

文章编号:1000-582x(2001)02-0028-04

轧机液压 AGC 系统的动态仿真

邱利琼

(重庆经济干部管理学院,重庆 400000)

摘要: AGC 控制技术是现代轧机不可缺少的关键技术之一,其控制效果直接影响到产品质量和产品的精度。笔者在分析液压 AGC 系统组成、系统主要动态元件动态特性的基础上,建立了一种全面而且有利于分析轧制过程中各种因素对轧制精度影响的动态仿真模型和方块图,并对 3340 轧机液压 AGC 控制系统进行了动态仿真。

关键词: AGC; 动态仿真; 轧机

中图分类号: TH 137.9

文献标识码: A

由于对板带材质量要求的提高,对轧机液压 AGC 控制系统的要求亦越来越高。因此,轧机液压 AGC 控制性能的研究具有重要意义。以往对轧机液压 AGC 系统控制性能的分析大多集中于仅研究液压系统本身的响应特性,将轧机辊系及轧件的变形等因素作为系统的恒值干扰量,或是对系统的设定值进行补偿,而未考虑轧机辊系及轧件本身的特性变化。因此,建立一种全面而利于分析轧制过程中各种因素对最后轧制精度影响的模型,为系统的优化设计和轧制过程的动态模拟提供基础。

1 液压 AGC 系统的组成

板带材液压 AGC 系统通过测厚仪、位移传感器和压力传感器等相对应的参数进行连续测量,连续调整压下缸位移、压力以及张力或轧制速度等^[1],控制板带材的厚差。一个完整的厚度自动控制系统应有若干个功能,液压 AGC 系统基本框图如图 1 所示。

1) 压下缸位置闭环 1 随轧制条件变化及准确地控制压下位移。 x_1, x_{p2} 分别是操作侧和传动侧活塞相对刚体的位移,取其平均值 x_{pd} 作为实测位移值, x_{ps} 为给定信号, Δx_p 是测厚仪监控环的反馈量。

2) 轧制力闭环 2 通过控制轧制压力来达到控制厚度的目的。 p_d 是轧制压力的实测值, p_s 为初始给定值, Δp 为修正值。

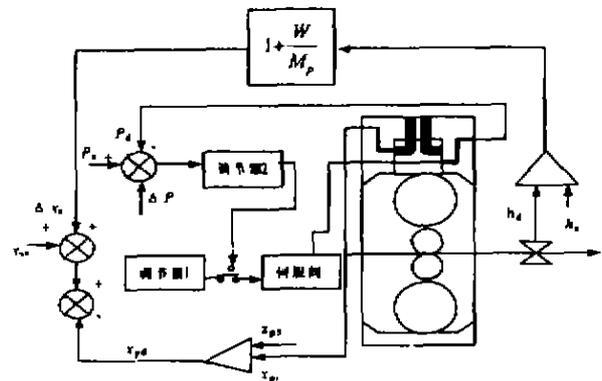


图 1 厚控系统结构框图

3) 测厚仪监控闭环 3 消除轧辊磨损,热膨胀及设定值误差等的影响。 M_p 为轧机纵向刚度, W 为轧件的塑性刚度系数, h_d 为实测轧件厚度, h_s 为设定轧件厚度。

此外油膜厚度变化补偿、轧辊偏心补偿、前馈控制、物流控制、速度张力优化等功能使板厚精度得到进一步的提高。

2 液压 AGC 控制系统动态模型的建立

构成一个完整的液压 AGC 系统,主要有 6 种动态元件^[2,3]:伺服阀、供油管道、液压缸、轧机、传感器、控制调节器。

1) 伺服阀

伺服阀具有高度非线性特点,其输出流量的线性

• 收稿日期:2000-08-10

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50005025)

作者简介:邱利琼(1963-),女,重庆人,讲师。主要从事应用数学方面的研究。

化方程为: $\Delta Q_L = Q_{sv0} - K_c \Delta p_L$

式中 Q_{sv0} — 伺服阀的空载流量, $Q_{sv0} = K_{sv} \Delta I_c$;
 I_c — 输入电流信号;
 K_{sv} — 伺服阀的静态流量放大系数;
 K_c — 伺服阀的压力流量系数;
 ΔP_L — 负载压力变化。

通常,当液压执行机构的固有频率 ω_h 低于 50 Hz 时,伺服阀的动态特性可用一阶环节表示:

$$\frac{Q_{sv0}}{I_c} = \frac{K_{sv}}{1 + s/\omega_{sv}}$$

式中 ω_{sv} — 伺服阀固有频率;
 s — 拉普拉斯算子。

伺服阀的固有频率 ω_{sv} 可以从伺服阀制造厂提供的频率响应曲线获得。

2) 液压缸

传递到油缸内油液的总体积是流量 ΔQ_L 的积分,而控制容积的实际变化量是:

$$\Delta V = V_Q - \Delta V_c - V_{cl} = X_p A_p$$

$$V_Q = \int \Delta Q_L dt; \quad \Delta V_c = (V_e/E_0) \Delta P_L$$

式中 V_Q — 传递到油缸内油液的总体积;
 ΔV_c — 控制容积中油液的压缩量;
 V_{cl} — 控制容积中油液的泄漏量(可忽略);
 X_p — 液压缸活塞的位移;
 A_p — 液压缸活塞的面积;
 V_e — 液压缸的等效控制总容积;
 E_0 — 油液的弹性模量。

在当前的液压 AGC 系统中,把供油管道中的液、压油与油缸中的液压油一起作为控制容积,而忽略压力波的传播时间和供油管道的频率特性。控制容积内压力变化 ΔP_L 为: $\Delta P_L = E_0(\Delta V_c/V_c)$ 而油缸输出力的变化为:

$$\Delta F = \Delta F_p - \Delta F_b = \Delta P_L A_p - \Delta P_b A_b$$

式中 ΔF_p — 作用于油缸无杆腔力的变化;
 ΔF_b — 作用于油缸有杆腔力的变化;
 ΔP_b — 油缸有杆腔压力背压的变化;
 A_b — 油缸有杆腔的工作面积。

3) 轧机辊系

油缸输出的轧制力 ΔF 与辊系运动部件的惯性力、粘性摩擦力、弹性负载力及其它负载力平衡。其力平衡方程为:

$$\Delta F = M_e \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + K x_p + F_L$$

式中 M_e — 轧机辊系运动部件的等效质量;
 t — 时间;
 K — 负载运动时负载刚度;
 B_p — 活塞及负载等运动部件的粘性系数;
 F_L — 作用在活塞上的其它负载(如摩擦力、轧件变形抗力等)。

如只考虑轧件变形抗力而忽略其他因素时,则 F_L 可表示为:

$$F_L = W \Delta h = W(h_{in} - h_{out})$$

式中 W — 轧件的塑性刚度系数;
 Δh — 轧件的厚度变化;
 h_{in} — 轧件的入口厚度;
 h_{out} — 轧件的出口厚度。

若忽略轧件轧后的弹性恢复量,则轧件的出口厚度 h_o 等于工作辊的负载辊缝 h_L , 而

$$h_L = h_r - \Delta h_r = h_r - (x_p - \Delta h_j)$$

$$\Delta h_j = \Delta F / M_p$$

式中 h_r — 辊缝的设定值;
 Δh_r — 轧制时辊缝的变化量;
 Δh_j — 由于轧制力变化而引起的轧机弹跳量;
 M_p — 轧机的纵向刚度。

轧机的纵向刚度 M_p 随压下油缸工作行程的增加而减小,可用下式估算:

$$\frac{1}{M_p} = \frac{1}{M_0} + \frac{L_p}{E_0 A_p}$$

$$L_p = L_0 + X_p$$

式中 M_0 — 轧机零工作行程的纵向刚度;
 L_p — 压下油缸工作行程;
 L_0 — 压下油缸预定行程。

4) 背压回油管道

背压是低压,管道中的油液可视为不可压缩液体。利用连续性方程和伯努利方程,可推出背压为:

$$P_d = P_{d0} + M_{or} \frac{d^2 x_p}{dt^2} + R_r \frac{dx_p}{dt}$$

$$M_{or} = \rho L_r A_b / A_r$$

式中 P_{d0} — 初始背压;
 M_{or} — 回油管道中油液的质量;
 ρ — 油液的密度;
 L_r — 回油管道的长度;
 A_r — 回油管道的横截面积;
 R_r — 压力差系数。

5) 位置传感器和压力传感器

位移传感器可视为惯性环节:

$$\frac{X_d}{X_p} = \frac{K_s}{1 + T_s s}$$

式中 K_s —位移反馈系数;

T_s —位移传感器的时间常数。

压力传感器可视为比例环节:

$$P_d/P_l = K_f$$

式中 K_f —压力反馈系数。

6) 控制调节器

当控制器采用PID调节器时,其动态传递函数为:

$$G(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right)$$

7) 动态方块图

根据以上液压 AGC 系统主要元素的动态模型,可得到液压 AGC 系统位置闭环动态方块图如图 2 所示。

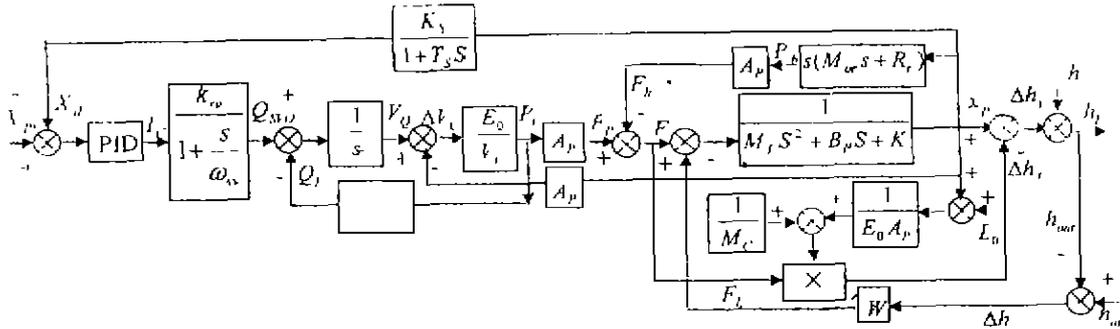


图 2 液压 AGC 系统位置闭环的动态模型

3 液压 AGC 系统的动态仿真分析

在轧制过程中轧件的入口厚度、轧机纵向刚度、油缸的初始行程、油液的控制系统及轧件的塑性刚度等参数随着轧制条件的变化而变化,这些因素对轧制厚度有不同的影响。另外,回油管道也影响液压 AGC 系统的响应能力,通过研究这些因素对轧制过程的影响,可为液压 AGC 系统的优化设计及轧制过程的动态模拟提供基础。3340 单机架轧机技术参数为:轧机规格:3 340 mm,支承辊尺寸 φ1 371 × 3 340 mm,工作辊尺寸为 φ914 × 3 340 mm。液压系统参数为:缸径 φ720 mm,杆径 φ600 mm,压力 24 MPa,行程 40 mm。利用 MATLAB 软件对该液压 AGC 系统中位置闭环控制系统进行了动态仿真^[4],仿真结果如图 3~6 所示。仿真参数见表 1。

表 1 仿真主要参数

参数	数值	参数	数值
M_z (kg)	2.36×10^5	A_p (m ²)	0.41
A_d (m ²)	11	K_L (mm ³ /N·s)	78
K_r (V/m)	1	K (N/m)	5.3×10^9
W (N/m)	9.434×10	E_0 (Mpa)	800
V_c (m ³)	0.006 39	K_p (A/V)	1 000
B_p (N·s/m)	3.64×10	K_i (1/s)	500
P_l (Mpa)	6	K_d (s)	40
T_s (s)	0.025		

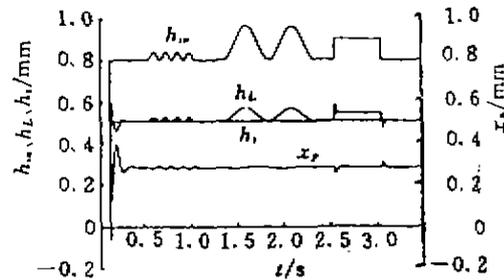


图 3 轧件入口厚度变化的影响

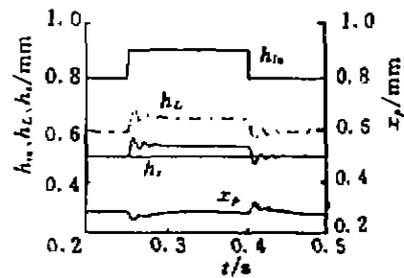


图 4 压下油缸初始位置变化的影响

图 3 为轧件入口厚度的变化对轧制厚度的影响。结果显示轧件入口厚度的变化对轧制厚度的影响较大,因此,为获得高的板厚精度必须控制来料厚度误差。但厚度误差变化由轧制前的 45~160 μm 减小为轧制后的 22~45 μm,其中 0.1~0.2 s 表示轧件带头进入轧机时对压下缸有一个反冲作用。图 4 显示油缸的初始行程虽对位置系统响应速度影响不大,但由于

对轧机纵向刚度的影响较大,因此,将使轧制厚度偏离设定值。虽然可以通过测厚仪闭环进行补偿,但不能完全消除其影响。

图5的结果表明轧件塑性刚度系数变化大使轧制厚度增大而偏离设定值。上述结果与轧制理论相一致。图6显示了背压回油管道对轧制结果的影响,研究表明,回油管长在0~30 m内时对轧制过程影响较小,当回油管长大于50 m时动态过程中有滞后且振荡剧烈。

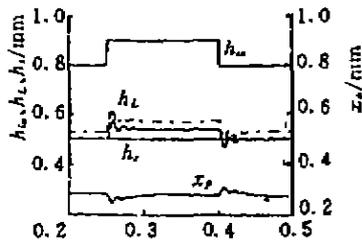


图5 轧件塑性刚度系数变化的影响

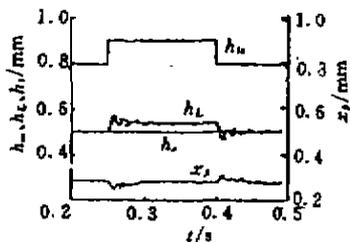


图6 回油管道长度变化的影响

4 结论

通过分析构成液压 AGC 系统主要元件的动态特性,建立了板带轧机液压 AGC 系统的动态模型。模拟了系统参数变化对轧制厚度及系统动态品质的影响。

1) 轧件出口厚度的变化对轧制厚度影响较大,但通过轧制可减小轧制厚度的误差。

2) 油缸的初始行程对位置系统响应速度的影响不大,但对轧机纵向刚度影响较大,将使轧制厚度偏离设定值。

3) 背压回油管长在0~30 m内时对轧制过程影响较小,当回油管长大于50 m时动态过程有滞后且振荡加剧。

上述结论表明,所建立的板带轧机液压 AGC 系统的动态模型是一种较全面的且利于分析轧制过程中各种因素对最后轧制精度影响的模型。通过研究这些因素对轧制过程的影响,可为液压 AGC 系统的优化设计及轧制过程的动态模拟提供基础。

参考文献:

- [1] 邹家祥. 轧钢机现代设计理论[M]. 北京:冶金工业出版社,1991.
- [2] 张进之. 板带轧制过程板形测量和控制的数学模型[J]. 冶金设备,1997(12):17-21.
- [3] 孙海波,陈得福. 新的液压 AGC 技术在 1200WS 四辊可逆冷轧机上的应用[J]. 冶金自动化,1996(3):23-27.
- [4] 高俊斌. MATLAB5.0 语言与程序设计[M]. 武汉:华中理工大学出版社,1998.

Dynamic Simulation for Hydraulic Pressure AGC of Rolling Mill

QIU Li-qiong

(Academy of Economy Cadre Management, Chongqing University, Chongqing 400050, China)

Abstract: AGC control technology is one of the key techniques used in modern rolling mill, the effect of which has influence on the accuracy of the product. On the base of analysing system composition and dynamic characteristics of the main dynamic emelent, a danamic simulation model is put forward, and then dynamic simultion for the hydraulic AGC system of 3340 rolling mill is implemented. Then, it lays a foundation for the design of rolling system and the dynamic simulation of the rolling process.

Key words: AGC; dynamic simulation; rolling mill

(责任编辑 成孝义)