

高频时变负载下大规模离散系统的 双层滑模控制研究

贾存德^{1,2,3} 孔祥东^{1,2,3} 李韶光^{1,2,3} 李俊飞⁴ 张钧勇^{1,2,3} 冯俊学⁵
艾超^{1,2,3*} 姜文光^{1,2,3}

1.燕山大学起重机械关键技术全国重点实验室,秦皇岛,066004

2.燕山大学机械工程学院,秦皇岛,066004

3.燕山大学河北省重型机械流体动力传输与控制实验室,秦皇岛,066004

4.北京三一智造科技有限公司,北京,100005

5.北京机械工业自动化研究所有限公司,北京,100120

摘要:针对负载高频突变下旋挖钻机钻进过程中大规模离散高阶系统控制的鲁棒性不足,采用分布控制思想提出了一种双层滑模耦合控制(DLSMC)策略。对于加压力的控制,与传统PID、自适应控制相比,所提滑模控制方案响应速度更快,误差更小。在整机试验中选取地质条件类似的相邻两桩孔,对比研究主机在有无控制器时的钻进情况,结果表明,无控制器介入的主机在钻进期间出现约15次动力头转速降为0的情况,扭矩出现10次幅度约为100 kN·m的波动,出现3次卡钻现象,而有控制器介入的主机动力头转速、扭矩相对平稳,无卡钻现象出现,验证了防卡钻控制策略的有效性,为整机智能化奠定了基础。

关键词:旋挖钻机;钻进稳定控制;自适应滑模;输入输出反馈线性化

中图分类号:TU67

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.05.003

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Research on Double Layer Sliding Mode Control of Large Scale Discrete Systems under High Frequency Time Varying Loads

JIA Cunde^{1,2,3} KONG Xiangdong^{1,2,3} LI Shaoguang^{1,2,3} LI Junfei⁴ ZHANG Junyong^{1,2,3}
FENG Junxue⁵ AI Chao^{1,2,3*} JIANG Wenguang^{1,2,3}

1.State Key Laboratory of Crane Technology, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei, 066004

2.School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei, 066004

3.Hebei Provincial Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei, 066004

4.Beijing Sany Intelligent Manufacturing Technology Co., Ltd., Beijing, 100005

5.Beijing Machinery Industry Automation Research Institute Co., Ltd., Beijing, 100120

Abstract: To address the insufficient robustness in controlling large-scale discrete high-order systems during the drilling processes of rotary drilling machine under high-frequency load mutations, a double-layer sliding mode control(DLSMC) strategy was proposed based on distributed control principles. For pressure control applications, the proposed sliding mode control scheme demonstrated faster response speed and smaller errors compared to traditional PID and adaptive control methods. A controlled comparative analysis was implemented through paired borehole testing in geologically homogeneous formations, systematically evaluating drilling dynamics under controller-active and controller-absent configurations. The results show that the uncontrolled system experiences approximately 15 instances of power head rotational speed dropping to 0, 10 torque fluctuations with amplitudes around 100 kN·m, and 3 jamming incidents during drilling. In contrast, the controlled system maintains stable power head rotational speed and torque without any jamming occurrences. These findings validate the effectiveness of the anti-jamming control strategy and provide a foundation for intelligentization of complete drilling systems.

Key words: rotary drilling machine; drilling stability control; adaptive sliding mode; input-output feedback linearization

收稿日期:2024-07-21

基金项目:国家自然科学基金(52175065);国家自然科学基金-区域创新发展联合基金(U22A20178)

0 引言

近年来,随着我国基础工程建设的持续推进,旋挖钻机以其功率大、效率高、机动灵活、适用于多种地层条件等优势,在道路、桥梁施工,房屋建设等施工项目中得到了广泛的应用^[1-4]。受施工地层工况影响,在旋挖钻进施工过程中,钻进系统负载高频突变,若突变负载超出系统设定功率,将触发液压系统的过载保护机制,人工采取应对措施响应较慢且存在滞后性,致使钻进系统输出功率降低甚至停转,产生卡钻问题,若处理不当,极易引发埋钻及其他安全事故,因此,旋挖钻机在钻进过程中频发的卡钻问题亟待解决。

旋挖钻机的钻进系统主要由动力头系统和加压系统组成,动力头回转破岩,加压系统为动力头系统提供钻进压力,卡钻时动力头转速降为 0。施工中,动力头回转和加压油缸的伸缩由机手(即旋挖钻机操作人员)手动控制,而施工地层工况极其复杂,致使动力头负载扭矩高频振荡,人工操作难以适应负载高频变化,当突变负载扭矩超出动力头系统设定扭矩时,将使动力头系统主阀中的溢流阀发生溢流,动力头输出扭矩下降甚至停转,最终出现动力头转速降为 0 的钻进卡滞现象。为提高钻进施工的稳定性和鲁棒性,本文设计钻进系统的防卡钻控制器,以实现快速精确控制,提高钻进系统在负载高频振荡下的鲁棒性,从而避免卡钻的发生。其中,旋挖钻机动力头系统为阀控液压马达系统,加压力系统为阀控液压缸系统,针对阀控液压马达及阀控液压缸在负载扰动下的控制问题,国内外进行了大量研究。

PID 作为古典控制理论的代表,因其简单可靠,得到广泛应用^[5],但它对非线性系统的适应性较差、抗干扰能力不足。为此, MIAO 等^[6]结合滑模控制(SMC)和模型预测控制(MPC),有效提高了负载扰动下系统的鲁棒性;何常玉等^[7]为进一步提高具有负载扰动和未知参数下的控制性能,设计了一种自适应鲁棒控制策略,有效提高了系统的位置跟踪精度与鲁棒性;WANG 等^[8]通过采用主动干扰抑制控制(ADRC)策略,提高了负载扰动下的位移控制性能,优化了系统的鲁棒性和响应速度,但在部分输入信号下,其输出存在一定的振荡;在此基础上,黄文^[9]为获得较好的动态性能,提出了一种基于力控的 ADRC 电液力伺服系统控制策略,提高了系统控制精度和抗扰动能力。结合旋挖钻机钻进过程中的实际情况,上述针对负载扰动下液压系统阀控缸、阀控泵的研究,虽能有效降低负载扰动对液压马达或液压缸控制

精度的影响,但未考虑负载高频振荡的工况,这对控制系统的抗干扰能力提出了更高的要求。由于滑模控制相比其他控制方法在对外部扰动和参数不确定方面具有较强的鲁棒性,且通过设计合适的滑模面和控制律能够实现亚秒级的响应速度^[10],满足旋挖钻机钻进时负载秒级突变的要求,故本文建立基于力控的滑模控制策略,以降低卡钻发生的频率。

基于上述分析,针对旋挖钻进过程中频发的卡钻问题,提出了一种基于滑模控制的防卡钻控制方法。针对负载高频振荡下旋挖钻机钻进过程中的大规模离散系统,为避免高阶系统下滑模控制存在的参数难以设置、系统响应速度慢、控制鲁棒性不足等问题^[11-12],本文采取双层滑模耦合控制(double-layer sliding mode control, DLSMC)策略,将高阶的钻进系统控制器划分为两个相对低阶的动力头系统控制器和加压系统控制器,以提高控制器的响应速度和稳定性。在动力头系统的滑模控制器设计中,结合旋挖钻机所特有的钻具多变、地层随机的特点,引入了自适应控制,以提高系统的性能、稳定性和鲁棒性;在加压系统的滑模控制器中,引入了输入-输出反馈线性化控制,解决了输入输出之间无直接联系的问题。经主机试验验证,有控制器介入的主机在钻进时未发生钻进卡滞现象,且钻进过程中动力头扭矩、转速相对平稳,验证了防卡钻策略的有效性。

1 旋挖钻机钻进过程分析

1.1 旋挖钻机施工地层及钻进液压系统概述

旋挖钻进施工的地层有土层、卵石层、强风化岩层、中风化岩层和微风化岩层等^[13-14]。钻进时加压系统和动力头系统相互配合,通过钻杆带动钻斗进行破岩工作。

旋挖钻机的钻进系统主要包括动力头系统和加压系统。图 1 为钻进系统液压原理图。加压系统由操作手柄控制辅阀 3 的先导电流进而控制辅阀 3 的阀芯移动;负载敏感泵 4 提供的油液通过辅阀 3 流入液压缸 1 左侧,同时,一部分油液流入平衡阀 2 的先导端,控制平衡阀 2 的开度以调节加压系统的回油背压;在负载敏感泵 4 的供给压力及平衡阀 2 的回油背压共同控制下,液压缸 1 的活塞杆开始伸出,将加压力施加给动力头箱体 8;动力头系统通过操纵手柄控制主阀 6 的先导电流,随着电流的变化,主阀 6 的阀芯开始移动,变量泵 5 的供给油液流经主阀 6 进入动力头箱体 8 中的变量马达 9,使变量马达 9 开始转动;变量马

达9与钻杆连接,将扭矩和加压系统给动力头箱体施加的加压力通过钻杆传递至钻具,钻具在加压力和扭矩的共同作用下碎岩。在实际施工中,机手通常采用定速巡航功能,设定动力头转速为一定值,手动控制加压手柄,以实现加压入岩钻进过程。

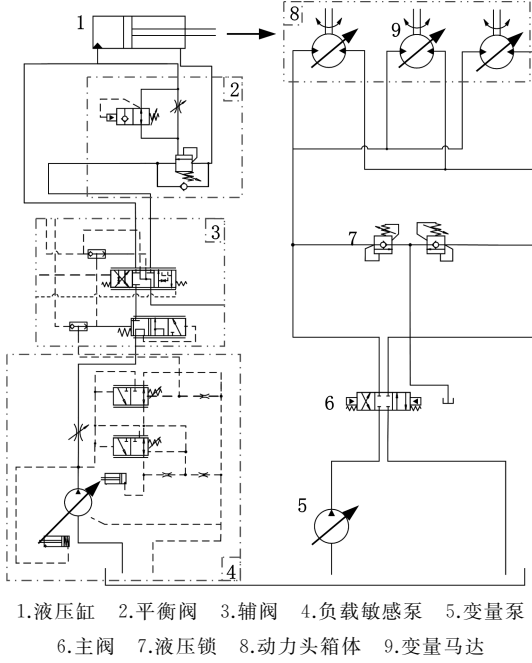


图1 旋挖钻机钻进系统原理图

Fig.1 Schematic diagram of the rotary drilling rig drilling system

1.2 卡钻机理分析

基于前文对卡钻原因的分析,对卡钻发生的机理展开分析。旋挖钻进中发生的卡钻主要包括裂隙和沉渣两种卡钻形式,其中,裂隙卡钻是指截齿被有缝隙的岩壁卡住而发生的卡钻;沉渣卡钻更为常见,是由于动力头回转扭矩无法克服碎岩与钻斗壁的摩擦阻力矩而发生的卡钻。

由此可得,卡钻的直接原因是动力头的负载扭矩突然增大,超出系统设定扭矩。钻进时,钻杆、钻具及钻具中的钻渣在孔内旋转,受到的阻力矩由动力头马达产生的扭矩来克服。对动力头马达负载阻力矩进行分析^[15],相关表达式如下:

动力头马达受到的总阻力矩

$$M = M_1 + M_2 \quad (1)$$

钻斗截齿受到的阻力矩

$$M_1 = \sum_{i=1}^m \{ [\rho_1(H-l) + \rho_2l + \frac{T}{S}] K_p + 2C \sqrt{K_p} \} b_1 h_1 R_{li} + \sum_{i=1}^m \frac{\mu b_1 h_1 [\sigma_1 \cos \phi + \sigma_3 (1 + \sin \phi)]}{2 \cos(45^\circ + \phi/2)} + \sum_{i=1}^m \frac{\mu b_1 h_1 [\sigma_1 \sin(2\alpha) + \sigma_3 (1 + \cos(2\alpha))]}{2 \sin \alpha} R_{li} + \sum_{i=1}^m \frac{h_1^2 \sin \beta_1}{\sin \gamma \sin \alpha} (C + \sigma_3 \tan \phi) R_{li} +$$

$$\sum_{i=1}^m \mu \frac{F_{11} + F_{12} + F_{13}}{\tan \gamma} R_{li} \quad (2)$$

式中: m 为钻斗截齿个数; ρ_1 为钻孔内泥浆的容重, kN/m^3 ; H 为旋挖钻机的钻进深度, m ; l 为钻挖钻机钻具的高度, m ; ρ_2 为土壤的容重, kN/m^3 ; T 为轴向加压力, kN ; S 为轴向承压面积, m^2 ; K_p 为被动土压力系数; C 为土的内聚力, kN ; b_1 为切削刀宽度, mm ; h_1 为切削深度, m ; R_{li} 为第*i*个钻斗截齿的切削半径, mm ; μ 为土壤的内摩擦因数; σ_1 为土体破坏的最大主应力, Pa ; σ_3 为土体破坏的最小主应力, Pa ; ϕ 为土的内摩擦角, $(^\circ)$; α 为切削刀具的切削角, $(^\circ)$; γ 为切削刀的后角, $(^\circ)$; β_1 为刀尖角, $(^\circ)$; F_{11} 为朗肯土压力, kN ; F_{12} 为滑移面摩擦阻力的水平分力, kN ; F_{13} 为前斜摩擦阻力的水平分力, kN 。

钻杆及钻头的回转阻力矩

$$M_2 = 2\pi R^2 l \mu k_1 k_2 p + 71\ 620 a L \rho_1 d^2 \sqrt[3]{n} + \frac{\pi \mu \rho_2 R^2 \sqrt{R^2 + h^2} (l + 1/3h)}{6 \phi \cos \beta_2} \quad (3)$$

式中: R 为钻斗半径, m ; k_1 为考虑钻斗与孔壁存在一定间隙时的侧压修正系数; k_2 为考虑钻斗与孔壁混合摩擦时的摩擦力修正系数; p 为钻斗的侧压, Pa ; L 为钻杆长度, m ; a 为经验系数,一般取 $a = 1.25 \times 10^{-6}$; d 为钻杆外径, cm ; n 为动力头转速, r/min ; h 为钻斗底部与钻斗臂底部之间的距离, m ; β_2 为钻斗底部平面与钻斗壁的夹角, $(^\circ)$ 。

分析由随钻参数对动力头扭矩产生的影响,由式(1)~式(3)可知 M_1 与钻进深度 H 、加压力 T 、动力头转速 n 有关,故影响动力头扭矩的主要因素有钻进深度、加压力、动力头转速。其中,钻进深度随着施工的进行逐渐增大,动力头转速一般设为固定值,故所设定的转速不宜过大。加压手柄手动控制,而操作人员对加压力和加压频次的控制不当会导致动力头的负载扭矩过大,液压系统中,压力由负载决定,负载过大将导致动力头马达进出口两端的压差过大。动力头系统中,变量泵为动力头马达提供压力,为保持液压系统稳定,设置溢流阀,当系统压力过高时,动力头系统主阀中的溢流阀发生溢流,将系统压力稳定在一个安全值,此时,无法提供给动力头马达足够压力。当动力头马达输出扭矩无法克服回转阻力矩时发生卡钻,转速降至0。

综上,卡钻发生的根本原因是加压力控制不当,动力头马达提供的扭矩不足以克服回转阻力矩是直接原因,表现形式为动力头转速会出现较大波动,因此本文从加压力、动力头马达的扭矩、转速三方面对卡钻问题展开研究。

2 钻进系统数学模型搭建

结合前文对卡钻机理的分析,为使钻进过程中的动力头转速保持稳定,需通过控制加压力进

而控制动力头扭矩,最终实现对动力头转速的控制。旋挖钻机的钻进系统是一种大规模离散系统,为避免高阶系统下滑模控制鲁棒性不足并提高控制器的响应速度,本文采取DLSMC策略,故需对加压系统、动力头系统进行数学建模,为后续防卡钻控制提供数学模型基础。

2.1 加压系统数学建模

加压系统主要由负载敏感泵、辅阀、液压缸、平衡阀、负载等构成,其中,负载敏感泵由变量泵、变量缸、流量控制阀、压力切断阀及负载敏感阀构成,辅阀由压力补偿器、多路阀、梭阀构成。

2.1.1 负载敏感泵

负载敏感阀阀口的线性化流量方程为

$$q_c = K_{qf}x_f - K_{cf}(p_p - p_c) \quad (4)$$

式中: q_c 为负载敏感阀的流量, m^3/s ; K_{qf} 为负载敏感阀阀口的流量增益, m^2/s ; x_f 为负载敏感阀阀芯位移, m ; K_{cf} 为负载敏感阀阀口的流量-压力系数, $m^3/(s \cdot Pa)$; p_p 为负载敏感泵的输出压力, Pa ; p_c 为无弹簧变量缸无杆腔压力, Pa 。

负载敏感阀的力平衡方程为

$$A_a(p_p - p_s - p_d) = m_f \ddot{x}_f + B_f \dot{x}_f + k_f x_f \quad (5)$$

式中: A_a 为负载敏感阀先导腔油液有效作用面积, m^2 ; p_s 为加压油缸无杆腔压力即负载压力, Pa ; p_d 为负载敏感阀的调定压力, Pa ; m_f 为负载敏感阀的阀芯质量, kg ; B_f 为负载敏感阀阀芯与阀套的黏性阻尼系数, $N \cdot s/m$; k_f 为负载敏感阀的先导弹簧刚度, N/m 。

变量机构的力矩平衡方程为

$$L_p(A_c p_p - A_b p_c) = J_f \ddot{\gamma}_f \quad (6)$$

式中: L_p 为柱塞轴线到转盘转动中心的距离, m ; A_c 为有弹簧柱塞缸的油液有效作用面积, m^2 ; A_b 为无弹簧柱塞缸的油液有效作用面积, m^2 ; J_f 为变量泵斜盘和回程盘对旋转中心的转动惯量, $kg \cdot m^2$; γ_f 为变量泵斜盘的角度位移, rad 。

2.1.2 辅阀

辅阀阀芯的进油路线性化流量方程为

$$q_{L1} = K_{qL1}x_2 - K_{cL1}(p_p - p_s) \quad (7)$$

式中: q_{L1} 为辅阀阀芯进油流量; x_2 为辅阀阀芯位移, m ; K_{qL1} 为压力补偿阀阀口的流量增益, m^2/s ; K_{cL1} 为压力补偿阀阀口的流量-压力系数, $m^3/(s \cdot Pa)$ 。

辅阀阀芯的回油路线性化流量方程为

$$q_{L2} = K_{qL2}x_2 - K_{cL2}(p_L - p_2) \quad (8)$$

式中: q_{L2} 为辅阀阀芯回油流量; p_2 为平衡阀压降, Pa ; p_L 为加压油缸有杆腔压力, Pa 。

2.1.3 油缸单向平衡阀系统

加压油缸的负载力平衡方程为

$$A_1 p_s - A_2 p_L = m_a \ddot{x}_3 + B_p \dot{x}_3 + K_2 x_3 + F_L \quad (9)$$

式中: A_1 为液压缸无杆腔有效作用面积, m^2 ; A_2 为液压缸有杆腔有效作用面积, m^2 ; x_3 为液压缸活塞位移, m ;

m_a 为活塞及负载折算到活塞上的总质量, kg ; B_p 为活塞及负载的黏性阻尼系数, $N \cdot s/m$; K_2 为负载弹簧刚度, N/m ; F_L 为作用在活塞上的负载阻力, N 。

平衡阀阀芯的受力平衡方程为

$$A_3 p_s = m_3 \ddot{x}_4 + B_{p3} \dot{x}_4 + K_3 x_4 \quad (10)$$

式中: A_3 为平衡阀先导作用面积, m^2 ; m_3 为平衡阀阀芯质量, kg ; B_{p3} 为平衡阀阀芯与阀套的黏性阻尼系数, $N \cdot s/m$; x_4 为平衡阀阀芯位移, m ; K_3 为平衡阀先导弹簧刚度, N/m 。

2.1.4 加压系统的状态空间表达式

选取如下相关参量作为系统状态变量:

$$[X_1 \ X_2 \ X_3 \ X_4 \ X_5 \ X_6 \ X_7 \ X_8 \ X_9 \ X_{10}] = [x_3 \ \dot{x}_3 \ p_s \ p_L \ p_p \ p_c \ x_f \ \dot{x}_f \ \gamma_f \ \dot{\gamma}_f] \quad (11)$$

旋挖钻机加压系统的状态空间表达式为

$$\begin{aligned} \dot{X}_1 &= X_2 \\ \dot{X}_2 &= \frac{KX_1}{m} + \frac{B_p X_2}{m} - \frac{X_9}{m} + \frac{F_L}{m} \\ \dot{X}_3 &= -\frac{E_1}{x_{30}} X_2 + \frac{E_1}{A_1 x_{30}} (K_{cl1} - C_{ip}) X_3 + \frac{E_1}{A_1 x_{30}} C_{ip} X_4 - \\ &\quad \frac{E_1}{A_1 x_{30}} K_{cl1} X_5 + \frac{E_1}{A_1 x_{30}} K_{qL1} x_2 \\ \dot{X}_4 &= -\frac{E_1}{x_{30}} X_2 + \frac{E_1}{A_2 x_{30}} (K_{qL2} K A_1 - \frac{K_{cl2} K_{qL2} K A_1}{K_{cl1} + K_{cl2}} \\ &\quad C_{ip}) X_3 + [-\frac{E_1}{A_2 x_{30}} (\frac{K_{cl1} K_{cl2}}{K_{cl1} + K_{cl2}} - C_{ip}) X_4] + \\ &\quad \frac{E_1}{A_2 x_{30}} \frac{K_{cl2} K_{qL1}}{K_{cl1} + K_{cl2}} x_2 \\ \dot{X}_5 &= \frac{E_1}{V_f} [A_c X_{10} \sec^2(X_9) - K_{qf} X_7 + K_{cf} (X_5 - X_6) - \\ &\quad K_{qL1} x_2 + K_{cl1} (X_5 - X_3)] \\ \dot{X}_6 &= \frac{E_1}{V_b} [K_{p1} (X_5 - X_6) - K_{p2} X_7 - A_b L_p X_9] \\ \dot{X}_7 &= X_8 \\ \dot{X}_8 &= \frac{A_a (X_5 - X_3 - p_d) - B_f X_8 - k_f X_7}{m_f} \\ \dot{X}_9 &= X_8 \\ \dot{X}_{10} &= \frac{L_p (A_c X_5 - A_b X_6)}{J_f} \end{aligned} \quad (12)$$

$$K = \frac{\exp(-\frac{B_{p3} t}{2m_3}) \sin \frac{t \sqrt{-B_{p3}^2 + 4K_3 m_3}}{2m_3}}{\sqrt{-B_{p3}^2 + 4K_3 m_3}}$$

式中: C_{ip} 为加压油缸内泄漏系数, $m^3/(s \cdot Pa)$; x_{30} 为加压油缸初始位移, m ; V_b 为无弹簧活套缸及油道的总容积, m^3 ; V_f 为负载敏感阀的容积, m^3 ; E_1 为液压油有效体积弹性模量, Pa ; K_{qL2} 为溢流阀口的流量增益, m^2/s ; K_{cL2} 为溢流阀口的流量-压力系数, $m^3/(s \cdot Pa)$; K_{p1} 为辅阀阀芯的流量增益; K_{p2} 为辅阀阀芯的流量-压力系数, $m^3/(s \cdot Pa)$; t 为时间, s 。

2.2 动力头系统数学建模

旋挖钻机动力头系统由变量泵、液压锁、主

阀、变量马达、减速机及负载机构组成。动力头系统由电控手柄控制其主阀阀芯的开度和运动方向。本文将动力头系统简化为阀控马达系统进行建模。

2.2.1 阀控马达系统

旋挖钻机动力头系统由变量泵、换向阀与变量马达构成。

主阀阀芯的线性化流量方程为

$$q_{1.3} = K_{q1}x_v - K_{q2}p_{Ld} \quad (13)$$

式中： $q_{1.3}$ 为主阀阀芯输出流量， m^3/s ； K_{q1} 为主阀阀芯的流量增益， m^2/s ； x_v 为主阀阀芯位移， m ； K_{q2} 为主阀阀芯的流量-压力系数， $m^3/(s \cdot Pa)$ ； p_{Ld} 为液压马达的压降， Pa 。

动力头马达的流量连续方程为

$$q_{Ld} = D_m \frac{d\theta_m}{dt} - C_{tm}p_{Ld} + \frac{V_t}{4E_1} \frac{dp_{Ld}}{dt} \quad (14)$$

式中： q_{Ld} 为动力头马达输入流量， m^3/s ； D_m 为液压马达的排量， m^3/r ； θ_m 为液压马达的转角， rad ； C_{tm} 为液压马达的总泄漏系数， $m^3/(s \cdot Pa)$ ； V_t 为液压马达两腔及连接管道的总容积， m^3 。

动力头马达的负载阻力矩平衡方程为

$$p_{Ld}D_m = J_t \frac{d^2\theta_m}{dt} - B_m \frac{d\theta_m}{dt} + G\theta_m + T_L \quad (15)$$

式中： J_t 为液压马达和负载折算到马达轴上的转动惯量， $kg \cdot m^2$ ； B_m 为液压马达和负载的黏性阻尼系数， $N \cdot m \cdot s/rad$ ； G 为负载的扭转弹簧刚度， $N \cdot m/rad$ ； T_L 为作用在马达轴上的负载力矩， $N \cdot m$ 。

2.2.2 动力头系统状态空间表达式

卡钻主要体现在动力头马达的运动状态上，选取如下相关参量作为系统的状态变量：

$$[N_1 \quad N_2 \quad N_3] = [\theta_m \quad \dot{\theta}_m \quad p_{Ld}] \quad (16)$$

式中： $\dot{\theta}_m$ 为动力头马达角速度， rad/s 。

联立式(13)~式(16)得到状态空间表达式：

$$\left. \begin{aligned} \dot{N}_1 &= N_2 \\ \dot{N}_2 &= \frac{D_m}{J_t}N_3 - \frac{B_m}{J_t}N_2 - \frac{G}{J_t}N_1 - \frac{T_L}{J_t} \\ \dot{N}_3 &= \frac{4E_1(-C_{tm} - K_{q2})}{V_t}N_3 - \frac{4E_1D_m}{V_t}N_2 + \frac{4E_1K_{q1}}{V_t}x_v \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

3 基于滑模控制的防卡钻控制策略

旋挖钻机的钻进系统属于大规模离散系统，负载高频振荡，为提高系统的抗干扰能力，本文选择滑模控制。根据前文对加压系统(10阶)和动力头系统(3阶)的数学建模，整个钻进系统为13阶系统，而滑模控制在高阶系统中存在响应速度慢、控制鲁棒性不足等问题，基于此，本文采用DLSMC策略对动力头系统、加压系统分别进行控制，结合前文中卡钻机理分析，通过调控加压系统输出的加压力来控制动力头系统的负载扭矩，

进而实现对动力头转速的控制。故结合前文中加压系统和动力头系统的数学模型，搭建基于滑模控制的动力头系统和加压系统的防卡钻控制器。

在动力头系统的控制器设计中，由于地层工况的变化及钻具的不同，会使动力头系统状态空间表达式(式(17))中 T_L 存在不确定性，影响系统稳定性，而自适应控制可以在系统中存在不确定项的同时，获得较好的控制效果和鲁棒性^[16]，故建立DLSMC控制器来实现动力头系统与加压系统的稳定控制，其具体的逻辑表达如图2所示。

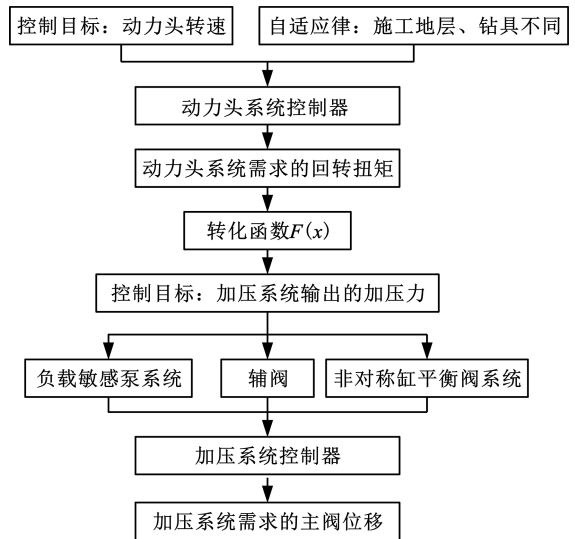


图2 旋挖钻机防卡钻控制逻辑

Fig.2 Anti-jamming control logic of rotary drilling machine

3.1 滑模控制

由于滑模控制相比其他控制方法在对外部扰动和参数不确定方面具有较强的鲁棒性，且通过设计合适的滑模面和控制律能够实现较快的响应速度和较好的追踪性能，故提出DLSMC策略。

滑模控制的核心思想是通过设计一个滑模面，使得系统状态在该滑模面上滑动，从而实现对系统状态的控制，而系统中运动点由滑模面外向滑模面运动的过程称为趋近运动。趋近运动的设计直接影响系统的响应速度、稳定性及抗干扰能力^[17-18]，由于旋挖钻机钻进过程中负载高频振荡，故应使控制系统的响应时间缩短，设计合适的趋近律可以改善趋近运动的品质。同时，针对滑模控制存在的抖振问题，本文采用准滑动模式方法来解决，以实现在滑模变结构控制中进行切换动作时相对光滑。

3.2 动力头系统的自适应滑模控制器设计

3.2.1 自适应控制

自适应控制是一种非线性控制方法，旨在使系统能够自动调整其控制参数，以适应系统的变

化和不确定性^[19-21]。由于动力头系统状态空间表达式(式(17))中 T_L 存在不确定因素,故将自适应项引入滑模控制中,用于适应施工地层和钻具不同引起负载阻力矩的变化,以获得更加稳定的控制效果。

3.2.2 动力头系统控制器的设计

将目标加压力产生的扭矩 M_j 作为控制项 μ_{dlt} ,将施工地层与钻具不同引起的扭矩变化 M_d 作为不确定项 θ_{dlt} 。以动力头角速度构建滑模面,其跟踪误差为

$$e_{dlt} = N_{2d} - N_2 \quad (18)$$

式中: e_{dlt} 为动力头马达期望角速度与实际角速度的跟踪误差,rad/s; N_{2d} 为动力头马达的期望角速度,rad/s。

定义滑模函数为

$$s_d = k_{dlt}e_{dlt} + \int e_{dlt} dt \quad (19)$$

式中: k_{dlt} 为动力头系统模型补偿项系数。

定义 Lyapunov 函数为

$$V_{dlt} = \frac{1}{2}J_t s_d^2 + \frac{1}{2\gamma_{dlt}}\tilde{\theta}_m^2 \quad (20)$$

式中: γ_{dlt} 为动力头系统自适应项系数; $\tilde{\theta}_m$ 为液压马达的转角累计误差,rad。

将动力头马达的负载阻力矩平衡方程(式(15))代入 Lyapunov 函数中并对时间求导数可得

$$\dot{V}_{dlt} = s_d(-k_{dlt}D_m N_3 - k_{dlt}B_m N_2 + k_{dlt}GN_1 + k_{dlt}\mu_{dlt} + k_{dlt}\theta_m + J_t k_{dlt}\dot{N}_{2d} + J_t e_{dlt}) + \frac{1}{\gamma_{dlt}}\tilde{\theta}_m \dot{\tilde{\theta}}_m \quad (21)$$

式中: $\dot{\tilde{\theta}}_m$ 为液压马达的转角累计误差的一阶导数,rad/s,即动力头控制系统的自适应律。

依据系统稳定性准则,应使 Lyapunov 函数对时间的导数为负定,并依据前文选取指数趋近律叠加等速趋近项组成复合趋近律,以此设计动力头系统的控制律及自适应律。可解得自适应滑模鲁棒控制的控制律为

$$\mu_{dlt} = D_m N_3 + B_m N_2 - GN_1 - \tilde{\theta}_m - J_t(k\dot{N}_{2d} + e_{dlt}) - k_{sdl} s_d - \epsilon_{dlt} \text{sat}(s_d) \quad (22)$$

式中: k_{sdl} 为动力头系统误差反馈项系数; ϵ_{dlt} 为动力头系统饱和函数的系数; $-k_{sdl} s_d$ 为控制器的误差反馈项; $D_m N_3 + B_m N_2 - GN_1 - \tilde{\theta}_m - J_t(k\dot{N}_{2d} + e_{dlt})$ 为控制器的模型补偿项; $\text{sat}(s_d)$ 为动力头系统滑模控制器饱和函数。

动力头控制系统的自适应律为

$$\dot{\tilde{\theta}}_m = -\gamma_{dlt} s_d \quad (23)$$

3.3 加压系统的输入输出反馈线性化滑模控制器设计

3.3.1 输入-输出反馈线性化控制

输入-输出反馈线性化控制是非线性系统控

制中的一种常用方法^[22],通过对输出对象进行微分建立与输入对象的联系。旋挖钻机钻进时,其加压系统会受未知扰动的影响,而输入输出反馈线性化控制需要比较精确的模型信息^[23],且控制器无法克服系统中存在的干扰,故在此引入滑模项,以提高系统的鲁棒性。

3.3.2 加压系统控制器的设计

由于加压系统的空间方程阶数过高,计算难度大,影响了控制的实时性与稳定性,增加了控制难度,故需对加压系统中的负载敏感泵降阶后再进行控制器的设计。负载敏感系统系统固有参数如表 1 所示。本文通过主导极点的方法进行降阶^[24],选取加压油缸无杆腔压力 p_s 为输入,作以负载敏感泵的输出压力 p_p 为输出,建立传递函数。由式(4)~式(6)可得负载敏感泵系统的系统方框图(图 3)。

表 1 负载敏感系统系统固有参数

Tab.1 Inherent parameters of load sensitive pump systems

负载敏感泵系统相关参量	数值
负载敏感阀的容积 V_f/m^3	0.001 02
负载敏感阀的调定压力 p_d/MPa	25
负载敏感阀的阀芯质量 m_f/kg	0.02
负载敏感阀阀芯与阀套的黏性阻尼系数 $B_f/(\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	10
负载敏感阀的先导弹簧刚度 $k_f/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	2500
负载敏感阀先导腔油液有效作用面积 A_s/m^2	0.0176
无弹簧柱塞缸的油液有效作用面积 A_b/m^2	0.0256
有弹簧柱塞缸及油道的总容积 A_c/m^3	0.0375
负载敏感阀阀口的流量增益 $K_{qf}/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	0.0854
负载敏感阀阀口的压力-流量系数 $K_{cf}/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-1})$	7×10^{-3}
柱塞轴线到转盘转动中心的距离 L_p/m	0.025
变量泵斜盘和回程盘对旋转中心的转动惯量 $J_f/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	37.5
油液的有效体积弹性模量 E_1/MPa	700

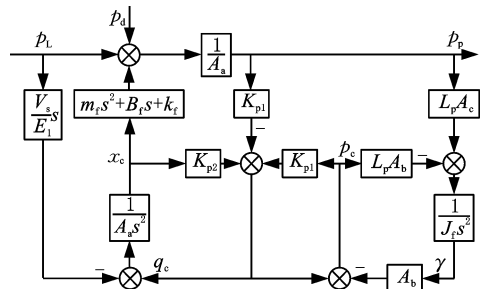


图 3 负载敏感泵系统方框图

Fig.3 Block diagram of load sensitive pump system

由图 3 可求得系统的传递函数为

$$\frac{p_p(s)}{p_s(s)} = \frac{\frac{1}{K_s} \frac{K_{p2}}{A_b} A_s}{s(1 + \frac{s}{E_1/V_s})(\frac{s^2}{k_f/m_f} + 1)}$$

$$\frac{1}{\frac{s^2}{A_b E_1 L_p^2 / (V_b J_f)} + \frac{K_{cf} J_f}{A_b^2 L_p^2} s + 1} \quad (24)$$

式中： K_s 为传递函数放大系数； V_s 为变量泵排油腔及连接管路的总容积， m^3 。

由系统传递函数 $p_p(s)/p_s(s)$ 可知系统的主导极点，将负载敏感泵的传递函数改写为

$$\frac{p_p(s)}{p_s(s)} = \frac{1}{-0.00016s^2 + 0.00684s + 0.9029} \quad (25)$$

选取负载敏感泵的输出压力 p_p 与其对时间的一阶导数 \dot{p}_p 作为状态空间的状态变量，可表示为

$$[X_{j5} \quad X_{j6}] = [p_p \quad \dot{p}_p] \quad (26)$$

降阶后负载敏感泵系统的状态空间表达式为

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{j5} &= X_{j6} \\ \dot{X}_{j6} &= \frac{1}{0.00016}(-\dot{p}_s + 0.00684X_{j6} + 0.9209X_{j5}) \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

选取辅阀的阀芯位移 x_2 作为控制项 u_{jy} ，控制任务为输出力 y_{jy} ，由式(12)、式(27)可得，则该不确定系统可写为如下形式：

$$[X_1 \quad X_2 \quad X_3 \quad X_4 \quad X_{j5} \quad X_{j6} \quad y_{jy}] \quad (28)$$

其中， $y_{jy} = A_1 X_3 - A_2 X_4$ 。

但由此可见，输出对象 y_{jy} 与控制输入 u_{jy} 没有直接联系，无法直接设计控制器。为得到 y_{jy} 与 u_{jy} 的关系，对 y_{jy} 求微分：

$$\dot{y}_{jy} = A_1 \dot{X}_3 - A_2 \dot{X}_4 = AX_2 + BX_3 + CX_4 + DX_{j5} + E u_{jy} \quad (29)$$

$$A = -\frac{E_1}{x_{30}}(A_1 + A_2)$$

$$B = \frac{E_1}{x_{30}}(K_{cl1} - 2C_{ip} + K_{ql2}KA_3 - \frac{K_{cl1}K_{ql2}KA_3}{K_{cl1} + K_{cl2}})$$

$$C = \frac{E_1}{x_{30}}(-\frac{K_{cl1}K_{cl2}}{K_{cl1} + K_{cl2}}) \quad D = -\frac{E_1}{x_{30}}K_{cl1}$$

$$E = \frac{E_1}{x_{30}}(K_{ql1} - \frac{K_{cl2}K_{ql1}}{K_{cl1} + K_{cl2}})$$

以加压系统输出力 F_{jy} 构建滑模面，其跟踪误差为

$$e_{jy} = F_{jy} - F_{jyd} \quad (30)$$

式中： e_{jy} 为加压油缸期望输出力与实际输出力的跟踪误差， N ； F_{jy} 为加压油缸的实际输出力， N ； F_{jyd} 为加压油缸的期望输出力， N 。

定义滑模函数为

$$s_j = k_{jy} e_{jy} + \int e_{jy} dt \quad (31)$$

式中： k_{jy} 为加压系统模型补偿项系数。

定义 Lyapunov 函数为

$$V_{jy} = \frac{1}{2} \frac{1}{E} s_j^2 \quad (32)$$

对式(32)进行时间求导，并将滑模函数代入

可得

$$\dot{V}_{jy} = s_j [-k_{jy} (\frac{A}{E} X_2 + \frac{B}{E} X_3 + \frac{C}{E} X_4 + \frac{D}{E} X_{j5} + \mu_{jy}) + \frac{k_{jy}}{E} \dot{F}_{jyd} + \frac{1}{E} e_{jy}] \quad (33)$$

依据系统稳定性准则，使得 Lyapunov 函数对时间的导数为负定，并依据前文选取指数趋近律叠加等速趋近项作为复合趋近律，以此设计加压系统的控制律。故根据式(33)以及非线性系统稳定性准则可解得基于输入输出反馈线性化滑模控制的控制律为

$$u_{jy} = \frac{1}{E} [-AX_2 - BX_3 - CX_4 - DX_{j5} + (\dot{F}_{jyd} + \frac{e_{jy}}{k_{jy}}) + k_{sj} s_j + \epsilon_{jy} sat(s_j)] \quad (34)$$

式中： k_{sj} 为加压系统误差反馈项系数； ϵ_{jy} 为加压系统饱和函数系数； $sat(s_j)$ 为加压系统饱和函数。

将式(34)代入式(33)可得

$$\dot{V}_{jy} = -k_{jy} k_{sj} s_j^2 - k_{jy} \epsilon_{jy} sat(s_j^2) s_j^2 \leq 0 \quad (35)$$

故本文所设计的控制律能够满足 Lyapunov 函数负定的要求，在控制律表达式(式 34)中， $\frac{1}{E} [-AX_2 - BX_3 - CX_4 - DX_{j5} + (\dot{F}_{jyd} + \frac{e_{jy}}{k_{jy}})]$ 为控制器的模型补偿项， $\frac{1}{E} k_{sj} s_j$ 为控制器的误差反馈项。

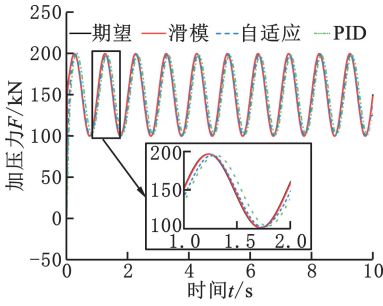
4 控制系统仿真

为验证前文中所设计防卡钻控制器的正确性，对控制器整体进行建模，为下文的上机试验提供仿真基础。

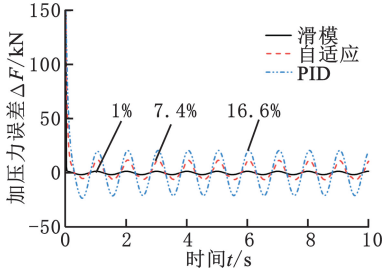
4.1 加压力控制方案对比

本研究旨在稳定动力头转速。施工时设置动力头转速为一定值，控制加压力 F 进行钻进施工，由前文可知，加压力会影响动力头转速。本文通过控制加压力来降低动力头负载波动，进而稳定转速，故精确控制加压力是关键。不同控制方案下的加压力控制效果对比如图 4 所示。

由图 4 可知，在正弦输入信号下，针对加压力输出控制，本文所设计的滑模控制方案中输出的加压力响应速度最快，且误差最小，误差控制在 1% 内，相比之下，自适应控制方案的误差处于 7.4% 内，响应速度居中，而 PID 控制方案的误差在 16.6% 内，响应速度最慢。故相较于自适应控制和 PID 控制，所提出的滑模控制策略在动态响应速度和控制精度上均展现出显著优势。



(a) 加压力响应曲线对比



(b) 加压力误差曲线对比

图 4 三种控制策略对比

Fig.4 Comparison of three control strategies

4.2 DLSMC 仿真模型

将维持动力头转速稳定所需的动力头马达进出口压差转化为所需的动力头回转扭矩,本文在 1.2 节中已分析了钻进过程中加压力与动力头回转阻力矩之间的关系,在此基础上将动力头所需回转阻力矩转化成加压系统需输出的加压力,以完成整个控制逻辑,并对整体钻进系统的控制模型(DLSMC)进行建模仿真,如图 5 所示。根据施工现场采集到的数据,对 DLSMC 模型进行仿真验证,探究其在真实施工数据下控制器的响应情况,为上机试验提供仿真基础。

试验数据来源于伊春汤汪河一号大桥施工项目,该项目施工的桩径为 1.8m,孔深为 26.28~27.48 m。采集参与施工的旋挖钻机数据,截取施工过程中 33-2 号桩孔的施工数据。设置系统的仿真时间为 400 s,求解器的步长即采样时间为 0.001 s,最终得到控制模型仿真结果如图 6 所示。

由图 6 可知,控制器对动力头转速有较快的

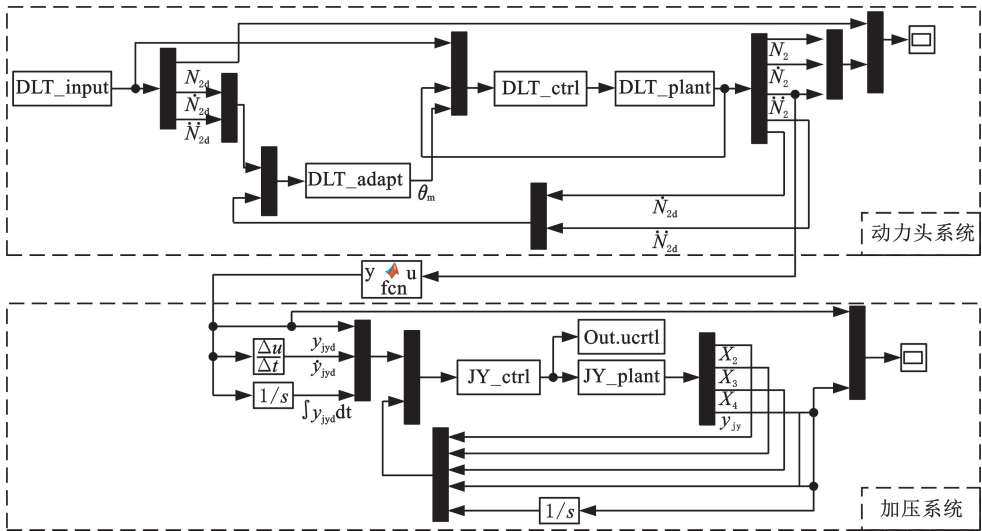


图 5 钻进系统滑模控制仿真模型

Fig.5 Sliding mode control simulation model of drilling system

响应速度,没有明显的超调现象,钻进过程中的动力头转速主要分布在 5~7 r/min,期间的响应误差主要控制在 0.357%~0.5%;在钻进起始阶段,动力头转速在 0~10 r/min 之间快速变化,期间的响应误差控制在 5.8%,控制器整体对实际施工的测试数据有较好的响应效果。

5 整机试验验证与分析

5.1 试验装置

本试验所用试验平台为我国某主机厂某型号全电控的旋挖钻机,具体所需试验设备及设备功能见表 2。

将数据采集仪、CAN(controller area network)

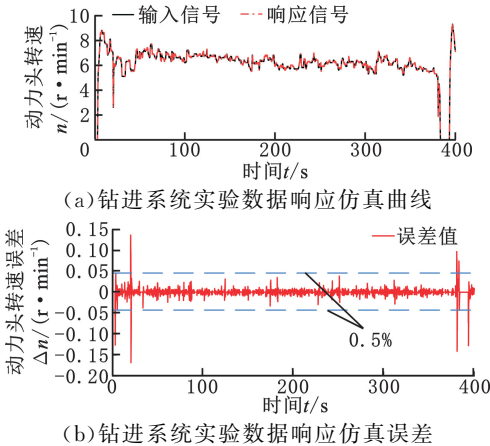


图 6 钻进系统滑模控制测试数据响应仿真曲线

Fig.6 Simulation curve of sliding mode control test data response for drilling system

表 2 试验所需设备及功能

Tab.2 Equipment and functions required for the test

主要试验设备	功能
压力传感器	采集动力头马达进、出口压力， 加压油缸无杆、有杆腔压力
噪声数据采集仪	采集由压力传感器测得的压力数据
CAN 协议采集仪	采集由主机 CAN 通道采集的主机动态数据
数据处理单元	将振动噪声数据采集仪与 CAN 协议 采集仪采集到的数据回传至用户端

协议采集仪与车载计算单元存放于数据采集柜中，数据采集柜安装于主机底盘位置的卷扬机下方，试验设备安装位置见图 7。

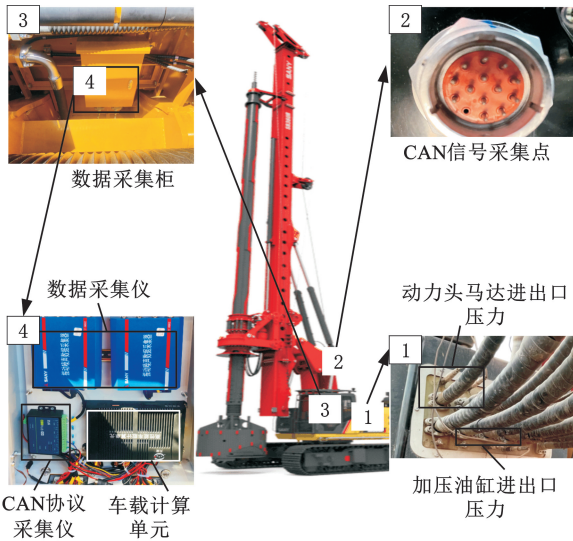


图 7 试验设备安装图

Fig.7 Stallation diagram of testing equipment

5.2 试验思路

本次试验分为控制器跟踪效果的验证和实际施工中控制器的防卡钻效果验证。对于控制器跟踪效果的试验，分别通过对速度与力跟踪的性能进行测试，输入信号为阶跃信号，排除人为干扰的情况下采集主机在控制器介入下的参数，并与目标输入进行比对。对于控制器防卡钻效果的试验，采用控制变量法，在其他变量一致的情况下进行实际钻进施工，对比有无控制器介入下，施工过程中的随钻参数，具体试验参量对比见表 3，其中孔 33-2 和 36-2 为地质条件类似的相邻两孔位。

表 3 试验主机主要参量对比

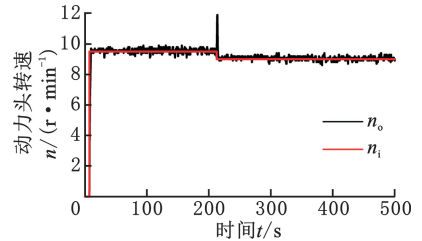
Tab.3 Comparison of main parameters of test host

钻具	工况	钻进深度/m	发动机挡位	动力头挡位	加压频率/(min)	孔号	控制器
1.2 m 筒钻	取芯	22~24	E1	标准挡	9	33-2	未介入
1.2 m 筒钻	取芯	22~24	E1	标准挡	9	36-2	介入

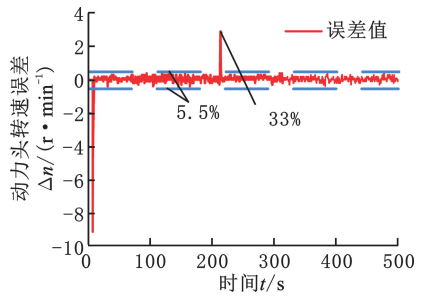
5.3 试验内容

5.3.1 控制器跟踪精度试验

在跟踪试验中，设置控制器的输入信号为变化的阶跃信号，10~210 s 时动力头的输入转速 n 为 9.5 r/min，210~500 s 时动力头的输入转速 n 为 9 r/min。针对输入信号 n_i 与主机的实际输出信号 n_o 进行对比验证，结果如图 8 所示。



(a) 动力头转速响应图



(b) 动力头转速误差

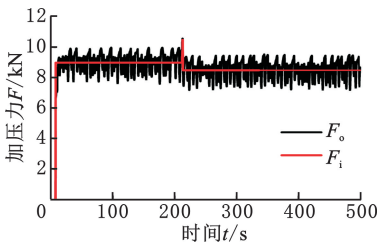
图 8 控制器速度跟踪测试曲线

Fig.8 Controller speed tracking test curve

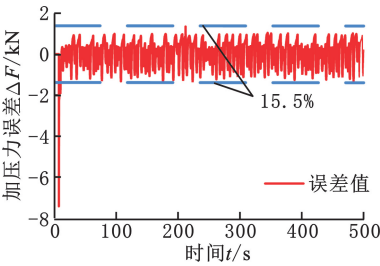
由图 8 可知，在设备启动阶段出现 9.1 r/min 的误差，随后在 2.54 s 内恢复，这是由于工程机械设备质量较大，惯性也较大，故在设备启动阶段误差相对较大，但不影响钻进施工。设备运行中，测试数据与输入数据的主要误差控制在 5.5% 内，在输入信号发生突变时，由于设备惯性较大，此处出现最大误差，最大误差约为 33%。

记录上述输入动力头转速信号下的动力头扭矩值，计算出该动力头扭矩对应的加压力 F_i ，将控制器输出的加压力曲线 F_i 与主机真实的测试加压力曲线 F 进行对比，对比验证如图 9 所示。

由图 9 可知，加压系统启动时存在 7.43 kN 的误差，随后在 3.46 s 内恢复，这是由于加压系统作用对象质量较大，惯性也较大，故在加压系统启动时响应相对较慢，导致控制效果不佳。在设备运行中，测试数据与输入数据的误差主要控制在 15.5% 内，本文最终控制目标是使动力头转速保持稳定，控制加压力在此误差内，可实现动力头转速误差主要控制在 5.5% 内。同时，旋挖钻机实际钻进施工时加压力高频振荡，且误差较大，如图 10 所示，未采用本控制方案时，加压力控制误差可达 43%。



(a) 加压力响应图



(b) 加压力误差图

图 9 控制器力跟踪测试曲线

Fig.9 Controller force tracking test curve

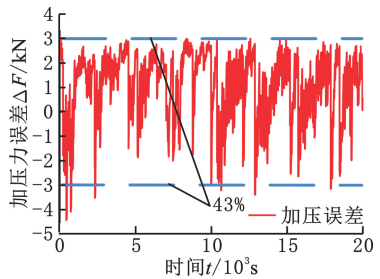


图 10 实际施工过程中加压力误差

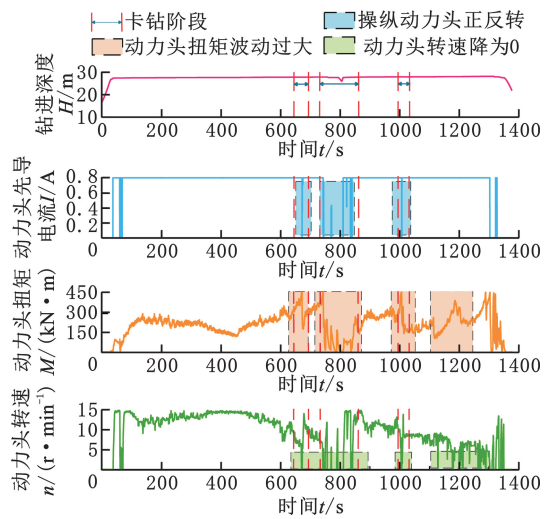
Fig.10 Pressure error during actual construction process

5.3.2 控制器防卡钻效果试验

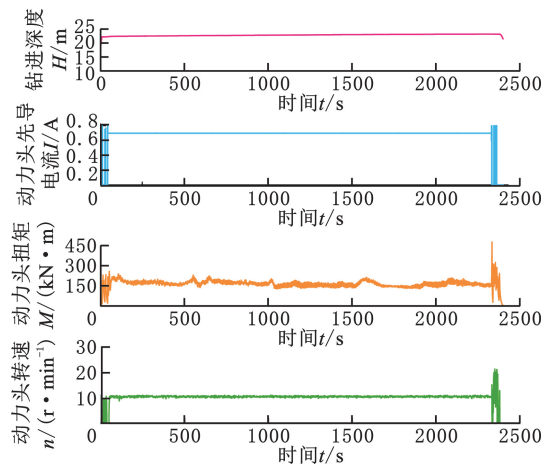
在旋挖钻机正常钻进过程中,机手操作动力头手柄时主要包括每斗施工结束后的反转上提、上提后正反转完成甩土动作及每斗下钻后在钻进之前完成扫壁动作,其中反转上提与扫壁动作伴随钻进深度的变化,甩土动作时钻进深度为 0。当发生卡钻时,机手一般通过操纵动力头正反转使其解锁,此时,钻进深度不会发生变化或只会因动力头正反转引起的扰动而发生微小幅度的变化。结合上述分析,本文结合动力头转速是否为 0、钻进深度、动力头先导电流来判断是否发生卡钻现象。

对控制器的防卡钻效果进行评估,分别对有无控制器时的主机钻进系统施工进行测试,其中,有控制器介入时设置动力头转速的输入信号为 10 r/min,主机施工时的参数变化趋势见图 11。

由图 11 可知,有控制器介入时,旋挖钻机钻进时并未出现卡钻现象,在整个钻进过程中动力头扭矩和转速相对平稳,无明显波动。在单孔钻进开始与结束阶段,动力头转速发生较大变化且出现转速为 0 的情况,此时,钻进深度也发生较大



(a) 无控制器介入



(b) 有控制器介入

图 11 主机施工参数图

Fig.11 Main machine construction parameter diagram

变化,表明此时刻下动力头进行下放扫壁与反转上提动作,并不意味着旋挖钻机出现卡钻现象。无控制器介入时,在 640~690 s、750~850 s、980~1020 s 内出现了动力头转速降为 0 的现象,钻进深度不为 0 且未发生明显变化,此时动力头先导电流发生 0~800 mA 的变化,这表明旋挖钻机钻进系统在此时间段内出现卡钻的现象,机手操作动力头手柄使其做正反转操作,以使其解锁。在整个钻进过程中动力头扭矩、转速波动较大,其中动力头扭矩出现约 10 次波动超过 100 kN·m 的情况,且在 1100~1300 s 内出现约 15 次动力头转速降为 0 的情况,但动力头先导电流未发生变化,表明此时刻下出现了钻进不顺畅的钻进卡滞现象。

综上所述,无控制器的主机在钻进时出现 3 次卡钻现象,同时出现多次钻进不顺畅的钻进卡滞现象,而有控制器的主机在更长的钻进时间内未发生卡钻及钻进卡滞现象,同时,在钻进过程中动力头扭矩、转速相对平稳,未出现较大波动,验

证了本文所提出的控制策略及所设计的控制器的有效性。

6 结论

为解决旋挖钻机钻进过程中,由于负载高频振荡且偶发超出系统设定功率,叠加人工操作响应滞后引起的卡钻现象频发的问题,本文提出一种旋挖钻机防卡钻双层滑模控制方法,以降低卡钻发生频次。针对负载高频振荡下钻进系统这一大规模离散系统,存在高阶系统控制鲁棒性不足的问题,本文提出一种双层滑模耦合控制(DLSMC)策略。主要结论如下:

1)设计了钻进系统 DLSMC 控制器,经整机试验验证,控制器的速度跟踪误差主要控制在 5.5% 内;力跟踪误差主要控制在 15.5% 内。

2)将所提出的控制策略应用至主机,选取相邻两桩孔,对比有无控制器的旋挖钻机在钻进时的状态,有控制器介入的主机在钻进过程中未发生卡钻,且整个钻进过程中动力头扭矩、转速相对平稳;无控制器的主机发生 3 次卡钻,且在整个钻进过程中,动力头扭矩出现 10 次幅度约为 100 kN·m 的波动、出现约 15 次转速降为 0 的波动。验证了本文提出的防卡钻控制策略可以有效的降低钻进过程中的卡钻频率。

参考文献:

- [1] 康辉梅,李志兵,胡帆,等.旋挖钻机钻杆振动特性研究[J].机械设计,2024,41(9):16-20.
KANG Huimei, LI Zhibing, HU Fan, et al. Study on Vibration Characteristics of Drill Pipe in Rotary Drilling Rig [J]. Journal of Mechanical Design, 2024, 41(9):16-20.
- [2] JIA C, ZHANG J, KONG X, et al. Prediction of Drilling Efficiency for Rotary Drilling Rig Based on an Improved Back Propagation Neural Network Algorithm[J]. Machines, 2024, 12(7):438.
- [3] 周外男.旋挖钻技术在铁路桥梁工程施工中的应用研究[J].中国铁路,2021(9):87-94.
ZHOU Wainan. Research on the Application of Rotary Drilling Technology in Railway Bridge Construction[J]. China Railway, 2021(9):87-94.
- [4] XU X, GU H, KAN Z, et al. Properties of Drilling Vibration Absorber for Rotary Drilling Rig [J]. Arabian Journal for Science and Engineering, 2020, 45:5849-5858.
- [5] 陈志林,金达锋,黄兴惠,等.油气主动悬架车身高度非线性控制仿真和试验研究[J].中国机械工程,2000,21(11):36-39.

- CHEN Zhilin, JIN Dafeng, HUANG Xinghui, et al. Simulation and Experimental Research on Non-linear Control of Vehicle Body Height Using Oil and Gas Active Suspension[J]. China Mechanical Engineering, 2000, 21(11):36-39.
- [6] MIAO H, DIAO P, YAO W, et al. Stability Study of Time Lag Disturbance in an Automatic Tractor Steering System Based on Sliding Mode Predictive Control[J]. Agriculture, 2022, 12(12):2091.
- [7] 何常玉,施光林,郭秦阳,等.阀控非对称液压缸位置控制系统自适应鲁棒控制策略[J].上海交通大学学报,2019,53(2):209-216.
HE Changyu, SHI Guanglin, GUO Qinyang, et al. Adaptive Robust Control Strategy of Valve Controlled Asymmetric Cylinder Position Control System[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2019, 53(2):209-216.
- [8] WANG B, JI H, CHANG R. Position Control with ADRC for a Hydrostatic Doublecylinder Actuator [J]. Actuators, 2020, 9(4):112.
- [9] 黄文.基于电液力伺服系统的液压阀控缸自抗扰控制研究[J].液压气动与密封,2020,40(9):13-16.
HUANG Wen. Research on Automatic Disturbance Rejection Control of Hydraulic Valve Controlled Cylinder Based on Electrohydraulic Servo System [J]. Hydraulic Pneumatic and Sealing, 2020, 40(9):13-16.
- [10] ZOU X, DING H, LI J. Sensorless Control Strategy of Permanent Magnet Synchronous Motor Based on Fuzzy Sliding Mode Controller and Fuzzy Sliding Mode Observer [J]. Journal of Electrical Engineering & Technology, 2023, 18(3):2355-2369.
- [11] WANG C, XIA H, WANG Y, et al. A Novel Adaptive-gain Higher-order Sliding Mode Controller and Its Parameters Tuning [J]. Nonlinear Dynamics, 2022, 107:1049-1062
- [12] 路时雨,鄂东辰,董兴华,等.基于改进自适应高阶滑模的液压缸位移跟踪控制[J].机床与液压,2023,51(23):144-149.
LU Shiyu, E Dongchen, DONG Xinghua, et al. Hydraulic Cylinder Displacement Tracking Control Based on Improved Adaptive High-order Sliding Mode [J]. Machine Tool and Hydraulic, 2023, 51(23):144-149.
- [13] WANG T, VAN Y, YUAN L, et al. Real-time Recognition and Feature Extraction of Stratum Images Based on Deep Learning [J]. Traitement du Signal, 2023, 40(5):2251-2257.
- [14] DING Y, TAN Z, LI S, et al. Research on Formation Identification Based on Drilling Shock and

- Vibration Parameters and Energy Principle [J]. Shock and Vibration, 2021, 2021:1-22.
- [15] 何清华. 旋挖钻机研究与设计[M].长沙:中南大学出版社, 2012:14-25.
HE Qinghua. Research and Design of Rotary Drilling Rig [M]. Changsha: Central South University Press, 2012:14-25.
- [16] 刘春潮, 朱雅光, 周亚婷, 等. 基于虚拟运动神经系统的六足机器人自适应运动控制[J]. 中国机械工程, 2025, 36(2):315-324.
LIU Chunchao, ZHU Yaguang, ZHOU Yating, et al. Adaptive Motion Control of Hexapod Robots Based on Virtual Motion Neural System [J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(2):315-324.
- [17] XU B, ZHANG L, JI W. Improved Non-singular Fast terminal Sliding Mode Control with Disturbance Observer for PMSM Drives [J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2021, 7(4):2753-2762.
- [18] JUNEJO A K, XU W, MU C, et al. Adaptive Speed Control of PMSM Drive System Based a New Sliding Mode Reaching Law [J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2020, 35(11):12110-12121.
- [19] KONG L, HE W, DONG Y, et al. Asymmetric Bounded Neural Control for an Uncertain Robot by State Feedback and Output Feedback [J]. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems, 2019, 51(3):1735-1746.
- [20] SHAO K, ZHENG J, HUANG K, et al. Finite-time Control of a Linear Motor Positioner Using Adaptive Recursive Terminal Sliding Mode [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 67(8):6659-6668.
- [21] LI Y X. Command Filter Adaptive Asymptotic Tracking of Uncertain Nonlinear Systems with Time-varying Parameters and Disturbances [J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2021, 67(6):2973-2980.
- [22] 赵玉山, 胡昌华, 侯明哲, 等. 主-从式多弹头协同攻击建模及输出一致性[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2018, 50(10):95-103.
ZHAO Yushan, HU Changhua, HOU Mingzhe, et al. Modeling and Output Consensus of Master-slave Multi-warhead Coordinated Attack [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2018, 50(10):95-103.
- [23] ABDUL-ADHEEM W R, IBRAHEEM I K, HUMAIDI A J, et al. Model-free Active Input-output Feedback Linearization of a Single-link Flexible Joint Manipulator: an Improved Active Disturbance Rejection Control Approach [J]. Measurement and Control, 2021, 54(5/6):856-871.
- [24] 林显新, 苏茜, 叶城保, 等. 基于 Routh 判据 + 主导极点法在高阶系统中的稳定性研究[J]. 机械传动, 2024, 48(6):35-40.
LIN Xianxin, SU Qian, YE Chengbao, et al. Stability Study of High-order Systems Based on Routh Criterion and Dominant Pole Method [J]. Mechanical Transmission, 2024, 48(6):35-40.

(编辑 胡佳慧)

作者简介: 贾存德, 男, 1994年生, 博士研究生。研究方向为流体传动与控制、工程机械数字孪生与智能控制。E-mail: ysu-jia@qq.com。艾超* (通信作者), 男, 1982年生, 教授、博士研究生导师。研究方向为电液伺服控制系统、流体振动与抑制、智能液压风电、液压元件优化设计。E-mail: aichao@ysu.edu.cn。

本文引用格式:

贾存德, 孔祥东, 李韶光, 等. 高频时变负载下大规模离散系统的双层滑模控制研究[J]. 中国机械工程, 2025, 36(5):911-922.
JIA Cunde, KONG Xiangdong, LI Shaoguang, et al. Research on Double Layer Sliding Mode Control of Large Scale Discrete Systems under High Frequency Time Varying Loads [J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(5):911-922.