

两级先导式电磁阀主阀芯动力学分析

叶奇 ■ 陈江平 陈芝久

(上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200240)

【摘要】 对动力系统用两级先导式电磁阀进行了动力学分析。建立了基于电磁阀阀芯振动与流体流动相耦合的系统动力学模型。模型充分考虑了阀芯自激振动, 阀内各腔以及阀前后管路内压力变化。分析了不同工作条件下阀芯的稳定性, 研究了工作压力、工作流量对电磁阀动力学特性的影响。

关键词: 动力系统 电磁阀 动力学模型 自激振动

中图分类号: TH134; TB122

文献标识码: A

Dynamic Analysis of a Spindle of Pilot-operated Solenoid Valve

Ye Qifang Chen Jiangping Chen Zhijiu

(College of Mechanical Science and Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract

The dynamics of a pilot-operated two-stage solenoid valve used in power system were studied numerically. A dynamic model coupling vibration of solenoid valve with fluid flow in the valve was derived. While solving the system equations, vibration of the valve spindle, various pressure-flow characteristics across the valve ports and orifices and pressure variation in chambers were taken into consideration. The model was validated by experimental results. The simulation results present stability of the spindle for different operating conditions and effect of working pressure and working flow rate on dynamics of the solenoid valve.

Key words Power system, Solenoid valve, Dynamic model, Self-excited vibration

引言

电磁阀作为液压、气动控制元件在动力系统中广泛应用。但在特定工作条件下, 电磁阀会出现工作不稳定现象, 具体表现为: 阀门频繁开启敲击阀座, 阀芯产生自激振动, 造成阀前后管路内流体速度压力波动^[1], 整个系统不能正常工作, 严重时会造成设备的损坏。

当前, 国内外对阀件的动力学特性主要采用仿真方法进行研究^[1~9]。前人的研究对象主要集中于结构简单的减压阀^[1~7], 在研究过程中对上下游管路内流体流动的影响考虑不够。先导式电磁阀由主阀与导阀两级阀件构成, 内部结构复杂。相比于直动式阀件, 对先导式阀件的动力学特性的研究更加困难。针对先导式电磁阀的动力学研究, 目前没

有查阅到公开发表的文献。

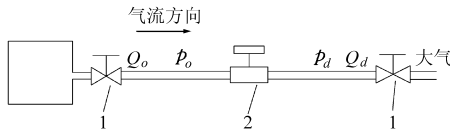
本文针对两级先导式电磁阀系统动力学特性进行研究, 系统以氮气为工质, 部件包括电磁阀及阀前后管路。建立电磁阀阀芯振动与系统流体流动相互耦合的动力学模型, 并进行实验验证。采用霍维茨判据对系统平衡点稳定性进行研究, 获得不同工作条件下电磁阀无法开启、平衡点不稳定、平衡点稳定3个区域。讨论系统工作压力、工作流量准静态增加时电磁阀阀芯振动状态的变化。

1 对象描述

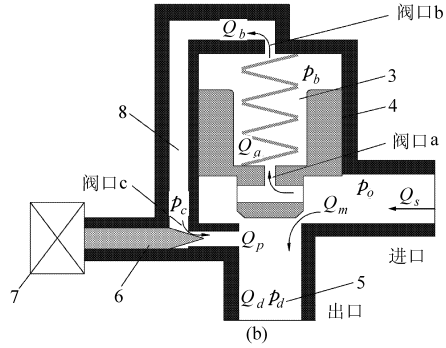
研究对象为先导式电磁阀系统, 如图 1a 所示, 系统包括气源、上下游调节阀、上下游管路、电磁阀。先导式电磁阀的结构及工作原理如图 1b 所示, 导阀由线圈提供的电磁力开启, 流体流经阀口 b、c 到阀

室3, 阀室1内压力降低, 在主阀阀芯上下形成压力差。当压差作用力大于阀芯重力与弹簧作用力之和时主阀开启, 电磁阀工作。电磁阀进口压力与流量分别为 p_o, Q_s ; 流体经过主阀的流量为 Q_m , 流经阀

口 a、b、c 的流量分别为 Q_a, Q_b, Q_c ; 阀室 1、2、3 内压力分别为 p_b, p_c, p_d ; 流经上下游调节阀的流量分别为 Q_o, Q_d 。



(a)



(b)

图 1 电磁阀系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of solenoid valve system

(a) 系统示意图 (b) 电磁阀结构示意图

1. 调节阀 2. 电磁阀 3. 阀室 1 4. 主阀 5. 阀室 3 6. 先导阀 7. 线圈 8. 阀室 2

2 动力学模型

2.1 阀芯振动方程

假设阀芯振动过程为单自由度运动, 振动方程为

$$m \ddot{z} = F_p - F_h - mg - \delta \dot{z} - k_s(z - z_0) \quad (1)$$

$$\dot{z}(t^+) = -e \dot{z}(t^-) \quad (2)$$

$$z(t^\pm) = 0$$

式中 z ——阀芯位移 m ——阀芯质量
 δ ——阻尼系数 F_p ——压差作用力
 F_h ——流体作用力 k_s ——弹簧弹性系数
 z_0 ——弹簧预压缩量 e ——恢复系数

$\dot{z}(t^+)$ ——阀芯在碰撞到阀座前的速度
 $\dot{z}(t^-)$ ——阀芯在碰撞到阀座后的速度

参见图 1b, 压差作用力与流体作用力分别表示为

$$F_p = (A_{s1} - A_{s2})(p_o - p_b) + A_{s2}(p_d - p_b)$$

$$F_h = C_m \pi d_p z \sin(2\alpha)(p_o - p_b)$$

式中 A_{s1} ——阀芯横截面积
 A_{s2} ——阀出口横截面积
 C_m ——流量系数, 锥形阀芯一般取 0.62^[3]
 d_p ——阀出口直径
 α ——阀芯半锥角

2.2 阀内各室压力变化

阀芯振动时, 阀内各室的压力变化分别表示为

$$\frac{V_1 dp_b}{\beta dt} = Q_a - Q_b \quad (3)$$

$$\frac{V_2 dp_c}{\beta dt} = Q_b - Q_c \quad (4)$$

其中 $V_1 = V_1^0 - A_{s1}z$
 式中 V_1, V_2 ——阀室 1、2 的体积
 β ——流体的体积模数
 V_1^0 ——阀室 1 的初始体积

2.3 流经各阀口的流量

由于阀口 a、b 为小孔, 流经阀口 a、b 的流量可表示为^[1, 10]

$$Q_a = C_a (p_o - p_b)^{1/(2-k)} \quad (5)$$

$$Q_b = C_b (p_b - p_c)^{1/(2-k)} \quad (6)$$

其中经验公式为^[3, 10]

$$C_i = \left[\frac{\pi^2 d_i^4}{8 \rho N_k} \left(\frac{4}{\pi l_i \nu} \right)^k \right]^{2 \frac{1}{1-k}} \quad (i = a, b)$$

式中 C_a, C_b ——流量系数

l_i ——阀口长度

d_i ——阀口直径

ν ——流体动力粘度

N_k 取 28, k 取 0.5。

流经主阀与导阀的流体流量分别表示为

$$Q_m = C_m A_m \sqrt{2(p_o - p_d)/\rho} \quad (7)$$

$$Q_c = C_p A_p \sqrt{2(p_c - p_d)/\rho} \quad (8)$$

其中 $A_m = \pi d_p z \sin(2\alpha)$

式中 A_m ——主阀流通面积

A_p ——导阀流通面积, 导阀开启时为定值

2.4 上下游管路的压力变化

由于上下游管路长度很小(0.2 m), 管路内部压力波传递可忽略, 将上下游管路处理为两个等压腔, 其压力变化分别为

$$\frac{V_a dp_o}{\beta dt} = Q_o - Q_a - Q_m \quad (9)$$

$$\frac{V_d d p_d}{\beta dt} = Q_m + Q_c - Q_d \quad (10)$$

其中 $Q_d = C_d A_n \sqrt{2 p_d / \rho}$
 式中 V_a, V_d ——上、下游管路的体积
 Q_d ——系统的出口流量
 A_n ——下游调节阀的流通面积

综上所述,系统的动力学模型可以表述为

$$\begin{cases} m \ddot{z} = F_p - mg - \delta \dot{z} - F_h - k_s(z + z_0) \\ \frac{V_a d p_o}{\beta dt} = Q_o - [C_a(p_o - p_b)^{1/(2-k)} + C_m A_m \sqrt{2(p_o - p_d)/\rho}] \\ \frac{V_1 d p_b}{\beta dt} = C_a(p_o - p_b)^{1/(2-k)} - C_b(p_b - p_c)^{1/(2-k)} \\ \frac{V_2 d p_c}{\beta dt} = C_b(p_b - p_c)^{1/(2-k)} - C_p A_p \sqrt{2(p_c - p_d)/\rho} \\ \frac{V_d d p_d}{\beta dt} = C_m A_m \sqrt{2(p_o - p_d)/\rho} + C_p A_p \sqrt{2(p_c - p_d)/\rho} - C_d A_n \sqrt{2 p_d / \rho} \end{cases} \quad (11)$$

当电磁阀稳定工作时,主阀与导阀开度为定值,流经阀口 a、b、c 的流量相等,系统各参数不随时间变化。给定电磁阀的工作流量与工作压力,令式(11)中含有时间导数的项为零,可求得稳定状态下的各变量 $z、p_o、p_b、p_c、p_d$ 。稳定工作状态下的电磁阀受到扰动时系统将出现动态响应。对系统动态特性进行模拟时,采用四阶龙格-库塔法模拟阀芯振动以及系统各处的压力流量波动。

3 实验台

建立了研究电磁阀动力学特性的实验台,以获得不同工作条件下阀芯的振动特性。如图 2 所示,实验台包括氮气气瓶、管路、调节阀、压力传感器、压力表、电磁阀、激光位移传感器以及体积流量计。在电磁阀进口安装压力表以测量电磁阀进口压力;电磁阀进出口安装压力传感器以测量阀芯振动时进出口压力脉动;主阀阀芯底部安装激光位移传感器以测量振动时阀芯位移;系统出口装有体积流量计用于测量系统出口流量。进口压力表的精度为

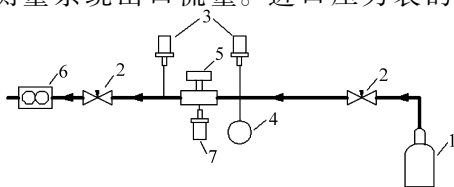


图 2 实验台原理图

Fig.2 Schematic of experimental rig

- 1. 气瓶 2. 调节阀 3. 压力传感器 4. 压力表 5. 电磁阀
- 6. 体积流量计 7. 激光位移传感器

0.05%, 压力传感器精度为 0.25%, 体积流量计精度为 0.5%, 激光位移传感器分辨率为 0.002 mm。

调节管路上下游调节阀以控制电磁阀进口压力、系统出口流量。实验中,进口压力为 0.05、0.1、0.2 MPa,出口流量为 10、20 L/min。

4 结果分析

4.1 模型验证

阀芯在一定的工作条件下会产生稳定的自振,由于阀芯运动时阻尼系数未知,基于振动频率的实验结果本文采取累试法来获得阻尼系数^[3]。图 3 给出了最优的仿真结果与实验结果在频域的比较,频域信号通过对时域信号进行快速傅里叶变换获得。如图 3 所示:在不同的工作条件下仿真所得的阀芯自激振动与实验结果吻合(频率偏差小于 10%),说明本文的动力学模型能够较准确地描述电磁阀系统的动力学特性。随着 Q_o 与 p_o 的增加,阀芯振动频率降低。这是由于增加 Q_o 与 p_o 将降低流体的等效

刚度 $\frac{\partial(F_p - F_h)}{\partial z}$, 造成阀芯振动频率降低。

4.2 不同工作条件下的动力学特性

当系统处于稳定状态时,阀芯处于受力平衡点。通过对各变量进行泰勒级数展开而对方程(11)线性化,线性化后特征方程为

$$|\lambda I - \mathbf{A}| = 0 \quad (12)$$

式中 \mathbf{A} ——线性化后方程的系数矩阵

λ ——方程的特征根

运用霍维茨判据,可以判别平衡点的稳定性。图 4 给出了平衡点在不同工作条件下的状态。由图 4 可知,阀芯有 3 种状态:当工作流量与工作压力很小时,平衡点处于 A 区,作用在阀芯上的压差作用力小于阀芯重力,电磁阀无法开启;随着工作流量与工作压力增加,平衡点处于 B 区,阀芯平衡点不稳定;随着工作流量与工作压力进一步增加,平衡点位于 C 区,阀芯平衡点稳定。

平衡点在 B 区时阀芯动态响应($p_o = 0.02$ MPa, $Q_o = 5$ L/min, 初始扰动 0.01 m/s)如图 5 所示:阀芯在稳定状态下受到扰动约 0.05 s 后出现稳定的自激振动,振动频率与振幅不随时间变化。这是由于当平衡点位于 B 区时方程(11)的特征根具有正实部,平衡点不稳定,阀芯运动相轨线上存在稳定的极限环,任意微小扰动都将使系统各参数产生稳定的周期振荡,此时阀芯处于软自激振动状态。

当电磁阀阀芯平衡位置处于 C 区时阀芯动态响应($p_o = 0.1$ MPa, $Q_o = 10$ L/min)如图 6 所示。图 6a 中,阀芯受到的初始扰动较小,阀芯在受到扰

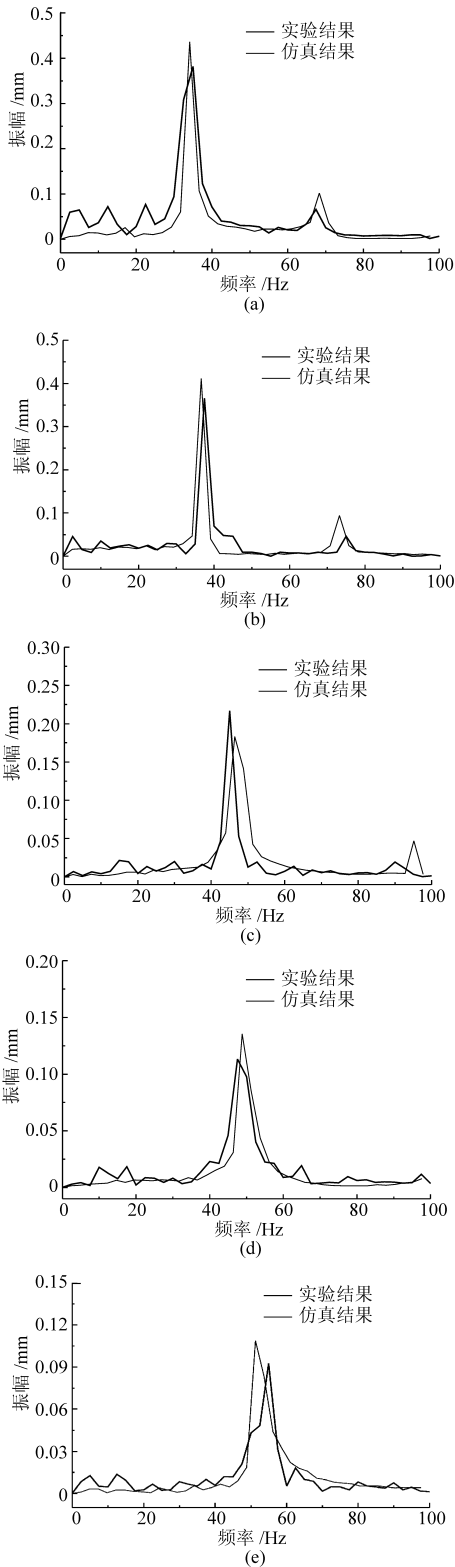


图3 阀芯自振的仿真与实验结果比较

Fig.3 Comparison between experimental and simulation

results of the self-excited vibration of the spindle
 (a) 进口压力 0.05 MPa, 出口流量 20 L/min
 (b) 进口压力 0.1 MPa, 出口流量 20 L/min
 (c) 进口压力 0.05 MPa, 出口流量 10 L/min
 (d) 进口压力 0.1 MPa, 出口流量 10 L/min
 (e) 进口压力 0.2 MPa, 出口流量 10 L/min

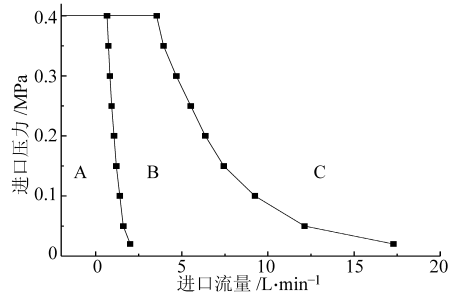


图4 不同阀芯平衡开度的状态

Fig.4 Working state of equilibrium point of the spindle

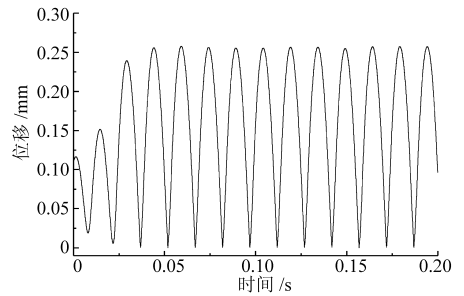


图5 平衡开度在B区的阀芯动态响应

Fig.5 Dynamic response of the spindle when equilibrium point in B region

动后振动将衰减直到静止,电磁阀工作稳定;图6b中,初始扰动较大,阀芯受到扰动约0.12 s后出现稳定的自激振动。这是由于当阀芯平衡点处于C区时,方程(11)特征根具有负实部,平衡点稳定。平衡点附近不存在稳定的极限环,阀芯受到小扰动时振动将衰减直至重新回到平衡;而在距离平衡点较远处存在稳定的极限环,大扰动将使得阀芯达到这

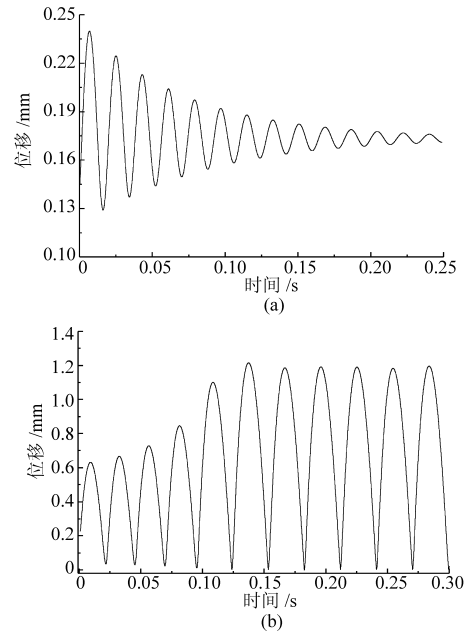


图6 平衡点在C区的阀芯动态响应

Fig.6 Dynamic response of the spindle when equilibrium point in C region

(a) 初始速度 0.01 m/s (b) 初始速度 0.1 m/s

个极限环,产生硬自激振动。此时电磁阀系统处于局部稳定、全局不稳定状态。

当 $p_o = 0.1 \text{ MPa}$ 时, Q_o 由 4 L/min 准静态地增加到 21 L/min , 阀芯在不同工作流量下的稳定振动如图 7 所示。图 7a 中, 平衡点处于 B 区, 阀芯在受到微小扰动时产生稳定的软自激振动; 当准静态增加到 13.5 L/min 时平衡点处于 C 区, 阀芯在平衡点有较大的初始速度, 阀芯的状态由软自激振动转变为硬自激振动(如图 7b), 振动频率比图 7a 降低 50%, 振幅上升约 4.5 倍。随着 Q_o 的继续上升, 振

动频率继续下降, 振幅继续上升, 阀芯的 1 周期硬自激振动失稳, 振动在平衡点出现分岔, 阀芯振动变为 2 周期振动; 随着 Q_o 的进一步上升, 2 周期振动失稳, 阀芯振动分岔为 4 周期振动(如图 7c~7d); 当 Q_o 继续上升, 阀芯振动将衰减至平衡状态, 电磁阀工作稳定(如图 7e)。

当工作流量 $Q_o = 10 \text{ L/min}$ 时, 工作压力 p_o 由 0.02 MPa 准静态地增加到 0.45 MPa , 阀芯在不同工作流量下的稳定振动如图 8 所示, p_o 对电磁阀动力学特性的影响类似于 Q_o 。随着 p_o 的增加, 阀芯

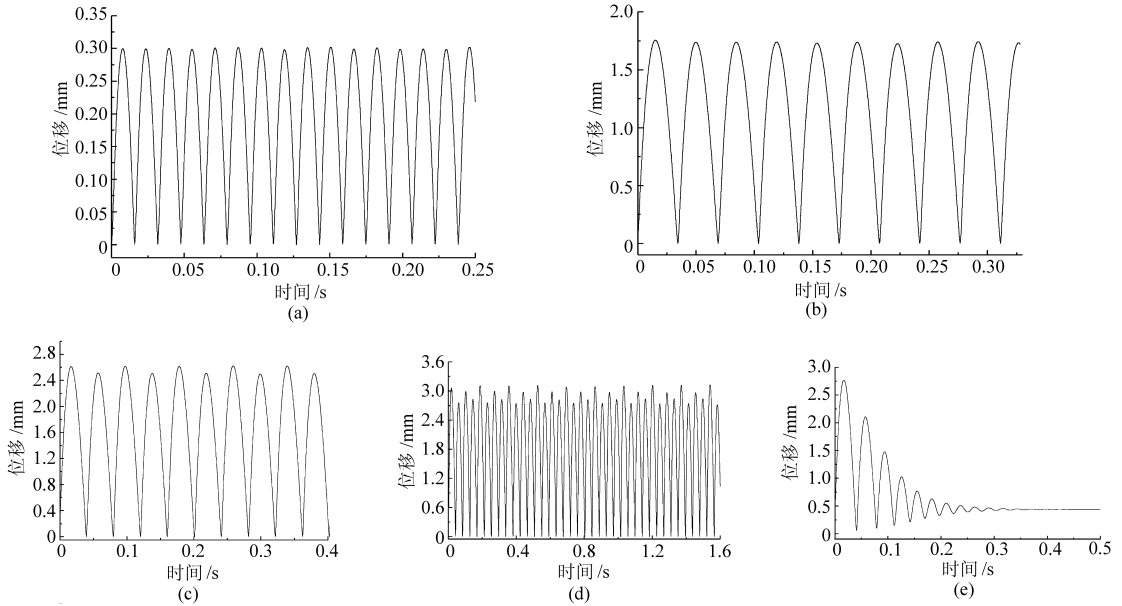


图 7 不同工作流量下的阀芯振动特性曲线

Fig. 7 Vibration characteristics under different working flow rate

(a) 4 L/min (b) 13.5 L/min (c) 17 L/min (d) 18.6 L/min (e) 21 L/min

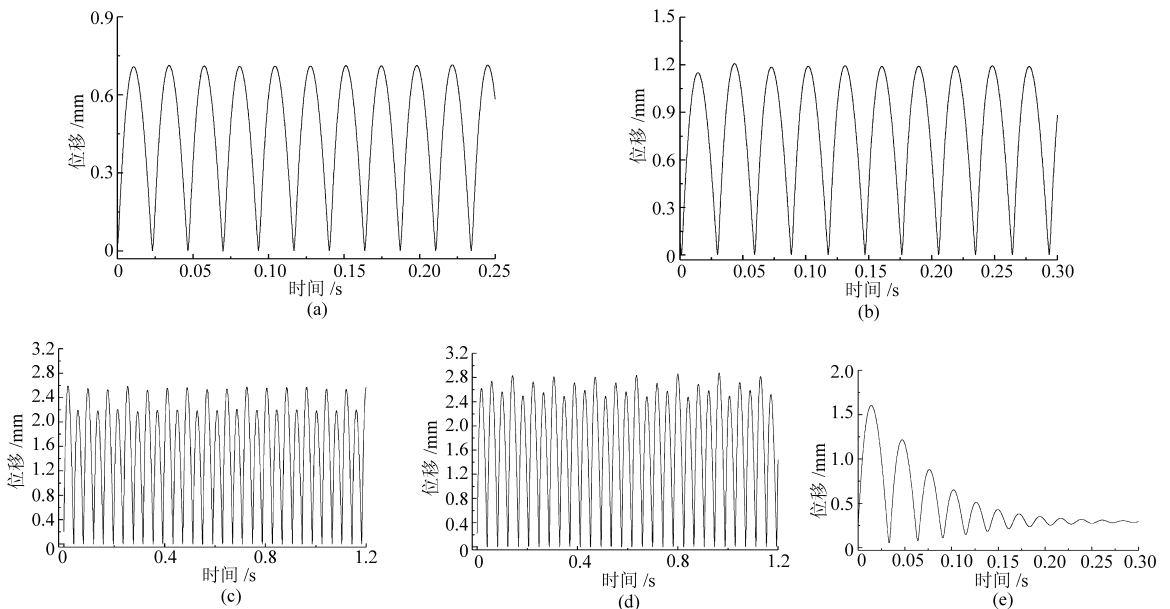


图 8 不同工作压力下的阀芯振动特性曲线

Fig. 8 Vibration characteristics under different working pressure

(a) 0.02 MPa (b) 0.10 MPa (c) 0.32 MPa (d) 0.39 MPa (e) 0.45 MPa

振动依次呈现软自激振动、1周期硬自激振动、2周期振动、4周期振动直至振动衰减至平衡位置;随着 p_0 的增加,振动频率下降,振幅上升。

5 结论

(1) 当工作流量较小、工作压力较低时,电磁阀系统平衡点不稳定,任意微小的扰动都将使系统各参数产生稳定的周期振荡,阀芯产生软自激振动。

(2) 随着工作流量、工作压力的逐渐增加,电磁阀系统平衡点稳定,电磁阀阀芯由软自激振动过渡到硬自激振动;随着工作流量、工作压力的进一步增加,系统在平衡点出现分岔,阀芯依次出现2周期振动、4周期振动。当工作流量、工作压力继续增加,阀芯振动将衰减,电磁阀工作稳定。

(3) 电磁阀进口压力、进口流量的增加将降低阀芯自激振动频率,增大自激振动振幅。

参 考 文 献

- 1 Dasgupta K, Watton J. Dynamic analysis of proportional solenoid controlled piloted relief valve by bondgraph[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2005, 13(1): 21~38.
- 2 Dasgupta K, Karmakar R. Modelling and dynamics of single-stage pressure relief valve with directional damping[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2002, 10(1): 51~67.
- 3 Maiti R, Saha R, Watton J. The static and dynamic characteristics of a pressure relief valve with a proportional solenoid-controlled pilot stage[J]. IMechE, Part I, J. Syst. Control Eng., 2002, 216(2): 143~156.
- 4 Watton J. The design of a single-stage relief valve with directional damping[J]. Journal of Fluid Control Including Fluidics Quarterly, 1988, 18(2): 22~35.
- 5 Davies R. A real-time approach to load adaptive electro-hydraulic motor speed control[D]. Cardiff: University of Wales, 1994.
- 6 Hayashi S, Ohi K. Global stability of a poppet valve circuit[J]. Journal of Fluid Control, 1993, 21(4): 48~63.
- 7 Hayashi S, Hyase T. Chaos in a hydraulic control valve[J]. Journal of Fluids and Structures, 1997, 11(6): 693~716.
- 8 Misra A, Behdinanb K, Cleghorna W L. Self-excited vibration of a control valve due to fluid-structure interaction[J]. Journal of Fluids and Structures, 2003, 16(5): 649~665.
- 9 陶玉静, 范才智. 两位五通电动气阀动态特性研究[J]. 推进技术, 2006, 27(6): 542~545.
- 10 Merritt H E. Hydraulic control systems[M]. New York: John Wiley, 1967.

(上接第 214 页)

- 6 Zhao Y, Jones B. A power air-jet actuator with piezotranslator drive stage [J]. Mechatronics, 1991, 1(2): 231~243.
- 7 李泉凤. 电磁场数值计算与电磁铁设计[M]. 北京:清华大学出版社, 2002.
- 8 Pawlak A M, Nehl T W. Transient finite element modeling of solenoid actuators the coupled power electronics, mechanical, and magnetic field problem [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 1988, 24(1): 270~273.