

油气井钻柱系统非线性自激振动机理研究

付蒙^{1,2}, 李江红¹, 赵艾奇³, 吴亚锋¹, 陈祖豪⁴, 章浩伟⁵

(1.西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072; 2.北京动力机械研究所, 北京 100074;
3.中国船舶工业系统工程研究院, 北京 100094; 4.西安交通大学 电子与信息工程学院, 陕西 西安 710049;
5.西北工业大学 航天学院, 陕西 西安 710072)

摘要:油气井钻柱系统受到外部扰动容易引发非线性自激振动。以钻柱黏滑振动为例,建立了钻具与岩石间的非线性扰动扭矩模型及钻柱系统双自由度集中参数模型。首次提出了钻柱系统的等效阻尼扭矩公式和相对于平衡位置的能量公式,揭示了等效阻尼扭矩对激发钻柱黏滑振动所起的作用,探索了发生黏滑振动时钻柱系统能量的变化规律,分析了钻柱系统的非线性自激振动机理。仿真结果表明,在非线性扰动的作用下,钻柱系统出现负阻尼,等效阻尼扭矩对系统做正功,系统从外界吸收振动能量,破坏了系统平衡点的稳定性。钻具转速反馈作用调节能量输入使钻柱系统维持不衰减的持续振动,每个振动周期内系统输入的能量等于系统耗散的能量。钻具转速振幅较小时能量增加,转速振幅较大时能量减少,且钻柱系统吸收的能量主要转化为系统的势能。

关键词:钻柱系统;黏滑振动;等效阻尼扭矩;非线性自激振动;能量

中图分类号:TE92 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-2758(2019)04-0802-07

据非线性振动理论,如果旋转机械系统受到外部扰动,容易引发不稳定的非线性自激振动^[1]。应用于油气井钻探的钻柱系统,属于一种特殊的旋转机械。钻柱系统主要包括顶驱、钻柱和井底钻具组合(bottom hole assembly, BHA)等。随着钻井深度增加,钻柱达到几千米且钻柱横截面积小,导致钻柱刚度系数下降。BHA(包含钻具)转动惯量小,钻具受到非线性扰动作用,容易产生黏滑振动。钻柱黏滑振动主要表现为,顶驱转速小幅度波动,钻具转速“黏滞-滑动-黏滞”交替出现^[2]。Brett^[3]提出,钻柱黏滑振动是由钻具和岩石间的非线性扰动引发的自激振动。钻具和岩石间的非线性扰动扭矩(torque on bit, TOB)主要包括钻具破碎岩石时的剪切应力(扭矩)和钻具与岩石间的摩擦扭矩^[4]。

钻柱系统的特点还在于,只有顶驱驱动扭矩和驱动转速可测,其他状态均位于地下难以获取。这大大增加了研究钻柱黏滑振动产生机理和抑制振动控制算法的难度。Richard等^[5]建立钻具切割岩石的数学模型,分析了钻具破岩对激发钻柱黏滑振动

的作用。Jansen等^[6]研究了钻柱横向振动与扭转振动的相互耦合,并指出钻具动力响应具有极强的非线性。Mihajlovi等^[7]基于Lyapunov稳定性分析以及数值分岔分析,研究了在实验环境下钻具摩擦极限环对激发钻柱黏滑振动的影响。李江红等^[8]研究了摩擦磁滞效应对钻柱黏滑振动的作用机理,分析了钻井深度、驱动转速和钻压对钻柱黏滑振动的影响规律。祝效华等^[9]针对钻柱横向振动引起钻具失效的问题,考虑钻具纵横扭耦合以及钻具与井壁随机接触,建立了系统非线性动力学模型,研究了BHA横向振动特性。刘永升等^[10]综合考虑了钻柱黏滑运动、扭转变形及钻井液阻尼的影响,建立了非线性动态模型,分析了斜直井中钻柱非规则运动。

虽然相关文献指出了钻柱系统的非线性特征,但是没有任何研究阐释钻柱系统阻尼对激发自激振动的作用,也没有揭示发生钻柱黏滑振动时能量的变化规律。针对上述不足,基于Karnopp摩擦模型^[11]简化钻具破碎岩石时受到的非线性外部扰动TOB,并通过受力分析建立了钻柱系统的双自由度

集中质量模型,提出了相对于平衡位置的钻柱系统等效阻尼扭矩及其能量变化公式,在 MATLAB 仿真环境下研究了钻柱系统的非线性自激振动机理,并探讨了抑制钻柱黏滑振动的方法。

该研究的贡献在于揭示了钻柱系统等效阻尼扭矩对激发钻柱黏滑振动所起的作用,探索了发生黏滑振动时钻柱系统能量变化规律。同时该研究为抑制钻柱黏滑振动的控制算法设计提供理论基础。

1 钻柱系统非线性动力学模型

1.1 非线性扰动扭矩模型

钻柱系统的非线性主要体现在钻具和岩石间的扰动扭矩 TOB 上。为描述钻具和岩石间的相互作用过程,特别是为了较准确描述钻具转速在黏滞区间的连续性,建立 Karnopp 摩擦模型^[11]简化钻具破碎岩石时受到的非线性外部扰动 TOB^[2],如图 1 所示。非线性扰动扭矩的表达式

$$T_f(\omega_2) = \begin{cases} m & \text{if } |\omega_2| \leq \Delta\omega, |m| \leq M_a \\ M_a \text{sgn}(\omega_2) & \text{if } |\omega_2| \leq \Delta\omega, |m| > M_a \\ [M_0 + (M_a - M_0)e^{-\xi|\omega_2|}] \text{sgn}(\omega_2) & \text{if } |\omega_2| > \Delta\omega \end{cases} \quad (1)$$

式中, T_f 为钻具受到的非线性扰动扭矩, ω_2 为井底钻具组合转速, m 为钻柱耦合扭矩, M_a 为最大静摩擦扭矩, M_0 为滑动摩擦扭矩, $\Delta\omega$ 为零速区间阈值, ξ 为经验常数并且定义了摩擦扭矩的下降率。

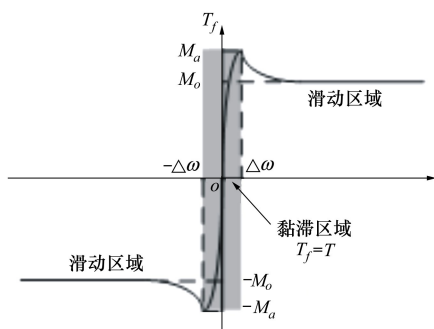


图 1 非线性扰动扭矩模型

1.2 钻柱系统动力学模型

在钻井现场,钻柱系统的控制模式主要为速度控制。忽略变频器和电机的动力学特性(电流、电压与扭矩的转换关系),钻柱系统的驱动扭矩

$$T_m = (\omega_{\text{ref}} - \omega_1) \left(K_p + \frac{K_i}{s} \right) \quad (2)$$

式中, ω_{ref} 为输入速度参考值, $K_p + \frac{K_i}{s}$ 为变频器内的闭环控制。

基于文献[4]对钻柱系统的假设,将顶驱转盘和井底钻具组合简化为有集中惯量的质量块,钻柱简化为具有刚度系数的扭转弹簧,使用双自由度集中质量模型模拟钻柱系统,如图 2 所示。

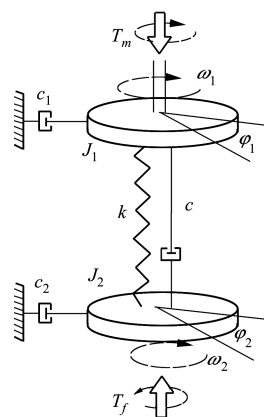


图 2 钻柱系统双自由度集中质量模型

Serrarens 等^[4]指出,钻柱系统的双自由度模型可以满足黏滑振动机理研究和抑制黏滑振动控制算法研究的需求。Nandakumar 等^[12]分析了钻柱系统双自由度模型的稳定性。钻柱系统动力学模型

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + k(\varphi_1 - \varphi_2) + c_1 \dot{\varphi}_1 = T_m \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - k(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2 \dot{\varphi}_2 = -T_f(\omega_2) \end{cases} \quad (3)$$

式中, J_1 为顶驱转动惯量, J_2 为井底钻具组合转动惯量, c_1 为顶驱阻尼系数, c_2 为井底钻具组合阻尼系数, c 为钻柱阻尼系数, k 为钻柱刚度系数, φ_1 为顶驱角位移, φ_2 为井底钻具组合角位移, $\omega_1 = \dot{\varphi}_1$ 为顶驱转速, $\omega_2 = \dot{\varphi}_2$ 为井底钻具组合转速。

2 钻柱系统等效阻尼扭矩

2.1 相对于平衡位置的钻柱系统等效阻尼扭矩

以角位移差 $\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ 为变量,将 $\Delta\varphi$ 带入公式(3)得钻具运动规律

$$J_2 \Delta\ddot{\varphi} + (c + c_2) \Delta\dot{\varphi} + k \Delta\varphi = T_f(\omega_{\text{ref}} - \Delta\dot{\varphi}) + c_2 \omega_{\text{ref}} \quad (4)$$

如果钻柱系统处于平衡位置 $\omega_1 = \omega_2 = \omega_{ref}$, 则

$$\begin{cases} \Delta\varphi = \omega_1 - \omega_2 = 0 \\ \Delta\dot{\varphi} = \omega_1 - \omega_2 = 0 \end{cases} \quad (5)$$

将平衡位置(5)式带入公式(4)可得钻柱系统平衡位置的角位移差 $\Delta\varphi_0$

$$\Delta\varphi_0 = \frac{T_f(\omega_{ref}) + c_2\omega_{ref}}{k} \quad (6)$$

以平衡位置的角位移差 $\Delta\varphi_0$ 为新的坐标原点, 引入新的变量

$$x = \Delta\varphi - \Delta\varphi_0 \quad (7)$$

将变量(7)式带入公式(4)可得

$$J_2\ddot{x} + kx + (c + c_2)\dot{x} + T_f(\omega_{ref}) - T_f(\omega_{ref} - x) = 0 \quad (8)$$

定义 $y = \dot{x} = \Delta\dot{\varphi}$ 导出相对于平衡位置的钻柱系统等效阻尼扭矩

$$F(y) = (c + c_2)y + T_f(\omega_{ref}) - T_f(\omega_{ref} - y) \quad (9)$$

2.2 钻柱系统能量

在平衡位置, 钻柱系统的总能量(机械能)

$$\bar{E} = \frac{1}{2}k(\Delta\varphi_0)^2 + \frac{1}{2}(J_1 + J_2)(\omega_{ref})^2 \quad (10)$$

以平衡位置作为坐标原点 ($x = 0, y = 0$), 任意时刻钻柱系统的机械能

$$\begin{aligned} \Delta E &= \Delta E_p + \Delta E_k = \frac{1}{2}kx^2 + \frac{1}{2}J_2y^2 = \\ &\frac{1}{2}k(\Delta\varphi - \Delta\varphi_0)^2 + \frac{1}{2}J_2(\omega_{ref} - \omega_2)^2 \end{aligned} \quad (11)$$

式中, ΔE_p 为相对于平衡位置的势能(等效势能), ΔE_k 为相对于平衡位置的动能(等效动能)。

顶驱为钻柱系统输入恒定的能量 ΔE_{IN} , 在没有发生钻柱黏滑振动时 $\Delta E = 0$, 能量关系

$$E_{IN} = \bar{E} + \Delta E_{OUT} \quad (12)$$

式中, ΔE_{OUT} 为系统消耗的能量。

在发生钻柱黏滑振动时, 能量关系

$$\Delta E_{IN} = \bar{E} + \Delta E + \Delta E_{OUT} \quad (13)$$

因此, ΔE 即为发生钻柱黏滑振动时钻柱系统吸收的能量。

3 仿真分析

利用 MATLAB, 基于钻柱系统模型(3), 分析了发生黏滑振动时钻柱系统等效阻尼扭矩和能量的变化规律, 仿真结构如图 3 所示。钻柱系统力学参数主要来源于文献[4], 如表 1 所示。速度参考值 ω_{ref}

$= 8.9 \text{ rad/s}$, 控制系数 $K_p = 98, K_i = 51$ 。

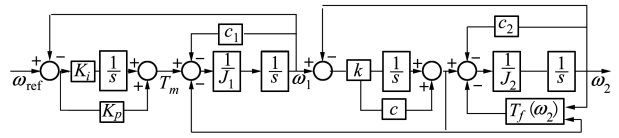


图 3 钻柱系统 2DOF 仿真结构图

表 1 钻柱模型力学参数

模型参数	仿真数值
刚度系数 $k/(Nm \cdot rad^{-1})$	473
钻柱阻尼系数 $c/(Nms \cdot rad^{-1})$	23.2
顶驱转动惯量 $J_1/(kg \cdot m^2)$	2 122
顶驱阻尼系数 $c_1/(Nms \cdot rad^{-1})$	425
BHA 转动惯量 $J_2/(kg \cdot m^2)$	374
BHA 阻尼系数 $c_2/(Nms \cdot rad^{-1})$	50
最大静摩擦扭矩 M_s/Nm	12 148
滑动摩擦扭矩 M_0/Nm	7 600
经验常数 ξ	0.9
零速区间阈值 $\Delta\omega/(rad \cdot s^{-1})$	0.001

3.1 等效阻尼扭矩仿真分析

钻柱黏滑振动发生时, 角位移差 $\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ 和钻具转速 ω_2 的仿真结果如图 4 所示(为清楚显示钻柱黏滑振动运动规律, 仿真中显示时间为 180 ~ 200 s)。图 4 显示钻柱黏滑振动现象, 钻具转速 ω_2 (虚线) 周期性地交替出现“滑动 - 黏滞 - 滑动”; 角位移差 $\Delta\varphi$ (实线) 的波动反映了钻柱储存扭转能量的大小。图 4 中钻具转速和角位移变化规律符合钻柱黏滑振动运动规律。因此, 建立的双自由度集中参数模型(3) 可以较准确地模拟钻柱系统。

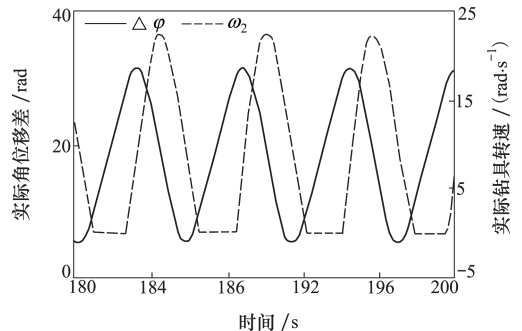


图 4 角位移差 $\Delta\varphi$ 与钻具转速 ω_2

钻柱黏滑振动发生时, 角位移差相对于平衡位置的变量 $x = \Delta\varphi - \Delta\varphi_0$ (等效钻具角位移差) 及其导数 $y = \dot{x} = \Delta\dot{\varphi}$ (等效钻具转速) 的时间响应如图 5 所

示。由图 4 和图 5 可知,在钻具的滑动阶段,振动主要表现为拟简谐振动。在钻具黏滞阶段及钻具转速 ω_2 比较小时,振动表现为张弛振动的特性。

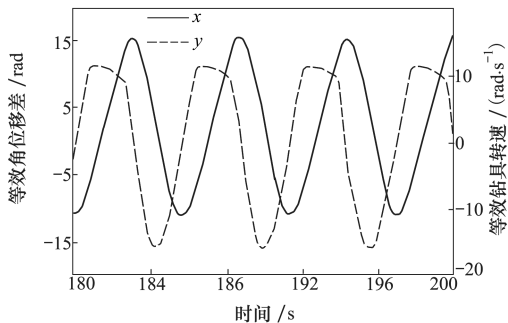


图 5 等效角位移 x 与等效钻具转速 y

黏滑振动发生时,系统等效阻尼扭矩的函数曲线 $F(y) \leftrightarrow y$,如图 6 所示。图 6 表明原点附近等效阻尼扭矩几乎为零,机械能守恒,但在 $5 \text{ rad/s} < y < 9 \text{ rad/s}$,阻尼特性具有负阻尼的性质,等效阻尼扭矩对系统做正功,使系统从外界吸收振动能量,机械能增加。该负阻尼扭矩破坏了系统平衡点的稳定性,激励钻柱系统发生自激振动。

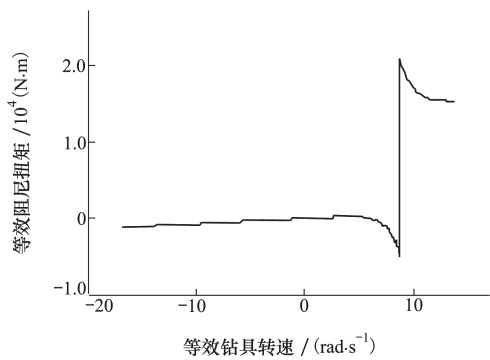


图 6 钻柱系统等效阻尼扭矩的函数曲线 $F(y) \leftrightarrow y$

相对于平衡位置,系统相平面极限环如图 7 所示,该图描述了钻具转速的反馈调节过程。图中横坐标为等效钻具角位移 $x = \Delta\varphi - \Delta\varphi_0$,纵坐标为等效钻具角速度 $y = \dot{x} = \Delta\dot{\varphi}$ 。图 7 中,虚线为零等倾线

$$x = -F(y) \tag{14}$$

由图 7 知,原点附近零等倾线(14)几乎与纵轴重合,系统表现出简谐振动的性质。当 y 增加到 $[5 \text{ rad/s}, 9 \text{ rad/s}]$ 时,零等倾线位于第一象限,系统出现负阻尼,进而激发钻柱黏滑振动的发生。

图 7 中封闭的相轨迹对应稳定的周期振动。当 $\Delta\varphi$ 因外部扰动偏离 $\Delta\varphi_0$,速度变量 $y = \dot{x} = \Delta\dot{\varphi} = \omega_{\text{ref}} - \omega_2$ 减小,钻具转速 ω_2 增加,即速度振动的振幅增

加;系统做拟简谐振动,钻柱势能转化为动能,动能又在摩擦的作用下减小,钻具转速 ω_2 又逐渐减小为零;当相轨迹到达水平段时, $y = \omega_{\text{ref}}, \omega_2 = 0$;直到钻柱扭矩克服静摩擦扭矩,钻具开始加速,进入下一个振动环节并不断重复上述过程。

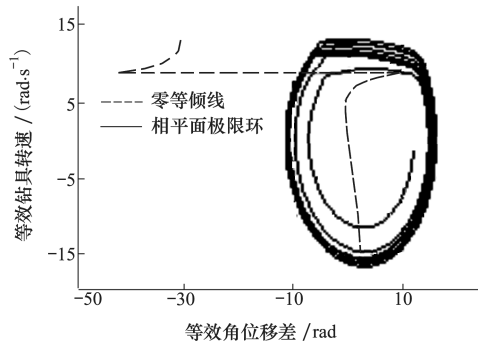


图 7 钻柱系统相平面极限环 $y \leftrightarrow x$

3.2 钻柱系统能量变化规律

钻柱黏滑振动发生时,相对于平衡位置钻柱系统势能 ΔE_p (等效势能)和动能 ΔE_k (等效动能)的时间响应曲线如图 8 所示。

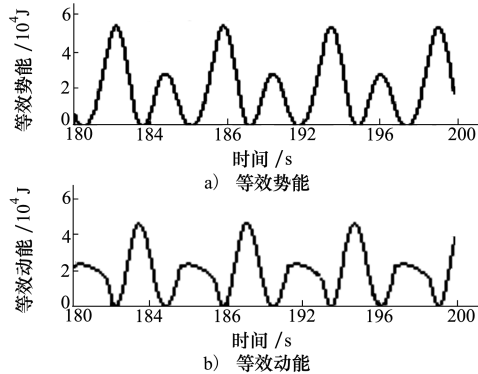


图 8 钻柱系统相对于平衡位置势能 ΔE_p 和动能 ΔE_k

相对于平衡位置钻柱系统机械能 ΔE (等效机械能)的时间响应曲线如图 9 所示。

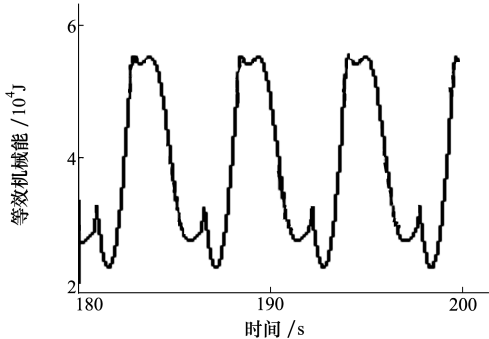


图 9 钻柱系统相对于平衡位置机械能 ΔE

由图 8 和图 9 可知,在发生钻柱黏滑振动时, $\Delta E > 0$ 恒成立(没有黏滑振动时 $\Delta E = 0$ 恒成立)。说明钻柱系统从外部吸收了能量,维持周期振动。同时,相对角位移差比较大时,系统机械能比较大;转速振幅较小时能量总在增加,而当转速振幅较大时能量减少; ΔE_p 最大值大于 ΔE_k 最大值,钻柱系统吸收的能量主要转化为系统的势能。

发生钻柱黏滑振动时,相对于平衡位置钻柱系统能量变化规律如图 10 ~ 图 12 所示。每个振动周

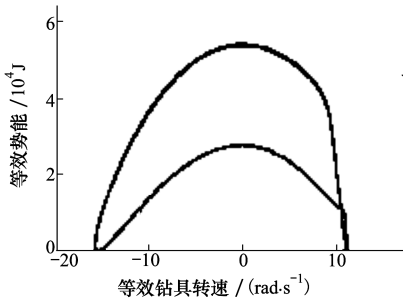


图 10 钻柱系统相对于平衡位置的势能 $\Delta E_p \leftrightarrow y$

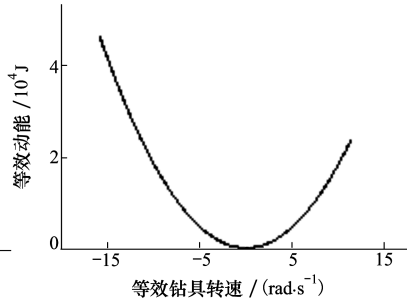


图 11 钻柱系统相对于平衡位置的动能 $\Delta E_k \leftrightarrow y$

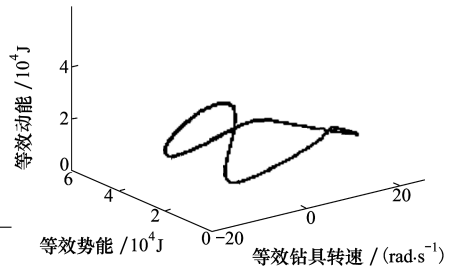


图 12 钻柱系统能量转换曲线 $\Delta E_k \leftrightarrow \Delta E_p \leftrightarrow y$

发生钻柱黏滑振动时,系统总输入能量、总耗散能量与钻具转速的关系曲线如图 13 所示。

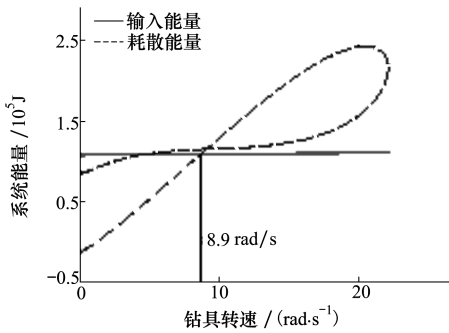


图 13 能量 - 振幅关系曲线

由图 13 可知,钻柱系统输入能量为定值,耗散的能量会产生波动。输入能量和耗散能量的交点对应的钻具转速即为对应的平衡位置钻具转速 $\omega_2 = \omega_{ref}$ 。并且,当钻具转速(振动幅值)大于平衡态转速时,耗散能量大于输入能量;反之,耗散能量小于输入能量。转速偏离平衡态转速时,能量的增减促使转速恢复至稳态值,钻柱黏滑自激振动稳定。在实际系统中,顶驱为钻柱系统输入恒定的能量,井底钻具转速反馈作用调节系统能量输入,使钻柱系统

期内,钻柱系统等效势能 ΔE_p 变化规律如图 10 所示;钻柱系统等效动能 ΔE_k 变化规律如图 11 所示;图 12 描述了动能 ΔE_p 和势能 ΔE_k 相互转换的关系。其中,图 10 ~ 图 12 横轴为相对于平衡位置钻具转速 $y = x = \Delta\phi$ 。仿真表明,每个周期内能量变化规律不变。由于顶驱为钻柱系统输入恒定能量,因此在一个振动周期内,系统输入能量等于系统耗散能量。同时,与图 7 结论一致,在等效钻具转速小于 5 rad/s 时,系统表现出简谐振动的性质。

维持稳定的自激振动。

本文揭示了等效阻尼扭矩对激发钻柱自激振动所起的作用,探索了钻柱系统能量的变化规律。但是在实际中发现,钻进处于浅地层或者疏松地层也会激发钻柱黏滑振动。经研究发现,该振动类似于受迫振动,是由钻柱横向碰摩频率接近钻柱系统的自然振动频率导致的。

4 主动阻尼减振方法

钻进过程中,为抑制钻柱黏滑振动,常用方法包括:优化钻进器械、降低钻压、提高转速等。其中,优化钻进器械属于被动控制,而且大大提高钻进成本。降低钻压会降低钻进渗透率。提高系统转速相当于降低了系统发生钻柱黏滑振动的阈值,可以减轻黏滑振动,但是不能消除黏滑振动。基于本文研究,可以通过调节变频器控制参数的方式,或设计主动阻尼的控制算法,提高闭环系统的阻尼,改变钻柱系统对振动能量的吸收,抑制黏滑振动。由于只有顶驱扭矩和顶驱转速可测,在控制算法设计过程中状态观测器的设计也是必不可少的环节。

提高钻柱系统阻尼后,等效钻具角位移差 x 及等效钻具转速 y 的时域响应如图 14 所示。

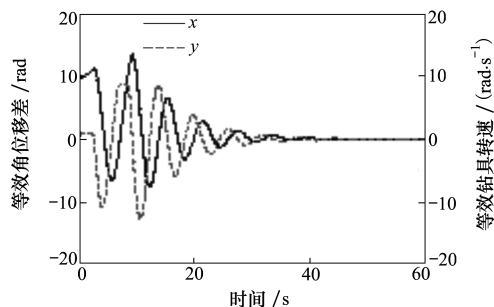


图14 高阻尼系统等效角位移差 x 与等效钻具转速 y

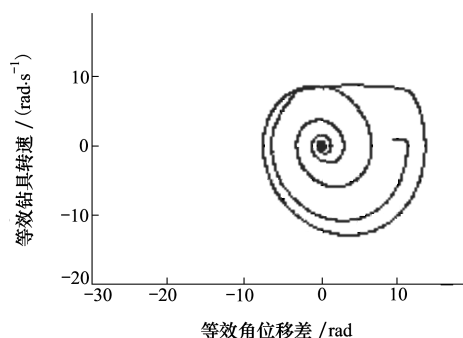


图15 钻柱系统等效阻尼扭矩的函数曲线 $F(y) \leftrightarrow y$

相对于平衡位置,高阻尼系统相平面极限环如图15所示。提高钻柱系统阻尼后,等效钻具角位移差 x 、等效钻具转速 y 及系统的等效阻尼扭矩 $F(y)$ 逐渐收敛为零,系统能量被耗散。相平面原点处的奇点变为稳定结点,系统的运动为衰减的非往复运动。

5 结 论

建立了钻柱系统双自由度集中参数模型,并以此为基础计算了相对于平衡位置的钻柱系统等效阻尼扭矩和能量变化公式。通过仿真分析,研究结论如下:

1) 在非线性扰动的作用下,钻柱系统出现负阻尼,等效阻尼扭矩对系统做正功,系统从外界吸收振动能量,破坏了系统平衡点的稳定性;

2) 井底钻具转速反馈作用调节能量输入,维持不衰减的持续振动,并且钻柱系统在一个振动周期内吸收和耗散的能量相等;

3) 钻具转速振幅较小时能量增加,较大时能量减少,且钻柱系统吸收的能量主要转化为系统的势能。

参考文献:

- [1] 刘延柱,陈立群. 非线性振动[M]. 北京:高等教育出版社,2001
LIU Yanzhu, CHEN Liqun. Nonlinear Vibrations [M]. Beijing, Higher Education Press, 2001 (in Chinese)
- [2] PAVKOVIC D, DEUR J, LISAC A. A Torque Estimator-Based Control Strategy for Oil-Well Drill-String Torsional Vibrations Active Damping Including an Auto-Tuning Algorithm[J]. Control Engineering Practice, 2011, 19(8): 836-850
- [3] BRETT J F. The Genesis of Torsional Drillstring Vibrations[J]. SPE Drilling Engineering, 1992, 7(3): 168-174
- [4] SERRARENS A F A, VAN DE MOLENGRAFT M J G, KOK J J, et al. H_∞ Control for Suppressing Stick-Slip in Oil Well Drill Strings[J]. IEEE Control Systems, 1998, 18(2): 19-30
- [5] RICHARD T, GERMA Y C, DETOURNAY E. A Simplified Model to Explore the Root Cause of Stick-Slip Vibrations in Drilling Systems with Drag Bits[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 305(3): 432-456
- [6] JANSEN J D, VAN DEN STEEN L. Active Damping of Self-Excited Torsional Vibrations in Oil Well Drillstrings[J]. Journal of Sound and Vibration, 1995, 179(4): 647-668
- [7] MIHAJLOVI N, VAN DE WOUW N, HENDRIKS M, et al. Friction-Induced Limit Cycling in Flexible Rotor Systems: an Experimental Drill-String Set-Up[J]. Nonlinear Dynamics, 2005, 46(3): 273-291
- [8] 付蒙,李江红,吴亚锋,等. 钻柱黏滑振动特性仿真与产生机理分析[J]. 西工大学报,2016,34(3): 467-472
FU Meng, LI Jianghong, WU Yafeng, et al. Characteristic Simulation and Mechanisms Analysis for Drill-Strings Stick-Slip Vibration[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2016, 34(3): 467-472 (in Chinese)
- [9] 祝效华,胡志强. 基于钻具破岩钻进的下部钻具横向振动特性研究[J]. 振动与冲击,2014,33(17): 90-93
ZHU Xiaohua, HU Zhiqiang. Lateral Vibration Characteristics Analysis of a Bottom Hole Assembly Based on Interaction between Bit and Rock[J]. Journal of vibration and shock, 2014, 33(17): 90-93 (in Chinese)

- [10] 刘永升, 高德利, 王镇全, 等. 斜直井眼中钻柱横向动态运动非线性模型研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(24): 1-6
LIU Yongsheng, GAO Deli, WANG Zhenquan, et al. Nonlinear Dynamic Model of Drill-String Transverse Motion in a Deviated Well[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(24): 1-6 (in Chinese)
- [11] Karnopp D. Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 1985, 107: 101-103
- [12] NANDAKUMAR K, WIERCIGROCH M. Stability Analysis of a State Dependent Delayed, Coupled Two DOF Model of Drill-String Vibration[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332 (10): 2575-2592

Nonlinear Self-Excited Vibration Mechanism for Under-Actuated Oil-Well Drilling System with Stick-Slip Vibration

FU Meng^{1,2}, LI Jianghong¹, ZHAO Aiqi³, WU Yafeng¹,
CHEN Zuhao⁴, ZHANG Haowei⁵

- (1.School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;
2.Beijing Power Machinery Institute, Beijing 100074, China;
3.Systems Engineering Research Institute, China State Shipbuilding Corporation, Beijing 100094, China;
4.Faculty of Electronic and Information Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
5.School of Astronautics, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Exploration of oil or gas wells is usually carried out by using drilling system. When the kilometers of drilling system is externally disturbed, the drilling system is prone to undesired stick-slip vibration of the drill-string. The stick-slip vibration of the drill-string belongs to the nonlinear self-excited vibration. In order to study the vibration mechanism, the model for the nonlinear torque on the bit by using Karnopp friction model and the two degrees of freedom model for drilling system were established. The equivalent damping torque formula and the energy variation formula of the drilling system were proposed. The mechanism of the nonlinear self-excited vibration of the drilling system was explained. The simulation results indicated that the stick-slip vibration of the drill-string was caused by the negative value of the equivalent damping force of the drilling system. The equivalent damping torque made the positive work on the system, so that the system absorbed the vibration energy from the outside, which destroyed the stability of the system equilibrium point. The feedback effect in the speed of the drill-bit regulates the system energy to maintain constant vibration without attenuation. In each vibration cycle, the energy input by the system is equal to the energy dissipated by the system. The energy absorbed by the drilling system is mainly converted into the potential energy.

Keywords: drill string; stick-slip vibration; equivalent damping force; self-excited vibration; energy