

全液压顶驱钻机背钳的设计及运动仿真分析

杨虎伟^{1,3}, 赵大军¹, 于萍², 隗延龙¹, 李淑敏¹, 孙梓航¹

(1. 吉林大学建设工程学院, 吉林 长春 130026; 2. 吉林大学机械科学与工程学院, 吉林 长春 130022; 3. 中煤科工集团西安研究院有限公司, 陕西 西安 710077)

摘要:针对大陆科学钻探接卸钻杆进行上卸扣操作复杂繁琐、夹持稳定性差等问题,设计了一种适应于科学钻探全液压顶驱钻机的新型背钳装置。该装置具有夹持力大、对钻杆损伤小、工作性能稳定、双向浮动等特点,解决了钻进过程中频繁倒杆问题,快速完成上卸扣操作作业,极大地缩短了辅助作业时间。并利用 ADAMS 动力学仿真软件,对夹紧机构进行了运动仿真分析,验证了机构设计的合理性。

关键词:全液压顶驱钻机;顶驱背钳;夹紧机构;浮动机构;运动仿真分析

中图分类号:P634.3 **文献标识码:**A **文章编号:**1672-7428(2014)02-0056-05

Design of Back-up Wrench for Full Hydraulic Top Drive Drilling Rig and the Motion Simulation Analysis/YANG Hu-wei¹, ZHAO Da-jun¹, YU Ping², KUI Yan-long¹, LI Shu-min¹, SUN Zi-hang¹ (1. College of Construction Engineering, Jilin University, Changchun Jilin 130026, China; 2. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun Jilin 130022, China; 3. Xi'an Research Institute of China Coal Technology and Engineering Group Corp., Xi'an Shaanxi 710077, China)

Abstract: According to the complicated unloading operation for drill rod and the poor clamping stability, new back-up wrench device for hydraulic top drive drilling rig was designed to adapt to the Continental Scientific Drilling. This device has the advantages of large clamping force, little damage to drill rod, stable performance and two-way floating, by which the frequent rod lifting is saved and the subsidiary operation time is greatly reduced by rapid makeup and breakout operation. And using ADAMS dynamics simulation software, the motion simulation analysis is made on the clamping mechanism to verify the rationality of the mechanism design.

Key words: hydraulic top drive drilling rig; top drive back-up wrench; clamping mechanism; floating mechanism; motion simulation analysis

0 引言

为了满足大陆科学钻探连续取心的钻进要求,急需研制全液压顶驱钻机背钳装置。背钳是顶驱管子处理装置的重要组成部分,其作用是在任意时间、任意位置夹持钻杆接头完成上卸扣操作^[1]。目前,背钳在上卸扣过程中夹持不稳定,降低钻具的使用安全性,而且多数钻机背钳未配备自动对中装置,所以钻进过程中,在钻机的振动和风力的影响下,很难实现一次对中,且易出现钻杆螺纹磨损、崩扣等现象。这样既增加作业时间、减低工作效率,又极大的影响钻杆的使用寿命。所以为解决液压顶驱钻机背钳装置结构复杂、夹紧效率低的问题,设计了一种新型的液压顶驱背钳。

背钳可以配合顶驱完成一系列的上卸扣工作,背钳钳牙夹持住钻杆接头,利用顶驱的主轴正反转

实现上卸扣。其性能的好坏直接影响到顶驱整体性能、钻进效率及作业的可靠性。因此,本文结合国家深部探测技术与实验研究专项资助项目“全液压深部大陆科学钻探用钻机研制”,对背钳装置的结构进行了研究。

1 液压顶驱背钳装置的设计要求

1.1 背钳的工艺流程

钻杆的上扣和卸扣是升降钻具过程中的2个重要环节。上扣作业时,首先顶驱下行,背钳夹紧钻杆接头,随后顶驱主轴旋转实现上扣(设定上扣最大上扣扭矩,防止扭矩值过大损坏螺纹),背钳向上浮动,待上扣完成后,背钳松开钻杆接头;卸扣作业时,先夹紧钻杆,顶驱主轴回转旋扣,松开钻杆螺纹第一扣后,背钳只需下行很小距离依靠顶驱自身的平衡

收稿日期:2013-07-30

基金项目:深部探测技术与实验研究“深部探测关键仪器装备研制与实验”之“深部大陆科学钻探装备研制”(SinoProbe-09-05)

作者简介:杨虎伟(1987-),男(汉族),陕西榆林人,吉林大学硕士研究生,中煤科工集团西安研究院有限公司助理工程师,地质工程专业,从事钻探机具的研制及推广工作,陕西省西安市高新区锦业一路82号,yanghuwei0608@163.com;赵大军(1964-),男(汉族),吉林长春人,吉林大学教授、博士生导师,探矿工程专业,博士,从事岩土钻凿新方法的教学与研究,吉林省长春市西民主大街938号,zhaodj@jlu.edu.cn。

系统将背钳总成弹开,上述过程中要保证卸扣行程与浮动行程一致,所以,背钳设计时要实现上卸扣作业与浮动动作一致。

1.2 设计要求

背钳作为顶驱管子处理装置的重要组成部分^[2,3],必须满足大陆科学钻探工艺的要求:

(1)背钳装置能实现快速夹紧及松开钻杆的动作,减少加接和拆卸钻杆的辅助时间^[4];

(2)背钳装置应尽可能减小占用顶驱空间,结构简单便于操作与维修;

(3)综合考虑顶驱钻井过程中复杂的工艺流程及恶劣的作业环境,背钳装置的设计要满足顶驱系统的整体设计要求。

1.3 技术参数

(1)背钳夹持范围:Ø89~216 mm;

(2)背钳的最大旋扣扭矩:50 kN·m;

(3)浮动液压缸最大行程:260 mm;

(4)液压缸额定工作压力:16 MPa;

(5)适用钻孔深度:7000 m。

2 背钳结构设计

2.1 结构及特点

背钳的总体结构如图1所示。该装置主要由浮动支座、减震弹簧、浮动液压缸、立柱箱体、定位板、浮动滑块、夹紧机构、导正机构组成。

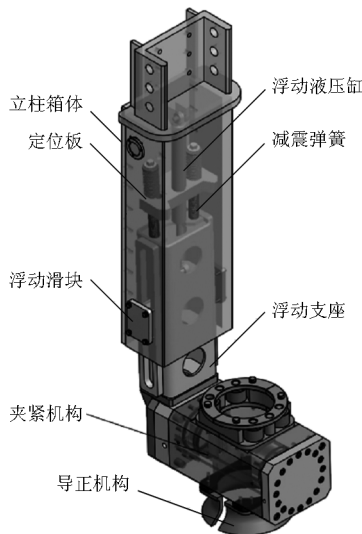


图1 背钳总体结构

其中,导正机构位于机构下端对钻杆起导向作用,方便对扣。夹紧机构结构紧凑,内置双液压缸夹紧装置。上部为背钳浮动机构,主要包括浮动滑块、定位板、立柱箱体、浮动液压缸、减震弹簧及浮动支

座等。主要是通过浮动液压缸来实现下部机构的浮动。为了保证浮动机构的工作精度,在浮动支座的侧壁上开有滑槽,滑槽的行程设计为600 mm(保证背钳在任意位置夹持钻杆),浮动支座与底部的背钳连接座用螺栓联接。浮动滑块安装在立柱箱体上,并用4个螺栓固定,随着浮动支座的移动,带动整个夹持机构的上行与下移。浮动液压缸铰接于立柱箱体上端盖上,活塞杆固定于浮动支座中部的隔板上。液压缸穿过定位板,两侧立柱连接在浮动支座上,利用定位销固定,定位板下部装有减震弹簧。

该装置具有以下主要特点:

(1)设有导正机构,导正机构上的导向环可有效地避免钻杆在夹持上卸扣过程中出现偏差,对钻杆起到了导正连接的作用,以最短的时间进行对扣,节省了作业时间;

(2)夹紧机构设置为对称结构,其内部2组夹紧液压活塞缸上对称安装4组钳牙实现夹紧及松开钻杆动作,夹持力大且夹持稳定;

(3)浮动机构配合顶驱主轴回转,上卸扣时随着螺纹旋合,浮动支座沿着滑槽同步浮动,防止拧卸钻具过程中螺纹丝扣的损坏;

(4)浮动机构下端安装有减震弹簧,缓冲液压缸产生剧烈晃动,在背钳浮动时保持整体机构运动的平稳性,极大地提高了作业的可靠性;

(5)占用空间小,结构简单便于维修,对顶驱其它机构运动无干扰。

2.2 夹紧机构

背钳夹紧机构的设计如图2所示。

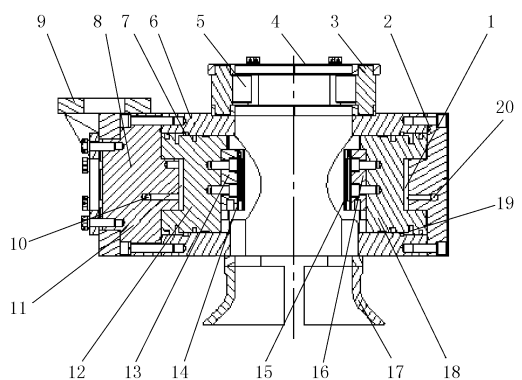


图2 背钳夹紧机构结构

1—右侧工作腔;2—端盖;3—导正轮底板;4—导正轮盖板;5—导向滚轮;6—钳体;7—回油口1;8—缸盖;9—背钳连接座;10—进油口1;11—左侧工作腔;12—活塞1;13—左钳牙座;14—左钳牙;15—右钳牙;16—右钳牙座;17—导向盖;18—活塞2;19—回油口2;20—进油口2

在夹紧状态下时,两侧的进油口10和进油口

20同时供油,液压油同时进入左侧工作腔11与右侧工作腔1,推动活塞12、18运动,然后连接在活塞上的钳牙座13、16则带动左钳牙14及右钳牙15共同夹紧钻杆接头,之后通过顶驱上的回转头旋扣,完成上扣操作。

夹紧时液压缸工作腔达到保压状态,松开时左右两侧工作腔泄压,回油口7、19则转变为进油口,同时与之连接的腔体则充满液压油,推动活塞12、18向左移动。活塞与腔体之间的间隙逐渐减少,最后达到压力平衡,活塞停止运动,松开钻杆的动作完成。背钳上端安装有导向滚轮5,下部安装有导向盖17,采用“两瓣式”结构,导向盖17起到了导正钻杆作用。

2.3 浮动机构

浮动机构主要由承重销、碟簧、端盖、立柱箱体、浮动液压缸、承重销卡板、减震弹簧、活塞杆、导向滑块、浮动支座等结构组成(如图3所示)。浮动支座两侧开有滑槽,为了减少浮动支座的重量,两侧的导向滑块用螺栓固连在立柱箱体然后上下浮动,两侧立柱穿过用螺栓连接的定位板上,而连接于立柱盖板上的承重销一端穿过定位板,下端则被卡板固定。浮动液压缸上端铰接在立柱箱体的上端盖上,并从定位板中孔内穿过,下端连接在浮动支座的中间隔板上,保证液压缸上下浮动行程260 mm。

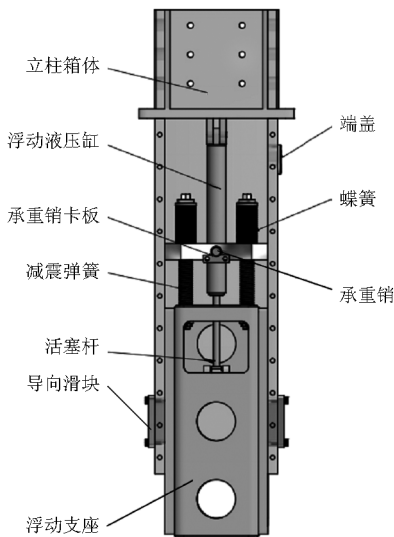


图3 背钳浮动机构

3 主要机构的设计计算

3.1 夹持机构受力分析及计算

在正常的钻进过程中,只考虑背钳负载为钻具自重、钻机转矩或钻具自重与钻机转矩的复合作

用^[5-10]。图4为背钳钳牙夹紧时的受力情况,钻杆接头和背钳之间的摩擦力必须大于钻杆自重产生阻力,才能保证背钳夹紧钳牙的可靠性,以 $\phi 127$ mm钻杆为研究对象。

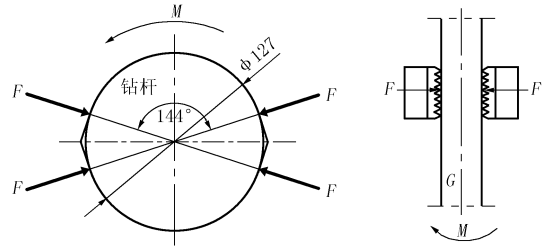


图4 背钳夹紧钻杆受力

3.1.1 立根自重

因为在背钳工作时,所承受的钻杆的重力为整个立根的重力,夹持钻杆时受到的摩擦力:

$$f_1 = G = qlg \quad (1)$$

式中: f_1 ——背钳夹持钻杆的摩擦力, N; q ——钻杆单位长度质量, 29 kg/m; l ——立根长度, 27 m; G ——钻杆重力。

由上述已知参数得: $f_1 = 7673.4$ N。

3.1.2 克服钻具自重所需要的夹持力 F_1

$$F_1 = G \sin \theta / (2f) \quad (2)$$

式中: f ——背钳钳牙与钻杆间的摩擦系数,取值0.25; θ ——钻孔倾角, $\theta \pm 90^\circ$ 。

计算得出, $F_1 = 15346.8$ N。

3.1.3 克服钻机转矩所需要的夹持力 F_2

$$F_2 = M / (fd) \quad (3)$$

式中: M ——顶驱钻机上卸扣最大输出扭矩, $M = 50$ kN·m; f ——背钳钳牙与钻杆间的摩擦系数,取值为0.25; d ——钻杆直径, $\phi 127$ mm。

计算得, $F_2 = 1574803.1$ N。

3.1.4 同时克服钻具自重和钻机转矩所需要的夹持力 F_3

$$F_3 = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \quad (4)$$

求得: $F_3 = 1574877.8$ N。

3.2 液压缸夹持力大小

以钳牙为研究对象,如图4所示。钳牙与钻杆的接触主要是为4个接触点,背钳的两侧分别施加大小相等但方向相反的力 $F_{夹}$,由上述对钻杆的分析得出,钳牙在4个接触点处受到的反作用力 $F' = F$ 。

$$F_3 = 2F_{夹} = 4F' \cos \theta \quad (5)$$

式中: θ ——夹紧力与接触点作用力之间的夹角, $\theta = 18^\circ$; $F_{夹}$ ——背钳液压缸夹紧力; F' ——接触点处钳牙夹紧力。

经计算： $F_{夹} = 787438.9 \text{ N}$ 。

3.3 夹紧液压缸的计算

夹紧液压缸的工作压力主要根据液压设备的类型来确定,本文选取无杆活塞缸,额定工作压力 16 MPa,此液压缸主要应用在矿山机械与工程机械的液压系统中。由工作最大负载 $F = 787438.9 \text{ N}$,工作压力 $P = 16 \text{ MPa}$,夹紧液压缸计算结果如下:

$$d = \sqrt{4F/(\pi P)} = 250 \text{ mm}$$

式中： d ——无杆活塞内径。

选用无杆活塞内径为 250 mm,选用缸径 250 mm 液压缸活塞,符合设计夹紧力要求。

3.4 浮动液压缸的计算

根据背钳浮动机构只承受背钳总体机构的自重,上浮时工作负载即整体机构的自重,经计算知 $F = G = 4832.9 \text{ N}$ 。浮动机构主要是通过液压缸上下运动实现整体机构的浮动,满足浮动行程的条件:向上浮动 200 mm,下移 60 mm。

初选液压缸为工程系列的液压缸,其额定工作压力为 16 MPa,计算结果如下。

3.4.1 缸筒内径

$$D = \sqrt{4F/(\pi P_1)} \quad (6)$$

式中： D ——缸筒内径； P_1 ——液压缸工作压力， $P_1 = 16 \text{ MPa}$ 。

计算得： $D = 19.6 \text{ mm}$ 。

为了满足最大拉力的要求,选取液压缸内径为 40 mm,便可满足工况。

3.4.2 活塞杆的直径

活塞杆的直径 d 可以按照设计压力和设备的类型选取。当活塞杆受力时,取 $d \geq 0.7D$,经计算得 $d = 30 \text{ mm}$,活塞杆的直径符合设计要求。

4 背钳夹紧性能仿真分析

为进一步研究背钳机构夹持性能,采用机械系统动力学仿真分析软件 ADAMS 对夹紧机构建立并简化模型进行仿真^[11-13]。

夹持机构作为整个系统的最终执行机构,其性能直接决定整个机构运动的平稳性、安全性及操作精度。所以必须保证夹紧动作及松开动作符合背钳的工艺流程。本文仅背钳夹紧活塞缸位姿(包括位置、速度及加速度)及运行状态(夹紧及松开)进行仿真分析。由于夹紧机构设置为两个对称的液压活塞缸,本文只取一侧活塞进行分析。

4.1 夹紧过程

设置夹紧时间为 5 s,并设置驱动函数仿真得出左侧活塞位置、速度及加速度变化曲线如图 5 所示。

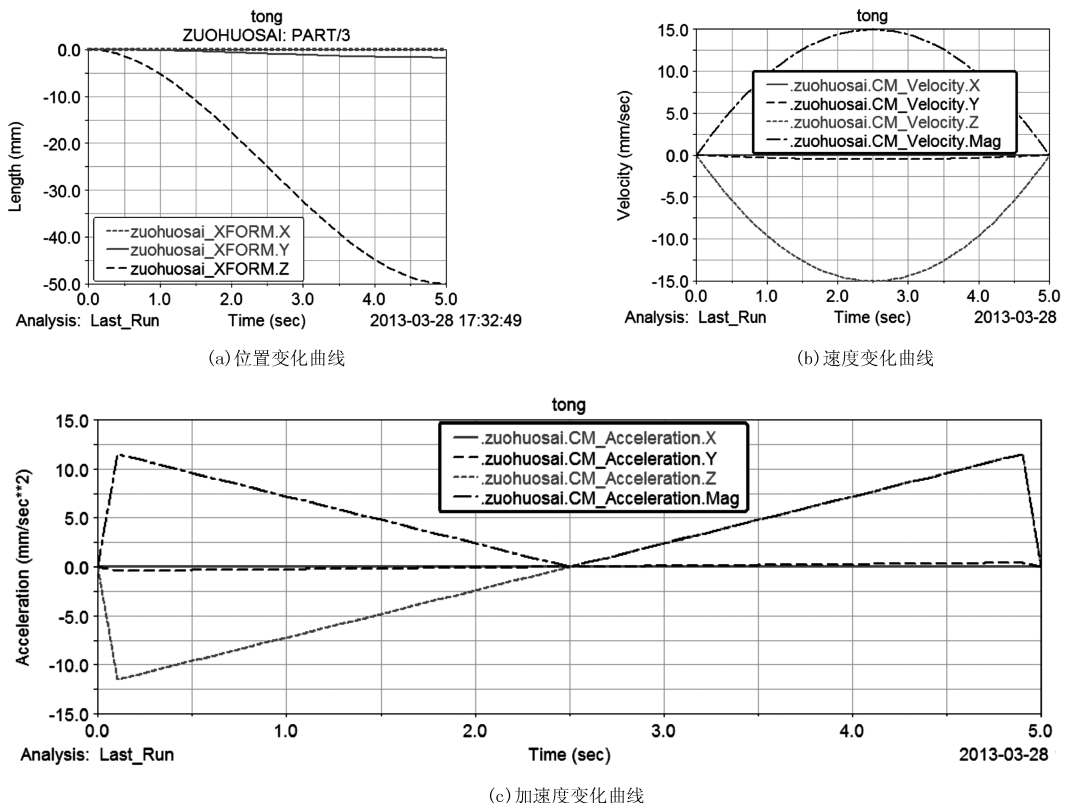


图 5 左侧活塞位姿变化曲线

仿真分析得出活塞夹紧钻杆规律:从图5(a)中可以看出, X 方向没有任何位移, Y 方向出现了相对微小的抖动,导致此现象出现的原因有可能是机构运动时产生的惯性,而 Z 方向在5 s内的位移量为50 mm,活塞沿着 Z 轴运动50 mm后夹紧钻杆,完成夹紧动作。

图5(b)为活塞速度变化曲线,活塞的 X 方向的速度为0, Y 方向的速度出现了很小的变化,最后趋于0; Z 方向的速度值先快速增大至峰值,然后减小至0,0~2.5 s内活塞的速度从0增大到最大值0.015 m/s,在2.5~5 s内速度呈减速下降直至为0,整个过程均无突变,系统运行平稳,从开始位置到2.5 s时,钳牙需要快速运动减少不必要的辅助时间,因此在此阶段(0~2.5 s)是保证液压系统压力的情况下,获得最大的运行速度,而在(2.5~5 s)这个过程中,为了避免钻杆受到较大的冲击载荷的作用,使得钳牙能平稳的夹持住钻杆,活塞的速度不能太大,而且不能出现急停,与实际工况相吻合。

根据图5(c)仿真曲线可以清晰反映出活塞的加速度的变化规律都是从初始位置为0,先直线上升至最高点,然后沿着直线下降为0,随后又反向增大至最大值,重新降至0。

4.2 松开过程

背钳夹紧机构松开钻杆过程是前者的反运动过程。其位置、速度及加速度变化曲线如图6所示。

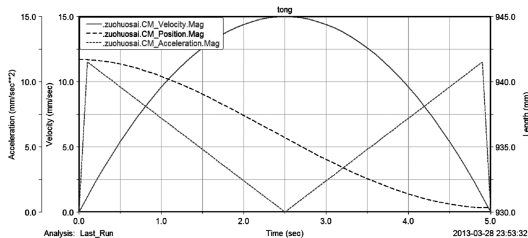


图6 松开动作左侧活塞运动的位置变化曲线

从图6仿真曲线可以得出,背钳在卸扣完成后松开钻杆时,在5 s内最大位移量同样是50 mm,速度变化也呈抛物线的变化,松开钻杆时的动作需要迅速急回,所以从0~2.5 s内速度增大到最大值,然后在2.5 s内做匀减速的运动,呈下降趋势,然后回到初始位置时,速度降为0。加速度曲线的变化趋势是先上升至最大值,其最大值为0.0115 m/s^2 ,然后快速下降,在2.5 s处,加速度为0速度值达到了最大,这个过程的变化与前边夹紧时的规律是一致的。而在2.5~4.885 s的时间内,两个活塞完成了急速退回的动作,加速度再一次达到了最

大值,此时的最大值与上次达到极值的时间是相同的。在4.885~5 s的时间内,左右活塞退回了一段距离,加速度的变化呈下降趋势,最后回归到初始位置。

通过分析结果表明,夹紧及松开动作时,左右活塞运动是同步的,两侧活塞运动规律始终是一致的,与实际工况相吻合。在符合工作要求的范围内,合理匹配参数可有效地提高背钳的可靠性。

5 结论

(1) 本文结合全液压顶驱钻机的工作要求及工艺流程,设计出夹持力大、夹持性能稳定、工作安全可靠背钳装置。采用双液压缸夹持机构及双向浮动机构,大大地提高了夹持性能,配合顶驱上卸扣作业时,浮动机构有效地避免钻杆螺纹丝扣的损坏;

(2) 应用ADAMS仿真软件对背钳的夹紧机构进行了建模仿真,结果表明:左右活塞运动同步,与实际工况相吻合,在5 s内可快速夹紧(松开)钻杆,验证了方案设计的可行性,对将来大陆科学钻探具有实际的指导意义;

(3) 本设计为全液压顶驱钻机的研制提供了理论依据,为背钳的优化设计及方案改进提供了参考。

参考文献:

- [1] 刘广华. 顶部驱动钻井装置操作指南[M]. 北京:石油工业出版社,2010.
- [2] A Varco International Company. TDS-11SA Top Drive System Service Manual[M]. Houston: Varco BJ,1995.
- [3] 效志辉. 钻机顶驱系统背钳机构的研究[D]. 吉林长春:吉林大学,2012.
- [4] 卜祥国,席栋,等. 减少液压顶驱钻进过程辅助作业时间的措施[J]. 石油矿场机械,2011,40(9):27-29.
- [5] 冯德强. 钻机设计[M]. 湖北武汉:中国地质大学出版社,1993.
- [6] 于今,张雅楠. 全液压钻机新型夹持器的设计分析[J]. 工程机械,2010,41(7):25-29.
- [7] 万军,王艳华,等. 钻机双夹持器的设计与分析[J]. 矿业安全与环保,2008,35(12):25-26.
- [8] 李克信,段勋兴,等. ZYW-3200型钻机的复合式夹持器设计[J]. 煤矿机械,2012,33(12):160-162.
- [9] 凡东,庞海荣. 全液压钻机夹持器的设计与分析[J]. 煤炭工程,2006,(5):7-8.
- [10] 王成. 复合式液压夹持器的设计[J]. 西部探矿工程,1998,10(6):70-72.
- [11] 陈立平,张云清,等. 机械系统动力学分析及ADAMS应用教程[M]. 北京:清华大学出版社,2005. 32-33.
- [12] 余新康,王健. 基于ADAMS的液压系统虚拟样机[J]. 工程机械,2003,(11):42-45.
- [13] 孙友宏,沙永柏. 钻杆自动传送系统结构设计及运动学分析[J]. 吉林大学学报(工学版),2012,42(S1):77-80.