

直动式溢流阀的分岔分析与实验^{*}

马 威, 马 飞, 周志鸿, 耿晓光

(北京科技大学机械工程学院 北京, 100083)

摘要 为了改善广泛应用的直动式溢流阀的颤振行为,考虑油液压缩性、管道弹性和阀芯碰撞阀座时的能量损失,建立了溢流阀无量纲形式的数学模型。以 4 种不同的弹簧预压缩量,作出了相位和向量场分布图,得到了系统的稳定平衡状态。应用非光滑动态系统理论和计算软件 MATLAB,画出了单参数和双参数分岔图,发现系统存在 Hopf 分岔、极限环鞍结点分岔、广义 Hopf 分岔和尖点分岔等分岔现象。搭建了测试平台,得到了阀芯位移分岔图和频谱瀑布图,对数学模型进行了实验验证。结果表明,小流量时为混沌或周期碰撞震荡,增大流量可改善阀芯颤振行为,为周期非碰撞震荡或稳定平衡状态。此研究工作为直动式溢流阀的失稳机理和颤振行为提供了理论依据。

关键词 溢流阀; Hopf 分岔; 极限环鞍结点分岔; 广义 Hopf 分岔; 尖点分岔

中图分类号 TH137.5

引 言

直动式溢流阀是液压系统中不可或缺的压力控制元件,用来防止系统压力过载,然而因为复杂的流固耦合作用,溢流阀往往会趋于失稳并发生自激振荡的现象。溢流阀稳定性理论分析研究取得了大量成果。张怀亮等^[1]建立了溢流阀的 Simulink 仿真模型,分析了基础振动及结构参数对溢流阀动态特性的影响规律,发现调定压力波动幅值随基础振动的振幅增大而线性增大。刘银水等^[2]针对海水液压介质的特点,设计了一种直动式水压溢流阀,在仿真分析的基础上,得到阀的主要结构参数即介质、运动质量、阻尼以及管路容积对阀动态响应特性的影响。吴珊等^[3]采用现代控制方法获得了溢流阀的状态方程,并结合工程控制理论获得传递函数模型,采用 Routh 稳定性判据对阀的稳定性做出了判定,并进行了相对稳定性分析,通过仿真分析获得了该阀的动态特性曲线以及上升时间等动态特性参数,同时对阀在脉动流量输入条件下的动态性能进行了仿真。张天霄等^[4]应用振动理论对液压冲击情况下的液压溢流阀进行了振动分析,建立了溢流阀的振动模型,研究了溢流阀的固有频率和瞬态响应问题,并进行了仿真验证。Eyes^[5]建立了具有线性弹簧和非线性阻尼的溢流阀的闭环回路系统,用非光滑数

值延拓法来跟踪稳定和不稳定解,发现阀芯与阀座的碰撞导致擦边分岔,另外,用数值仿真提出了不变环面的擦边现象。Izuchi^[6]发现溢流阀的动态失稳由阀芯运动和入口管内压力波交互作用产生,延长入口管长度可减小阀芯的震荡运动,通过数值仿真预测了入口管长度和出口区面积对溢流阀稳定性的影响。Li^[7]建立了三维可压缩湍流模型,用于获取流量和温度场,通过有限体积法来解流动和传热控制方程,结果表明,随着阀门开度的增大,油液作用于阀芯上的轴向力先是减小然后增大。

得益于计算流体动力学(computational fluid dynamics,简称 CFD)的发展,一些研究成果采用了先进的 CFD 解算器。陈青等^[8]应用软件 Fluent,对三级同心溢流阀模型的多种工况进行了仿真计算和可视化研究,给出了锥阀阀腔内的速度场、压力场分布图。Srikanth 等^[9]对回路紧急切断阀进行了移动网格化的二维流量分析。在溢流阀稳定性相关的实验研究工作中,杨忠炯等^[10]建立了溢流阀在强振动环境下的动力学仿真模型,结果表明,当系统稳定时,系统会衰减振动至稳定,但当干扰幅值超过临界值时,系统会进入极限环的吸引域,产生周期性振动,通过增加阀口直径、弹簧刚度和减小阀芯半锥角,可增强溢流阀的抗干扰能力。

针对以上溢流阀颤振相关的实验研究工作的不足,笔者首先分析了液压回路中溢流阀的结构特点,

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51274021);"十二五"国家科技支撑计划资助项目(2013BAB02B07)
收稿日期:2015-09-23;修回日期:2016-01-19

考虑油液压缩性、管道弹性和阀芯碰撞阀座时的能量损失,建立了溢流阀的无量纲动力学数学模型;然后,分别设定4种开启压力,得到不同初值在时间序列上的阀芯运动轨迹,应用非光滑动态系统理论,画出单参数和双参数分岔图,理论分析Hopf分岔、极限环鞍结点分岔、广义Hopf分岔和尖点分岔等分岔现象;最后,通过动态测试,对数学模型的正确性和分岔分析的可行性进行了验证。

1 数学模型

图1描述了系统结构^[11]。液压油由动力部分提供,包括齿轮泵和附加安全阀用于保护系统,动力部分提供给系统流量 Q_{pump} 。然而,由于液压油的压缩性和管道的弹性,进入溢流阀的流量和从泵流出的并不同。为了模拟压缩效应,增加了一个假设的腔室,其体积等于系统中的油液体积,这个腔室代表着系统的刚度。

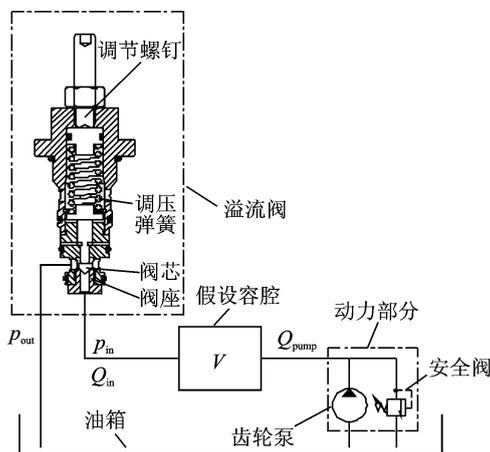


图1 液压系统结构图

Fig. 1 Schematic diagram of hydraulic system

腔室的质量守恒公式如下

$$\frac{d}{dt}(\rho V) = \rho [Q_{\text{pump}} - Q_{\text{in}}] \quad (1)$$

其中: ρ 为液压油密度(一般来说,液压油的密度随温度的升高而略有减小,为了简化建模过程,文中假设其为常量); V 为系统油液总体积; Q_{pump} 为泵出口流量; Q_{in} 为进入溢流阀的流量^[12]。

$$Q_{\text{in}} = A(x) C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{\text{valve}}} \quad (2)$$

$$p_{\text{valve}} = p_{\text{in}} - p_{\text{out}} \quad (3)$$

其中: p_{valve} 为溢流阀两侧的压差; p_{in} 为溢流阀入口压力; p_{out} 为溢流阀出口背压。

假设阀芯部分开启,阀芯和阀座之间的通流面积由图2中的垂直距离 h 得到

$$A(x) = h\pi d = h\pi(D - h\cos\alpha)$$

其中:通流直径 d 和阀座孔径 D 由图2定义; α 为半锥角。

通过 $h = x \sin\alpha$ 替代,最终得到

$$A(x) = x \sin\alpha \pi (D - x \sin\alpha \cos\alpha) = x \sin\alpha \pi D (1 - \frac{x}{D} \sin\alpha \cos\alpha) \quad (4)$$

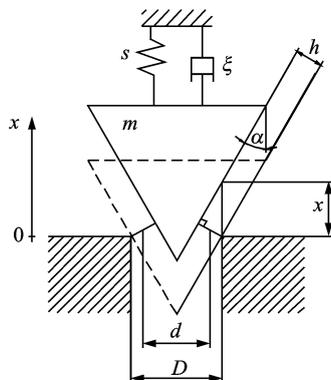


图2 阀结构

Fig. 2 Geometry of the valve

根据图2中的阀结构,并假设油液是正压的,也就是它的密度只取决于压力,式的左侧可写成

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(\rho V) &= V \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{dV}{dt} = \\ V \frac{d\rho}{dp_{\text{valve}}} \frac{dp_{\text{valve}}}{dt} &= V \frac{\rho}{E} \frac{dp_{\text{valve}}}{dt} \end{aligned}$$

阀芯的动力学用牛顿第二定律描述,结合碰撞恢复系数 r 用来描述碰撞之后的能量损失。系统行为用常微分方程表示如下

$$\begin{cases} \dot{x} = v \\ \dot{v} = \frac{p_{\text{valve}} A}{m} - \frac{\xi}{m} v - \frac{s}{m} (x + x_0) \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} \dot{p}_{\text{valve}} = \frac{E}{V} [Q_{\text{pump}} - A(x) C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{\text{valve}}}] \\ v^+ = -r v^- \\ p_{\text{valve}}^+ = p_{\text{valve}}^- \end{cases} \quad (6)$$

其中: x 和 v 分别为阀芯的位移和速度; ξ 为阻尼系数; s 为弹簧刚度; m 为移动部分质量; x_0 为弹簧预压缩量; A 为系统压力作用于阀芯底部的面积; p_{valve} 为溢流阀两侧的压差; E 为考虑油液压缩性和油管弹性之后的系统等效弹性模量; Q_{pump} 为泵出口流量; V 为系统全部油液体积; C_d 为阀入口处的流量系数; $A(x)$ 为阀芯部分开启时的有效通流面积; ρ 为液压油密度。

式(4)中表达的 $A(x)$ 非常复杂,将它线性化并写成 $A(x) = c_1x$,其中 $c_1 = \sin\alpha\pi D$ 为线性系数,描述了通流面积和阀芯位移之间的线性关系。因为实验中阀芯位移极小,可以认为线性化非常精确地描述了实际情况。

式(6)表示一次碰撞, v^- 为碰撞前的速度, v^+ 为碰撞后的速度, r 为碰撞恢复系数。

为了方便评估系统,将式(5)转化为无量纲形式,引入无量纲变量 $y_i(\tau)$, $i = 1, 2, 3$,其中: $\tau = t/t_{ref}$; $y_1 = x/x_{ref}$; $y_2 = (t_{ref}/x_{ref})v$; $y_3 = p_{valve}/p_{ref}$; $t_{ref} = \sqrt{m/s}$; $p_{ref} = p_0$; $x_{ref} = Ap_0/s$ 。

式(4)可写成无量纲形式

$$\begin{cases} f(1) = y'_1 = y_2 \\ f(2) = y'_2 = -\kappa y_2 - (y_1 + \delta) + y_3 \\ f(3) = y'_3 = \beta(q - y_1 \sqrt{y_3}) \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} y_2^+ = -ry_2^- \\ y_3^+ = y_3^- \end{cases} \quad (8)$$

其中: $\kappa = \xi/\sqrt{ms}$ (无量纲阻尼系数); $\beta = \frac{E}{V} \frac{C_d c_1 A}{\rho}$ 。

$\sqrt{\frac{2p_0 m}{\rho s}}$ (无量纲刚度参数); $\delta = \frac{sx_p}{Ap_0}$ (无量纲预压

缩参数); $q = \frac{Q_{pump}}{C_d c_1 \frac{Ap_0}{s} \sqrt{2 \frac{p_0}{\rho}}}$ (无量纲流量)。

表 1 为实验室测得的溢流阀物理参数,用于计算无量纲参数,当开启压力 $p_{opening} = 1 \text{ MPa}$,得到 $\kappa = 1.23, \beta = 17.57, \delta = 22.67$ 。

表 1 溢流阀物理参数

Tab. 1 Physical parameters of the relief valve

术语	含义	数值
s	弹簧刚度/($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)	2.67×10^4
m	阀芯质量/kg	0.061 7
ξ	阻尼系数/($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$)	50
p_{out}	背压/Pa	1×10^5
p_0	大气压力/Pa	1×10^5
A	阀座通流面积/ m^2	1.39×10^{-4}
E	油液弹性模量/Pa	4.35×10^8
V	油液体积/ m^3	3×10^{-5}
C_d	流量系数	0.86
ρ	油液密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	870
c_1	线性系数/m	0.011 2
D	阀座孔径/m	0.013 3
r	碰撞恢复系数	0.8

2 分岔分析

无量纲流量 q 是最容易改变的参数。首先,利

用 MATLAB 软件画出以 q 作为自由参数的单参数分岔图;其次,溢流阀的预设压力也容易改变,无量纲预压缩参数 δ 决定着阀的开启压力,因此通过同时改变 q 和 δ 得到双参数分岔图,揭示溢流阀的震荡特性。

2.1 相位和向量场分布图

改变无量纲预压缩参数 δ 的值,即调节溢流阀的设定值,可得到不同初值在时间序列上的阀芯运动轨迹,如图 3 所示。

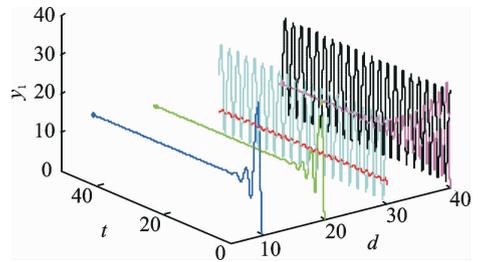


图 3 δ 分别为 40,30,20 和 10 时,时间序列上的阀芯运动轨迹
Fig. 3 Trajectories of valve poppet time history for $\delta = 40, 30, 20, 10$

取不同的初值,不考虑瞬态的影响,在时间足够的情况下,由图 4(a)可知,当 $\delta = 40$ 时,阀芯将最终稳定在 $y_1 = 8.606$,或者周期震荡;由图 4(b)可知,当 $\delta = 30$ 时,阀芯将以两个振幅做周期震荡;由图 4(c)可知,当 $\delta = 20$ 时,阀芯将最终稳定在 $y_1 = 10.81$;由图 4(d)可知,当 $\delta = 10$ 时,阀芯将最终稳定在 $y_1 = 12.616$ 。

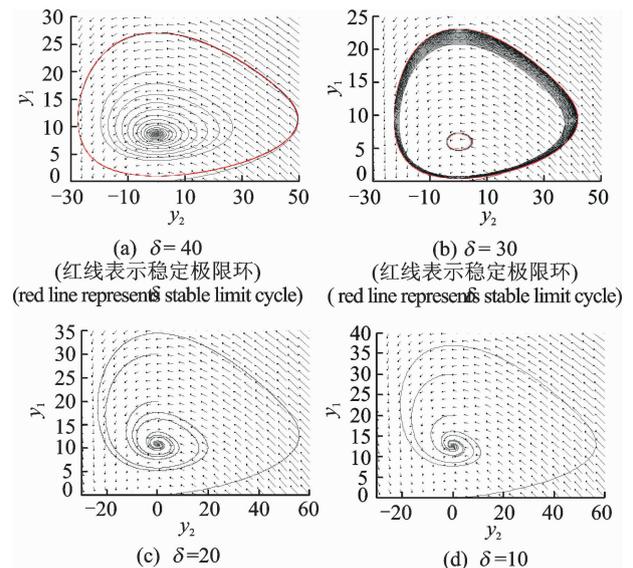


图 4 相位和向量场分布图

Fig. 4 Phase and vector field diagrams

2.2 Hopf 分岔

为了画出分岔图,以 q 作为自由参数,对于每一个 q 值以一系列不同的初始条件运行仿真,记录下瞬变消失后的点。选择平面 $y_2 = 0$ 作为三维相空间的二维 Poincare 截面。

图 5 为当 $\delta = 22.67$, 改变 q 时的单参数分岔图。红点表示稳定平衡点,蓝点表示碰撞震荡,绿线表示稳定极限环,GR 表示擦边分岔, H 表示 Hopf 分岔。从 $q = 30$ 开始减小无量纲流量参数。当 $q = 24.985$ 时发生了超临界 Hopf 分岔^[13] (H), 稳定平衡点 $y_1 = 4.77$; 当 $q = 23.909$ 时发生了擦边分岔 (GR), 此时阀芯开始接触阀座, 震荡运动振幅 $y_1 \in (0, 19.736)$; 当 $19.2 < q < 21.84$ 时, 为周期 2 碰撞解; 当 $3.7 < q < 19.2$ 时, 为周期 1 碰撞解。

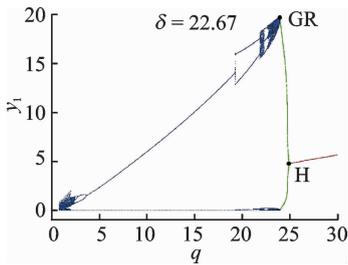


图 5 $\delta = 22.67$ 时单参数分岔图
Fig. 5 Bifurcation diagram for $\delta = 22.67$

下面理论验证 Hopf 分岔点。当 $q = 26$ 时, 考察系统(7)的平衡点

$$\begin{cases} f(1) = y'_1 = 0 \\ f(2) = y'_2 = 0 \\ f(3) = y'_3 = 0 \end{cases} \quad (9)$$

得系统平衡点为 $y_1^* = 4.948, y_2^* = 0, y_3^* = 27.617$ 。

线性化系统得雅克比矩阵为

$$J = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -1 & -\kappa & 1 \\ -\beta \sqrt{y_3} & 0 & -\frac{\beta y_1}{2 \sqrt{y_3}} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$J(y_1^*, y_2^*, y_3^*) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -1 & -1.23 & 1 \\ -92.33 & 0 & -8.27 \end{bmatrix}$$

特征值为 $\lambda_1 = -0.027 + 3.264i, \lambda_2 = -0.027 - 3.264i, \lambda_3 = -9.444$ 。同理可得, $q = 24.985$ 时, 系统平衡点为 $y_1^* = 4.77, y_2^* = 0, y_3^* = 27.44$, 特征值 $\lambda_1 = 3.292i, \lambda_2 = -3.292i, \lambda_3 = -9.229$ 。 $q = 24$ 时, 系统平衡点为 $y_1^* = 4.596, y_2^* = 0, y_3^* = 27.266$, 特征值 $\lambda_1 = -0.029 + 3.321i,$

$\lambda_2 = -0.029 - 3.321i, \lambda_3 = -9.019$ 。 λ_1 和 λ_2 在复平面上的运动轨迹如图 6 所示, 在复平面内, 左边的特征值同时穿过虚轴到达右边, 为 Hopf 分岔, 此时稳定平衡点消失并在附近出现极限环。

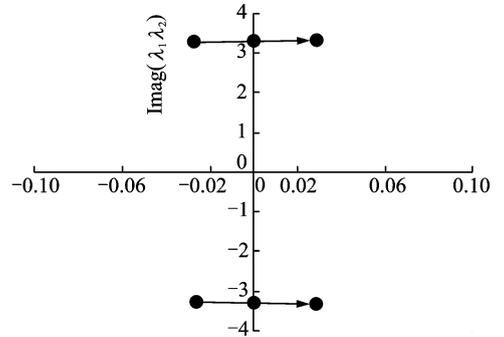


图 6 复平面内特征值 λ_1, λ_2 的运动轨迹
Fig. 6 The trajectories of eigenvalues λ_1 and λ_2 on complex plane

2.3 极限环鞍结点分岔

图 7 为当 $\delta = 40$, 改变 q 时的单参数分岔图, 红点表示稳定平衡点, 蓝点表示碰撞震荡, 黑线表示不稳定极限环, 绿线表示稳定极限环, LPC 表示极限环的鞍结点分岔, GR 表示擦边分岔, H 表示 Hopf 分岔。从 $q = 52$ 开始减小无量纲流量参数。当 $q = 51.576$ 时, 发生了极限环鞍结点分岔 (LPC), 此时极限环振幅 $y_1 \in (1.536, 23.979)$; 当 $q = 50.967$ 时发生了擦边分岔 (GR), 此时阀芯开始接触阀座, 震荡运动振幅 $y_1 \in (0, 33.4)$; 当 $q = 49.816$ 时发生了亚临界 Hopf 分岔 (H), 稳定平衡点 $y_1 = 7.247$ 。

可以看出, 在 $q \in (49.816, 50.967)$ 区间内, 存在稳定平衡点和阀芯碰撞震荡运动的双稳定性; 在 $q \in (50.967, 51.576)$ 区间内, 存在稳定平衡点和极限环运动的双稳定性。

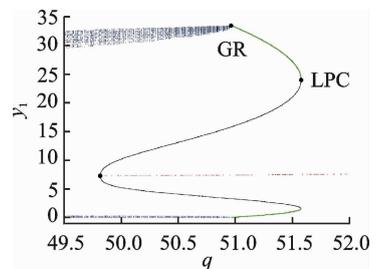


图 7 $\delta = 40$ 时的单参数分岔图
Fig. 7 Bifurcation diagram for $\delta = 40$

图 8 为当 $\delta = 30$, 改变 q 时的单参数分岔图。红点表示稳定平衡点, 蓝点表示碰撞震荡, 黑线表示

不稳定极限环,绿线表示稳定极限环,LPC1 和 LPC2 表示极限环鞍结点分岔,GR 表示擦边分岔,H 表示 Hopf 分岔。从 $q = 36$ 开始减小无量纲流量参数。当 $q = 35.518$ 时,发生了极限环鞍结点分岔(LPC1),此时极限环振幅 $y_1 \in (1.75,16.071)$;当 $q = 35.109$ 时发生了超临界 Hopf 分岔(H),稳定平衡点 $y_1 = 5.863$;当 $q = 35.089$ 时,发生了极限环鞍结点分岔(LPC2),此时极限环振幅 $y_1 \in (4.62,7.442)$;当 $q = 34.793$ 时发生了擦边分岔(GR),此时阀芯开始接触阀座,震荡运动振幅 $y_1 \in (0,25.616)$ 。

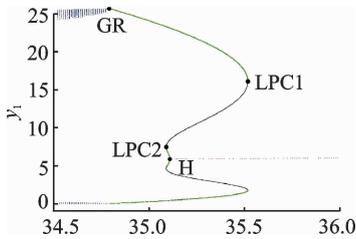


图 8 $\delta = 30$ 时的单参数分岔图

Fig.8 Bifurcation diagram for $\delta = 30$

可以看出,在 $q \in (35.089,35.109)$ 区间内,存在 2 个稳定极限环和 1 个不稳定极限环;在 $q \in (35.109,35.518)$ 区间内,存在 1 个稳定极限环、1 个不稳定极限环和 1 个稳定平衡点。

2.4 广义 Hopf 分岔

图 9 所示为双参数分岔图,H 表示 Hopf 分岔曲线,LPC1 和 LPC2 表示极限环鞍结点分岔曲线,CPC 表示尖点分岔,GH 表示广义 Hopf 分岔。LPC1 与 H 相交于 GH 点,坐标为 $(q, \delta) = (28.493,25.262)$;LPC1 与 LPC2 相切于 CPC 点,坐标为 $(q, \delta) = (25.065,22.831)$ 。

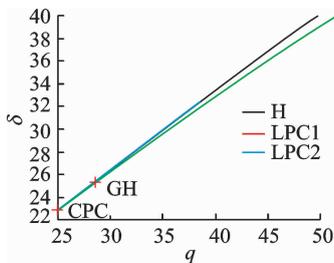


图 9 双参数分岔图

Fig.9 Two-parameter bifurcation diagram

图 10 所示为广义 Hopf 分岔(GH)示意图,LPC1 与 H 分岔曲线将参数平面分为 4 个区域,按

逆时针方向排列分别为(1),(2),(3),(4)。区域(1)有 1 个稳定平衡点、1 个稳定极限环和 1 个不稳定极限环;区域(2)有 1 个不稳定平衡点;区域(3)和(4)有 1 个稳定平衡点。

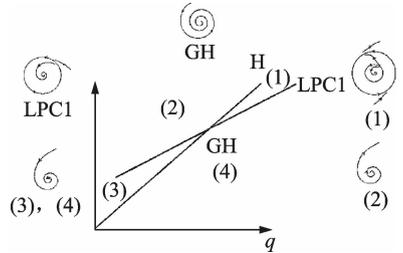


图 10 广义 Hopf 分岔(GH)示意图

Fig.10 Qualitative diagram for generalized Hopf bifurcation(GH)

2.5 尖点分岔

如图 11 所示的尖点分岔(CPC)示意图,LPC1 与 LPC2 分岔曲线以“楔形”将参数平面分为两个部分。在区域(1)，“楔形”内有 3 个平衡点,2 个稳定,1 个不稳定;在区域(2)，“楔形”外有 1 个稳定平衡点。

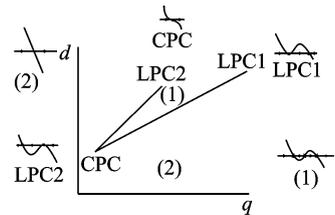


图 11 尖点分岔(CPC)示意图

Fig.11 Qualitative diagram for cusp bifurcation of cycles (CPC)

3 动态测试

为了验证动力学模型的正确性,搭建测试平台如图 12 所示。动力部分由电机 1 和泵 2 提供,安全阀 3 用来防止系统过载,压力传感器 5、流量传感器 6 和阀芯位移传感器 8 输出信号进入数据采集仪 9,由计算机 10 显示和存储。动态测试在预设压力 $p_{opening} = 1 \text{ MPa}$ (弹簧预压缩量 $x_0 = 5 \text{ mm}$)下进行。从低流量开始,通过比例调速阀 4 逐步增大到最大流量(约 120 L/min),记录 30 组泵出口流量 Q_{pump} 情况下的溢流阀入口压力 p_{in} 和阀芯位移 x 。

图 13 为缓慢改变泵出口流量 Q_{pump} 的测试分岔图。图 14 为溢流阀阀芯振动幅值随泵出口流量 Q_{pump} 变化的频谱瀑布图。图 15(a)~(d)为 4 个典

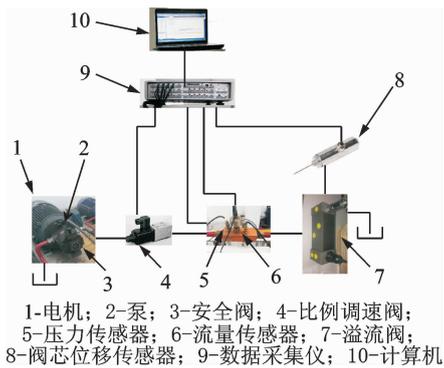


图12 测试平台

Fig. 12 Test platform

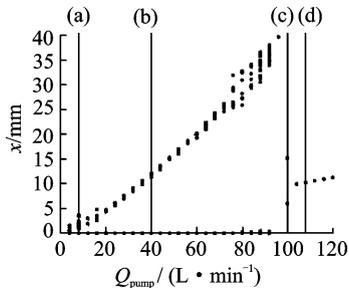


图13 缓慢改变流量的测试分岔图

Fig. 13 Measured bifurcation diagram of the system while slowly varying the flow rate

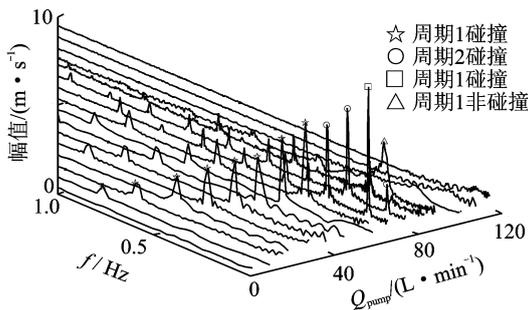
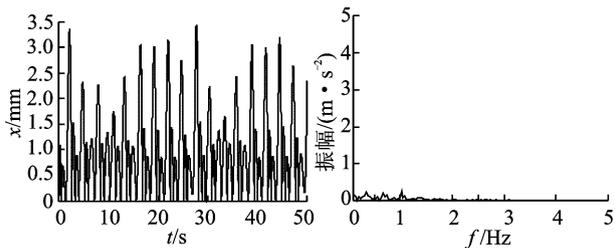


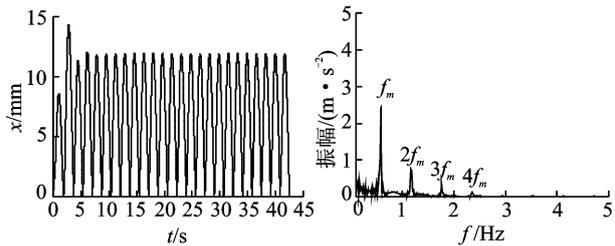
图14 频谱瀑布图

Fig. 14 Waterfall diagram for the spectra



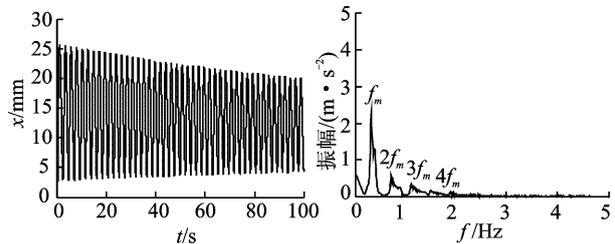
(a) $Q_{pump} = 8$ L/min时的混沌碰撞振荡

(a) Chaos impacting oscillation for $Q_{pump} = 8$ L/min



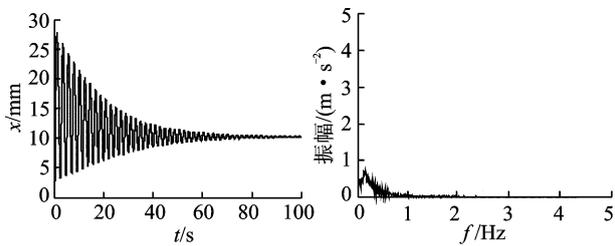
(b) $Q_{pump} = 40$ L/min时的碰撞周期振荡

(b) Impacting period oscillation for $Q_{pump} = 40$ L/min



(c) $Q_{pump} = 100$ L/min时的非碰撞周期振荡

(c) Period oscillation without impact for $Q_{pump} = 100$ L/min



(d) $Q_{pump} = 108$ L/min时的稳态平衡

(d) Stable equilibrium for $Q_{pump} = 108$ L/min

图15 阀芯时间序列上的位移和频谱图

Fig. 15 Displacement time histories and spectrum diagram

型的阀芯时间序列上的位移和频谱图。

从图13和图14可以看出,流量极小时,阀芯是不稳定的,呈现出混沌碰撞震荡的运动形式,典型轨迹如图15(a)所示($Q_{pump} = 8$ L/min);增大流量,振荡幅值和周期逐渐增大,典型轨迹如图15(b)所示($Q_{pump} = 40$ L/min),基频 $f_m = 0.5854$ Hz;流量达到95 L/min,即擦边分岔,阀芯离开阀座,非碰撞周期振荡开始,典型轨迹如图15(c)所示($Q_{pump} = 100$ L/min),基频 $f_m = 0.3962$ Hz;增大流量,振荡幅值开始减小,在临界值102 L/min之后,阀芯处于稳态平衡,典型轨迹如图15(d)所示($Q_{pump} = 108$ L/min)。

4 结束语

1) 建立了溢流阀的数学模型,以不同的预压缩参数 δ 作出系统相位和向量场分布图,通过以 q 作为自由参数作出单参数分岔图,发现了Hopf分岔,并进行了理论验证。

2) 当 $\delta = 40$ 和 30 时,出现了极限环鞍结点分岔现象。同时改变 q 和 δ 得到了双参数分岔图,分析了广义Hopf分岔和尖点分岔对参数平面区域的划分。

3) 实验证明,小流量时阀芯是不稳定的,呈现出混沌的运动形式。增大流量到 20 L/min,系统进入周期性碰撞运动;直到 95 L/min,当阀芯离开阀座,擦边分岔之后,非碰撞周期振荡开始;102 L/min 之后,Hopf 分岔出现,阀芯变得稳定。

参 考 文 献

- [1] 张怀亮,章国亮,齐征宇. 基础振动下直动式溢流阀的动态特性[J]. 中南大学学报:自然科学版,2014,45(12):4181-4186.
Zhang Huailiang, Zhang Guoliang, Qi Zhengyu. Dynamic characteristics of direct operated relief valve on fundamental vibration[J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2014, 45(12): 4181-4186. (in Chinese)
- [2] 刘银水,毛旭耀,吴德发,等. 直动式海水液压溢流阀的设计与仿真[J]. 华中科技大学学报:自然科学版,2010,38(9):125-128.
Liu Yinshui, Mao Xuyao, Wu Defa, et al. Design and simulation of a seawater hydraulic relief valve[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2010, 38(9): 125-128. (in Chinese)
- [3] 吴珊,毛旭耀,吴德发. 直动式海水液压溢流阀的稳定性能分析[J]. 华中科技大学学报:自然科学版,2010,38(10):89-92.
Wu Shan, Mao Xuyao, Wu Defa. Stability analysis of a direct-acting seawater hydraulic relief valve[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2010, 38(10): 89-92. (in Chinese)
- [4] 张天霄,刘昕晖,张农. 液压溢流阀的振动分析[J]. 吉林大学学报:工学版,2014,44(1):91-94.
Zhang Tianxiao, Liu Xinhui, Zhang Nong. Vibration analysis of hydraulic relief valve[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2014, 44(1): 91-94. (in Chinese)
- [5] Eyres R. Grazing bifurcations and chaos in the dynamics of a hydraulic damper with relief valves[J]. SIAM Journal on Applied Dynamical Systems, 2005, 4(4): 1076-1106.
- [6] Izuchi H. Stability analysis of safety valve[C]//10th Topical Conference on Gas Utilization. San Antonio, Texas; American Institute of Chemical Engineers, 2010.
- [7] Li Defu, Xia Xinlin, Dai Guilong, et al. Numerical Simulation on Fluid Dynamic Behavior of High-pressure Safety Valves[C]//Power and Energy Engineering Conference (APPEEC), 2010 Asia-Pacific. Chengdu; IEEE, 2010.
- [8] 陈青,许惠,权龙. 三级同心液压溢流阀噪声特性的CFD分析[J]. 振动、测试与诊断,2009,29(1):71-74.
Chen Qing, Xu Hui, Quan Long. CFD simulation of noise characteristic of coaxial hydraulic relief valve with three stages[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009, 29(1): 71-74. (in Chinese)
- [9] Srikanth C, Bhasker C, Flow analysis in valve with moving grids through CFD techniques[J]. Advances in Engineering Software, 2009, 40(3): 193-201.
- [10] 杨忠炯,李洪宾,周立强,等. 强冲击下先导式溢流阀先导阀芯自激振动仿真[J]. 华中科技大学学报:自然科学版,2015,43(4):58-63.
Yang Zhongjiong, Li Hongbin, Zhou Liqiang, et al. Simulation of self-excited vibration behavior of pilot valve core on pilot-operated pressure relief valve with strong vibration[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2015, 43(4): 58-63. (in Chinese)
- [11] Licskó G, Champneys A, Hös C. Nonlinear analysis of a single stage pressure relief valve[J]. International Journal of Applied Mathematics, 2009, 39(4): 12-25.
- [12] Hussain S, Hussain A, Ahmad Z. Discharge characteristics of orifice spillway under oblique approach flow[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 2014, 39(10): 9-18.
- [13] Li Yan. Hopf bifurcations in general systems of Brusselator type[J]. Nonlinear Analysis: Real World Applications, 2016, 28: 32-47.



第一作者简介:马威,男,1987年5月生,博士生。主要研究方向为液压传动与控制。曾发表《基于AMESim的凿岩钻车防卡阀的建模与仿真分析》(《矿山机械》2014年第42卷第11期)等论文。
E-mail: maweistub@163.com