

文章编号:1671-251X(2019)04-0089-06

DOI: 10.13272/j.issn.1671-251x.2018100080

锚杆预紧扭矩闭环控制装置研究

王坤, 赵澜

(太原理工大学 机械与运载工程学院, 山西 太原 030024)



扫码移动阅读

摘要:针对现有煤矿锚杆预紧扭矩控制装置存在结构复杂、可操作性较差及控制精度较低的问题,设计了一种机械式锚杆预紧扭矩闭环控制装置。该装置通过充液波纹管液体压力的变化来测量齿圈扭矩,并将该压力作用于滑阀,当扭矩达到控制值时滑阀动作,使锚杆预紧回路断开,一个锚杆预紧过程结束。仿真与井下试验结果表明,该装置能有效控制扭矩在480~510 N·m内,响应速度快,可靠性高,控制精度达90%以上;温度、角度对测量结果不产生影响;扭矩倍增器传动效率、减磨垫摩擦因数分别导致控制结果误差为6.2%、10%,应使用摩擦因数较小的减磨垫并定期对扭矩倍增器进行维护。

关键词:锚杆支护;锚杆钻机;预紧扭矩;预紧力;扭矩倍增器;减磨垫;传动效率;摩擦因数
中图分类号:TD353.6 **文献标志码:**A

Research on bolt pretension torque closed-loop control device

WANG Kun, ZHAO Lan

(College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology,
Taiyuan 030024, China)

Abstract: In view of problems of complex structure, poor operability and low control precision of existing bolt pretension torque control device of coal mine, a mechanical bolt pretension torque closed-loop control device was designed. The device measures torque of gear ring by change of liquid pressure of the liquid-filled bellows and acts the pressure on slide valve. When the torque reaches control value, the slide valve can be action and makes the bolt pretension circuit cut off, so as to complete a bolt pretension process. The simulation and underground test results show that the device can effectively control torque within 480-510 N·m with fast response, high reliability and control accuracy of more than 90%. Temperature and angle have no influence on the measurement results. The torque multiplier's transmission efficiency and the friction factor of friction pad lead to the control result error of 6.2% and 10% respectively. The friction pad with smaller friction factor should be used and the torque multiplier should be maintained regularly.

Key words: bolt support; roof bolter; pretension torque; pretension force; torque multiplier; friction pad; transmission efficiency; friction factor

0 引言

目前锚杆支护技术已得到广泛应用,关于锚杆支护已形成了成套的支护理论^[1-2]。预紧扭矩作为锚杆支护的重要参数,其大小直接影响锚杆支护质

量,因此,锚杆支护规范要求其预紧扭矩不能超过相应范围。研究表明,锚杆扭矩过大,会使锚杆杆体受损甚至发生破断,过小不足以达到预紧效果,影响巷道支护质量^[3-5]。由于单个气动锚杆钻机输出扭矩不超过210 N·m,所以,通常在锚杆钻机输出轴连

收稿日期:2018-10-31;修回日期:2019-02-29;责任编辑:张强。

基金项目:山西省重点研发计划项目(201603D121003)。

作者简介:王坤(1993—),男,陕西咸阳人,硕士研究生,研究方向为煤矿巷道支护,E-mail:992843651@qq.com。

引用格式:王坤,赵澜. 锚杆预紧扭矩闭环控制装置研究[J]. 工矿自动化,2019,45(4):89-94.

WANG Kun,ZHAO Lan. Research on bolt pretension torque closed-loop control device[J]. Industry and Mine Automation,2019,45(4):89-94.

是指滑阀阀芯相对于阀套的开启程度,根据滑阀的结构可知,弹簧刚度与压力 P_0 、 P_2 及阀口开度有关,根据力平衡可得

$$\Delta X = X_2 - X_1 \tag{1}$$

$$K = \frac{F}{(X_2 - X_1)} \tag{2}$$

$$F = F_0 - F_2 - f \tag{3}$$

式中: ΔX 为弹簧在力 F_2 作用下的变形量,mm; F_2 为压力 P_2 在 S_2 面上产生的力,N; X_2 为弹簧在力 F_2 作用下的总长,mm; X_1 为弹簧原始长度,mm; K 为弹簧刚度系数, $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$; F 为阀腔内的压差,N; F_0 为压力 P_0 在 S_1 面所产生的力,N; f 为阀芯与阀体腔内摩擦力,N。

表 1 滑阀结构参数

Table 1 Structure parameters of slide valve			
参数	数值	参数	数值
气体密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	1.29	液体密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	1 000
气体体积模量/MPa	100	液体体积模量/MPa	1 500
气源压力/MPa	0.5	黏性摩擦因数	6
阀芯直径/mm	30	限位块质量/kg	0.02
最大流量系数	0.7	阀口开度/mm	5
入射角/ $(^\circ)$	69	弹簧刚度/ $(\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$	12

2.2 波纹管结构参数确定

波纹管作为该装置的主要部分之一,由于其作用是测量齿圈扭矩,并通过液压力表现,且该液压力作用于滑阀,因此,充液波纹管性能关系到整个锚杆扭矩闭环控制装置的可靠性,波纹管参数的确定尤为重要,波纹管主要参数包括内、外直径、壁厚、单波高度等。由于其功能的实现主要靠其自身结构的柔性,但其柔性受到强度与稳定性限制,所以,必须在满足强度的基础上,保证其可靠性^[10-11]。波纹管参数见表 2。

表 2 波纹管参数

Table 2 Parameters of bellows			
参数	数值	参数	数值
波纹管平均直径/mm	23	波纹管波高/mm	4.85
波纹管单层材料壁厚/mm	0.15	轴向允许位移/mm	4.68
波纹管刚度/ $(\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$	10.58	壁厚影响系数	0.22
波纹管外径/mm	28	波纹管计算修正系数	0.25
波纹管内径/mm	18	相对波深系数	34.3
波纹管单波高度/mm	4.5	波纹管层数	1

2.3 温度、角度对充液波纹管灵敏度的影响

波纹管压力值主要取决于内部液体刚度与管壁

刚度值,液体压缩特性对压力值影响较大,线胀系数随温度的变化导致未充液波纹管与充液波纹管液体体积压缩量不同,因此,要考虑温度变化对测量结果的影响。另外,根据施工的实际情况,链条悬挂角度也是该装置控制结果的影响因素,有必要验证链条悬挂角度对测量结果的影响。温度、角度对充液波纹管灵敏度影响的试验结果见表 3。

由表 3 可得,温度变化对波纹管测量结果误差小于 0.01 MPa,相较于整体可忽略不计,波纹管压力、扭矩与砝码质量基本呈线性关系,在倾斜角度为 30° 、 45° 时,理论与试验值基本吻合,且误差均不大于 0.02 MPa,相较于整体测量结果,此误差也可以忽略不计。由此可得,链条悬挂角度对波纹管测量灵敏度亦不产生影响。

表 3 温度、角度对充液波纹管灵敏度影响的试验结果

Table 3 Experiment results of influence of temperature and angle on sensitivity of liquid-filled bellows						
砝码 质量/ kg	齿圈 扭矩/ $(\text{N} \cdot \text{m})$	输出 扭矩/ $(\text{N} \cdot \text{m})$	波纹管压力 (倾斜 30°)/MPa		波纹管压力 (倾斜 45°)/MPa	
			试验值	理论值	试验值	理论值
37.50	225	300	0.12	0.12	0.09	0.10
43.75	262.5	350	0.16	0.17	0.14	0.14
50	300	400	0.21	0.22	0.17	0.18
56.25	337.5	450	0.25	0.27	0.21	0.22
62.50	375	500	0.32	0.33	0.27	0.27
68.75	412.5	550	0.39	0.39	0.31	0.32
75	450	600	0.44	0.46	0.37	0.37
87.50	525	700	0.55	0.56	0.45	0.46
100	600	800	0.66	0.66	0.52	0.54

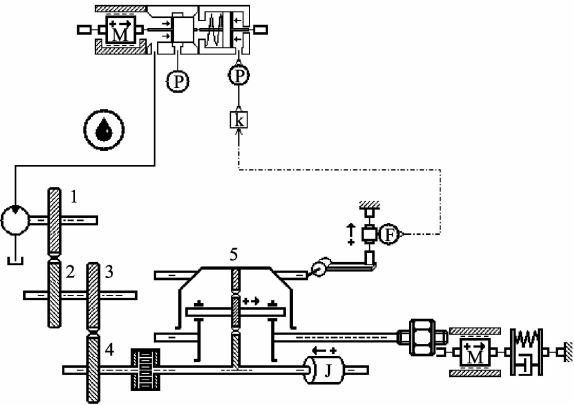
3 装置仿真分析

根据锚杆预紧扭矩控制原理建立其 AMESim 模型^[12-13],如图 3 所示,其中锚杆钻机型号为 MQT130/3.2,扭矩倍增器型号为 ZN-4。

图 3 中,大小齿轮构成锚杆钻机二级减速器,其中,压缩气体带动锚杆钻机齿轮马达产生的扭矩经齿轮轴传输至小齿轮 I,再经大齿轮 I 变速传至小齿轮 II,最后经大齿轮 II 进行二级减速后直接输出给扭矩倍增器,实现扭矩的 4 倍放大。

通过对锚杆预紧扭矩闭环控制装置 AMESim 模型的建立,对该装置控制回路进行仿真,其中滑阀、锚杆预紧扭矩响应曲线如图 4 所示。

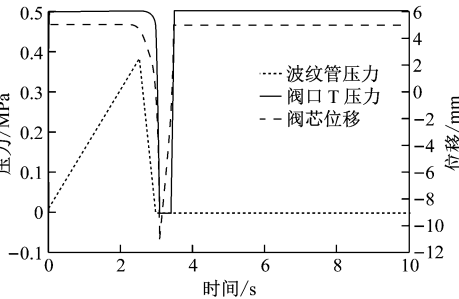
从图 4 可看出,在锚杆预紧过程中,随着负载的增大,螺母扭矩增大,当螺母扭矩达 $500 \text{ N} \cdot \text{m}$ 时,



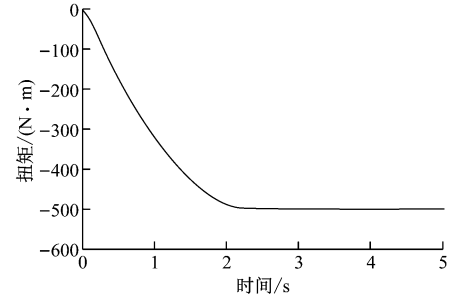
1—小齿轮 I；2—大齿轮 I；3—小齿轮 II；
4—大齿轮 II；5—扭矩倍增器

图 3 锚杆扭矩闭环控制装置 AMESim 模型

Fig. 3 AMESim model of bolt torque closed-loop control device



(a) 滑阀响应曲线



(b) 锚杆预紧扭矩响应曲线

图 4 锚杆预紧扭矩闭环控制装置控制回路仿真结果

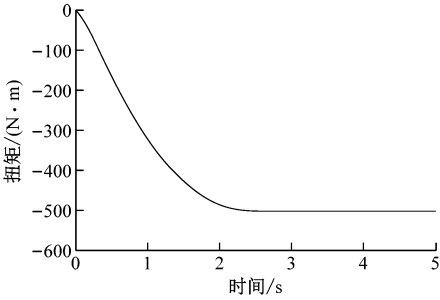
Fig. 4 Simulation results of control circuit of bolt pretension torque closed-loop control device

波纹管压力为 0.38 MPa,达到阀芯开启压力,阀芯开始动作,阀口 A 逐渐关闭,钻机工作气压逐渐减小,波纹管压力亦减小,当阀口完全关闭,即波纹管压力、阀口 T 压力为 0 时,阀芯回到初始位置,锚杆预紧工作结束。螺母扭矩控制在 500 N·m,响应时间小于 0.5 s。

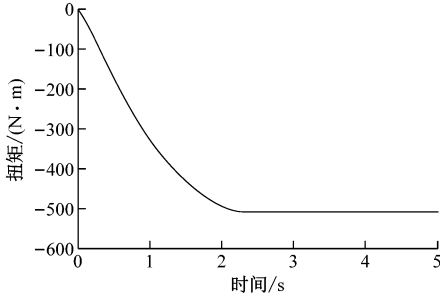
3.1 扭矩倍增器传动效率对控制结果的影响

由于矿井施工环境恶劣,扭矩倍增器齿轮间经常有煤粉进入,使齿轮产生磨损,影响传动效率,所以,有必要分析在不同传动效率下,扭矩控制装置理论控制扭矩与实际扭矩的关系。经试验测得,煤矿

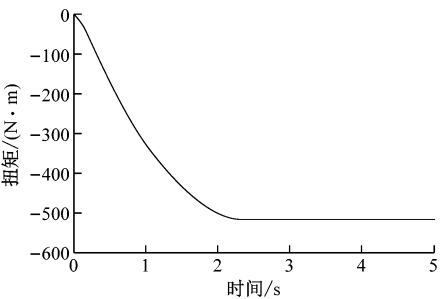
井下使用的扭矩倍增器传动效率为 80%~95%。传动效率分别为 95%,90%,85%,80%时,扭矩倍增器行星架实际输出扭矩如图 5 所示。



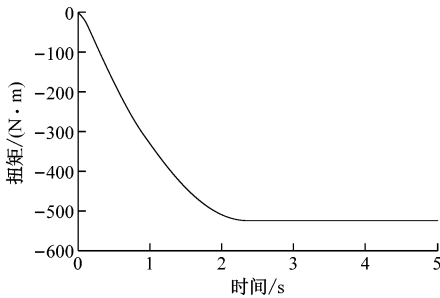
(a) 传动效率为 95%



(b) 传动效率为 90%



(c) 传动效率为 85%



(d) 传动效率为 80%

图 5 传动效率分别为 95%,90%,85%,80%时的
扭矩倍增器行星架实际输出扭矩曲线

Fig. 5 Actual output torque curves of planet carrier of torque multipliers under conditions of transmission efficiency is 95%,90%,85% and 80% respectively

在扭矩倍增器无传动效率损失下,锚杆扭矩闭环控制装置控制锚杆扭矩为 500 N·m。从图 5 可看出,不同传动效率下,扭矩倍增器实际输出扭矩均大于 500 N·m。其中,传动效率分别为 95%,

90%,85%,80%时,对应行星架实际输出扭矩 507,514,522,531 N·m,因此可得,扭矩倍增器有传动效率损失下,通过扭矩控制装置控制扭矩会产生误差,最大误差为 6.2%,虽然该误差不会对锚杆预紧效果产生影响,但考虑到装置的可靠性,应定期对扭矩倍增器进行维护,以达到最理想的控制结果。

3.2 减磨垫摩擦因数对控制结果的影响

为增大施工机具提供的预紧扭矩,通常在锚杆螺母与球垫之间加入减磨垫,但是,随着锚杆预紧过程的进行,减磨垫表面摩擦状态发生改变,即摩擦因数增大,产生了摩擦扭矩,使得施工机具施加在锚杆螺母上的实际扭矩减小,因此,有必要分析不同摩擦因数的减磨垫与螺母的扭矩关系,减磨垫摩擦因数分别为 0.1,0.2,0.3 时螺母扭矩如图 6 所示。

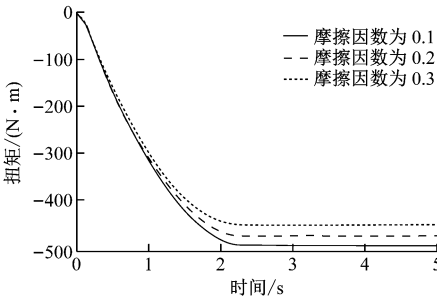


图 6 减磨垫摩擦因数分别为 0.1,0.2,0.3 时的螺母扭矩
Fig. 6 Torque of nut under conditions of friction coefficient of friction pad is 0.1,0.2 and 0.3 respectively

由图 6 可看出,随着摩擦因数增大,曲线越来越偏离 500 N·m,且摩擦因数分别为 0.1,0.2,0.3 时,对应螺母扭矩分别为 495,476,450 N·m,而扭矩控制装置理论控制扭矩为 500 N·m,因此,减磨垫摩擦因数对控制结果产生了一定的影响,造成控制结果误差,且当摩擦因数为 0.1,0.2,0.3 时,产生的误差分别为 1%,4.8%,10%,因此,应使用摩擦因数较小的减磨垫。

4 井下现场试验分析

为验证锚杆预紧扭矩闭环控制装置的可靠性,在某煤矿 25 专用回风巷进行了井下现场试验,并通过扭矩扳手(精度为 10 N·m)对预紧扭矩进行检验,测得减磨垫摩擦因数为 0.1,扭矩倍增器传动效率为 90%,试验数据见表 4。

由表 4 可看出,该装置控制扭矩在 480~510 N·m 内,虽较理论值 500 N·m 稍有偏差,但相对于整体结果影响甚小。造成此误差的原因有扭矩倍增器传动效率、减磨垫摩擦因数及扭矩扳手的测量精度。

表 4 锚杆预紧试验数据
Table 4 Bolt pretension test data N·m

序号	扭矩	序号	扭矩	序号	扭矩	序号	扭矩
1	510	11	500	21	500	31	500
2	500	12	500	22	510	32	500
3	480	13	510	23	500	33	500
4	510	14	490	24	500	34	480
5	490	15	500	25	500	35	510
6	500	16	480	26	510	36	500
7	500	17	490	27	490	37	500
8	510	18	490	28	490	38	510
9	490	19	500	29	500	39	500
10	500	20	510	30	5 000	40	490

综上可看出,该锚杆预紧扭矩闭环控制装置能有效控制锚杆扭矩,响应时间快、精度高,对整个锚杆支护具有重要意义。

5 结论

- (1) 通过温度、角度试验表明,锚杆预紧扭矩闭环控制装置环境适应性强,温度、角度对波纹管灵敏度均不产生影响。
- (2) 通过某煤矿井下现场试验结果表明,锚杆预紧扭矩闭环控制装置能有效控制扭矩在 480~510 N·m 内。
- (3) 锚杆预紧扭矩闭环控制装置可靠性高、响应快,控制精度达 90%以上。
- (4) 扭矩倍增器传动效率、减磨垫摩擦因数对控制结果产生了影响,控制结果误差分别为 6.2%、10%左右。

参考文献(References):

[1] 康红普,王金华. 煤巷锚杆支护理论与成套技术[M]. 北京:煤炭工业出版社,2007.

[2] 康红普. 我国煤矿巷道锚杆支护技术发展 60 年及展望[J]. 中国矿业大学学报,2016,45(6):1071-1081.

KANG Hongpu. Sixty years development and prospects of rock bolting technology for underground coal mine roadways in China[J]. Journal of China University of Mining & Technology, 2016, 45(6): 1071-1081.

[3] 王颂华. 锚杆索支护性能关键影响因素井下试验研究[J]. 能源与环保,2017,39(2):129-132.

WANG Songhua. Experimental study on key influencing factors of bolt and cable supporting performance in coal mine [J]. China Energy and

Environmental Protection,2017,39(2):129-132.

[4] 王强,吴拥政. 煤矿井下锚杆预紧力控制研究[J]. 煤炭科学技术,2011,39(1):29-32.

WANG Qiang, WU Yongzheng. Study on bolt pre-tension control in underground mine [J]. Coal Science and Technology,2011,39(1):29-32.

[5] 吴拥政. 锚杆杆体的受力状态及支护作用研究[D]. 北京:煤炭科学研究总院,2009.

[6] 王岩,储江伟. 扭矩测量方法现状及发展趋势[J]. 林业机械与木工设备,2010,38(11):14-18.

WANG Yan, CHU Jiangwei. Current status and development trend of torque measuring methods[J]. Forestry Machinery & Woodworking Equipment, 2010,38(11):14-18.

[7] 胡德福. 应变式扭矩传感器的设计技术[J]. 船舶工程,2011,33(4):96-99.

HU Defu. Design of the strain torque sensor[J]. Ship Engineering,2011,33(4):96-99.

[8] 孟宗,刘彬. 回转机械扭矩实时监测系统的研究[J]. 仪器仪表学报,2005,26(增刊 1):38-39.

MENG Zong, LIU Bin. Research on torque real time monitoring system of rotary machine [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument,2005,26(S1):38-39.

[9] 王登泉,杨明,叶林,等. 非接触式旋转轴扭矩测量现状[J]. 电子测量技术,2010,33(6):8-12.

WANG Dengquan, YANG Ming, YE Lin, et al. Study of non-contact torque measurement of rotating shaft[J]. Electronic Measurement Technology,2010, 33(6):8-12.

[10] 万宏强,汪亮,刘扬,等. 基于 ANSYS 的 U 型波纹管参数计算与分析[J]. 西安工业大学学报,2008, 28(2):123-128.

WAN Hongqiang, WANG Liang, LIU Yang, et al. Geometric parameter calculation of the U-shaped bellows based on ANSYS [J]. Journal of Xi'an Technological University,2008,28(2):123-128.

[11] 万宏强,汪亮. 低温环境下波纹管的轴向刚度计算[J]. 机械强度,2009,31(5):787-790.

WAN Hongqiang, WANG Liang. Finite element calculation to bellows' axial stiffness on cryogenic environment [J]. Journal of Mechanical Strength, 2009,31(5):787-790.

[12] 刘昕晖,陈晋市. AMESim 仿真技术在液压系统设计分析中的应用[J]. 液压与气动,2015(11):1-6.

LIU Xinhui, CHEN Jinshi. Application of AMESim in the design and analysis of hydraulic system [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics,2015(11):1-6.

[13] 张宪宇,陈小虎,何庆飞,等. 基于 AMESim 液压元件设计库的液压系统建模与仿真研究[J]. 机床与液压, 2012,40(13):172-174.

ZHANG Xianyu, CHEN Xiaohu, HE Qingfei, et al. Modeling and simulation research of hydraulic system based on hydraulic component design library of AMESim [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2012, 40(13):172-174.