

# 高压辊磨机液压系统动态分析

宋涛<sup>1</sup>,王长周<sup>2</sup>,宋锦春<sup>2</sup>

## Dynamic Analysis of Hydraulic System for High-pressure Grinding

SONG Tao<sup>1</sup>, WANG Chang-zhou<sup>2</sup>, SONG Jin-chun<sup>2</sup>

(1. 宝钢工程技术有限公司 冶炼部, 上海 201900; 2. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110004)

**摘要:**介绍了高压辊磨机液压系统的工作原理,并基于古典控制理论及振动学原理建立了系统的油气减振数学模型;在 Matlab/Simulink 环境中,对系统进行三组参数的阶跃响应分析。研究表明系统阻尼对系统的动态性能影响很大,阻尼过小将引起系统超调,且阻尼大小必须依靠调节阻尼阀来实现;蓄能器初始充气压力主要影响动辊位移,初始充气压力增加则动辊位移增加。

**关键词:**高压辊磨机;液压系统;油气减振;蓄能器;动态特性;仿真

中图分类号:TH137.3 文献标识码:B 文章编号:1000-4858(2007)11-0017-03

### 1 引言

高压辊磨机又称“辊压机”、“挤压机”,是利用静压粉碎原理发展起来的一种高效节能的新技术粉碎设备,是目前国内矿山行业实现“多碎少磨”的首选设备。高压辊磨机通过对矿石施加静载高压,使其内部受到极大的损伤而产生众多的裂纹,甚至挤压成更细的颗粒,从而大大减少了后续磨矿的工作量,达到增产、节能的目的<sup>[1]</sup>。

### 2 液压系统原理图

本文介绍一种应用于铁矿石粉碎的新型辊磨机,

可能使与变频器有关的电线和与 PLC 有关的电线分开;

(3) 通过使用屏蔽线和双绞线达到提高噪声干扰的水平。

### 5 结论

在对比传统容积调速系统的前提下,分析了基于 PLC 变频容积调速系统的结构特点,其优越性体现在替换了复杂的变量泵和其相关的伺服系统,采用简单廉价的定量泵,控制精度高,运行平稳。并在此基础上探讨了在液压绞车系统中应用的若干问题和实现方法,为现场应用提供理论依据。

### 参考文献:

[1] 徐兵,杨华勇.变频驱动液压电梯控制系统综述[J].中国

其工作原理如图 1a 所示。机器主体为框架结构,装有一个动辊和一个定辊,两辊分别由电动机驱动作慢速的相对转动。其中,动辊在一组液压缸推动下做水平方向滑动,使两辊之间保持一定的间隙。当具有一定粒度的矿石物料从机器上部的料斗中依靠料重而竖直进入辊子间隙时,除了与辊面接触的颗粒受到辊面直接压力外,间隙内的矿石物料还被两个相对旋转的辊

收稿日期:2007-04-07

作者简介:宋涛(1982—),男,山东曹县人,助工,工学硕士,主要从事冶炼设备非标设计工作。

机械工程,2001,12(9):1082-1086.

[2] 王树.变频调速系统设计与应用[M].北京:机械工业出版社,2005.

[3] 李湘闽.容积节流回路变频调速设计[J].南方冶金学院学报,2002(7):20-23.

[4] 彭天好.变频泵控马达调速及补偿性能的研究[D].杭州:浙江大学,2003.

[5] 彭佑多,张永忠,刘德顺,等.液压提升机的发展概况[J].矿山机械,2001(9):11-13.

[6] 叶笑洋.液压提升机现存技术问题及其解决方案[J].工矿自动化,2002(5):23-26.

[7] 毛征宇.防爆液压提升机提升速度控制技术研究[M].武汉:武汉理工大学,2001.

[8] 彭天好,等.变频液压技术的发展及研究综述[J].浙江大学学报,2004(2):215-221.



子压实,物料颗粒承受多点压力作用而被粉碎,从而实现连续粉碎的过程<sup>[2]</sup>。

高压辊磨机的液压系统原理如图 1b 所示。液压泵首先向系统提供压力油,推动液压缸伸出。当压力升至工作压力时,压力继电器 k 发信使液压泵电机停止转动,此刻系统处于保压状态,即由蓄能器和液控单向阀构成的保压回路使液压缸保持工作压力,从而通过液压缸推动动辊完成矿石连续粉碎工作。

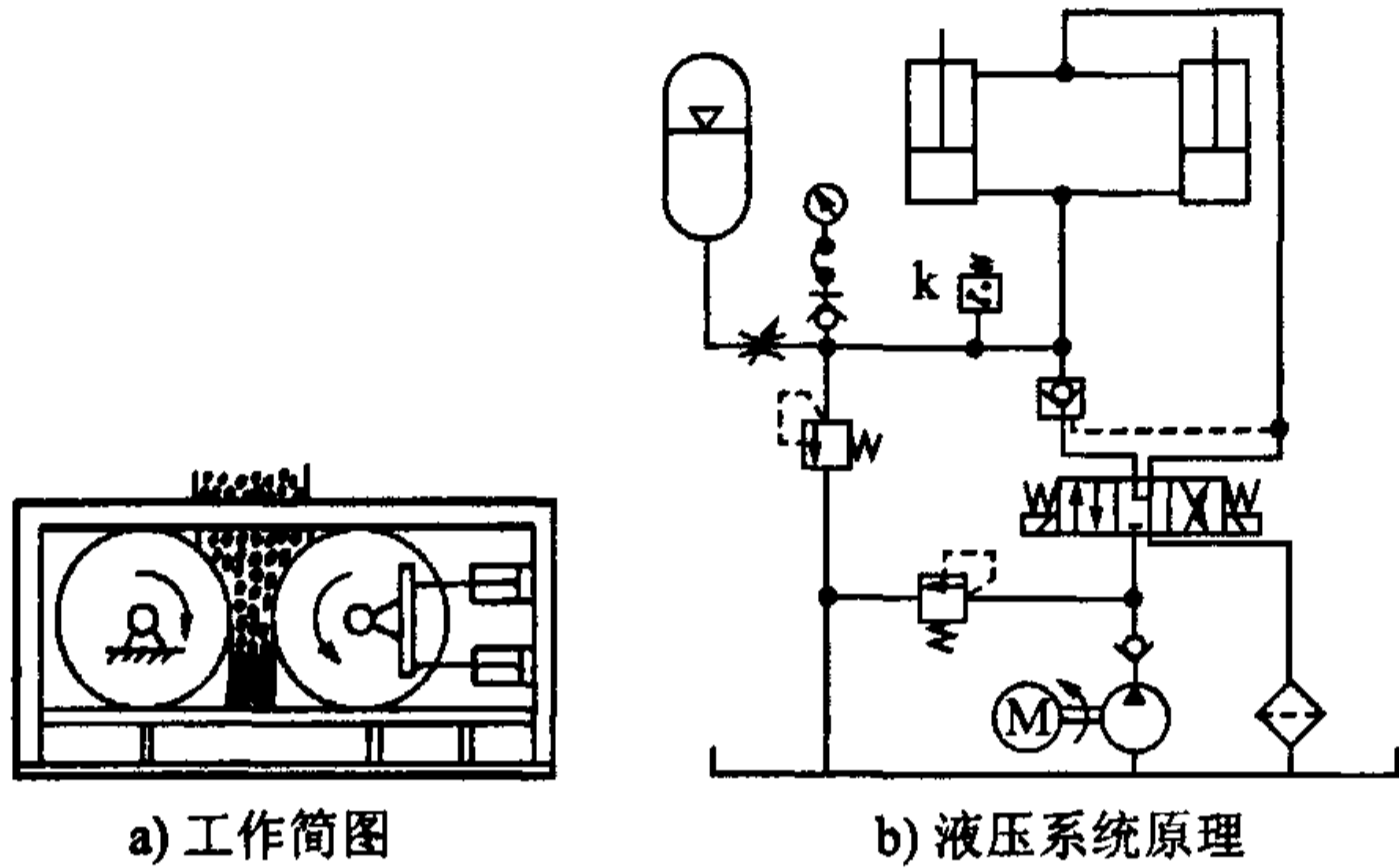


图 1 高压辊磨机

在矿石粉碎过程中,由于矿石颗粒的影响,推动动辊的液压缸不停地往复微动,依靠蓄能器保压维持工作。液压系统工作一段时间后,由于泄漏等因素,当压力下降到最低工作压力值时,压力继电器 k 发信使液压泵电机启动向系统补油,提高油压至工作压力。当矿石下料颗粒过大时,液压缸随着动辊向后退让,并保持压力,排出的油液则进入蓄能器。如果突然出现大块矿石或异物,造成液压缸后退速度过快,蓄能器来不及将液压缸排出的油液全部吸收,油压迅速上升至其最高工作压力时,安全阀就会迅速打开实现溢流。

### 3 液压系统数学模型

高压辊磨机的液压系统和主机的动态性能直接影响到矿石的粉碎质量,为深入研究其动态性能,首先需要建立系统数学模型。对系统动态性能直接起作用的是蓄能器、液压缸、主动辊及负载力的变化。图 2 给出了系统动态分析简图,在负载力的推动下,活塞后退位移为  $x$ 。利用蓄能器吸收冲击能量,并通过管路和节

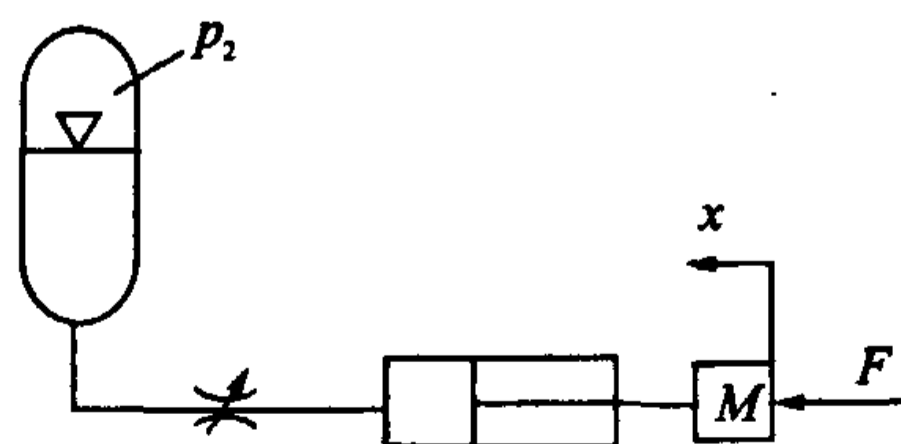


图 2 系统动态分析简图

流阀的阻尼作用可以有效地衰减振幅,故系统可以简化为油气减振系统。

#### 3.1 系统刚度计算

液压系统选用惯性小、反应灵敏的皮囊式蓄能器。蓄能器初始充气压力和体积分别为  $p_0$  和  $V_0$ 。液压缸伸出到初始工作位置时,蓄能器的初始工作压力和体积分别变为  $p_1$  和  $V_1$ 。辊磨机工作时,由于物料颗粒的作用,液压缸活塞后退位移  $x$ ,无杆腔油液被压入蓄能器,系统工作压力升高到工作压力  $p_2$ ,气体体积被压缩至  $V_2$ 。根据波义耳定律有:

$$p_0 V_0^n = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = \text{const} \quad (1)$$

调节系统压力至工作压力时,由于时间相对较长,可视为等温过程,多变气体指数  $n$  取 1。辊磨机工作时,由于物料对液压缸的冲击时间较短,蓄能器来不及与外界发生热交换,此过程可视为绝热过程,气体多变指数  $n$  取为 1.4。

设液压缸无杆腔面积为  $A$ ,忽略油液的压缩、泄漏及能量损失,可有:

$$V_2 = V_1 - Ax \quad (2)$$

物料颗粒对动辊及液压缸造成的冲击力为:

$$F = (p_2 - p_1)A = p_1 A [(V_1 / (V_1 - Ax))^{1.4} - 1] \quad (3)$$

设初始条件  $t = 0$  时,活塞位移为  $x_0$ 。在  $x_0 = 0$  处对冲击力进行线性化处理,得:

$$F = 1.4 A^2 p_1^2 x / (p_0 V_0) - p_1 A \quad (4)$$

系统刚度定义为:

$$k = \Delta F / \Delta x = 1.4 A^2 p_1^2 / (p_0 V_0) \quad (5)$$

#### 3.2 油气减振系统阻尼计算

系统的阻尼主要有:油管的沿程损失,节流阀的局部阻力,活塞与缸壁的摩擦损失等。本文假设节流阀全开,只考虑管路沿程损失。由于液压缸和蓄能器连接软管的长度远大于其管路通径,且矿石颗粒大小改变而造成的管路流量比较小,故连接管路可以简化为带有细长孔型液阻的理想管路<sup>[3]</sup>,其流量公式为:

$$q = \frac{\pi d_L^4}{128 \mu L} \Delta p \quad (6)$$

式中  $q$ ——油液管路流量,  $q = Ax \dot{x}$

$d_L$ ——减振系统管路直径

$\mu$ ——油液动力黏度,  $\mu = \rho \nu$

$L$ ——油气减振系统管路长度

$\Delta p$ ——液阻引起的压降



则由液阻产生的阻尼力为:

$$F_f = \Delta p A = B \dot{x} \quad (7)$$

式中,  $B$  为阻尼系数,  $B = \frac{128 A^2 \rho \nu L}{\pi d_L^4}$ 。

### 3.3 油气减振系统模型

油气减振系统可以简化为有阻尼单自由度振动系统<sup>[4]</sup>, 振动原理如图3所示。

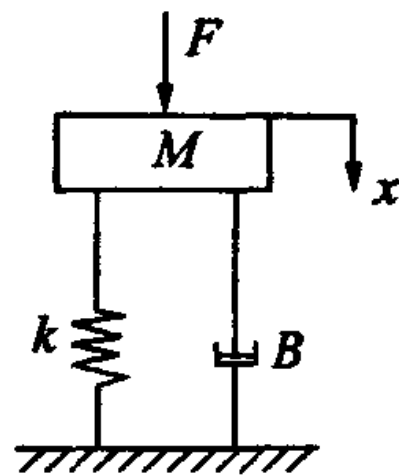


图3 油气减振系统振动原理图

$M$  为折算到活塞杆端的移动质量,  $k$  为减振系统刚度,  $B$  为系统阻尼系数,  $F$  为系统受到的冲击力。以  $M$  为研究对象, 其平衡方程为<sup>[5]</sup>:

$$M \ddot{x} + B \dot{x} + kx = F \quad (8)$$

对式(8)进行 Laplace 变换, 得其传递函数为:

$$G(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{Ms^2 + Bs + k} \quad (9)$$

简化式(9), 得:

$$G(s) = \frac{1}{M} \cdot \frac{1}{s^2 + \frac{B}{M}s + \frac{k}{M}} \quad (10)$$

### 4 仿真分析

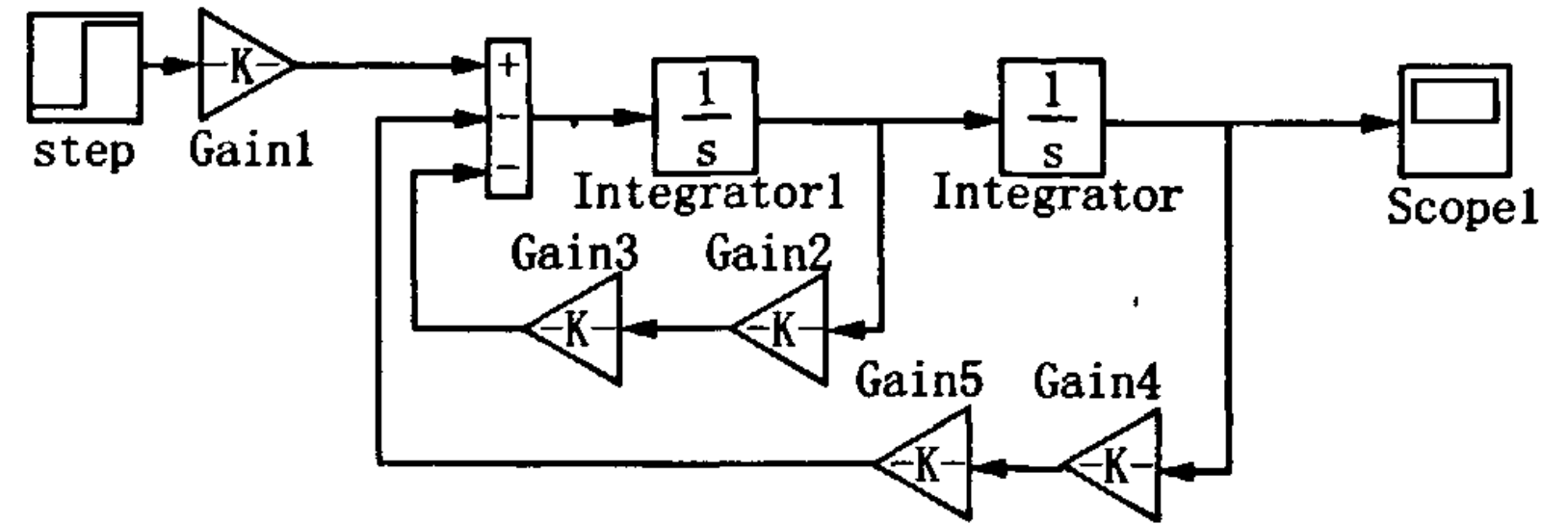
根据高压辊磨机设备的设计数据, 确定系统的主要参数为:  $M = 1100 \text{ kg}$ ,  $V_0 = 40 \text{ L}$ ,  $p_1 = 12.5 \text{ MPa}$ ,  $A = 0.161 \text{ m}^2$ 。软管长度  $L$  和蓄能器初始充气压力  $p_0$  未定。

由于影响系统动态性能的主要因素是软管长度  $L$  和蓄能器初始充气压力  $p_0$ , 本文针对这两个因素采用 Matlab 软件中的 Simulink 工具对减振系统模型进行仿真<sup>[6]</sup>, 仿真模型如图4a所示。

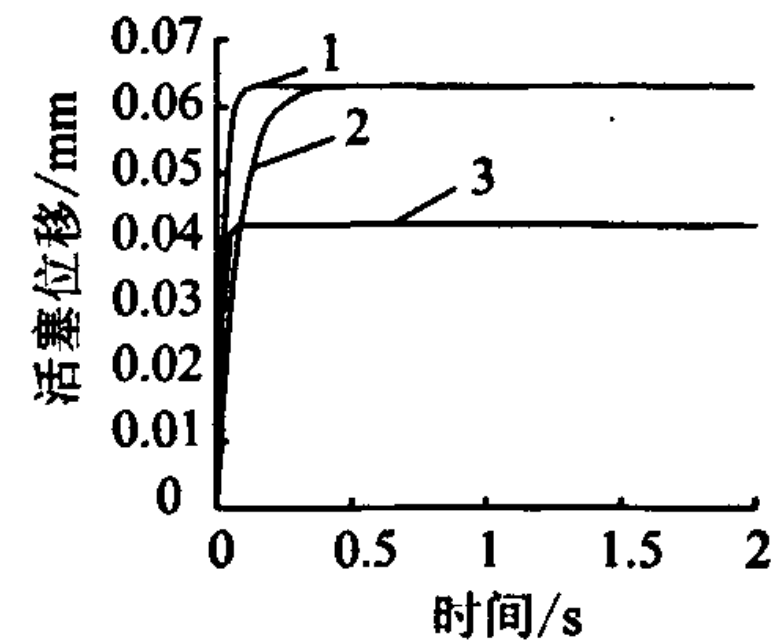
图中, Gain1表示  $1/M$ ; Gain2表示  $128 A^2 \rho \nu / (\pi M d_L^4)$ , Gain3表示  $L$ , Gain2、Gain3之积为  $B/M$ ; Gain4表示  $1.4 A^2 p_1^2 / (M V_0)$ , Gain5表示  $1/p_0$ , Gain4、Gain5之积为  $k/M$ 。针对  $L$  和  $p_0$  取不同值时系统对阶跃信号的响应曲线如图4b所示。

图4b中, 曲线1、3所对应的  $L$  值为  $100 \text{ m}$ ,  $p_0$  值分别为  $9 \text{ MPa}$  和  $6 \text{ MPa}$ , 曲线2所对应的  $p_0$  值为  $9 \text{ MPa}$ , 而长度  $L$  值为  $300 \text{ m}$ 。

### 5 结论



a) Simulink 模型



b) 响应曲线

图4 仿真分析

(1) 软管长度  $L$  对系统的动态性能影响很大。  $L$  过小则系统阻尼变小, 将引起系统振荡; 过大则反应时间较长。若满足要求的软管长度在现场太长, 必须依靠调节阻尼阀的开口来达到调节系统阻尼大小;

(2) 蓄能器的初始充气压力  $p_0$  直接影响到系统的刚度, 进而影响到活塞的位移  $x$ 。  $p_0$  增大则刚度  $k$  变小, 位移  $x$  变大;  $p_0$  变小则刚度  $k$  变大, 位移  $x$  变小;

(3) 由式(4)表示的线性化的冲击力可知, 液压缸位移  $x$  与冲击力成正比;

(4) 依据仿真参数对现场设备进行调试, 运行状况良好。

### 参考文献:

- [1] 宋锦春, 高航, 等. 高压辊磨机液压系统及其动态分析[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2000, 21(2): 38-40.
- [2] 刘红军, 张升奇, 邵彬. 高压辊磨机在冶金行业的开发及应用[J]. 矿山机械, 2006, 34(10): 37-38.
- [3] 姜继海, 宋锦春, 高常识. 液压与气压传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001.
- [4] 周志鸿, 郑利霞, 司爱国, 王长胜. 装载机工作装置油气减振系统固有频率与衰减效果分析[J]. 工程机械, 2006, 37(11): 21-25.
- [5] 顾树生, 王建辉. 自动控制原理[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2002.
- [6] 薛定宇. 控制系统仿真与计算机辅助设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.