

1-4-2019

## Mathematical Modeling and Simulation of Hydraulic Gauge Control System

Weigang Li

*1. School of Information Science and Engineering, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China; ;2. Metallurgical Automation and Detection Technology ERC of Education Ministry, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China; 3. Equipment Maintenance Plant, WISCO, Wuhan 430080, China;*

Guilin Tao

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

---

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

---

# Mathematical Modeling and Simulation of Hydraulic Gauge Control System

## Abstract

**Abstract:** On the basis of hydraulic valve control cylinder model and combining with the structure and load characteristics of the hydraulic gauge control system (HGC), a “flow linearization” model for HGC was presented and the shortcomings of the model in analyzing the dynamic characteristics of HGC were pointed out. *In view of the characteristics of the large load variation range of HGC and according to the principle of “load compensation”, the flow correction coefficient and the related transfer function were analyzed and deduced, and the mathematical model of HGC based on “load compensation” was established.* Combined with a practical case of rolling mill in a hot rolling plant, the characteristic and difference of the two models were simulated and compared with the experimental results. The simulation results show that the “load compensation” model has higher control precision, which provides a reference for the characteristic analysis and design optimization of the hydraulic gap valve controlled cylinder system.

## Keywords

servo valve, valve controlled hydraulic cylinder, HGC, dynamic characteristics

## Recommended Citation

Li Weigang, Tao Guilin. Mathematical Modeling and Simulation of Hydraulic Gauge Control System[J]. Journal of System Simulation, 2018, 30(10): 3789-3795.

# 液压辊缝控制系统的数学建模与仿真

李维刚<sup>1,2</sup>, 陶桂林<sup>3</sup>

(1. 武汉科技大学信息科学与工程学院, 武汉 430081; 2. 武汉科技大学冶金自动化与检测技术教育部工程研究中心, 武汉 430081;  
3. 武钢股份设备维修总厂, 武汉 430080)

**摘要:** 在液压活套阀控缸数学模型的基础上, 结合液压辊缝控制系统(HGC)的液压回路结构与负载特点, 给出了 HGC 的“流量线性化”模型, 并指出其在分析 HGC 动态特性时存在的不足。针对 HGC 负载变化范围较大的特点, 根据“负载补偿”原理, 分析推导了流量修正系数及相关传递函数等数学表达形式, 建立了基于“负载补偿”的液压辊缝控制模型。最后结合某热轧厂轧机实例, 对两类模型的特点和差异进行了仿真比较, 结果表明“负载补偿”模型具有更高的控制精度, 为液压辊缝阀控缸系统的特性分析和优化设计提供了参考依据。

**关键词:** 伺服阀; 阀控缸; 液压辊缝控制; 动态性能

中图分类号: TP391.9 文献标识码: A 文章编号: 1004-731X (2018) 10-3789-07

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.201810024

## Mathematical Modeling and Simulation of Hydraulic Gauge Control System

Li Weigang<sup>1,2</sup>, Tao Guilin<sup>3</sup>

(1. School of Information Science and Engineering, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China;  
2. Metallurgical Automation and Detection Technology ERC of Education Ministry, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China; 3. Equipment Maintenance Plant, WISCO, Wuhan 430080, China)

**Abstract:** On the basis of hydraulic valve control cylinder model and combining with the structure and load characteristics of the hydraulic gauge control system (HGC), a “flow linearization” model for HGC was presented and the shortcomings of the model in analyzing the dynamic characteristics of HGC were pointed out. *In view of the characteristics of the large load variation range of HGC and according to the principle of “load compensation”, the flow correction coefficient and the related transfer function were analyzed and deduced, and the mathematical model of HGC based on “load compensation” was established.* Combined with a practical case of rolling mill in a hot rolling plant, the characteristic and difference of the two models were simulated and compared with the experimental results. The simulation results show that the “load compensation” model has higher control precision, which provides a reference for the characteristic analysis and design optimization of the hydraulic gap valve controlled cylinder system.

**Keywords:** servo valve; valve controlled hydraulic cylinder; HGC; dynamic characteristics

## 引言

随着伺服阀结构和性能完善, 液压辊缝控制



收稿日期: 2016-09-05 修回日期: 2016-11-23;  
基金项目: 国家自然科学基金(51774219), 东北大学  
轧制技术及连轧自动化国家重点实验室开放课题基  
金(2017RALKFKT004);  
作者简介: 李维刚(1977-), 男, 湖北通城, 博士,  
教授, 研究方向为轧钢过程控制与数学模型。

系统(HGC)已成为现代轧机的主流配置。HGC 作为现代轧机带钢厚度控制的核心设备, 其控制精度直接影响轧制过程的稳定性与带钢产品的厚度精度指标。液压辊缝控制系统从液压原理上来看, 是一种特殊的阀控非对称液压缸, 其液压缸的无杆腔流量受伺服阀控制, 而有杆腔流量保持恒定, 与伺服阀控制无关<sup>[1]</sup>。

<http://www.china-simulation.com>

• 3789 •

文献[2-6]采用了“负载流量等效”和“流量线性化”处理方法对阀控非对称液压缸的动态特性进行了分析,其不足在于:1)“负载等效流量”的物理概念模糊<sup>[2-4]</sup>;2)“流量线性化”处理方法<sup>[5-6]</sup>针对的是阀控缸系统在某一特定工作点的动态特性分析,而辊缝控制系统的负载变化范围大,该方法很难兼顾各种负载工况的控制精度;另外,HGC作为带钢自动厚度控制(AGC)<sup>[7]</sup>的控制内环,其参数的大范围变化也给AGC控制外环参数的整定造成困难。因此,“流量线性化”处理方法不能直接用于液压辊缝控制系统。

文献[8]对轧机液压活套液压缸的无杆腔与有杆腔的动态流量特性进行了分析推导,结合“流量线性化”处理方法,建立了液压活套阀控缸的数学模型。与液压活套阀控缸相比,HGC的液压控制回路与其基本相似,只有无杆腔的流量受伺服阀控制。因此,剔除液压活套流量线性化模型中的无关支路,即可得到HGC的“流量线性化”模型。

本文根据“负载补偿”原理<sup>[9]</sup>,结合伺服阀的流量特性,对伺服阀流量修正系数等进行分析推导,建立了适用于轧机负载大范围变化的液压辊缝控制系统的数学模型。最后,结合某轧钢厂HGC实例,对上述模型进行仿真比较,为液压辊缝阀控缸系统的特性分析与优化设计提供了参考依据。

## 1 液压辊缝控制(HGC)的组成

轧机的液压辊缝控制通常包含两套阀控缸,它们分别装在轧机的两侧,二者结构完全相同。除轧辊抬起和压下时要保持两侧平行运动外,两侧阀控缸的工作模式完全相同,本文以其中一侧的阀控缸为例进行研究。

HGC 阀控缸的控制原理如图 1 所示,伺服阀的 A 口与液压缸的无杆腔相连接, B 口始终处于封闭状态。液压缸的有杆腔与某低压源相连接,其压力始终保持恒定。记液压缸无杆腔的压力为  $p_{pst}$ , 有杆腔的压力为  $p_{rod}$ , 系统压力为  $P_{sys}$ , 回油压力

为  $P_{mk}$ ; 液压缸两腔的截面积为  $A_{pst}$  和  $A_{rod}$ , 内外泄系数为  $C_{in}$  和  $C_{ex}$ ; 液压缸位移为  $y$ , 运动粘滞系数为  $B$ 、弹性阻力系数  $G$ , 负载作用力为  $f_{LD}$ ; 液压缸及负载的等效质量为  $M$ , 液压油的体积弹性模量为  $\beta_e$ , 所有变量均采用国际单位。

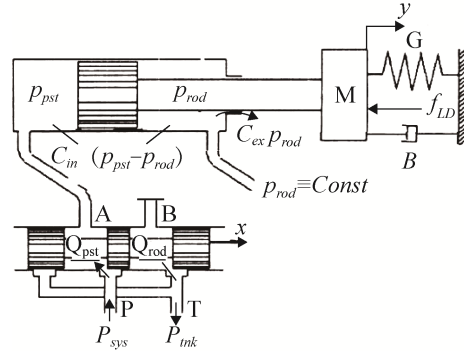


图 1 液压辊缝控制液压回路原理图

Fig. 1 Principle diagram of practical HGC system

## 2 HGC 的流量线性化模型

从液压原理上来看,液压辊缝控制阀控缸是一种特殊的阀控非对称液压缸,其特点是仅液压缸的无杆腔流量受伺服阀控制。与液压活套阀控缸相比较,HGC 液压回路与其类似,不同之处在于 HGC 伺服阀的 B 口被封死,液压缸有杆腔的流量不受伺服阀控制<sup>[8]</sup>。如图 2 所示,将图中虚框所包括的相关环节剔除,得到 HGC 的“流量线性化”模型。

图 2 中,  $G_{vlv}(s)$  为伺服阀阀芯响应的传递函数,  $G_{pst}(s)$  为液压缸无杆腔压力响应的传递函数;  $G_{cyd}(s)$  为液压缸运动传递函数,  $K_q$  为伺服阀的流量增益,  $K_c$  为伺服阀的流量压力系数,各变量定义与文献[8]相同,不再赘述。如图 2 所示,剔除有杆腔支路(虚框部分)后,液压缸出力  $f_{cyd}$  与给定开口度  $x$  之间的开环传递函数关系为:

$$f_{cyd}(s) = f_{pst}(s) - f_{rod}(s) = \frac{G_{pst}(s)}{1 + G_{pst}(s)K_{c_{pst}}} \cdot (xK_{q_{pst}} - yA_{pst}s) \cdot A_{pst} - P_{rod,0} \cdot A_{rod} = \frac{(xK_{q_{pst}} - yA_{pst}s)A_{pst}}{\frac{V_{pst}}{\beta_e}s + C_{ex} + K_{c_{pst}}} - P_{rod,0} \cdot A_{rod} \quad (1)$$

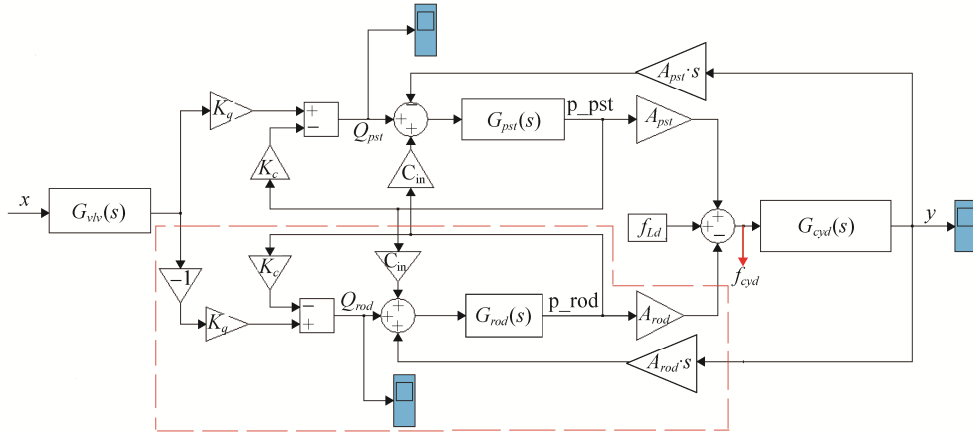


图 2 HGC 的流量线性化模型框图(虚框部分除外)  
Fig. 2 Flow linearization model of HGC

式(1)中  $P_{rod,0}$  为液压缸有杆腔的压力, 它通常是恒定的, 其对 HGC 的动态特性的影响可忽略。热轧厂连轧机组的轧制力随轧制品种而变化, 通常在 10000~40000kN 之间, 并不确定。液压缸负载压力的变化导致伺服阀的阀系数  $K_{qpst}$  和  $K_{cpst}$  也会发生相应变化, 要同时兼顾各种轧制工况下的控制精度是比较困难的。因此, 有必要根据轧机负荷的变化特点开发更加实用的数学模型。

### 3 HGC 的负载补偿模型

轧机在轧钢生产过程中, 轧制力的变化最终反应在 HGC 液压缸的压力变化上; 压力的变化导致阀口的压降发生变化, 进而影响伺服的动态流量。如果根据负载压力情况对伺服阀的流量特性进行适当改造, 使得伺服阀在正负开口度方向具有相同的流量特性, 而不受负载变化的影响, 则 HGC 可等效为定常环节。

#### 3.1 流量修正系数

对于 HGC 阀控缸系统而言, 液压缸的运动主要受无杆腔油液驱动, 根据伺服阀的流量特性<sup>[10]</sup>, 进出无杆腔的油液流量是开口度和压力的函数:

$$Q(x, p_{pst}) = \begin{cases} xQ_N \sqrt{\frac{P_{sys} - p_{pst}}{\Delta p_N}} & x \geq 0 \\ xQ_N \sqrt{\frac{p_{pst} - P_{tnk}}{\Delta p_N}} & x < 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中:  $x$  为伺服阀实际开口度的百分值;  $p_{pst}$  为无杆腔压力;  $\Delta p_N$  为伺服阀的单阀口额定压降。显然, 即使开口度幅值相同, 但由于正负方向的原因, 通过伺服阀流量也可能不同。

然而, 当  $p_{pst} = (P_{sys} + P_{tnk})/2$  时, 伺服阀在正负方向的流量始终相等, 与伺服阀的开口度方向无关。因此可将其作为最佳工作点, 记此时伺服阀的流量为  $Q_{sym}$ , 存在:

$$Q_{sym} = Q_N \sqrt{\frac{P_{sys} - P_{tnk}}{2\Delta p_N}} \quad (3)$$

为使伺服阀在任意工作压力  $p_{pst}$  时的流量与最佳工作点流量  $Q_{sym}$  相等, 现对伺服阀的给定激励  $x_i$  进行修正补偿。如图 3 所示, 给定激励  $x_i$  经  $P$ - $x_i$  环节修正后, 使得伺服阀的实际流量始终等于  $x_i \cdot Q_{sym}$ , 即与给定激励  $x_i$  始终保持成正比例关系。

显然, 伺服阀在正负开口度方向有不同修正系数, 记其为  $k_{p+}$  和  $k_{p-}$ , 则根据比例关系有:

$$Q(x, p_{pst}) = \begin{cases} (x_i k_{p+}) \cdot Q_N \sqrt{\frac{P_{sys} - p_{pst}}{\Delta p_N}} \equiv x_i \cdot Q_{sym} & x \geq 0 \\ (x_i k_{p-}) \cdot Q_N \sqrt{\frac{p_{pst} - P_{tnk}}{\Delta p_N}} \equiv x_i \cdot Q_{sym} & x < 0 \end{cases}$$

$$\text{解得: } k_{p+} = \sqrt{\frac{P_{sys} - P_{tnk}}{2(P_{sys} - p_{pst})}}; \quad k_{p-} = \sqrt{\frac{P_{sys} - P_{tnk}}{2(p_{pst} - P_{tnk})}}$$

根据上述两式计算, 并按系统压力  $P_{sys}$  作归一化整理, 求得流量修正系数  $k_{p+}$  和  $k_{p-}$  数据如表 1 所示, 绘制成曲线如图 4 所示。

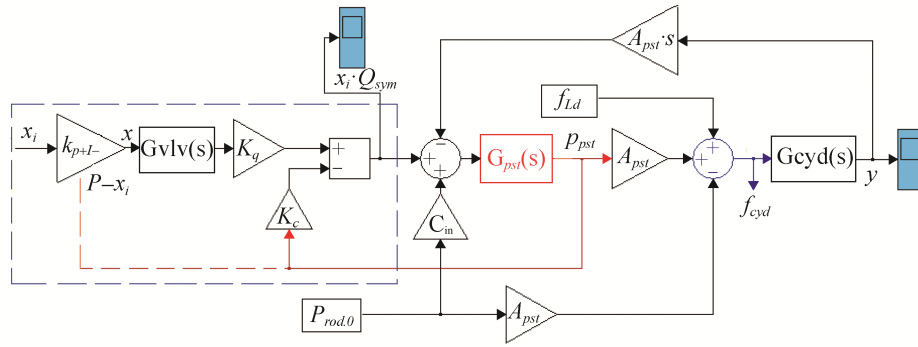


图3 HGC 的负载补偿模型框图

Fig. 3 Load compensation model of HGC

表1 流量修正系数 \$k\_{p+}\$ 和 \$k\_{p-}\$

Tab. 1 Correction factor for the flow \$k\_{p+}\$ and \$k\_{p-}\$

\$P_{pst}/P_{sys}\$	0.05	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	0.95
\$k_{p+}\$	0.73	0.75	0.79	0.85	0.91	1.00	1.12	1.29	1.58	2.24	3.17
\$k_{p-}\$	3.17	2.24	1.58	1.29	1.12	1.00	0.91	0.85	0.79	0.75	0.73

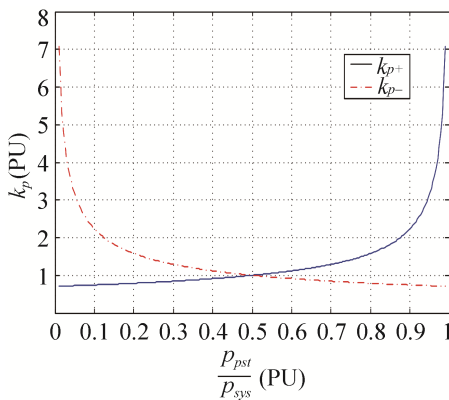


图4 伺服阀流量修正系数(\$k\_{p+}\$和 \$k\_{p-}\$)

Fig. 4 Correction factor for the flow of servo valve (\$k\_{p+}\$ and \$k\_{p-}\$)

图4中,横坐标为无杆腔压力 \$p\_{pst}\$ 与系统压力 \$P\_{sys}\$ 的比值,纵坐标为流量修正系数,均为无量纲量。当无杆腔压力 \$p\_{pst}\$ 与系统压力 \$P\_{sys}\$ 的比值在(0.3~0.7)之间,流量修正系数均在 0.85~1.29 以内,正负方向修正系数相差的倍数基本在 1.5 倍以内,比较接近,在动态品质要求不高的情况下,可以忽略负载变化的影响;当 \$p\_{pst}\$ 与 \$P\_{sys}\$ 比值超出(0.3~0.7)范围时,正负方向修正系数的差别增大,负载变化对阀控缸动态特性的影响不能忽略。

### 3.2 HGC 开环传递函数

在对伺服阀流量特性进行负载补偿后,伺服阀

的实际流量(图3虚线方框所示)与给定激励 \$x\_i\$ 成严格的线性关系,即:

$$Q(x) = x_i \cdot Q_{sym} / \left( \left( \frac{s}{\omega_v} \right)^2 + \frac{2\delta_v s}{\omega_v} + 1 \right) \quad (4)$$

这相当于图2中, \$K\_q \equiv Q\_{sym}\$, \$K\_c \equiv 0\$。从而,给定激励 \$x\_i\$ 到位置输出 \$y\$ 的开环传函 \$G\_{xy-op}(s)\$ 为:

$$G_{xy-op}(s) = G_{vlv}(s) \times Q_{sym} \times \frac{G_{pst}(s) \cdot A_{pst} \cdot G_{cyd}(s)}{1 + G_{pst}(s) \cdot A_{pst} \cdot G_{cyd}(s) \cdot A_{pst} s} = \frac{Q_{sym}}{\left( \frac{s}{\omega_v} \right)^2 + \frac{2\delta_v s}{\omega_v} + 1} \times \frac{A_{pst}}{M \cdot \frac{V_{pst}}{\beta_e} s^3 + \left( M(C_{in} + C_{ex}) + B \cdot \frac{V_{pst}}{\beta_e} \right) s^2 + \left( G \cdot \frac{V_{pst}}{\beta_e} + B(C_{in} + C_{ex}) + A_{pst}^2 \right) s + G(C_{in} + C_{ex})} \quad (5)$$

同理,给定激励 \$x\_i\$ 到油缸作用力 \$f\_{cyd}\$ 的开环传函 \$G\_{xf-op}(s)\$ 为:

$$G_{xf-op}(s) = G_{vlv}(s) \times Q_{sym} \times \frac{G_{pst}(s) \cdot A_{pst}}{1 + G_{pst}(s) \cdot A_{pst} \cdot G_{cyl}(s) \cdot A_{pst} s} = \frac{Q_{sym}}{\left(\frac{s}{\omega_v}\right)^2 + \frac{2\delta_v s}{\omega_v} + 1} \times \frac{A_{pst}(Ms^2 + Bs + G)}{M \cdot \frac{V_{pst}}{\beta_e} s^3 + \left(M(C_{in} + C_{ex}) + B \cdot \frac{V_{pst}}{\beta_e}\right) s^2 + \left[G \cdot \frac{V_{pst}}{\beta_e} + B(C_{in} + C_{ex}) + A_{pst}^2\right] s + G(C_{in} + C_{ex})} \quad (6)$$

忽略液压缸的内外泄、摩擦阻力等因素的影响, 式(5)和(6)可简化为:

$$G_{xy-op}(s) = \frac{Q_{sym}}{\left(\frac{s}{\omega_v}\right)^2 + \frac{2\delta_v s}{\omega_v} + 1} \cdot \frac{A_{pst}}{M \cdot \frac{V_{pst}}{\beta_e} s^3 + A_{pst}^2 s}$$

$$G_{xf-op}(s) = \frac{Q_{sym}}{\left(\frac{s}{\omega_v}\right)^2 + \frac{2\delta_v s}{\omega_v} + 1} \cdot \frac{A_{pst} Ms}{M \cdot \frac{V_{pst}}{\beta_e} s^2 + A_{pst}^2}$$

### 3.3 HGC 闭环传递函数

在实际的轧机液压辊缝控制系统中, 位置控制模式和轧制力控制模式是生产过程中两种主要的工作模式, 通常都采用比例控制器。位置闭环控制通过引入油缸位置的单位反馈得以实现, 于是求得位置控制闭环传递函数  $G_{xy-cl}(s)$  为:

$$G_{xy-cl}(s) = \frac{K_{ctrl} \cdot G_{xy-op}(s)}{1 + K_{ctrl} \cdot G_{xy-op}(s)}$$

式中,  $K_{ctrl}$  为比例控制器的放大系数。

同理, 通过引入轧制力反馈形成轧制力闭环控制, 求得轧制力控制闭环传递函数  $G_{xf-cl}(s)$  为:

$$G_{xf-cl}(s) = \frac{K_{ctrl} \cdot G_{xf-op}(s)}{1 + K_{ctrl} \cdot G_{xf-op}(s)}$$

## 4 实例仿真与分析

在实际轧钢过程中, HGC 主要处于位置控制工作模式。在板坯进入轧机前, HGC 已摆好辊缝,

处于待机状态; 当轧机咬钢时, HGC 的位置闭环控制功能力图保持辊缝位置恒定; 同时 HGC 也接收来自 AGC 的指令, 对厚度进行实时动态调整, 保证带钢成品厚度在目标值范围内。HGC 作为 AGC 的执行机构, 它是带钢厚度控制的基础, 其动态品质直接影响带钢产品的厚度精度, 对其进行分析和优化调整是非常必要的。

某轧钢厂连轧机组采用全液压下辊缝控制, 其模型细节封装在模块中, 不为人所知。该 HGC 液压缸的尺寸为  $\phi 1050/970-120$ , 系统压力 29MPa; 伺服阀采用 Moog 公司产品, 额定流量 35L/min ( $\Delta P=1.0\text{MPa}$ ), 截止频率  $\omega_v \approx 130\text{Hz}$ , 阻尼比  $\delta_v \approx 0.667$ , 液压油的体积弹性系数  $\beta_e \approx 750\text{MPa}$ 。根据该精轧机组 F6 机架的结构参数和实际工况(液压缸行程及管路容积等参数), 求得该机架 HGC 的位置控制开环传递函数  $G_{xy-op}(s)$  为:

$$G_{xy-op}(s) = \frac{Q_{sym}}{\left(\frac{s}{\omega_v}\right)^2 + \frac{2\delta_v s}{\omega_v} + 1} \cdot \frac{A_{pst}}{M \cdot \frac{V_{pst}}{\beta_e} s^3 + A_{pst}^2 s} = \frac{1}{\left(\frac{s}{130 \times 6.28}\right)^2 + \frac{2 \times 0.667}{130 \times 6.28} s + 1} \times \frac{1.9233 \times 10^3}{3.9588 s^3 + 0.7498 \times 10^6 s}$$

$$\leftarrow \frac{1.9233 K_{ctrl}}{5.9334 \times 10^{-6} s^5 + 6.4654 \times 10^{-3} s^4 + 5.0826 s^3 + 0.7498 \times 10^6 s + 1.9233 K_{ctrl}}$$

从而求得, 位置控制闭环传递函数  $G_{xy-cl}(s)$  为:

$$G_{xy-cl}(s) = \frac{K_{ctrl} \cdot G_{xy-op}(s)}{1 + K_{ctrl} \cdot G_{xy-op}(s)}$$

应用上述传递函数, 并根据实际轧制力和辊缝数据变化情况, 对实际的轧制过程进行仿真模拟计算, 对比分析如图 5 所示。

如图 5(a)所示, 轧机在待机状态时, 伺服阀(Vlv2)开口度在 5%左右波动, 伺服阀(Vlv1)开口度

为0, 处于零位; 实际轧制力(LcFrDs)约368 kN, 说明此时轧辊存在一定程度的压靠现象; 液压缸行程(ActScyDs)稳定在24.863 mm。当轧机咬钢时, 轧制力迅速上升, 最大值到达7 000 kN, 期间两台伺服阀同时工作, 力图保持辊缝稳定, 液压缸行程波动最大值约0.130 mm; 当带钢咬入后, 由于AGC的作用, 辊缝(可通过液压缸行程换算)局部微量调整, 以修正设定误差。整个过程, HGC处于位置控制工作模式。

对前节所述的两类模型进行仿真分析, 并与实际值对比, 如图5(b)所示。图5(b)中FrcAct、SimLn

和SimLd分别为实测值、流量线性化模型和负载补偿模型的仿真结果, 局部放大如图6所示。

轧机咬钢时, 辊缝的最大波动分别为0.16 mm和0.14 mm, 与实测值0.13 mm均很接近; 负载补偿模型计算的轧制力 $f_{cyd}$ 、伺服阀开口度 $x$ 和辊缝波动值 $d_{Gap}$ 与实际轧制力均吻合; “流量线性化”模型计算的轧制力 $f_{cyd}$ 与实际轧制力比较吻合, 计算的开口度 $x$ 偏大, 辊缝波动值 $d_{Gap}$ 也比实测值偏大。

总体来看, 两类模型的仿真结果均具有较高的精度, 但“负载补偿”模型的仿真结果更接近于轧机的真实工作状态。

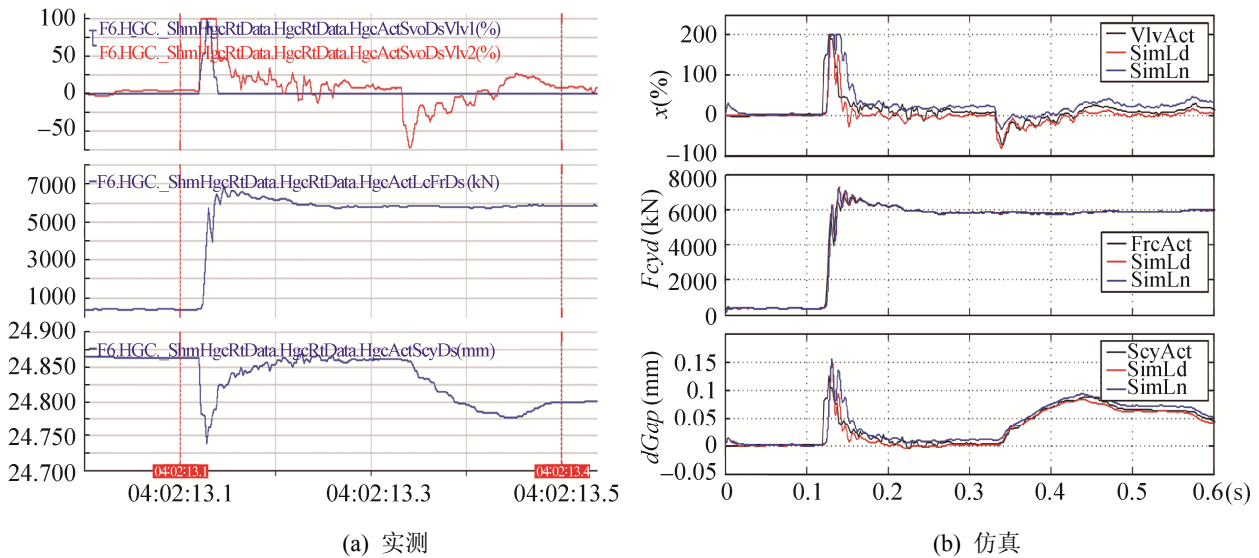


图5 HGC位置闭环控制阶跃响应

Fig. 5 Step response of position closed loop control of HGC

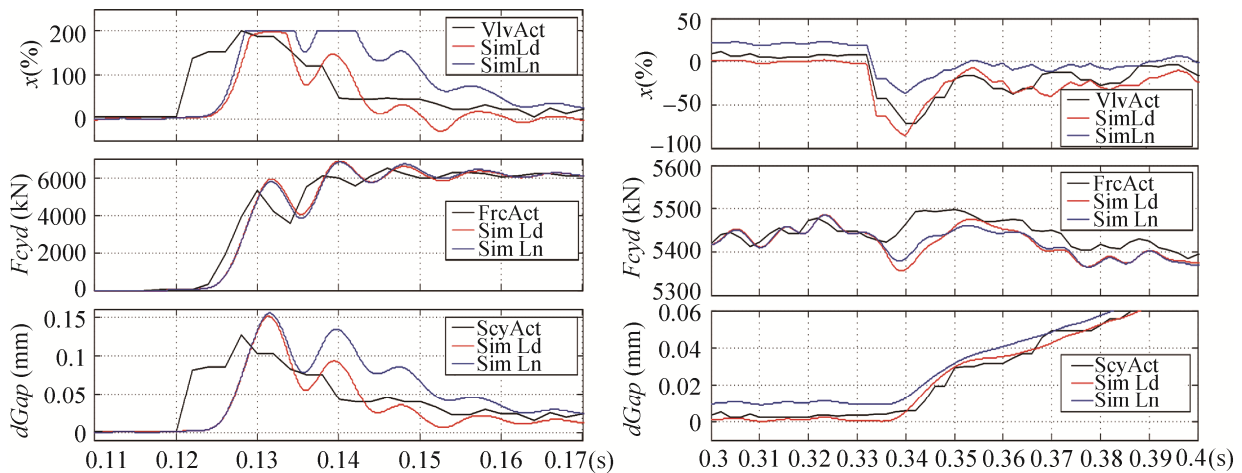


图6 HGC位置闭环控制仿真结果局部放大图

Fig. 6 Local enlarged diagram for simulation result of position closed loop control of HGC



## 5 结论

液压辊缝控制(HGC)是现代轧机的核心控制系统,是带钢厚度控制的关键环节,也是工业应用中一类典型的阀控缸结构形式。本文在液压活套阀控缸模型的基础上,通过对比液压回路结构特点,给出了 HGC 阀控缸的“流量线性化”模型;在基于“负载补偿”的原理基础上,推导并建立了完整的 HGC “负载补偿”模型;并以某钢厂 F6 机架 HGC 为实例,对两类模型进行了仿真比较,得到以下结论:

1) HGC 阀控缸系统与活套控制阀控缸的液压回路及原理有一定相似性,因此,液压活套“流量线性化”模型的分析方法仍然具有一定的参考价值;

2) “流量线性化”模型是针对某一静态工作点进行线性化处理而得到的模型,对该工作点附近的动态特性分析是准确的。就某工作点附近, HGC 的“流量线性化”模型也有较高的精度;

3) HGC 的负载变化范围一般比较大,工作点的变化导致“流量线性化”模型很难兼顾各种负载工况条件,应谨慎使用;

4) HGC “负载补偿”模型克服了负载压力对伺服阀流量的影响,从控制角度来看, HGC 近似等效为一个定常环节,并可以给出传递函数的具体表达式,这为分析 HGC 动态特性以及 AGC 参数的整定提供了便利。

由于“负载补偿”的作用, HGC 模型表现为具有更强的抗干扰性能,对重负载扰动更为实用。

### 参考文献:

- [1] 向丹, 邵忠良. 铝合金厚板轧制设备电液位置伺服系统建模与分析 [J]. 自动化仪表, 2014, 35(2): 13-15.  
Xiang Dan, Shao Zongliang. Modeling and Analysis of the Electro-hydraulic Position Servo System for Rolling Facilities of Aluminum Alloy Thick Plate [J]. Process Automation Instrumentation, 2014, 35(2): 13-15.
- [2] 强宝民, 刘保杰. 阀控非对称液压缸建模方法研究 [J]. 装备制造技术, 2011 (3): 9-12.  
Qiang Baomin, Liu Baojie. A Study of Modeling of Valve Controlled Asymmetry Hydraulic Cylinder [J]. Equipment Manufacturing Technology, 2011 (3): 9-12.
- [3] 王传礼, 丁凡, 李其朋, 等. 对称四通阀控非对称液压缸伺服系统动态特性研究 [J]. 中国机械工程, 2004, 15(6): 471-475.  
Wang Chuanli, Ding Fan, Li Qipeng, et al. Research on Dynamic Characteristics of Asymmetric Cylinder Controlled by Symmetric Four-way Valve [J]. China Mechanical Engineering, 2004, 15(6): 471-475.
- [4] 胡道鹏, 迟永滨, 赵慧. 基于 MATLAB 的阀控非对称液压缸建模分析 [J]. 煤矿机械, 2013, 34(10): 70-72.  
Hu Daopeng, Chi Yongbin, Zhao Hui. Analysis Simulation of Valve Controlled Asymmetric Cylinder Based on MATLAB [J]. Coal Mine Machinery, 2013, 34(10): 70-72.
- [5] 肖晟, 强宝民. 基于对称四通阀控非对称液压缸的电液比例位置控制系统建模与仿真 [J]. 机床与液压, 2009, 37(6): 95-98.  
Xiao Sheng, Qiang Baomin. The Model and Simulation of Electro-hydraulic Proportional Position-control System Based on Asymmetrical Hydraulic Cylinder Controlled by Symmetrical Four-way Valve [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2009, 37(6): 95-98.
- [6] 江桂云, 王勇勤, 严兴春. 液压伺服阀控缸动态特性数学建模及仿真分析 [J]. 四川大学学报(工程科学版), 2008, 40(5): 195-198.  
Jiang Guiyun, Wang Yongqing, Yan Xinchun. Mathematics Modeling and Simulation Analysis of Dynamic Characteristics for Hydraulic Cylinder Controlled by Servo-valve [J]. Journal of Sichuan University (engineer science edition), 2008, 40(5): 195-198.
- [7] 林建民. 提高 HGC 位置控制动态响应的措施 [J]. 轧钢, 2011, 28(4): 49-51.  
Lin Jianmin. Improvement on the Dynamic Response of HGC Position Control [J]. Steel Rolling, 2011, 28(4): 49-51.
- [8] 陶桂林, 李维刚. 热连轧液压活套的阀控缸系统建模与仿真 [J]. 系统仿真学报, 2017, 29(4): 840-846.  
Tao Guilin, Li Weigang. System Modeling and Simulation for Cylinder Controlled by Servo Valve of Hydraulic Looper in Hot Strip Mills [J]. Journal of System Simulation, 2017, 29(4): 840-846.
- [9] 廖辉, 吴百海, 肖体兵. 阀控液压缸系统负载流量补偿方法的研究 [J]. 液压与气动, 2011(3): 4-7.  
Liao Hui, Wu Baihai, Xiao Tibing. Study on Load-flow Compensation of Valve Controlling Cylinder System [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatic. 2011(3): 4-7.
- [10] 路甬祥. 液压气动技术手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.  
Lu Yongxiang. Technical Manual of Hydraulic and Pneumatic [M]. Beijing: China Machine Press, 2002.