

文章编号: 0253-2697(2011)01-0158-04

钻机旋转系统的自适应 PID 控制策略

李 琳 努尔扎提 张奇志

(西安石油大学电子工程学院陕西省钻机控制技术重点实验室 陕西西安 710065)

摘要: 钻井过程中钻头的黏滑振动会导致钻头失速,引起钻机旋转系统发生故障,从而降低钻井渗透率,增加钻井成本。为此建立了钻机扭转特性模型,并提出了自适应 PID 控制策略用于抑制黏滑振动。首先对系统进行输入状态线性化控制,补偿钻机非线性特性引起的黏滑运动;其次设计自适应 PID 控制,使其在旋转系统参数大范围的变化和不确定的情况下,自适应控制保证系统输出的跟踪控制及最优工作状态,同时 PID 控制加快系统动态响应速度,缩短系统调节时间。针对钻机扭转特性模型及钻头和岩石间摩擦扭矩模型进行仿真试验,结果表明,自适应 PID 控制可有效抑制钻头的黏滑振动,改善钻机旋转系统工作的动态及静态响应特性,提高系统的稳定性和可靠性。

关键词: 钻机旋转系统;黏滑振动;自适应控制;PID 控制;钻井底部装置

中图分类号: TE822

文献标识码: A

Adaptive PID control strategy for the drilling-rig rotary system

LI Lin Nurzat ZHANG Qizhi

(Key Laboratory of Drilling-Rig Controlling Technology of Shaanxi Province,
Xi'an Shiyou University, Xi'an 710065, China)

Abstract: In drilling process, the stick-slip oscillation of a drill bit can lead to stalling and an equipment failure of the drilling-rig rotary system, which reduces the drilling permeability and increases the drilling cost. In order to solve those problems, the present paper built a model to describe drilling-rig torsion characteristics and presented an adaptive PID control strategy to restrain the stick-slip oscillation of a drill bit. The paper proposed that the input state of the drilling-rig rotary system should be controlled linearly to compensate for the stick-slip oscillation caused by nonlinear characteristics of drilling rigs. The adaptive PID control was designed to ensure the tracking control and the optimal operating status of the system output when parameters of the drilling-rig rotary system were greatly variable and uncertain. Moreover, the adaptive PID control could elevate the speed of dynamic response and shorten the adjustment time of the system. A simulation experiment was conducted on models of drilling-rig torsion characteristics and the friction torsion between a drill bit and rocks. The results demonstrated that the adaptive PID control could restrain the stick-slip oscillation of a drill bit effectively, improve characteristics of the dynamic and static response and enhance the stability and reliability of the drilling-rig rotary system.

Key words: drilling-rig rotary system; stick-slip oscillation; adaptive control; PID control; drilling base equipment

钻井过程中会存在很多不确定因素,地层的复杂性和隐蔽性以及钻机的运行特性都会产生钻机旋转系统的振动^[1]。钻机振动出现的方向主要分为:钻杆不平衡旋转运动引起的横向振动,钻头的上下跳动引起的轴向振动,以及在钻头速度接近零时,由摩擦力矩引起的扭矩振动(钻头黏滑振动)。其中钻头黏滑振动造成的危害较大,主要表现为:钻头不能旋转;钻头钻进跟随性不好,即在顶驱以恒速运行的状态下,钻头速度在 0~6 倍的钻杆旋转速度之间瞬变,从而导致钻杆疲劳、钻杆组合故障、井眼不稳定及钻头损坏等事故的发生。

针对黏滑振动引起的系统不稳定性问题,已开展了钻机旋转系统的建模和控制策略的研究。在钻杆特性的建模方面,大多数研究都是将钻杆等效为一个具有不同自由度的扭力摆体,建立集中参数模型^[2-7],同时考虑了钻杆组件之间及钻杆和地层之间形成的摩擦效应^[8];在各种控制方法的研究方面,应用摩擦力补偿器和降阶 PI 补偿器来抑制钻井过程中的干扰^[9-10],针对钻机旋转系统的非线性特性,将各种非线性控制方法应用于系统中,提出了钻机系统输入控制器线性化方法。采用 H_∞ 控制、滑模控制和反演控制等方法^[11-14],将传统 PID 控制融入其中,从不同方面探索

基金项目:中国石油科技创新基金(2009D-5006-03-07)和陕西省科技攻关项目(2009K09-25)联合资助。

第一作者及通讯作者:李琳,男,1963年8月生,1993年获西安交通大学硕士学位,现为西安石油大学教授,主要从事钻机电气传动自动控制系统的研究工作。E-mail: kjlilin@xssyu.edu.cn

了钻机旋转系统的稳定运行和抑制黏滑振动的控制方法。

在钻机运行过程中, 由于运行特性变化及存在干扰问题, 使系统存在很多不确定的和变化的参数, 笔者提出自适应 PID 控制策略, 将其应用于钻机旋转系统中, 实现在对象特性或扰动特性变化和不确定时, 通过在线辨识的不断调节, 保持系统的控制性能和稳定性。

1 钻机旋转系统

钻机旋转系统是石油钻机重要组成部分, 它的主要作用是提供足够的转矩和转速, 实现钻头和钻具旋转钻进。旋转系统主要由钻头、钻铤、钻杆柱、转盘和方钻杆组成。钻机旋转系统工作时, 电动机经齿轮箱传动带动转盘, 转盘通过方钻杆来带动钻柱, 从而实现钻头旋转钻进, 同时钻井液持续循环到井底再返回地面, 将切削物带出。钻井液还具有冷却和润滑钻头的作用, 并控制着井底压力。

2 数学模型

钻机旋转系统可由一个扭摆体系来描述, 主要包括两个具有阻尼惯性的机械装置, 通过具有弹性的钻杆连接, 如图 1 所示。假设钻杆是同质量的, 整个长度被认为是一个单线性直线弹簧系统, 弹性系数为 K , 没有横向运动, 忽略钻杆连接之间及钻杆与钻孔之间的摩擦力^[10]。

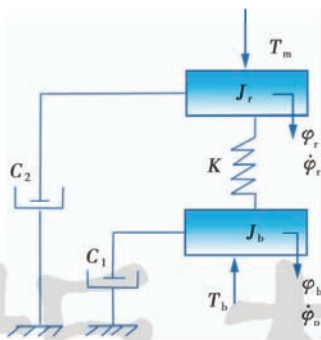


图 1 钻机旋转系统简化模型
Fig. 1 Drilling rotary system model

2.1 钻井底部装置运动方程

钻井底部装置运动方程可表示为

$$J_b \ddot{\phi}_b + C_1 \dot{\phi}_b - K\varphi = T_b(\dot{\phi}_b) \quad (1)$$

式中: φ 为转盘和钻头角位移之差, 表示为 $\varphi = \varphi_r - \varphi_b$, rad; φ_r 和 φ_b 分别为转盘和钻头的角位移, rad; $\dot{\varphi}_r$ 和 $\dot{\varphi}_b$ 分别为转盘和钻头的角速度, rad/s; J_b 为钻头的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; C_1 为 BHA 的衰减系数, $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} / \text{rad}$; T_b 为与钻头力矩相关的非线性摩擦力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

2.2 表面旋转装置运动方程

表面旋转系统由 3 部分组成: 转盘、齿轮传动比为 1:n 的变速箱和直流电动机。系统运动方程为

$$\begin{cases} J_r = J_{\text{rot}} + n^2 J_m \\ J_r \ddot{\varphi}_r + C_2 \dot{\varphi}_r + K\varphi = T_2 \\ C_2 \Omega_{\text{ref}} + u = T_2 \end{cases} \quad (2)$$

式中: J_r 为折合到转盘的等效转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; J_{rot} 和 J_m 分别为转盘和电机的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; C_2 为转盘衰减系数, $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} / \text{rad}$; Ω_{ref} 为钻头给定转速, rad / s ; T_2 为电动机驱动力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

2.3 摩擦力矩

摩擦力矩 T_b 为钻头上的反力矩和钻井底部装置上的非线性摩擦力矩之和。 T_b 作为钻头速度的函数由以下非线性函数给出^[15]

$$T_b(\dot{\phi}_b) = T_{b(\text{dyn})} \frac{2}{\pi} [\alpha_1 \dot{\phi}_b \exp(-\alpha_2 |\dot{\phi}_b|) + \arctan(\alpha_3 \dot{\phi}_b)] \quad (3)$$

式中: $T_{b(\text{dyn})}$ 为动摩擦力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$, 这里 $T_{b(\text{dyn})} = 0.5 \text{ kN} \cdot \text{m}$; $\alpha_1 = 9.5$, $\alpha_2 = 2.2$, $\alpha_3 = 35$ 。

摩擦力矩与钻头角速度关系如图 2 所示。从图 2 可以看出, 钻井过程中钻头角速度接近零时, 摩擦力矩会很大, 这是产生钻头黏滑振动的主要原因。

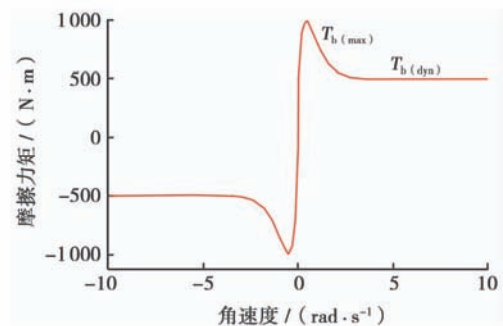


图 2 摩擦力矩与钻头角速度的关系

Fig. 2 Torque and the angular velocity at the bit

3 控制器设计

3.1 输入状态线性化控制器的设计

式(1)~式(3)给出的钻机旋转系统的非线性运动方程用状态方程和输出方程可表示为

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x) + g(x)u(t) \\ y = h(x) \end{cases} \quad (4)$$

这里

$$f(x) = \begin{bmatrix} -a_1 \dot{\phi}_b + b_1 \varphi + c_1 T_b(\dot{\phi}_b) \\ \dot{\varphi}_r - \dot{\phi}_b \\ -a_2 \dot{\varphi}_r - b_2 \varphi + a_2 \Omega_{\text{ref}} \end{bmatrix}$$

$$g(x) = [0 \quad 0 \quad c_2]^T$$

其中,

$$a_1 = C_1/J_1, b_1 = K/J_1, c_1 = 1/J_1, a_2 = C_2/J_2, b_2 = K/J_2, c_2 = 1/J_2。$$

式中: $[\dot{\phi}_b, \dot{\phi}_r - \dot{\phi}_b, \dot{\phi}_r]^T = [x_1, x_2, x_3]^T \in R^3$, 为状态变量; $y = \dot{\phi}_b$, 为输出变量。

为减少计算量, 可以通过把状态方程线性化来获取钻头角速度, 由此引入一个中间变量 z , 令

$$\begin{cases} z_1 = \dot{\phi}_b \\ z_2 = \dot{z}_1 = -a_1 \dot{\phi}_b + b_1 \varphi + c_1 T_b(\dot{\phi}_b) \\ z_3 = \dot{z}_2 = Hz_2 + b_1(\dot{\phi}_r - \dot{\phi}_b) \end{cases} \quad (5)$$

由式(5)可推出状态方程为

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 \\ \dot{z}_2 = z_3 \\ \dot{z}_3 = Mz_2^2 + H^2z_2 + H(z_3 - Hz_2) + b_1Q + b_1c_2u_{in} \end{cases} \quad (6)$$

其中,

$$H = -a_1 + c_1 \left\{ \frac{2T_{b(dyn)}}{\pi} \left[\alpha_1 \exp(-\alpha_2 z_1) - \alpha_1 \alpha_2 z_1 \exp(-\alpha_2 z_1) + \frac{\alpha_3}{1 + \alpha_3^2 z_1^2} \right] \right\}$$

$$Q = -\frac{a_2}{b_1}(z_3 - Hz_2) - a_2 z_1 + a_1 z_1 - (b_1 + b_2) \cdot \varphi + a_2 \Omega_{ref} - c_1 T_b(z_1)$$

$$M = \frac{2c_1 T_{b(dyn)}}{\pi} \left[\exp(-\alpha_2 z_1) (-2\alpha_1 \alpha_2 + \alpha_1 \alpha_2^2 z_1) - \frac{2\alpha_3^3 z_1}{(1 + \alpha_3^2 z_1^2)^2} \right]$$

从式(6)可以看出, 将钻机旋转系统非线性方程推导为线性方程, 可求出输入状态线性化控制器为

$$u_{in} = \frac{1}{b_1 c_2} [-Mz_2^2 - H^2z_2 - H(z_3 - Hz_2) - b_1 Q] \quad (7)$$

3.2 自适应 PID 控制器设计

地层的复杂性和隐蔽性以及钻机的运行特性, 都会增加钻井过程中的不确定性。如果在钻机旋转系统中使用自适应控制, 可以通过在线辨识, 使模型越来越准确, 越来越接近实际, 保证系统输出跟随其输入。

自适应控制不同于系统状态反馈或系统输出反馈控制, 钻机旋转系统自适应控制示意图如图 3 所示。当钻头的输入角速度与输出角速度有偏差时, 自适应控制器会产生适当的调节作用, 直到输出与给定接近。从理论上讲, 当偏差 $s = 0$ 时, 自适应控制器会自动停止。

对于钻机旋转系统状态方程式(6), 跟踪误差为

$$s = \dot{\phi}_b - \Omega_{ref} \quad (8)$$

则自适应控制器设计为

$$u_a = \hat{h} \Omega_{ref} - ks + \sum_{i=1}^3 \hat{a}_i z_i \quad (9)$$

选择的自适应律为

$$\begin{aligned} \dot{\hat{h}} &= -\gamma \cdot \text{sgn}(h) \cdot s \Omega_{ref} \\ \dot{\hat{a}}_i &= -\gamma \cdot \text{sgn}(h) \cdot s z_i \end{aligned} \quad (10)$$

式中: k 为常数; $h = 1$ 。

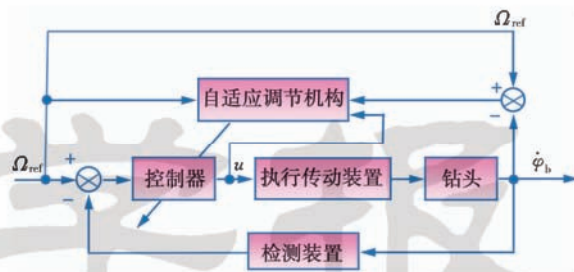


图 3 钻机旋转系统自适应控制方框图
Fig. 3 The adaptive PID control system

PID 控制器设计为

$$u_{PID} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (11)$$

式中: K_p 为比例系数; K_p/T_i 为积分时间常数, 记为 K_i ; $K_p T_d$ 为微分时间常数, 记为 K_d 。

因而, 输入控制向量为

$$u = (-b_1 c_2 u_{in} + u_a + u_{PID}) / b_1 c_2 \quad (12)$$

4 仿真结果与分析

利用设计的自适应 PID 控制器, 对钻机的旋转系统进行仿真。在仿真过程中钻机旋转系统的参数——钻头转动惯量 J_b 为 $374 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 折合到转盘的等效转动惯量 J_r 为 $2122 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 钻井底部装置衰减系数 C_1 为 $0.5 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/\text{rad}$, 转盘衰减系数 C_2 为 $425 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/\text{rad}$, 钻杆弹性系数 K 为 $473 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/\text{rad}$, 钻头给定角速度 Ω_{ref} 为 $10 \text{ rad}/\text{s}$ [4]。

首先, 在不加任何控制器的情况下, 钻机旋转系统中钻头角速度的阶跃响应仿真曲线如图 4 所示。从图 4 可以看出, 钻头速度振动较大, 调节时间长, 系统动态及静态性能都不理想, 对转盘速度跟随性不好。

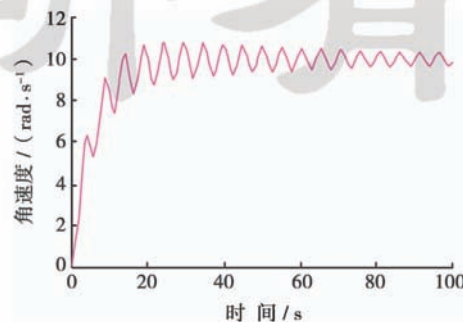


图 4 钻头角速度阶跃响应

Fig. 4 The step response of the bit angular velocity without the controller

在自适应 PID 控制下, 钻机旋转系统中钻头角速度阶跃响应仿真曲线如图 5 所示, 仿真过程中 PID 参数为 $K_p = 0.22$, $K_i = 0.0012$, $K_d = 0.001$, $k = 0.01$ 。同时图 5 也给出了传统 PID 控制下钻机旋转系统中钻头角速度的阶跃响应仿真曲线, 其仿真过程中 PID 参数为 $K_p = 0.16$, $K_i = 0.042$, $K_d = 1$ 。

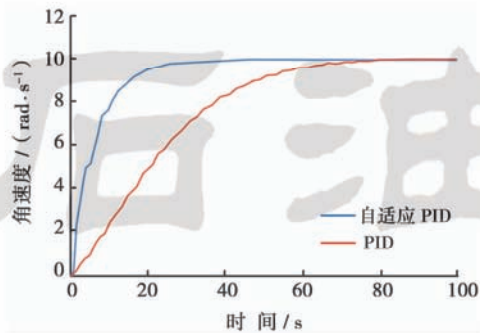


图 5 钻头角速度 PID 控制的阶跃响应

Fig. 5 The step response of the bit angular velocity with PID

由图 5 可知: 采用 PID 控制方式, 钻头在加速过程中的振动小。钻头角速度的调节时间 t_s 约为 60 s, 上升时间 t_r 约为 55 s, 系统超调和稳态误差趋于零, 可以抑制钻头的黏滑振动, 但是系统上升时间和调节时间较长, 钻头对转盘的跟随性不好。采用自适应 PID 控制方式, 系统的钻头在加速过程中的振动很小。钻头角速度的调节时间 t_s 约为 20 s, 上升时间 t_r 约为 15 s, 系统超调和稳态误差趋于零, 即系统静态性能和动态性能很好, 可以较好地抑制钻头的黏滑振动, 提高钻头对转盘的跟随性。

5 结 论

针对钻井过程中钻头的黏滑振动及运行参数的不确定性和干扰问题, 建立了钻机扭转特性模型及钻头和岩石间摩擦扭力模型, 提出了自适应 PID 控制策略。该控制策略具有很好的控制特性, 可以控制钻头的角速度, 提高旋转系统输出对输入的跟随性和动态响应, 有效抑制钻机非线性特性引起的黏滑运动。

随着电动钻机装备技术的发展, 数字化电气控制系统的逐步实现, 为自适应 PID 控制策略的实施建立了可行的运行平台。

参 考 文 献

[1] Plácido J C R, Santos H M R, Galeano Y D. Drillstring vibration and wellbore instability[J]. *Journal of Energy Resources Technology*, 2002, 124(4): 217-222.
 [2] Lin Y Q, Wang Y H. Stick-slip vibration of drill strings[J]. *Jour-*

nal of Engineering for Industry, 1991, 113(1): 38-43.
 [3] Yigit A S, Christoforou A P. Coupled torsional and bending vibrations of actively controlled drillstrings[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 234(1): 67-83.
 [4] Navarro-López E M, Suárez-Cortez R. Vibraciones mecánicas en una sarta de perforación: Problemas de control[J]. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial*, 2005, 2(1): 43-54.
 [5] 祝效华, 刘清友, 童华. 三维井眼全井钻柱系统动力学模型研究[J]. *石油学报*, 2008, 29(2): 288-291.
 Zhu Xiaohua, Liu Qingyou, Tong Hua. Research on dynamics model of full hole drilling string system with three-dimensional trajectory[J]. *Acta Petrolei Sinica*, 2008, 29(2): 288-291.
 [6] 刘金梅, 周国强, 韩国有. 基于有限元动力模型的在役钻机井架仿真模型[J]. *石油学报*, 2009, 30(5): 788-792.
 Liu Jinmei, Zhou Guoqiang, Han Guoyou. Simulation model for in-service rig derrick based on finite dynamic model[J]. *Acta Petrolei Sinica*, 2009, 30(5): 788-792.
 [7] Serrarens A F A. H^∞ control as applied to torsional drillstring dynamics[D]. Netherlands: Eindhoven University of Technology, 2002.
 [8] Mihajlovic N, van Veggel A A, van de Wouw N, et al. Analysis of friction-induced limit cycling in an experimental drill-string system[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 2004, 126(4): 709-720.
 [9] Al-Harthi M, Edwin E Y. Reduced order proportional integral compensator for disturbance suppression in oil well drill-strings; The 2002 IEEE International Conference on Control Applications, Glasgow, U. K, September 18-20, 2002[C]. New York: Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2002.
 [10] Navarro-López E M, Domingo Cortés. Avoiding harmful oscillations in a drillstring through dynamical analysis[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 307(4): 152-171.
 [11] Tucker R W, Wang C. On the effective control of torsional vibrations in drilling systems[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1999, 224(1): 101-122.
 [12] Navarro-López E M, Cortés D. Sliding-mode control of a multi-DOF oilwell drillstring with stick-slip oscillations; American Control Conference, New York, United States, July 9-13, 2007 [C]. New York: Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2007.
 [13] Abdulgalil F, Siguerdidjane H. PID based on sliding mode control for rotary drilling system; The International Conference on Computer as a Tool, Belgrade, Yugoslavia, November 21-24, 2005 [C]. New York: Inst. of Elec. and Elec. Eng. Computer Society, 2005.
 [14] Abdulgalil F, Siguerdidjane H. Backstepping design for controlling rotary drilling system; The 2005 IEEE Conference on Control Applications, Toronto, Canada, August 28-31, 2005 [C]. New York: Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2005.