

9 000 m 顶部驱动钻井装置结构选型研究*

张洪生, 邓桐, 曹立宏

(兰州理工大学 机电工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 为大幅提高钻井效率, 针对 9 000 m 钻井深度对顶驱的设计要求, 通过比较顶驱装置关键部分几种典型的结构, 提出适合该型号顶部驱动钻井装置的最优结构形式, 为后续 9 000 m 钻井深度顶部驱动钻井装置的研究提供指导和借鉴。

关键词: 9 000 m 钻井深度; 顶部驱动钻井装置; 顶驱结构; 最优结构选型

中图分类号: TE924 文献标识码: A 文章编号: 1001-2354(2015)03-0100-05

DOI: 10.13841/j.cnki.jxsj.2015.03.021

Structural selection for top-drive drilling system of 9 000 m

ZHANG Hong-sheng, DENG Tong, CAO Li-hong

(School of Electron-Mechanical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050)

Abstract: Design demands of top-drive drilling system(TDS) for 9 000 m depth were discussed in order to improve drilling efficiency. The optimal structure of TDS proper for the system was presented after key parts of several typical structures of TDS were compared with each other. The result provides a reference for the following studies.

Key words: 9 000 m drilling depth; top-drive drilling system; TDS structure; the optimal structure

机械钻速较低、钻井周期长是当前深井、超深井钻探中一个亟待解决的问题^[1]。在超深井钻探中, 由于要达到目标深度、地质状况和其他钻井设备的要求, 要求超深井顶部驱动钻井装置(以下简称顶驱)要有更高的机械性能。顶驱作为超深井钻井设备中的核心装备, 其性能优劣直接影响到整套设备的钻井效率。因此, 进行顶驱结构优化, 设法改善其性能, 显得尤为重要。

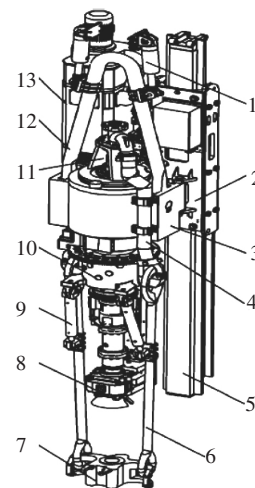
1 顶驱装置的组成与技术参数

顶驱主要由 3 大关键部件(水龙头-钻井马达总成、导向滑车总成、钻杆上卸扣装置总成)及保证其正常工作必不可少的部分(平衡系统, 冷却系统及控制系统^[2])组成, 其结构如图 1 所示。

顶驱的工作原理是: 电机提供动力, 从井架空间上部直接旋转钻柱, 并沿井架内专用导轨向下送进, 完成钻柱旋转钻进、循环钻井液、接立根、上卸扣和倒划眼等多种钻井操作。

国家石油钻机顶部驱动钻井装置标准 SY/T6726—

2008 中, 9 000 m 顶驱的主要参数如表 1 所示^[3]。



1 平衡油缸; 2 导向滑车; 3 减速箱; 4 鹅颈管与 S 管; 5 导轨; 6 吊环; 7 吊耳; 8 背钳; 9 倾斜机构; 10 回转头; 11 冲管总成; 12 提环; 13 电动机

图 1 顶部驱动钻井装置结构

表 1 9 000 m 顶驱设计参数

名义钻井深度/m	额定载荷/kN	连续钻井转矩/(kN·m)	最大旋松螺纹转矩/(kN·m)	钻井液通道直径/mm	钻井液循环通道工作压力/MPa
9 000	6 672(750)	≥65	≥135	75	52

* 收稿日期 2013-08-14 修订日期 2014-09-08

基金项目: 甘肃省兰州市科技计划资助项目(2008-1-168)

2 水龙头-钻井马达总成结构选型

2.1 整体式水龙头结构

在这一总成中,提环、减速箱箱体、中心管主轴和主轴承组成顶驱提升系统双载荷隔离通道,钻井和起下钻载荷由不同零件承担,从而提高顶驱系统可靠性和寿命^[4]。在钻井作业实践当中发现,水龙头的性能和寿命取决于主轴承的结构类型、轴承的布置方案和钻井液密封系统的结构形式^[5]。通过分析顶驱双载荷隔离通道中各种载荷作用形式及大小,确定主轴承类型和轴承的布置,进而对箱体结构进行优化设计,在满足各项技术标准要求的前提下,可以最大限度地减轻顶驱整体式水龙头结构的质量。

齿轮减速箱是顶驱的核心部件,主要的承载部件,在结构和动力方面起承上启下的作用,减速箱的损坏就等于整个顶驱的报废。另外,受到电机转矩的限定,通过减速箱齿轮可大幅增加转矩来满足顶驱的设计要求^[6]。图2所示为双电机二级减速箱结构示意图。

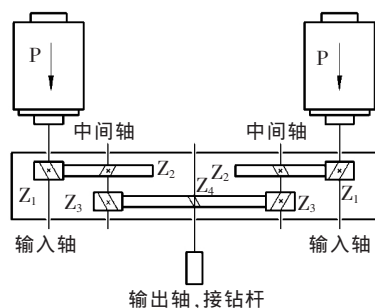


图2 减速箱结构示意图

双电机 P 通过高速级齿轮 Z_1 将动力传递给中间轴,中间轴通过小齿轮 Z_3 再将动力传递到输出轴,整

个过程实现的传动比为:

$$i = (z_2 z_4) / (z_1 z_3) \quad (1)$$

同时这一过程所能增加的转矩为:

$$T_{出} = 9\ 550 W_{电} / (n_{电} i k) \quad (2)$$

式中: k ——使用系数。

冲管总成作为其中的关键部件,作用一是输出高压泥浆,二是防止高压泥浆泄漏。冲管与盘根之间的密封方式是动密封,对密封性能及耐压性能有较高的要求。由于工作环境极为恶劣,其中橡胶密封圈很容易磨损。普通冲管盘根承受的极限压力值一般在 35 MPa 左右,9 000 m 顶驱钻井液通道压力高达 52 MPa 以上,必须为盘根提供背压装置和液压润滑装置,平衡密封圈正压,减低接触压力,减低磨损,提高盘根的使用寿命,新型的冲管盘根-液压冲管系统正是基于此研究设计。

2.2 顶驱动力选择

当前顶驱驱动存在 4 种方式,其比较如表 2 所示。顶驱驱动方式的选择主要取决于输出性能这一项,其次还要考虑控制情况、质量体积、使用成本。在控制、质量、使用成本这 3 个方面,由于要最大限度地减低顶驱自身质量和体积,减低游动系统的有效起质量,所以在控制条件满足的情况下,较之于使用成本,更看重整个驱动方式的质量体积。当前交流变频技术发展日趋成熟,交流变频感应电机输出性能尤为优越,质量体积日渐缩小。在实际钻井中,钻井转速和转矩与选择钻头形式、钻压及实时钻井深度相关。顶驱采用交流变频电机,转矩、转速分配更符合实际钻井工艺的需要,功率利用更充分合理,同时交流变频电动机过载能力较强,最大卸扣转矩能力也大,故选择交流变频感应电机驱动方式是 9 000 m 钻深顶驱装置最优的选择^[7]。

表 2 顶驱驱动方式比较

	液压驱动	直流电驱动 AC-SCR-DC	交流变频感应电动机驱动 AC-SCR-AC	交流变频永磁电动机驱动 AC-SCR-AC
输出性能	输出性能差。低速情况下输出较大转矩,在一定程度上满足作业现场对于抗火花、抗震等要求	转矩大,过载能力差,功率因数较低,防暴性能差	功率利用率高,动力消耗少,调速方便、范围宽,启动转矩大	功率因数高,无机械减速机构,调速方便、范围宽,启动转矩大
控制情况	控制方便,响应较慢	控制方便	控制方便,响应快	控制方便,响应快
可靠性	差	差	高	高
质量体积	自身质量一般,体积较大	体积和质量较大	体积小,质量轻	体积小,质量轻
使用成本	维护成本较高	总成本较高	总成本较低	一般(国内永磁电机技术还不能满足顶驱应用要求)
典型机型	加拿大 TESCO 650HC/HCI	美国 VARCO TDS-1、国内北石 DQ-60D	国内北石 DQ-70BS、美国 TDS-9S、TDS-11S	加拿大 TESCO 650ECL

2.3 9 000 m 顶驱电机功率^[8]

顶驱电机功率包括两部分:一部分是钻头破岩所

需功率,一部分是旋转钻杆所需功率。经计算(计算方法详见参考文献 [6])该型号顶驱要求电机功率高达

800 kW 以上。参照国内各类电机生产型号,单台 800 kW 以上大功率交流变频电机质量和体积偏大,会使顶驱系统的设计过大,不便在狭长的井架空间内运行。采用并联双电机(如图 2 所示),单台电机功率达到 400 kW 以上就可满足需求,单台电机有较小尺寸质量,同时并联两台电机也便于布置设计。顶驱电机功率越大,提供的转矩越大,在连续工作转矩下转速越快,工作效率越高,但是电机自身质量体积紧上去,不仅增加顶驱自重,而且会带来维护上的诸多不便。并联布置设计的双电机,在功率上还有增大 200~450 kW 的空间,可按照用户钻井工况选择合适功率的电机。

3 钻杆上卸扣装置选型

钻杆上卸扣装置^[9]总成是顶驱结构最为复杂、精细的部分,实现的功能动作颇多,其可靠性较低,是顶驱需要经常维护和维修的部件,其中关键部件(回转头、内防喷器、取送机构、背钳)分别有以下几种不同的结构形式^[10]。

3.1 回转头比较选型

回转头是由动力驱动绕主轴旋转的总成,连接顶驱上部减速箱和下面内防喷器、背钳、取送机构的关键部件,同时连接上下部分油气管路。目前回转头有法兰内置油液通道式、控制阀组式、双负荷通道式 3 种形式。

法兰内置油液通道式回转头如图 3 所示,存在过多油液通道孔、槽和组合动密封,纵横向尺寸过大,密封槽和密封件过多,加工精度要求高,密封性能要求高,给加工、安装、维修带来诸多不便,工作可靠性差。

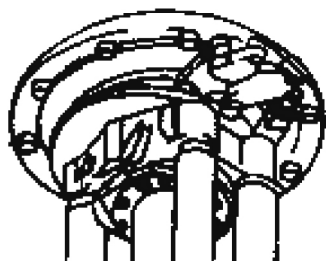


图 3 法兰内置油液通道式回转头

控制阀组式回转头如图 4 所示,使用柔性液压管线直接与下面执行机构连接,取消了法兰内置油液通道式回转头内部的油液通道孔槽,大大简化了回转头结构,工作可靠性得到极大提升。

双负荷通道式回转头如图 5 所示,在第 2 种形式的回转头基础上,利用悬挂头等将起下钻负荷传递至减速箱箱体,使得中心管和主轴处于不承载状态,延

长其使用寿命,在结构和功能上是当前最优化的设计。

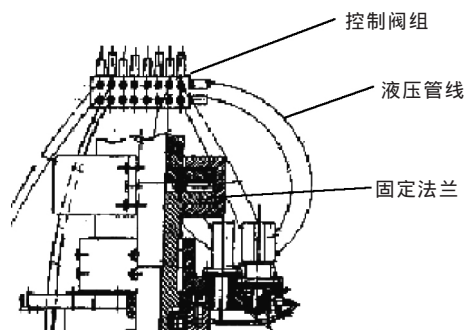


图 4 控制阀组式回转头

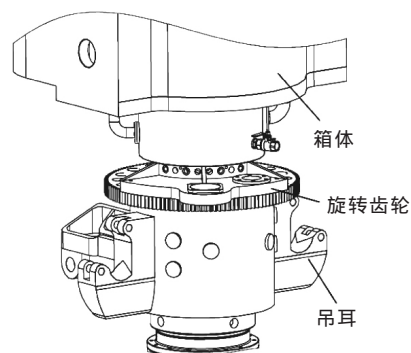


图 5 双负荷通道式回转头

由于钻深为 9 000 m,该型号顶驱换钻杆起下钻次数是普通钻机顶驱的 2~3 倍,起下钻载荷也成倍增加,为保证主轴和中心管工作可靠,必须考虑将载荷传递到其他承载部位。双负荷通道式回转头集前面 2 种回转头优点于一体,又充分考虑较大的起下钻次数和载荷,因此特别适用于超深井钻探顶驱设计当中^[11]。

3.2 内防喷器比较选型

内防喷器(IBOP)的作用是防止井涌和井喷,由上部遥控和下部手动内防喷器两部分组成,上和主轴相连,下部和保护接头相连,两部分结构基本相同。如图 6~图 8 所示 3 种形式的内防喷器,这 3 种内防喷器结构类似,在开启结构上有所差别。在选择上,首先考虑防喷器的密封性能,其次要与所选择的背钳相配套。前两种防喷器,结构上适合与双向浮动式背钳配套,第 3 种防喷器和环形背钳可组成一个紧凑的整体。

花键式和六方扳手开启式防喷器采用普通的球形密封,不带有助封机构,比较适合钻井深度一般的顶驱设计之中。

吊架式内防喷器及其控制机构采用了金属密封的球阀,且带有波形弹簧补偿预紧机构和压力助封机构,密封性能最好,其操纵机构的油缸和套筒之间为滚轮接触,可保证套筒在主轴旋转时与活塞杆上滚轮滚动运动。

9 000 m 顶驱内部通道压力高达 52 MPa,内防喷

器需要借助压力助封机构才能在内部高压下达到良好的密封性能要求,同时波形弹簧预紧机构又保证了内防喷器在内部低压下具有可靠的密封性能。从密封性能和结构上,9 000 m 顶驱设计选择吊架式内防喷器与环形背钳组成整体,是最优化的选型^[12]。

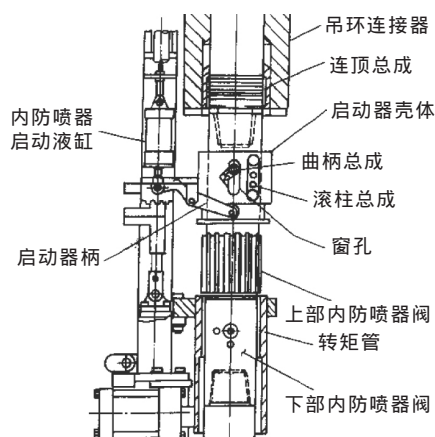


图6 花键式内防喷器

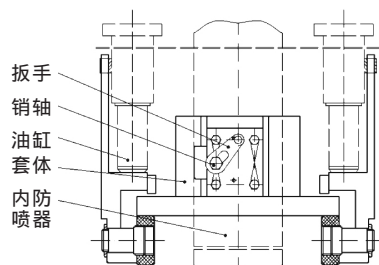


图7 六方扳手开启式内防喷器

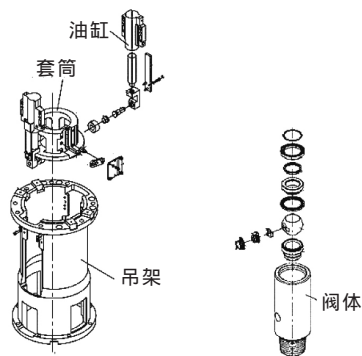


图8 吊架式内防喷器

3.3 背钳比较选型

背钳的功能作用是卸开钻杆,承受卸扣的反转矩,其结构有转矩管花键式、自夹紧式、环形背钳、双向浮动式4种结构形式。环形背钳和双向浮动背钳是基于前两种背钳设计出的,具备前两者的功能特点,又有自己的独特之处,是目前最常用的背钳形式。环形背钳和双向浮动式背钳如图9和图10所示。

环形背钳特点是能够自动定心,不需另设扶正机构;三点同步卡紧,较两点单动卡紧更合理;有杠杆增力机构,增力效果方便调节;与箱体刚性连接,可将内

防喷器油缸固定在吊架上,简化了系统结构。双向浮动式背钳特点是夹持范围较大、结构简单,便于拆装,更换钳牙方便,背钳能够沿背钳支架向上滑动,可以方便拆换转换接头及手动和遥控IBOP。

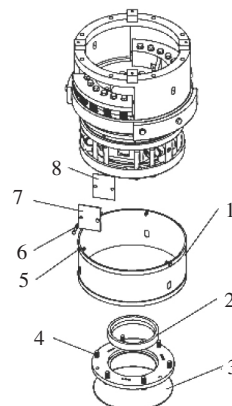


图9 环形背钳

图9 环形背钳

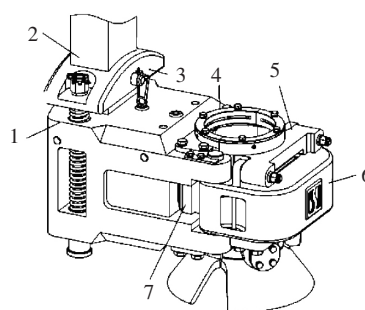


图10 双向浮动式背钳

图10 双向浮动式背钳

在9 000 m 钻深顶驱设计中,要求达到135 kN·m最大旋松螺纹转矩,对背钳的结构强度要求较高,卡紧比较困难,需要增力机构。随着钻井深度的加大,钻杆上卸扣定心越发困难。环形背钳的设计突出解决了这两个方面的问题,同时结构上具备双向浮动式背钳夹持范围大、便于拆装的特点,因此在9 000 m 钻深顶驱设计中推荐选用环形背钳。

3.4 取送机构比较选型

取送机构由倾斜臂、吊环、吊耳、驱动机构组成,按照驱动形式有气动和液动两种,其作用一是取单根,二是接立根时将大钩拉近二层台^[13]。

气动形式的取送机构由于其提供的力矩有限且使用维护不便,常见于钻井深度5 000 m 以下的轻型顶驱装置,目前逐渐被液压驱动代替。液动形式的驱动机构如图11所示,比起气动形式的取送机构能够产生较大的力矩,技术成熟,维护和使用方便。在9 000 m 顶驱设计中理所应当选择液动形式的取送机构^[14]。

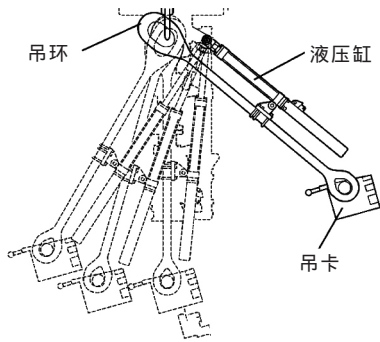


图 11 液动形式的取送机构

4 导向滑车总成结构选型

导向滑车总成的主要作用是承受顶驱工作时的反转矩,并将转矩通过导轨传递给井架。早先导向滑车总成是一个带有滚动装置的马达支架,与导轨相连,整个顶驱在马达支架的约束下在导轨上面上下来回运动。目前,顶驱这一总成经过改进,采用导向滑车的结构形式,如图 12 所示。

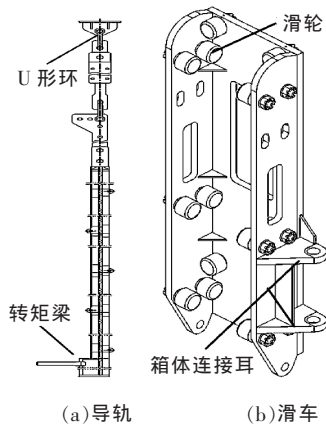


图 12 导向滑车总成

导轨上部用 U 形环与天车底梁后耳板相连,下部直接与井架转矩梁相连,将转矩传递到井架下部,避免井架上部承受转矩。顶驱减速箱体连接滑车,滑车被穿入导轨与导轨连接,顶驱随着滑车在导轨上面上下活动,这样安排设计的导向滑车总成结构简单,受力合理,给顶驱的安装维护带来很大方便。考虑到顶驱在陆地环境和海洋环境中使用对结构稳定性的要求不同,安装导轨数目陆地需单导轨、海上必须安装双导轨,可以考虑设计不同的滑车,通过更换滑车使顶驱陆海通用。

5 总结

在上面的选型研究中,给出一种 9 000 m 钻井深

度顶部驱动钻井装置结构形式方案:

(1)采用双负荷通道整体式动力水龙头,交流变频双电机驱动,二级齿轮减速,配备新型液压冲管系统组成水龙头-钻井马达总成;

(2)双通道式回转头和环形背钳与吊架式内防喷器组成的整体结构相连接,选择液压驱动形式的取送机构组成钻杆上卸扣装置总成;

(3)导向滑车总成可配备单、双导轨滑车,同过更换导向滑车,满足顶驱海陆两用需求。

立足当前技术水平,研究探讨 9 000 m 钻深顶部驱动钻井装置结构选型,寻求最优化的结构形式,为未来该型号顶驱的研究开发提供指导和借鉴。

参考文献

- [1] 高德利. 复杂地质条件下的深井超深井钻井技术[M]. 北京:石油工业出版社,2004:170.
- [2] 陈朝达. 顶部驱动钻井装置(二)[J]. 石油矿场机械,2000,29(4):1-5.
- [3] SY/T 6726—2008 石油钻机顶部驱动钻井装置[S]. 2008-12-01.
- [4] 邹连阳,刘广华,李一心,等. DQ-40BC 交流变频顶部驱动钻井装置研制与应用[J]. 石油机械,2006,34(11):41-43.
- [5] 韩传军,张茂,陈珂,等. 水龙头耐高压盘根密封及接触压力分析[J]. 石油矿场机械,2007,36(9):58-60.
- [6] 王倩倩. 顶驱水龙头-钻井马达总成的结构设计[J]. 装备制造技术,2012(3):29-32.
- [7] 沈泽俊,白光利,邹连阳,等. DQ-70BS 交流变频顶部驱动钻井装置[J]. 石油机械,2005,33(2):39-41.
- [8] 陈朝达. 顶部驱动系统[M]. 北京:石油工业出版社,2000.
- [9] 乔春蓉. 石油钻机顶部驱动钻井装置研究[D]. 大庆:大庆石油学院,2009.
- [10] 陈如恒. 破除旧观念 创造新钻机[J]. 石油矿场机械,2008,37(5):1-9.
- [11] 白小涛,李为吉. 利用协同优化方法实现复杂机械系统的设计优化[J]. 机械设计,2006,23(3):31-34.
- [12] 王志,张进生,于丰业,等. 基于模块化的机械产品快速设计[J]. 机械设计,2004,21(8):1-3.
- [13] 冷士华. 顶部驱动钻井装置的技术应用研究[J]. 现代企业文化,2009(29):189-190.
- [14] 蒋谊,陈俊,王信军,等. 新型直驱式顶部驱动钻装置[J]. 石油机械,2011,39(7):56-58.

作者简介 张洪生(1962—),男,教授级高工,硕士生导师,主要从事石油机械自动化开发与改进研究工作。E-mail zh-h-sh@163.com
邓桐(通信作者)(1989—),男,硕士研究生,研究方向 机械设计理论及方法。E-mail williamdeng925@163.com