

# 新型连续油管钻井反向螺旋电控液动转向器研制

吴应麟, 姚史灿, 王重洋, 李焕松

重庆科技大学石油与天然气工程学院, 重庆

收稿日期: 2024年10月18日; 录用日期: 2024年11月25日; 发布日期: 2025年1月8日

## 摘要

在油气田开发与生产的过程中, 连续油管钻井作为一种可内置电缆进行井下双向通电通讯的易于实现井下自动化的小井眼前沿钻井技术, 被广泛应用于油气井开窗侧钻、老井加深、死井复活、径向射孔等钻井领域, 在国内外具有广泛的应用前景。然而, 由于连续油管在井下作业过程中不能旋转, 只能通过井下转向器实现定向, 转向器作为连续油管钻井定向工具要保证钻具工具面的调整, 实现连续油管定向钻井。该连续油管转向器外径95.25 mm, 工作最大扭矩882.57 N·m, 单次转动角度为1°, 精度可达±0.5°, 且验证了该连续油管钻井反向螺旋电控液动转向器在刚性条件下通过性满足设计要求。因此, 该连续油管钻井反向螺旋电控液动转向器的研制可对连续油管钻井提供技术支撑。

## 关键词

连续油管, 反向螺旋, 输出扭矩, 通过性

# Research and Development of a New Reverse Spiral Electro-Hydraulic Steering Device for Coiled Tubing Drilling

Yinglin Wu, Shican Yao, Chongyang Wang, Huansong Li

School of Petroleum Engineering, Chongqing University of Science and Technology, Chongqing

Received: Oct. 18<sup>th</sup>, 2024; accepted: Nov. 25<sup>th</sup>, 2024; published: Jan. 8<sup>th</sup>, 2025

## Abstract

In the process of oil and gas field development and production, continuous tubing drilling is a small frontier drilling technology that is easy to implement automation underground by installing cables

文章引用: 吴应麟, 姚史灿, 王重洋, 李焕松. 新型连续油管钻井反向螺旋电控液动转向器研制[J]. 矿山工程, 2025, 13(1): 18-27. DOI: 10.12677/me.2025.131004

for bidirectional electrical communication. It is widely used in the drilling fields of window sidetracking of oil and gas wells, deepening of old wells, resurrection of dead wells, and radial perforation, and has a broad application prospect both at home and abroad. However, since continuous tubing does not rotate during underground operation, it can only be directed underground through a downhole steering device. The downhole steering device, as a directional tool for continuous tubing drilling, must adjust the tool face to ensure continuous tubing directional drilling. The outer diameter of the continuous tubing steering device is 95.25 mm, the maximum torque during operation is 882.57 N·m, the single rotation angle is 1°, and the accuracy can reach  $\pm 0.5^\circ$ , which verifies that the trafficability of the continuous tubing directional drilling reverse spiral electric-hydraulic steering device meets the design requirements in rigid conditions. Therefore, the development of the continuous tubing directional drilling reverse spiral electric-hydraulic steering device can provide technical support for continuous tubing drilling.

## Keywords

Coiled Tubing, Reverse Spiral, Output Torque, Trafficability

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

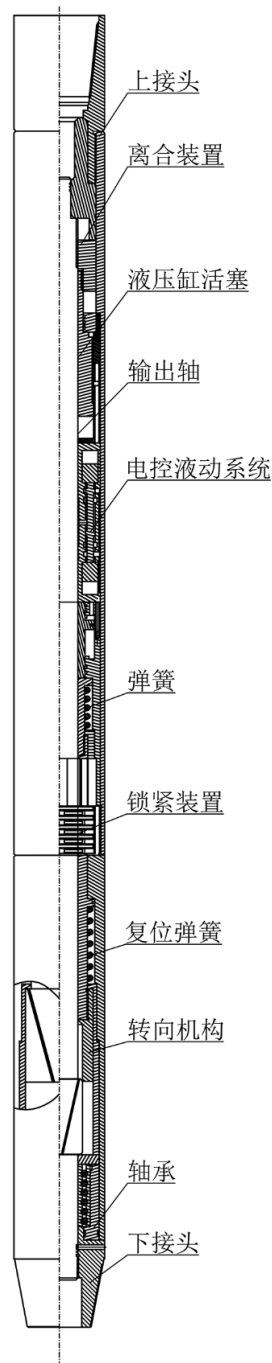
连续油管钻井被广泛用于石油与天然气行业钻井领域，多用于油气井开窗侧钻、老井加深、死井复活、径向射孔等钻井领域。

由于连续油管钻井与常规钻井不同，常规钻井一般通过两种方式实现井下定向，一是操作人员通过驱动转盘或顶驱旋转钻杆带动井下定向工具实现井下定向，二是转动底部钻具组合使钻具工具面达到设计角度，而连续油管本身不能旋转，只能通过转向器改变工具面角度旋转导向工具实现井下定向。因此，转向器成为了连续油管钻井过程中不可或缺的核心工具。通过对国内外转向器的使用情况进行调研分析，从结构上可以大致分为三类：液控液动转向器、电控液动转向器、电控电动转向器和液压转向器[1]。目前，国外大多采用电控电动转向器和电控液动转向器，而国内连续油管转向器研究起步较晚，在研的大多为液控液动转向器，目前还处于试验阶段，没有成熟的液控液动转向器，对于电控液动转向器的研发还处在起步阶段。因此，笔者设计了一款反向螺旋电控液动转向器，该转向器由三部分组成，包括机械系统、电控液动系统和定向机构系统，克服了液控液动转向器定向精度低的缺点；以内置液压油为主要驱动，内外高压流体为辅助驱动，采用前端和后端双向锁止的结构，提高了工具的可靠性以及工具的精度，降低了成本。

## 2. 技术分析

### 2.1. 总体结构设计

连续油管定向钻井钻具组合主要为钻头 + 弯接头 + MWD + 螺杆马达 + 转向器 + 非旋转接头 + 连接器 + 连续油管[2]。连续油管反向螺旋转向器结构如图1所示，总体结构主要包括三部分，机械系统、电控液动系统和转向机构，上接头主要通过连续油管连接器与连续油管相连，离合装置用于对输出轴的锁紧与松开，电控系统主要用于控制三位四通阀以及内部流道的开关，锁紧装置主要控制下部转向机构的锁紧与松开，下接头用于连接稳定器、螺杆马达、LWD 或 MWD、钻头等钻具或捞筒、捞锚等修井工具。



**Figure 1.** Structural schematic diagram of the reverse spiral electric-hydraulic steering device for coiled tubing drilling  
**图 1.** 连续油管钻井反向螺旋电控液动转向器结构示意图

**2.2. 工作原理**

当钻井过程中，井眼轨迹需要发生调整时，通过地面设备发送控制指令，电控液压系统接收到信号驱动三位四通阀打开流道，内置液压缸液压油泵入机械结构流道中，为避免内置液压油与内外高压流体相混合，中间采用油膜将其隔开，驱动转向机构中输出轴旋转，从而改变下部钻具组合工具面的方位。与此同时，连接于输出轴的角度测量仪器会实时将旋转角度的信息传输到地面设备，以便反馈相关数据。

### 2.3. 技术参数

转向器工具外径：95.25 mm；长度：1384 mm；转向控制方式：通过地面设备发送指令控制内置液压缸控制转向机构正转和锁止；转向精度： $\pm 0.5^\circ$ ；数据传输方式：电缆有线传输。

## 3. 转向器力学承载性能计算

### 3.1. CTD 排量范围

井壁稳定下钻井液 CTD 最大环空返速[3]：

$$v_{\max} = 0.0051 \left[ \frac{20451Kn^{0.387}}{\left( \frac{D-d}{2.54} \right)^n \rho_m} \right]^{\frac{1}{2-n}} \quad (1)$$

携岩 CTD 最小环空返速：

$$v_{\min} = \frac{0.0142d_s(\rho_s - \rho_m)^{\frac{2}{3}}}{\rho_m^{\frac{1}{3}}\mu^{\frac{1}{3}}} \quad (2)$$

井壁稳定下最大和最小环空流量为：

$$Q_{\max} = 2.5\pi(D^2 - d^2)v_{\max} \quad (3)$$

$$Q_{\min} = 2.5\pi(D^2 - d^2)v_{\min} \quad (4)$$

式中， $K$  为稠度系数，取 0.55 Pa·s， $n$  为流指系数，无因次，取 0.5； $\mu$  为塑性粘度，取 11 Pa·s； $D$  为井眼直径，cm； $d$  为 CTD 直径，cm； $\rho_s$  为岩屑密度，g/cm<sup>3</sup>； $\rho_m$  为钻井液密度，g/cm<sup>3</sup>。

当  $D = 11.43$  cm， $d = 8.89$  cm， $\rho_m = 1.2$  g/cm<sup>3</sup>， $\rho_s = 2.5$  g/cm<sup>3</sup>， $d_s = 10$  mm，取最小环空  $v_{\min} = 1.0$  m/s，初步确定排量范围 4.05 L/s~7.48 L/s。同时，根据螺杆马达参数：流量 5.0~13.3 L/s，转速 140~380 rpm，马达压降 5.2 MPa，额定扭矩 1920 N·m。最终确定 CTD 排量范围为 5.0 L/s~7.48 L/s。

### 3.2. 螺纹参数的确定

在机械传动中螺纹多为梯形螺纹，该转向器内外螺旋副也可采用较为常见的 30° 牙型的梯形螺纹；对于滑动螺旋而言，螺杆和螺母需要受到较大的剪切应力和受拉压应力，在材料的选择上需要足够的拉剪强度和抗拉强度以及耐磨性。对于内外螺旋副而言，内螺旋副采用抗剪强度较高的 45CrNiMoVA，包括中间转向套筒和输出轴部分，且需要将内螺旋副采用 860℃ 淬火和 460℃ 回火处理以保证强度需要和稳定性。外螺旋副中的外层套筒以及中间转向套筒螺母采用耐磨性较好的 ZcuSn10Pb1。两种材料力学性能参数如下表 1 所示。

**Table 1.** Mechanical properties of materials

**表 1.** 材料力学性能

材料	抗拉强度 $\sigma_b$ (MPa)	屈服点 $\sigma_s$ (MPa)
45CrNiMoVA	1470	1330
ZcuSn10Pb1	360	170

该电控液动转向器内外螺旋副中输出轴只用于传递转矩，因此可以利用扭转强度公式来进行螺纹的公称直径的估算：

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_j}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1.2 \times 340 \times 10^6}{3.14 \times 0.6 \times 1/4 \times 1330}} = 21.8(\text{mm}) \quad (5)$$

式中，

$T_j$ ——计算扭矩(N·m)， $T_j = K \cdot T$ ， $K$ 为修正系数， $K = 1.2$ ， $T$ 为负载最大扭矩；

$[\tau]$ ——需用剪切应力(Pa)；许用剪切应力取  $0.6 \times 1/4$  倍的屈服强度值。

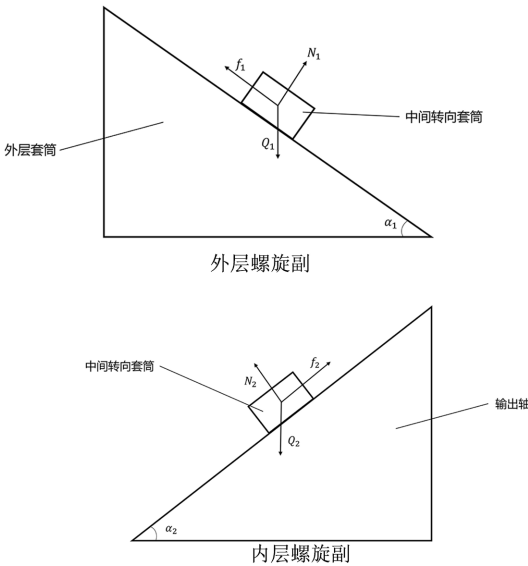
确定公称直径  $d = 51.25 \text{ mm}$ ，螺距为  $3 \text{ mm}$ ，中间转向套筒位移行程  $x = 50 \text{ mm}$ ，因此螺旋各参数初步确定如下表 2 所示。

**Table 2.** Internal and external spiral sub-thread parameters

**表 2.** 内外螺旋副螺纹参数

参数名称	代号	计算公式	计算值	
			内螺旋副	外螺旋副
外螺纹大径	$d$		51.25	70
螺距	$p$		3	3
外螺纹中径	$d_2$	$d_2 = d - p \times 0.6495$	49.30	68
螺旋升角	$\alpha$		30	30
螺旋线数	$N$	$N = \frac{\pi \cdot d_2 \tan \alpha}{p}$	29	40
导程	$L$	$L = N \times p$	87	120
最大转角	$\theta$	$\theta = \frac{2\pi x}{L}$	$3.6^\circ$	$2.6^\circ$

### 3.3. 输出扭矩计算



**Figure 2.** Force diagram of internal and external spiral pairs  
**图 2.** 内外螺旋副受力图

该反向螺旋电控液动转向器采用双层螺旋花键反向布置, 结构分为外层套筒、中间转向套筒和输出轴。外层螺旋的导程大于内层螺旋[4]。螺杆和中间转向套筒上螺母的轴向力  $Q$  被集中在中径  $d$  的一小段螺纹上, 同时可以将中间套筒上的螺母简化为一个滑块, 又因螺旋线可以在平面上简化成斜直线, 螺纹可沿着中径圆柱面展开成连续的斜面, 将中间转向套筒与螺旋副的运动简化为螺母沿斜面的滑动, 斜面的倾斜角度等于螺旋升角角度[5]。反向螺旋花键传动示意图如图 2 所示。

从受力图 2 可知, 施加在螺母上的液压力  $Q_1$ 、 $Q_2$  必须克服外层螺旋副和内层螺旋副的正向压力  $N_1$ 、 $N_2$  的垂向分力和摩擦力  $f_1$ 、 $f_2$  的垂直分力, 才能将中间转向套筒的轴向运动转换为输出轴的周向旋转运动。

通过静力平衡原理有:

$$Q_1 = N_1 \cos \alpha_1 + N_1 \mu_1 \sin \alpha_1 \quad (6)$$

$$Q_2 = N_2 \cos \alpha_2 + N_2 \mu_2 \sin \alpha_2 \quad (7)$$

内外螺旋副中中间转向套筒、输出轴旋转的扭力为:

$$T_1 = N_1 \cdot \sin \alpha_1 - N_1 \cdot \mu_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (8)$$

$$T_2 = N_2 \cdot \sin \alpha_2 - N_2 \cdot \mu_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (9)$$

$d_1$ 、 $d_2$  分别表示内外螺旋副螺纹中径尺寸, 内外螺旋副的输出扭矩分别为:

$$M_1 = T_1 \cdot \frac{d_1}{2} = N_1 \cdot (\sin \alpha_1 - \mu_1 \cdot \cos \alpha_1) \cdot \frac{d_1}{2} \quad (10)$$

$$M_2 = T_2 \cdot \frac{d_2}{2} = N_2 \cdot (\sin \alpha_2 - \mu_2 \cdot \cos \alpha_2) \cdot \frac{d_2}{2} \quad (11)$$

即:

$$N_1 = \frac{2 \cdot M_1}{d_1 \cdot (\sin \alpha_1 - \mu_1 \cdot \cos \alpha_1)} \quad (12)$$

$$N_2 = \frac{2 \cdot M_2}{d_2 \cdot (\sin \alpha_2 - \mu_2 \cdot \cos \alpha_2)} \quad (13)$$

将上述(12)、(13)代入式(6)、(7)可得:

$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{2 \cdot M_1}{d_1} \cdot \frac{(\cos \alpha_1 + \mu_1 \cdot \sin \alpha_1)}{(\sin \alpha_1 - \mu_1 \cdot \cos \alpha_1)} \\ &= \frac{2 \cdot M_1}{d_1} \cdot \frac{(1 + \tan \beta_1 \cdot \tan \alpha_1)}{(\tan \alpha_1 - \tan \beta_1)} \\ &= \frac{2 \cdot M_1}{d_1 \cdot \tan(\alpha_1 - \beta_1)} \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= \frac{2 \cdot M_2}{d_2} \cdot \frac{(\cos \alpha_2 + \mu_2 \cdot \sin \alpha_2)}{(\sin \alpha_2 - \mu_2 \cdot \cos \alpha_2)} \\ &= \frac{2 \cdot M_2}{d_2} \cdot \frac{(1 + \tan \beta_2 \cdot \tan \alpha_2)}{(\tan \alpha_2 - \tan \beta_2)} \\ &= \frac{2 \cdot M_2}{d_2 \cdot \tan(\alpha_2 - \beta_2)} \end{aligned} \quad (15)$$

式中,

$Q_1$ 、 $Q_2$ ——代表施加于内外螺旋副上的液压力,  $N$ ;

$N_1$ 、 $N_2$ ——代表施加于套筒对螺母施加的正压力,  $N$ ;

$\mu_1$ 、 $\mu_2$ ——代表摩擦内外螺旋副的摩擦系数,  $\mu_1 = \tan \beta_1$ ,  $\mu_2 = \tan \beta_2$ ;

$\beta_1$ 、 $\beta_2$ ——代表内外螺旋副的摩擦角;

$\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ ——代表内外螺旋副的螺旋升角(deg);

$T_1$ 、 $T_2$ ——代表内外螺旋副的扭力( $N$ );

$M_1$ 、 $M_2$ ——代表内外螺旋副的输出扭矩( $N \cdot mm$ );

$d_1$ 、 $d_2$ ——代表内外螺旋副螺纹的中径尺寸。

中间转向套筒、输出轴受力如下图 3 所示。在内螺旋副中, 液压力对中间转向套筒施加的推力为  $F$ , 而施加对中间转向套筒螺纹的作用力为  $Q_2$ , 输出扭矩为  $M_2$ 。与此同时, 输出轴对中间转向套筒的作用力为  $Q_1$ , 输出扭矩为  $M_1$ , 在这种情况下, 中间转向套筒对输出轴施加的作用力为  $-Q_1$ , 输出扭矩为  $-M_1$ , 输出轴的输出扭矩为  $M$ 。

取中间转向套筒和输出轴的受力分析图, 可以得到以下方程:

$$F = Q_1 + Q_2 \quad (16)$$

$$M = M_1 = M_2 \quad (17)$$

$$\begin{aligned} F &= \frac{2 \cdot M_1}{d_1 \cdot \tan(\alpha_1 - \beta_1)} + \frac{2 \cdot M_2}{d_2 \cdot \tan(\alpha_2 - \beta_2)} \\ &= 2 \cdot M \cdot \left[ \frac{1}{d_1 \cdot \tan(\alpha_1 - \beta_1)} + \frac{1}{d_2 \cdot \tan(\alpha_2 - \beta_2)} \right] \end{aligned} \quad (18)$$

则:

$$\begin{aligned} M &= \frac{F}{2 \cdot \left[ \frac{1}{d_1 \cdot \tan(\alpha_1 - \beta_1)} + \frac{1}{d_2 \cdot \tan(\alpha_2 - \beta_2)} \right]} \\ &= \frac{p \cdot A \cdot d_1 \cdot d_2}{2 \cdot \left[ \frac{d_2}{\tan(\alpha_1 - \beta_1)} + \frac{d_1}{\tan(\alpha_2 - \beta_2)} \right]} \end{aligned} \quad (19)$$

式中,

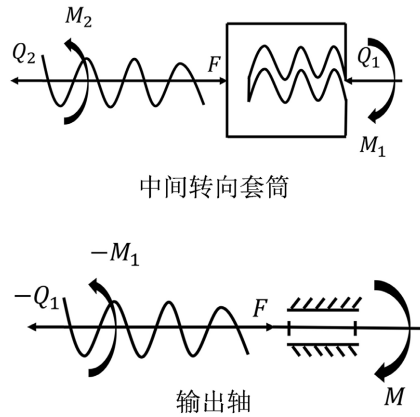
$F$ ——液压力对中间转向套筒的推力( $N$ ),  $F = p \cdot A$ ;

$p$ ——液压缸中油的压力(MPa);

$A$ ——中间转向套筒的有效受压面积( $mm^2$ );

$M$ ——输出轴的输出扭矩( $N \cdot mm$ )。

该公式仅考虑了内外螺旋副的摩擦损耗, 在计算实际的输出转矩时, 要考虑油缸的回油反压、密封件的摩擦力等机械摩擦力等因素。通过查阅机械设计手册[6], 内螺旋副采用抗剪强度较高的 45CrNiMoVA, 摩擦系数为 0.12, 采用耐磨性较好的 ZcuSn10Pb1, 在有润滑剂的条件下摩擦系数为 0.008, 由摩擦系数  $f = \tan \beta$ , 可求得  $\beta_1 = 6.84^\circ$ ,  $\beta_2 = 0.57^\circ$ , 根据液压缸最大工作压力, 活塞外径 74 mm, 活塞内径 54 mm, 活塞有效受力面积  $A = 2009.6 mm^2$ , 可算得  $M \approx 882.57 N \cdot m$ , 外螺旋副转向器液压缸性能参数如下表 3 所示。



**Figure 3.** Schematic diagram of force analysis of the intermediate steering sleeve and output shaft  
**图 3.** 中间转向套筒和输出轴受力分析简图

**Table 3.** Hydraulic cylinder performance parameters  
**表 3.** 液压缸性能参数

最大理论扭矩	最大工作压力	最大径向载荷	最大轴向载荷
$T(\text{N} \cdot \text{m})$	$P(\text{MPa})$	$F_r(\text{N})$	$F_a(\text{N})$
340	21	2976	10,000

### 3.4. 定向输出转角的计算

在螺旋传动中，中间转向套筒每移动一个导程，输出轴相对于中间转向套筒螺母旋转固定角度，因此内螺旋副中输出轴相对于中间转向套筒旋转的工具面角度为：

$$\theta_1 = \frac{2\pi x}{L_1} \quad (20)$$

外螺旋副中中间转向套筒相对于外层套筒旋转角度为：

$$\theta_2 = \frac{2\pi x}{L_2} \quad (21)$$

该转向器内外螺旋副为异向布置，旋转方向相反，则输出轴相对中间转向套筒的旋转角度为：

$$\theta = \theta_1 - \theta_2 = \frac{2\pi x}{L_1} - \frac{2\pi x}{L_2} = 2\pi x \frac{L_1 - L_2}{L_1 L_2} \quad (22)$$

式中，

$\theta$ ——内外螺旋副输出轴转角(rad)；

$\theta_1$ ——内螺旋副中输出轴相对于中间转向套筒旋转角度(rad)；

$\theta_2$ ——外螺旋副中中间转向套筒相对于外层套筒旋转角度(rad)；

$x$ ——中间转向套筒直线位移距离(mm)；

$L_1$ ——内螺旋副导程(mm)；

$L_2$ ——外螺旋副导程(mm)。

将设计参数代入式(20)可得输出转角：

$$\theta = \theta_1 - \theta_2 = 1^\circ$$



#### 4. 刚性转向器通过性分析

连续油管转向器长度与连续油管钻井工况密切相关, 在井眼中工作时需克服井筒弯曲障碍适应井眼工况。在不考虑转向器变形即纯刚性条件时, 下入弯曲井段时的计算模型。转向器的两端与弯曲井壁接触, 工具的一侧与井壁相切[7]。井眼曲率半径为  $R_1$ , 井眼直径为  $D$ , 刚性条件下定向工具最大外径为  $d_1$ , 两端连接管柱外径为  $d_2$ , 管柱挠曲半径为  $R_2$ 。转向器刚性条件下通过示意图如下图 4 所示。

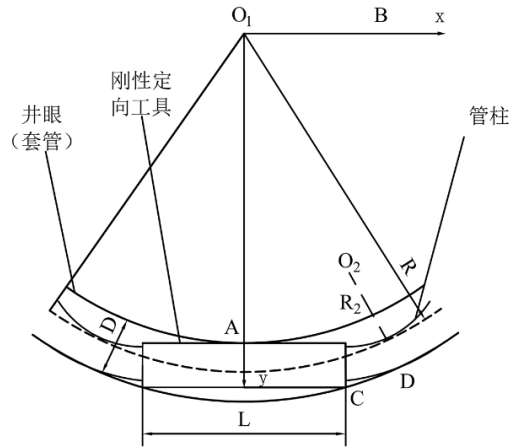


Figure 4. Schematic diagram of steering device passing under rigid body conditions  
图 4. 转向器刚体条件下通过示意图

弯曲理论方程[8]如下所示,

$$\frac{M}{I} = \frac{\sigma}{y} = \frac{E}{R} \quad (23)$$

两端连接管柱的最小挠曲半径为:

$$R_2 = \frac{Ed_2K_1K_2}{2[\sigma]} \quad (24)$$

以  $\overline{O_1B}$  作  $x$  轴,  $\overline{O_1A}$  为  $y$  轴, 建立上图所示坐标系, 则有:

$$|\overline{O_1A}| = R_1 - D/2 + d_1/2 \quad (25)$$

$O_2$  坐标为  $(L/2, |\overline{O_1A}| - R_2)$ , 管柱与井壁相切条件为[9]:

$$|\overline{O_1O_2}| = \sqrt{(L/2)^2 + (|\overline{O_1A}| - R_2)^2} \quad (26)$$

$$|\overline{O_1O_2}| + R_2 d_2/2 = R_1 + D/2 \quad (27)$$

将式(22)和式(23)带入式(24), 化简得:

$$\begin{cases} L^2 = 8R_1(x+y) - 4x^2 + 4y^2 \\ x = D/2 - d_1/2 + R_2 \\ y = D/2 - R_2 - d_2/2 \end{cases} \quad (28)$$

通过研究工作条件下连接管柱材质为 N80, 井下定向工具外径为 95.25 mm, 井下长度为 1~3 m, 井眼内径为 114.3 mm, 螺纹连接安全系数为 1.75, 管柱抗弯曲系数为 1.8, 对刚性井下工具通过能力在考

考虑连接管柱挠曲影响下井下分析。两端连续油管挠曲外径为 73.00 mm，刚性定向工具长度与可通过曲率半径关系式如下(见图 5)：

$$R_1 = 4.17L^2 + 27.83 \quad (29)$$

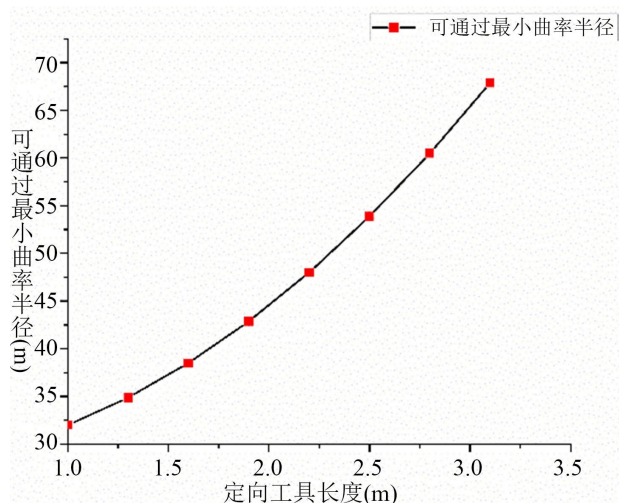


Figure 5. Relationship diagram between tool length and minimum passable curvature radius  
图 5. 工具长度与可通过最小曲率半径关系图

该电控液动转向器长度为 1.384 m，由公式(29)可得，可通过最小曲率半径为 31.85 m。

## 5. 结论

1) 设计了一种连续油管钻井单向螺旋电控液动转向器，该转向器采用双层螺旋、异向布置，通过地面控制信号进行井下工具面的调整，通过中间转向套筒不往复位移，实现下一次工具面的调整。

2) 通过对连续油管转向器刚性条件下通过性的分析可知，最小通过曲率半径与刚性井下工具长度成一元二次函数关系，随井下定向工具的增加，最小曲率半径增加，该转向器的最小通过曲率半径为 31.85 m。

## 基金项目

重庆市研究生科研创新项目资助“连续油管转向器工作机理模拟仿真”，项目编号：YKJCX2320140。

## 参考文献

- [1] 尹方雷, 余雷, 夏炎, 等. 连续管钻井工具现状及趋势[J]. 辽宁化工, 2013, 42(9): 1068-1071, 1074.
- [2] 贾涛, 曹川, 于永亮. 液力转向器研制与应用[J]. 石油矿场机械, 2018, 47(4): 72-75.
- [3] 周昆. 连续油管钻井老井加深工艺技术研究[D]: [硕士学位论文]. 荆州: 长江大学, 2013.
- [4] 马卫国, 王力, 王程飞. 连续管钻井电液双螺旋传动定向器的设计[J]. 石油机械, 2020, 48(4): 37-42.
- [5] 余彦冬. 双螺旋摆动液压缸的设计[J]. 液压气动与密封, 2018, 38(1): 42-45.
- [6] 李松柏. 螺旋摆动液压缸动态特性的研究[D]: [博士学位论文]. 长沙: 中南大学, 2012.
- [7] 吴胜, 熊青山, 李武生, 等. 旋转导向工具下入通过性研究[J]. 石油机械, 2021, 49(2): 28-32.
- [8] 张涛然, 晁晓洁, 郭丽红, 等. 材料力学[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 2018.
- [9] 罗权, 易文君, 廖振武, 等. 井下工具通过性计算方法及发展趋势[J]. 机械工程师, 2014(9): 17-19.