

doi: 10.11832/j.issn.1000-4858.2017.06.008

影响锥阀阀芯轴向振动的关键因素

闵为, 张昊

(兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 锥阀由于结构简单、密封性好、响应快, 在液压系统中被广泛采用。而锥阀在使用过程中易产生振动、噪声与空化等现象, 影响了液压系统的调压稳定性和工作可靠性。锥阀从本质上来看是由阀芯-弹簧构成的弹簧质量振动系统, 在流场扰动因素的作用下极易产生振动, 从而引起压力调节阀的调定压力产生波动。运用流固耦合的方法分析了不同阀芯结构对锥阀轴向振动的影响, 发现在阀芯轴向振动过程中阀口逆压力梯度区的压力波动幅值和相位会产生剧烈变化, 对阀芯轴向振动幅值产生较大影响。

关键词: 锥阀; 轴向振动; 逆压力梯度

中图分类号: TH137.52 文献标志码: B 文章编号: 1000-4858(2017)06-0039-04

Critical Influence Factors of Axial Vibration in Poppet Valve

MIN Wei, ZHANG Hao

(School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050)

Abstract: The poppet valve is widely used in hydraulic system, because of its simple structure, better sealing and quick response. But the pressure-flow coefficient, noise and cavitation it causes limit the pressure regulating stability and working reliability of hydraulic system. Poppet valve is a spring-mass vibration system which is composed of poppet and spring. The poppet valve is very easy to vibrate under the influence of flow disturbance, and then the vibration will cause obviously pressure fluctuations of the pressure control valve. We apply the fluid-structure interaction method to analyze the influence of different poppet shapes on axial vibration, and finds that in the process of axial vibration, the pressure fluctuation amplitude and phase of the adverse pressure gradient zone will produce dramatic change, which may have a great impact on the amplitude of the poppet axial vibration.

Key words: poppet valve, axial vibration, adverse pressure gradient

引言

锥阀是液压技术中广泛采用的一种阀结构型式, 通常作为压力调节阀的导阀或主阀, 用于调节系统压力。在锥阀的工作过程中, 流场的非定常性和非均匀性激励因素总是客观存在的, 而这些因素极易引起阀芯-弹簧振动系统产生高频振动, 从而导致压力调节阀的调定压力产生不同程度的波动^[1]。因此, 研究影响锥阀阀芯轴向运动的关键因素, 对提高压力调节阀的调压精度具有重要意义。

Tsukiji 通过仿真发现, 锥阀阀芯半锥角越大则振动幅值越大^[2]; HAYASHI 从阀芯机械能变化的角度研究了阀芯的轴向振动^[3]; M. Erhard 仿真分析了不同

结构锥阀的性能差异^[4]; 郑淑娟等^[5-6]对锥阀阀口流动进行了数值模拟; 针对具有不同阀芯结构的锥阀, 运用流固耦合^[7]方法, 分析了阀芯在周期性流量脉动信号作用下轴向动态响应过程, 研究结果揭示了影响锥阀轴向振动的关键因素。

1 计算模型

针对压力调节阀中常用的先导阀结构(图1所示)采用仿真软件 comsol 对其阀芯-流场进行了流固

收稿日期: 2016-10-21

基金项目: 国家自然科学基金(51565027)

作者简介: 闵为(1978—), 男, 湖北天门人, 副教授, 硕士, 主要从事流体传动与控制方面的科研和教学工作。

耦合计算。其中,弹簧力直接施加于阀芯尾部,而将作用在阀芯表面的流体力分解为液压力和粘滞力两部分,液压力可通过流场中的热力学平衡态压力对阀芯表面积分求得。阀芯的轴向力平衡方程如下:

$$T + \oint_A p dA - k(z + z_0) = m\ddot{z} \quad (1)$$

式中, T —— 阀芯表面粘滞力
 p —— 流场中压力
 A —— 阀芯表面积
 k —— 弹簧刚度
 z —— 阀芯位移(由流固耦合过程计算得出)
 z_0 —— 弹簧预压缩量
 m —— 阀芯质量

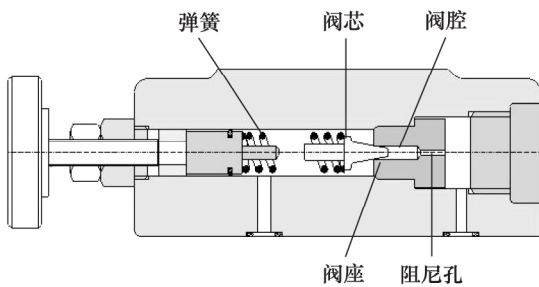


图1 锥阀

根据广义牛顿黏性应力公式,应力张量(除去热力学压力 p) 可写为:

$$\tau = \mu(\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T) - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot \vec{u})\mathbf{I} \quad (2)$$

式中, μ —— 油液动力黏度
 \vec{u} —— 流场中的速度矢量
 \mathbf{I} —— 单位矩阵

则固体壁面上的粘滞应力为:

$$\vec{\tau}_n = \vec{n} \cdot \tau \quad (3)$$

式中, \vec{n} —— 固体壁面法向向量。

则阀芯表面的轴向(z 向)粘滞力为:

$$T = \int_A \vec{\tau}_n \cdot \vec{j} dA \quad (4)$$

式中, \vec{j} —— 轴向(z 向)的单位矢量。

本研究主要针对不同阀芯结构的锥阀展开计算,其模型如图2所示。为减小计算量,将其简化为二维轴对称结构。其中模型b的阀芯半锥角和阀芯前端平面直径发生变化,而模型c的阀芯前端变为球面。

阻尼孔出口至阀芯前端的距离为 L_1 ,本研究定义其为射流冲击长度。所有模型的不同参数和不同参数分别如表1、表2所示。所有模型中的流体域控制方

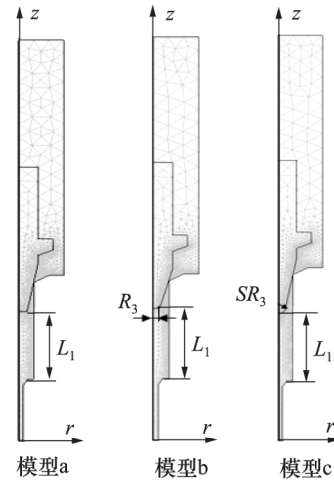


图2 计算模型

表1 相同参数

参数	值
阀座直径/mm	4
阻尼孔直径/mm	1.2
弹簧刚度/ $N \cdot mm^{-1}$	60
阻尼孔长度/mm	10
阀芯质量/g	3.5
阀座半锥角	60°

表2 不同参数

参数名称	阀腔模型		
	a	b	c
射流冲击长度/mm	11	11	11
阀芯前端半径/mm	1.1	0.8	1.1
阀芯半锥角	10°	15°	10°

程均采用弱可压缩性纳维——斯托克斯方程,流体域中的油液动力黏度为 $\mu = 0.04 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。

阻尼孔的前端面进口边界输入值为流量;阀芯后端出口边界的压力为恒定值 $p_0 = 0.101 \text{ MPa}$,弹簧预压缩量设定为 $z_0 = 3 \text{ mm}$,为使阀芯前后的流体域在初始状态下保持连通,其初始阀口开度设置为 0.1 mm 。

2 计算结果及分析

为了分析流场激励条件下的锥阀轴向振动过程,将进口流量设置为正弦流量信号,并计算阀芯的轴向流固耦合过程。

假设提供油源的是齿数为12,转速为 1500 r/min 的外啮合齿轮泵,其流量脉动率为 18% ,为便于分析,

工作时流入锥阀的流量为典型的周期性信号,可将其简化为标准正弦信号: $q = 1.41 + 0.13 \sin(\omega t)$,单位为 L/min,流固耦合计算时间 t 为 0~8 ms。

在正弦流量激励信号的作用下,阀芯位移和进口压力波动曲线如图 3 所示,由于阀芯初始调节过程中各参数的幅值波动范围较大,故图 3 中的时间轴从 0.5 ms 开始。由于流固耦合计算过程中瞬态求解器采用变时间步长的求解方法,故所得到的数据为非等间距数据。首先,通过 Cubic B-Spline 插值法^[8]将上述数据转换为定周期采样的数据,然后通过傅里叶变换即可得到各周期信号的频率与相位特性。

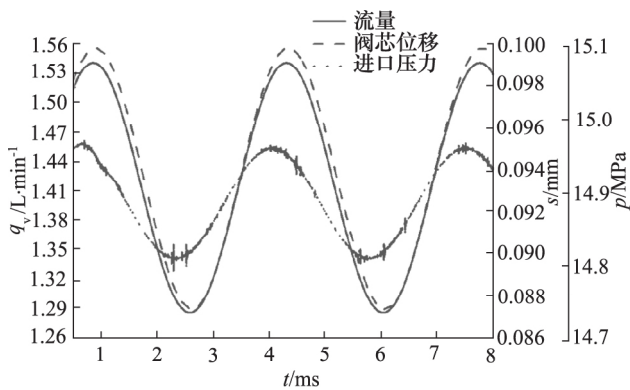


图 3 模型 a 阀芯位移和进口压力曲线

图 4 为模型 a 的流量、阀芯位移和进口压力变化曲线的频谱图,从图中可看出各特征参数曲线均为定周期的正弦曲线,各模型的压力波动值和阀芯振动幅值如表 3、表 4 所示。

从表 3、表 4 可以看出模型 a 和 c 的阀芯平衡位置

和波动值较为接近,而模型 b 则出现明显不同,由此可见,在射流冲击长度相同的条件下,锥阀芯前端形状对阀芯的轴向振动影响较小,而阀芯半锥角则是影响阀芯轴向振动和进口压力波动的主要因素。

表 3 进口压力波动幅值与相位

模型	a	b	c
平衡值/mm	14.88	14.74	14.75
波动幅值/mm	0.075	0.06	0.046

表 4 阀芯位移波动幅值与相位

模型	a	b	c
平衡值/mm	0.094	0.065	0.093
波动幅值/mm	0.006	0.0015	0.006

图 5 显示了各模型阀芯表面压力波动幅值和相位,从图中可看出,在正对阻尼孔的阀芯表面,压力波动幅值较大,这主要由阻尼孔的淹没射流和阀芯的轴向振动所致。而 r 在 1.9~2.0 mm 的区域,阀芯表面压力波动幅值与相位明显增大,而该区域正好是对应阀口出现逆压力梯度的区域,如图 6 所示,即阀口处的流动分离或气穴现象导致了阀芯表面压力的急剧变化,而该现象可能导致阀芯轴向振动幅值明显增大或减小。表 4 中模型 b 的阀芯轴向振动幅值明显减小,其主要原因是由于该区域压力波动产生了较大的阻尼力。

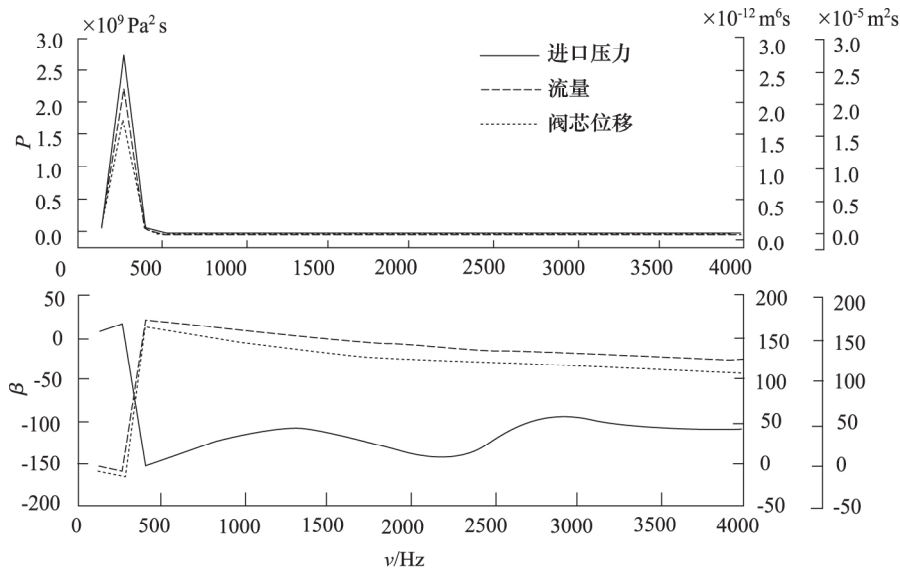


图 4 特征参数频谱图

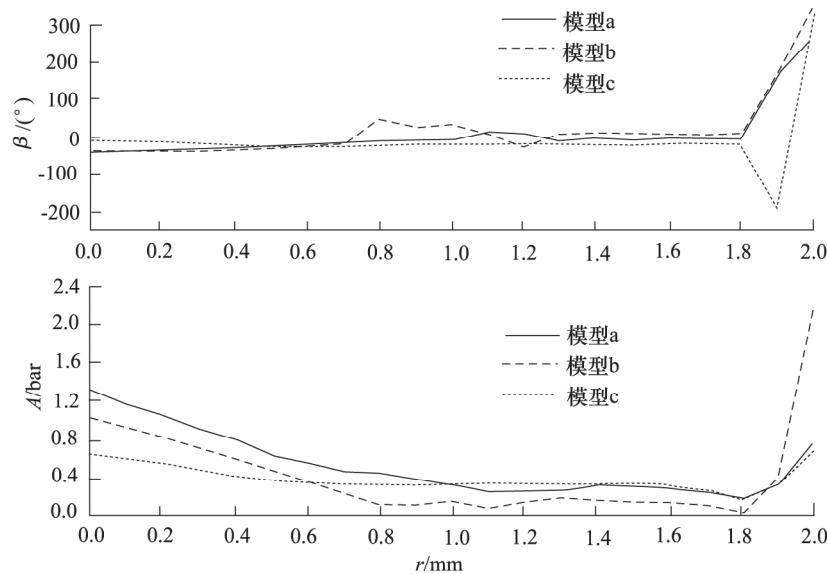


图5 阀芯表面压力波动幅值和相位

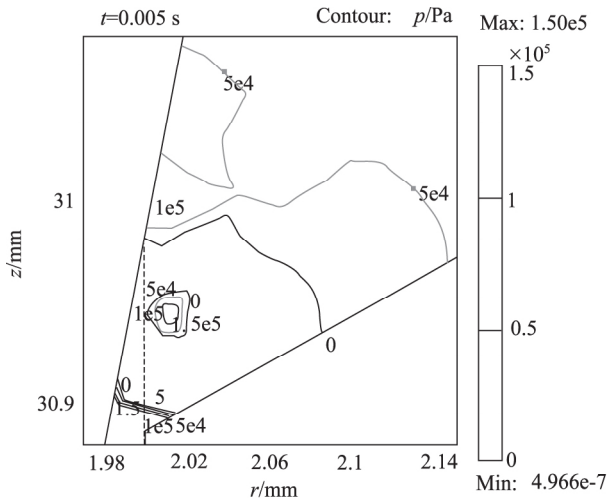


图6 模型b 阀口逆压力区

3 结论

(1) 在射流冲击长度相同的条件下,锥阀芯前端形状对阀芯的轴向振动影响较小,而半锥角则是影响阀芯轴向振动和进口压力波动的主要因素;

(2) 在阀口逆压力梯度区,流体产生流动分离或气穴现象,该区域对应的阀芯表面压力波动幅值和相位产生剧烈波动,由此产生的作用力可能使阀芯振动幅值明显增大或减小。

参考文献:

[1] 任玉婷. 浅析溢流阀高频噪声的产生原因及其控制[J]. 液压与气动 2001 (7): 34-35.
REN Yuting. On Reason and Control of High-frequency Noise of the Relief Valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2001 (7): 34-35.

[2] Tetsuhiro T, Yoshikazu S. Numerical Simulation of an Unsteady Axisymmetric Flow in a Poppet Valve Using a Vortex Method [C]. ESAIM: Proceedings, 1996.

[3] SATORU H. Instability of Poppet Valve Circuit [J]. JSME International Journal, 1995, 38(3): 357-366.

[4] MICHAEL E, GEORG S, JÜRGEN W. Simulation-based Design of a Direct-operated Proportional Pressure Relief Valve [C]. 8th International Fluid Power Conference, 2012, Dresden.

[5] 郑淑娟. 阀芯运动过程液压锥阀流场的 CFD 计算与分析[J]. 农业机械学报 2007, 38(1): 168-172.
ZHENG Shujuan. Analysis and CFD Simulation of the Flow Filed in a Moving Poppet Valve [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(1): 168-172.

[6] 高红. 锥阀阀口气穴流场的数值模拟与试验研究[J]. 机械工程学报 2002, 38(8): 27-30.
GAO Hong. Numerical and Experimental Investigation of Cavitation Flow within Hydraulic Poppet Valve [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(8): 27-30.

[7] 邢景棠, 周盛, 崔尔杰. 流固耦合力学概述[J]. 力学进展 1997 (1): 19-38.
XING Jingtang, ZHOU Sheng, CUI Erjie. A Survey on the Fluid Solid Interaction Mechanics [J]. Advances in Mechanics, 1997, 21(1): 19-38.

[8] WANG Zhijiang, WANG Kaili, AN Shujiang. Cubic B-Spline Interpolation and Realization [M]. Springer Berlin Heidelberg, 2011.