

岩心钻机液压钳盘式刹车卷扬机的研发与应用

王 龙, 白祖卫

(陕西西探地质装备有限公司, 陕西 西安 710089)

摘要:传统机械立轴式钻机主卷扬具备自由落钩性能、下放钻具快的优点,但存在带式石棉刹车不耐磨、摩擦系数低、操作费力、灵敏度不高、散热性能不好、高温使用性能不好、下降到孔口安全距离不好控制等缺点。全液压动力头钻机用主卷扬采用液压系统流量控制提升与下降速度,孔口安全距离较好控制,通过液压系统强制散热,散热性能良好,但不具备自由落钩功能。为此研发了一种全液压岩心钻机用液压盘钳式刹车卷扬机,其能够在以上 2 种工作方式中自由切换,并且解决了带式石棉刹车不耐磨、摩擦系数低、操作费力、灵敏度不高、散热性能不好、高温使用性能不好等问题。

关键词:全液压岩心钻机;卷扬机;盘式刹车

中图分类号:P634.3 **文献标识码:**A **文章编号:**1672-7428(2015)08-0063-05

Development and Application of Hydraulic Calipers Disc Brake Winch/WANG Long, BAI Zu-wei (Shaanxi Xitan Geological Equipment Co., Ltd., Xi'an Shaanxi 710089, China)

Abstract: The master winch of traditional spindle mechanical drilling machine has both the advantages of hook free-falling and rapid drilling tools lowering and the disadvantages of low abrasion resisting of belt asbestos braking, low friction coefficients, difficult operation, low sensitivity, poor heat dissipation, poor high temperature property and difficult safety control for drilling tools assembling and disassembling. For the master winch of full-hydraulic dynamic head drill, the elevating speed is controlled by the flow of hydraulic system, the safety of drilling tools assembling and disassembling is easily guaranteed, and the cooling forced by hydraulic system is also good. A hydraulic winch of full-hydraulic core drill is developed; the above problems of the master winch of traditional spindle mechanical drilling machine are solved by hydraulic pressure.

Key words: full-hydraulic core drill; winch; disc brake

1 概述

目前我国岩心钻探领域普遍采用的钻机主要有 2 种,机械立轴式钻机和全液压桅杆动力头式钻机。机械立轴式钻机主卷扬具备自由落钩性能、下放钻具快的优点,但存在带式石棉刹车不耐磨、摩擦系数低、操作费力、灵敏度不高、散热性能不好、高温使用性能不好、下降到孔口安全距离不好控制等缺点。全液压动力头钻机用主卷扬采用液压系统流量控制提升与下降速度,孔口安全距离较好控制,通过液压系统强制散热,散热性能良好,但不具备自由落钩性能,存在提下钻具速度慢的缺点。我公司在 XDL-1800 型全液压岩心钻机上首次研发液压盘钳式刹车卷扬机,能够在以上 2 种工作方式中自由切换,并且采用盘钳式刹车解决了带式石棉刹车不耐磨、摩擦系数低、操作费力、灵敏度不高、散热性能不好、高温使用性能不好等问题。该卷扬机在深孔钻进时可采用自由落体下放钻具,风冷盘散热,如果温度过高

可以马上切换到液压系统流量控制下放钻具的方式,通过液压系统散热,这时盘式刹车停用刹车盘温度不再升高。能够有效提高下放钻具的速度,采用比例阀刹车、操控性能和安全性能得到有效改善。风冷盘与刹车钳表面经过特殊工艺处理,解决了在野外潮湿、多盐环境中工作容易生锈的问题。

2 液压钳盘式刹车卷扬机总体结构

岩心钻机液压盘式刹车装置,包括定轴轮系传动行星式卷扬机、提升制圈、风冷刹车盘、刹车钳、提升钳、安全钳、钳架及液压控制系统。卷扬机滚筒一端由螺栓固定连接风冷刹车盘。提升制圈与卷扬机内游星轮架相连,其提升制圈外周缘设有提升钳,风冷盘外周缘设有刹车钳与安全钳,提升钳、刹车钳与安全钳装在钳架上,钳架固设于钻机机架上。

3 液压钳盘式刹车卷扬机工作原理

卷扬机采用行星式定轴轮系传动,卷筒与内齿圈固定连接。卷筒一端安装风冷盘,提升制圈与游星轮架相连,液压马达驱动卷扬机轴旋转,卷扬机轴

可带动中心齿轮旋转,中心齿轮与游星齿轮啮合,游星齿轮带动内齿圈旋转,内齿圈与卷筒固定连接。风冷盘与卷筒固定连接。提升制圈与游星轮架固定连接。具体结构见图1。

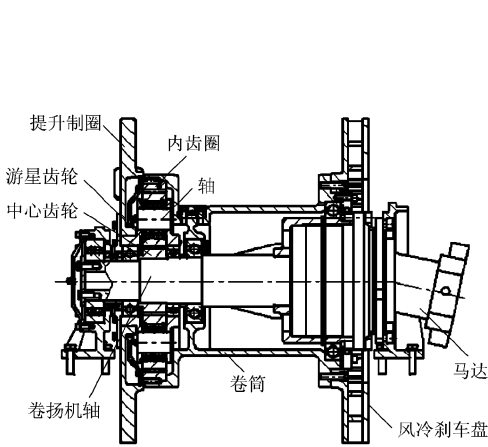


图1 盘钳式刹车卷扬机示意图

可实现以下功能。

(1) 提升钻具: 当提升钳抱紧提升制圈, 同时松开工作钳与安全钳, 游星轮与轴不能绕卷扬机轴公转, 在转动的中心轮驱动下, 游星轮绕其自身轴自传, 并带动内齿圈及卷筒缠绕钢绳, 提升钻具。

(2) 驻车制动: 安全钳抱紧风冷盘, 松开刹车钳、提升钳。卷筒与内齿圈被抱死, 卷扬机停止升降。

(3) 下降钻具, 同时松开提升钳、刹车钳、安全钳, 在钻机的自重作用下下降钻具, 此过程中可用刹车钳点动控制, 实现可以控制自由下落。

(4) 液压流量控制提升下放钻具。

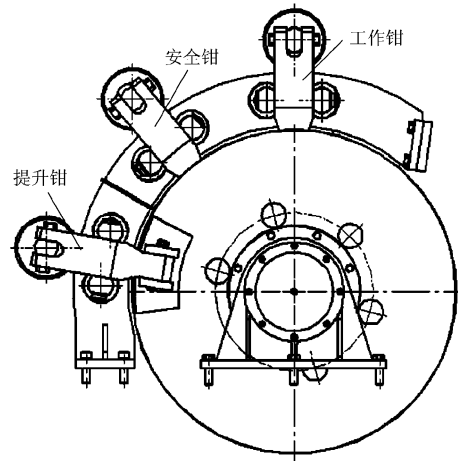
(5) 盘钳式刹车控制下放钻具。

(6) 紧急刹车时刹车钳与安全钳同时工作。

4 刹车钳与提升钳的结构与工作原理

4.1 刹车钳的结构与工作原理

图2为岩心钻机液压盘式刹车装置的刹车钳示意图。刹车钳主要由两刹车块、两钳体、两销轴Ⅰ、两杠杆、两支杆、两销轴Ⅱ、四半圆挡圈、工作缸、两销轴Ⅲ、四调节螺栓、两复位弹簧等组成。两杠杆的下端销轴Ⅲ与工作油缸的缸体和活塞连接, 两销轴Ⅲ对应的两端之间各设有一复位弹簧, 复位弹簧为拉伸弹簧。当由进油口充入工作缸油压后, 缸体和活塞之间产生相对位移, 推动杠杆下端以销轴Ⅱ为



支点向外移动, 使两杠杆下端之间距离加大。同时, 两杠杆上端刹车块组件的两刹车块之间距离缩小, 使刹车块与风冷刹车盘或提升制圈相贴合产生摩擦力, 摩擦力矩足够大时就刹住风冷刹车盘或提升制圈, 使其停止转动。工作缸充入油压力越大产生的摩擦力矩就越大, 刹车力就越大。松刹时, 泄掉充入工作缸的油压, 在复位弹簧的作用下, 工作缸复位, 刹车块与刹车盘脱离接触, 松开刹车。

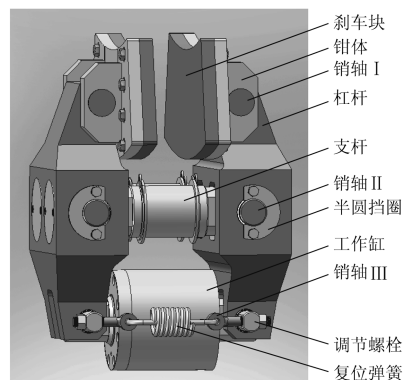


图2 刹车钳结构示意图

4.2 安全钳结构与工作原理

安全钳主要用于驻车制动与紧急刹车, 当出现紧急事故紧急停车时, 安全钳紧急刹车, 以免钻具下落造成孔内事故。主要由常闭式内置碟簧组(也可使用氮气弹簧)的单作用油缸、杠杆机构和刹车块组成, 其结构及工作原理参见图3。

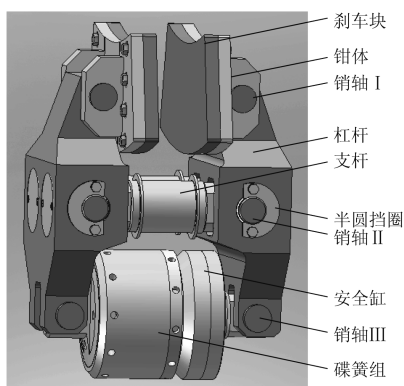


图3 安全钳结构示意图

安全钳的工作原理与工作钳相反。安全钳主要由两刹车块、两钳体、两销轴 I、两杠杆、两支杆、两销轴 II、四半圆挡圈、一安全缸、两销轴 III、内置碟簧组等组成。其工作过程是:安全缸的油口注入油压,油压进入活塞移动压缩碟簧组,这时,连接安全缸和杠杆的两销轴 III 之间的距离缩短,杠杆以中部销轴 II 为杠杆支点,使杠杆下端的两刹车块之间的距离增大,即刹车间隙增大。使刹车间隙达到设定值,这时闭式安全钳处于松刹状态;当油压由安全缸的油口泄掉后,碟簧被释放,两杠杆上端朝相反方向移动,两杠杆上端之间距离减小,刹车块和刹车盘贴合,实现刹车。刹车力的大小取决于碟簧组的设计。随着刹车次数的增加,刹车块磨损间隙增大了。超过设定值后会影响刹车的灵敏度和效能,甚至发生故障。所以要及时调整刹车间隙,以保证刹车的灵敏度和可靠性。

5 相关计算

重物质量 $m = 13 \times 10^3$ kg,总行程为 10 m,自由下降 6 m,要求在最后 4 m 内把重物完全制动。钢丝绳直径 $d = 22$ mm,滚筒直径 $D_{\text{滚}} = 420$ mm(绞车滚筒平均工作直径 $D_m = 501.579$ mm),刹车盘直径 $D_{\text{刹}} = 880$ mm,刹车片内圆弧半径 $R_1 = 330$ mm,外圆弧半径 $R_2 = 435$ mm,夹角 $\theta = 30^\circ$ 。

5.1 计算下降到 6 m 时末速度 v_t

$$v_t = v_0 + gt$$

式中: v_0 ——重物自由下降时的初速度,取 0; g ——重力加速度,取 9.8 m/s^2 ; t ——重物自由下降 6 m 所需的时间,由 $s = at^2/2$,得 $t = 1.107$ s; s ——重物自由下降的距离,取 6 m。

计算得重物在下降 6 m 位置时的速度 $v_t = v_0 +$

$$gt = 9.8 \times 1.107 = 10.85 \text{ m/s}。$$

5.2 钢丝绳的拉力

在刹车钳的制动作用下,重物作减加速运动,行程 $s = 4$ m,此时末速度 $v_t = 0$ 。

刹车时间 t :

$$t = \frac{2s}{v_t + v_0} = \frac{8}{10.85} = 0.737 \text{ s}$$

式中: s ——重物作减速运动的行程,取 4 m; v_0 ——重物作减速运动时的初速度,取 10.85 m/s ; v_t ——重物作减速运动 4 m 后的末速度,取 0。

加速度 a :

$$a = \frac{v_t - v_0}{t} = \frac{0 - 10.85}{0.737} = -14.72 \text{ m/s}^2$$

钢丝绳的拉力:

$$\begin{aligned} F &= m(g + a) \eta_1 \eta_2 \varepsilon \\ &= 10 \times 10^3 \times (9.8 + 14.72) \times 0.7 \times 0.97 \times 0.97 \\ &= 161.496 \times 10^3 \text{ N} \\ &= 161.496 \text{ kN} \end{aligned}$$

(此处为减加速度,同时重力加速度作用,此时绳拉力为此加速度和与质量乘积)

式中: ε ——浮力系数,取 0.7; η_1 ——滑轮效率,取 0.97; η_2 ——绞车效率,取 0.97。

5.3 钻具下放力矩

$$M_j = \frac{FD_m}{2} = \frac{161.496 \times 501.579}{2} = 40501.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.4 刹车盘的有效摩擦半径 R_e

$$\begin{aligned} R_e &= \frac{2\theta}{3\sin \frac{\theta}{2}} \times \left[1 - \frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)^2} \right] \times \frac{R_1 + R_2}{2} \\ &= \frac{2 \times 30 \times \pi}{3 \times 180 \times \sin 15^\circ} \times \left[1 - \frac{330 \times 435}{(330 + 435)^2} \right] \times \frac{330 + 435}{2} \\ &= 390 \text{ mm} \end{aligned}$$

5.5 制动力矩

摩擦系数 $\mu = 0.4$,工作钳个数 $n_{\text{工}} = 2$,安全钳个数 $n_{\text{安}} = 1$,刹车安全系数 $\beta = 1.5$,增力系数 $\zeta = 1.115$,工作钳正压力 N_g :

$$4R_e N_g \mu = \beta M_j$$

$$N_g = \frac{\beta M_j}{4R_e \mu} = 97.36 \text{ kN}$$

工作钳所需油压 P :

$$\frac{\pi D^2}{4} \times P = \frac{N_g}{\zeta}$$

$$P = \frac{4N_g}{\pi \zeta D^2} = \frac{4 \times 97360}{\pi \times 110^2} = 9.19 \text{ MPa}$$

当系统压力为9 MPa时,制动力矩 M_j :

$$\begin{aligned} M_j &= \frac{\pi \zeta D^2 \mu P}{2000} \\ &= \frac{\pi \times 110^2 \times 1.115 \times 0.4 \times 800 \times P}{2000} \\ &= 61034 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

由计算结果可看出,很小的压力下可以得到比较大的制动力矩,与带式刹车相比,操控更可靠,更省力。

5.6 发热计算

应符合热平衡通式:

$$Q \leq Q_1 + Q_2 + Q_3$$

我们采用铜基粉末冶金制动衬垫,提高许用温度来解决制动散热问题。

(1)制动器3 h下放1500 m钻具(提升设备)的发热量 Q :

$$\begin{aligned} Q &= [m_1 g s \eta + \frac{1.2 J n^2}{182.5}] Z_0 A \\ &= [m g s \eta + \frac{1.2 J_{eq} n^2}{182.5}] Z_0 A \\ &= [13000 \times 9.80665 \times 10 \times 0.97 + \frac{1.2 \times 381.7112 \times 117^2}{182.5}] \\ &\quad \times 40 \times \frac{1}{1000} \\ &= 50839.03 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

式中: m_1 ——平均提升质量, $m_1 = m = 13000 \text{ kg}$;
 g ——重力加速度,取 9.80665 m/s^2 ; s ——平均制动行程,取 4 m ; η ——机械效率,取 0.97 ; J ——总的转动惯量, $J = J_{eq} = 381.7112 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; n ——转速,因为 $6 \text{ m}/1.107 \text{ s} = 325 \text{ m/min}$ 、 $L = \pi D_0 = 2.76 \text{ m}$ 、所以 $325/2.76 = 117 \text{ r/min}$; Z_0 ——每小时制动次数,此处假设只下放1200 m钻具,1200 m/10 m = 120根,120根/3 h = 40根/h,即40次/h; A ——热功当量,取 $1/1000 \text{ kJ}/(\text{N} \cdot \text{m})$ 。

(2)刹车盘3 h的辐射散热量 Q_1 :

$$\begin{aligned} Q_1 &= (\beta_1 A_1 + \beta_2 A_2) [(\frac{T_1}{100})^4 - (\frac{T_2}{100})^4] \\ &= (5.4 \times 0.7825 \times 2 + 18 \times 0.4326 \times 2) [(\frac{773}{100})^4 - (\frac{308}{100})^4] \\ &= 41807.6 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

式中: β_1 ——制动盘光亮表面的辐射系数,取 $5.4 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$; A_1 ——制动盘光亮表面的面积, $A_1 = 2\pi(R^2 - r^2) = 2\pi(0.375^2 - 0.24^2) = 0.7825$

m^2 ; β_2 ——制动盘暗黑表面的辐射系数,取 $18 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$; A_2 ——制动盘暗黑表面的面积, $A_2 = 2\pi r^2 + \pi D b = 2\pi 0.24^2 + \pi 0.75 \times 0.03 = 0.4326 \text{ m}^2$;
 T_1 ——热力学温度, $T_1 = 273 + t_1 = 273 + 500 = 773 ^\circ\text{C}$; t_1 ——摩擦材料的许用温度,取 $500 ^\circ\text{C}$; T_2 ——热力学温度, $T_2 = 273 + t_2 = 273 + 35 = 308 ^\circ\text{C}$; t_2 ——周围最高环境温度,取 $35 ^\circ\text{C}$ 。

(3)每小时自然对流散热量 Q_2 :

$$\begin{aligned} Q_2 &= a_1 A_3 (t_1 - t_2) (1 - J_c) \\ &= 20.9 \times 0.8332 \times (500 - 35) \times (1 - 0.025) \\ &= 7611.6 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

式中: a_1 ——自然对流系数,取 $20.9 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$; A_3 ——制动盘光亮表面及圆环面扣除摩擦材料遮挡的散热面积, $A_3 = A_1 + \pi D b - 0.0318 = 0.8332 \text{ m}^2$; J_c ——工作率, $J_c = S_g/S_z = 5.42/90 = 0.06$; S_g ——制动时间, $S_g = 10 \text{ m}/1.844 \text{ m/s} = 5.42 \text{ s}$; S_z ——一个周期总时间, $S_z = 40 \text{ 根/h} = 1.5 \text{ min/根} = 90 \text{ s/根}$ 。

(4)每小时强迫对流散热量 Q_3 :

$$\begin{aligned} Q_3 &= a_2 A_4 (t_1 - t_2) J_c \\ &= 42.22 \times 0.8532 \times (500 - 35) \times 0.025 \\ &= 418.757 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

式中: a_2 ——强迫对流系数, $a_2 = 25.7 v^{0.73} = 25.7 \times 2.25 \times 0.73 = 42.22 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$; v ——散热圆环面的圆周速度,自由下落至制动结束平均速度 $v = 1.844 \text{ m/s}$; A_4 ——制动盘光亮表面及圆环面的散热面积, $A_4 = A_1 + \pi D b = 0.8532 \text{ m}^2$ 。

(5)热平衡通式验算:

其发热量应符合热平衡通式 $Q \leq Q_1 + Q_2 + Q_3$ 的要求。根据以上的计算可知, $Q = 50839.03 \text{ kJ/h}$, $Q_1 = 41807.6 \text{ kJ/h}$, $Q_2 = 7611.6 \text{ kJ/h}$, $Q_3 = 418.757 \text{ kJ/h}$ 。 $Q_1 + Q_2 + Q_3 = 49837.357 \text{ kJ/h}$ 。

也就是说 $Q > Q_1 + Q_2 + Q_3$,不满足于 $Q \leq Q_1 + Q_2 + Q_3$ 。

上述结果可以看出下放1200 m钻具的发热量大于刹车盘的散热量,此时剩余300 m钻具就可以采用液压流量控制下放模式,在这里我们设计刹车盘采用风冷结构,散热面积增加一倍,确保散热性能更好,更安全。

与传统带式刹车相比,在极端条件下,深孔频繁提下钻时,盘钳式刹车散热更好,刹车片与带式石棉

刹车带比耐热温度更高,更安全。

6 试验应用情况

我公司配备液压盘钳式卷扬机的全液压岩心钻机于 2011 年 9 月试制完成,于 2012 年 3 月 9 日在陕西榆林横山县赵石畔井田(煤田勘查)进行生产试验,勘查区位于鄂尔多斯盆地之次级构造单元陕北斜坡中南部,4 月 5 号完成,终孔深度 532.3 m。

2012 年 5 月至今配有该液压盘钳式卷扬机的钻机在青海格尔木市夏日哈木矿区进行铜多金属矿勘查,该矿区地处柴达木盆地西南缘。该地地层较煤系地层相对坚硬,钻机至今一直正常使用,取得了良好的效益。虽然与传统带式刹车相比制造成本比较高,但是从施工安全性与节省人工上更具有优势,未来可以完全取代传统带式刹车,经济效益会更好。

7 结语

传统立轴式钻机卷扬机具备自由落钩的性能,但是深孔下放钻具可控性较差,抱闸式刹车带容易磨损,更换麻烦,且卷筒易发热,安全性降低,易造成事故。

现有其他厂家的全液压岩心钻机用卷扬机依靠液压马达驱动卷筒正反转来实现下放钻具,其优点

是速度可控,安全性高,但是下钻效率低。

我公司研发的液压盘钳式卷扬机,同时具有以上 2 种卷扬机的优点,比传统立轴式钻机用卷扬制动力矩更大,制动反应时间更短,可以实现自由落钩,并且在制动发热过高时,可以采用液压马达驱动卷筒转动,实现下放速度可控,避免制动盘温度过高产生的不安全隐患。

参考文献:

- [1] 戴圣海,彭儒金,邱华,等. XY-44AT 型塔机一体钻机的研制与应用[J]. 探矿工程(岩土钻掘工程),2015(4):37-39.
- [2] 彭儒金,戴圣海,邱华,等. XY-6B 型岩心钻机的研制与应用[J]. 探矿工程(岩土钻掘工程),2012,39(9):59-61.
- [3] 刘文超. 岩心钻机卷扬机的优化设计[J]. 地质装备,2013,(8).
- [4] 武汉地质学院,等. 岩心钻探设备及设计原理[M]. 北京:地质出版社,1980.
- [5] 成大先. 机械设计手册(第五版)[M]. 北京:化学工业出版社,2009.
- [6] 王助成,等. 有限单元法基本原理和数值方法[M]. 北京:清华大学出版社,1997.
- [7] 谢作水. 结构优化设计概论[M]. 北京:国防工业出版社,1997.
- [8] 超祥,叶修梓. Solid Works Simulation 基础教程[M]. 北京:机械工业出版社,1980.

(上接第 62 页)

表 1 24-12X 孔实际定向与终孔测井数据对比

序号	孔深/ m	定向数据		测井数据		备注
		顶角/(°)	方位/(°)	顶角/(°)	方位/(°)	
1	300	1.76	295	1.75	297	开始造斜
2	320	3.56	202	3.6	203.6	
3	350	6.8	180	6.8	182	
4	400	13.35	182	13.5	182	
5	450	20.52	182	20.6	180	
6	500	27.8	182	28	182	
7	550	35	182	34.8	182.4	

无法从小通孔钻杆内腔下入及在钻井液实现电信号可靠连接的技术难题,与传统小口径单点定向比具有:定向精度高、可靠性好,可实时监测等优点。无需更换大直径钻具就可实现随钻受控定向钻进,降低了施工成本,减轻了劳动强度。

(2)操作方便,易于推广应用。

(3)可安全实现连续定向,实时监控,更方便单

点定向测量操作。

参考文献:

- [1] 赵金洲,张桂林. 钻井工程技术手册[M]. 北京:中国石化出版社,2005.
- [2] 江天寿,周铁芳. 受控定向钻探技术[M]. 北京:地质出版社,1994.
- [3] 张锡濂. 小口径定向钻井钻进[J]. 国外地质勘探技术,1981,(1):53.
- [4] 王斗秋. 小口径可控定向钻进工艺技术设计与初步实践[J]. 探矿工程,1982,(6):16-17.
- [5] 黄才启,刘良根. 小口径可控定向钻进工艺技术设计与初步实践[J]. 探矿工程(岩土钻掘工程),2009,36(S1).
- [6] 藏德福. 湿接头和无电缆存储式测井在页岩井中的应用[J]. 测井技术,2014,38(2).
- [7] 王达,何远信,等. 地质钻探手册[M]. 湖南长沙:中南大学出版社,2014.
- [8] 魏树林,谢同礼. 定向斜孔钻探施工技术[J]. 中小企业管理与科技(下旬刊),2010,(5).