。运用工业纤维镜与高速摄像机等组成流场可视化试验系统, 多方位地观察了阀口附近的气穴现象, 对其进行数字图像处理, 获得了气穴流场的分布信息, 与仿真结果比较, 吻合良好, 表明 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型能有效地描述锥阀等液压元件的阀口气穴流动。同时采用涡流式位移传感器、激光位移器和数字应变测量仪等构成的检测系统, 研究了气穴流动诱发的阀体与阀芯振动。

关键词: 锥阀 气穴 流场仿真 流动显示

中图分类号: TH137

## 0 前言

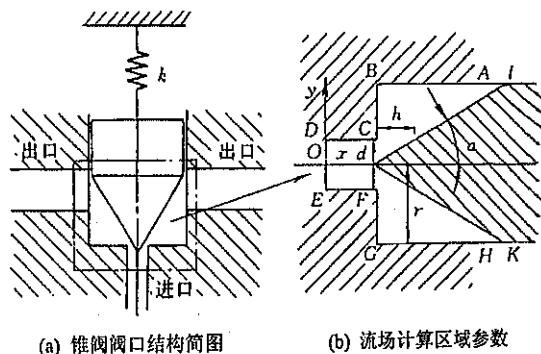
气穴是液压元件内一种常见的有害现象。它不仅破坏流体的连续性, 降低介质的物理性能, 而且诱发振动和噪声, 导致环境污染。气穴溃灭对零件表面的物理伤害还是造成液压元件失效的重要原因之一。

为此, 国内外的研究者针对不同的对象和起因, 对如何有效控制气穴的初生和发展做了大量的研究。如: Horinouchi<sup>[1]</sup>等对节流口气穴进行数值模拟和噪声试验, 提出了气穴预报的计算方法, 并优化了节流口结构。Tsukiji<sup>[2]</sup>等对提升阀进行了噪声测试和流动显示试验, 并研制出低噪声提升阀。Ueno<sup>[3]</sup>等对压力控制阀进行噪声试验和流动仿真, 结果表明气穴是阀内流动噪声的主要来源。江传惠<sup>[4]</sup>和余经洪<sup>[5]</sup>等分别对柱塞泵和齿轮泵的气穴性能进行了试验研究, 从波动能量传递的角度建立了气穴初生的判据, 并定量地分析了转速、温度和出口压力与临界气穴系数的关系; 那成烈<sup>[6]</sup>对轴向柱塞泵配油盘气穴振动问题作了探讨, 在改进泵的配油盘参数后, 使泵的振动强度明显下降。

本文针对锥阀阀口喷流的特点, 将汽化质量、体积馏分和气体扩散等气相组分方程引入 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型, 对阀口气穴流场进行了数值模拟。用试验可视化手段对仿真结果进行验证, 得到了吻合的结果。其研究的方法与结果对液压元件气穴控制的理论和应用研究有一定的参考价值。

## 1 几何模型

图 1 所示为锥阀阀口结构及流场计算区域的参数。进口直径  $d=10\text{ mm}$ , 阀腔半径  $r=20\text{ mm}$ , 阀口开度  $h$  为可变参数, 阀芯半锥角  $\alpha=30^\circ$ , 出口为  $AI$  和  $KH$ ,  $AB=18\text{ mm}$ ,  $CD=30\text{ mm}$ 。



(a) 锥阀阀口结构简图 (b) 流场计算区域参数  
图 1 锥阀口结构及流场计算区域

## 2 数学模型

### 2.1 基本方程

考虑到锥阀结构的对称性, 将其简化为二维轴对称模型, 并假设流体为不可压粘性流体, 其质量方程为

$$\frac{\partial u_{i,av}}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程为

$$\frac{\partial u_{i,av}}{\partial t} + u_{j,av} \frac{\partial u_{i,av}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \gamma \frac{\partial^2 u_{i,av}}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial (-\overline{pu'_i u'_j})}{\partial x_j} \quad (2)$$

\* 国家自然科学基金 (59835160、50175097) 和教育部留学回国人员科研启动基金资助项目。20010618 收到初稿, 20011206 收到修改稿

式中  $u_{i,av}$ ——平均速度  
 $u'_i$ —— $i$ 方向的脉动速度分量  
 $u'_j$ —— $j$ 方向的脉动速度分量  
 $\rho$ ——流体密度  
 $p$ ——平均压力  
 $\gamma$ ——运动粘度

## 2.2 RNG $k$ - $\varepsilon$ 湍流模型

RNG  $k$ - $\varepsilon$  模型采用了 Boussinesq 假设的雷诺应力关联式

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_{i,av}}{\partial x_j} + \frac{\partial u_{j,av}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3)$$

在高雷诺数时

$$u_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

湍动能  $k$  和湍流动能耗散率  $\varepsilon$  的输运方程为

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_k \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\rho \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_\varepsilon \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

其中湍动能生成项及平均应变率张量分量分别为

$$G_k = 2\mu_t S_{ij} S_{ij} \quad (7)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_{i,av}}{\partial x_j} + \frac{\partial u_{j,av}}{\partial x_i} \right) \quad (8)$$

与标准的  $k$ - $\varepsilon$  模型不同, 在  $\varepsilon$  方程中考虑了非平衡应变率影响, 引入了附加耗散生成项, 即,  $\varepsilon$  方程中是  $C_{1\varepsilon}$  不再是常数。其他的参数由理论计算获得, 其值分别为  $C_\mu=0.0845$ ,  $C_{2\varepsilon}=1.68$ ,  $\alpha_k=\alpha_\varepsilon \approx 1.393$ 。而

$$C_{1\varepsilon} = 1.42 - \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \quad (9)$$

式中  $\eta = Sk/\varepsilon$   $\eta_0 = 4.38$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad \beta = 0.012$$

## 2.3 气穴模型

气相体积百分比方程

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_a) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\alpha_a u_{i,av}) = \frac{1}{\rho_a} \dot{m}_{al} \quad (10)$$

式中  $a$ ——气相

$\alpha_a$ ——气相体积百分比

$\rho_a$ ——气相密度, 为  $1.225 \text{ kg/m}^3$

$\dot{m}_{al}$ ——气相与液相之间的质量转换

$$\rho = \alpha_a \rho_a + (1 - \alpha_a) \rho_l \quad (11)$$

$$\dot{m}_{al} = \frac{3\rho_a \alpha_a}{R} \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{3\rho_l}} \quad (12)$$

式中  $\rho_l$ ——液相密度, 为  $864.8 \text{ kg/m}^3$

$\rho$ ——体积比平均密度

$(1-\alpha_a)$ ——液相体积百分比

$p_v$ ——气化压力

$n$ ——单位体积的气泡数

$R$ ——气泡半径

$$R = \left( \frac{3\alpha_a}{4\pi n} \right)^{1/3}$$

## 3 计算网格与边界条件

### 3.1 网格划分

考虑到锥阀在结构及流动方面的对称性, 采用二维轴对称几何模型。初始计算网格由 GAMBIT 程序来生成, 其中壁面速度梯度和阀口区域静态压力梯度较大, 因此, 采用了 FLUENT 的自适应功能对初始网格进行细化处理, 以获得更好的求解精度。图 2 给出阀口局部放大的自适应网格。

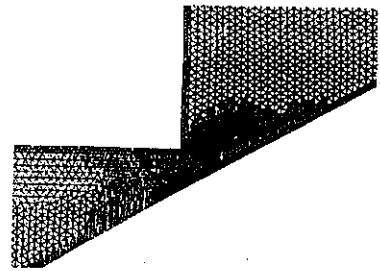


图2 局部放大的自适应网络

### 3.2 边界条件

进口: 按试验条件给定, 流量  $q_{v,i} = 9.15 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ , 平均流速沿轴向  $u_{i,av} = 11.8 \text{ m/s}$ , 沿径向  $u_{i,av} = 0 \text{ m/s}$ 。出口: 绝对压力  $p_o = 0.1 \text{ MPa}$ 。

## 4 试验装置与试验方法

### 4.1 试验装置

试验装置如图 3 所示, 阀体和阀芯的振动分别用涡流式位移传感器和激光位移器来检测, 进口压力波动信号由压力传感器测量, 被测信号通过数字应变测量仪传递给计算机进行处理。

可视化试验装置如图 4 所示, 在可视化系统中采用了两套纤维镜(包括氙灯源)和高速电视摄像机。两个纤维镜分别与两个高速电视摄像机连接, 可以从两个方向同时观察阀口流动。高速电视摄像机的采样时间是  $0.002 \text{ s}$ 。阀口流动与阀芯振动从两个方向同时记录, 并将采集到的数字图像信号输入到计算机中进行处理, 以获得气穴流场的分布

信息。

### 5 仿真与试验结果分析

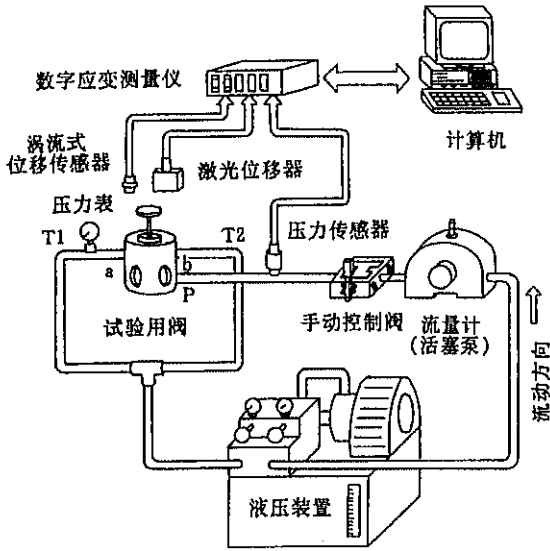


图3 试验装置图

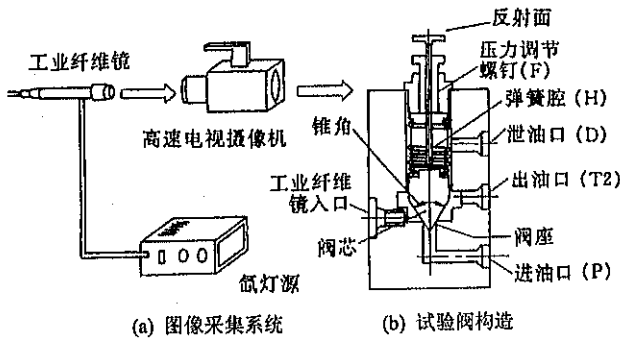


图4 可视化试验装置

在如图 4b 所示的试验用锥阀中，弹簧预紧力可通过螺钉 F 调节。油从进油口 P 进入阀腔，经过出油口 T<sub>1</sub>, T<sub>2</sub> 回到油箱。泄油口 D 用来排出弹簧腔 H 内的油。在窥视孔内可插入工业纤维镜，从正面和侧面两个方位观察阀口附近的流动状态。试验用锥阀主要参数：锥角  $2\phi$  为  $60^\circ$ ，阀芯质量为 407.0 g，弹簧刚度  $k$  为 22.95 kN/m。试验用矿物油密度为  $864.8 \text{ kg/m}^3$ ， $50^\circ\text{C}$  时运动粘度为  $21.01 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。

#### 4.2 试验方法

首先调节压力调节螺钉使弹簧有预紧力，再调节液压回路中上游安全阀使进口压力增加，随之阀芯的提升(开度)加大，直到进入稳定流动状态。然后调节安全阀逐渐降低进口压力，使阀芯的提升减小，阀内流动变成不稳态，当阀处于自激振动时，进口压力趋向于稳定值。最后，记录进口压力与阀振动信号，并用高速摄像机采集流场图像。

图 5 所示锥阀阀口气穴流场的数值仿真结果。从图 5a 所示的为阀口处的压力等值线分布，可以看出油液喷出阀口后，在阀腔内形成较大的压降，尤其在阀口处，流体在阀座锐缘产生分离，故存在最低的压力区。在旋涡流型区域内也有相对较低的压力。由于矿物油的饱和蒸气压力很低，为  $-101 \text{ kPa}$ ，而空气分离压远大于蒸气压力，所以气穴的产生主要源于空气分离，当局部压力低于空气分离压时，油液中的溶解空气就分离出来，形成大量的气泡。从图 5b 所示的气体体积比等值线中，可以看出阀口附近的低压区对应的气体体积比较高，旋涡流型区的气体体积比也相对较高，由此可见气穴发生的程度与流场压力分布有直接的关系。

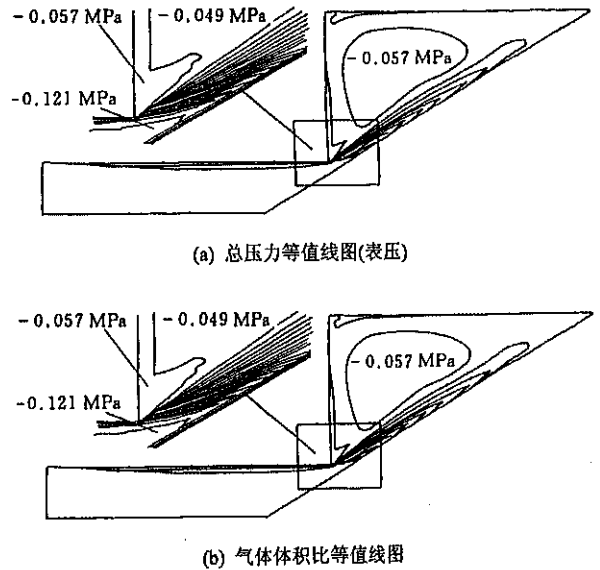


图5 阀口压力和气穴分布仿真结果

$h = 2 \text{ mm}$ ,  $q_{r,1} = 9.15 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $p_o = 0.1 \text{ MPa}$

改变边界条件做进一步的仿真计算，结果表明：随着进口速度的增大，低压区与气穴区也相应增大，气穴发生的区位基本相同；而随出口压力的增大，气穴区的范围缓慢萎缩，析出气体的体积比也有所下降，表明出口压力的增大对气穴的生成与发展有一定的抑制作用。

采用与图 5 所示仿真计算相同的边界条件，对锥阀阀口气穴流场进行可视化试验研究。从阀芯侧面和正面两个方向拍摄，得到阀口气穴流场原始影像，对其进行数字处理后，获得图 6 所示的二进制图像，图 6 中白色部分为气穴发生的区域，由阀的轴对称性可知沿阀芯圆周有明显的气穴现象。图 6a 是从侧面观察得到的气穴，其特征为沿阀芯发布。

且与阀芯表面有几个毫米距离。图 6b 是阀芯正前方的气穴云图，其特征是气穴云覆盖阀口附近的阀芯表面。

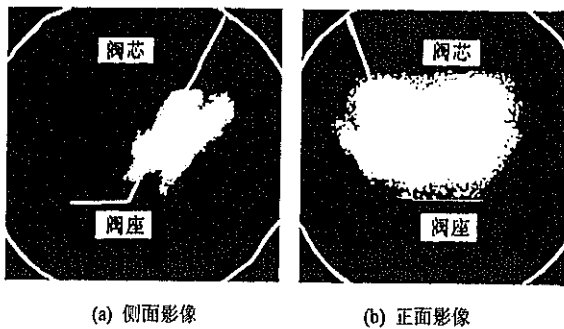


图 6 计算机处理后的二进制图像

由数字应变测量仪器记录到的阀芯振动信号如图 7 所示，阀芯的平均提升位移为 2 mm，平均振动幅度为  $\pm 0.05$  mm。阀体振动幅度为 0。

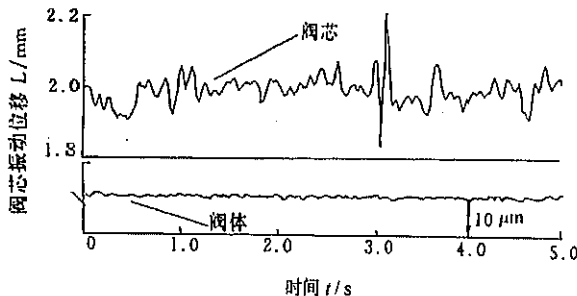


图 7 阀芯振动位移曲线

比较图 5b 和图 6 所示的仿真与试验结果，可以看出试验观察到的气穴发生区域与计算结果中析出气体体积比较高区域基本一致，而图 7 中检测到的阀芯平均提升位移为 2 mm，与计算中阀口开度相同，因此，试验与仿真的条件和结果均相当地吻合。

## 6 结论

(1) 试验观察到的气穴发生区域与计算得到的析出空气体积比高的区域基本吻合，表明 RNG  $k-\varepsilon$  模型能够有效地预测阀口附近的气穴发生区域。

(2) 计算结果表明气体体积比高的区域对应压力低的区域，因此在实际运用的锥阀中，可通过检测阀内流体压力的方法预测气穴可能发生的区域。

(3) 进口流速增加，使低压区与气体体积比高的区域同时增大，气穴发生区域几乎相同。

(4) 随出口压力的增大，气穴区的范围缓慢萎缩，气体体积比有所下降。

因此，气穴的程度与低压区的压力和范围有直接的关系。在阀内流道设计时，可通过结构与参数

的优化，缩小低压区，以控制气穴的初生和发展。

## 参 考 文 献

- 1 Horinouchi K, Yonekawa T, Ito S, et al. Numerical study of flow cavitation. SAE Transactions, 1990, 99(6): 1133~1140
- 2 Tsukiji T, Sumikawa H, Sumita T, et al. Cavitation in a hydraulic holding valve. American Society of Mechanical Engineers, Fluids Engineering Division (Publication) FED, 1996, 236(1): 373~378
- 3 Ueno H, Okajima A, Tanaka H, et al. Noise measurement and numerical simulation of oil flow in pressure control valves. JSME International Journal, Series B, 1994, 37(2): 336~341
- 4 江传惠, 李壮云. 对液压元件初生气蚀伴生压力脉动机理的新探索. 机床与液压, 1993(2): 97~102
- 5 余经洪, 陈兆能, 王均功, 等. 液压柱塞泵的噪声控制. 液压与气动, 1991(4): 18~22
- 6 那成列, 范春行, 吴兴利. 轴向柱塞泵气穴振动问题的研究. 液压与气动, 1992(4): 20~23

## NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF CAVITATING FLOW WITHIN HYDRAULIC POPPET VALVE

Gao Hong Fu Xin Yang Huayong

(Zhejiang University)

Tetsuhiro Tsukiji

(Sophia University)

**Abstract:** RNG  $k-\varepsilon$  turbulence model is applied to simulate the cavitating flow issued by the orifice flow of poppet valve. Experiments are conducted to catch cavitation images around the valve seat of the poppet valve from the perpendicular directions, using a pair of industrial fiberscopes and high-speed video cameras integrated visualization system. The binary cavitating flow field distributions obtained from digital processing of original cavitation image show a good agreement with the numerical results. The results therefore indicate that RNG  $k-\varepsilon$  turbulence model could achieve a reasonable prediction for the cavitating flow within the poppet valve as well as other hydraulic components. Besides, the vibrations of the valve body and poppet induced by the cavitating flow are detected using vortex displacement transducer, laser displacement meter and digital strain device.

**Key words:** Poppet valve Cavitation Flow field simulation Flow visualization

作者简介: 高红, 女, 1973 年出生, 博士生, 副教授。主要从事液压元件气穴流场仿真、流动显示以及流体振动与噪声控制等方向的研究, 发表论文 10 余篇。