

煤矿掘进工作面锚网自动绑扎装置研究

田立勇^{1*} 李鸣昊¹ 于宁¹ 杨秀宇^{1,2}

1. 辽宁工程技术大学机械工程学院, 阜新, 123000
2. 中煤天津设计工程有限责任公司, 天津, 300120

摘要:为提高锚网绑扎效率及质量,设计了一种锚网自动绑扎装置。基于发明问题解决理论对手持执行器、动力驱动装置、软轴传动机构进行了结构设计,并建立了锚网自动绑扎装置的三维模型。建立了无刷直流电机可换向调速控制系统模型,电机响应速度、输出扭矩均满足绑扎需求。分析了软轴扭转角,发现最大扭转角为 49.560° ,电机运行滞后时间为 0.017s 。依据设计参数制作了样机,10组锚网绑扎测试的平均绑扎时间为 1.8s ,装置各机构动作与仿真结果相符。

关键词:锚网支护;无刷直流电动机;软轴;发明问题解决理论

中图分类号:TH122

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.01.025

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Research on Automatic Binding Devices for Anchor Net in Coal Mine Excavation Working Faces

TIAN Liyong^{1*} LI Minghao¹ YU Ning¹ YANG Xiuyu^{1,2}

1. School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin, Liaoning, 123000
2. China Coal Tianjin Design Engineering Co., Ltd., Tianjin, 300120

Abstract: To enhance the efficiency and quality of anchor net binding, an automatic anchor net binding device was designed. Based on TRIZ, the structural design of handheld actuators, power driving devices and flexible shaft transmission mechanism was carried out, and a 3D model of the automatic anchor net binding device was established. A model of a brushless DC motor commutation speed control system was established. It is verified that the motor response speed and output torque meet the binding requirements. Torsion angle of the flexible shaft was analyzed. The maximum torsion angle is as 49.560° , while the motor operation lag time is as 0.017s . A prototype was made based on the design parameters, and the average binding time for 10 sets of anchor net binding tests is as 1.8s . The actions of each mechanism of the device are consistent with the simulation results.

Key words: bolting with anchor net; brushless DC motor; flexible shaft; theory of inventive problem solving (TRIZ)

0 引言

锚网索支护是煤巷目前最有效的支护形式之一^[1]。锚网索支护通过锚网、锚杆与锚索的协调控制来调动围岩的自承载力,强化主动支护对围岩控制效能,切实保障围岩稳定^[2]。锚网作为锚网索支护的主要装置之一,常由人工利用钢筋绑扎钩绑扎,绑扎效率低、稳定性差,直接影响整体支护性能^[3],因此研究矿用锚网自动绑扎装置具有重要意义。

国内外学者对锚网绑扎技术开展了大量研究,设计了一些辅助工具来提高绑扎效率。日本自动机械公司研发的“U-TIER”全自动捆扎机^[4]

可大幅度提高捆扎速度,降低施工成本、减轻劳动强度。霍媛媛等^[5]研制的矿用气动锚网连扣机可绑定2个钢筋锚网,连扣操作方便。王连超^[6]发明的锚网气动连扣机主要部件提高了工作效率,节省了锚网支护材料。储凯煜等^[7]研制的双圈成形气动锚网连扣机避免了人工捆扎造成的绑结不牢缺陷。李晨等^[8]研制的生产线钢筋绑扎装置解决了人工绑扎效率低、施工质量不稳定的问题。利秀芳^[9]发明的全自动绑扎装置可自动完成绑带穿孔、拉紧及裁剪,降低了劳动强度。

现有绑扎装置以自动钢筋捆扎机和气动锚网连扣机为主,绑扎掘进工作面锚网时存在以下问题:①绑扎强度低,受力易失效。气动锚网连扣机将锚网连接位置装订呈环形扣,在受拉力时易开扣失效。②电机驱动功率过高,无法在井下使用。

收稿日期:2024-11-13

基金项目:国家自然科学基金(52174143)

自动钢筋捆扎机电机最大功率超过井下本安型标准,无法使用。③电机壳体较薄,未达到防爆标准。自动钢筋捆扎机的电池仓不满足井下隔爆型要求。④适用性较低。自动钢筋捆扎机、气动锚网连扣机只适用于规格口径连接体的绑扎。

因此,在满足井下安全标准的前提下,研究一种提高绑扎效率、增进绑扎效果的矿用锚网自动绑扎装置是亟须解决的问题。

表1 矛盾分析表

Tab.1 Contradiction analysis table

问题	改善因素	恶化因素	
		可操作性	装置的复杂性
绑扎效率低	自动化程度、生产率	分割原理、嵌套原理、预处理原理、机械系统替换原理	等势原理、转变到新维度原理、中介物原理、机械系统替换原理
绑扎强度低,受力易失效	强度、可靠性	分割原理、合并原理、多用性原理、动态化原理、复合材料原理	分割原理、嵌套原理、部分或超额行动原理、中介物原理
电机驱动功率过高,无法在井下使用	功率、物体外部有害因素作用的敏感性	等势原理、机械系统替换原理、同质性原理、改变特性原理	分割原理、合并原理、多用性原理、有效动作的连续性原理、抛弃和再生部件原理
电机壳体较薄,无法达到防爆标准	结构稳定性、物体外部有害因素作用的敏感性	分割原理、抽取原理、多用性原理、预处理原理、中介物原理	动态化原理、有效动作的连续性原理、中介物原理、自服务原理
适用性较低	适应性及多用性	分割原理、动态化原理、部分或超额行动原理、机械系统替换原理	多用性原理、嵌套原理、反过来做原理、动态化原理、气动或液压结构原理

结合表1得到可解决工程问题的发明原理,结合专业知识和设计经验,将重复度较高的发明

1 锚网自动绑扎装置的方案设计

1.1 基于TRIZ理论的方案分析

通过分析现有绑扎装置的功能及问题,结合发明问题解决理论(theory of inventive problem solving, TRIZ)分析现有绑扎装置用于井下掘进工作面锚网绑扎存在的技术矛盾,结合改善和恶化工程因数,得到矛盾分析表^[10](表1)。

原理用于指导锚网自动绑扎装置的创新设计,制定锚网自动绑扎装置具体设计方案(表2)。

表2 发明原理

Tab.2 Invention principles

发明原理	经典TRIZ释义	具体设计方案
分割原理	将物体分成独立或可拆卸的部分,以便于制造、组装、拆卸、运输、存储。	锚网自动绑扎装置主要由手持执行器、传动软轴、动力驱动装置组成,各部分可单独拆卸、组装,便于井下工人运输及维修。
多用性原理	具有多种功能。	手持执行器设有储丝装置、绑扎机构,可实现自动送丝、切丝、拧丝,无需采用其他装置辅助。
动态化原理	调整性能,在工作的各个阶段达到最优状态。	动力驱动装置壳体采用隔爆处理,满足井下作业要求;内部的PLC控制器可调节电机转速、转向,满足不同粗细、松紧程度的锚网绑扎作业要求。
中介物原理	使用中介物传递或转换能量、信息或物质,以改善性能或降低成本。	井下工作环境复杂,利用传动软轴连接手持执行器与动力驱动装置,可保证动力传输的平稳性;无线方式传输信号满足井下装置本安型要求。
机械系统代替原理	用机械系统代替非机械系统或改变现有机械系统的布局,以提高效率、降低成本或增加灵活性。	新型钢丝绑扎机构代替气动连扣机的气动射钉机构,可极大改善绑扎效果,提高绑扎质量。

1.2 锚网自动绑扎装置总体设计方案

锚网自动绑扎装置由手持执行器、传动软轴、动力驱动装置组成。根据总体设计方案建立锚网自动绑扎装置的功能模型,如图1所示。

动力驱动装置通过软轴与手持执行器相连,输出扭矩,驱动手持执行器运行。手持执行器内部设有绑扎机构。动力驱动装置、手持执行器内部分别设有无线接收板和无线发射板,且无线发射板额定电流小于0.1 A,符合井下设备本安型标准。动力驱动装置壳体采用隔爆处理,内部的PLC可控制电机的转速和转向,适应不同锚网的绑扎。

2 锚网自动绑扎装置的结构设计

2.1 总体结构设计

如图2所示,锚网自动绑扎装置的动力驱动装置外置,软轴连接手持执行器与动力驱动装置。锚网绑扎作业时,单手握持手持执行器工作。

2.2 手持执行器设计

绑扎作业时,手持执行器需输出指定长度的扎丝并切断、拧紧。确定绑扎所需驱动力时,除考虑动作的实现外还要考虑操作产生的振动和惯性,确保绑扎质量。

根据锚网绑扎自动装置的要求和操作步骤,设计手持执行器结构。如图3所示,手持执行器内

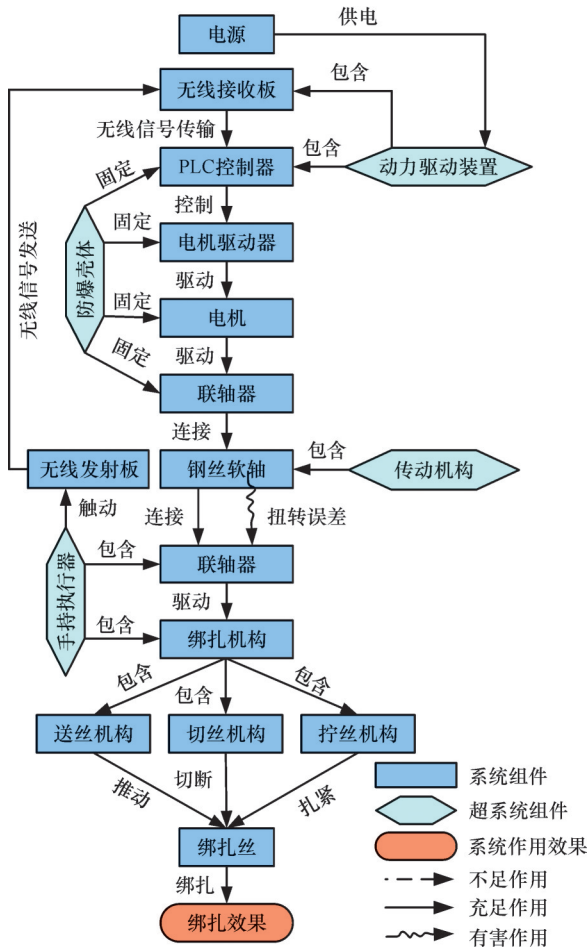


图1 锚网自动绑扎装置功能模型

Fig.1 Function model of anchor net automatic binding device

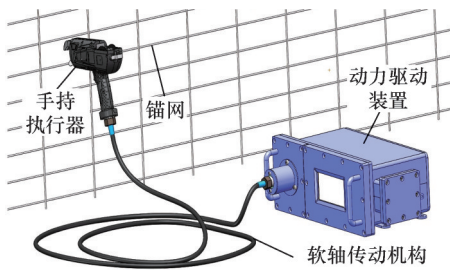


图2 锚网自动绑扎装置整体结构示意图

Fig.2 Schematic diagram of the overall structure of the anchor net automatic binding device

部主要由储料机构、动力传递机构、绑扎机构、无线发射板、发射按钮等组成。手持执行器外壳由阻燃防静电工程塑料注塑加工而成。发射按钮依据人体工程学设计,弹簧管的簧片触点始终处于开启状态。无线发射模块内置于手持执行器,将信号无线发送至动力驱动装置,指挥动力输出,完成动作。储料机构存放扎丝与扎丝盘,利用弹性垫片保证扎丝盘平稳旋转、扎丝稳定输出。动力传递机构接口处设置对接传动软轴的护套螺母,并用圆螺母、联轴器、紧固螺钉固定,防止滑动。

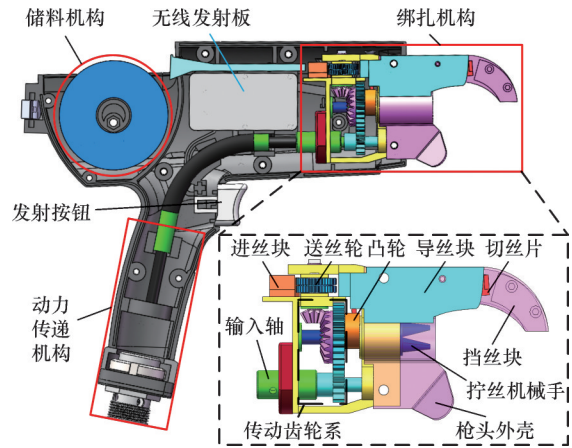


图3 手持执行器结构示意图

Fig.3 Schematic diagram of handheld actuator structure

手持执行器绑扎锚网时,绑扎机构需完成送丝、切丝、拧丝,工作原理如图4所示。

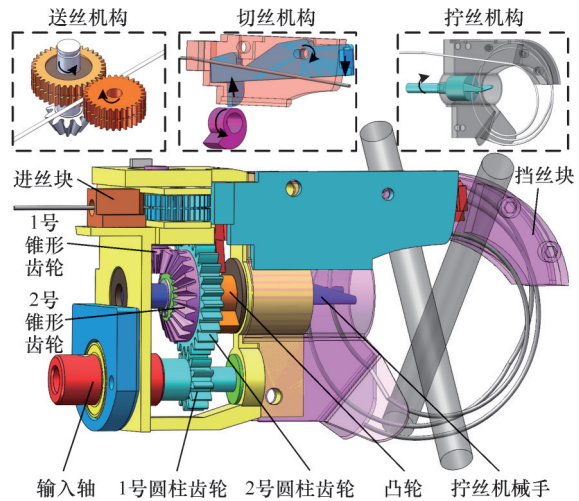


图4 绑扎机构绑扎锚网原理图

Fig.4 Schematic diagram of binding mechanism binding anchor net

1)送丝。电机输出转矩作用下,传动路线为输入轴→1号圆柱齿轮(逆时针旋转)→2号圆柱齿轮(顺时针旋转)→2号锥齿轮→1号锥齿轮→送丝轮。绑扎丝经进丝块进入送丝轮V形凹槽,利用送丝轮旋转产生的摩擦运输绑扎丝。在挡丝块的作用下,绑扎丝被阻挡成圈状,绕过错网的节点并穿过拧丝机械手前端绕爪,形成扎丝圈,从而完成送丝过程。

2)切丝和拧丝。切丝、拧丝同时发生,切丝传动路线为动力驱动装置内部电机→软管传动机构→输入轴→1号圆柱齿轮(顺时针旋转)→凸轮(与1号圆柱齿轮同轴)。凸轮转动推动绑扎机构切丝片切断绑扎丝。拧丝传动路线为1号圆柱齿轮→2号圆柱齿轮→拧丝机械手,旋转扎丝圈。拧丝机械手旋拧角度到达设定值后完成拧丝过程。

2.3 动力驱动装置设计

动力驱动装置设计需要解决如下问题:①在电机额定电流范围内实现电机正反转与稳定的转速输出,计算电机输出角度,补偿软轴产生的扭转角误差,实现精确绑扎。②输出驱动力矩。确定驱动力矩除了考虑手持执行器的绑扎动作外还要考虑软轴旋转过程中摩擦力等产生的能量损失,确保扎丝不会松动与脱落。

动力驱动装置主要由隔爆外壳、控制系统、隔爆法兰、腔体端盖、电缆引入装置、动力驱动机构等组成,如图5所示。

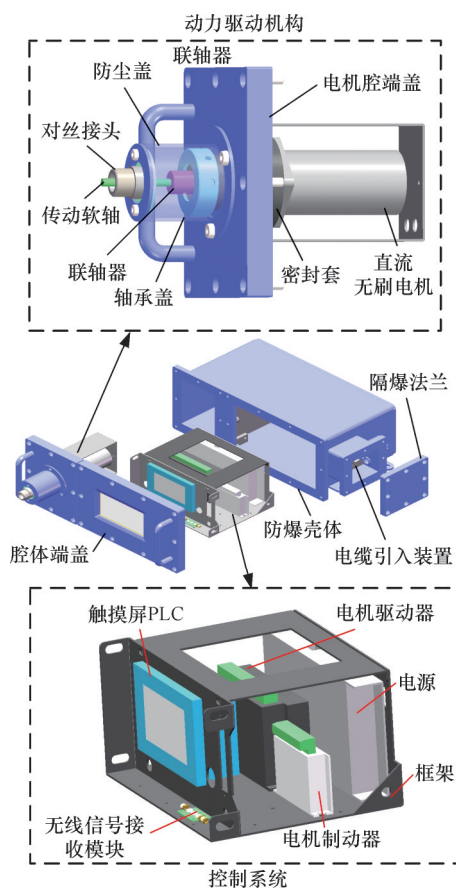


图5 动力驱动装置结构示意图

Fig.5 Schematic diagram of power drive device structure

依据 GB/T3836—2021《爆炸性环境 第2部分:由隔爆外壳“d”保护的设备》,动力输出装置外壳需有足够厚度与强度,隔爆接合面有足够宽度,能承受内部爆炸产生的压力而不损坏,并通过隔爆接合面有效阻止爆炸传播到外部,避免点燃周围爆炸性气体,因此外壳由 Q235 焊接而成。

动力驱动机构由直流无刷电机、密封套、防尘盖等组成。联轴器将传动软轴输入端与电机输出端紧密连接,带动传动软轴旋转,传递驱动力,确保动力输出稳定。针对煤粉、灰尘易侵入驱动机构的问题,结合驱动机构参数设计了防尘盖,以确

保驱动机构稳定工作,保障绑扎工作安全。

控制系统是绑扎装置的核心。控制元器件、触摸屏、PLC、直流无刷驱动器、电机制动器、开关电源等安装在框架上。装好控制系统的框架安装于防爆壳体控制腔。防爆壳体控制腔与电机腔由过墙端子连接,保证各电气元件的爬电距离和电气间隙符合矿用标准要求。

2.4 软轴传动机构设计

软轴传动机构由传动软轴和带压紧螺母的软轴护套组成,如图6所示。传动软轴可在橡胶软轴护套内稳定旋转,通过活动螺母连接动力驱动装置和手持执行器,保证扭矩稳定传输,满足井下不同工况的锚网布置要求。



图6 软轴传动机构结构示意图

Fig.6 Schematic diagram of the structure of the flexible shaft transmission mechanism

3 软轴扭转角的计算及有限元分析

锚网绑扎装置工作过程中,电机启动及换向时软轴会产生一定角度的扭转,导致电机输出的角度无法准确传递到手持执行器,因此需推导传动软轴扭转角并对其进行补偿。

3.1 传动软轴模型参数及扭转角理论计算

传动软轴以一根钢芯为轴,外侧交替缠绕4~12层钢丝^[1]。为方便讨论问题,先以单层传动软轴为研究对象,再推广至多层传动软轴。基于螺旋线参数化计算结果,构建传动软轴的三维模型。根据传动软轴三维建模参数需求,将单层传动软轴螺旋钢丝弹簧展开,如图7所示,并推导单根螺旋钢丝弹簧参数化建模所需的几何参数。

单层传动软轴的螺旋钢丝弹簧节距

$$t_s = \pi D_2 \tan \alpha = Z d \quad (1)$$

式中: D_2 为单层传动软轴中径; α 为螺旋钢丝弹簧旋升角; Z 为螺旋钢丝弹簧根数; d 为单根螺旋钢丝弹簧直径。

螺旋弹簧圈数

$$N = \frac{l \cos \theta}{\pi D_2} = \frac{L_0}{t_s} = \frac{l \sin \alpha}{t_s} \quad (2)$$

式中: θ 为单根螺旋钢丝弹簧扭转变形角度; l 为单根螺旋钢丝弹簧总长度; L_0 为单根螺旋钢丝弹簧自由长度。

螺旋弹簧曲率半径

$$\rho = \frac{D_2}{2 \cos^2 \alpha} = \frac{1}{K} \quad (3)$$

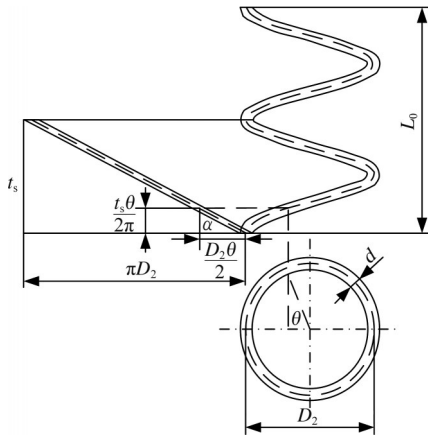


图7 单层传动软轴螺旋钢丝弹簧展开图

Fig.7 Unfolding diagram of single-layer transmission flexible shaft spiral spring

式中: \$K\$ 为螺旋钢丝弹簧曲率。

单层软轴外径

$$D_0 = D_2 + d \quad (4)$$

式中: \$d\$ 为单根螺旋钢丝弹簧直径。

单层软轴内径

$$D_1 = D_2 - d \quad (5)$$

多层传动软轴可视为由多根不同粗细的螺旋钢丝弹簧缠绕组成,如图8所示。根据单层软轴,可推导多层软轴的扭转角与施加扭矩的关系。

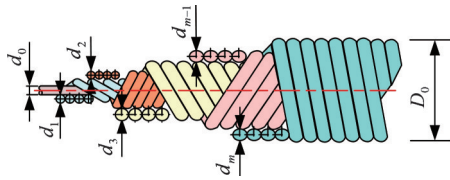


图8 多层传动软轴缠绕机构图

Fig.8 Multi layer transmission flexible shaft winding mechanism diagram

多层传动软轴传递扭转角时,其所受总扭矩为

$$T = \sum_{i=1}^m Z_i T_i \quad (6)$$

式中: \$Z_i\$ 为 \$i\$ 层传动软轴螺旋钢丝弹簧根数; \$T_i\$ 为 \$i\$ 层螺旋钢丝弹簧所受扭矩; \$m\$ 为螺旋钢丝弹簧缠绕层数。

多层传动软轴平稳转动时,各层的扭转变形角度、压并时的自由长度相等,即

$$\theta_1 = \theta_2 = \dots = \theta_m \quad (7)$$

$$Z_1 n_1 d_1 = Z_2 n_2 d_2 = \dots = Z_m n_m d_m = L \quad (8)$$

式中: \$L\$ 为传动软轴压并时自由长度; \$\theta_i\$ 为 \$i\$ 层传动软轴扭转角度; \$n_i\$ 为 \$i\$ 层传动软轴螺旋弹簧圈数; \$d_i\$ 为 \$i\$ 层传动软轴螺旋弹簧直径。

综合式(1)~式(8)可得传动软轴施加扭矩 \$T\$ 时,其端部产生的扭转角度

$$\theta_r = \frac{64L_1 T}{E \sum_{i=1}^m \frac{Z_i^2 d_i^5}{D_{2,i}}} \quad (9)$$

式中: \$E\$ 为软轴弹性模量; \$D_{2,i}\$ 为 \$i\$ 层传动软轴螺旋钢丝弹簧的中径。

3.2 传动软轴扭转角有限元分析

为验证上述公式的正确性,选取直径 6 mm 的传动软轴进行仿真分析。该传动软轴由钢芯和 7 层钢丝扎紧构成。传动软轴长度大于 40 mm 时,软轴的网格数量庞大,导致无法进行后续计算,为分析不同长度软轴的扭矩和扭转角的关系,在不同长度(25、30、35、40 mm)软轴输入端施加不同的扭矩(1、2、3、4、5 N·m),以输入和输出端面圆心为基准点建立同轴向坐标系,固定软轴输出端以保证传动软轴各层并紧。根据输入和输出端面坐标系的转动角度差得到不同工况下的软轴扭转角度,继而推导出实际长度下传动软轴的扭矩和扭转角之间的关系。

根据有限元简化原则,在 Solid Works 中建立模型,实现 Solid Works 与 ANSYS Workbench 的数据连接,自动划分出 71 036 个网格(网格尺寸设置为 0.5 mm)^[12]。软轴材料选用 70 钢(密度为 7.85 g/cm³,弹性模量为 200 GPa,泊松比为 0.3)。

软轴模型钢丝之间的接触为摩擦接触,设置钢丝之间的摩擦因数为 0.1。在软轴输入端施加 3 N·m 扭矩,得到不同长度软轴的等效位移云图(图 9)。

对不同长度软轴输入端分别施加不同扭矩,

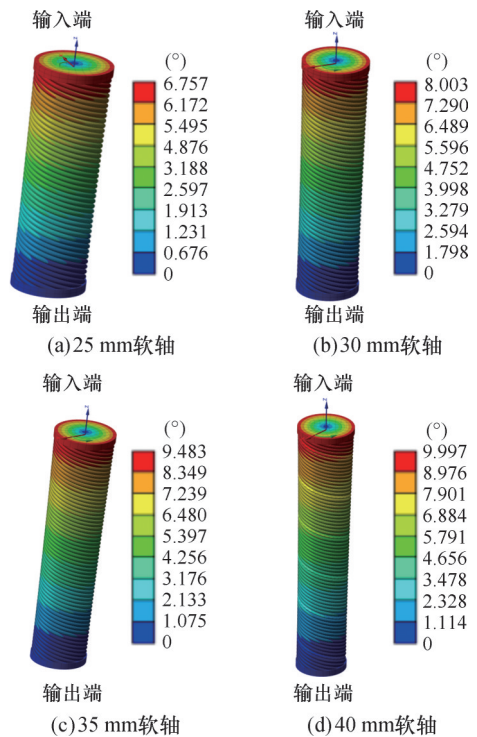


图9 不同长度软轴的等效位移云图

Fig.9 Equivalent displacement cloud chart of flexible shafts with different lengths

得到的扭转角度如表3所示,可知单位长度的传动软轴扭矩与扭转角成线性关系。利用最小二乘法对软轴扭矩与扭转角进行线性拟合,得到拟合后不同长度钢丝软轴扭转刚度。

表3 不同长度软轴在不同转矩下最大扭转角度

Tab.3 Maximum torsion angle of flexible shafts of different lengths under different torques (°)

长度/mm	扭矩/(N·m)					
	0	1	2	3	4	5
25	0	2.253	4.222	6.757	9.009	11.575
30		2.702	5.015	8.003	10.794	13.516
35		3.138	6.310	9.484	12.583	15.747
40		3.619	7.021	9.997	14.327	17.823

由表4数据分析可知,软轴扭转刚度与软轴长度线性相关,对软轴扭转刚度与软轴长度进行线性拟合,得到的线性增益系数为0.09,则软轴扭转角 θ_t 与长度 L 和扭矩 T 的关系式为

$$\theta_t = 0.09LT \quad (10)$$

表4 仿真数据拟合后不同长度钢丝软轴扭转刚度

Tab.4 Torsional stiffness of steel wire flexible shafts with different lengths after fitting simulation data

软轴长度/mm	25	30	35	40
软轴扭转刚度/($^{\circ}$)· N^{-1} · m^{-1})	2.252	2.699	3.146	3.639

4 动力驱动控制系统设计

4.1 动力驱动控制系统的结构

锚网自动绑扎装置动力驱动控制系统的工作原理如图10所示。绑扎机构要满足井下“本安型”与“隔爆型”的要求,电缆在动力驱动控制装置隔爆壳体内连接开关电源。送丝过程时,手持执行器发送的指令被PLC控制器接收后,控制无刷直流电机正向转动及停止复位。切丝、拧丝过程时,PLC控制器控制电机反转及停止复位。

电机控制系统采用双闭环控制结构,控制器通过输入与反馈的差值控制速度环与电流环,控制信号经PWM脉宽调制电路控制电机,见图11。

4.2 无刷直流电机调速控制系统数学模型

无刷直流电机采用三相对称星形无中性线结构,其电压方程为

$$\begin{bmatrix} U_A \\ U_B \\ U_C \end{bmatrix} = \left[R + \frac{d(L-M)}{dt} \right] \begin{bmatrix} I_A \\ I_B \\ I_C \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} E_A \\ E_B \\ E_C \end{bmatrix} \quad (11)$$

式中: U_A, U_B, U_C 分别为电机定子三相绕组的端电压; I_A, I_B, I_C 分别为电机三相绕组的相电流; R, L, M 分别为三相绕组的相电阻、自感和互感; E_A, E_B, E_C 分别为电机三相绕组的反电动势。

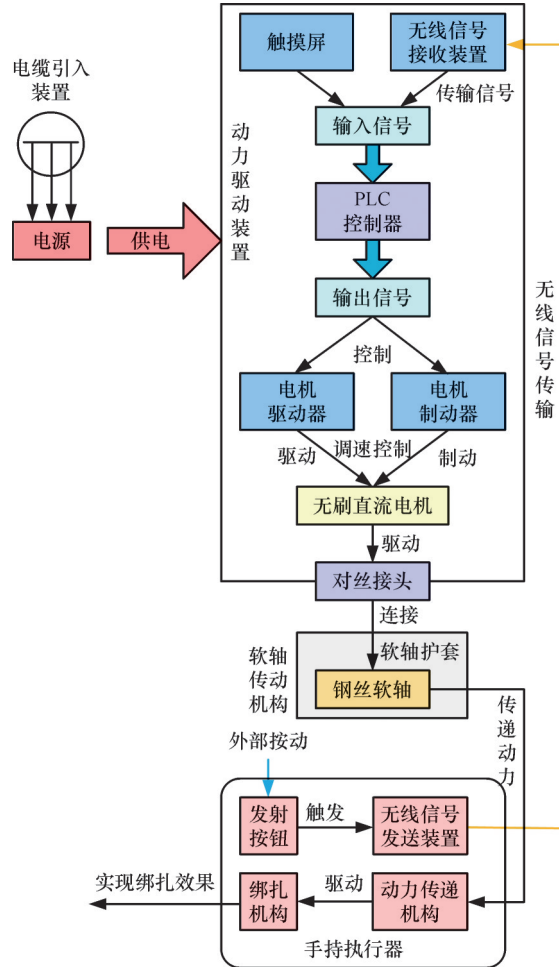


图10 动力驱动控制系统工作原理图

Fig.10 Working principle diagram of power drive control

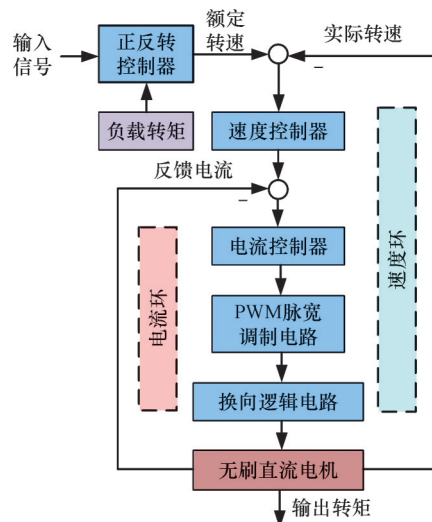


图11 无刷直流电机控制方案

Fig.11 Control scheme for brushless DC motor

定子绕组产生的电磁转矩为

$$T_c = (E_A I_A + E_B I_B + E_C I_C) / \omega = C_m I \quad (12)$$

式中: ω 为电机旋转的机械角速度; C_m 为电机转矩常数; I 为定子方波电流峰值。

电机工作时的运动方程为

$$T_c = T_L + Jd\omega/dt + B_v\omega \quad (13)$$

$$T_L = P_n/n \quad (14)$$

$$B_v = 0.105T_n/n \quad (15)$$

式中： T_L 为负载转矩； J 为电机转子转动惯量； B_v 为电机阻尼系数； P_n 为电机额定功率； T_n 为电机额定转矩； n 为电机额定转速。

拉氏变换后，转子的位置扭角为

$$\theta(s) = \omega/s = 2\pi n/s \quad (16)$$

定子两相间的平均线电压为

$$\theta(s) = 2E_c + 2IR + 2(L-M)I(s) \quad (17)$$

$$E_c = C_e\omega \quad (18)$$

式中： E_c 为电机梯形反电动势峰值； C_e 为电机反电动势系数。

由式(11)~式(18)得到无刷直流电机控制图(图12)。

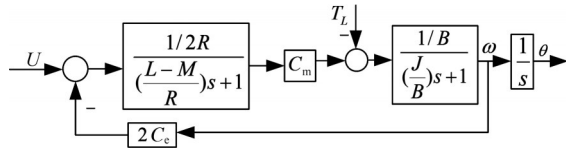


图12 无刷直流电机控制系统方块图

Fig.12 Block diagram of brushless DC motor control system

忽略电机负载，得到电机转子位置与输入线电压之间的传递函数：

$$\frac{\theta(s)}{U(s)} = \frac{H}{s(T_1s^2 + T_2s + 1)} \quad (19)$$

$$H = \frac{C_m}{2RB + 2C_mC_e} \quad T_1 = \frac{JL - JM}{RB + C_mC_e}$$

$$T_2 = \frac{BL - BM + JR}{RB + C_mC_e}$$

4.3 无刷直流电机负载转矩分析

不考虑软轴传动机构内部摩擦时，输入轴的负载转矩即为电机负载转矩。分析输入轴的负载转矩，得到完整的绑扎过程负载转矩曲线。采用SOLIDWorks的motion模块对送丝、切丝、拧丝过程进行运动学仿真，将绑扎丝在输送、切断、旋拧时产生的应力作为输入，仿真得到输入轴的负载转矩。

送丝过程中，输入轴负载转矩主要来自送丝轮、传动齿轮系，对应的负载转矩如图13所示，其中，均值曲线根据时间序列相邻采样点移动平均滤波后的仿真曲线数据绘制，下同。

输入轴产生最大负载转矩为0.09 N·m，随着送丝轮的旋转，绑扎丝经进丝块由储料机构不断送出，进而拖动储料机构内的扎丝盘旋转。随着绑扎丝送出长度增加，所受摩擦阻力变大，阻碍后续绑扎丝持续送出，输入轴输出负载转矩逐渐增大。

对切断过程进行有限元仿真分析，得到切丝

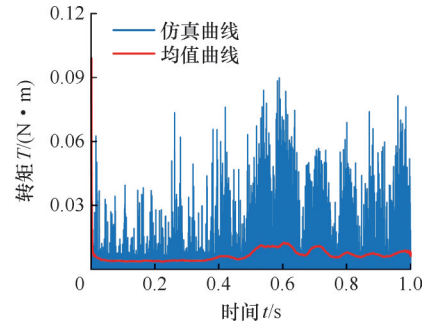


图13 送丝过程输入轴负载转矩曲线

Fig.13 Input shaft load torque curve during wire feeding

片切断绑扎丝时产生的应力，如图14所示。绑扎丝材料选用镀锌钢丝(密度为7.85 g/cm³，弹性模量为206 GPa，泊松比为0.3)，网格尺寸设置为0.1 mm。

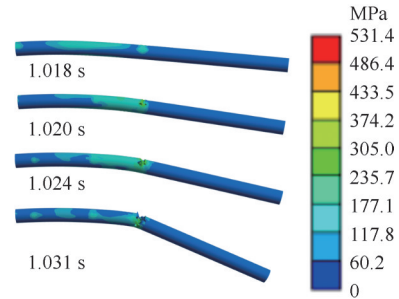


图14 绑扎丝切断过程应力云图

Fig.14 Stress contour of the cutting process of the lashing wire

将切断绑扎丝产生的应力输入仿真模型，得到输入轴的负载转矩曲线，如图15所示。1.000~1.015 s，切丝机构未与绑扎丝接触，输入轴无负载转矩；1.015~1.034 s，切丝机构切断绑扎丝，输入轴负载转矩瞬时达到最大值；1.034~1.040 s，绑扎丝已被切断，切丝片由于惯性继续运行，输入轴负载转矩逐渐减小。

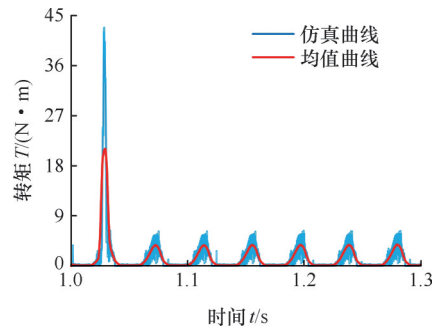


图15 切丝过程输入轴负载转矩曲线

Fig.15 Input shaft load torque curve in the shredding process

拧丝过程中会产生较大的应力。对旋拧过程进行有限元仿真分析，网格尺寸设置为0.1 mm，得到拧丝机械手旋拧扎丝的应力云图(图16)。

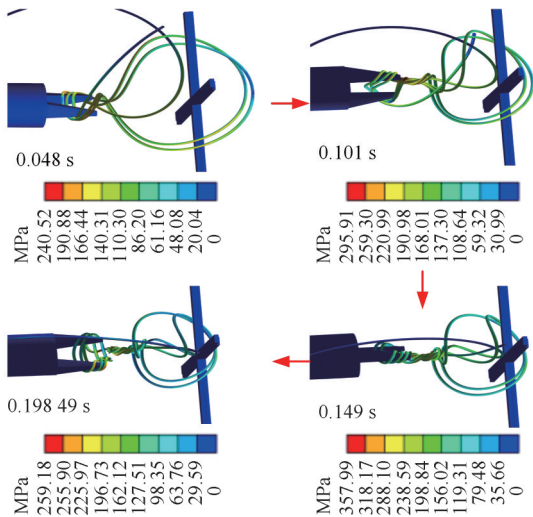


图16 绑扎丝旋拧过程应力云图

Fig.16 Stress contour diagram of the twisting process of the binding wire

将拧丝机械手旋拧绑扎丝的应力输入仿真模型,得到输入轴的负载转矩曲线,如图17所示。1.00~1.30 s,绑扎机构同时切丝、拧丝。切丝过程持续时间较短,切断前后输入轴的负载转矩波动较大。拧丝过程中,输入轴负载转矩先增大后减小,转矩峰值为0.2 N·m。

4.4 电机调速控制系统的仿真分析

根据无刷直流电机调速控制系统方案及无刷直流电机传递函数,建立图18所示的仿真模型。仿真中,电机由24 V直流电源供电,额定功率

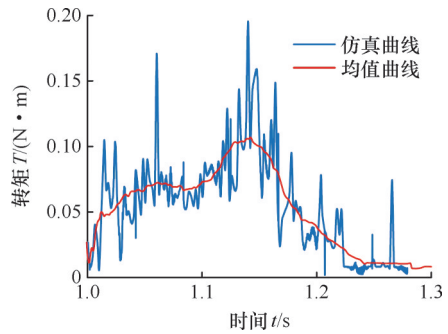


图17 拧丝过程输入轴负载转矩曲线

Fig.17 Torque curve of input shaft load during wire twisting

210 W,额定转速 $n=3000$ r/min,空载转速 $n'=5000$ r/min,定子相绕组的电阻 $R=0.19 \Omega$,相电感 $L=0.43$ mH,额定扭矩 0.7 N·m,额定电流 20 A,空载电流 1.8 A,转动惯量 $J=216.6$ kg·mm²,阻尼系数 $B=0.245$ N·mm·s/rad,极对数 $P=2$ 。传动软轴长 8 m。

电机额定转速下,绑扎锚网一次所需时间为1.330 s。如图19所示,0 s,电机由静止启动;0~0.990 s,电机经0.034 s达到额定转速(正向旋转),绑扎装置实现送丝;0.990~1.021 s,送丝过程结束,电机制动;1.021~1.299 s,电机反向旋转并经0.042 s达到额定转速(反向旋转),完成切丝与拧丝;1.299~1.330 s,切丝、拧丝结束,电机制动至停止。

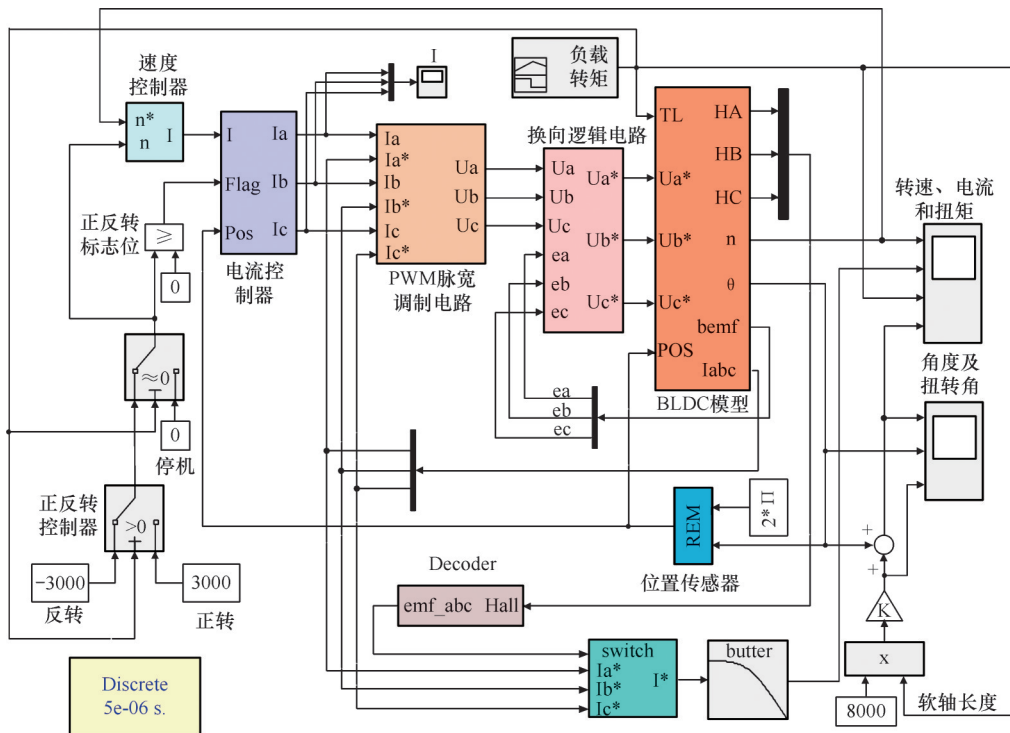


图18 无刷直流电机调速控制系统仿真模型

Fig.18 Simulation model of brushless DC motor speed control system

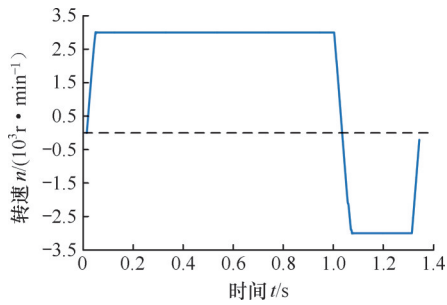


图 19 电机输出转速

Fig.19 Motor output speed

电机输出力矩如图 20 所示,电机在启动及制动的极短时间内,电流的变化幅度较大,产生转矩波动但不会对整个绑扎过程产生明显影响。电机平稳运行时,电机输出的平均力矩大于负载转矩,因此无刷直流电机提供足够的驱动力矩。

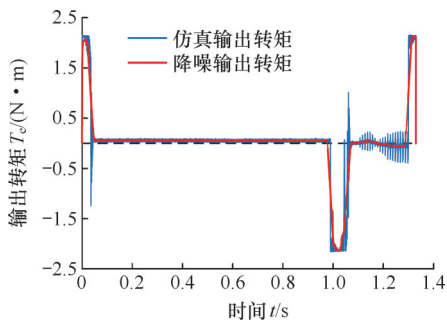


图 20 电机输出力矩

Fig.20 Motor output torque

4.5 误差分析

电机从静止开始启动时,软轴传递动力存在滞后。驱动端输出角度与传动端输出角度如图 21 所示。

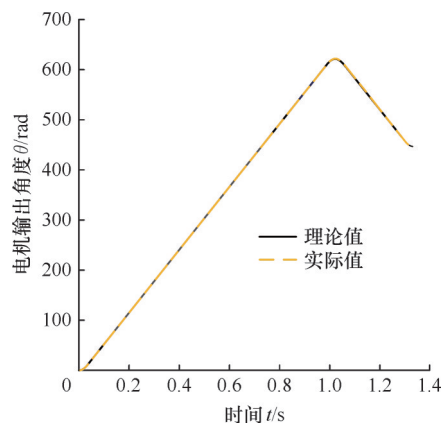


图 21 输出角度对比曲线

Fig.21 Comparison curve of output angle

5 绑扎装置实验研究

锚网自动绑扎装置样机如图 22 所示,实验包括传动软轴扭矩与扭转角关系实验、动力驱动系统实验、绑扎装置的绑扎实验。

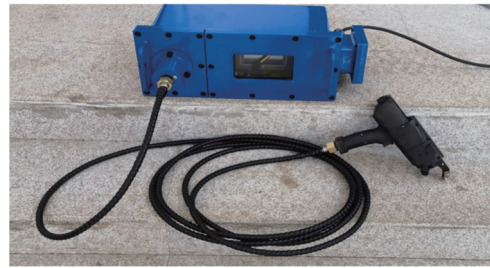


图 22 锚网自动绑扎装置样机

Fig.22 Prototype of anchor net automatic binding device

5.1 传动软轴扭矩与扭转角关系实验

锚网绑扎装置实验平台如图 23 所示,采用动态扭矩传感器测试驱动装置的主轴扭矩和主轴转速。

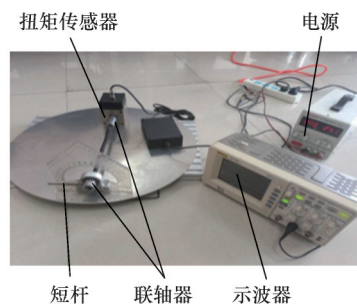


图 23 传动软轴扭矩、扭转角测试平台

Fig.23 Transmission flexible shaft torque and torsion angle testing platform

选用直径 6mm,长度分别为 250、500、750、1000 mm 的软轴进行实验。采用量角器测量扭矩(给定输出扭矩)0.05、0.10、0.15、0.20 N·m 的软轴静态扭转角,得到的软轴扭角与输出扭矩如表 5 所示。分析表 5 所示的实验数据,发现单位长度的软轴扭矩与扭角成线性关系。

表 5 软轴扭转角与输出扭矩实验测试结果

Tab.5 Experimental test results of soft shaft torsion angle and output torque (°)

长度/mm	扭矩/(N·m)				
	0	0.05	0.10	0.15	0.20
250	0	1.1	2.0	3.1	4.0
500	0	1.8	3.9	5.7	7.9
750	0	2.9	5.8	9.1	12.0
1000	0	4.2	7.8	11.9	16.0

线性拟合后,得到不同长度软轴的扭转刚度,如表 6 所示。对软轴的长度与扭转刚度进行线性拟合,得到的实际线性增益系数 0.08 与软轴仿真分析得到的线性增益系数。

绑扎装置工作时,软轴长度为 8m,额定扭矩下的最大扭转角为 51.35°。

5.2 动力驱动系统实验

动力驱动实验平台包含绑扎驱动装置、电源、

表6 实验数据拟合后不同长度钢丝软轴的扭转刚度
Tab.6 Torsional stiffness of flexible steel wire shafts with different lengths after experimental data fitting

软轴长度/mm	250	500	750	1000
软轴扭转刚度/ $((^\circ)\cdot\text{N}^{-1}\cdot\text{m}^{-1})$	20.03	40.15	60.18	80.28

扭矩传感器、传动软轴、示波器、手持执行器,如图24所示,绑扎驱动装置通过扭矩传感器与传动软轴相连。

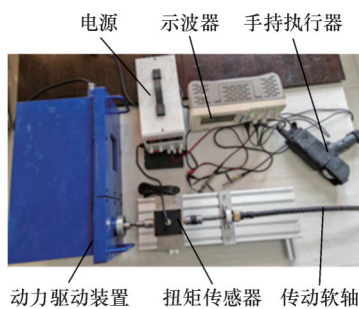
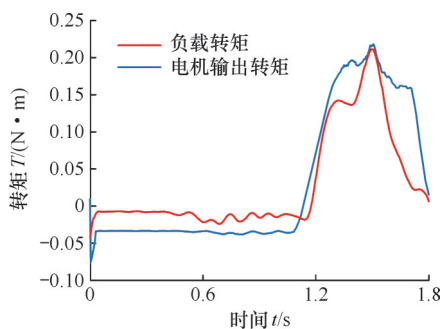
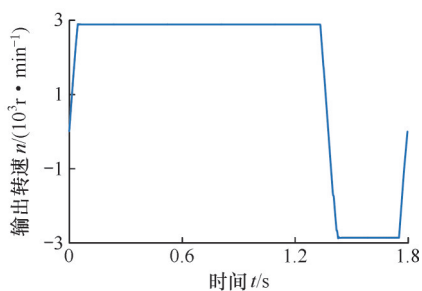


图24 锚网自动绑扎装置实验平台
Fig.24 Anchor net automatic binding device experimental platform

扭矩传感器测量输出轴在整过绑扎过程中的扭矩及转速,对扭矩传感器输出的扭矩和转速数据进行降噪处理,得到整个绑扎过程的扭矩曲线和转速曲线,如图25所示。电机平稳输出时,输出扭矩大于负载扭矩,满足绑扎要求;电机稳定输出转速为2930 r/min,低于仿真的电机稳定输出转速3000 r/min。这是因为电机转子存在摩擦,导致部分能量损失,但转速误差可接受。



(a) 电机输出转矩与负载转矩



(b) 电机输出转速曲线

图25 绑扎实验过程电机扭矩、转速曲线
Fig.25 Torque/speed curve of the motor during the binding experiment process

整个测试过程中,锚网绑扎的有效工作时间为1.8s,电机运行时间的实际值与仿真值的误差约为0.5s。出现0.5s误差的主要原因是电机在启动、正反转切换的实际过渡时间大于仿真值,但误差满足使用需求。

5.3 绑扎装置绑扎工业性实验测试

为验证锚网绑扎效果,进行了锚网绑扎实验测试,如图26所示。实验采用网格尺寸100 mm×100 mm的金属锚网,锚网铁丝直径4 mm。测试时,扎丝出丝3圈,设置扎丝紧固参数后,完成10个扣的绑扎,总用时为30 s,每个扣的实际绑扎时间为1.8s。



图26 锚网绑扎实验测试效果图

Fig.26 Experimental test effect of anchor net binding

对比分析不同绑扎方式的效率和质量。如表7所示,绑扎质量上,人工钢筋绑扎钩和锚网自动绑扎装置绑扎扣的最大可承受拉力为合金锚网扣钉的1.5倍;绑扎效率上,锚网自动绑扎装置的绑扎效率相较于人工至少提高10倍,相较于气动锚网连扣机至少提高5倍。

表7 锚网绑扎效率及绑扎质量参数

Tab.7 Anchor net lashing efficiency and lashing quality parameters

名称	绑扎效率(每扣耗时)/s	绑扎扣最大可承受拉力/N
人工钢筋绑扎钩	20~30	750
气动锚网连扣机	10~12	500
锚网自动绑扎装置	1.8~2	750

5.4 绑扎装置井下绑扎工业性实验测试

为验证锚网自动绑扎装置的井下绑扎效果,进行了锚网绑扎井下实验,如图27所示。在某掘



手持执行器 传动软轴 动力驱动装置

图27 井下锚网绑扎实验测试效果图

Fig.27 Underwater anchor network binding test results

进工作面对铺设的金属锚网连续绑扎10次,绑扎效果与地面实验结果一致,验证了锚网自动绑扎装置的良好性能。

6 结论

1)研究的手持执行器实现了绑扎丝的送丝、切丝、拧丝,可绑扎锚网。

2)通过ANSYS仿真分析了传动软轴的扭矩与扭转角的关系。电机输出扭矩与负载扭矩作用下,传动软轴的最大扭转角为 49.560° ,一次绑扎的滞后总时间为0.017 s(不显著影响绑扎效率)。

3)设计了基于无刷直流电机的驱动控制系统,通过MATLAB软件仿真分析了无刷直流电机的调速控制系统,电机输出转速稳定在额定转速3000 r/min,响应速度、输出转矩均满足锚网自动绑扎装置的需求。

4)制作了实验样机,搭建了传动软轴机构实验平台,测试了传动软轴的扭矩与扭转角。实验证明扭矩与扭转角成线性关系,符合设计要求。对电机输出扭矩和输出转速进行了实验,电机输出扭矩均大于负载扭矩,输出转速稳定为2930 r/min,满足设计要求。

5)现场锚网绑扎实验中,绑扎锚网的平均工作时间为1.8 s,满足用需求。

参考文献:

[1] 孟庆彬,辛学奎,刘滨,等.深井沿空巷道锚网索支护安全评价系统研发及应用[J].采矿与安全工程学报,2024,41(5):946-957.
MENG Qingbin, XIN Xuekui, LIU Bin, et al. Research and Application of Safety Evaluation System for Bolt-mesh-cable Support in the Deep Roadway along Goaf[J]. Journal of Mining & Safety Engineering, 2024, 41(5): 946-957.

[2] 谢正正,张农,韩昌良,等.煤巷顶板厚层跨界锚固原理与应用研究[J].岩石力学与工程学报,2021,40(6):1195-1208.
XIE Zhengzheng, ZHANG Nong, HAN Changliang, et al. Research on Principle and Application of Roof Thick Layer Cross-boundary Anchorage in Coal Roadways[J]. Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering, 2021, 40(6): 1195-1208.

[3] 胡成军,李杰,张坤,等.基于掘锚一体机的快速自动锚网技术研究[J].煤炭科学技术,2024,52(9):103-111.
HU Chengjun, LI Jie, ZHANG Kun, et al. Research on Fast Automatic Net-laying Technology Based on the Auxiliary Drilling and Anchoring Integrated Machine[J]. Coal Science and Technology, 2024, 52(9): 103-111.

[4] 王进,童占荣.“U-TIER”全自动钢筋捆扎机[J].建筑机械,2004(2):43-44.

WANG Jin, TONG Zhanrong. Automatic Rebar Tying Machine “U-TIER” [J]. Construction Machinery, 2004 (2): 43-44.

[5] 霍媛媛,陈忠,于富勇.矿用气动锚网连扣机:CN212884747U[P].2021-04-06.
Huo Yuanyuan, Chen Zhong, Yu Fuyong. Mining Pneumatic Anchor Net Connecting and Buckling Machine: CN212884747U[P]. 2021-04-06.

[6] 王连超.气动锚网连扣机在煤矿快速掘进中的应用[J].中国高新科技,2020(18):66-67.
WANG Lianchao. Application of Pneumatic Anchor Net Coupling Machine in Coal Mine Rapid Driving[J]. China High and New Technology, 2020(18): 66-67.

[7] 储凯煜,江波.一种双圈成型的气动锚网连扣机:CN209892256U[P].2020-01-03.
Chu Kaiyu, Jiang Bo. Double-ring Forming Pneumatic Anchor Net Connecting and Buckling Machine: CN209892256 U[P]. 2020-01-03.

[8] 李晨,汶浩,万健,等.生产线用钢筋自动绑扎装置关键技术研究[J].建筑机械化,2023,44(6):89-91.
LI Chen, WEN Hao, WAN Jian, et al. Research on the Key Technology of Automatic Reinforcement Binding Device for Production Line[J]. Construction Mechanization, 2023, 44(6): 89-91.

[9] 利秀芳.全自动绑扎机:CN218570043U[P].2023-03-03.
Li Xiufang. Full-automatic Binding Machine: CN218570043 U[P]. 2023-03-03.

[10] 崔玉莲,吴纬.基于TRIZ冲突解决原理的产品设计解耦[J].机械设计与研究,2010,26(6):19-22.
CUI Yulian, WU Wei. Application of TRIZ Contradiction Solving Principles in Decoupling of Product Design[J]. Machine Design & Research, 2010, 26(6): 19-22.

[11] 张伟.基于ANSYS Workbench的钢丝软轴的受力仿真与研究[D].太原:山西农业大学,2015.
ZHANG Wei. Based on ANSYS Workb Simulation and Research on the Stress of Steel Wire Flexible Shaft [D]. Taiyuan: Shanxi Agricultural University, 2015.

[12] 田立勇,隋然,宋振铎,等.基于有限元法的固体充填液压支架底座结构参数优化[J].机械设计,2018,35(2):98-104.
TIAN Liyong, SUI Ran, SONG Zhenduo, et al. Structure Optimization for Foundation of Solid Filling Hydraulic Support Based on Finite Element Method[J]. Journal of Machine Design, 2018, 35(2): 98-104.

(编辑 张洋)

作者简介:田立勇*,男,1979年生,教授、博士研究生导师。研究方向为煤矿装备自动化与智能化。发表论文52篇。E-mail:tianliyong@lntu.edu.cn

本文引用格式:

田立勇,李鸣昊,于宁,等.煤矿掘进工作面锚网自动绑扎装置研究[J].中国机械工程,2026,37(1):243-253.

TIAN Liyong, LI Minghao, YU Ning, et al. Research on Automatic Binding Devices for Anchor Net in Coal Mine Excavation Working Faces[J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(1): 243-253.