

作用下的应力分布情况。

从图3和当外载 $P=20\text{kg}$ 时的应力分布情况可以看出，在两裂纹的端部都有应力集中现象产生，且由于裂纹间相互影响，在两裂纹的相近端产生的拉应力集中程度提高，在裂纹的一侧产生的是拉应力，另一侧则产生压应力。试验中还发现，随着外载的增加，试件内应力增大，应力集中也相应增强。产生的拉应力方向近似与轴向应力方向垂直，且端部最大拉应力点的连线近似与

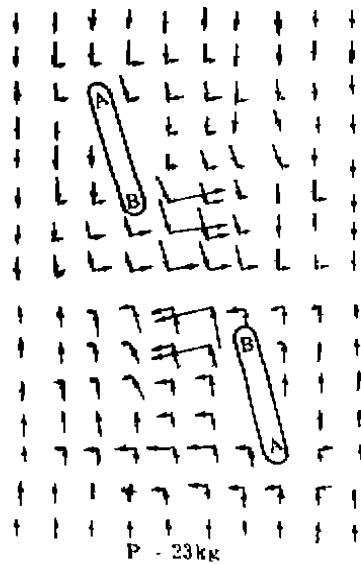


图3 $P=23\text{kg}$ 时试件应力分布情况

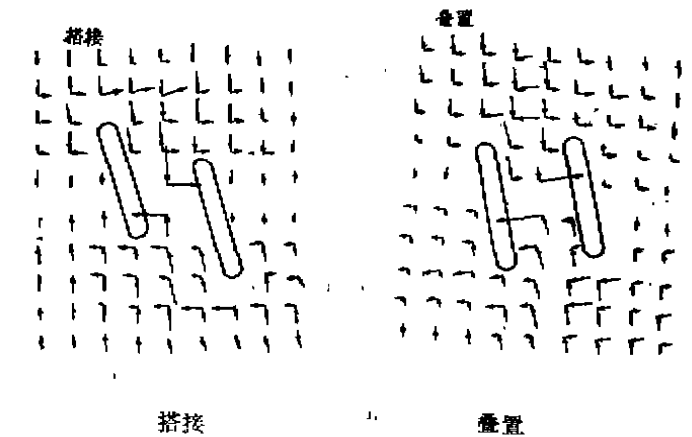


图4 搭接、叠置裂纹试件的应力分布情况 ($P=23\text{kg}$)

轴向应力方向平行。

图4为两平行搭接、叠置裂纹试件在外载 $P=23\text{kg}$ 时的应力分布情况。

结合图3的错开裂纹试件的应力分布情况，可以发现，随着裂纹排列方式的变化（由错开变为搭接、叠置），由于同侧压应力集中区的影响，裂纹间的拉应力集中程度降低，但仍高于其它部位。

当试件内裂纹的间距增大时，它与同类排列小间距裂纹试件相比，拉应力降低，这说明裂纹间的相互影响减弱。

(三) 对光弹试验结果的理论和实验验证

从双裂纹的有限元分析知道，两相邻裂纹在破坏荷载作用下出现两个拉应力集中区，一个是在裂纹端部，另一个是在两邻近裂纹之间出现的应力集中，后一个应力集中大体是前一个应力集中叠加所形成的，并受两邻近裂纹相互位置的影响。这一点和我们上面的试验分析结果是一致的。

另外，为了对光弹试验结果进行实验验证，我们对预裂纹的炭岩试件进行了压缩试验，并在显微镜上观测了试件的裂纹发育扩展情况，直至完全破坏的整个过程，图5给出了单、双轴应力状态下试件破坏时的裂纹扩展情况。

从我们的观测结果和图5中都可以发现，试件中裂纹的开裂扩展过程及方向同光弹试验结果也是基本吻合的，这就进一步证明了光弹试验的可靠性，也为我们研究岩石等脆性材料的断裂机理提供了又一种新方法。

由此可知，岩石等脆性材料在压应力作用下的断裂破坏机理可总结为：由于材料内部存

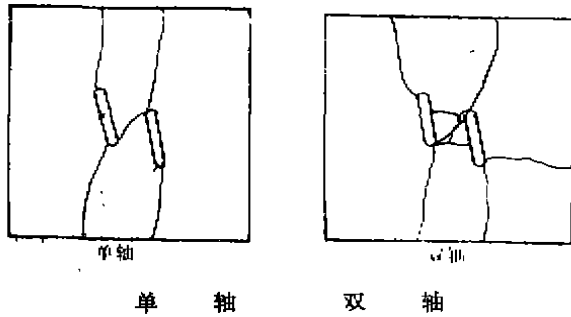


图5 灰岩试件 ($\beta=15^\circ$, $\alpha=45^\circ$) 的破坏情况

在着无数随机分布的微裂隙，如此众多的裂隙存在不但使每个裂隙以其端部为出发点产生拉应力集中，而且使相邻两裂隙之间产生拉应力集中，拉应力集中的结果导致了脆性材料内部产生拉伸破裂，拉伸破裂又使各相邻裂隙相继连通而逐渐形成宏观破裂面，导致试件最终破坏。

四、结 论

(一)不管是在单轴还是在双轴应力作用下，应力条纹都是首先从裂纹端部产生，并随着荷载增大，条纹级数逐渐增加，裂纹相邻端的条纹级数增加更快。

(二)在双轴应力状态下，裂纹端部产生的应力条纹级数高于单轴应力状态下所产生的级数。

(三)在每条裂纹的两端均有拉应力集中现象出现，在两裂纹的相邻端部，由于裂纹间的相互影响，使拉应力集中程度提高。产生的拉应力近似与轴向应力垂直，且端部最大拉应力点的连线近似与轴向应力平行。

(四)由于裂纹排列方式的变化，裂纹间相互影响的程度也要发生变化。

(五)预制裂纹试件断裂破坏的实质是，在压应力作用下，两裂纹端部产生拉应力集中，当应力集中增大到一定程度时，裂纹便产生开裂扩展，从而使两裂纹连通起来，形成宏观破裂面。

参 考 文 献

- [1] Lajtai E.Z., Brittle Fracture in Compression, Int. Journ. of Fracture, 1974, 10: 525-536
- [2] 陈焱昭, 岩石破坏机理的探讨, 岩石力学, 1985, (12、13): 62-68
- [3] Brace W.F., Pavlding B.W., and cholz C., Dilatancy in the Fracture of Crystalline Rock, J. Geophys. Res., 1966, 71: 3939-3953
- [4] Chen Rong, Yao Xiaoxin and Xie Eungsen, Studies of the Fracture of Gabbro, Int. J. Rock. Mech. Min. Sci & Geomech. Abstr., 1979, 16(3): 187-193
- [5] Olsson, W.A., Microfacturing and Faulting in Limestone, Tectonophysics, 1974, 24: 277-285
- [6] Dey T.N., Wang Chi-Yuen, Some Mechanisms of Microcrack Growth and Interaction in Compressive Rock Failure, Int. J. Rock Mech. Min. Sci & Geomech. Abstr., 1981, 18: 199-209

MG150--WD 型采煤机 调高系统锁紧性能的研究

A STUDY ON THE LOCKING PERFORMANCE OF THE SYSTEM FOR
HEIGHT OF MG150-WD COAL SEAM SHEARER

田 波

Tian Bo

(重庆市机电设计研究院)

阴 正 铺

Ying Zhengxi

(重 庆 大 学)

摘 要 本文用自动控制理论对 MG150-WD 型采煤机调高系统进行了时间响应和频率响应分析, 并对其锁紧性能进行了静、动态实验。实验结果表明, 该调高系统锁紧性能良好。

主题词 采煤机; 调高系统; 锁紧性能
中国图书资料分类法分类号 TD421.6

ABSTRACT In this paper, based on the automatic-control theory, the time and frequency response of the hydraulic control system for height of MG150-WD coal shearer are analysed, and the steady and dynamic locking performance tests are made. The results show that the locking performance is satisfactory.

SUBJECT WORDS shearer; system for height; locking Performance

一、引 言

采煤机的滚筒是利用液压调高系统将其调整并固定在某一高度后进行截割作业的。在液压调高系统中, 液压锁是主要元件之一, 它可以把调高油缸的两腔油路闭锁, 从而使滚筒固定在某一位置。为了保证调高系统正常工作, 减少滚筒位置调整次数, 采煤机试验规范对调高系统的密封性能作了严格的规定。本文应用自动控制理论, 分析了液压锁泄漏量、连接管道泄漏量及调高油缸的泄漏量对锁紧性能的影响, 并对MG150-WD型极薄煤层采煤机的调高系统进行了静、动态性能实验。理论分析及实验结果表明, 该调高系统能满足采煤机实际工作要求, 能可靠地锁紧滚筒。

收文日期 1989年6月28日

二、调高系统的理论分析

对调高系统进行理论分析的目的是从理论上评价锁紧性能,考查其抗截割阻力脉动干扰的能力,进而发现系统存在的问题,找出提高性能的途径。

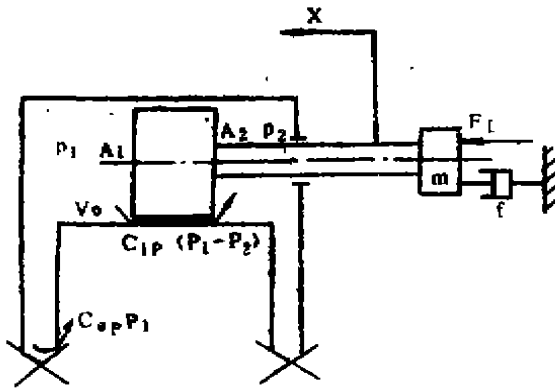


图1 锁紧回路示意图

(一) 传递函数的推导

传递函数是描述系统固有特性的有效工具,是系统在复域内的数学模型,虽然它与输入量和初始条件等外部因素无关,但它仍是具有纲量,对不同形式的输入信号和输出信号有不同的表达式。根据滚筒式采煤机试验规范,调高系统的锁紧性能是以采煤机在工作一定时间后的滚筒中心下沉量来评价,因而将力作为输入信号,位移作为输出信号是恰当的。

图1为锁紧回路示意图。为了简化,将液压锁泄漏量、连接管道泄漏量均折算成调高油缸的外泄漏量,用 C_{ep} 表示包括油缸本身外泄漏量在内的总外泄漏系数。

对调高油缸无杆腔建立连续性方程:

$$A_1 \frac{dx}{dt} = C_{ip}(p_1 - p_2) + C_{ep}p_1 + \frac{V_0}{K} \frac{dp_1}{dt} \quad (1)$$

式中: A_1 ——调高油缸无杆腔有效作用面积;

V_0 ——调高油缸无杆腔初始容积;

p_1 ——调高油缸无杆腔压力;

p_2 ——调高油缸有杆腔压力;

C_{ip} ——油缸内泄漏系数;

C_{ep} ——总外泄漏系数;

X ——活塞位移量。

K ——等效体积弹性模量,由下式计算:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_0} + \frac{1}{K_1} + \frac{V_g}{V_t} \left(\frac{1}{K_g} - \frac{1}{K_1} \right) \quad (2)$$

V_g ——气体所占体积;

V_t ——总容积;

K_0 ——封闭容积本身的体积弹性模量;

K_g ——气体体积弹性模量;

K_1 ——油液弹性模量。

当忽略有杆腔压力 p_2 的影响时,式(1)变为:

$$A_1 \frac{dx}{dt} = C_{i0} p_1 + C_{e0} p_1 + \frac{V_0}{K} \frac{dp_1}{dt} \quad (3)$$

对液压缸活塞建立力平衡方程式。

$$F_L = p_1 A_1 - p_2 A_2 + f \frac{dx}{dt} + m \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (4)$$

当忽略有杆腔压力 p_2 时，式(4)变为：

$$F_L = p_1 A_1 + f \frac{dx}{dt} + m \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (5)$$

式中： f ——活塞及负载的归算阻尼；

m ——活塞及负载的归算质量；

F_L ——负载力。

对式(3)、(5)进行拉氏变换，得：

$$A_1 s X(s) = \left(C_{i0} + C_{e0} + \frac{V_0}{K} s \right) P_1(s) \quad (6)$$

$$F_L(s) = A_1 P_1(s) + (fs + ms^2) X(s) \quad (7)$$

根据式(6)、(7)可得出锁紧回路的方块图，如图2所示；并可得出锁紧回路以截割阻力 $F_L(s)$ 为输入，无杆腔压力 $P_1(s)$ 为输出的传递函数：

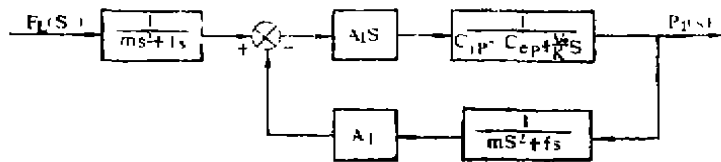


图2 锁紧回路方块图

$$G_1(s) = \frac{A_1}{\frac{mV_0}{K} s^2 + \left(f \frac{V_0}{K} + ms \right) s + (A_1^2 + fc)} \quad (8)$$

式中 $C = C_{i0} + C_{e0}$ 为总泄漏系数。式(8)表明该锁紧回路为一振荡环节。

(二) 锁紧回路时间特性分析

时间响应分析是研究系统在输入信号作用下输出信号随时间变化的情况。工程上在时域中常取阶跃信号作为输入信号。阶跃信号具有典型的代表性，而且在本文中阶跃信号对应着采煤机工作时滚筒遇到坚硬夹层时产生的压力冲击。将传递函数 $G_1(s)$ 变换成振荡环节标准形式：

$$G_1(s) = \frac{\lambda \omega_n^2}{s^2 + 2\xi \omega_n s + \omega_n^2} \quad (9)$$

式中： $\lambda = \frac{A_1}{A_1^2 + fc}$ 为放大系数；

$$\xi = \frac{f_0 + mcK}{2\sqrt{mV_0K(A_1^2 + f_0)}} \quad \text{为阻尼比;}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K(A_1^2 + f_0)}{mV_0}} \quad \text{为系统的固有频率;}$$

锁紧回路的阶跃响应函数为:

$$K(t) = L^{-1}\left[\frac{G_1(s)}{S}\right] \\ = L^{-1}\left[\frac{\lambda\omega_n^2}{S(S^2 + 2\xi\omega_n S + \omega_n^2)}\right] \quad (10)$$

对不同的阻尼比 ξ , 其响应为:

① $\xi > 1$ (过阻尼情况)

$$K(t) = \lambda - \frac{\xi + \sqrt{\xi^2 - 1}}{2\sqrt{\xi^2 - 1}} \lambda e^{-(\xi - \sqrt{\xi^2 - 1})\omega_n t} + \frac{\xi - \sqrt{\xi^2 - 1}}{2\sqrt{\xi^2 - 1}} \lambda e^{-(\xi + \sqrt{\xi^2 - 1})\omega_n t} \quad (11)$$

② $\xi = 1$ (临界阻尼情况)

$$K(t) = \lambda - \lambda e^{-\omega_n t}(1 + \omega_n t) \quad (12)$$

③ $0 \leq \xi < 1$ (欠阻尼情况)

$$K(t) = \lambda - \frac{e^{-\xi\omega_n t}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \lambda \sin(\sqrt{1 - \xi^2}\omega_n t + \phi) \quad (13)$$

$$\phi = \operatorname{tg}^{-1} \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi} = \cos^{-1} \xi \quad (14)$$

图3显示了不同 ξ 值时的阶跃响应情况。可以看出, 锁紧回路在 $0 \leq \xi < 1$ (欠阻尼情况) 时, 将产生衰减振动。一般液压系统通常都属于欠阻尼情况。图4为某 ξ 值 ($0 \leq \xi < 1$) 时系统阶跃响应曲线。评价该系统性能可以用响应速度指标和响应稳定性指标。

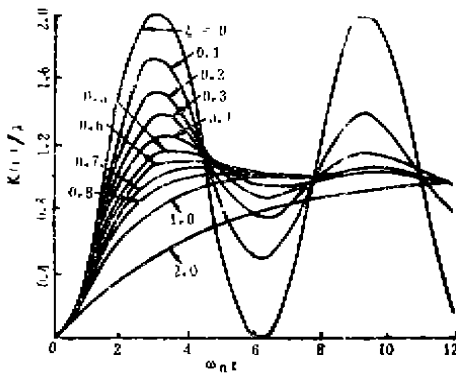


图3 阶跃响应曲线

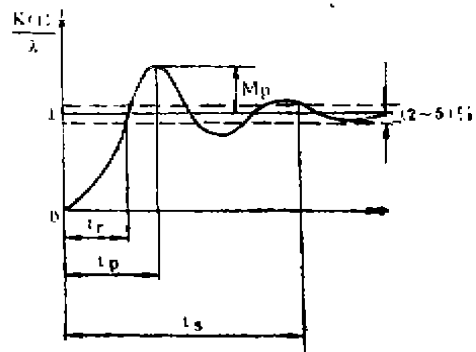


图4 阶跃响应曲线

反映响应速度指标的参数是调整时间, 由下式计算:

$$t_s = \begin{cases} \frac{4}{\xi\omega_n} & (\text{允许误差} \pm 2\%) \\ \frac{3}{\xi\omega_n} & (\text{允许误差} \pm 5\%) \end{cases} \quad (15)$$

反映稳定性指标的参数

$$M_p = K(t_p) - K(\infty) = \lambda e^{-\frac{\xi\pi}{\sqrt{1-\xi^2}}}$$

一般用最大百分比超调量 $M_p\%$ 来表示:

$$M_p\% = e^{-\frac{\xi\pi}{\sqrt{1-\xi^2}}} \times 100\% \quad (16)$$

(三) 锁紧回路频率特性分析

系统的频率特性是系统在正弦输入信号作用下其稳态输出随输入信号的频率而变化的特性, 是在频域内描述系统运动规律的数学模型。通过对系统的频率特性分析可以对影响系统性能的频率作出估计。对采煤机锁紧回路, 因截割阻力包含不同频率的分量, 回路承受着不同频率的负荷。通过频率特性分析, 可以计算出锁紧回路的截止频率, 找出改善性能的途径。

传递函数 $G_1(s)$ 的另一种表达形式:

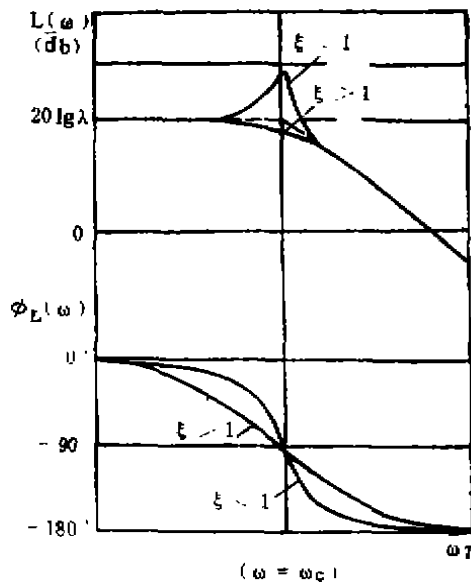


图5 锁紧回路波德图

$$G_1(s) = \frac{\lambda}{T^2 S^2 + 2\xi TS + 1} \quad (17)$$

图5为锁紧回路的波德图。可以用截止频率 ω_b 和带宽 B 来评价系统的频率特性。截止频率是指闭环频率特性的振幅 $A_B(\omega)$ 衰减到 $0.707A(0)$ 时的频率, 即相当于闭环对数幅频特性下降 3db 时对应的频率。相应的带宽 B 为一频率范围 $(0, \omega_b)$, 如图6所示。

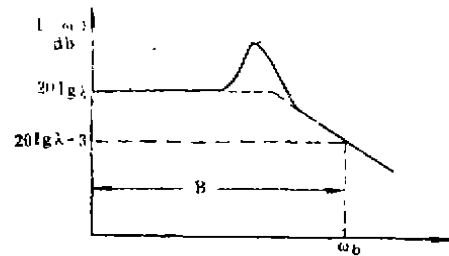


图6 截止频率及带宽

该系统的幅频特性:

$$A_B(\omega) = \frac{\lambda}{\sqrt{(1-\omega^2 T^2)^2 + (2\xi\omega T)^2}} \quad (18)$$

根据截止频率定义有

$$\frac{1}{\sqrt{2}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \omega_n^2 T^2)^2 + (2\xi\omega_n T)^2}}$$

由此可得： $\omega_n^4 T^4 - 2(1 - 2\xi^2)\omega_n^2 T^2 - 1 = 0$

$$\omega_n = \omega_n; 1 - 2\xi^2 + \sqrt{2 - 4\xi^2 + 4\xi^4} \tag{19}$$

带宽B: $\left[0, \omega_n \sqrt{1 - 2\xi^2 + \sqrt{2 - 4\xi^2 + 4\xi^4}} \right]$

从式(19)可以看出，截止频率与阻尼比 ξ 和固有频率 ω_n 有关。系统可将高于截止频率的信号分量过滤掉，而只允许低于截止频率的信号分量通过。联系到采煤机实际情况，由于煤

硬度、坚硬夹杂物等一些因素的影响，使得滚筒截割阻力包含着不同频率分量，因而作用在锁紧回路上的负荷也包含不同频率分量，其中高频负荷对回路性能影响较大，若能通过选择合理的系统参数，使得高于某一频率的负荷处在带宽B以外，则可大大提高调高系统的性能，并延长使用寿命。

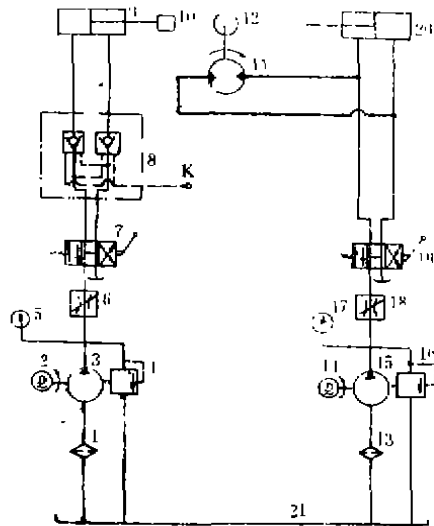


图7 试验系统原理图

三、实验系统及实验过程

图7为调高系统实验原理图。由于采煤机工作时受有静载荷和动载荷，所以，设计了静、动态两套加载系统。静载荷由摇臂和滚筒重量引起，采用泵—缸系统加载；动

载荷由脉动截割阻力引起，又分为周期性动载和冲击性动载。周期性动载由泵—马达系统加载，马达带动偏心轮12转动，施以一定频率动载给调高油缸。冲击性动载仍由泵—缸系统加载，用加载油缸20去冲击调高油缸。

锁紧回路静态性能的评价指标，根据《采煤机试验规范》要求16小时后滚筒中心下沉量不得大于25mm的规定，用位移传感器测量调高油缸的下沉量作为评价指标。实验时，每隔1小时记录一次下沉量。静态加载压力按所研制的采煤机有关参数确定。对于所考察的MG150-WD型采煤机，根据其有关参数，加载压力取为 $p = 18 \times 10^5 \text{Pa}$ 。

系统在周期性载荷作用下的性能用压力传感器来测试。由于目前国家有关部门还没有制定出采煤机动态性能标准，我们采用调高油缸无杆腔压力的相对下降率来评价，即分别测试锁紧系统在4小时前后的压力下降情况。因实验条件限制，无法对高频动载进行测试，只能进行低频动载性能实验，加载偏心轮转速为： $n = 150, 170, 200 \text{rpm}$ 。冲击性动载实验用压力传递器测试调高油缸无杆腔压力变化情况，得出最大百分比超调量Mp%。

四、实验结果分析

静态性能实验结果见图8。该调高系统锁紧回路在静态载荷作用16小时后,调高油缸活塞杆下沉8.1mm。

《采煤机试验规范》规定,将采煤机摇臂置于近水平位置,16小时后滚筒中心下沉量不

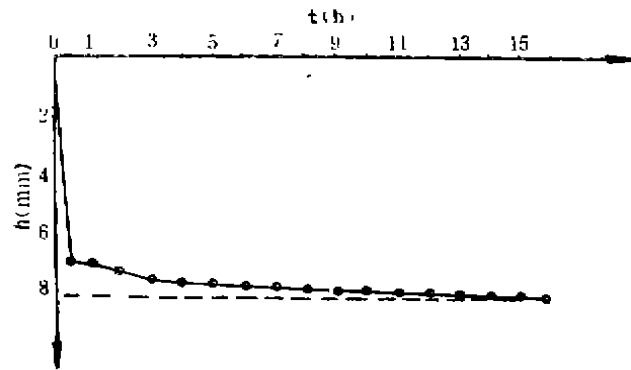


图8 静态时调高缸下沉量

得大于25mm。折算到MG150—WD型采煤机调高油缸上,相应活塞杆下沉量不得大于13.3mm。结果表明,该锁紧回路性能良好,能保证调高系统的正常工作。

动态性能实验结果分下列三种情况:

1. $n=150\text{rpm}$

周期性外载将引起调高油缸无杆腔压力 p_1 变化,因而 p_1 为一变化区间。

$t=0$ 时 p_1 为: $(28.1, 76) \times 10^5\text{Pa}$

平均值: $52.05 \times 10^5\text{Pa}$

$t=4$ 时 p_1 为: $(26.4, 56.4) \times 10^5\text{Pa}$

平均值: $41.4 \times 10^5\text{Pa}$

相对下降率: $\frac{52.05 - 41.4}{52.05} = 20.5\%$

2. $n=170\text{rpm}$

$t=0$ 时 p_1 为: $(24.7, 64.1) \times 10^5\text{Pa}$

平均值: $44.4 \times 10^5\text{Pa}$

$t=4$ 时 p_1 为: $(24, 49.4) \times 10^5\text{Pa}$

平均值: $31.7 \times 10^5\text{Pa}$

相对下降率: $\frac{44.4 - 31.7}{44.4} = 28.6\%$

3. $n=200\text{rpm}$

$t=0$ 时 p_1 为: $(28.1, 93.2) \times 10^5\text{Pa}$

平均值: $60.65 \times 10^5\text{Pa}$

$t=4$ 时 p_1 为: $(24.7, 54.6) \times 10^5 \text{Pa}$

平均值: $39.7 \times 10^5 \text{Pa}$

相对下降率: $\frac{60.65 - 39.7}{60.65} = 34.5\%$

从实验结果看出, 载荷脉动频率加大, 将引起压力相对下降率的增加, 即较高频率的载荷对系统的影响较大。

图9为冲击性载荷实验曲线, 定性说明了该锁紧回路属于稳定的振荡环节。进行多次测试的最大百分比超调量结果 $M_p\%$ 如下表:

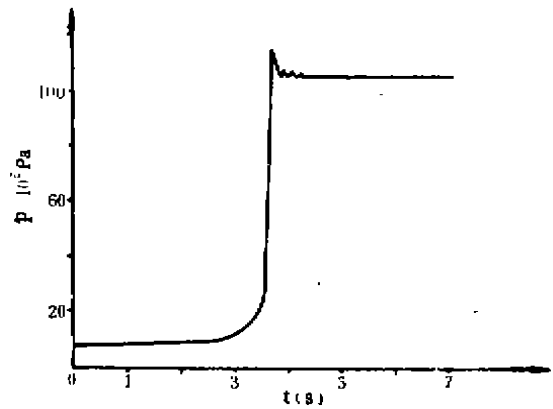


图9 冲击载荷曲线

次数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	平均
$M_p\%$	11	10	13	12.5	10.7	12.7	11.1	10.5	9.5	11	11.2

平均最大百分比超调量 $\bar{M}_p\% = 11.2\%$ 。《采煤机试验规范》对冲击性载荷试验作了规定, 要求最大百分比超调量 $M_p\% < 25\%$, 因而该锁紧回路有较好的冲击稳定性。

五、结 论

通过对调高系统锁紧性能的理论分析及实验研究, 可得出以下几点结论:

(一) 该调高系统锁紧回路的静态性能良好, 能保证滚筒中心在16小时后下沉量小于25mm。

(二) 反映系统动态性能指标的压力相对下降率与截割阻力脉动频率有关, 随脉动频率的增加而增大, 性能变坏。

(三) 该系统对冲击截割阻力的响应指标能满足有关标准, 可有效地将瞬时压力控制在要求范围之内。

参 考 文 献

- (1) 李洪人: 液压控制系统, 北京: 国防工业出版社, 1981
- (2) 李成泰, 牛宝生: 采煤机液压传动测试, 北京: 煤炭工业出版社, 1983
- (3) [日]绪芳胜彦: 现代控制工程, 北京: 科学出版社, 1980
- (4) 煤炭工业部标准, MT81-84滚筒式采煤机试验技术规范, 1984