

指向式旋转导向钻井系统旋转轴力学模型

吕建国, 刘宝林, 李清涛

(中国地质大学(北京)科学钻探国家专业实验室, 北京 100083)

摘要:在对指向式旋转导向钻井系统旋转轴结构和支承进行简化的基础上,建立了力学模型,给出了旋转轴在静态偏置状态下的转角方程、挠曲线方程、支撑反力及弯矩方程,对偏置力 F 作用点的位置进行了优化,为指向式旋转导向系统的工程设计和结构优化提供了理论计算依据。

关键词:指向式旋转导向钻井系统;旋转轴;力学模型;优化

中图分类号:TE921 文献标识码:A 文章编号:1672-7428(2009)12-0029-04

Mechanics Model of Rotation Axis in Directive Rotary Steerable Drilling System/LV Jian-guo, LIU Bao-lin, LI Qing-tao (State Professional Lab of Scientific Drilling, China University of Geosciences, Beijing 100083, China)

Abstract: The mechanics model was established on the basis of simplifying structure and supporting of rotation axis in directive rotary steerable drilling system. Rotation equation, deflection curve equation, reaction and moment equation of the rotation axis under the static offset condition were derived and the location of offset force F was optimized, which provide a basis for theoretical calculation on engineering design and structure optimization for directive rotary steerable drilling system.

Key words: directive rotary steerable drilling system; rotation axis; mechanics model; optimization

旋转自动导向闭环钻井技术是 20 世纪末期发展起来的一项尖端自动化钻井技术,它代表了当今世界钻井技术发展的最高水平,该技术使世界钻井技术发生了一次质的飞跃^[1-4]。旋转导向钻井系统的核心是井下旋转导向钻井工具系统,根据其导向方式可分为推靠式和指向式 2 种^[1,3]。图 1 所示的指向式旋转导向井下工具中,偏置稳定器安放在两个稳定器之间,在旋转导向过程中,偏置工具的偏心导致其上下两跨钻柱发生弯曲,使钻头处钻柱的轴线和井眼轴线之间出现夹角而实现旋转导向。这种导向方式的特点是钻头的侧向力较小,造斜率较低,但旋转导向钻出的井眼“狗腿”小,轨迹平缓,摩阻力和扭矩较小,可以使用较大的钻压,机械钻速较高,有助于发挥钻头的性能。

1 旋转轴的结构与简化

指向式旋转导向钻井系统井下旋转导向工具的核心是旋转轴。其结构如图 2 所示^[6]。扭矩通过驱动连接器 2 从钻杆 1 传递到旋转轴 3,轴承组合 5 将钻压从钻杆传递到不旋转的外套 7,再由球轴承组合 10 传递到旋转轴下端,旋转轴的下端接钻头,钻压传递到钻头进行钻进,绕过旋转轴的控制段,使旋

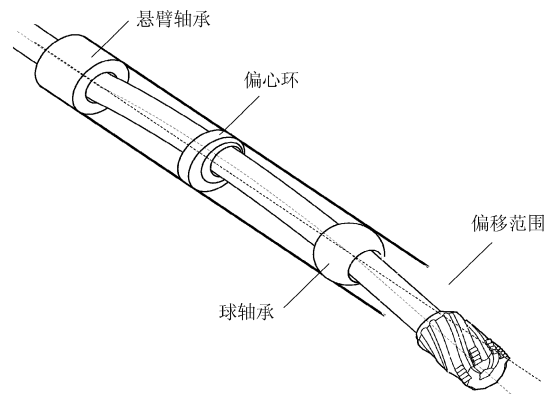


图 1 指向式旋转导向钻井系统旋转导向工具示意图

转轴的弯曲便于控制。

指向式旋转导向钻井系统旋转轴的弯曲是发生在悬臂轴承 6 和球轴承 10 之间的。悬臂轴承支撑旋转轴并阻止上部旋转轴的弯曲,而球轴承支撑旋转轴并有利于旋转轴的弯曲。通过控制设备 9 带动偏心执行机构 8 的转动,使旋转轴产生弯曲,球轴承处旋转轴产生一个小的角度,从而改变与之相连的钻头的方向。该角度直接决定了指向式系统的造斜能力。

旋转轴在悬臂轴承上部无径向载荷作用在旋转

收稿日期:2009-06-30

基金项目:科技部国际科技合作重点项目“井下闭环高精度导向钻进技术的研究”部分内容(编号:2006DFB21300)

作者简介:吕建国(1964-),男(汉族),内蒙古人,中国地质大学(北京)工程技术学院副院长、教授,地质工程专业,博士,从事力学教学及力学在地质工程领域中应用研究工作,北京市海淀区学院路 29 号,ljg@cugb.edu.cn。

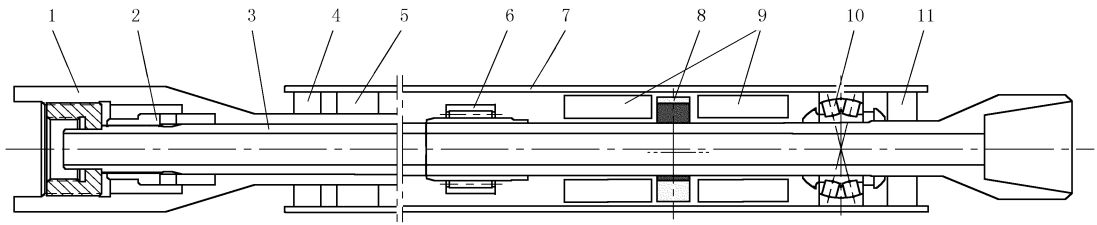


图2 指向式旋转导向工具结构示意图

1—钻杆;2—驱动连接器;3—旋转轴;4—上端密封;5—轴承组合;6—悬臂轴承;7—外套;8—偏心执行机构;9—控制设备;10—球轴承;11—下端密封

轴上,只有上端通过八面体轴套将钻井扭矩传到旋转轴上,防窜螺母防止旋转轴向上窜动,故上端简化成固定铰支座。悬臂轴承不约束轴线方向的位移,简化成滑动支座。钻压通过外套传到球轴承,再传到旋转轴上,下端球轴承处可简化成活动铰支座。双偏心环作用于轴上的力可简化为集中力。如图3所示。

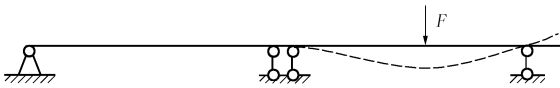


图3 旋转轴支承和载荷的简化图

在垂直钻进中,在球轴承之上的旋转轴只承受扭转应力,球轴承下部的旋转轴受扭转和压缩的组合应力。在定向钻进中,在悬臂轴承之上的旋转轴只承受扭转应力;悬臂轴承与球轴承之间承受弯曲、扭转应力组合,因旋转轴弯曲产生弹性变形,因此轴受交变应力载荷;球轴承下部的旋转轴受扭转和压缩的组合应力。

在定向钻进时,钻头偏转角最大即旋转轴弯曲挠度最大时,旋转轴在悬臂轴承和球轴承之间所承受的载荷最大。因此本文重点分析此时悬臂轴承和球轴承之间轴的力学特性,在满足设计要求的前提下优化轴的力学特性,以提高旋转轴及支撑部件的使用寿命。

2 旋转轴力学模型的建立

初始计算时假定双偏心环作用于悬臂轴承和球轴承中间,在定向钻进的过程中,旋转轴在保持挠曲状态下旋转,应建立动态力学模型。由于扭矩和转速只影响旋转轴和支撑轴承等的使用寿命,对轴末端转角、双偏心环作用于轴上的力及支撑力等参数影响很小,所以旋转轴力学模型的建立可考虑静态模式。

力学模型如图4所示,旋转轴在悬臂轴承和球轴承之间的长度为 L ,力 F 为双偏心环作用于旋转

轴上的力,作用位置在上下两轴承中间, F_B 为球轴承处支撑反力, F_A 和 M_A 为悬臂轴承处的支撑反力和反力偶。

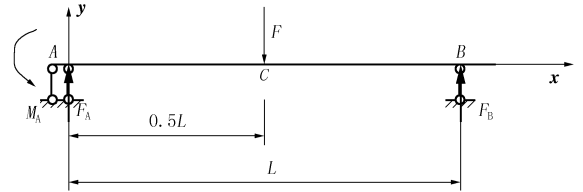


图4 旋转轴静态力学模型

利用变形比较法可解得:

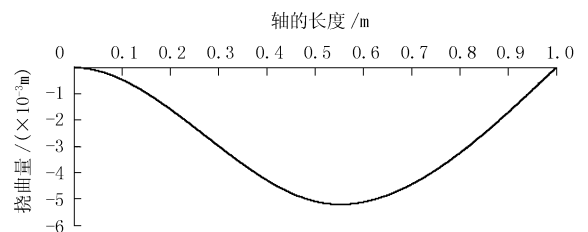
$$F_A = 11F/16, F_B = 5F/16, M_A = 3FL/16 \quad (1)$$

利用积分法可求得转角方程和挠曲线方程如式(2)和式(3)。

$$v' = \begin{cases} \frac{11Fx^2}{32EI} - \frac{3FLx}{16EI} & [0, \frac{L}{2}] \\ -\frac{5Fx^2}{32EI} + \frac{5FLx}{16EI} - \frac{FL^2}{8EI} & [\frac{L}{2}, L] \end{cases} \quad (2)$$

$$v = \begin{cases} \frac{11Fx^3}{96EI} - \frac{3FLx^2}{32EI} & [0, \frac{L}{2}] \\ -\frac{5Fx^3}{96EI} + \frac{5FLx^2}{32EI} - \frac{FL^2x}{8EI} + \frac{FL^3}{48EI} & [\frac{L}{2}, L] \end{cases} \quad (3)$$

根据上述方程,旋转轴在球轴承处的偏转角与偏置力作用点位置、偏置力大小、轴的内径、外径、长度以及轴本身的材料有关。取悬臂轴承与球轴承间的距离 $L=1$ m,轴外径 $D=50$ mm,内径 $d=30$ mm,旋转轴材料为合金结构钢,弹性模量 $E=200$ GPa。控制球轴承处的最大转角为 $v' = 1^\circ$,利用MATLAB编程求解出旋转轴的挠曲线如图5所示。

图5 力 F 作用于两轴承中点时旋转轴挠曲线图

根据式(2)得:当 $x=L=1, \theta(L) = v' = 1^\circ$ 时, $F = 29828 \text{ N}$ 。

根据式(1)得: $F_A = 20507 \text{ N}, M_A = -5593 \text{ N}\cdot\text{m}, F_B = 9321 \text{ N}$ 。

悬臂轴承承受弯矩 M_A 作用,在满足钻具设计要求的前提下,尽可能降低悬臂轴承所承受的弯矩 M_A 。旋转轴在力作用点处所承受弯矩也较大,关系到旋转轴的使用寿命,在满足工程设计要求的前提下,尽可能使旋转轴轴身挠曲线平缓,因此有必要对旋转轴在静态偏置状态下的受力进行优化分析,以提高整个系统的使用寿命。

3 旋转轴的力学模型的优化

在旋转轴的外形尺寸不变的前提下,适当调节偏置力的作用点的位置,可使挠曲线相对平滑,旋转轴的受力更加合理。设力 F 作用于轴上的位置距悬臂轴承的距离为 αL ,力学模型如图 6 所示。

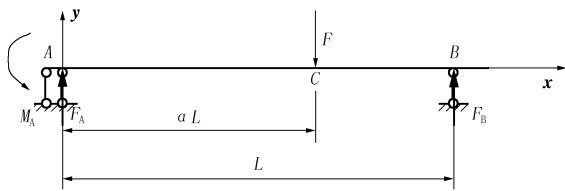


图 6 旋转轴静态力学模型优化

约束反力为:

$$\begin{aligned} F_A &= F - \frac{3F\alpha^2}{2} + \frac{F\alpha^3}{2} \\ F_B &= \frac{3F\alpha^2}{2} - \frac{F\alpha^3}{2} \\ M_A &= \frac{F\alpha^3 L}{2} - \frac{3F\alpha^2 L}{2} + F\alpha L \end{aligned} \quad (4)$$

转角方程和挠曲线方程为:

$$v' = \begin{cases} -\frac{M_A x}{EI} + \frac{F_A x^2}{2EI} & [0, \alpha L] \\ \frac{F_B x L}{EI} - \frac{F_B x^2}{2EI} - \frac{F\alpha^2 L^2}{2EI} & [\alpha L, L] \end{cases} \quad (5)$$

$$v = \begin{cases} -\frac{M_A x^2}{2EI} + \frac{F_A x^3}{6EI} & [0, \alpha L] \\ \frac{F_B x^2 L}{2EI} - \frac{F_B x^3}{6EI} - \frac{F\alpha^2 L^2 x}{2EI} - \frac{F_B L^3}{3EI} + \frac{F\alpha^2 L^3}{2EI} & [\alpha L, L] \end{cases} \quad (6)$$

定向钻井的主要目的是在钻进过程中控制钻头偏离轴线的角度即球轴承处旋转轴的转角。因此优化分析时控制当 $x=L$ 时,转角 v' 取最大值为:

$$v'|_{x=L} = 1^\circ = \pi/180 \quad (7)$$

把条件(7)代入到式(5)中的转角方程中求得双偏心环作用于旋转轴上的力 F :

$$F = \frac{EI\pi}{45(1-\alpha)\alpha^2 L^2} \quad (8)$$

把式(8)代入到式(4)得悬臂轴承和球轴承的支撑力:

$$\begin{aligned} F_A &= \frac{EI\pi(2+2\alpha-\alpha^2)}{90\alpha^2 L^2} \\ M_A &= \frac{EI\pi(2-\alpha)}{90\alpha L} \\ F_B &= \frac{EI\pi(3-\alpha)}{90L^2(1-\alpha)} \end{aligned} \quad (9)$$

力 F 、悬臂轴承的支撑力 F_A 和 M_A 、球轴承的支撑力 F_B 关于 α 的函数曲线如图 7 所示。

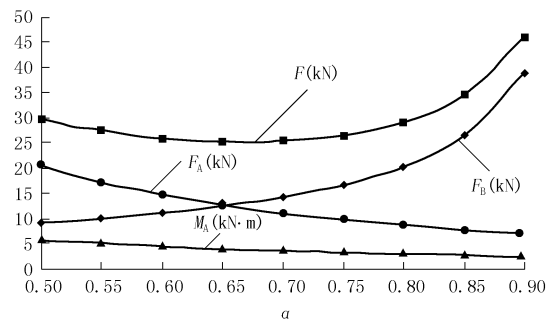


图 7 力 F, F_A, F_B, M_A 关于 α 的函数曲线图 ($L=1 \text{ m}$)

根据图 7 可知,悬臂轴承的径向支撑力 F_A 、力偶矩 M_A 随着 α 的增大而减小;球轴承的径向支撑反力 F_B 随着 α 的增大而增大;双偏心环作用于旋转轴上的力 F 随着 α 的增大先减小后增大,当 $\alpha \approx 0.675$ 时,力 F 最小。

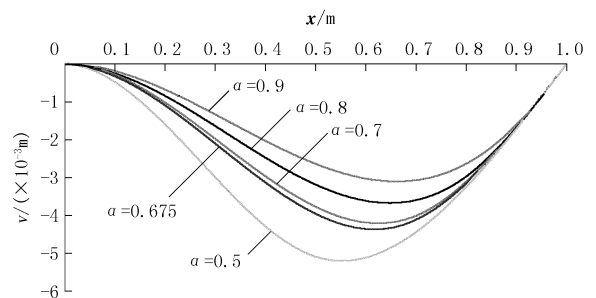


图 8 旋转轴挠曲线图 ($L=1 \text{ m}$)

不同 α 旋转轴的挠曲线如图 8 所示,随着 α 的增大,旋转轴的挠曲线越来越平滑,即旋转轴的弯曲应力越小。在满足设计要求的情况下, α 越大,越能提高轴的使用寿命。

指向式旋转导向系统旋转轴优化的目标为:在保证设计转角 θ 的前提下,尽可能的减小偏置作用

力 F 以降低偏置机构的设计要求,减小旋转轴的挠度以及减小悬臂轴承处的弯矩 M_A ,提高整体钻具的使用寿命。当 L, E, I, θ 为常数时,悬臂轴承处承受弯矩 M_A 在保证悬臂轴承设计使用寿命的前提下,应尽可能的使偏置力 F 的作用点位置落在 $\alpha = 0.675$ 处,以降低偏置机构的设计要求,且使旋转轴在较小的挠曲状态下、较小的偏置力 F, M_A 下工作,提高旋转轴的使用寿命。在保证强度的前提下选择 E 较小的材料可减小偏置力 F 、悬臂轴承以及球轴承的支反力,降低对偏置机构的设计要求,提高支撑部件的寿命。

4 结论

(1) 建立了指向式旋转导向系统旋转轴的力学模型,给出了旋转轴在静态偏置状态下的转角方程、挠曲线方程、支撑部位反力及弯矩方程,将所建力学方程以图形的方式显示出来,使函数关系更加清晰,为指向式旋转导向系统的工程设计提供理论计算依据。

(2) 对偏置力 F 作用点的位置进行了优化,为结构优化设计提供了理论依据。

(3) 由于在定向造斜的过程中,旋转轴是在偏置条件下连续回转钻进,文中方程是建立在静态偏置条件下,对旋转轴支撑部件以及偏置机构的设计影响不大,但旋转轴在挠曲状态下旋转,承受交变应力,下一步需要针对旋转轴的抗疲劳性能进行实验研究。

参考文献:

- [1] Schaaf S, Pafitis D, Guichemerre E. Application of a Point the Bit Rotary Steerable System in Directional Drilling Prototype Well-bore Profiles[R]. SPE 62519, 2000. 1-7.
- [2] P. E. Berger, R. Sele. Improving Well-bore Position Accuracy of Horizontal Wells by Using a Continuous Inclination Measurement from a Near Bit Inclination MWD Sensor[J]. Journal of Canadian Petroleum Technology, 2000, 39(10): 41-46.
- [3] 赵金海,唐代绪,朱全塔,等. 国外典型的旋转导向钻井系统[J]. 国外油田工程, 2002, 18(11): 33-36.
- [4] 李汉兴,姜伟,蒋世全,等. 可控偏心器旋转导向钻井工具偏心位移控制分析[J]. 中国海上油气, 2008, 20(3): 183-187.
- [5] 赵金洲,孙铭新. 旋转导向钻井系统的工作方式分析[J]. 石油机械, 2004, 32(6): 73-75.
- [6] 李清涛. 指向式旋转导向系统旋转轴的力学特性及结构优化试验研究[D]. 北京: 中国地质大学(北京), 2008.

罗布泊盐湖第一个地质科学深钻开钻

《地质勘查导报》2009-12-08 消息 近日,罗布泊盐湖首个地质科学深钻正式开钻,标志着罗布泊盐湖找钾第二次创业正式拉开帷幕。这对深化认识罗布泊的形成演化具有重要的科学意义,将揭开罗布泊盐湖很多未解之谜。

罗布泊找钾第一次创业始于1995年,目前已接近尾声,其资源量只能满足300万吨产能规模30年需要,后备资源勘查的重要性已凸现出来。因此,中国地科院矿产资源研究所钾盐专家因此建议,开展罗布泊找钾二次创业,开辟第二找矿空间。

据悉,资源所科学家提出罗布泊深部找钾科学依据,一是沉积年代对比,目前罗北凹地已揭示的钾盐矿层年代都不超过25万年,而与之山之隔的柴达木盆地中西部,自上新世以来就已出现盐湖沉积,一些盐湖在早一中更新世时期还沉积了薄层固体钾盐,因此,罗布泊在早更新世或更早时期可能已出现盐湖环境。二是柴达木盆地西部第三系碎屑岩中赋存有富钾卤水,推测罗布泊第三系地层也可能蕴藏有富钾卤水。三是柴达木盆地在100万~180万年之间,出现一个极端干旱气候期,据此,罗布泊也应出现过有利于盐湖环境发育的气候环境。四是在罗布泊干盐湖区发现很多深部

卤水补给盐湖的通道等重要证据。五是连续电导率成像技术揭示罗布泊盐湖深部地层1000m处可能还有卤水分布,重力测量表明,罗布泊盐湖第四系底界埋深达1000余米。六是罗布泊出现系列地堑凹地,沉降作用一直持续进行,最深沉降区位于北部地带。

本次钻探目标是:探测罗布泊盐湖深部查明200~1000m是否存在富钾卤水与富钾卤水赋存状态;研究查清罗布泊盐湖第四纪沉积环境演化历史及成钾规律;研究钾盐富集机理与后备资源量评价预测;提出下一步深部卤水勘查方案与开发建议。

罗布泊是世界最大干盐湖之一,目前,还没有一个穿透第四系的较深地质科学钻井。因此,科钻1井的实施,对深化认识罗布泊的形成演化具有重要的科学意义,将揭开罗布泊盐湖很多未解之谜。

罗布泊盐湖钾盐科钻1井由中国地质科学院矿产资源研究所承担,国投罗布泊钾盐公司出资,新疆第二水文地质大队施工钻井工程,钻孔测井由吐哈油田测井公司完成。据了解,目前科钻1井已钻进50多米,预计6个月内可以完工。