УДК 621.313.333:622.242

В.А.СОЛОВЬЕВ, Э.А.ЗАГРИВНЫЙ
Санкт-Петербургский государственный горный институт (*технический университет*)

МОБИЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ОЧИСТКИ ПРИЗАБОЙНЫХ ЗОН СКВАЖИН

Исследуется мобильный комплекс, предназначенный для очистки призабойных зон нефтяных, газовых и водозаборных скважин от песка и других отложений, а также для вскрытия продуктивных пластов с полным отбором керна и для взятия донных проб озер, рек, морей и океанов, бурения ледников.

In article the mobile complex intended for clearing bottom of zones oil, gas and water-supply wells from sand and other adjournment, and also for opening productive layers with full selection of a core and for a capture of ground tests of lakes, the rivers, the seas and oceans, drilling of glaciers is investigated.

Образование в призабойной зоне нефтяных и газовых скважин пробок из песчаных и асфальтосмолистых парафиновых отложений (АСПО) приводит к снижению дебита скважин в несколько раз, а впоследствии и к выводу указанных скважин из основного фонда. Существующие методы очистки скважин дорогостоящие и малоэффективные. Поэтому задача разработки мобильного очистного комплекса для очистки призабойной зоны обрабатываемых скважин, в основе которого лежит динамически уравновешенный буровой снаряд на грузонесущем кабеле, является актуальной.

Отличительной особенностью представленного бурового снаряда от известных является то, что отсутствует редуктор и распорная система, воспринимающая реактивный момент при работе коронки на забое, что упрощает конструкцию и обеспечивает надежную работу снаряда в металлической обсадной колонне и на дне водоемов [3].

Буровой снаряд представляет собой двухмассовую механическую систему. Статор и ротор соединены упругим элементом, торсионом, в результате чего ротор не вращается, а совершает возвратно-вращательные движения вокруг оси скважины на резонансной частоте механической системы.

В статье изложены теоретические исследования электромеханической системы, целью которых является установление зависимости угла поворота коронки φ_2 на резонансной частоте Ω электромеханической системы от заданных диаметра коронки D, давления на забой P, момента на валу электрической машины M:

$$\varphi_2 = f(D, P, M, \Omega).$$

На расчетной схеме (рис.1, *б*) упругий элемент (торсион) представлен невесомым валом длиной l. Под действием момента электромеханического преобразователя $M_д$ масса с моментом инерции J_1 перемещается в направлении действия момента $M_д$ на угол φ_1 в неподвижной системе координат. Под действием этого же момента $M_д$ масса J_2 поворачивается на угол φ_2 в противоположном направлении. Узловое сечение *А-А* на расстоянии a от J_1 и b от J_2, остается неподвижным, относительно него происходит вращение верхней и нижней массы.

Со стороны упругого элемента (торсиона) на массы J_1 и J_2 действуют упругие моменты $M_{у12} = M_{у21}$, которые определяются коэффициентом жесткости и углом закручивания торсиона. На J_2 (нижняя часть снаряда) со стороны коронки и колонковой трубы действует момент сопротивления $M_с$, на J_1 (верхняя часть снаряда) действует аддитивная комбинации вязкого и сухого трения $M_{тр}$, соответственно $M_{жт2}$ и $M_с$.

На статор двигателя подается напряжение, магнитное поле которого изменяет направление своего вращение на частоте резонанса механической системы. Энергия, потребляемая из сети, при работе на резонансной частоте расходуется на совершение работы с моментом сопротивления на коронке и на покрытие потерь трения. На поддержание колебаний на резонансной частоте при высокой добротности колебательной системы энергии извне практически не требуется, чем и объясняется высокий КПД резонансных машин [1].

Уравнение движения механической системы в операторной форме имеет вид:

$$\varphi(p)(p^2 + \mu p + \Omega_0^2) = \gamma M(p), \qquad (1)$$

где M – момент двигателя, Н·м; μ – коэффициент эквивалентного вязкого трения, Н·м; φ – полный угол закручивания торсиона, рад; γ – конструктивный коэффициент, 1/(кг·м^2); Ω_0 – резонансная частота механической системы, Гц.

При исследовании динамики систем с изменением электромагнитного момента в пределах линейной части механической характеристики асинхронного двигателя (АД) при питании от преобразователя частоты целесообразно воспользоваться обобщенным уравнением динамики электромеханической системы $-0{,}8M_{\hat{e}} \le M \le 0{,}8M_{\hat{e}}$, обладающим линейным рабочим участком механической характеристики.

Уравнение динамики при частотном управлении АД имеет вид:

$$\dot{O}_{\acute{y}} \frac{dM}{dt} + M + \beta\varphi' = \beta\omega_0(t), \qquad (2)$$

где $T_{\acute{y}}$ – электромагнитная постоянная времени; β – модуль жесткости линеаризованной статической характеристики; $\omega_0(t)$ – угловая скорость вращения электромагнитного поля, пропорциональная частоте $f_1(t)$ напряжения статора АД.

Уравнения (1) и (2) отражают движение электромеханической системы с разомкнутой системой управления электрической машиной, система уравнений которой имеет вид:

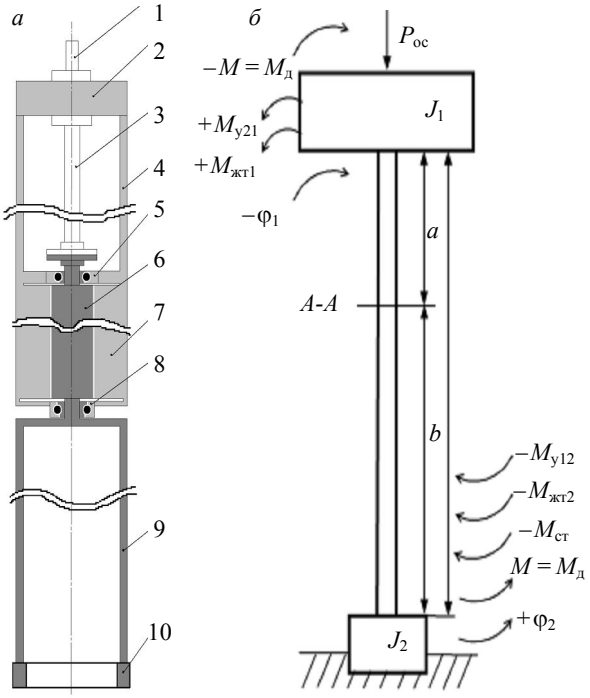


Рис.1. Динамически уравновешенный буровой снаряд на грузонесущем кабеле: *а* – конструктивная схема, *б* – расчетная схема

1 – грузонесущий кабель; 2 – кабельный замок; 3 – упругий элемент; 4 – статорная часть (неподвижная); 5 – подшипниковый узел; 6 – ротор электродвигателя; 7 – статор электродвигателя; 8 – подшипниковый узел; 9 – керноприемная труба; 10 – коронка

$$\begin{cases} \varphi(p)\beta p + M(p)(T_{\acute{y}}p + 1) = \beta\omega_0(p); \\ \varphi(p)(p^2 + \mu p + \Omega_0^2) - \gamma M(p) = 0. \end{cases}, \qquad (3)$$

На данном этапе исследований интересен анализ установившихся вынужденных колебаний системы под действием движущего момента, изменяющегося по гармоническому закону. Решение подобных задач удобно выполнять методом передаточных функций, хорошо развитым в теории автоматического управления и в теории автоматизированного электропривода [4, 5].

Поделив систему уравнений (3) на $\omega_0(p)$, получим:

$$\begin{cases} a_{11}W_{\varphi}(p) + a_{12}W_{\text{i}}(p) = \beta; \\ a_{21}W_{\varphi}(p) + a_{22}W_{\text{i}}(p) = 0, \end{cases}, \qquad (4)$$

где $a_{21} = p^2 + \mu p + \Omega^2$; $a_{11} = \beta p$; $a_{12} = (T_{\acute{y}}p + 1)$; $a_{22} = -\gamma$; $W_{\varphi}(p) = \dfrac{\varphi(p)}{\omega_0(p)}$ – передаточная

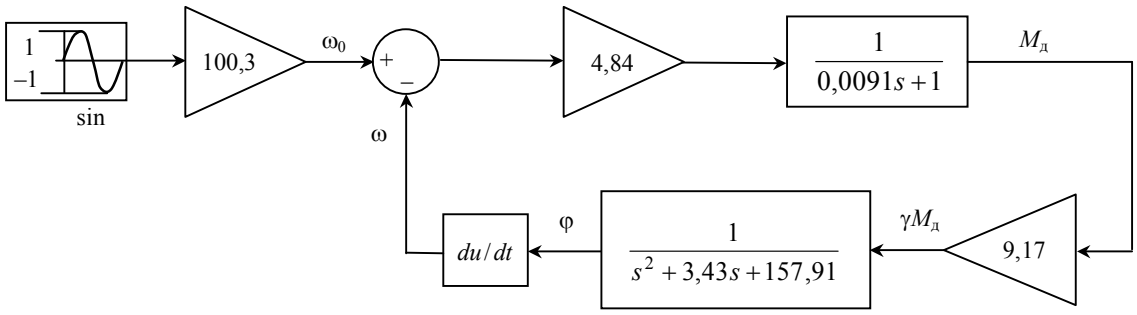


Рис.2. Имитационная модель разомкнутой системы электромеханического преобразователя возвратно-вращательного движения по параметрам бурового снаряда

функция угла закручивания торсиона $\varphi(p)$ по синхронной скорости АД $\omega_0(p) \equiv f_1(p)$; $f_1(p)$ – управляющее воздействие АД (частота питающего трехфазного напряжения статора АД); $W_{\text{і}}(p) = \dfrac{M(p)}{\omega_0(p)}$ – передаточная функция электромагнитного момента АД $M(p)$ по $\omega_0(p)$.

Разрешая (4) относительно $W_\varphi(p)$, получим: для получения приближенного аналитического выражения в силу малости $T_{\text{ý}} \approx 0{,}01\text{с}$ и при малых нагрузках μ можно принять $\Omega_0^2 T_{\text{ý}}^2 \mu^2 \approx 0$, тогда при входном воздействии $\omega(t) = \omega_{0\text{i}} \sin \Omega_0 t$ полный угол закручивания торсиона примет вид

$$\varphi = \frac{\omega_{0\text{i}}}{\Omega_0\left(1 + \dfrac{\mu}{\gamma\beta}\right)}. \qquad (5)$$

Разрешая (4) относительно $W_{\text{м}}(p)$, получим при входном воздействии $\omega(\text{t}) = \omega_{0\text{i}} \sin \Omega_0 t$ амплитуда

$$M = \frac{\beta\omega_{0\text{i}}}{1 + \dfrac{\gamma\beta}{\mu}}. \qquad (6)$$

При получении аналитических зависимостей угла поворота коронки и момента на валу АД были приняты допущения и сокращения, поэтому необходимо выполнить проверку полученных зависимостей. Поставленная задача легко выполняется при имитационном моделировании [2].

На рис.2 представлена имитационная модель, в основу которой положена система уравнений (3).

При сравнении амплитуды колебаний и момента двигателя при имитационном моделировании со значениями, рассчитанными по аналитическим выражениям, установлено, что допущения, принятые при теоретических выводах, не влияют на окончательно полученные выражения:

$$\varphi = \frac{\omega_{0\text{i}}}{\Omega_0\left(1 + \dfrac{\mu}{\gamma\beta}\right)} = \frac{100{,}3}{12.56\left(1 + \dfrac{28{,}6}{4{,}84 \cdot 9{,}17}\right)} =$$

$$= 4{,}865 \text{ рад};$$

$$\Delta\varphi = \frac{4{,}856 - 4{,}85}{4{,}856} = 0{,}1\ \%.$$

$$M = \frac{\beta\omega_{0\text{i}}}{1 + \dfrac{\gamma\beta}{\mu}} = \frac{4{,}84 \cdot 100{,}3}{1 + \dfrac{4{,}84 \cdot 9{,}17}{28{,}6}} = 190{,}2 \text{ Нм};$$

$$\Delta\dot{I} = \frac{190{,}2 - 190{,}07}{190{,}2} = 0{,}07\ \%$$

Параметры бурового снаряда, принятые при моделировании:

критический момент АД

$$M_{\text{к}} = 266 \text{ Н·м};$$

момент сопротивления АД

$$M_{\text{с}} = 164 \text{ Н·м};$$

критическое скольжение АД

$$S_{\text{к}} = 0{,}35;$$

собственная частота механической системы

$$f_0 = 2 \text{ Гц};$$

момент инерции статорной части

$$J_1 = 1{,}2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

момент инерции роторной части

$$J_2 = 0{,}12 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

средний диаметр коронки

$$D_{\text{ср}} = 0{,}103 \text{ м};$$

средняя линейная скорость резцов коронки

$$V_{\text{ср}} = 2 \text{ м/с};$$

масса снаряда

$$m = 800 \text{ кг}.$$

Установление аналитических зависимостей позволяет разработать методику выбора основных параметров мобильного комплекса для очистки призабойных зон скважин по заданным технологическим показателям процесса бурения.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. 20028405 РФ. Колонковый буровой снаряд с электроприводом / Э.А.Загривный, В.А.Соловьев. Бюл. № 1. 2004.

2. *Герман-Галкин С.Г.* Компьютерное моделирование полупроводниковых систем в MATLAB 6.0.: Учебное пособие. СПб: КОРОНА принт., 2001.

3. *Кудряшов Б.Б.* Механическое бурение скважин во льду / ЛГИ. Л., 1988.

4. *Бабков Н.А.* Теория автоматического управления. Ч.1 / Н.А.Бабков, А.А.Воронов и др. М.: Высшая школа, 1977.

5. *Чиликин М.Г.* Теория автоматизированного электропривода / М.Г.Чиликин, В.И.Ключев, А.С.Сандлер. М.: Энергия, 1979.