

文章编号: 0253-2697(2012)03-0483-04

浮式钻井平台主动式钻柱升沉补偿装置设计

姜浩^{1,2} 刘衍聪¹ 张彦廷^{1,2} 刘振东^{1,2} 白鹿¹

(1. 中国石油大学机电工程学院 山东青岛 266580; 2. 浙江大学流体传动及控制国家重点实验室 浙江杭州 310058)

摘要:针对海浪升沉运动对钻柱和钻压的影响,设计了一种海洋浮式钻井平台主动式钻柱升沉补偿装置,其以电液比例方向阀和变量泵为控制对象,实现了对液压缸活塞运动的实时控制,进而对海浪升沉造成的钻柱运动进行补偿。建立了主动式钻柱升沉补偿装置系统的数学模型,设计、搭建升沉补偿实验台实现了升沉运动和动态负载的实验模拟,并进行了阀控和泵控加阀控的主动升沉补偿实验。结果表明:主动阀控方案具有较好的补偿效果,但消耗能量较大;泵控加阀控方案能耗较低,但控制策略要求较高,补偿效果稍差。

关键词:浮式钻井平台;钻柱;主动式升沉补偿;电液比例方向阀;变量泵

中图分类号:TE852

文献标识码:A

Design for an active drill-string heave compensation system of the floating drilling platform

JIANG Hao^{1,2} LIU Yancong¹ ZHANG Yanting^{1,2} LIU Zhendong^{1,2} BAI Lu¹

(1. College of Mechanical & Electronic Engineering, China University of Petroleum, Qingdao 266580, China;

2. State Key Laboratory of Fluid Power Transmission & Control, Zhejiang University, Hangzhou 310058, China)

Abstract: To solve problems of the heave movement of a float drilling platform caused by ocean waves, which make a drill string reciprocate with vibration and cause a shock against the drill bit, a new type of active drill-string heave compensation system was designed. This system can achieve a real-time domination over the piston movement of a hydraulic cylinder by controlling the electrohydraulic proportional direction valve and variable pump, which can compensate the drill string movement caused by heaving of ocean waves. Meanwhile, a system mathematical model was built, and then an experimental table for heave compensation was designed and constructed to carry out simulation, with which the heave movement and dynamic load were simulated. Active heave compensation experiments with the valve control or pump-valve control were carried out under the circumstance of heave motion and dynamic load simulation. The results indicate that the active valve control can get a better compensation effect but be accompanied with larger power consumption, while the pump-valve control consumes smaller power but has a high compensation request in operation and a little worse compensation effect.

Key words: floating drilling platform; drill string; active heave compensation; electrohydraulic proportional direction valve; variable pump

随着我国石油工业向海洋发展,深水勘探开发用钻井平台关键设备的设计与建造已被提升到重要日程^[1],钻井平台在不同环境下实现正常运行日益受到重视^[2-4]。浮式钻井平台需要设置升沉补偿装置,用以减小平台升沉运动对钻柱的影响^[5]。国外对钻柱升沉补偿装置研究较早,并已开发出相应的产品,著名生产厂家有 National Oilwell Vaco、Dynacon 及 Aker 等公司^[6-7]。国内的宝鸡石油机械厂、中国石油大学方华灿教授^[1,5]、广东工业大学吴百海教授^[8]和中南大学刘少军教授^[9]等机构及个人在相关技术研究方面也取得了一系列成果。中国石油海洋分公司、中国海洋石油总公司已着手立项研制深水钻井平台,其中升沉补偿装置是其重要的组成部分。通过对钻柱升沉补偿装置

的研究,研制出具有我国自主知识产权的深海钻井关键设备,对于摆脱对国外技术和产品的依赖,加速我国海洋钻井设备系统的国产化具有重要意义。

1 主动式钻柱升沉补偿原理及数学模型

升沉补偿装置可近似理解为较大的弹簧,通过变形减缓海浪造成的平台垂直运动。液压式钻柱升沉补偿装置在海洋浮式钻井平台上应用最为普遍,结构形式也较多^[10],主要分为被动式补偿(PHC)和主动式补偿(AHC)两大类^[11]。被动式补偿利用蓄能器来吸收能量,补偿性能差,反应滞后较大,但几乎不消耗能量;主动式补偿需要连续输入能量,系统抗干扰能力强,补偿精度高,性能稳定,但能耗较高。

基金项目:国家自然科学基金项目(No. 50875262)和流体传动及控制国家重点实验室开放基金项目(GZKF-201025)资助。

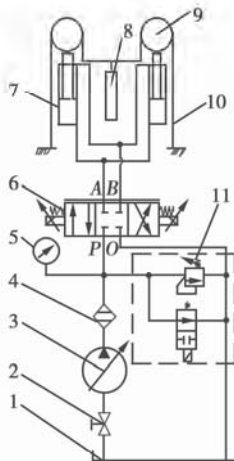
第一作者及通讯作者:姜浩,男,1977年12月生,2003年毕业于石油大学(华东),现为中国石油大学(华东)在读博士研究生,主要从事计算机测控及机电液控制领域的研究。E-mail:jianghao@upc.edu.cn

1.1 主动式钻柱升沉补偿原理

主动式钻柱升沉补偿装置安装在钻井平台上,当钻井平台随波浪上浮时,补偿液压缸及其活塞随平台上升,钻柱上升,通过检测活塞位移信号获得钻柱上升距离,此时向补偿缸有杆腔注入动力液压油,迫使活塞下降,将钻杆保持在平衡位置。同理,钻井平台下降时,向无杆腔注入动力液压油,迫使活塞上升,以保持位置平衡。两个补偿液压缸安装在钻井平台上,液压缸活塞杆和滑轮连接,链条通过定滑轮一端连接在钻井平台上,另一端通过连接装置连接钻柱。

1.2 主动式升沉补偿系统数学模型

主动式升沉补偿系统设计原理^[20]见图1。大钩作上下运动时,将位移传感器检测到的补偿缸活塞位移信号与给定的位移信号比较后获得的偏差信号传递给控制器。当平台下沉时,控制器输出的控制信号为正,电液比例方向阀向补偿缸的无杆腔输送液体,活塞向上运动;当平台上升时,控制器输出的控制信号为负,电液比例方向阀向补偿缸有杆腔输送液体,从而使补偿缸活塞向下运动以补偿大钩位移。



1-油箱;2-截止阀;3-变量泵;4-过滤器;5-压力表;6-电液比例方向阀;7-补偿缸;8-钻柱;9-滑轮;10-链条;11-电磁溢流卸荷阀。

图1 AHC系统原理

Fig. 1 Scheme of AHC system

补偿液压缸输入油液连续性方程为

$$q_L = A_p v_L + \lambda_c p_L + \frac{V_L}{4\beta_c} \frac{dp_L}{dt} \quad (1)$$

活塞运动动力平衡方程为

$$p_L A_p = m_r \frac{dv_L}{dt} + c_1 v_L + F_L \quad (2)$$

式中: q_L 为负载流量,L/min; A_p 为活塞面积, m^2 ; v_L 为活塞运动速度,m/s; λ_c 为液压缸泄漏系数; p_L 为控制腔输出的压力,MPa; V_L 为油腔的容积,L; β_c 为液压油的体积弹性模量,MPa; m_r 为加在活塞上的总质量,kg; F_L 为

补偿液压缸活塞杆负载,N; c_1 为黏性阻尼系数,N·s/m。

变量泵与比例阀间管路流量方程:

$$q_p - Q_{PA} - Q_{PB} = \frac{V_g}{\beta_c} \frac{dp_{sp}}{dt} \quad (3)$$

式中: q_p 为流入管路的流量,L/min; V_g 为变量泵到比例阀间管路的容积,L; Q_{PA} 、 Q_{PB} 为阀A口和B口的流量,L/min。

系统采用PID增量型控制算法,控制模型为

$$u_0 = K_p u_r + K_i \int u_r dt + K_d \frac{du_r}{dt} \quad (4)$$

系统静载包括钻柱质量(325 t,根据10 km井深钻具组合计算获得)、顶驱和大钩的质量(25 t)及游车下框架质量(5 t)。在平台升沉高度为5.4 m、周期为15 s的情况下进行仿真,系统补偿效果如图2所示。由图2可以看出,主动式升沉补偿系统补偿效果较好,大钩最大位移为0.15 m,补偿率达到95%。

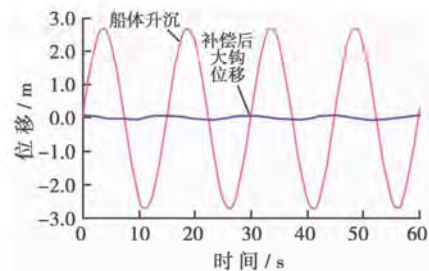


图2 主动补偿阀控仿真曲线

Fig. 2 Simulation curves of AHC valve control system

2 实验台设计

2.1 钻柱升沉补偿实验台组成

基于相似原理设计的浮式钻井平台钻柱升沉补偿模拟实验台见图3。实验台由钻井平台升沉模拟模块、钻柱负载模拟模块和升沉补偿控制模块组成,可进行升沉高度2 m、补偿高度2 m的模拟试验。

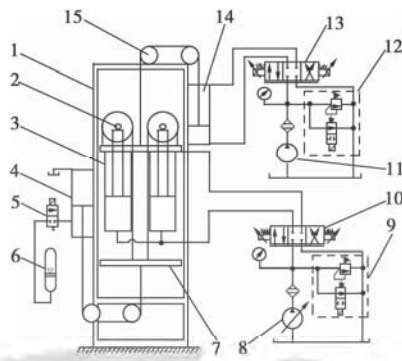
2.2 平台升沉运动模拟系统

平台升沉运动模拟系统是一个典型的阀控缸液压位置伺服系统,液压系统由定量泵、电磁溢流卸荷阀、电液比例方向阀、升沉模拟缸和升沉链轮组成,如图3(部件11—15)所示。

由于平台的升沉运动近似于简谐运动,因此只需要控制电液比例方向阀,即可实现升沉运动模拟缸活塞运动规律为简谐运动。由于电液比例方向阀存在死区,在进行升沉运动控制时采取了死区补偿技术。

2.3 负载模拟系统

负载模拟系统由蓄能器、电磁阀、负载模拟缸、负载链轮和负载框架组成,如图3(部件8—10)所示。系统工作过程中,电磁阀处于导通状态,蓄能器产生的压



1-实验台架;2-补偿缸链轮;3-补偿缸;4-负载模拟缸;5-电磁阀;6-蓄能器;7-负载框架;8-变量泵;9-电磁溢流卸荷阀;10-电液比例方向阀;11-定量泵;12-电磁溢流卸荷阀;13-电液比例方向阀;14-升沉模拟缸;15-升沉链轮。

图3 AHC实验台原理

Fig. 3 Scheme of AHC experimental table

力作用于负载模拟缸的有杆腔,通过此力模拟实际升沉补偿系统负载作用在系统上的作用力。

在实际的升沉补偿系统中,大钩运动引起的钻柱长度变化导致升沉补偿系统产生动载。在模拟系统中,通过蓄能器体积变化来模拟补偿系统的动载。具体过程为:大钩向上运动动载增大时,在模拟系统中,相当于负载模拟缸活塞杆向外伸出,此时,液压油流回蓄能器,使蓄能器中气体体积减小,压力升高;压力的升高使作用在负载模拟缸有杆腔环形面积上的作用力增大,即相当于动载增大;大钩向下运动时模拟过程与大钩上升过程正好相反,从而实现了对升沉补偿系统所受动载变化的模拟。

3 升沉补偿实验

3.1 主动阀控补偿方案

阀控方式下变量泵作为定量泵使用,采用电液比例阀控制液量大小。实验过程中,补偿运动在变量泵和比例阀作用下,通过位移传感器检测钻柱波动的幅值,进而实现对补偿缸的控制。负载缸以缸体活塞伸出500 mm的位置为基准,模拟钻柱在外来干扰影响下的大钩位移。主动升沉补偿阀控方案采用PID增量型算式,偏差为大钩位移与设定位置之差,图4为

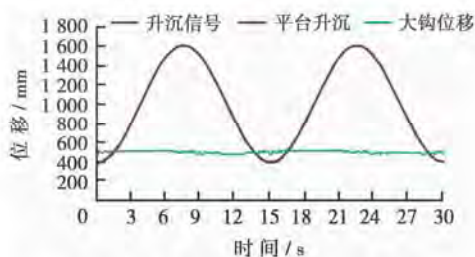


图4 主动阀控升沉和补偿曲线

Fig. 4 Curves of heave and compensation for AHC valve control

升沉幅值为600 mm时升沉、检测及补偿曲线。

实验幅值为200~700 mm时阀控补偿曲线如图5所示,此时溢流压力为5.5 MPa。

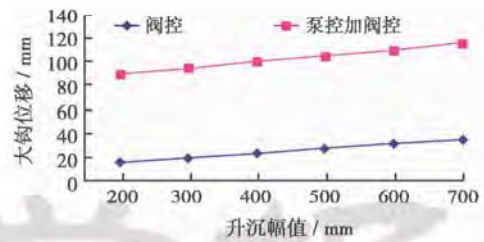


图5 阀控和泵控加阀控补偿效果曲线

Fig. 5 Curves of compensation for AHC valve control and pump-valve control

实验结果表明,主动式升沉补偿阀控方案控制效果较好,在升沉运动峰谷值达到1400 mm时,大钩位移可控制在35 mm之内,补偿率达到95%,与仿真结果相一致,表明了模型建立的正确性和实验台设计的合理性。

3.2 主动泵控加阀控补偿方案

泵控加阀控方式是指采用泵加阀联合的PID控制的方式。当大钩随钻井平台作上下运动时,将位移传感器输出的大钩位移信号与设定平衡位置比较后获得的偏差信号传递给电液比例方向阀控制器,利用该偏差信号调节电液比例方向阀阀口开度,进而减小钻柱相对平衡位置的位移偏差。变量泵的输出液量控制以升沉速度为控制量,由于变量泵控制反应速度较慢,变量泵控制采用P控制,当泵控加阀控钻井平台偏离平衡位置一定位移时,变量泵控制参数由升沉速度改为大钩位移偏差,以加快反应速度,改善补偿效果。

在升沉给定幅值为200~700 mm范围内,泵控加阀控补偿效果曲线如图5所示。

由图5可以看出,主动式泵控加阀控方案控制效果较差,在升沉运动峰谷值达到1400 mm时,其大钩位移控制范围在120 mm之内,补偿率为83%。

4 能耗分析

能耗是主动式升沉补偿系统的重要参数,其由瞬时压力和流量参数获得,实验数据每30 ms采集一次,系统效率取0.8。

4.1 主动阀控补偿方案

主动式阀控补偿需要外部能量输入来支持负荷循环,随着升沉幅值的增加,能耗呈上升趋势。阀控大钩位移曲线见图6。

4.2 主动泵控加阀控补偿方案

主动式泵控加阀控补偿系统通过位移传感器检测

升沉缸活塞运动速度,根据速度信号控制变量泵的排量。控制过程中泵控起主导作用,阀控起辅助作用,由于泵控存在较大延迟,导致控制效果不理想,但是其能耗也比较小(图6)。

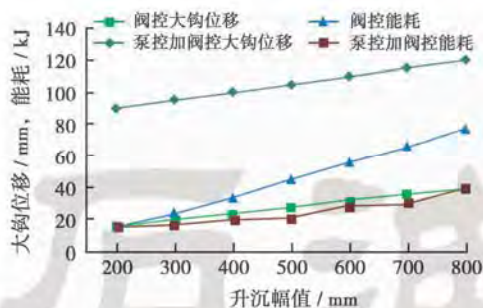


图6 大钩位移和系统能耗曲线

Fig. 6 Curves of compensation and energy consumption at different ranges

5 结论

(1) 设计了主动式升沉补偿装置,并建立系统的数学模型对其进行仿真,结果表明该系统具有较好的补偿效果。

(2) 依据相似原理建立了实验台,制定了升沉和负载的模拟方案并进行相关实验,结果表明该系统可实现升沉和动载的模拟。

(3) 设计了主动阀控补偿和主动泵控加阀控补偿两种方案,并分析了其补偿效果及能耗。实验结果表明,主动阀控方案补偿效果较好,但要求系统瞬态功率较大,能耗也大,可在补偿精度要求较高的工况下应用。由于泵控系统延迟时间较长,主动泵控加阀控方案补偿效果稍差,但泵的输出流量减小,能耗较小,可在补偿精度要求不高、但需要减小能耗的工况下应用。

参考文献

- [1] 方华灿. 对我国深水半潜式平台设计的几点浅见[J]. 中国海洋平台, 2008, 23(2): 1-7.
Fang Huacan. A few superficial views for the design of semi-submersible platform in deep water[J]. China Offshore Platform, 2008, 23(2): 1-7.
- [2] 谢彬, 张爱霞, 段梦兰. 中国南海深水油气田开发工程模式及平台选型[J]. 石油学报, 2007, 28(1): 115-118.
Xie Bin, Zhang Aixia, Duan Menglan. Engineering mode and platform selection for deepwater oilfield development in South China Sea[J]. Acta Petrolei Sinica, 2007, 28(1): 115-118.
- [3] 刘健, 陈国明, 黄东升. 冰区海洋平台疲劳可靠性评估方法的研究[J]. 石油学报, 2006, 27(5): 115-118.

Liu Jian, Chen Guoming, Huang Dongsheng. Evaluation method for fatigue reliability of offshore platform in ice region[J]. Acta Petrolei Sinica, 2006, 27(5): 115-118.

- [4] 许亮斌, 陈国明. 近海石油平台动态疲劳可靠性模糊控制模型[J]. 石油学报, 2010, 31(1): 148-151.
Xu Liangbin, Chen Guoming. Fuzzy control model for dynamic fatigue reliability of offshore drilling platform[J]. Acta Petrolei Sinica, 2010, 31(1): 148-151.
- [5] 方华灿. 海洋石油钻采装备与结构[M]. 北京: 石油工业出版社, 1990, 11-18.
Fang Huacan. Offshore oil drilling equipment and structure[M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 1990, 11-18.
- [6] Sarker G, Myers G, Williams T, et al. Comparison of heave motion compensation systems on scientific ocean drilling ship and their effects on wireline logging data; 2006 Offshore Technology Conference, Houston, May 1-4, 2006[C]. [S. l.]: OTC, 2006.
- [7] Xu Qi, Abbott P A, Halkyard J. Heave suppressed offshore drilling and production platform and method of installation; US, 6652192[P], 2003-11-25.
- [8] 吴百海, 肖体兵, 龙建军, 等. 深海采矿装置的自动升沉补偿系统的模拟研究[J]. 机械工程学报, 2003, 39(7): 128-132.
Wu Baihai, Xiao Tibing, Long Jianjun, et al. Simulation study on automatic heave compensation system for deep-ocean mining equipment[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(7): 128-132.
- [9] 李艳, 刘少军. 深海采矿系统虚拟样机及联动特性研究[J]. 系统仿真学报, 2006, 18(8): 2192-2194.
Li Yan, Liu Shaojun. Virtual prototype and dynamic behavior analysis of deep-ocean mining system[J]. Journal of System Simulation, 2006, 18(8): 2192-2194.
- [10] Robichaux L R, Hatleskog J T. Semi-active heave compensation system for marine vessels; US, 5209302[P], 1993-05-11.
- [11] Korde U A. Active heave compensation on drill-ships in irregular waves[J]. Ocean Engineering, 1998, 25(7): 541-561.
- [12] 张彦廷, 王鸿膺, 刘振东, 等. 海洋浮式钻井平台钻柱升沉补偿装置; 中国, CN101130949[P], 2008-02-27.
Zhang Yanting, Wang Hongying, Liu Zhendong, et al. The heave compensation system of drilling string for float sea platform; China, CN101130949[P], 2008-02-27.
- [13] 张彦廷, 王鸿膺, 刘振东, 等. 海洋浮式钻井平台钻柱升沉补偿装置; 中国, CN101382042[P], 2009-03-11.
Zhang Yanting, Wang Hongying, Liu Zhendong, et al. The heave compensation system of drilling string for float sea platform; China, CN101382042[P], 2009-03-11.
- [14] 张彦廷, 刘振东, 武光斌, 等. 海洋浮式钻井平台钻柱升沉补偿装置; 中国, CN101798909A[P], 2010-08-11.
Zhang Yanting, Liu Zhendong, Wu Guangbin, et al. The heave compensation system of drilling string for float sea platform; China, CN101798909A[P], 2010-08-11.

(收稿日期 2011-10-20 改回日期 2011-12-20 责任编辑 王秀)