

Valvistor 电液比例流量阀稳定性及特性分析*

张 勇¹, 黄家海^{1,2}, 权 龙¹, 王胜国²

(1. 太原理工大学新型传感器与智能控制教育部重点实验室 太原, 030024)

(2. 太重榆次液压工业有限公司技术中心 榆次, 030600)

摘要 插装式比例阀具有低泄漏、通流能力强、结构简单等优点, 广泛应用于液压系统中, 但插装阀所带来的振动及噪声等问题是制约其使用范围的重要因素。对采用流量放大原理的 Valvistor 型插装阀稳定性及性能进行研究, 建立相应的数学模型得出该阀的稳定性条件, 发现主阀稳定性与先导阀开口及面积增益有关; 在 SmiluationX 软件环境中建立该阀的仿真模型, 并利用实验对其进行验证。理论分析与仿真结果表明: 随着主阀进出口压差、反馈窄槽面积梯度的增大, 主阀芯响应速度加快, 但会导致主阀芯不稳定区域增加; 控制腔体积越小, 主阀芯稳定性越好。研究结果为该类型阀性能的提高提供了理论依据。

关键词 Valvistor 阀; 稳定性; 插装阀; 先导阀

中图分类号 TH137.5

引 言

基于流量放大原理的 Valvistor 阀主阀采用插装阀结构, 该阀工作原理最早由瑞典 Andersson 提出, 其核心思想是通过主阀芯上的反馈节流槽连通进油口与主阀上腔, 稳态时节流槽流量与先导流量相同, 构成内部位移反馈, 先导阀流量反馈至主阀出口, 因此也称为位移-流量反馈原理。由于该阀具有通流量大、结构简单、易于加工、静态性能良好等优点, 广泛应用于各工程机械与液压系统中。Eriksson 等^[1-2]建立了 Valvistor 主阀及先导阀动态数学模型并将其简化为一阶模型, 通过仿真及实验验证了数学模型的正确性, 但并未对影响阀芯性能与稳定性的参数进行详细研究。Zhang 等^[3]建立了 Valvistor 阀动态数学模型并将其简化为一个 2 阶系统, 采用根轨迹法分析了开环传递函数的零点位置对闭环系统频宽的影响。文献^[3-5]研究结果表明, Valvistor 阀具有良好的静态特性, 但锥阀不稳定引起的振动、噪声等问题是制约其使用范围的关键, 因此对其稳定性进行研究具有重要的意义。Hayashi 等^[6]对引起锥阀振动的原因进行了详细研究, 建立了相应的数学模型, 根据劳斯判据得出锥阀的稳定性条件。文献^[7-9]对气动系统中的锥阀进行了实验与仿真分析, 结果表明阀芯在入口压力与流量较小时处于不稳定区域,

并分析了弹簧预压缩量与锥角对稳定性的影响。Fales^[10]建立 Valvistor 阀的数学模型并进行仿真分析, 通过伯德图与根轨迹图对其稳定性进行研究, 仿真结果表明增加入口压力与窄槽宽度会增加阀芯响应速度但会降低其稳定性。

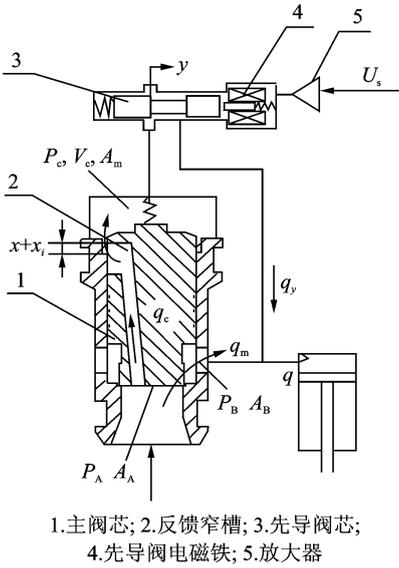
笔者通过建立 Valvistor 阀数学模型, 从理论上分析了阀芯参数对其性能与稳定性的影响。阀芯稳定性条件表明, 该阀稳定性与先导阀开口及面积增益有关, 利用 SmiluationX 仿真模型对理论结果进行验证, 通过仿真研究确定了阀芯的不稳定区域, 对影响阀芯稳定性与性能的参数进行了分析, 研究结果对该类型插装阀性能的改进及使用有重要的实际意义。

1 工作原理及数学模型

Valvistor 阀工作原理如图 1 所示, 先导阀电磁铁不得电时, 先导阀口关闭, 主阀进油腔油液经反馈窄槽流入并充满控制腔, 上下两腔压力相同, 但由于弹簧力及上下腔面积差作用, 主阀关闭。当先导阀得电打开, 阀芯移动 y , 控制腔油液经先导阀流至主阀出口, 控制腔压力降低, 主阀芯向上移动, 直至流过反馈节流槽的流量与先导阀的流量相同时, 达到稳态, 主阀芯移动 x 。出口流量 q 等于流过主阀流量 q_m 与先导阀流量 q_y 之和。主阀位移 x 与先导阀位移 y 成比例。主阀流量 q_m 是先导阀流量 q_y 的线

* 国家自然科学基金资助项目(51175362, 51205271); 高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20121402120002)
收稿日期: 2014-06-19; 修回日期: 2014-09-09

性放大。文中变量部分符号含义见表 1。



1.主阀芯;2.反馈窄槽;3.先导阀芯;
4.先导阀电磁铁;5.放大器

图 1 Valvistor 阀工作原理

Fig. 1 Working principle of the Valvistor valve

表 1 部分符号含义
Tab. 1 Quantities

符号	参数名称/单位	符号	参数名称/单位
A_m	主阀芯上腔端面积/mm ²	F_y	先导阀弹簧力/N
P_A	入口压力/MPa	C_V	流速系数
P_B	出口压力/MPa	f_{sx}	主阀液动力/N
P_C	控制腔压力/MPa	k_x	主阀弹簧刚度/(N·m ⁻¹)
x	主阀芯位移/mm	k_y	先导阀弹簧刚度/(N·m ⁻¹)
y	先导阀芯位移/mm	B_m	粘性阻尼系数
q	负载流量 L/min	m	主阀芯质量/kg
q_m	主阀流量 L/min	u_i	先导阀控制电压/V
q_y	先导阀流量 L/min	K_{Q_m}	主阀流量增益
q_c	控制节流口流量 L/min	K_{Q_y}	先导阀流量增益
x_i	主阀预开口量/mm	K_{Q_c}	反馈窄槽流量增益
W_x	主阀芯面积增益/mm	K_{F_x}	主阀液动力系数
W_y	先导阀芯面积增益/mm	K_{C_p}	节流槽流量压力系数
W_c	反馈窄槽面积增益/mm	K_{Y_p}	先导阀流量压力系数
C_{dx}	主阀流量系数	V_c	控制腔体积/cm ³
C_{dy}	先导阀流量系数	ρ	油液的密度/(kg·m ⁻³)
C_{dc}	反馈窄槽流量系数	β	体积弹性模量/MPa

假设阀芯运动过程中入口压力 P_A 、出口压力 P_B 不变。方程中变量为 x, q, P_C , 流过主阀流量及主阀受力平衡方程

$$q_m = C_{dx} W_x x \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_A - p_B)} \quad (1)$$

$$p_B \frac{1}{2} A_m + p_A \frac{1}{2} A_m - p_C A_m - f_{sx} = m\ddot{x} + B_m \dot{x} + k_x x \quad (2)$$

流过先导阀流量及先导阀受力平衡方程

$$q_y = C_{dy} W_y y \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_C - p_B)} \quad (3)$$

$$(p_C - p_B) A_y + F_y = m_y \ddot{y} + b_y \dot{y} + k_y y \quad (4)$$

流过窄槽流量及控制腔压力变化

$$q_c = C_{dc} W_c (x + x_i) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_A - p_C)} \quad (5)$$

$$\frac{V_c}{\beta} \dot{p}_C = (q_c - q_y + A_m \dot{x}) \quad (6)$$

$$q = q_m + q_y \quad (7)$$

稳态时流过节流槽流量与先导阀流量相同, $q_c = q_y$, 忽略液动力, 则主阀芯受力方程为

$$p_C - p_B = p_A - p_C \quad (8)$$

将式(8)代入式(3,5)可得

$$x = \frac{C_{dy} W_y}{C_{dc} W_c} y - x_i \quad (9)$$

将式(9)代入式(1,3,7), 可得主阀静态数学模型为

$$q = \left[1 + \frac{C_{dx} W_x}{C_{dc} W_c \sqrt{\frac{1}{2} + \frac{f_{sx}}{A_m (p_A - p_B)}}} - \frac{C_{dx} W_x x_i \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_A - p_B)}}{q_y} \right] q_y \quad (10)$$

由式(9),(10)可知, 主阀位移与先导阀位移成正比, 主阀流量是先导阀流量的线性放大。

相对于主阀先导阀动态特性可以忽略, \ddot{y} 与 \dot{y} 近似为 0。将式(1)~(7)进行线性化处理并进行拉氏变换可得阀芯动态数学模型。为书写方便, 这里规定各变量的拉氏变换符号用原来符号对应的大写字母表示, 且下标不变, 则有

$$Q_m = K_{Q_m} X \quad (11)$$

$$Q_c = K_{Q_c} X + K_{C_p} P_C \quad (12)$$

$$Q_y = K_{Q_y} Y + K_{Y_p} P_C \quad (13)$$

$$\frac{V_c}{\beta} s P_C = (Q_c - Q_p + s X_m A_m) \quad (14)$$

$$- P_C A_m - K_{F_x} X = m s^2 X + B_m s X + k_x X \quad (15)$$

$$Q = Q_m + Q_y \quad (16)$$

由式(11)~(13), 可以推导 Q, Y 之间的传递函数

$$Q = \frac{ds^3 + cs^2 + bs + a}{Ds^3 + Cs^2 + Bs + A} Y \quad (17)$$

$$A = K_{Q_c} A_m + (K_{C_p} + K_{Y_p}) K_{F_x} \quad (18)$$

$$B = A_m^2 + (K_{C_p} + K_{Y_p}) b + K_{F_x} \frac{V_c}{\beta} \quad (19)$$

$$C = (K_{C_p} + K_{Y_p}) m + \frac{V_c}{\beta} B_m \quad (20)$$

$$D = m \frac{V_c}{\beta} \quad (21)$$

根据劳斯判据可知,系统稳定的条件为 $A>0, B>0, C>0, D>0, BC-AD>0$ 将式(18)~(21)代入可得稳定性条件为

$$(K_{Cp} + K_{Yp}) > \frac{V_c K_{Qc}}{\beta A_m} \quad (22)$$

忽略阻尼系数 B_m , 稳态液动力系数 K_{Fx} , 稳态时 $K_{Cp} = K_{Yp} = \frac{C_{dy} W_y y_0}{\sqrt{2\rho(P_{A0} - P_{B0})}}$, 化简后可得系统稳定性条件为

$$y_0 > \frac{V_c W_c (P_{A0} - P_{B0})}{2\beta W_y A_m} \quad (23)$$

其中: P_{A0}, P_{B0}, y_0 分别为阀芯稳定时的压力与先导阀位移。

由式(23)可知,主阀芯稳定性与主阀参数及先导阀开口 y_0 、先导阀面积增益 W_y 等因素有关。而文献[1]仅指出该类型阀的稳定性与主阀参数有关,并未说明先导阀参数对该阀稳定性的影响。

2 仿真及实验

2.1 仿真模型

在 SmiluationX 中搭建了 Valvistor 阀的仿真模型(图 2),该模型主要由电子控制器、先导阀主阀、压力源、负载及油箱等部分组成。采用恒压源供油,主阀芯可以等效为一个弹簧质量阻尼系统,使用元件库中的三个活塞元件分别表示主阀控制腔、入口腔与出口腔,主阀口与反馈窄槽用阀边缘建模,环形间隙表示主阀芯的泄漏。由于先导阀阀芯结构及尺寸未知,使用 2 通比例阀建模并将先导阀的流量特性曲线导入仿真模型,保证了模型的正确性。由于试验中存在回油背压,因此使用一个开口较大的节流阀产生与实验背压相同的压力。

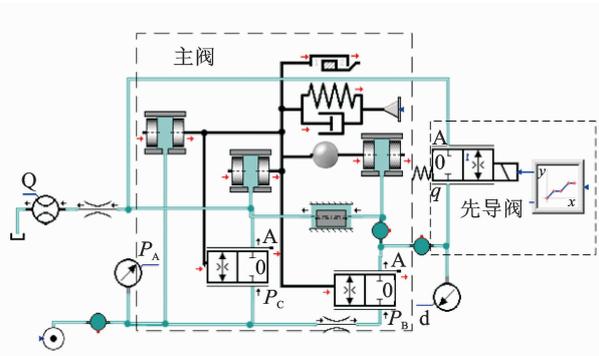


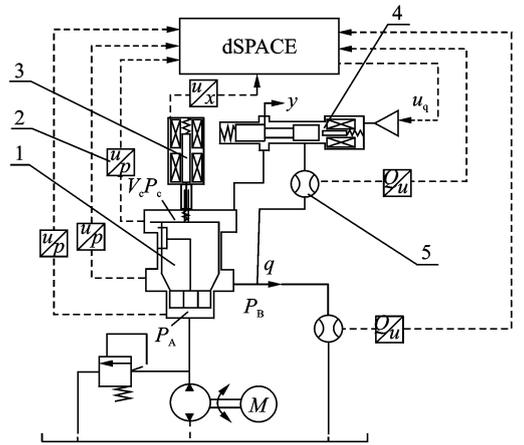
图 2 仿真模型

Fig. 2 Simulation model

2.2 实验

如图 3 所示搭建了 Valvistor 阀的实验台,主阀

为 16 通径的 Valvistor 阀,额定流量为 175 L/min,先导阀采用力士乐 4WRPEH6 型三位四通电液比例伺服阀,输入电压为 $-10 \sim 10$ V,采用内部电闭环控制,单边阀口额定工作压降为 3.5 MPa,额定流量为 12 L/min,动态响应时间小于 10 ms。使用 3 个压力传感器分别测量入口 P_A 、出口压力 P_B 、控制腔压力 P_C , 2 个流量传感器 SCVF-015-10-01 和 SCVF-150-10-07 分别测量主阀流量 q_m 与先导阀流量 q_y ,使用力士乐 SYDFEE-11/71RN00 型变量柱塞泵供油,该泵最大流量为 105 L/min,最高出口压力为 20 MPa。通过 dSPACE 给先导阀施加电压信号,并接收传感器的测量信号。



1.主阀; 2.压力传感器; 3.位移传感器; 4.先导阀; 5.流量传感器

图 3 实验原理图

Fig. 3 Experimental schematic diagram

分别设定入口压力为 1,5 MPa,油液直接经管道流回油箱,通过 dSPACE 分别施加斜坡信号及阶跃信号,主阀的斜坡响应及阶跃响应如图 4~7 所示。

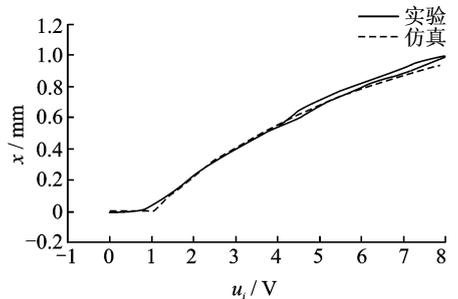


图 4 入口压力为 1 MPa 时的位移特性

Fig. 4 Characteristic curve of valve displacement for supply pressure $P_A = 1$ MPa

图 4 展示了入口压力为 1 MPa 时主阀的位移特性,可以看出主阀位移与先导阀位移为线性关系,与方程(9)结论相同,图 4 曲线中出现 10% 的死区,在先导

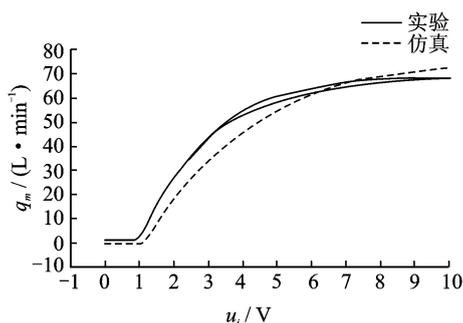


图 5 入口压力为 1 MPa 时的流量特性曲线

Fig. 5 Characteristic curve of valve flow for supply pressure $P_A=1$ MPa

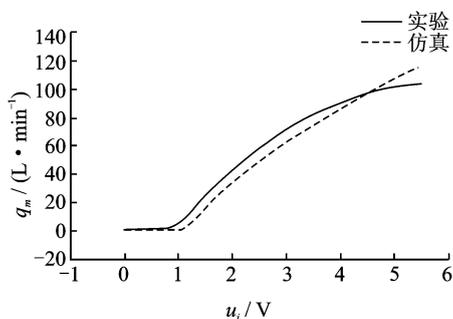


图 6 入口压力为 5 MPa 时主阀流量特性

Fig. 6 Characteristic curve of valve flow for supply pressure $P_A=5$ MPa

阀电压超过 4 V 之后存在 4.7% 的滞环。这是由于随着开口增大,流量增大,液动力也随之增大导致阀芯位移出现滞环现象,主阀位移的滞环导致流量特性在先导阀电压较大时也出现滞环。由于仿真模型中未考虑液动力、摩擦力的影响,仿真曲线并未出现滞环现象。

图 5,6 显示了不同压力下主阀的流量特性曲线,在入口压力较小,先导阀电压小于 5 V 时,线性度较好,但先导阀开口较大时流量曲线趋于平缓,线性度变差。这是由于随着阀口开度的增加,流量增大,回油路背压增大,与进口压力接近,导致流量基本不变,因此并不表示阀芯线性度变差。图 5 中仿真曲线略小于实验曲线,这是由于仿真模型中的入口压力恒定不变,采用开口较大的节流阀,使得出口压力与实验中回油背压接近,而实验过程中随着流量增大,入口压力与回油压力均会发生变化,导致仿真曲线与实验曲线稍有不同。由于泵最大流量为 105 L/min,因此入口压力为 5 MPa 时先导阀供电电压最大为 5 V。

图 7,8 为阀芯不同开口时的动态响应曲线。由实验结果可知,当先导阀电压为 5 V 压差为 5 MPa 时阀芯开启响应为 25 ms,关闭响应约为 10 ms,仿真结果响应比实验响应快。这是由于仿真时未考虑液动力与摩擦力影响,导致阀芯响应稍快,但仿真模

型较正确地模拟了阀芯的静动态性能。给先导阀施加正弦信号,使用文献[11]中的方法得出阀芯的频响特性曲线如图 9 所示;由幅频特性可知,幅值下降 3 dB 时的频率约为 15 Hz。

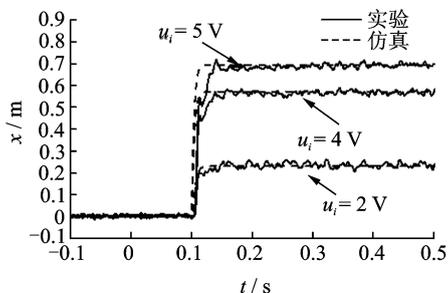


图 7 入口压力为 5 MPa 时主阀开启响应

Fig. 7 The opening response for supply pressure $P_A=5$ MPa

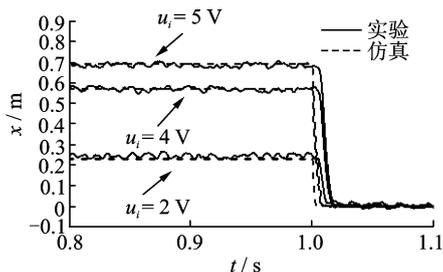


图 8 入口压力为 5 MPa 时主阀关闭响应

Fig. 8 The closing response for supply pressure $P_A=5$ MPa

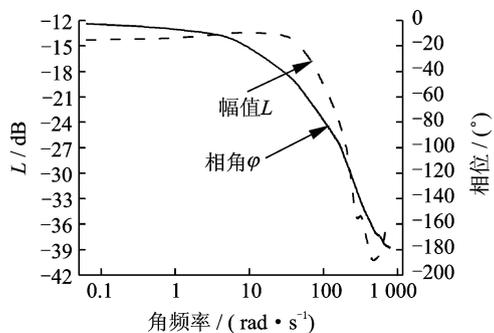


图 9 频率响应曲线

Fig. 9 Characteristic curve of frequency response

由动态特性与流量特性曲线可知,仿真结果与实验数据接近,证明了仿真模型的合理性,在此基础上通过仿真模型对数学模型进行验证,并对影响阀芯性能与稳定性的参数进行研究。

3 阀芯稳定性及性能分析

3.1 稳定性分析

由式(23)可知,在压差较大,先导阀开口较小

时,不满足稳定条件阀芯会出现振动现象,通过仿真模型对该结论进行验证。如图7所示,在压差较小时,无论先导阀开口多大,阀芯始终可以稳定工作,逐渐增加入口压力,当主阀阀口压差为30 MPa,给定先导阀电信号为2 V主阀芯位移为0.23 mm,此时压差与先导阀位移 y 不满足稳定性条件。如图10所示,阀芯振动,由于实验条件限制,入口最高压力为20 MPa,因此未对进压差为30 MPa时阀芯响应进行实验研究。由仿真结果可知,阀本身的不稳定导致高压小开口时发生振动,使用时应避免阀芯的不稳定区域运行。

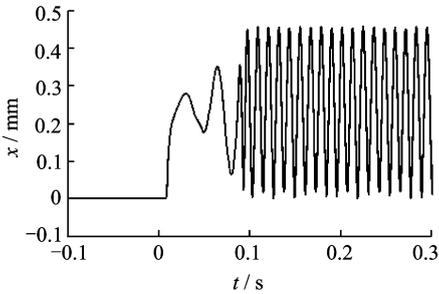


图10 进出口压差30 MPa 先导阀2 V时阀芯响应
Fig. 10 Step response for supply pressure $P_A = 30$ MPa, $V = 2$ V

3.2 控制腔容积对阀芯稳定性的影响

由式(23)可知,要使图10中的不稳定现象消失可以增加阀芯位移,或者减少控制腔体积。保持压差为30 MPa 先导阀电压为2 V不变,将控制腔体积由20 cm³减小为10 cm³,结果如图11虚线所示,阀芯的不稳定现象消失,即其他条件不变,减小控制腔体积可以增加阀芯稳定性。保持入口压力30 MPa与控制腔容积20 cm³不变,将先导阀电压增加至4 V,满足稳定性条件,结果如图11中实线所示,阀芯稳定工作,仿真结果与理论分析相符,验证了数学模型的正确性。

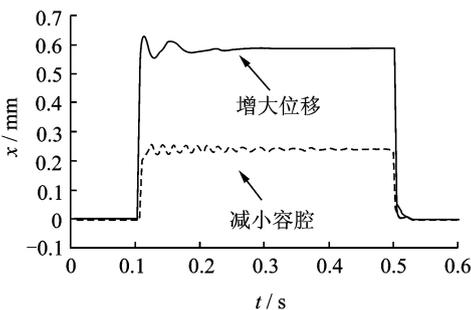


图11 主阀参数对阀芯稳定性的影响

Fig. 11 The effect of parameters on the stability

3.3 窄槽宽度对阀芯性能及稳定性的影响

根据前期的研究表明,该阀的传递函数可以进一步简化成一阶系统^[12],转折频率为 $\omega_b = \frac{C_{dc} W_c}{A_c} \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_A - p_B)}$,时间常数 $T = \frac{1}{\omega_b}$, T 越小,一阶系统响应速度越快。因此,增加压差与增加窄槽宽度均会增加阀芯的响应速度,但由稳定性条件可知,增加压差与窄槽宽度均会使阀芯稳定性降低。进出口压差为5 MPa,先导阀开口为4 V,将仿真模型中窄槽宽度由1.1 mm增加至2 mm,阀芯动态响应如图12所示。由图可知,窄槽宽度增加使得阀芯的响应速度由20 ms减小为10 ms,因此增加窄槽宽度会加快阀芯动态响应。如图13所示,进出口压差为30 MPa 先导阀电压为5 V时阀芯稳定(如虚线所示),其他条件不变,增加窄槽宽度,阀芯出现图13中实线所示的振动现象。因此,增加窄槽宽度会增加阀芯响应,但会使阀芯由稳定变为不稳定运行,降低阀芯稳定性。仿真结果与文献[12]中阀芯可简化为一阶模型的结论一致。

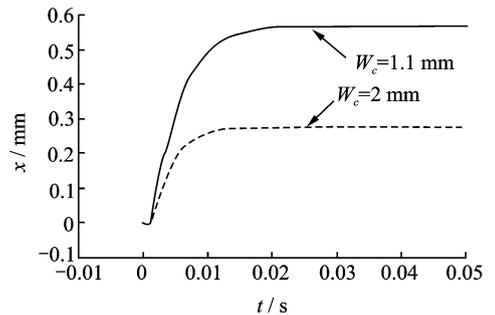


图12 窄槽宽度对阀芯性能的影响

Fig. 12 The performance influence of valve by the width of the slot

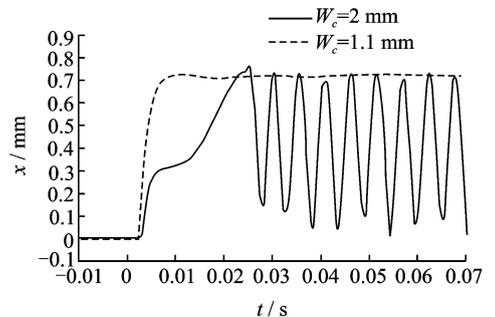


图13 窄槽宽度对稳定性的影响

Fig. 13 The effect of the slot width on the stability

3.4 进出口压差对阀芯稳定性的影响

保持先导阀开口不变,逐渐增加进出口压差,阀

芯响应如图 14 所示,可看出随着压差增加阀芯响应加快,与数学模型结论相符。但压差过高会出现图 10 所示的不稳定现象。仿真结果表明,增加进出口压差可以增加阀芯响应速度但会降低阀芯稳定性。

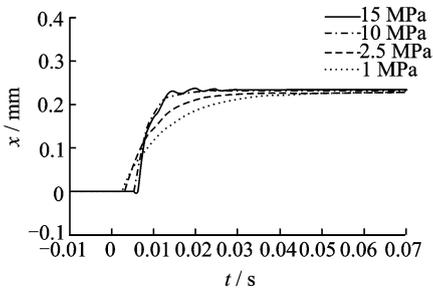


图 14 不同压差下阀芯响应

Fig. 14 Step response for varying pressure differential

4 结束语

笔者建立了 Valvistor 阀的详细数学模型,搭建了 Valvistor 阀的仿真模型,通过实验对数学模型与仿真模型进行验证。由实验曲线可知,此阀线性度较好且存在约 10% 的死区,阀芯动态响应约为 30 ms,存在 4.7% 滞环,主阀位移与先导阀电压成线性关系,该阀的频宽约为 15 Hz。研究表明,阀芯在高压小开口会出现不稳定现象。理论分析与仿真结果表明,此阀的稳定性与控制腔体积 V_c 、窄槽宽度 W_c 、先导阀开口、进出口压差等参数有关,进出口压差与 W_c 越大阀芯响应速度越快,但会导致阀芯不稳定区域增加,控制腔体积越小阀芯稳定性越好。设计时,在满足额定流量与响应特性要求的前提下,因尽可能减小控制腔体积 V_c 与窄槽宽度 W_c ,提高阀芯稳定性,使用时避免阀芯工作于不稳定区域。

参 考 文 献

[1] Eriksson B, Andersson B, Palmberg J O. The dynamic properties of a poppet type hydraulic flow amplifier [C]// 10th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP' 07. Tampere, Finland; Linköping University, 2007;161-178.

[2] Eriksson B, Andersson B, Palmberg J O. The Dynamic performance of a pilot stage in the poppet type hydraulic flow amplifier[C]// Proceedings of the 51st NCFP Technical Conference. Omnipress: Linköping University, 2008;659-668.

[3] Zhang R, Alleyne A G, Prasetyawan E A. Performance limitations of a class of two-stage electro-hydraulic flow valves[J]. International Journal of Fluid Power, 2002,3(1):47-53.

[4] Eriksson B, Larsson J, Palmberg J O. A novel valve concept including the valvistor poppet valve[C]// 10th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP' 07. Tampere, Finland; Linköping University, 2007;355-364.

[5] 庞俊峰,权龙,金正府. 插装式电闭环比例节流阀的特性研究[J]. 流体传动与控制,2011(3):10-13. Pang Junfeng, Quan Long, Jing Zhengfu. Characteristic research of cartridge electrical closed-loop proportional throttle valve[J]. Fluid Power Transmission and Control, 2011(3):10-13. (in Chinese)

[6] Hayashi S, Hayase T, Kurahashi T. Chaos in a hydraulic control valve[J]. Journal of Fluids and Structures, 1997,11(6):693-716.

[7] Ye Qifang, Chen Jiangping. Dynamic analysis of a pilot-operated two-stage solenoid valve used in pneumatic system[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2009,17(5):794-816.

[8] Funk J E. Poppet valve stability[J]. Journal of Basic Engineering, 1964,86(2):207-212.

[9] Kento K, Ryu S, Kazuo M, et al. Renewed study of vibration phenomenon in poppet type valve[C]// Proceedings of the 9th International Fluid Power Conference. Nordrhein-Westfalen; Zhejiang University, 2014;81-91.

[10] Fales R. Stability and performance analysis of a metering poppet valve[J]. International Journal of Fluid Power, 2006,7(2):11-17.

[11] 彭嵩,肖建秋,马青芳,等. 基于 dSPACE 的频率特性测试系统的研究[J]. 微电子学与计算机, 2008, 25(11):222-224. Peng Song, Xiao Jianqiu, Ma Qingfang, et al. Study on dSPACE2-based frequency response characteristic measurement system[J]. Microelectronics & Computer, 2008,25(11):222-224. (in Chinese)

[12] 王松峰,赵虎,权龙. 新型比例方向阀动态特性仿真研究[J]. 液气气动与密封,2013(6):35-39. Wang Songfeng, Zhao Hu, Quan Long. Simulation of the dynamic characteristics for a new type proportional direction valve[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2013(6):35-39. (in Chinese)



第一作者简介:张勇,男,1991年1月生,硕士生。主要研究方向为流体传动与控制及机电液一体化。
E-mail:87395774@qq.com

通信作者简介:权龙,男,1959年3月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为机电液控制工程、机电系统智能控制,电液控制技术。
E-mail:quanlongtyut@126.com

