一种典型盘式单向阀的动力学建模与优化设计

张 睿 吴 帅 焦宗夏

(北京航空航天大学 自动化科学与电气工程学院, 北京 100191)

摘 要: 盘式单向阀特性对其簧片参数十分敏感,为了提高阀的高频工作性能,针对典型的三曲梁式簧片结构,研究了一种通用的单向阀动力学建模与优化方法. 建模过程中,给出了簧片关于曲梁宽度、弧度及簧片厚度等参数的插值模型,利用有限元方法获得了插值参数. 在此基础上,推导了整个盘式单向阀的动力学模型. 利用粒子群优化方法对簧片参数进行优化,设置模型输入为正弦压力信号,优化目标为阀的净输出流量最大. 优化结果表明:随着工作频率提高,簧片最优厚度增大,同时单向阀最大净输出流量减小. 实验与仿真结果一致,证实了上述方法简单可行,可用于工程实际中合理设计和选择盘式单向阀.

关 键 词: 液压; 单向阀; 动力学建模; 粒子群优化

中图分类号: TH 137.52

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2013)09-1197-06

Dynamic modeling and optimization of a typical disk-type check valve

Zhang Rui Wu Shuai Jiao Zongxia

(School of Automation Science and Electrical Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The characteristics of disk-type check valve are particularly sensitive to its reed parameters. Taking a typical reed with three curved-beams as an example, a general modeling and optimization method was investigated to improve the valve dynamic performances. An interpolation model of the reed relating to its beam width, radian and thickness was derived based on the deformation theory of curved-beams. The model parameters were obtained via finite elements method. Based on the reed model, a dynamic model of the check valve was built. With a sinusoidal pressure input, the reed parameters were optimized for the largest net flow rate output via the particle swarm optimization method. With the raise of frequency, the best reed thickness increases, but the net flow rate decreases. The experimental results of the valve match well with those of simulation. The above method is simple but practical, which contributes to the reasonable design of disk-type check valves in engineering.

Key words: hydraulics; check valve; dynamic models; particle swarm optimization

单向阀作为一种逻辑元件,对液压系统的功能实现至关重要[1-2]. 以其在往复式液压泵中的应用为例,单向阀负责对流体整流,其动态特性直接影响着泵的输出流量[2]. 随着工作频率不断提高,传统单向阀的反向截止性能面临严重挑战.

国内外学者提出了多种单向阀结构,除传统球阀外[3],还包括悬臂梁阀[4-6]、盘式阀[7-8]等. 盘式单向阀兼具结构简单紧凑、频响高及开口均匀等优点,吸引了众多研究者的目光.

文献[7-8]分别对比了多种盘式簧片结构,并对其性能进行了测试,但这些研究仅限于静态工况. 此外,盘式阀被广泛用于智能材料驱动泵中, 研究结果证实了其高频响的特点[9-12],但关于阀自身参数对其特性影响的分析较少见. 为提

收稿日期: 2013-04-09; **网络出版时间**: 2013-09-23 11:42

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20130923.1142.009.html

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51235002,51105016)

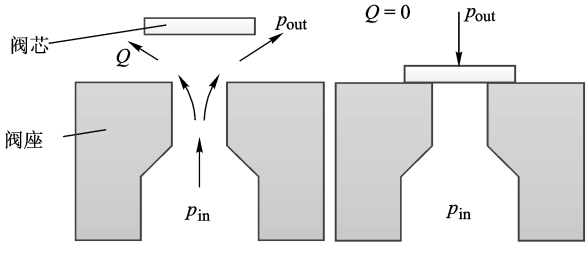
作者简介: 张 睿(1984-),男,北京人,博士生,zhangrui@asee.buaa.edu.cn.

高盘式阀频响,可在设计过程中增大簧片刚度.但过高的刚度将反过来增大阀流阻、降低阀效率,并且导致阀芯和阀座间撞击力过大,缩短阀寿命[3].可见,针对盘式阀实际工况,合理设计其结构参数十分重要.

本文基于一种典型盘式簧片结构,利用插值法和有限元法(FEM,Finite Elements Method)建立简洁准确的簧片变形模型,在此基础上推导盘式阀的动力学模型;采用粒子群优化方法(PSO,Particle Swarm Optimization)对阀参数进行优化;根据优化结果开发盘式阀及其测试系统,通过实验验证仿真结果的准确性.

1 原理结构

液压单向阀仅允许液体单向通流,其原理如图 1 所示.当入口压力 p_{in} 大于出口压力 p_{out} 时,阀芯在液动力作用下向上运动,它与阀座间形成阀口,流体从入口流向出口,流量为 Q.反之,当 $p_{in} \leqslant p_{out}$ 时,在液动力和弹簧力作用下,阀芯被压紧在阀座上,流体的反向流动被阻断,此时流量 $Q=0$ mL/s.



a 开启状态($p_{in}>p_{out}$) b 关闭状态($p_{in}\leqslant p_{out}$)

图 1 液压单向阀原理图

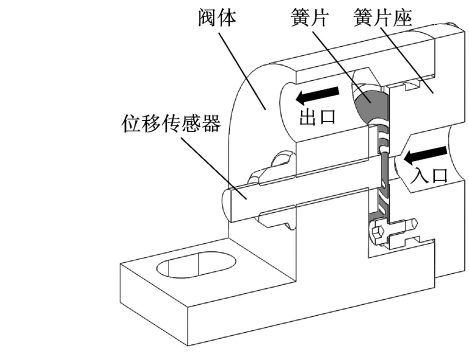
盘式单向阀结构如图 2a 所示,主要包括阀体、簧片座、簧片和位移传感器.阀入口和出口分别位于簧片座和阀体上.簧片座安装在阀体右端,其上装有盘式簧片.簧片与簧片座间形成开度可变的阀口,决定入口和出口间的通断.簧片变形量通过非接触式位移传感器检测.

簧片采用典型的三曲梁式结构[7-8].如图 2b 所示,它具有二维平面结构,按功能分为内盘、曲梁和安装盘.

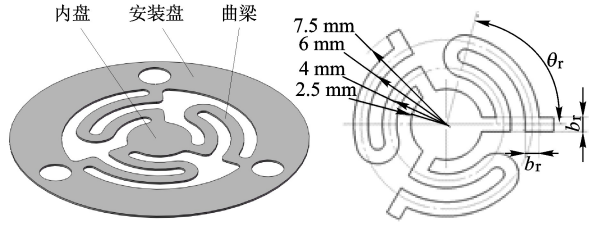
内盘可沿其法线方向运动,是单向阀的阀芯.内盘与安装盘间由 3 条均匀排布的曲梁连接.

曲梁作为复位弹簧,在内盘运动时发生形变,为内盘提供回复力.

内盘与曲梁的主要参数如图 2c,其中曲梁宽度 b_r、曲梁弧度 θ_r 及簧片厚度 h_r 对系统动态性能影响较大,将重点讨论.



a 阀结构



b 簧片结构[7-8] c 簧片参数

图 2 盘式单向阀结构与参数图

2 动力学模型

2.1 簧片模型

文献[8]利用 Roark 方程[13]建立了图 2b 所示结构的变形模型.由于边界条件复杂,建模过程繁琐且精度较低(刚度误差约 9%).因而本研究选用简单准确的插值法建立簧片模型.

根据曲梁弯曲理论[13-14],内盘位移 x_r 及曲梁刚度 k_r 为

$$\left.\begin{aligned} x_r &= \frac{\alpha F_r}{b_r h_r^3} f(\theta_r) \\ k_r &= \frac{\mathrm{d}F_r}{\mathrm{d}x_r} = \frac{b_r h_r^3}{\alpha f(\theta_r)} \end{aligned}\right\} \tag{1}$$

式中,α 为结构常数;F_r 为内盘法向外力;$f(\theta_r)$ 为关于 θ_r 的函数,可由三次多项式逼近为

$$f(\theta_r) = \beta_0 + \beta_1\theta_r + \beta_2\theta_r^2 + \beta_3\theta_r^3 \tag{2}$$

式中,$\beta_0 \sim \beta_3$ 为结构常数.

利用 k_r 计算簧片一阶固有频率 f_{n1},有

$$f_{n1} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_r}{m_{reff}}} \tag{3}$$

式中,m_{reff} 为簧片等效质量,由内盘质量 m_{id} 和部分曲梁质量 m_{cb} 构成,即

$$m_{reff} = m_{id} + 3\gamma m_{cb} = \rho_r h_r (S_{id} + 3\gamma S_{cb}) \tag{4}$$

式中,γ 为质量系数;ρ_r 为簧片密度;S_{id} 为内盘面积,有 $S_{id}=\pi r_1^2$;S_{cb} 为单条曲梁面积,可表示为

$$S_{cb} = S_{cb1} + S_{cb2} + S_{cb3} + S_{cb4} + S_{cb5} \tag{5}$$

其中

$$S_{cb1} = \int_{-\frac{b_r}{2}}^{0} \left(\sqrt{\left(r_2 + \frac{b_r}{2}\right)^2 - x^2} - \sqrt{r_1^2 - x^2} \right) \mathrm{d}x +$$

$$\int_0^{\frac{b_r}{2}}\left(\sqrt{\left(r_2-\frac{b_r}{2}\right)^2-x^2}-\sqrt{r_1^2-x^2}\right)\mathrm{d}x \quad (6)$$

$$S_{cb2}=\frac{\theta_r}{2}\left[\left(r_2+\frac{b_r}{2}\right)^2-\left(r_2-\frac{b_r}{2}\right)^2\right] \quad (7)$$

$$S_{cb3}=\frac{\pi}{2}\left[\left(\frac{r_3-r_2+b_r}{2}\right)^2-\left(\frac{r_3-r_2-b_r}{2}\right)^2\right] \quad (8)$$

$$S_{cb4}=\frac{\theta_r}{2}\left[\left(r_3+\frac{b_r}{2}\right)^2-\left(r_3-\frac{b_r}{2}\right)^2\right] \quad (9)$$

$$S_{cb5}=\int_{-\frac{b_r}{2}}^{0}\left(\sqrt{r_4^2-x^2}-\sqrt{\left(r_3-\frac{b_r}{2}\right)^2-x^2}\right)\mathrm{d}x+\int_0^{\frac{b_r}{2}}\left(\sqrt{r_4^2-x^2}-\sqrt{\left(r_3+\frac{b_r}{2}\right)^2-x^2}\right)\mathrm{d}x \quad (10)$$

式中,$r_1\sim r_4$ 为结构半径. 由图2c 可知,其值分别为 2.5,4,6 和 7.5 mm.

选用铍青铜材料(密度 8 920 kg/m^3,弹性模量 125 GPa,泊松比 0.35),利用 FEM 分析得簧片 k_r 和 f_{n1} 见表 1. 将不同 θ_r 对应的结果代入式(1)和式(3)解得:$\alpha\beta_0=2.381\times10^{-17}$ m^5/N,$\alpha\beta_1=-3.793\times10^{-17}$ m^5/N,$\alpha\beta_2=1.977\times10^{-17}$ m^5/N,$\alpha\beta_3=-2.020\times10^{-18}$ m^5/N 及 $\gamma=0.51$. 对比插值模型和其他 FEM 结果可见:二者基本一致. 当 $b_r=1.6$ mm时,k_r 误差值最大,约为 4.8%. 插值模型简单且精度高,可用于单向阀的动力学建模及优化.

表 1　簧片计算结果

参数		k_r/(N·mm^{-1})		f_{n1}/Hz	
		FEM	模型	FEM	模型
b_r/mm	1.0	0.96	0.95	608	603
	1.2	1.12	1.14	622	624
	1.4	1.28	1.33	631	640
	1.6	1.45	1.52	641	653
θ_r/rad	1.31	0.96		608	603
	1.40	0.86		562	
	1.48	0.76		521	522
	1.57	0.65		486	477
h_r/mm	0.10	0.29	0.28	409	401
	0.12	0.50	0.49	489	482
	0.15	0.96	0.95	608	603
	0.20	2.25	2.25	805	804

2.2　单向阀动力学模型

簧片内盘作为单向阀阀芯,其力平衡方程为

$$(m_{reff}+m_f)\ddot{x}+c\dot{x}+k_rx+F_{con}=F_f \quad (11)$$

式中,m_f 为附加流体质量;x 为阀开口;c 为阻尼系数. 内盘在簧片座和阀体间运动,它与二者接触时产生接触力 F_{con} 有[15]

$$F_{con}=\begin{cases}-(c_1\dot{\delta}_1+k_1\delta_1) & x\leqslant 0\\ 0 & 0<x<x_h\\ c_h\dot{\delta}_h+k_h\delta_h & x\geqslant x_h\end{cases} \quad (12)$$

其中

$$\left.\begin{aligned}\delta_1&=-x\\ \delta_h&=x-x_h\\ c_1&=c_{l0}(1-\mathrm{e}^{-3\delta_l/\delta_{l\max}})\\ c_h&=c_{h0}(1-\mathrm{e}^{-3\delta_h/\delta_{h\max}})\end{aligned}\right\} \quad (13)$$

式中,δ_l,δ_h 为内盘与簧片座、阀体的接触变形量;$\delta_{l\max}$ 和 $\delta_{h\max}$ 为各自最大值;c_l,c_h 为阻尼系数;c_{l0},c_{h0} 为各自初始值;k_l 和 k_h 为接触刚度;x_h 为阀座位置.

液动力 F_f 包括瞬态和稳态分量. 此阀流量较小,瞬态液动力可忽略不计,故有

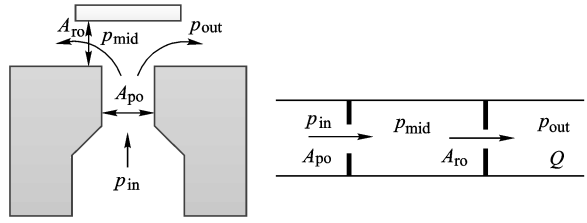
$$F_f=\begin{cases}\lambda\pi r_1^2(p_{mid}-p_{out}) & x>0\\ \pi(p_{mid}r_0^2-p_{out}r_1^2) & x\leqslant 0\end{cases} \quad (14)$$

式中,λ 为面积系数;p_{mid} 为内盘入口侧压力;r_0 为圆管半径.

如图 3 所示,单向阀打开时,流体经过圆管和内盘两个节流口,二者串联连接,均对流体造成压降. 由节流公式的通用形式[10]可得

$$\left.\begin{aligned}p_{in}-p_{mid}&=\frac{\rho_{oil}}{2}\frac{Q^{n_{po}}}{(C_{po}A_{po})^{n_{po}}}\\ p_{mid}-p_{out}&=\frac{\rho_{oil}}{2}\frac{Q^{n_{ro}}}{(C_{ro}A_{ro})^{n_{ro}}}\end{aligned}\right\} \quad (15)$$

式中,ρ_{oil} 为流体密度;A_{po} 为圆管节流面积,有 $A_{po}=\pi r_0^2$;A_{ro} 为内盘节流面积,有 $A_{ro}=2\pi r_0x$;C_{po},n_{po},C_{ro},n_{ro} 为流量系数. 对于复杂流道及低雷诺数流动,流量系数需根据实验确定[10]. 为简化模型,在此假设 $C=C_{po}=C_{ro}$ 和 $n=n_{po}=n_{ro}$,则有:当 $x=r_0/2$ 时,两节流口流阻相等,故 $p_{mid}=\frac{p_{in}+p_{out}}{2}$;当 $x<\frac{r_0}{2}$ 时,内盘节流效应占主要地位;反之圆管为主要节流口.



a　示意图　　b　等效图

图 3　节流口示意图

由式(15)得单向阀流量公式为

$$Q=\begin{cases}\mathrm{sgn}(\Delta p)\dfrac{CA_{po}A_{ro}}{\sqrt[n]{A_{po}^n+A_{ro}^n}}\sqrt[n]{\dfrac{2|\Delta p|}{\rho_{oil}}} & x>0\\ 0 & x\leqslant 0\end{cases} \quad (16)$$

式中,sgn(·)为符号函数;Δp 为阀口压差,有 $\Delta p=$

$p_{in}-p_{out}$. 定义 $\Delta p>0$, $\Delta p<0$ 表示正、反压差, $Q>0$, $Q<0$ 表示正、反流量. 由式(16)可知,同时满足 $x>0$ 和正压差时,单向阀产生正流量. 此时若突然变为反压差,内盘由于惯性作用不能立即关闭阀口,单向阀将产生不希望的反流量. 因而,需根据实际工况合理设计单向阀动特性.

3 优化设计

3.1 PSO 算法[16-17]

利用 PSO 优化阀参数. 选取 i 个粒子,每个粒子具有位置 $\boldsymbol{X}_i$ 和更新速度 $\boldsymbol{V}_i$ 两个伴随矢量:

$$\left.\begin{aligned}\boldsymbol{X}_i &= [x_i^1, x_i^2, \cdots, x_i^D]\\ \boldsymbol{V}_i &= [v_i^1, v_i^2, \cdots, v_i^D]\end{aligned}\right\} \tag{17}$$

式中, x_i, v_i 为矢量分量; D 为维数. 采用位置更新算法[17]:

$$\left.\begin{aligned}v_i^d(T+1) = {} & wv_i^d(T) + \\ & c_1\mathrm{rand}_1(T)_i^d[p_i^d(T) - x_i^d(T)] + \\ & c_2\mathrm{rand}_2(T)_i^d[g^d(T) - x_i^d(T)]\\ x_i^d(T+1) = {} & x_i^d(T) + v_i^d(T+1)\end{aligned}\right\} \tag{18}$$

式中, d 为第 d 维分量; T 为迭代步数; c_1, c_2 为学习因子; $\mathrm{rand}_1(\cdot)$ 和 $\mathrm{rand}_2(\cdot)$ 为[0, 1]内的随机函数; p_i 为 x_i 的局部最优值; g 为全局最优值; w 为惯性权值,决定了算法收敛的快速性和稳定性,通常采用线性递减权值策略[17]:

$$w = w_{\max} - \frac{w_{\max} - w_{\min}}{T_{\max}}T \tag{19}$$

式中, $w_{\max}$, $w_{\min}$ 为权值最大、最小值; $T_{\max}$ 为最大迭代步数.

本研究中,令 $\boldsymbol{X}_i=[b_{ri}, \theta_{ri}, h_{ri}]$,设置优化范围 $b_r \in [1, 1.6]$ mm, $\theta_r \in [1.31, 1.57]$ rad 和 $h_r \in [0.1, 0.2]$ mm, 及最大更新速度为每步 0.03 mm, 0.013 rad 和 5 μm. 设定正弦压差输入为

$$\Delta p = \Delta p_0 \sin(2\pi f t) \tag{20}$$

式中, Δp_0 为压差幅值; f 为频率; t 为时间. 优化目标是获得最大静流量为

$$Q_{net} = f\int_0^{1/f} Q\mathrm{d}t \tag{21}$$

3.2 优化结果

利用表 2 中的参数,分别对 $f=250$, 350 和 450 Hz 3 种情况优化,得到结果见表 3. 由优化结果可知, b_r, θ_r 和 h_r 均收敛到最优值. b_r 和 θ_r 均为各范围内的最小值,且不随频率发生变化. 原因在于:与 h_r 相比, b_r 对阀动特性影响很小;而减小 b_r 能够降低系统质量,有利于通过增大 h_r 来提高频响. 减小 θ_r 可以同时降低系统质量并提高曲梁刚度,因而能够直接提高系统频响. 随着 f 增加, h_r 逐渐增大,分别为 0.122, 0.153 和 0.183 mm;而对应的 Q_{net} 急剧减小,分别为 5.13×10^{-2}, 2.32×10^{-2} 和 1.26×10^{-2} mL/s.

表 2 仿真参数

参数	数值	参数	数值
m_f/g	6.45×10^{-2}	r_0/mm	1.75
c/(N·s·m^{-1})	10.6	ρ_{oil}/(kg·m^{-3})	833
x_h/mm	1.15	Δp_0/MPa	0.1
k_l/(N·m^{-1})	6×10^9	I/个	25
c_{l0}/(N·s·m^{-1})	3.5×10^4	c_1	2
k_h/(N·m^{-1})	1.8×10^{10}	c_2	2.1
c_{h0}/(N·s·m^{-1})	6.1×10^4	w_{max}	0.98
λ	0.766	w_{min}	0.6
C	0.056	T_{max}/步	50
n	2.05		

表 3 优化结果

f/Hz	b_r/mm	θ_r/rad	h_r/mm	Q_{net}/(mL·s^{-1})
250			0.122	5.13×10^{-2}
350	1	1.31	0.153	2.32×10^{-2}
450			0.183	1.26×10^{-2}

4 仿真与实验

4.1 样机及其实验系统

利用参数优化结果 $b_r=1$ mm, $\theta_r=1.31$ rad 和 $h_r=0.15$ mm,开发盘式单向阀及其测试系统如图 4. 通过在载物台上施加载荷,使作动筒作为液压源工作. 作动筒下腔通过管道与单向阀连接,单向阀另一端口直接通大气(相对压力为 0 MPa). 实验过程中,补油阀处于关闭状态.

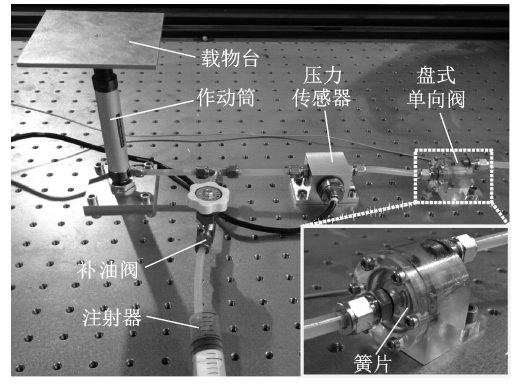


图 4 盘式单向阀及其实验系统

4.2 静态测试

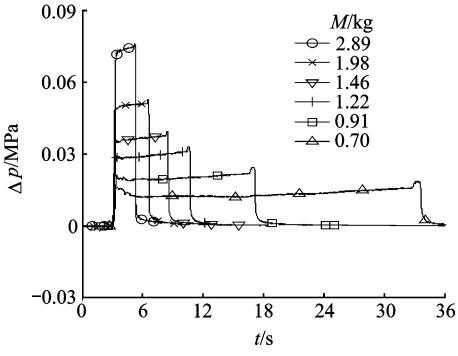
在载物台上放置不同的质量块 M 来产生可变的恒定压力,从而测试盘式单向阀的静态特性.

单向阀正向连接时,阀口在压力作用下打开,流体经单向阀流入大气. 同时,作动筒活塞向下运动,直至下端点位置时,系统压力恢复为 0 MPa,单向阀关闭. 在此过程中, Δp 及 x 分别如图 5a 和图

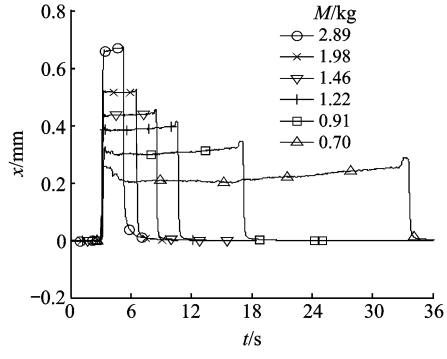
5b 所示,随着 M 增大,二者同时增大,但它们的保持时间 T_d 逐渐减小. 利用 T_d 计算平均流量 $\bar{Q}$ 有

$$\bar{Q} = V/T_d \tag{22}$$

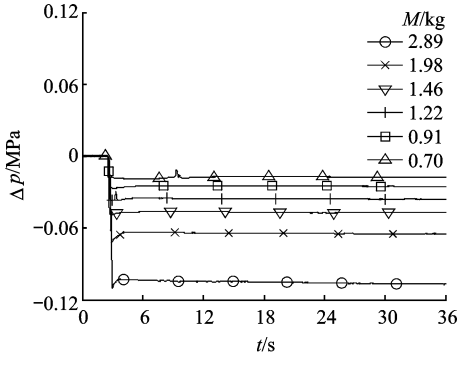
式中,V 为作动筒下腔体积.



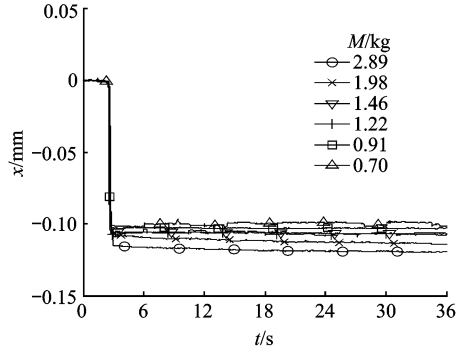
a　正向压差曲线



b　正向阀开口曲线



c　反向压差曲线



d　反向阀开口曲线

图 5　静态压差及阀开口曲线

利用相同条件进行反向连接测试,记录 Δp 和 x 如图 5c 和 5d. 初始状态下,簧片内盘与簧片座间存在间隙,故 x 在施加 Δp 时出现负向跳变,幅度约 0.1 mm;同时,簧片内盘自身在压力作用下发生微小变形,故 x 幅值随着 Δp 幅值的增大而缓慢增大. 稳定状态下,Δp 和 x 保持恒定,故有 $T_d \to \infty$. 由式(22)可得:$\bar{Q} = 0$ mL/s,证实了阀具有反向截止功能.

综上得到盘式阀静态流量曲线如图 6. $\Delta p > 0$ 时,实验与模型结果一致;$\Delta p < 0$ 时,x 存在可忽略的误差,导致误差的原因是模型中未考虑间隙及簧片变形等因素.

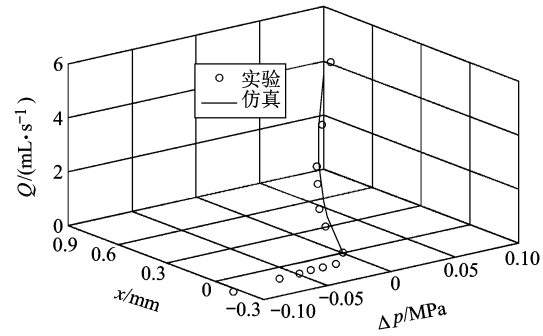
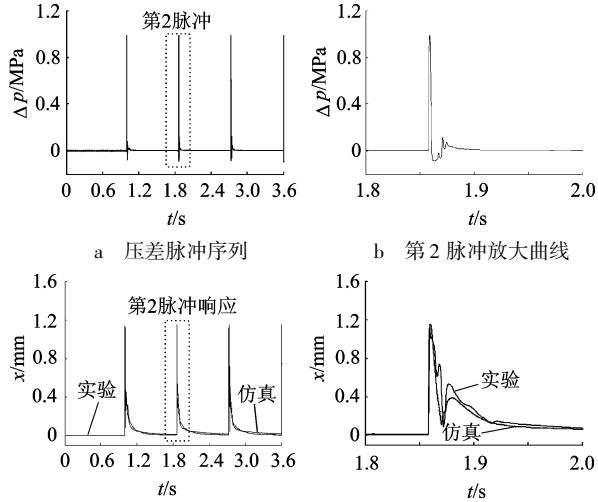


图 6　静态流量曲线

4.3　动态测试

通过快速敲击载物台产生压差脉冲信号,进行盘式单向阀的脉冲响应测试.

压差脉冲序列及其放大曲线分别如图 7a 和 7b 所示,由于作动筒活塞的惯性作用,脉冲下降过程中伴随着 Δp 的正负波动. 单向阀正向连接,在 Δp 作用下,x 及其放大曲线分别如图 7c 和 7d 所示,单向阀能够快速启闭. 实验与仿真结果基本一致,证实了动力学模型的准确性.



a　压差脉冲序列　　b　第 2 脉冲放大曲线

c　阀开口脉冲响应序列　　d　第 2 脉冲响应放大曲线

图 7　脉冲响应曲线

5 结 论

本文针对一种典型盘式单向阀,研究了通用的单向阀动力学建模与优化设计方法. 利用简单的插值法建立簧片变形模型,通过与 FEM 结果对比验证了插值模型的准确性;在此基础上建立盘式单向阀动力学模型;针对不同工况,采用 PSO 方法对阀参数进行优化设计,优化结果表明:随着工作频率的提高,簧片最优厚度增加,阀的净流量降低;通过实验测试阀的静、动态性能,实验与仿真结果一致. 上述方法简单可靠,能够有效指导工程实践,为提高基于盘式单向阀的高频液压系统性能奠定基础.

参考文献(References)

[1] 李玉琳. 液压元件与系统设计[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,1991:101-108
Li Yulin. Design of hydraulic elements and systems[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 1991: 101-108(in Chinese)

[2] 朱俊华,战长松. 往复泵[M]. 北京:机械工业出版社,1992
Zhu Junhua, Zhan Changsong. The reciprocating pump[M]. Beijing: China Machine Press, 1992(in Chinese)

[3] Botros K K. Spring stiffness selectioncriteria for nozzle check valvesemployed in compressor stations[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133: 122401. 1-122401. 11

[4] Larson J P, Dapino M J. Nonlinear dynamic modeling for smart material electro-hydraulic actuator development[C]//Farinholt K M, Griffin S F. Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies 2013. Bellingham: SPIE, 2013: 86900I

[5] Tarnopolsky A Z, Lai J C S, Fletcher N H. Flow structures generated by pressure-controlled self-oscillating reed valves[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 247(2): 213-226

[6] Spakowski J G, Spegar T D, Mancini L. Development of a low-noise high pressure fuel pump for GDiengine applications[C]//SAE 2013 World Congress & Exhibition. Detroit: SAE International, 2013: 2013-01-0253

[7] Nguyen N T, Truong T Q, Wong K K, et al. Micro check valves for integration into polymeric microfluidic devices[J]. Journal of Micromechanics and Microengineering, 2004, 14: 69-75

[8] Smal O, Dehez B, Raucent B, et al. Modelling, characterization and testing of an ortho-planar micro-valve[J]. Journal of Micro-Nano Mechatronics, 2008, 4: 131-143

[9] Kan Junwu, Tang Kehong, Ren Yu, et al. Study on a piezohydraulic pump for linear actuators[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2009, 149: 331-339

[10] Larson J P, Dapino M J. Highfrequency valve development for smart material electro-hydraulic actuators[C]//Farinholt K M, Griffin S F. Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies 2011. Bellingham: SPIE, 2011: 79790E

[11] Tieck R M, Carman G P, Lin Y H, et al. Characterization of a piezohydraulicactuator[C]//Flatau A B. Smart Structures and Materials 2005: Smart Structures and Integrated Systems. Bellingham: SPIE, 2005: 671-679

[12] O'Neill C, Burchfield J. Kinetic ceramics piezoelectric hydraulic pumps[C]//Davis L P, Henderson B K, McMickell M B. Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies 2007. Bellingham: SPIE, 2007: 652701

[13] Young W C, Budynas R G. Roark's formulas for stress andstrain [M]. 6th ed. New York: McGraw-Hill, 1989: 93-101, 307-314

[14] Dahlberg T. Procedure to calculate deflections of curved beams [J]. International Journal of Engineering Education, 2004, 20: 503-513

[15] 毕红霞,王艾伦. 基于 AMESim 的 220t 矿山自卸车举升系统多级液压缸的建模与仿真[J]. 现代机械,2008(4):9-11
Bi Hongxia, Wang Ailun. Design of AMEsim to the modeling and emluator of the 220t mining truck of hoisting system[J]. Modern Machinery, 2008(4): 9-11(in Chinese)

[16] Kennedy J, Eberhart R C. Particle swarm optimization[C]// IEEE International Conference on Neural Networks. New Jersey: IEEE, 1995: 1942-1948

[17] Wu Shuai, Jiao Zongxia, Yan Liang, et al. A fault-tolerant triple-redundant voice coil motor for direct drive valve: design, optimization and experiment[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2013, 26(4): 1071-1079

(编 辑:刘登敏)