

文章编号:1673-5005(2010)01-0099-06

钻井液连续波信号发生器转阀水力转矩分析

贾 朋¹, 房 军¹, 苏义脑², 李 林²

(1. 中国石油大学 机电工程学院, 山东 东营 257061; 2. 中国石油集团 钻井工程技术研究院, 北京 100097)

摘要: 转子运动过程中在转子背面产生的回流以及随转子的转动而不断变化的入口速度角导致了转阀的水力转矩变化较大, 影响了转阀的动态性能。利用动量矩定理建立转阀水力转矩的理论模型, 然后利用 CFD 方法, 针对所设计的实验样机进行三维流场仿真, 对转阀水力转矩的几种影响因素进行仿真分析。研究结果表明: 在转阀关闭的起始阶段, 水力转矩使转阀趋于打开, 其余阶段, 水力转矩使转阀趋于关闭; 采用曲线阀口可以使水力转矩变化平缓; 适当增大定子轴向间隙、增加转阀阀瓣个数、减小转子阀瓣厚度可以减小水力转矩, 改善电机的控制性能。

关键词: 随钻测量; 钻井液连续波; 射流角; 水力转矩; CFD 方法

中图分类号: TE 927

文献标志码: A

Analysis on rotary valve hydraulic torque of drilling fluid continuous wave signal generator

JIA Peng¹, FANG Jun¹, SU Yi-nao², LI Lin²

(1. College of Mechanical and Electronic Engineering in China University of Petroleum, Dongying 257061, China;

2. Drilling Research Institute, CNPC, Beijing 100097, China)

Abstract: The backflow occurred behind the rotor blades when the rotor rotated and the inlet velocity angle of the rotor varied with rotor's motion, which lead to the great change of the hydraulic torque on the rotary valve, and the dynamic performance of the rotary valve was influenced. A theoretical calculation model of the hydraulic torque on the rotary valve was established based on the theorem of momentum moment, and then the three-dimensional flow field inside the experimental prototype was simulated by CFD method, and the simulation analysis of several influence factors of the hydraulic torque on the rotary valve was made. The results show that the hydraulic torque on the rotary valve tends to open the rotary valve in the starting stage of the closure, and tends to close the rotary valve in other stages. The hydraulic torque can be changed mildly using the curved orifice, and the hydraulic torque can be decreased and the control performance of the motor can be improved by increasing the gap between the stator and rotor or increasing the number of the valve lobe or decreasing the thickness of the valve lobe.

Key words: measurement while drilling; drilling fluid continuous wave; jet angle; hydraulic torque; CFD method

钻井液连续波信号发生器已经在国外随钻测量及测井系统中得到了成功应用, 在国内尚处于样机实验研究阶段^[1-4]。转阀是钻井液连续波信号发生器中信号产生的关键部件, 也是主要耗能元件, 它由电机直接驱动, 为了改善信号发生器的控制性能, 减少电能消耗, 提高连续波信号产生的速率与传输距离, 需要对转阀的负载转矩特性进行深入探讨。Chin W. C. 建立了转阀流场的稳态准三维模型, 对

转阀的静态水力转矩进行了分析^[5]。为了产生调频(FSK)或调相(PSK)信号, 转阀的运动状态不断变化, 相应的转阀内部的流动状态也变得十分复杂, Chin W. C. 的计算模型不能很好地反映转阀负载转矩的变化。笔者利用 CFD 软件对钻井液连续波信号发生器进行三维流场仿真, 研究转阀的几何结构、钻井参数等因素对其负载转矩的影响。

收稿日期: 2009-09-27

基金项目: 国家“863”高技术研究发展计划项目(2006AA06A103)

作者简介: 贾朋(1982-), 男(汉族), 山东泰安人, 博士研究生, 主要从事井下工具的设计与研究。

1 转阀的流场仿真分析

1.1 几何模型、网格划分与仿真设置

钻井液连续波信号发生器转阀的结构如图1所示。由于转阀内部结构比较复杂,在建立其流场仿真模型时,同时忽略了定子中空容腔内的流体流动,将其做成实心盘状结构,忽略下游支管对转阀内部流场的影响。仿真模型中,定子与转子之间以及转子的出口处采用滑动网格模型,由于这些地方的压力、速度梯度很大,存在着涡旋复杂流态,因此采用局部网格细化。

图1 转阀结构

Fig.1 Structure of rotary valve

仿真过程中认为钻井液为单相不可压缩流体,只考虑其黏性、密度对转阀性能的影响。入口边界条件为速度入口,入口流速为3 m/s;出口边界为压力出口,出口压力设为井底环境压力;壁面为无滑移静止壁面;滑动网格的旋转速度为62.8 rad/s(信号频率40 Hz)。流动状态为紊流,使用标准 $k-\varepsilon$ 模型。采用非定常二阶隐式分离求解器,用simple算法进行速度、压力耦合计算。上述参数的设置因研究目的不同而变化。

1.2 转阀速度场

图2中给出了半径为40 mm的圆柱面内流动的流线图。由图2可知:在转子阀瓣的背面(迎流面为正面,反之为背面)出现一片回流区域,该区域的面积随转阀开度的减小而增大,当转阀完全关闭后,该区域脱落并向下游移动;随着转阀开度 x 的减小,入口速度角 θ_1 (射流角)不断减小,当 x 为负时, θ_1 变为 0° 并稳定下来,相应的 θ_2 开始由 180° 逐渐减小;转子阀瓣厚度越大,流过节流口的流束在转子阀瓣控制区域内的扩散越充分,当转子阀瓣厚度很

小时,入口流束来不及扩散便流出转子阀瓣控制区域。

图2 二维流场边界条件设置与流线图

Fig.2 Boundary condition and streamline of 2D flow field

2 转阀的水力转矩特性分析

根据动量矩定理可得作用在水力机械转轮上动态力矩的一般表达式^[6]为

$$M = \rho Q(v_{u1}r_1 - v_{u2}r_2) - \rho \iint_{\tau} \frac{\partial v_u r}{\partial t} d\tau. \quad (1)$$

式中, ρ 为钻井液密度, kg/m^3 ; Q 为钻井液流量, m^3/s ; v_{u1}, v_{u2} 分别为转子进、出口水流绝对速度的圆周分量, m/s ; r_1, r_2 分别为转子进、出口中间流面的半径, m ,此处 $r_1 = r_2$; $d\tau$ 为转子流域某一微元; v_u 为流体微元绝对速度的圆周分量, m/s ; r 为流体微元相对于转轴的半径, m 。

作用在转阀上水力转矩的计算不同于一般水力机械的水力转矩计算,一般水力机械的叶片厚度相对于通流面积来说很小,转轮的转动不会引起上游压力的大幅波动,作用在转轮上的水力转矩基本上保持恒定,而转阀的工作原理就是要通过改变通流面积来改变上游压力,因此在转阀转子的转动过程中,作用在转子上面的水力转矩会发生大幅度的变化。

根据式(1),作用在转子上的水力转矩可以分为稳态水力转矩与瞬态水力转矩两部分。

2.1 稳态水力转矩

对转阀内速度场的分析可知,在转子转动过程中,其内部流动是时变的,传统的翼栅理论不再适用,因此本文中引入液压流体力学中射流角的概念来计算稳态水力转矩。

取转阀按流量平均的中间流面,将其展开如图1(b)所示。由图可知转子进口水流由两部分组成,其绝对速度分别为 v_1, v_3 ,射流角分别为 θ_1, θ_3 ,出口水流的绝对速度为 v_2 ,射流角为 θ_2 。

将上述关系代入式(1)右边第一项可得

$$M_s = \rho Q_1 v_1 \cos \theta_1 R + \rho Q_3 v_3 \cos \theta_3 R - \rho Q_2 v_2 \cos \theta_2 R. \quad (2)$$

其中

$$Q_1 + Q_3 = Q_2 = Q.$$

式中, $Q_i (i = 1, 2, 3)$ 为流经截面 i 的体积流量, m^3/s ; R 为转子中间流面的半径, m 。

式(2)中右边第三项对水力转矩的影响随着转子阀瓣厚度的变化而变化。随着转子厚度的增加,入口流束在转子控制体内扩散得越充分,就有越多的流体沿着转子侧壁的方向流出,该项的值越小。因此,本文将该项的影响用扩散系数 ζ 来代替。将流量-压力关系式^[7]代入式(2)可得作用在转子上的水力转矩

$$M_s = 2\zeta R \Delta p (c_{d1} c_{v1} A_1 \cos \theta_1 + c_{d3} c_{v3} A_3 \cos \theta_3). \quad (3)$$

式中, $c_{di} (i = 1, 3)$ 为截面 i 处节流口的流量系数; $c_{vi} (i = 1, 3)$ 为截面 i 处节流口的流速系数; $A_i (i = 1, 3)$ 为截面 i 上的通流面积, m^2 ; Δp 为节流口前后的压差, Pa 。

由式(3)可知,应用动量定理的关键是确定通流面积 A 和射流角 θ 。面积 A 可由下式计算得到:

$$A_1 = n \int_{r_1(t)}^{r_2(t)} \sqrt{h(t)^2 + (r(\alpha_2(r, t) - \alpha_1(r, t)))^2} dr, \quad (4)$$

$$A_3 = nh(t)(r_{\max} - r_{\min}), \quad (5)$$

其中

$$h(t) = h \left(1 - \exp \left(- \frac{5B}{h} \frac{\omega R t}{\sqrt{h^2 + B^2} + h} \right) \right), t < \frac{T}{2}. \quad (6)$$

式中, $r_1(t), r_2(t)$ 为定、转子交错形成流道的最小、最大半径; n 为转阀阀瓣个数; $\alpha_1(r, t), \alpha_2(r, t)$ 分别为转子、定子棱边的曲线方程; $r_{\min}, r_{\max}$ 为转子阀口的最小、最大半径; h 为定、转子之间的轴向间隙; B 为转阀中间流面的阀口宽度; ω 为转子转速, rad/s ; T 为信号周期, s 。上述各参数的几何意义如图3所示。

示。

射流角 θ 可以通过二维流场仿真获得。通过一系列仿真获得图4所示的不同轴向间隙下,射流角随转阀开度的变化曲线。图中 x 为正表示转阀处于关闭过程,反之为打开过程。

图3 转阀流通面积示意图

Fig. 3 Schematic diagram of rotary valve flow area

图4 射流角随转阀开度变化曲线

Fig. 4 Variation curve of jet angle with different opening

图5中给出了不同转子厚度时,转阀关闭过程

图5 关闭过程中稳态水力转矩的理论值与仿真值对比

Fig. 5 Comparison between theoretic results and numerical results of steady hydraulic torque when closing
中稳态水力转矩的理论值与仿真值对比(图中扩散系数 ζ 为理论计算的最大值与不同转子厚度仿真值

算所得最大值的比值, ζ 的下角标数字表示转子厚度)。由图5可知, 理论值与仿真值的变化趋势相同, 由于转子厚度引起的差值可以用扩散系数 ζ 来补偿。

2.2 瞬态水力转矩

参考轴流式水力机械的瞬态水力转矩的计算公式可得作用在转子上的瞬态水力转矩为

$$M_t = -\rho \iiint_{\tau} \frac{\partial v_u r}{\partial t} d\tau = -J_{cv} \frac{d\omega}{dt} - \frac{dw_u}{dt} \iiint_{\tau} \rho r d\tau, \quad (7)$$

其中

$$\frac{dw_u}{dt} = \frac{d(w \cos \theta)}{dt} = \frac{dQ}{Adt} \cos \theta - \frac{Q}{A} \sin \theta \frac{d\theta}{dt}.$$

式中, J_{cv} 为转子流域内流体相对于转轴的转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; w_u 为转子流域内流体相对速度的圆周分量, m/s ; A 为转子流道的通流面积, m^2 ; θ 为转子流域内的射流角, rad , 这里可以看作转子入口射流角。

式(7)中, 右边第一项是由转子流域内流体的惯性引起的瞬态水力转矩, 因为该转动惯量相对于转子本体的转动惯量来说很小, 因此一般将其作为转子的附加转动惯量来考虑; 右边第二项是由于转子流域内流体相对速度大小和方向的变化引起的瞬态水力转矩, 该项可以由转子运动时的总水力转矩与稳态水力转矩的差值来表示。

图6中给出了转子匀速转动时, 不同转子厚度下作用在转阀上的稳态水力转矩与瞬态水力转矩。由图6可知, 瞬态水力转矩与稳态水力转矩的变化趋势一致, 瞬态水力转矩相对于稳态水力转矩来说很小。

图6 作用在转阀上的稳态水力转矩与瞬态水力转矩

Fig. 6 Steady and transient hydraulic torque on rotary valve

2.3 转阀水力转矩特性的仿真分析

作用在转阀上的水力转矩在大部分时间里辅助转阀关闭、阻止转阀打开, 这是因为: 当转阀处于关闭过程时, 流体从主阀口高速流出, 在左侧壁面形成低压区, 右侧壁面流速较低, 压力较高, 所以作用在

转子上的水力转矩辅助转阀关闭; 当转阀处于开启过程时, 正好相反。在转阀关闭的起始阶段, 水力转矩会阻止转阀关闭, 这是因为此时流体的绝对运动方向接近竖直, 由于转子的运动, 流体的相对运动方向是逆着转子的运动方向的, 所以产生的水力转矩阻止转阀关闭。

3 转阀水力转矩影响因素分析

3.1 转阀阀口形状

建立了4种阀口形状的仿真模型, 如图7所示。每种阀口的几何尺寸根据给定压力波信号的最大、最小值以及钻井液的流量和密度来确定。图7(d)是一种可以获得简谐压力波信号的曲线阀口, 该阀口的一边为径向线, 另一边的曲线方程为

$$r(\alpha) = \left(r_{\max}^2 - \frac{Q}{c_d} \sqrt{\frac{\rho}{2}} \frac{a \cos(n\alpha + \varphi)}{\sqrt{(a \sin(n\alpha + \varphi) + b)^3}} \right)^{1/2}. \quad (8)$$

其中

$$a = (p_{\max} - p_{\min})/2, \quad b = (p_{\max} + p_{\min})/2.$$

式中, α 为转子相对于定子的转角, rad ; φ 为压力波信号的初始相位, rad ; $p_{\max}$, $p_{\min}$ 分别为压力波信号的最大、最小值, Pa 。

图7 几种转阀阀口形状

Fig. 7 Several rotary valve port shapes

4种阀口的区别在于其开口面积的变化规律不同, 相应的压力波信号的形状和转阀的转矩特性就不同, 如图8所示。由于压力波信号的幅值不同, 导致无法对水力转矩进行比较, 因此本文中根据式(3), 取 $M_{\max}/\Delta p_{\max}$ 和 $T_{p\max} - T_{M\max}$ 两个参数作为比较的依据。 $M_{\max}/\Delta p_{\max}$ 表示获得相同幅值的压力波信号所需的水力转矩的大小; 压力波信号最大值时刻对应着转子所受轴向力最大的时刻, $T_{p\max} - T_{M\max}$ 表示转子的受力状态, 该值越小, 转阀将同时承受最大轴向力与最大水力转矩, 反之, 轴向力与水力转矩的最大值相互错开, 可以改善转子的受力状态。

由图8可知, 扇形阀口的转矩变化剧烈, 而曲线阀口和矩形阀口的转矩变化平缓。这是因为: 扇形阀口的两条棱边均为径向线, 在转阀关闭的过程中阀口棱边从内到外同时进入关断状态, 此时流体的

流动状态变化剧烈,因此水力转矩也变化剧烈;对于曲线阀口,在转阀关闭的过程中,阀口棱边从内到外依次进入关断状态,所以水力转矩变化平缓。

图 8 阀口形状对水力转矩的影响
Fig. 8 Influence of valve port shape on hydraulic torque

3.2 转子转速

图 9 中给出了不同转速时作用在转阀上的水力转矩。由图 9 可知,当转子匀速转动时,转速对水力转矩影响不大,只是水力转矩的相位随着转速的增大而滞后。

图 9 转速对水力转矩的影响
Fig. 9 Influence of speed of rotation on hydraulic torque

3.3 定、转子轴向间隙

定、转子之间需要保持一定的间隙,防止钻井液中夹杂的碎屑、固体颗粒阻塞转阀,但是该间隙会改变压力波信号的波形,并且会对转阀的水力转矩产生影响。由式(2)可知,随着轴向间隙的增大, Q_1 减小, Q_3 增大, v_1 与 v_3 的方向相反,因此水流的入口动量减小,相应的作用在转阀上的水力转矩减小。仿真结果如图 10 所示。

图 10 定、转子轴向间隙对水力转矩的影响
Fig. 10 Influence of gap between stator and rotor on hydraulic torque

3.4 转子阀瓣个数

转子阀瓣个数增加,可以在相同转速下加大信号频率,在压力波信号的调制(FSK, PSK)过程中,可以减小加速度,改善控制性能,延长电机的寿命。由式(5)可知,转子阀瓣个数 n 增加,导致轴向间隙引起的泄流面积增大,压力波信号的强度减弱,相应的水力转矩变小。为了获得相同幅值的压力波信号,将四阀瓣转阀定、转子间的轴向间隙减小,所得的水力转矩仍比二阀瓣转阀的小,如图 11 所示。因此,增加阀瓣个数可以减小水力转矩和动态转矩,改善电机的控制性能。

图 11 阀瓣个数对水力转矩和压力的影响

Fig. 11 Influence of lobe number on hydraulic torque and pressure

3.5 其他因素

减小转子阀瓣厚度可以降低水力转矩,但必须满足强度要求。

钻井过程中钻井液的流量、密度会发生变化,由式(2)可知,稳态水力转矩与密度成正比,与流量的平方成正比($v = c_v Q / (c_d A)$),因此选择控制电机时应注意满足不同钻井条件的要求。

4 结 论

(1)转子阀瓣背面存在回流区域;随着转阀开度的变化,射流角也不断变化;入口流束在转子控制体内的扩散程度随转子厚度的增加而增大,因此转子控制体的出口流速对水力转矩的影响很小。

(2)转阀的瞬态水力转矩与稳态水力转矩变化趋势相同,匀速转动时,瞬态值相对于稳态值很小。

(3)在转阀转动的大部分时间里,水力转矩使转阀关闭,在关闭的起始阶段,水力转矩会阻止转阀关闭。当转阀匀速转动时,不同转速下水力转矩变化不大,但其最大值出现的相位随着转速的增大而滞后。

(4)适当增加定、转子轴向间隙,增加转阀阀瓣个数,减小转子阀瓣厚度可以减小水力转矩,改善电机的控制性能。采用扇形阀口可以减小单位压降所产生的水力转矩,但是其水力转矩变化剧烈。采用曲线阀口可以使水力转矩变化平缓。

参考文献:

- [1] KLOTZ C, BOND P, WASSERMAN I, et al. A new mud pulse telemetry system for enhanced MWD/LWD applications[R]. IADC/SPE 112683, 2008.
- [2] HUTIN R, TENNET R W, KASHIKAR S V. New mud pulse telemetry techniques for deepwater applications and improved real-time data capabilities[R]. SPE 67762, 2001.
- [3] 王智明, 营志军, 李相方, 等. 连续波钻井液脉冲发生器结构设计探讨[J]. 石油机械, 2007, 35(12): 56-58.
WANG Zhi-ming, JIAN Zhi-jun, LI Xiang-fang, et al. Discussion of structure design of continuous wave drilling fluid pulse generator[J]. China Petroleum Machinery, 2007, 35(12): 56-58.
- [4] 王智明, 营志军, 李相方, 等. 连续波高速率泥浆脉冲器设计研究[J]. 石油天然气学报, 2008, 30(2): 611-613.
WANG Zhi-ming, JIAN Zhi-jun, LI Xiang-fang, et al. The study of structure design on high speed series wave mud pulser system[J]. Journal of Oil and Gas Technology, 2008, 30(2): 611-613.
- [5] CHIN W C. MWD siren pulser fluid mechanics[J]. Petrophysics, 2004, 45(4): 363-379.
- [6] 刘大恺. 水力机械流体力学[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1988.
- [7] 盛敬超. 液压流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980.
- [8] CHIN W C, TREVINO J A. Pressure pulse generator: USA, 4785300[P]. 1988-11-15.
- [9] MALONE D. Sinusoidal pressure pulse generator for measurement while drilling tool: USA, 4847815[P]. 1989-07-11.
- [10] HAHN D, PETERS V, ROUATBI C, et al. Oscillating shear valve for mud pulse telemetry and associated methods of use: USA, 6975244[P]. 2005-12-13.

(编辑 沈玉英)