

开式泵控锻造油压机卸压冲击灵敏度分析^①

汪飞雪^{②***} 蒋东廷^{***} 田 月^{***} 孔令雨^{***} 姚 静^{③****}

(* 河北省重型机械流体动力传输与控制实验室 秦皇岛 066004)

(** 先进锻压成形技术与科学教育部重点实验室 秦皇岛 066004)

(*** 燕山大学机械工程学院 秦皇岛 066004)

摘 要 针对开式泵控锻造油压机卸压过程剧烈的冲击振动问题,提出以弯管受力为判断依据,利用灵敏度分析方法探寻影响卸压冲击振动的主要参数。分析泄压冲击产生机理,建立系统卸压储能数学模型和弯管受力模型,得到变量泵控制流量、系统储能以及弯管受力之间的函数关系。采用一阶输出灵敏度分析方法,求出各参数在组合式卸压曲线控制下的灵敏度函数,并提出峰值灵敏度、均值灵敏度两个衡量指标,分析各参数变化对弯管受力影响规律,得到引起卸压冲击的决定性参数。研究结果表明:在影响系统冲击振动的 8 个主要参数中,主缸初始压力、主缸面积及卸压弯管通流面积依次为引起系统卸压冲击的关键参数。上述研究结论及方法不仅为开式泵控锻造油压机卸压控制优化提供了理论依据,也为振动主次因素分析提供了新方法。

关键词 冲击振动,灵敏度分析,泵控系统,液压机

0 引 言

随着人们对节能环保意识的提高,节能降耗成为当今液压系统的发展趋势。由于泵控系统具有结构简单、传动效率高、无节流损失和溢流损失等优点,一直备受学者和工程技术人员关注^[1,2],并且在大型锻造液压机等领域得到了一定的应用。

但是大型锻造油压机在卸压过程中如果卸压措施不合理或控制不当,极易造成冲击振动,甚至造成设备的损坏,因此,国内外相关人员针对液压冲击进行了大量的研究,提出了基于体积增量均匀释放的卸压曲线^[3]、能量均匀释放的卸压曲线^[4,5]、高次曲线^[6]和组合式卸压曲线^[7]等控制方法,有效地降低了卸压冲击,并缩短卸压时间,但针对液压冲击影响因素的研究很少,并且相关研究^[8,9]大多通过单一

变量法仿真分析,仅能得到自身的影响趋势,无法进行横向对比,且忽略了不同卸压曲线对相关因素的影响。然而,针对特定的卸压曲线,探索相关参数对卸压冲击的影响程度,得到决定性的影响参数,为卸压控制设计提供参考,必将大幅度提高泵控系统卸压过程的稳定性。因此,本文将针对开式泵控锻造油压机进行卸压灵敏度分析。

灵敏度分析方法在水利系统^[10]、电力系统^[11]、机械系统的设计及分析^[12,13]等领域应用广泛,但在液压领域的应用相对较少。近年来,国内外学者将灵敏度分析方法用于阀控缸系统分析,得到了阀控缸系统主要参数对系统动态特性的影响程度。后又提出不同灵敏度分析方法,并对比分析各灵敏度分析方法的异同点^[14],为液压系统建模分析及非线性控制^[15,16]、液压元件的设计^[17]等方面提供理论基础。

① 国家自然科学基金(51575471)和河北省自然科学基金(E2017203127,E2018203028)资助项目。
② 男,1980年生,博士;研究方向:塑性成形过程的工艺理论,形变行为及质量控制;E-mail: fxiwang@ysu.edu.cn
③ 通信作者,E-mail: jyao@ysu.edu.cn
(收稿日期:2018-07-10)

本文以开式泵控锻造油压机为研究对象,采用一阶输出灵敏度分析方法,建立系统的灵敏度方程,分析其在组合式卸压曲线控制下的主要参数对卸压冲击的影响程度,为系统卸压控制优化提供理论依据。

1 泵控油压机卸压冲击机理及储能

1.1 卸压冲击产生机理

卸压冲击产生的机理是卸压过程控制的基础,决定了控制效果。当系统完成压下过程后,需要在回程前快速地将主缸内的高压油释放,此高压油压力释放的过程,称为卸压过程。卸压过程如果处理不当,会造成管路和机架等结构的冲击和振动。追溯到引发冲击和振动的根源主要有以下三个方面。

(1) 能量的突然释放。当工件压制完成后,由于油液压缩、机架的弹性变形、主缸及管路的膨胀等积攒了大量的能量,需要通过适当的方式进行释放,释放前积攒的能量在卸压时会转化为油液的内能和动能,而油液的动能与管路的弹性势能在很短的卸压过程中会产生互相作用,产生较大的冲击振动^[4]。

$$\Delta W = \Delta\left(\frac{1}{2}mv^2\right) = \int_0^{\Delta x} Kx dx \quad (1)$$

式中, ΔW 为系统储能, m 为主缸及连接管路油液质量, v 为油液运动速度, x 为管路弹性形变量, K 为管路刚度。

(2) 油液动量的突变。卸压过程主缸与主泵间的管路内油液动量变化最为突出。由于泵控锻造油压机主缸与主泵间的管路较长并且空间布局复杂,使得在卸压过程中油液的动量在大小上处于无规则波动,在方向上频繁换向,这就导致由于动量变化产生的冲击与振动^[18]。

$$\Delta mv = \frac{\Delta P \cdot A}{\Delta t} \quad (2)$$

式中, ΔP 为主缸油液压力变化量, Δt 为变化作用时间, A 为管路横截面积。

当动量变化超过一定范围时,压力变化在很短的时间内所产生的冲击力造成管路系统振动,形成卸压冲击。

(3) 气穴现象。在卸压过程中,主缸与管路中的油液急剧释放容易造成局部压力低于油液的空气分离压,空气从油液中分离产生气穴。气穴的产生导致流体系统的传输效率、平稳性等发生改变,并且由于气泡的产生会使油液变质,更严重的是在进入高压区域时气泡会溃灭,产生噪声与振动^[19]。

液压机的卸压过程直接影响着设备的稳定性、工作效率以及寿命,当液压机吨位不断增大,其影响也随之增大。因此,大型液压机主缸卸压时,需要将储存的能量合理释放,提升设备的稳定性和快速性,满足生产大型高精度锻件的需求。

1.2 卸压工况系统储能分析

油压机在工件压制完成后,液压系统中存储了大量的油液,并且导致压机本体机架、管路及主缸等机械结构也产生形变,存储了弹性势能。这些能量在卸压过程中都需要通过主缸及管路中油液进行释放^[4]。

(1) 主缸油液压缩储能

根据油液压缩量公式,主缸油液压缩量为

$$\Delta V = \frac{\Delta P}{E_h - P(t)} V_0 \quad (3)$$

式中, V_0 为卸压前主缸油液体积, ΔV 为主缸油液压缩体积, E_h 为油液的有效体积弹性模量, ΔP 为主缸油液压力变化量, $P(t)$ 为任意时刻主缸油液压力。

由于 $P \ll E_h$, 所以 $E_h - P \approx E_h$, 并且不考虑主缸膨胀产生的弹性势能,则主缸油液压缩储能为

$$W_1(t) = \frac{1}{2} \frac{V_0}{E_h} P^2(t) \quad (4)$$

式中, $W_1(t)$ 为主缸油液压缩能。

(2) 机架弹性形变储能

卸压前,机架弹性变形储能主要由上横梁、活动横梁、立柱与拉杆的变形储能所组成,由于上横梁与活动横梁的质量及强度较大,变形很小,而立柱与拉杆变形量较大,储存了较高的能量。

卸压前,立柱与拉杆的变形量为

$$\lambda_z(t) = \frac{L \pi n_1 D^2 P(t)}{4 E_l A_z n_2} \quad (5)$$

式中, $\lambda_z(t)$ 为立柱与拉杆的变形量, L 为立柱与拉杆长度, E_l 为立柱与拉杆等效弹性模量, A_z 为立柱与拉杆等效横截面积, D 为主缸内径, n_1 为主缸个

数, n_2 为立柱与拉杆个数。

卸压前, 液压机立柱与拉杆储能为

$$W_2(t) = \frac{\pi^2 LD^4 n_2^2}{32 E_l A_z n_2} P^2(t) \quad (6)$$

式中, $W_2(t)$ 为机架弹性形变储能。

卸压前, 系统总储能为主缸油液压缩能和机架的弹性形变能, 则系统总储能为

$$W(t) = W_1(t) + W_2(t) \quad (7)$$

由式(7)可求出任一时刻主缸压力与系统储能间的函数关系式为

$$p(t) = \sqrt{\frac{2E_h W(t)}{V_0 + 2\lambda E_h}} \quad (8)$$

泵控压机系统卸压控制, 主要通过调整双向变量泵的流量来控制主缸压力, 由于主缸压力与系统储能间存在一定的函数关系, 进而可实现系统储备按照预期规律进行释放。下面在推导变量泵流量与主缸压力间作用规律的基础上, 求出系统储能与变量泵流量间的函数关系式。

由式(3)可得主缸内油液压缩体积的增量为

$$\Delta[\Delta V(t)] = \frac{\Delta p(t)}{E_h - p(t)} V_0 \quad (9)$$

等式两边同时除以时间增量 Δt , 当 Δt 趋近于 0

时, $\frac{d[\Delta V(t)]}{dt} = -q(t)$ 即有

$$q(t) dt = \frac{V_0}{p(t) - E_h} dp(t) \quad (10)$$

式中, $q(t)$ 为卸压过程中变量泵输出流量。

以卸压起始点为始且以卸压过程中的任一时刻为止, 对式(10)两端进行积分, 则主缸压力为

$$p(t) = E_h + (p_0 - E_h) e^{\frac{Q(t)}{V_0}} \quad (11)$$

式中, p_0 为卸压起始点主缸压力(Pa), $Q(t)$ 为变量泵输出流量的积分, 并假设 $Q(0) = 0$ 。

联立式(8)、(11)可得变量泵输出流量的积分为

$$Q(t) = V_0 [\ln(\sqrt{\alpha W(t)} - E_h) - \ln(p_0 - E_h)] \quad (12)$$

对上式两端求导可得, 系统储能与变量泵流量间的函数关系式为

$$q(t) = \frac{\alpha V_0 W'(t)}{2\alpha W(t) - 2E_h \sqrt{\alpha W(t)}} \quad (13)$$

$$\text{其中, } \alpha = \frac{2E_h E_l A_l n_2}{16V_0 E_h E_l A_z n_2 + \pi^2 E_h LD^4 n_1^2}$$

2 泵控油压机卸压冲击控制

2.1 弯管动力响应分析

卸压曲线最重要的目标在于尽量降低压力冲击, 卸压冲击表现形式复杂, 这使得直接建立冲击的量化指标较为困难。因为压力冲击在管道系统的弯管处有着最为集中的体现, 所以, 以下主要从弯管动力响应角度出发, 研究压力冲击特性。图 1 所示为流体对直角弯管作用力简图。不考虑油液流经弯管的压力和流速损失, 设管道入口和出口的压力和流速均为 p, v , 取 M, N 断面及弯管内表面所包围的流体为控制体, 分别在 x, y 方向应用动量定理得^[20]:

$$pA - F_x' = \rho q(0 - v) \quad (14)$$

$$pA - F_y' = \rho q(0 - v) \quad (15)$$

式中, A 为管道过流面积, q 为弯管内油液流量, F_x', F_y' 为弯管对流体沿 x, y 方向的作用力。

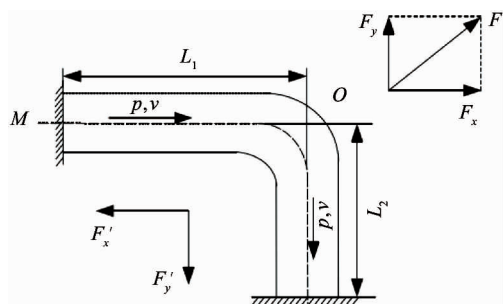


图 1 流体对直角弯管作用力简图

流体对管道的作用力 F_x, F_y 与 F_x', F_y' 大小相等, 方向相反, 求解上述方程得:

$$F_x = F_y = pA + \rho qv \quad (16)$$

则流体对弯管的合力 F 为

$$F = \sqrt{2}(pA + \rho qv) \quad (17)$$

式(11)与式(17)联立可得合力 F 与变量泵流量间的函数关系式:

$$F = \sqrt{2}A[E_h + (P_0 - E_h)e^{\frac{Q(t)}{V_0}}] + \frac{\sqrt{2}\rho}{A}q^2(t) \quad (18)$$

上式表明, 卸压过程中, 不同的变量泵流量曲线

将激起不同的弯管作用力,合适的变量泵流量曲线可减小管路振动。

2.2 组合式卸压曲线

通过上一小节可知,为解决卸压冲击问题,可选择合理的卸压曲线。但单一规律的卸压曲线可以在卸压过程的某一阶段具有优良的性能,很难满足在整个卸压过程中卸压平稳性与快速性的要求,要想实现上述目标,可以采用组合式卸压曲线,使其在卸压的每个阶段分别解决主要矛盾。

组合式卸压曲线实现在最短的时间内平稳卸压,使油压机尽快的进入下一工况运行,提升整机的效率。按照压力冲击强度可以将卸压过程分为三个阶段:第一阶段是高压段,此阶段可能产生的冲击最大,需要配置较小的压力下降梯度,可采用能量正弦规律曲线卸压;第二阶段是中压段,此阶段压力下降梯度可适当增大,可采用能量均匀规律曲线卸压;第三阶段是低压段,此阶段产生的冲击很小,可以配置较大的压力下降梯度,缩短卸压周期,可采用能量正弦规律曲线卸压^[7]。为了便于计算,假设每阶段时间相同,则联立式(12)、(13)、(18)可得,弯管在组合式卸压曲线控制下受力方程为

$$F = \begin{cases} \sqrt{2}A \sqrt{\alpha W_1(t)} + \frac{\sqrt{2}\rho}{A}(\frac{\alpha V_0 W_1'(t)}{2\alpha W_1(t) - 2E_h \sqrt{\alpha W_1(t)}})^2 & 0 \leq t \leq \frac{T}{3} \\ \sqrt{2}A \sqrt{\alpha W_2(t)} + \frac{\sqrt{2}\rho}{A}(\frac{\alpha V_0 W_2'(t)}{2\alpha W_2(t) - 2E_h \sqrt{\alpha W_2(t)}})^2 & \frac{T}{3} \leq t \leq \frac{2T}{3} \\ \sqrt{2}A \sqrt{\alpha W_3(t)} + \frac{\sqrt{2}\rho}{A}(\frac{\alpha V_0 W_3'(t)}{2\alpha W_3(t) - 2E_h \sqrt{\alpha W_3(t)}})^2 & \frac{2T}{3} \leq t \leq T \end{cases} \quad (19)$$

其中:

$$W_1(t) = W_0 \cos \frac{\pi}{2T} t$$
$$W_2(t) = \frac{\sqrt{3}W_0}{2} \left(1 - \frac{3t - T}{3T} \right)$$

$$W_3(t) = \frac{\sqrt{3}}{3} W_0 \cos \frac{3\pi}{2T} \left(t - \frac{2T}{3} \right)$$

式中, W_0 为初始时刻系统总储能。

3 开式泵控系统卸压冲击灵敏度计算

3.1 输出灵敏度理论推导

由式(19)可知开式泵控系统卸压过程中弯管受力公式中共有 8 个参数,本文主要分析相关的 8 个参数的输出灵敏度。基于输出灵敏度方程组表达式,分别求解系统各参数的输出灵敏度函数,研究系统参数变化引起系统输出变化的规律。系统各参数的输出灵敏度方程的表达式为

$$\dot{\lambda}_\alpha = f(\alpha, t) \quad (20)$$

式中, α 为所要研究的参数, λ_α 为每个参数的一阶灵敏度, t 为时间(单位为 s)。

α 取 8 个参数:
 $\alpha = [\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6, \alpha_7, \alpha_8]$
参数 α 定义的 8 个参数为
 $\alpha_1 = E_h, \alpha_2 = P_0, \alpha_3 = T, \alpha_4 = A, \alpha_5 = D,$
 $\alpha_6 = L, \alpha_7 = A_l, \alpha_8 = E_l。$

参数 α 中的 8 个参数涵盖了包括主缸油液压缩储能参数:油液有效体积弹性模量 α_1 , 卸压起始点的主缸压力 α_2 , 主缸内径 α_5 ; 机架弹性形变储能参数:立柱长度 α_6 , 立柱横截面积 α_7 , 立柱体积弹性模量 α_8 ; 卸压曲线相关参数:卸压周期 α_3 ; 卸压弯管相关参数:卸压弯管通流面积 α_4 。

对弯管受力 F 对各参数 α 求一阶偏导,在 Matlab 命令行窗口进行编程,通过 Matlab 软件的仿真计算可得到参数的一阶输出灵敏度函数,表达式为:

$$\dot{\lambda}_{\alpha_i} = \left(\frac{\partial F(t, \alpha)}{\partial \alpha_i} \right)_n \quad i = 1, \dots, 8 \quad (21)$$

根据泰勒展开式:

$$f(x, \Delta x) = f(x) + f'(x) \cdot \Delta x + \dots + \frac{1}{n!} f^{(n)}(x) \cdot \Delta x^n \quad (22)$$

可得到参数变化 $\Delta\alpha$ 引起 ΔF 的变化:

$$\Delta F = \left(\frac{\partial F(t, \alpha)}{\partial \alpha} \right) \cdot \Delta \alpha + \text{高阶项} \quad (23)$$

将 $\dot{\lambda}_{\alpha_i} = \frac{\partial F(t, \alpha)}{\partial \alpha}$ 代入上式得:

$$\Delta F = \dot{\lambda}_{\alpha_i} \cdot \Delta \alpha + \text{高阶项} \tag{24}$$

式(24)即为开式泵控系统卸压工况弯管受力一阶输出灵敏度函数表达式,忽略高阶项,将一阶灵敏度与参数变化量相乘,即可得到弯管受力变化量。

3.2 输出灵敏度求解

由于开式泵控系统卸压工况弯管受力的灵敏度分析是以数学模型为基础,而不同的设计参数对输出力的影响不同。因此,本小节主要对卸压工况下弯管受力 8 个参数进行输出灵敏度的计算和分析,得到各参数对卸压工况下弯管受力的影响权重。

开式泵控系统卸压工况弯管受力灵敏度仿真模型参数及初值如表 1 所示。

表 1 仿真模型主要参数

仿真模型参数	初始
卸压起始点的主缸压力 P_0 (MPa)	25
油液有效体积弹性模量 E_h (Pa)	7×10^7
卸压周期 T (s)	0.2
液压油密度 ρ (g/m ³)	9.3×10^5
立柱体积弹性模量 E_l (GPa)	210
立柱横截面积 A_l (m ²)	0.00126
负载弹簧刚度 K (N/m)	3300
主缸个数	1
立柱个数	4
卸压前主缸油液体积 V_0 (m ³)	3.93×10^{-4}
立柱长度 L (m)	1.52
主缸内径 D (m)	0.1

基于数学模型在 Matlab 中软件主界面中进行编程,可得出开式泵控系统卸压工况下弯管受力 F 对参数 α 的灵敏度函数时程曲线,如图 2 所示。

从图 2 中可以看出各个参数在卸压过程中均会对弯管受力产生较大的影响。参数 α_1 、 α_2 、 α_3 与 α_8 在卸压过程中影响程度基本平稳然而在末期急剧减小,这是因为根据组合式卸压曲线,在卸压周期末期主缸压降梯度增大,由机架形变和油液压缩储存的大量能量快速释放,进而对弯管受力影响迅速减小。并且在卸压过程中曲线基本保持平稳,说明对弯管受力影响恒定,不会使弯管受力产生剧烈变化,因此,不会产生较大的卸压冲击与振动,同时也证明了组合式卸压曲线具有良好的性能。

4 开式泵控系统卸压冲击灵敏度分析

4.1 灵敏度指标

图 2 中灵敏度函数曲线描述了各参数 α 对开式泵控系统卸压过程中弯管受力影响的动态变化过程,为了更直观地量化各参数的影响程度,定义 2 种不同的灵敏度衡量指标。

将弯管受力的变化量 ΔF 作为衡量各个参数变化对弯管受力 F 的影响程度,该变化量的表达式为

$$\Delta F_i = \dot{\lambda}_{\alpha_i} \cdot \Delta \alpha_i \tag{25}$$

把该变化量的最大值定义为峰值灵敏度指标用 S_1 表示,其表达式为

$$S_1 = |\Delta F_i|_{\max} = |\dot{\lambda}_{\alpha_i}| \cdot \Delta \alpha_{i\max} \tag{26}$$

为了衡量在卸压周期内各参数变化对阻尼特性影响的总体程度,将 $|\dot{\lambda}_{\alpha_i}| \cdot \Delta \alpha_i$ 在采样时间内对时间 t 的积分定义为均值灵敏度指标,用 S_2 表示,其表达式为

$$S_2 = \int_0^t |\dot{\lambda}_{\alpha_i}| \cdot \Delta \alpha_i dt \tag{27}$$

通过定义 2 种灵敏度衡量指标,可定量分析各参数的变化 $\Delta \alpha$ 对开式泵控系统卸压过程弯管受力 F 的影响程度。

根据灵敏度指标的定义,通过图 3 中各曲线得到对应的灵敏度指标 1 和灵敏度指标 2 数值,并用柱形图表示,如图 4 所示。

由图 4 可知,油液有效体积弹性模量 α_1 , 卸压周期 α_3 , 立柱长度 α_6 , 立柱横截面积 α_7 和立柱体积弹性模量 α_8 这 5 个参数的两项灵敏度指标值相对较小,说明这 5 个参数变化 10% 对弯管受力的影响较小,进而说明机架形变储能对弯管受力变化影响程度较小,即不是影响卸压冲击振动的主要因素。

卸压起始点的主缸压力 α_2 , 卸压弯管通流面积 α_4 和主缸内径 α_5 的两项灵敏度指标值相对较大,说明这 3 个参数变化 10% 对弯管受力的影响较大。其中参数 α_2 与参数 α_5 均为油液压缩储能相关参数,因此影响卸压过程中管路振动的主要来源为油液压缩储能。由弯管受力方程可知,弯管受力直接与其通流面积相关,并且随着流通面积的增大,受力逐渐减小,因此参数 α_5 影响较大。

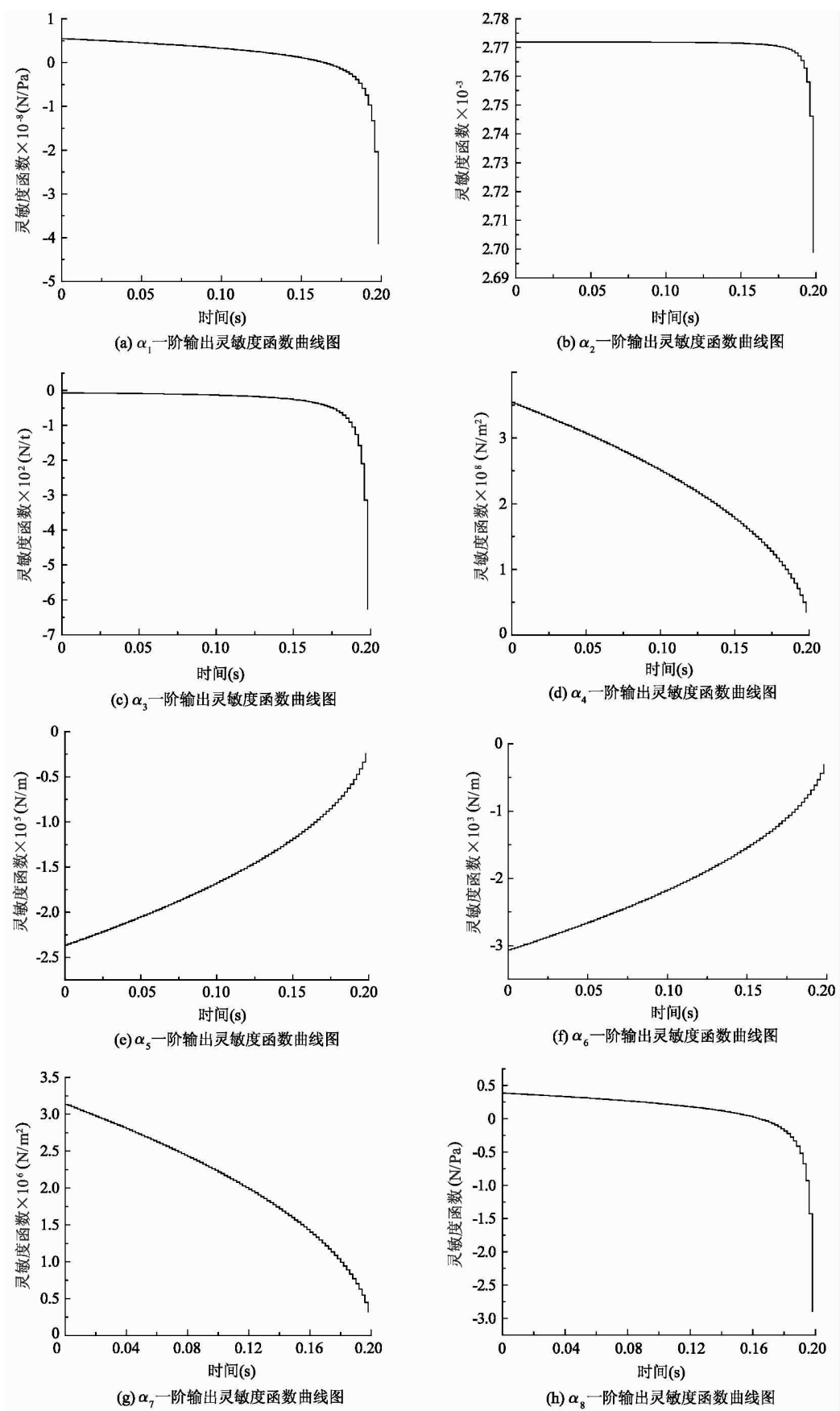


图2 8个参数的输出灵敏度函数曲线图

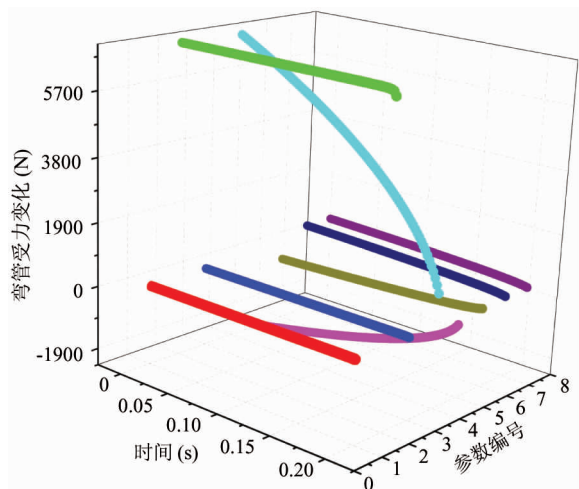


图3 各参数变化对弯管受力变化曲线图

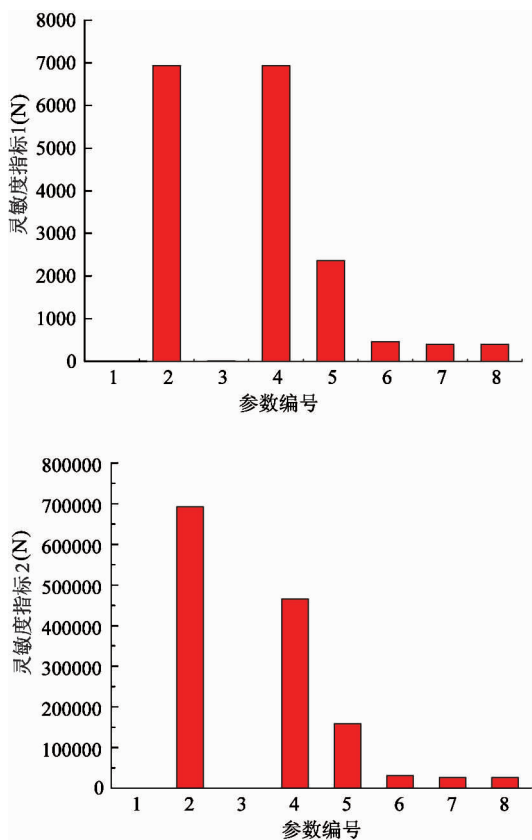


图4 各参数灵敏度指标

5 结论

本文对开式泵控系统卸压冲击机理进行了分析,并以弯管受力作为其评价标准。建立了开式泵控系统卸压过程弯管受力对各参数的一阶输出灵敏度函数,以峰值灵敏度及均值灵敏度作为两项参数

灵敏度衡量指标,对所得到的参数变化 10%,并对两项灵敏度衡量指标柱形图进行了分析得出了以下结论。

(1) 油液压缩储能是引起开式泵控系统卸压冲击振动的主要能量来源,其储能最大值决定卸压过程中冲击振动的峰值,而作为影响油液压缩储能的主缸初始压力两项灵敏度指标明显大于油液有效体积弹性模量,因此在实际使用中降低主缸压力是减小油液压缩储能的最有效手段。

(2) 选择合适的卸压曲线是控制卸压冲击的有效手段,通过一阶输出灵敏度曲线图可知,曲线平滑没有较大波动,因此组合式卸压曲线可以较好地控制卸压冲击振动。

(3) 在各项结构参数中,主缸面积和卸压管通流面积影响较大,在对油压机设计过程中应尽量减少主缸面积,增大卸压管通流面积,以减少卸压振动。

参考文献

- [1] 权龙. 泵控缸电液技术研究现状、存在问题及创新解决方案[J]. 机械工程学报, 2008, 44(11): 87-92
- [2] Minav T A, Laurila L I E. Analysis of electro-hydraulic lifting system's energy efficiency with direct electric drive pump control[J]. Automation in Construction, 2013, 30: 144-150
- [3] 孙康, 吴欣, 司玉校, 等. 基于体积增量均匀释放原则的卸荷规律研究[J]. 锻压技术, 2014, 39(6): 75-80
- [4] 司玉校, 谭建平, 孙康. 基于能量均匀释放原则的工作缸卸荷曲线研究[J]. 锻压技术, 2012, 37(1): 91-94
- [5] 蒋婷婷, 谭建平, 司玉校. 高压大流量液压系统卸荷规律实验研究[J]. 锻压技术, 2012, 37(5): 80-82
- [6] 华兴. 液压系统的最佳缓冲控制及其实施方法的研究[J]. 机床与液压, 1988(5): 24-29
- [7] 宋豫. 锻造油压机开式泵控液压系统研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学机械工程学院, 2016. 46-69
- [8] Gorin S V, Kuklin M V. Reducing low-frequency vibration in hydraulic systems by means of Helmholtz resonators[J]. Russian Engineering Research, 2010, 5 (30): 493-495
- [9] 周宇峰, 谭建平, 许洪韬. 大型液压机卸压冲击影响

因素研究[J]. 锻压技术, 2015,40(11):58-62

[10] Hall J W, Boyce S A, Wang Y L, et al. Sensitivity analysis for hydraulic models[J]. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2009, 135(11): 959-968

[11] Song X M, Kong F Z, Zhan C S, et al. Parameter identification and global sensitivity analysis of Xin' anjiang model using meta-modeling approach[J]. *Water Science and Engineering*, 2013, 6(1):1-17

[12] Wei P F, Song J W, Lu Z Z. Global reliability sensitivity analysis of motion mechanisms[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part O:Journal of Risk and Reliability*, 2016, 230(3):265-277

[13] 王新刚,张义民,王宝艳. 机械零部件的动态可靠性灵敏度分析[J]. 机械工程学报, 2010, 46(9):188-193

[14] Verhoeven R. Analysis of the workspace of tendon-based Stewart platform[D]. Duisburg: Gerhard Mercator University, 2004. 17-28

[15] Ba K X, Yu B, Kong X D, et al. The dynamic compliance and its compensation control research of the highly integrated valve-controlled cylinder position control system[J]. *International Journal of Control, Automation and Systems*, 2017, 4(15): 1814-1825

[16] Ba K X, Yu B. Parameters sensitivity analysis of position-based impedance control for bionic legged robots' HDU[J]. *Applied Sciences*, 2017, 7(10):1035

[17] Anton I, Loan S. Numerical modeling of cavitation characteristics and sensitivity curves for reversible hydraulic machinery[J]. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 2014, 41:18-27

[18] 刘新,姚平喜. 高压容腔的卸压过程分析[J]. 液气互动与密封, 2011(5): 29-31

[19] 沈文奇. 大型压机卸压冲击振动及其消减技术研究[D]. 长沙:中南大学机电工程学院, 2013. 24-26

[20] 王光平. 0.6MN 泵控油压机系统卸压特性研究[D]. 秦皇岛:燕山大学机械工程学院, 2013. 39-41

Sensitivity analysis of decompression shock of open circuit pump-controlled forging hydraulic press

Wang Feixue^{***}, Jiang Dongting^{**}, Tian Yue^{**}, Kong Lingyu^{**}, Yao Jing^{***}

(^{*} Hebei Province Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control, Qinhuangdao 066004)

(^{**} Key Laboratory of Advanced Forging & Stamping Technology and Science, Ministry of Education of China, Qinhuangdao 066004)

(^{***} College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

Abstract

For the problem of shock and vibration in the decompression process of open circuit pump-controlled forging hydraulic press, based on the force of the bend, the main parameters of the vibration which influences the release of decompression are explored by sensitivity analysis. Mechanism of its decompression shock is analyzed. The mathematics model of energy storage during system depression and the force model of the bend are established and the function relation between flow rate of variable pump, system energy storage and the force of bend is also obtained. A first order output sensitivity analysis method is used to calculate that sensitivity function of the parameter under the control of the combined pressure relief curve. Two measures of peak sensitivity and mean sensitivity are proposed to analyze the influence degree of each parameter variation on the force of the bend. The conclusions show that among the eight main parameters affecting the decompression shock of the system, the initial pressure of the working cylinder, working cylinder area and flow area of decompression bend are main influence factors. The above conclusions and methods not only provide a theoretical basis for the system control optimization, but also provide a new method for the analysis of vibration principal and secondary factors.

Key words: shock vibration, sensitivity analysis, pump-controlled system, hydraulic press