

DOI: 10.3901/JME.2014.21.197

振荡冲击器工作特性研究

董学成^{1,2} 熊继有^{1,2} 王国华^{1,2} 秦大伟^{1,2} 滑志超³

(1. 西南石油大学油气藏地质及开发工程国家重点实验室 成都 610500;

2. 西南石油大学石油与天然气工程学院 成都 610500;

3. 中国石油集团渤海钻探工程有限公司第四钻井工程分公司 任丘 062552)

摘要: 振荡冲击器在石油钻井中的应用越来越广泛, 逐渐成为钻井提速的关键技术之一。对振荡冲击器的结构、工作原理以及水击力的产生和振动机理进行分析与探讨, 对水击力和振幅进行了计算, 得到水击力大小与阀孔开度成反比关系且随阀孔开度变化而变化, 水击频率与螺杆转速成正比关系, 阀片组上下产生双水击作用。分析认为双水击作用有助于破岩, 产生的轴向振动是连续温和的振动, 能够有效解决水平井、大位移井托压、黏卡 and 有效钻压传递问题, 有助于工具面控制, 对大部分随钻测井仪器无影响, 延长了钻头寿命。

关键词: 石油钻井; 振荡冲击; 水击; 托压; 提速

中图分类号: TE921; TE242

Study on Running Characteristic of Oscillation Impacter for Oil-drilling

DONG Xuecheng^{1,2} XIONG Jiyu^{1,2} WANG Guohua^{1,2} QIN Dawei^{1,2} HUA Zhichao³

(1. State Key Laboratory of Oil and Gas Reservoir Geology & Exploitation, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500;

2. School of Petroleum Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500;

3. No.4 Drilling Engineering Company, Bohai Drilling Engineering Company, China National Petroleum Corporation, Renqiu 062552)

Abstract: The application of oscillation impacter for drilling in petroleum industry is becoming more and more widely, which have turned to be the key technology for improving the rate of penetration. Structure, working principle of oscillation impacter, generation of the water hammer and vibration mechanism are analyzed. Water hammer force and amplitude are also computed. The results show that water hammer force and the valve opening is inversely proportional, frequency of water hammer is proportional to the motor collar revolutions per minute, dual water hammer is produced by up and down valves together. Dual water hammer may be helpful for rock breaking. The gentle axial vibration resolves sticking and heavy bottom hole assembly hang in horizontal or extended reach wells, helps tool face control and extends bit life.

Key words: oil-drilling; oscillation impulse; water hammer; backing pressure; improve rate of penetration

0 前言

随着世界范围内油气藏勘探开发力度不断加大, 低压、低孔、低渗油气藏的开发越来越受到人们的重视, 与之对应的是水平井、大位移井的应用越来越广泛, 石油工作者希望以此来获得最大油藏接触面积, 即最大储层接触技术(Maximum reservoir contact, MRC^[1]), 提高原油采收率。但随之而来的一系列的工程问题, 制约着水平井、大位移井技术的进一步发展。首先是在水平井、大斜度井段由于

钻柱自身重力和岩屑床等引起的托压、黏卡问题^[2], 此问题尤其在滑动钻进过程中特别突出, 严重影响真实、有效、准确的钻压传递, 导致钻井效率低下, 制约了水平井和大位移井的延伸能力; 其次是现有的震击器、冲击器和加压器技术形式单一, 且其突变的压力致使井下工具过早失效, 机械可靠性^[3-4]差, 影响钻井效率, 不能得到广泛的应用。经过石油工作者的不断攻关不断探索, 国外 NOV 公司研发了一种水力振荡器工具^[5-9], 并在国内外各油田现场进行了应用^[10-12], 取得了不错的效果, 其产生的连续的, 柔和的拟正弦压力脉冲, 有效地解决了上述问题。国内在这项技术方面还处于摸索试验阶

段^[13], 其相关技术鲜见报导, 下面就此类工具的结构及其工作原理和其工作特性进行阐述。

1 振荡冲击器结构及其工作原理

1.1 工具结构

振荡冲击器主要由振荡总成、动力总成和阀轴总成等组成, 如图 1 所示。

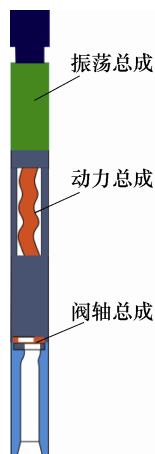


图 1 振荡冲击器结构示意图

振荡冲击器的动力总成由一个 1:2 的螺杆组成, 该部分的主要作用是为振荡冲击器提供动力; 阀轴总成由动阀片和定阀片组成, 此部分是振荡冲击器的核心, 决定着振荡冲击器的工作频率和打击力的大小; 振荡总成主要由芯轴和碟形弹簧组组成, 其功能是将由阀轴总成产生的水击压力转变为振荡冲击器工具本体的轴向振动。

1.2 工作原理

高压工作液驱动动力总成产生旋转, 带动阀轴总成对工作液的过流面积进行连续调节, 过流面积的连续变化产生水击现象, 水击压力上传并推动振荡总成的芯轴向上运动, 并与碟形弹簧组联合作用将水击压力转变为振荡冲击器工具本体的连续温和的轴向振动, 从而带动与其串联钻井管柱一起连续柔和地轴向振动, 将钻柱与井壁的静摩擦转变为动摩擦, 达到降摩减阻的目的。其工作原理如图 2 所示。

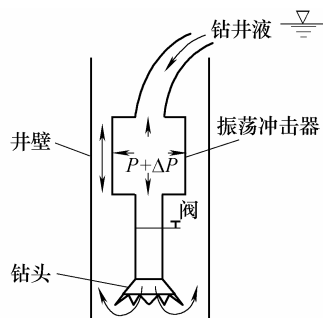


图 2 振荡冲击器工作原理图

由于螺杆钻具内部特有的运动方式, 可以由不同的阀片配合方式实现相同的流量调节功能, 下面就两种典型的动阀片和定阀片的配合方式进行分析。

1.2.1 动阀片的运动描述

(1) 第一种阀片配合方式。在第一种阀片配合方式中, 定阀片与动阀片之间的配合关系如图 3 所示。

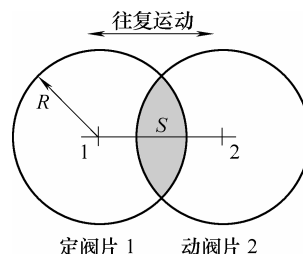


图 3 第一种阀片系统配合方案

图 3 中, 定阀片的阀孔中心为 1, 动阀片的阀孔中心为 2, 两阀片之间的重合面积为图示阴影面积 S 。振荡冲击器在工作过程中, 动阀片 2 沿着两个阀孔中心所在的直线 12 做往复运动, 在螺杆转子一个行星运动周期内, 动阀片由定阀片的右侧移动到定阀片的左侧, 而后回到其初始位置, 其前半周期运动轨迹如图 4 所示。在动阀片运动的前半周期内, 两个阀孔的重合面积从最初状态逐渐变大, 当两个阀孔完全重合时达到最大, 而后随着动阀片的向左移动而逐渐减小, 当动阀片运动到左侧极限位置时两个阀孔的重合面积达到最小。后半周期重复上述过程。在动阀片的一个运动周期内, 工作液的过流面积会出现两个最大值和两个最小值, 即螺杆转子旋转一周振荡冲击器将有两个振荡频率。

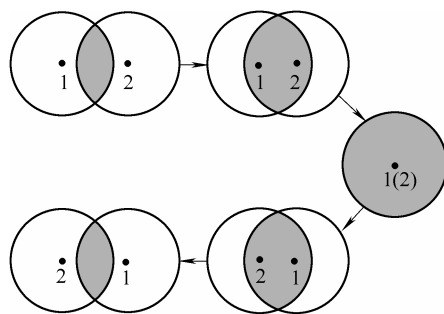


图 4 第一种阀片系统运动示意图(前半周期)

(2) 第二种阀片配合方式。在第二种阀片配合方式中, 定阀片与动阀片之间的配合如图 5 所示。

图 5 中, 定阀片的阀孔中心为 1, 动阀片的阀孔中心为 2, 两个阀孔之间的重合面积为图示的阴影面积 S , R 为两个阀孔半径, ω 为动阀片绕定阀片运动的角速度, O 为两个阀孔圆心连线的中心点。在该种阀片系统的配合方案中, 动阀片的阀孔中心 2 沿着以 O 为圆心的圆周进行逆时针旋转。在一个

完整运动周期中, 两个阀孔的重合面积在初始时刻是最小, 在经过半个周期的旋转运动之后, 两个阀片的阀孔完全重合, 工作液的过流面积达到最大, 动阀片运动的具体轨迹如图 6 所示。

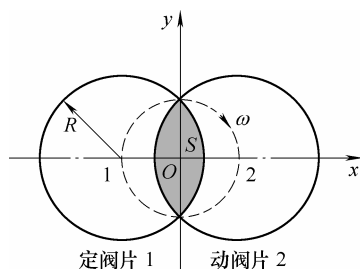


图 5 第二种阀片系统的配合方案

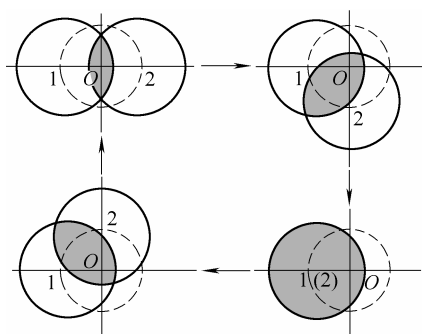


图 6 第二种阀片系统运动示意图(一个周期)

1.2.2 过流面积的变化规律

(1) 第一种阀片系统。在第一种阀片系统过流面积的分析中, 建立坐标系(图 5)如下: 以定阀孔圆心 1, 动阀孔圆心 2 所在的直线为 X 轴, 以垂直于此直线且通过直线中点的直线为 Y 轴。在初始状态下, 两个阀孔圆心之间的距离为 $2L$, 动阀片沿 X 轴向定阀片圆心 1 运动的速度是一个与螺杆转速 ω 有关的函数。其在任意时刻, 两阀片的位置关系如图 3 所示。

易知, 两个阀孔圆心之间的距离 X_{12} 为

$$X_{12} = 2L - vt \quad 0 \leq t \leq \frac{T}{4} \quad (1)$$

式中, v 为关于螺杆旋转角速度 ω 的函数。此时, 图 7 所示的夹角 Φ 的表达式为

$$\Phi = \arccos \frac{2L - vt}{2R} \quad 0 \leq t \leq \frac{T}{4} \quad (2)$$

则图 7b 所示的因阴影面积的表达式为

$$S = 2 \left(\Phi R^2 - \frac{1}{2} X_{12} R \sin \Phi \right) \quad 0 \leq t \leq \frac{T}{4} \quad (3)$$

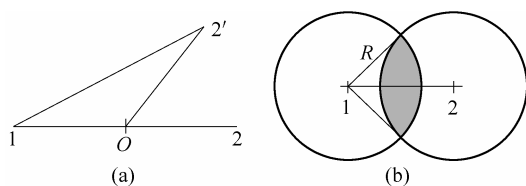


图 7 阀片系统过流面积计算示意图

将 Φ 和 X_{12} 的表达式分别代入式(3)中, 可以得到关于阴影面积的最终表达式为

$$S = 2 \left[R^2 \arccos \frac{2L - vt}{2R} \right] - \frac{1}{2} R (2L - vt) \times \sin \left(\arccos \frac{2L - vt}{2R} \right) \quad 0 \leq t \leq \frac{T}{4} \quad (4)$$

在 $T/4 \leq t \leq T/2$ 时间内, 两个阀孔之间的距离为

$$X_{12} = v \left(t - \frac{T}{4} \right) \quad (5)$$

在 $T/2 \leq t \leq T$ 时间内, 两个阀孔之间距离的变化规律与上述表达式基本类似, 只是在时间的表达方式上略有不同。

(2) 第二种阀片系统。在第二种阀片系统过流面积的分析中, 建立坐标系(图 5)如下: 以定阀孔圆心 1, 动阀孔圆心 2, 轴心 O 所在的直线为 X 轴, 垂直此直线且通过轴心 O 的直线为 Y 轴。在初始状态下, 定阀孔圆心 1 和动阀孔圆心 2 之间的距离为 $2L$, 动阀片的运动速度与动力部分的螺杆运动速度相同均为 ω , 则在任意时刻定阀孔圆心 1 和动阀孔圆心 2 及轴心 O 的相对位置关系如图 7a 所示。

由图 7a 易知, 两个阀孔圆心之间的距离

$$X_{12} = 2L \cos \frac{\omega t + \Phi}{2} \quad (6)$$

式中, ω 为动阀孔中心 2 绕轴心 O 旋转的角速度, Φ 与动阀片和定阀片之间的初始位置有关。此时, 动阀片和定阀片之间的重合面积如图 7b 所示, 图中所示夹角为

$$\Phi = \arccos \frac{X_{12}}{2R} \quad (7)$$

则图 7b 所示的阴影面积表达式为

$$S = 2(S_2 - S_1) \quad (8)$$

式中, S_1 , S_2 分别为组成该阴影面积的三角形和扇形的面积, 其表达式为

$$S_1 = \frac{1}{2} X_{12} R \sin \Phi \quad (9)$$

$$S_2 = \Phi R^2 \quad (10)$$

将式(9)、(10)代入式(8)中可得到图示阴影面积的表达式

$$S = 2 \left(\Phi R^2 - \frac{1}{2} X_{12} R \sin \Phi \right) \quad (11)$$

将 Φ 和 X_{12} 的表达式分别代入式(11)中, 可以得到关于阴影面积的最终表达式为

$$S = 2 \left[R^2 \arccos \frac{L \cos \frac{\omega t + \Phi}{2}}{R} - \right]$$

$$RL \cos \frac{\omega t + \Phi}{2} \sin \left[\arccos \frac{L \cos \frac{\omega t + \Phi}{2}}{R} \right] \quad (12)$$

由式(4)、(12)对比可以看出, 振荡冲击器工具工作液过流面积的变化规律均可以采用正(余)弦曲线的形式进行表示。两种阀片系统中在工作最大的不同在于: 在动力总成同一个工作周期内, 第一种阀片系统, 振荡冲击器工具本体将得到两个振荡频率, 但是第二种阀片系统振荡冲击器只有一个振荡频率。

2 振荡冲击器的水击特性分析

2.1 水击力的产生

工作液驱动螺杆工作, 带动动阀片与定阀片的阀孔交错运动, 当过流面积逐渐减小时, 由于工作液的惯性作用, 后方流体会对前方流体不断的挤压, 阀片上方的工作液受到挤压, 压力上升 Δp , 该上升的压力即是水击压力, 同理, 当过流面积逐渐变大时, 阀片处上升的压力会逐渐下降, 周而复始, 水击压力连续变化, 振荡冲击器就是利用了轴向上连续柔和变化的水击压力, 其是钻头作用在井底岩石交变载荷和钻柱轴向振动产生的根本原因。

2.2 水击力的计算

2.2.1 振荡冲击器水击模型简化

在振荡冲击器的水击计算过程中, 为了便于分析并简化计算过程, 忽略对水击过程影响较小的因素, 并对振荡冲击器水击模型做了如下的假设。

(1) 假设振荡冲击器工具内腔的过流面积是恒定值(阀片和轴承系统除外), 即工作液在振荡冲击器中的过流面积不随空间位置发生变化。

(2) 假设工作液在振荡冲击器中的流动为一维的圆管流动, 振荡冲击器的外壁为薄壁圆管。

(3) 假设振荡冲击器的上游压力恒定, 即振荡冲击器动力部分的上游的水力压头保持不变。

(4) 假设振荡冲击器在发生水击的过程中, 在工具的内腔不存在其他引起额外水击的情况, 即水击只可能发生在工具的阀片和轴承系统, 水击过程产生的增压波和降压波只能在工具内部传递。

2.2.2 振荡冲击器水击模型建立及求解

(1) 水击模型的基本微分方程组。基于上述假设, 工作液在振荡冲击器中的流动可以近似看作为一维非稳定流动, 则其流动的基本方程应包括工作液的连续性方程及其运动方程。取振荡冲击器中一

小段微元体工作液液柱进行分析, 如图 8 所示。

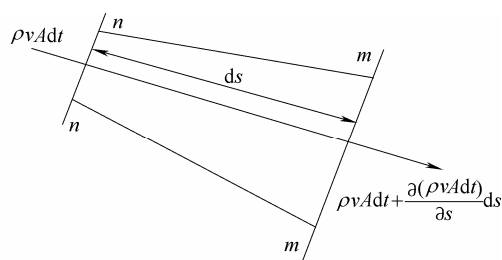


图 8 振荡冲击器水击连续性方程分析图

则由质量守恒定律可以得到如下连续性方程

$$\frac{\partial}{\partial s}(\rho Av) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho A) = 0 \quad (13)$$

式中 A ——振荡冲击器工具内腔的过流面积(m^2);
 ρ ——钻井流体的密度(kg/m^3)。

对于图 8 中所示的工作液微元段, 应用牛顿第二定律则可以得到其运动方程为

$$\frac{\partial z}{\partial s} + \frac{1}{\gamma} \frac{\partial p}{\partial s} + \frac{1}{g} \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial s} \right) + \frac{\tau_0 \chi}{\gamma_0 A} = 0 \quad (14)$$

式(13)和式(14)即为振荡冲击器中工作液的连续性方程和运动方程。

(2) 水击压强和水击波速方程。根据儒可夫斯基直接水击压强公式有

$$\Delta p = -a \rho \Delta v = a \rho (v_0 - v_e) \quad (15)$$

式中 p ——振荡冲击器在水击过程中产生的水击压力(Pa);

a ——振荡冲击器水击过程产生的水击波的波速(m/s)。

水击波的传播速度为

$$a = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{KD}{E\delta}}} \quad (16)$$

式中 K ——水体积模量(Pa);

D ——管道内径(cm);

E ——管壁材料弹性模量(Pa);

δ ——管壁厚度(cm)。

结合振荡冲击器阀孔过流面积的变化规律式(4)和式(12), 可以得到振荡冲击器在阀孔过流面积逐渐减小的过程中, 产生的水击压力方程为

$$\frac{A^2}{(\rho a)^2} d^2 p + \frac{2c^2 p}{\rho} (2s - ds) ds - \left[\frac{2Acs}{\rho a} \sqrt{\frac{2p}{\rho}} + \frac{2c^2 (s - ds)^2}{\rho} \right] dp = 0 \quad (17)$$

式中 c ——量纲一振荡冲击器的阀片和轴承系统的流量系数;

s ——振荡冲击器阀片与轴承系统的过流面积(m^2)。

同理, 在振荡冲击器的阀孔过流面积在逐渐增大的过程中, 产生的水击压力方程为

$$\frac{A^2}{(\rho a)^2} d^2 p - \frac{2c^2 p}{\rho} (2s - ds) ds + \left[\frac{2Acs}{\rho a} \sqrt{\frac{2p}{\rho}} + \frac{2c^2 (s - ds)^2}{\rho} \right] dp = 0 \quad (18)$$

2.2.3 振荡冲击器水击力算例

利用 VB6.0 语言对水击过程进行程序编制。计算参数输入界面如图 9 所示。



图 9 水击计算参数输入界面

振荡冲击器水击力变化曲线如图 10 所示。

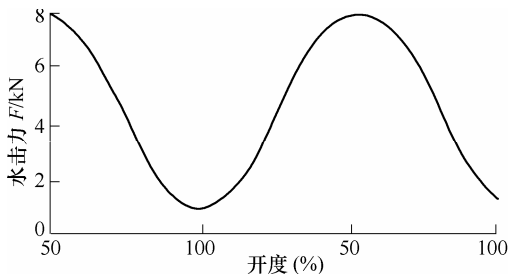


图 10 水击力变化曲线

从算例结果可以看出: 振荡冲击器的阀片和轴承系统的过流面积从最大开度 100%降到开度为 50%, 再增加到 100%过程中, 即阀孔的重合面积先逐渐关闭到 50%后再逐渐开启到 100%过程中, 由水击引起的冲击力先增大后减小, 在开度为 50%时, 可以得到额外的最大冲击力约为 80 kN。在该过程中, 最小的水击力产生在阀孔的重合面积最大的时候, 即阀孔的开度为 100%时。

2.3 水击力的分析

2.3.1 双重水击作用分析

关于水击过程的分析计算中, 重点考虑的是在阀片组上部产生水击作用的过程, 在这个过程中产生的水击力与振动总成的蝶形弹簧交互作用, 使钻柱随振荡冲击器在轴向上连续振动, 变钻柱与井壁

的静摩擦为动摩擦, 解决托压、黏卡等井下复杂问题。

相应的, 当振荡冲击器的过流面积逐渐减小时, 在阀片组下部会产生水击背压, 得到水击降压波, 该波作用于井底使得井底产生瞬时的负压, 使井底岩石处于局部的“负压”欠平衡状态。当过流面积逐渐增大时, 进入阀片组下面的工作液的流量逐渐增大, 产生水击增压波, 使得下部的工作液受到压缩, 从而使井底岩石的压力状态逐渐由“负压”欠平衡向常规过平衡状态转变。在这个过程中产生的水击作用同样可以根据上述过程进行计算分析。

因此, 在振荡冲击器的过流面积变化的一个周期内, 会在阀片组上下部分产生双水击作用, 上方产生的水击使工具本体发生轴向振动, 下方产生的水击压力则会直接作用在井底岩石之上, 使得岩石的受力状态在常压状态和“负压”欠平衡状态之间转变。两者的对比曲线如图 11 所示。

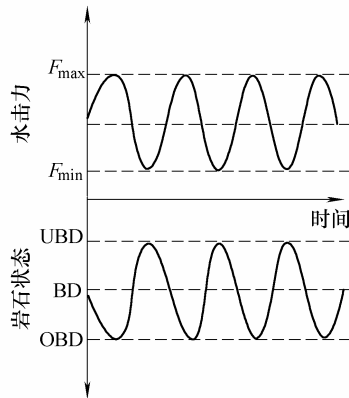


图 11 水击力与井底岩石状态对比图

UBD——欠平衡钻井 BD——平衡钻井 OBD——过平衡钻井

2.3.2 水击过程影响因素分析

在振荡冲击器的工作过程中产生的水击压力与振荡冲击器的工具尺寸, 工作液的过流面积(阀孔开度)以及动力总成螺杆的转速、泥浆泵的排量、工作液的密度等有关。因此在采用振荡冲击器进行钻井作业的过程中, 可以通过改变振荡冲击器过流面积的最大开度与最小开度来控制振荡冲击器产生的水击压力的峰值, 可以通过改变动力总成螺杆的转速和泥浆泵的排量来改变振荡冲击器的工作频率。

由上述分析可知, 该工具的最大过流面积与最小过流面积的差值越大, 工具产生的动载荷的峰值就越大, 产生的水击压力曲线越陡峭; 该工具的最大过流面积与最小过流面积的差值越小, 水击压力曲线越平缓, 工具产生的动载荷的峰值越小。振荡冲击器的工作频率在一定程度上取决于动力总成螺杆的转速, 螺杆的转速越大, 水击产生的频率越大,

振荡冲击器的工作频率越大。

3 振荡冲击器的振动特性分析

3.1 振动机理

在振荡冲击器的流量调节系统周期性变化过程中,会产生交变的水击力,交变的水击力和蝶形弹簧的交互作用使得工具之上的钻具在井眼中轴向振动。由于钻柱的轴向振动能够有效地降低井眼与钻柱之间的摩阻,提高钻压传递的效果,因此,对振荡冲击器轴向振动进行计算来研究该工具的振动对钻井作业过程的影响是十分必要的。

3.2 振动计算

3.2.1 入井管柱轴向振动模型

为了便于分析计算,在建立入井管柱轴向振动模型时忽略了钻柱在振动过程中的加速度的影响,假设在整个振动过程中钻柱的振动速度是恒定不变的,即是匀速振动,同时在振动模型建立的过程中,忽略了对振幅影响较小的因素,并对整个入井管柱振动模型做了如下假设(其具体模型如图 12 所示)。

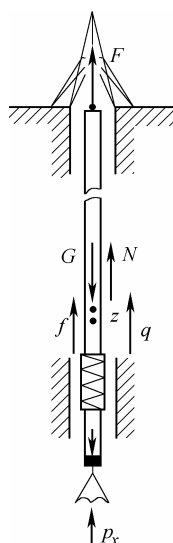


图 12 振动冲击器作用下入井管柱轴向振动模型

- (1) 不考虑接箍影响,认为同一规格的钻杆是等截面。
- (2) 杆柱无螺旋屈曲。
- (3) 假设整个杆柱的振动为匀速振动,不考虑惯性力。
- (4) 杆柱是完全弹性变形。
- (5) 钻柱下端由钻头支撑锚定。
- (6) 钻柱上端为铰支。
- (7) 振荡冲击器和蝶形弹簧作用合力简化为只有方向改变的集中力。

图 12 中所示的各个参数的意义如下: G 为入井

管柱的自重,该力的作用的方向垂直向下; F 为钻机大钩对入井管柱的拉力,该力的作用方向沿钻柱中线向上; f 为入井管柱与井壁之间的摩擦力,该力的作用方向随着入井管柱运动的方向不断发生改变; N 为入井管柱在钻井液中的浮力,该力的作用方向沿钻柱轴线向上; p_x 为井底对入井管柱的反作用力,该力的作用方向为垂直钻头向上; q 为振动冲击器产生的水击力。

3.2.2 入井管柱振幅分析计算

当入井管柱向上振动时,钻柱与井壁之间的摩擦力的方向向下,其力学平衡方程为

$$F - f + p_x + N = G \quad (19)$$

当入井管柱向下振动时,钻柱与井壁之间的摩擦力的方向向上,其力学平衡方程为

$$F + f + p_x + N = G \quad (20)$$

对入井管柱组合进行分析,设杆柱总长为 L ,杆长 L_i ,杆的截面积为 A_i ,则入井管柱可简化为一等截面杆模型(图 13),则入井管柱的模型截面积为

$$A = \frac{\sum A_i L_i}{L} \quad (21)$$

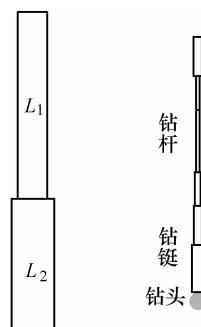


图 13 入井钻具组合简化模型

进一步将入井钻柱组合简化为钻杆 L_1 和钻铤 L_2 两个部分,则其截面积的表达式转化为

$$A = \frac{A_1 L_1 + A_2 L_2}{L} \quad (22)$$

某尺寸 I 的钻杆单位长度在密度为 γ 液柱中重量为 K_i ,则入井钻具组合在密度为 γ 的钻井液中的单位重量为

$$K = \frac{\sum K_i L_i}{L} \quad (23)$$

式中 $K_i = q \left(1 - \frac{\rho_d}{\rho_s} \right)$;

ρ_d ——钻井液的密度;

ρ_s ——钻杆的密度。

(1) 振动冲击器过流面积最大时,水击力对底部产生的压力最小。由鲁宾斯基定理可以知道,在

钻杆内部存在着一个中性点, 在中性点处钻柱的受力为 0, 中性点上部钻杆处于拉伸状态, 下部处于压缩状态, 设中性点位于距顶端 y 处。则中和点上部的力学条件为

$$f + p_x + (L - y)N/L = (L - y)K \quad (24)$$

$$y = \frac{FL}{KL - N} \quad (25)$$

根据微元法可求得中性点上部的钻具组合变形量 ΔL_1 为

$$\Delta L_1 = \int_0^y \frac{(y - x)K}{EA} dx \quad (26)$$

将式(24)和式(25)代入式(26)中可得到中性点上部钻具组合的变化量为

$$\Delta L_1 = \frac{y^2 K}{2EA} \quad (27)$$

式中 E ——钻杆材料的弹性模量。

同理, 可以根据力学条件计算出中性点下部钻具组合的变形量。在距顶部 x 处任取微元段 dx 进行分析, 则可以得到

$$\sigma_x = \frac{p_x + f - (L - x)K + (L - x)N/L}{A} \quad (28)$$

$$d(\Delta L_2) = \frac{\sigma_x}{E} dx \quad (29)$$

由式(28)和式(29)可以求得, 中性点下部钻具组合的变形量

$$\Delta L_2 = \int_y^L \frac{p_x + f - (L - x)K}{EA} dx + \int_y^L \frac{(L - x)N/L}{EA} dx \quad (30)$$

对式(30)积分可得到下部钻具组合的变化量为

$$\Delta L_2 = \frac{K}{EA} \left[(p_x + f)(L - y) + \left(\frac{L^2}{2} - Ly + \frac{y^2}{2} \right) \left(\frac{N}{L} - K \right) \right] \quad (31)$$

由上述分析可知, 当振动冲击器的过流面积最大时, 入井管柱的总的变形量为

$$\Delta L = \Delta L_1 - \Delta L_2 = \frac{y^2 k}{2EA} - \frac{k}{EA} \left[(p_x + f)(L - y) + \left(\frac{L^2}{2} - Ly + \frac{y^2}{2} \right) \left(\frac{N}{L} - k \right) \right] \quad (32)$$

(2) 振动冲击器过流面积最小时, 水击力对底部产生的压力达到最大。在振动冲击器的过流面积由大变小的过程中, 入井钻具组合的中性点下移。过流面积发生变化产生的压力之差折算成钻柱底部的加重量 q 进行计算, 即在阀片和轴承系统处加一

重量 q (入井钻具组合的长度不发生变化), 则中性点以下受到的力如下: 振动冲击器产生的水击力 q , 作用方向向下; 地层对钻头的支反力 p_x , 该力的作用方向向上; 钻柱在井筒内的摩擦阻力 f (与振动方向相反); 钻柱自身的重力 G , 作用方向竖直向下; 钻柱受到的浮力 N , 作用方向向上; 钻机大勾兑钻柱的拉力 F , 该力的作用方向沿钻柱轴线向上。

则在振动冲击器水击力 q 的作用下, 中性点下移距离 h 为

$$h = \frac{q}{k} \quad (33)$$

此时, 中性点上部钻柱的拉伸部分伸长量为

$$\Delta L_1 = \int_0^{y+h} \frac{[(y+h) - x]K}{EA} dx \quad (34)$$

对式(34)积分可以得到

$$\Delta L_1 = \frac{K(y+h)^2}{2EA} \quad (35)$$

在振动冲击器水击力 q 的作用下, 中性点下部钻柱压缩部分压缩量的计算式

$$\sigma_x = \frac{p_x + f_x + (L - x) \frac{N_2}{L} - (L - x)K - q}{A} \quad (36)$$

$$d(\Delta L_2) = \frac{\sigma_x}{E} dx \quad (37)$$

由式(35)~(37)可以求得, 中性点以下钻具组合的变形量为

$$\Delta L_2 = \int_{y+h}^l \frac{p_x + f_x + (L - x) \frac{N_2}{L}}{EA} dx - \int_{y+h}^l \frac{(L - x)k - q}{EA} dx \quad (38)$$

对式(38)积分得

$$\Delta L_2 = \frac{1}{EA} \left[(p_x + f_x - q)(L - y - h) + \left(\frac{N_2}{L} - K \right) \left(\frac{L^2}{2} - L_y - L_h + \frac{(L+h)^2}{2} \right) \right] \quad (39)$$

由上述分析可知, 当振动冲击器的过流面积最小时, 入井管柱总的变形量为

$$\Delta L = \Delta L_1 - \Delta L_2 = \frac{y^2 k}{2EA} - \frac{k}{EA} \left[(p_x + f)(L - y) + \left(\frac{L^2}{2} - Ly + \frac{y^2}{2} \right) \left(\frac{N}{L} - k \right) \right] \quad (40)$$

通过对振动冲击器在一个工作周期中, 钻井液过流面积变化时入井钻具组合的变形分析, 可以知道在振动冲击器的工作周期内, 入井钻具组合在振

动冲击器的带动下, 振动的振幅为

$$\Delta = \Delta l - \Delta l' \quad (41)$$

式(41)的具体表达式为

$$\Delta = \frac{\left(y + \frac{q}{K}\right)^2 - y^2}{2EA} - \frac{1}{EA} \left\{ q \left(L - y + \frac{q}{K} \right) - (p_x + f_x) \frac{q}{K} + \left(\frac{N_2}{L} - K \right) \left[\frac{\left(L + \frac{q}{K} \right)^2}{2} - \frac{q}{K} L - \frac{y^2}{2} \right] \right\} \quad (42)$$

3.3 试验验证与分析

3.3.1 试验目的

测定振荡冲击器的工作压差, 记录振荡冲击器的工作状态。

3.3.2 试验条件

$\Phi 178ZDCJ-I$ 型振荡冲击器, 可使用在 $\Phi 212.7 \sim 215.9$ mm 井眼。推荐排量 $14.5 \sim 29$ L/s, 工作频率 $4 \sim 6$ Hz, 最大泵压 19 MPa。

3.3.3 试验方案

试验一: 振荡冲击器上端连接方钻杆, 下端放空, 开泵循环, 记录泵压试验参数。

试验二: 振荡冲击器上端连接方钻杆, 下端连接特殊试压接头, 开泵变排量循环, 记录泵压等试验参数。

3.3.4 试验数据

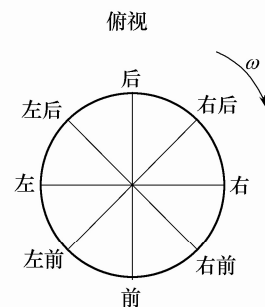
表 1 为试验数据。尼康 D90 相机摄像为 PAL 制式, 每秒钟 25 帧, 将无试压短节、最大排量 22 L/s 时的第 $6 \sim 7$ s 的 25 帧分别取出, 排列后分辨, 如图 14 所示, 振荡冲击器的工作频率为 $3 \sim 4$ Hz, 这与所采用的 $61/2$ ”螺杆参数相一致。其余几次试验, 流量均未达到 22 L/s, 其工作频率不会高于 4 Hz。

表 1 试验数据表

序号	排量/ (L/s)	泵压/ MPa	立管压力/ MPa	工作频 率/Hz	备注
1	18.6	3.5	3	3	无试压短节
2	22.0	3.5	3	3~4	无试压短节
3	9.2	4.5	4.0~4.2	2	有试压短节
4	14.4	9	6.0~8.5	3	有试压短节



图 14 射流形态分帧识别图



3.3.5 试验分析

通过试验分析可知, 当无试压短节时, 循环压耗主要集中在振荡冲击器上, 地面管汇的压耗约为 0.5 MPa, 所以振荡冲击器工作压降约为 $3 \sim 4$ MPa。通过表 1 可以看出, 振荡冲击器的工作频率与泥浆泵排量成正比, 即与螺杆转速成正比, 随着泥浆泵排量不断地加大, 振荡冲击器的纵向振动越来越明显, 当泥浆泵排量保持在 22 L/s 时, 可观测到振荡冲击器纵向振幅为 $10 \sim 15$ mm, 这与工具设计参数相吻合。

通过振荡冲击器轴向振动的理论计算和地面

试验可知, 在振荡冲击器工作过程中, 其上部的钻具组合在井筒内产生的轴向振动的振幅是随着作用在其上的水击力和弹簧载荷的变化而不断变化的, 其振动为温和连续的振动, 对大部分随钻测量工具 (Measurement with drilling, MWD) 无影响, 不会对钻头或其他井下钻具产生破坏。

4 结论

(1) 振荡冲击器输出力的大小与阀孔开度成反比关系, 且随阀孔开度变化而变化, 其工作频率与

阀片组的配合方式有关, 且与螺杆转速成正比关系。

(2) 阀片组上下产生双水击作用。阀片组上方的水击作用推动芯轴与碟形弹簧联合交替作用使振荡冲击器产生轴向振动, 阀片组下方的水击作用于井底岩石, 改变井底岩石的应力状态, 有助于破岩, 提高了钻井效率。

(3) 产生的轴向振动是连续温和的振动, 变钻柱与井壁的静摩擦为动摩擦, 能够有效解决水平井、大位移井托压、黏卡和真实钻压传递问题, 有助于工具面控制, 对大部分 MWD 工具无影响。

参 考 文 献

- [1] 熊继有, 许红林, 徐坤吉, 等. 提高油藏最终采收率的极大储层接触技术[J]. 钻采工艺, 2012, 35(1): 10-13.
XIONG Jiyu, XU Honglin, XU Kunji, et al. The technology of extreme reservoir contact for enhancing oil recovery[J]. Drilling & Production Technology, 2012, 35(1): 10-13.
- [2] 石崇东, 党克军, 张军, 等. 水力振荡器在苏 36-8-18H 井的应用[J]. 石油机械, 2012, 40(3): 35-38.
SHI Chongdong, DANG Kejun, ZHANG Jun, et al. Application of the hydraulic oscillator in well 36-8-18H of the Sulige block [J]. China Petroleum Machinery, 2012, 40(3): 35-38.
- [3] 张义民. 机械可靠性设计的内涵与递进[J]. 机械工程学报, 2010, 46(14): 167-188.
ZHANG Yimin. Connotation and development of mechanical reliability-based design [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(14): 167-188.
- [4] 张义民. 机械动态与渐变可靠性理论与技术评述[J]. 机械工程学报, 2013, 49(20): 101-114.
ZHANG Yimin. Review of theory and technology of mechanical reliability for dynamic and gradual systems [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(20): 101-114.
- [5] STEVE B, FRANKLIN B, AREF A. Drilling performance improvements in gas shale plays using a novel drilling agitator device[R]. SPE, 144416, 2011.
- [6] MUHAMMAD H, DASHASH F, SHAWLY B, et al. Maximizing coiled tubing reach during logging extended horizontal wells using E-line agitator[R]. SPE, 127399, 2009.
- [7] KEN N, TIMM B, JOHN P, et al. Modeling the affect of a downhole vibrator[R]. SPE, 121752, 2009.
- [8] RASHEED W. Extending the reach and capability of non rotating BHAs by reducing axial friction[R]. SPE, 68505, 2001.
- [9] FRANKLIN B, STEVE B. Delivering performance in shale gas plays: Innovative technology solutions[R]. SPE/IADC, 140320, 2011.
- [10] 胥豪, 牛洪波, 唐洪林, 等. 水力振荡器在新场气田新沙 21-28H 井的应用[J]. 天然气工业, 2013, 33(3): 64-67.
XU Hao, NIU Hongbo, TANG Honglin, et al. Application of hydraulic oscillators to the development of well Xinsha 21-28H in the Xinchang gas field-western Sichuan basin[J]. Natural Gas Industry, 2013, 33(3): 64-67.
- [11] 胥豪, 唐洪林, 张晓明. 新场气田长水平段水平井钻井技术[J]. 石油钻采工艺, 2013, 35(1): 10-13.
XU Hao, TANG Honglin, ZHANG Xiaoming. Long lateral-section horizontal well drilling technology in Xinchang gas Field[J]. Oil Drilling & Production Technology, 2013, 35(1): 10-13.
- [12] 刘志坚, 李榕. $\phi 172$ mm 水力振荡器在川西中浅水平井的应用[J]. 天然气技术与经济, 2012, 6(6): 37-39.
LIU Zhijian, LI Rong. Application of hydraulic oscillator with $\phi 172$ mm to medium-to-shallow horizontal wells-western Sichuan basin[J]. Nature Gas Technology and Economy, 2012, 6(6): 37-39.
- [13] 涂辉, 高文金, 陈涛, 等. 一种能有效提高机械钻速的水力振荡器的研究[J]. 江汉石油科技, 2012, 22(3): 56-58.
TU Hui, GAO Wenjin, CHEN Tao, et al. Study on hydraulic oscillator for improving the rate of penetration [J]. Jianghan Petroleum Science and Technology, 2012, 22(3): 56-58.

作者简介: 董学成, 男, 1982 年出生, 博士研究生。主要研究方向为油气井工程, 石油钻采机械, 高压水射流。

E-mail: 77651690@qq.com

熊继有(通信作者), 男, 1951 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要从事油气井工程、钻头水力学、高压水射流理论与应用技术、钻井岩石力学、职能钻井等方面的研究和教学工作。

E-mail: 13880551855@163.com

王国华, 男, 1982 年出生, 博士研究生。主要研究方向为油气井工程, 石油钻采机械。

E-mail: 56039649@qq.com