

# 极薄煤层采煤机液压锁的优化设计

## OPTIMIZATION DESIGN OF THE HYDRAULIC OPERATED CHECK VALVE OF A THINNEST COAL SEAM SHEARER

阮登芳      阴正锡      秦智  
Ruan Dengfang      Yin Zhengxi      Qin Zhi  
(资源及环境工程系)

**摘要** 应用最优化理论及正交试验分析,导出了具有最优性能的液压锁结构参数的匹配方案,并对影响液压锁性能的结构参数进行了显著性检验,找出了各因素之间的主次关系。

**关键词** 液压锁;最优化;结构参数匹配;显著性检验

中图法分类号 TD 421.6

**ABSTRACT** On the bases of optimization theory and cross-experiment analysis, the mate scheme of structural parameters of the hydraulic operated check valve having the best performances is deduced in this paper, the notability of the structural parameters affecting the valve's performances is discussed, and the main-minor relation between factors is found.

**KEY WORDS** hydraulic operated check valve; optimization; mate of structural parameters; notability examination

### 0 引言

底板双滚筒极薄煤层采煤机因其工作空间狭小,当底板起伏不平时采煤机易被“卡死”。而双功能液压锁<sup>[1]</sup>的问世,虽基本上克服了这一问题,但该锁主要结构参数之间并非最优匹配,因而其性能也不是最好的。液压锁是极薄煤层采煤机液压调高系统中的关键元件之一,它的性能好坏直接影响到整个机器工作的可靠性,因此,对液压锁进行优化设计是十分必要的。

本文应用最优化理论及正交试验方法,导出了液压锁的结构参数的最优匹配方案,试验结果表明:优化后的液压锁的性能最佳,是应用于极薄煤层采煤机液压调高系统中理想的锁紧元件。

### 1 影响液压锁性能的因素

液压锁主要由阀体1、锥阀芯2和控制活塞3等关键零件组成(见图1)。它的性能参数为开启压力 $p_{k0}$ ,压力损失 $\Delta p$ ,控制压力 $p_c$ 及内泄漏量 $\Delta Q$ 等。开启压力值的大小与弹簧刚度、弹簧予

\* 收文日期 1990-07-04

压缩量及锥阀芯与阀座材料有关；压力损失与锥阀芯受力（瞬态及稳态液动力）及阀口流量有关<sup>[2]</sup>；控制压力与控制活塞的液压卡紧力、内泄漏量、液压锁接执行机构侧的油压力、弹簧力以及锥阀总移动阻力有关<sup>[2]</sup>；内泄漏量与锥阀芯和座阀的密封状况有关。

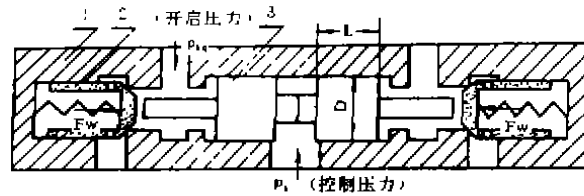


图1 液压锁结构简图

锥阀芯的稳态液动力  $F_w$ 、瞬态液动力  $F$  以及通过阀口流量  $Q$  的表达式<sup>[2]</sup>分别为：

$$F_w = C_d C_v \pi d_m \delta \Delta p \sin 2\alpha \quad (1)$$

$$F = \pm C_d \pi d_m \sin \alpha l \sqrt{2\rho \Delta p} \frac{d\delta}{dt} \quad (2)$$

$$Q = C_d \pi d_m \delta \sin \alpha \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (3)$$

式中  $C_d$ 、 $C_v$  分别为阀口流量系数、流速系数

$d_m$ —阀口平均直径

$\delta$ —阀口开口量

$\alpha$ —锥阀芯半角

$\Delta p$ —锥阀进、出口压差

$\rho$ —油液密度

$l$ —阻尼长度

控制活塞的液压卡紧力  $F_k$  和内泄漏量  $\Delta Q$  为<sup>[2]</sup>：

$$F_k = 0.27LD\Delta p' \quad (4)$$

$$\Delta Q = \frac{\Delta p' D}{12\mu L} \left( \frac{9\pi}{4} \Delta r^2 l + \frac{5}{2} \pi \Delta r^3 + \frac{\pi}{4} l^2 \Delta r \right) \quad (5)$$

式中  $L$ 、 $D$  分别为控制活塞配合长度和直径

$\Delta r$ —同心环形间隙

$l$ —控制活塞锥度值

$\Delta p'$ —控制活塞两端压差

$\mu$ —油液动力粘度

由以上几式知，影响液压锁性能的结构参数主要有锥阀芯半角  $\alpha$ 、控制活塞配合长度  $L$  和直径  $D$ ，阀口平均直径  $d_m$  ( $D$  和  $d_m$  两参数根据我校研制的采煤机液压调高系统油液的流量和压力已确定下来，故本文不再考虑)，活塞两端压差  $\Delta p'$  以及锥阀芯进出口压差  $\Delta p'$ 。

## 2 液压锁优化设计理论计算

## 2.1 控制活塞配合长度的优化

### 2.1.1 目标函数的确定

为解决问题方便,在式(4)、(5)中设  $L = x_1, \Delta p' = x_2, F_k = f_1(x_1, x_2), \Delta Q = f_2(x_1, x_2)$ , 因此,式(4)、(5)可写为

$$f_1(x_1, x_2) = 0.27Dx_1x_2 \quad (6)$$

$$f_2(x_1, x_2) = \frac{Dx_2}{12\mu x_1} \left( \frac{9\pi}{4} \Delta r^2 l + \frac{5}{2} \pi \Delta r^3 + \frac{\pi}{4} l^2 \Delta r \right) \quad (7)$$

根据液压锁已确定下来的参数和所采用的油液,则

$$f_1(x_1, x_2) = 0.702x_1x_2 \quad (8)$$

$$f_2(x_1, x_2) = 2.95x_2/x_1 \quad (9)$$

用线性加权法<sup>[3]</sup>可求得评价函数为

$$U(x_1, x_2) = 0.008x_1x_2 + 0.0089x_2/x_1 \quad (10)$$

### 2.1.2 约束条件

根据液压锁实际工况和设计要求,其约束条件为

$$1.3\text{cm} \leq x_1 \leq 1.6\text{cm} \text{ (除去 } 4\text{mm 例角)} \quad (11)$$

$$6\text{MPa} \leq x_2 \leq 8\text{MPa} \quad (12)$$

### 2.1.3 优化方程

由式(10)~(12)得优化方程为

$$\begin{cases} U(x_1, x_2) = 0.008x_1x_2 + 0.0089x_2/x_1 \\ g_1 = x_1 - 1.3 \geq 0 \\ g_2 = 1.6 - x_1 \geq 0 \\ g_3 = x_2 - 6 \geq 0 \\ g_4 = 8 - x_2 \geq 0 \end{cases}$$

这是一个带有约束条件的二维优化问题,本文采用 SUMT 外点法借助于计算机求得结果为

$$x_1 = 1.31\text{cm}, x_2 = 6.02\text{MPa}, \therefore L = 1.71\text{cm},$$

$$\Delta p' = 6.02\text{MPa}$$

## 2.2 锥阀芯半角 $\alpha$ 的优化

### 2.2.1 目标函数

在式(1)~(3)中,设  $x_3 = \Delta p, x_4 = \alpha, F_w = f_1(x_3, x_4), Q = f_2(x_3, x_4), F_o = f_3(x_3, x_4)$

根据液压锁的实际情况得:

$$f_1(x_3, x_4) = 0.79x_3 \sin 2x_4$$

$$f_2(x_3, x_4) = -1168 \sqrt{x_3} \sin x_4$$

$$f_3(x_3, x_4) = \pm 0.086 \sqrt{x_3} \sin x_4$$

用线性加权法求得评价函数

$$F(x_3, x_4) = 0.017x_3 \sin 2x_4 - 0.146 \sqrt{x_4} \sin x_4 \pm 0.201 \sqrt{x_3} \sin x_4 \quad (13)$$

### 2.2.2 约束条件

根据液压锁工况知,  $6\text{MPa} \leq x_3 \leq 8\text{MPa}$ , 因锥阀设计中通常取锥阀芯半角为  $45^\circ$ , 现不妨假定  $40^\circ \leq x_4 \leq 50^\circ$ 。

### 2.2.3 优化方程

由式(13)和约束条件可得优方程为

$$\begin{cases} F(x_3, x_4) = 0.017x_3 \sin 2x_4 - 0.146 \sqrt{x_3} \sin x_4 \pm 0.201 \sqrt{x_3} \sin x_4 \\ g_1 = x_3 - 6 \geq 0 \\ g_2 = 8 - x_3 \geq 0 \\ g_3 = x_4 - 40 \geq 0 \\ g_4 = 50 - x_4 \geq 0 \end{cases}$$

同样, 用 SUMT 外点法求得结果如下:

$$\begin{aligned} x_3 &= 6.191\text{MPa} & \text{或} & & x_3 &= 6.2\text{MPa} \\ x_4 &= 40^\circ & & & x_4 &= 50^\circ \end{aligned}$$

上述理论计算结果因忽略了某些因素的影响, 故可作为估算值, 下面通过实验进一步确定结构参数的最佳匹配方案。

## 3 液压锁优化设计的实验分析

### 3.1 优化设计方案

在计算结果的基础上, 针对控制活塞配合长度和锥阀芯半角, 笔者设计了四种长度和三种半角组合成结构相同而具有不同结构参数的液压锁12个, 对每个液压锁的性能试验重复测试10次, 其测试平均值如表1所示。

### 3.2 液压锁基本参数测试结果

3.2.1 内泄漏量  $\Delta Q$  此参数是评价液压锁性能的最关键的指标。在各种情况下所测得的结果表明: 12个液压锁在锁紧工况时均无可以察觉的泄漏现象。

3.2.2 压力损失  $\Delta p$  一般情况下, 总希望压力损失越小越好, 其结果见表1。图2为测得的实验用液压锁压力损失曲线(曲线①表液压锁出口处压力的变化趋势; 曲线②表进口处压力, 其值均为  $p=2.1\text{MPa}$ )。

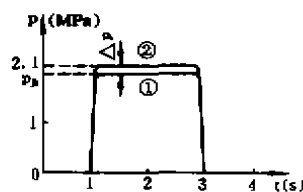


图2 液压锁压力损失曲线

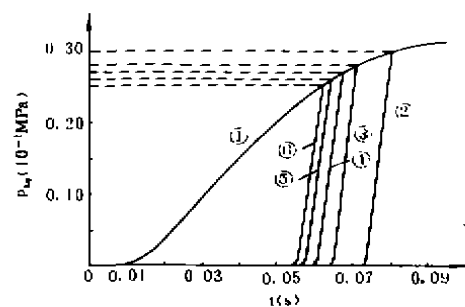


图3 液压锁开启压力曲线

3.2.3 开启压力  $P_{kq}$  开启压力测得结果见表1。图3为5英寸、8英寸和12英寸液压锁开启压力实测曲线(图中曲线①为液压锁两锥阀进口处压力曲线; 曲线②、③为1英寸液压锁两锥阀出口压力曲线; 曲线④、⑤为12英寸液压锁出口压力曲线; 曲线⑥、⑦为5英寸液压锁出口压力曲线)。

3.2.4 开锁时的最低控制压力 因外载性质不同,控制压力分为静态控制压力  $p_{sk}$  和动态控制压力  $p_{dk}$ 。根据实验条件,静态外载压力为7.5MPa,动态外载荷为  $(8.1 + 6.8\sin\omega t)$ MPa,测试结果如表1所示。图4为液压锁静态控制压力曲线(曲线①、②、③分别为2°、7°、5°液压锁的静态控制压力曲线,曲线①'、②'、③'分别为相对应的外载曲线;图5为液压锁动态控制压力曲线,曲线①为外载曲线,②为动态控制压力曲线)。

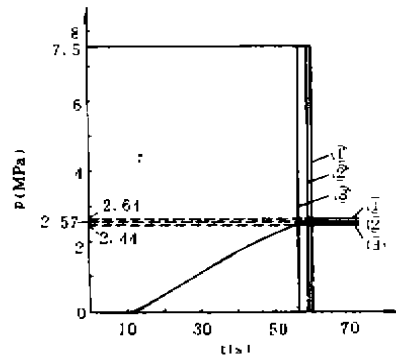


图4 液压锁静态控制压力曲线

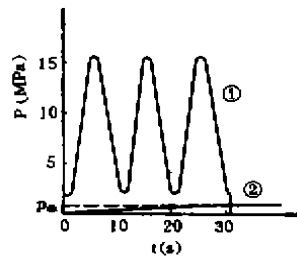


图5 液压锁动态控制压力曲线

表1 实验锁的平均测试性能参数与综合评分

锁的 编号	A (mm) L	B (°) $\alpha$	试验指标				综合 评分 Y <sub>i</sub>
			$p_{sk}$ (MPa)	$\Delta p$ (MPa)	$p_{dk}$ (MPa)	$p_{dk}$ (MPa)	
1	17	40	0.027	0.22	2.60	0.77	345.98
2	17	45	0.026	0.18	2.6	0.75	330.51
3	17	50	0.026	0.26	2.66	0.73	345.14
4	18	40	0.025	0.21	2.43	0.62	298.51
5	18	45	0.026	0.15	2.44	0.61	291.26
6	18	50	0.027	0.26	2.47	0.63	325.19
7	19	40	0.025	0.23	2.57	0.67	318.26
8	19	45	0.025	0.18	2.60	0.68	311.09
9	19	50	0.026	0.27	2.62	0.70	340.30
10	20	40	0.027	0.20	2.84	0.72	347.35
11	20	45	0.025	0.16	2.88	0.74	331.88
12	20	50	0.026	0.28	2.85	0.75	362.99

注:综合评分时,由于每项指标占的重要程度一样,因此取  $b_{ij}$  中的分值为25分。

$$b_{ij} = \frac{\text{分值}}{K} (K - \text{各试验指标的最大值与最小值之差})$$

### 3.3 数据处理

用方差分析法处理表1中的试验数据,选出最优匹配方案,并对各因素进行显著性检验。

#### 3.3.1 计算因素变动平方和 $S_A$ 与 $S_B$

由表2可得 A、B 的总平均值  $\bar{Y}_A$ 、 $\bar{Y}_B$  为

$$T = \bar{Y}_A = \bar{Y}_B = \frac{1}{12} (I_A + II_A + III_A + IV_A)$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{12}(1034.13 + 923.28 + 969.65 + 1042.22) \\
 &= 330.77 \\
 \therefore S_A &= 3\left(\frac{I_A}{3} - \bar{Y}_A\right)^2 + 3\left(\frac{II_A}{3} - \bar{Y}_A\right)^2 + 3\left(\frac{III_A}{3} - \bar{Y}_A\right)^2 + 3\left(\frac{IV_A}{3} - \bar{Y}_A\right)^2 \\
 &= 3282.49 \\
 S_B &= 4\left(\frac{I_B}{4} - \bar{Y}_B\right)^2 + 4\left(\frac{II_B}{4} - \bar{Y}_B\right)^2 + 4\left(\frac{III_B}{4} - \bar{Y}_B\right)^2 = 1531.9
 \end{aligned}$$

式中:  $I_A, II_A, III_A, IV_A$  为 A 因素分别在  $L = 17, 18, 19, 20\text{mm}$  时的实验锁的综合评分和, 如  $I_A = \sum_{i=1}^3 Y_{1i}, II_A = \sum_{i=1}^6 Y_{2i}, \dots, I_B, II_B, III_B$  则为 B 因素分别在  $\alpha = 40, 45, 50^\circ$  时的实验锁的综合评分和, 如  $I_B = 345.98 + 298.51 + 318.26 + 347.35 = 1310.05$ 。

### 3.3.2 计算误差的变动平方和

总的变动平方和  $S_{\text{总}}$  为

$$S_{\text{总}} = \sum_{i=1}^{12} (Y_i - T)^2 = 5019.68$$

由  $S_{\text{总}} = S_{\text{误}} + S_A + S_B$  得

$$S_{\text{误}} = S_{\text{总}} - S_A - S_B = 205.4$$

### 3.3.3 计算自由度

总的自由度  $f_{\text{总}} = 12 - 1 = 11$

A 因素自由度  $f_A = 4 - 1 = 3$

B 因素自由度  $f_B = 3 - 1 = 2$

误差自由度  $f_{\text{误}} = 11 - 3 - 2 = 6$

### 3.3.4 各因素显著性检验<sup>[4]</sup>

$$F_A = \frac{S_A/f_A}{S_{\text{误}}/f_{\text{误}}} = 31.96, F_B = \frac{S_B/f_B}{S_{\text{误}}/f_{\text{误}}} = 22.37$$

由 F 表<sup>[3]</sup>可得

$$F_{0.05}(3, 6) = 4.76, F_{0.05}(2, 6) = 5.14,$$

$$F_{0.01}(3, 6) = 9.78, F_{0.01}(2, 6) = 10.9$$

可见  $F_A > F_{0.01}, F_B > F_{0.01}$ , 因素 A、B 对指标的作用有高度显著的影响, 表 2 为方差分析表。

### 3.3.5 选取最优组合方案

由方差分析表 2 中 F 值可知, 因素 A、B 对试验指标的影响程度不同, 其中 A 因素即控制活塞配合长度 L 对试验指标的影响比锥阀芯半角  $\alpha$  的影响大。两因素应由表 1 中选取指标最低 (即评分最少) 的水平, 它们组配成最优方案  $A_2B_2$ , 即表 1 中的 5<sup>#</sup>: 控制活塞配合长度为 18mm, 锥阀芯半角为 45°。

表 2 方差分析表

方差来源	变动平方和	自由度	$F_{\text{观}}$	显著性
A	3282.4	3	31.96	高度影响
B	1531.9	2	22.37	高度影响
误差	205.4	6		
$F_{\alpha}$	$F_{0.01}(3, 6) = 9.87$		$F_{0.01}(2, 6) = 10.9$	

按资料<sup>[1]</sup>要求,液压锁开启压力不得大于0.035MPa;压力损失不得大于0.5MPa,控制压力不得大于主压力的30%~40%。由表2可知,该最优液压锁各项指标均满足设计要求且性能最优。

#### 4 结 论

通过对液压锁的上述理论分析和实验研究,得到了具有最优性能的液压锁的结构参数,由于理论计算不可能涉及所有影响因素,因而计算结果只能作为实验研究的参考依据,而实验结果是最理想可靠的。因此,极薄煤层采煤机液压调高系统中具有最优性能液压锁结构参数最佳匹配是:控制活塞配合长度为18mm,锥阀芯半角为45°。

#### 参 考 文 献

- 1 田波. 极薄煤层采煤机液压锁的研制及实验分析, 重庆大学学报, 1990, 13(6): 86-92
- 2 宋鸿亮. 液压阀设计与计算, 北京: 机械工业出版社, 1979
- 3 魏权龄. 数学规划与优化设计, 北京: 国防工业出版社, 1984
- 4 高允彦. 正交及回归试验设计方法, 北京: 冶金工业出版社, 1987
- 5 Herber E. Merritt Hydraulic control systems. New York, Wiley, 1967
- 6 林建业等. 液压元件, 北京: 机械工业出版社, 1988