

## 轧机液压 AGC 伺服缸优化分析

卜 匀  
(唐山学院)

**摘 要** 该文以轧机液压 AGC 伺服缸为研究对象,通过对功率匹配设计方法的分析、比较、优化系统,将优化结果进行仿真并与原有系统的仿真结果进行比较,发现优化后系统的性能优于原系统的性能。

**关键词** 伺服缸 优化设计 计算机化仿真

## Optimization and Analysis of Rolling Mill Hydraulic AGC Servo Cylinder

Bu Yun  
(Tang Shan College)

**Abstract** This article makes rolling mill hydraulic AGC servo cylinder as study object, by analyzing and comparing the power match optimization design method, we can draw the conclusion: this design method is the best. By system simulation, we can find that the new system is better than the former one.

**Keywords** Servo cylinder, Optimization, Simulation

### 1 前言

轧机用大型伺服缸,轧制力大,行程短,频率响应高,是 AGC 液压系统的关键元件。系统中液压缸的结构及其动态特性直接影响到系统的性能和使用寿命,并且液压缸活塞直径对系统有着直接而显著的影响。所以应该根据液压伺服系统的综合要求,结合多方因素全面考虑,确定液压缸的最小直径,使系统在满足各方面性能要求的前提下,技术指标达到最优。功率匹配法优化设计计算过程中,既考虑系统的工作压力,又考虑系统的输出功率和伺服阀的输出功率,在满足工作压力的前提下,使伺服阀的输出功率和系统的输出功率达到最佳匹配。

### 2 液压缸优化方法

这种优化方法是液压系统设计中最普遍的优化设计方法,我们通过这种方法对系统进行优化设计,并将结果进行分析、比较,以判断这种优化方法的效果。

液压缸原参数:缸筒内径  $D = 1\ 600\text{ mm}$ ;活塞杆直径  $d = 1\ 400\text{ mm}$ ;壁厚  $\delta = 0.12\text{ m}$ 。

系统的性能指标为:油源压力  $P_s = 28\text{ MPa}$ ;

最大轧制力  $F = 4\ 600\text{ T}$ ;伺服阀额定流量  $Q_N = 1\ 000\text{ L/min}$ ;伺服阀的额定工作压力  $P_M = 31.5\text{ MPa}$ ;系统的压下速度  $v = 0.008\text{ mm/s}$ 。

假设系统的输出位移运动方程为:

$$y = y_{\max} \sin \omega t \quad (1)$$

式中:  $y_{\max}$  ——系统的最大输出位移;  
 $\omega$  ——系统的频率。

简化系统,只考虑弹性负载。

$$F = C \cdot y \quad (2)$$

式中:  $C$  ——机架的弹性系数。

根据式 (1) 得到系统的速度方程为:

$$y' = y_{\max} \omega \cos \omega t \quad (3)$$

由上述三式联立,得到系统的负载 —— 速度方程:

$$\left(\frac{F}{C}\right)^2 + \left(\frac{y'}{\omega}\right)^2 = y_{\max}^2 \quad (4)$$

由 (4) 式得到系统的最大负载压力 —— 流量方程:

$$\frac{P_L^2}{(F_{\max}/A)^2} + \frac{Q_L^2}{(Ay_{\max})^2} = 1 \quad (5)$$

式中:  $P_L$  为系统的负载压力;  $F_{\max}$  为系统的最大负载力;  $F_{\max} = C \cdot y_{\max}$ ;  $Q_L$  为系统的负载流量;  $A$  为液压缸的截面积。

令:  $B = \frac{F_{\max}}{A}$ ,  $D = A \cdot y_{\max}$ ; 式 (5) 变化得到:

$$Q_L = D \sqrt{1 - (P_L / B)^2} \quad (6)$$

系统的输出功率方程为:

$$N_L = P_L Q_L = D P_L \sqrt{1 - (P_L / B)^2} \quad (7)$$

对 (7) 式求导, 并令其为零, 得到最大功率点的工作压力为:

$$P_{L\max} = \frac{B}{\sqrt{2}} = \frac{F_{\max}}{\sqrt{2}A} \quad (8)$$

根据最大功率点的负载流量:

$$Q_{L\max} = D \sqrt{1 - \left(\frac{P_{L\max}}{B}\right)^2} = \frac{D}{\sqrt{2}} \quad (9)$$

$$\text{得到: } Q_{L\max} = A \cdot y_{\max} \sqrt{2} \quad (10)$$

伺服阀的负载流量方程为:

$$Q_L = h \sqrt{P_S - P_L} \quad (11)$$

式中:  $h$ ——伺服阀节流口液导。

伺服阀的功率方程:

$$N_V = P_L Q_L = h P_L \sqrt{P_S - P_L} \quad (12)$$

对式 (12) 求导, 并且等于零, 得到伺服阀最大功率点的负载压力:

$$P_{L\max} = 2P_S / 3 \quad (13)$$

伺服阀最大功率点的流量为:

$$Q_{L\max} = h \sqrt{P_S - 2P_S / 3} = h \sqrt{P_S} / \sqrt{3} = Q_M / \sqrt{3} \quad (14)$$

根据式 (8) 和式 (13) 得到:

$$A = 3F_{\max} / 2\sqrt{2}P_S \quad (15)$$

系统的空载流量:

$$Q_M = \sqrt{3/2} A y_{\max} \quad (16)$$

求得液压缸的截面积为:

$$A = 3F_{\max} / 2\sqrt{2}P_S = 1.743 \text{ m}^2$$

液压缸直径为:

$$D = \sqrt{4A/\pi} = 1.49 \text{ m}, \text{ 取 } D = 1.5 \text{ m}; \text{ 则 } A = 1.766 \text{ m}^2$$

系统的最大功率点的工作压力为:

$$P_{L\max} = 2P_S / 3 = 18.67 \text{ MPa}$$

最大功率点伺服阀的流量:

$Q_{L\max} = h \sqrt{P_S - P_L} = 15.9 \text{ L/s}$  系统最大功率时的压下速度:

$$y_{\max} = \frac{Q_{L\max}}{A} = 9 \text{ mm/s}$$

最大负载时的工作压力:

$$P_{LF} = \frac{F_{\max}}{A} = 26.4 \text{ MPa} < 28 \text{ MPa}$$

最大负载时, 系统能满足要求。至此, 可以看出, 新系统在达到了功率匹配的同时, 还保证了对系统的压力和压下速度的要求, 新系统是可行的。

### 3 液压缸优化后系统仿真分析

系统仿真结果如下: 原系统, 液压缸优化后的系统 (见图 1、见图 2)。

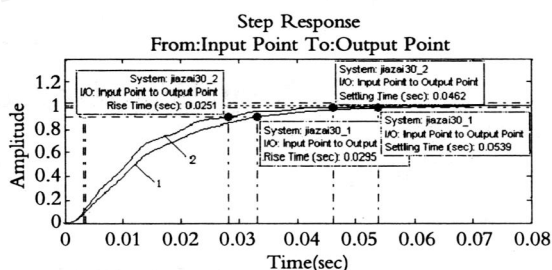


图 1 优化前后系统阶跃响应图

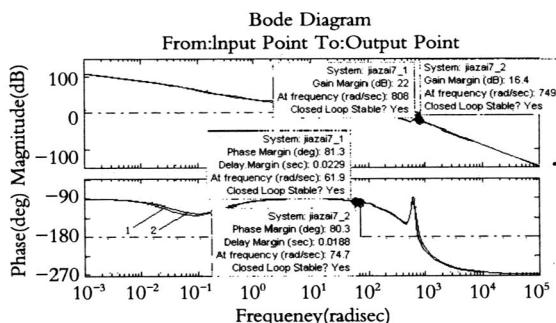


图 2 优化前后系统开环 Bode 图

由图 1、图 2 中数据比较可得, 新系统的上升时间 0.0251 s (原系统 0.0295 s) 和过渡时间 0.0462 s (原系统 0.0539 s) 明显减少, 即调整时间和响应速度明显加快; 穿越频率增加, 液压缸负载质量减少, 液压缸的固有频率增加。通过功率匹配优化设计的液压缸, 使系统的性能得到进一步提高。

### 4 结论

液压缸优化设计后, 系统的性能得到提高。说明功率匹配法是一种较理想的优化方法。

卜匀, 女, 北京科技大学机械电子工程专业, 在读硕士研究生。

收稿日期: 2006—10—31