

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ РОТОРА БУРОВОГО СТАНКА, УЧИТЫВАЮЩАЯ ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ ПРИ ПРОСТРАНСТВЕННОМ ОРИЕНТИРОВАНИИ БУРОВОГО СНАРЯДА В СКВАЖИНЕ

В статье приведена разработанная имитационная модель управления электроприводом ротора бурового станка, позволяющая определять влияние динамических параметров буровой колонны на пространственное ориентирование бурового снаряда.

У статті приведена розроблена імітаційна модель керування електроприводом ротора бурового верстата, що дозволяє визначати вплив динамічних параметрів бурової колони на просторове орієнтування бурового снаряду.

The developed simulation model of management the electromechanic of rotor of boring machine-tool is resulted in the article, allowing to determine influence of dynamic parameters of boring column on the spatial orientation of boring shell.

Вступление. При вертикальном, направленном, а также «веерном» бурении скважин часто возникает необходимость коррекции положения бурового снаряда. Это возможно осуществлять разными способами. Для этого используется отклонитель, или кривая труба, или управляемый отклонитель с изменяемым углом перекоса [1,2], которые устанавливаются в заданном направлении поворотом всей колонны.

Бурение глубоких скважин требует большой точности при выполнении этой операции. В связи с этим возникает необходимость учета факторов, вносящих погрешность на пространственное положение бурового снаряда при его ориентировании [1].

Анализ публикаций. В [3] приведены способы и методы повышения точности измерения пространственного положения бурового снаряда, учитывающие влияние температур и магнитных полей на получаемую информацию с забоя от акселерометров и других устройств. Большая длина буровой колонны при бурении глубоких скважин требует также учета ее динамических свойств, так как в этом случае проявляется такое ее свойство как упругость. То есть, необходимо учитывать жесткость буровой колонны в процессе ее поворота, так как это влияет на точность установки. Кроме того, трение колонны о стенки скважины может вызвать отставание утяжеленного низа буровой колонны при повороте ротора бурового станка. Также не исключается ситуация, когда отставание происходит не по линейной зависимости или не плавно (например по экспоненте), а скачкообразно, в зависимости от точек касания буровой колонны со стенками скважины или обсадными трубами и их освобождения от соприкосновения с ними.

Цель работы: Разработка имитационной модели, позволяющей проводить исследования влияния динамических параметров буровой колонны при пространственном ориентировании бурового снаряда в скважине.

Задача. Определить степень влияния жесткости и вязкого трения бурильной колонны на точность установки бурового снаряда.

Изложение основного материала исследования. В [1] указывается, что управление ориентацией бурового снаряда, учитывающее жесткость бурильной колонны при ее вращении ротором бурового станка может осуществляться двумя принципиально различными способами. В основу первого способа положено управление ориентацией бурового инструмента с помощью преобразователей азимутального и зенитного углов; в основу второго - управление ориентацией посредством измерительных преобразователей кривизны и кручения. Первый способ известен и может применяться как при ручном, так и при автоматическом управлении, но имеет тот недостаток, что на показания преобразователей могут оказывать влияние различные внешние факторы, в том числе такие как температура, магнитные свойства породы, вибрация. Второй способ рассмотрен и исследован в [1], где даны рекомендации по его применению.

В связи с совершенствованием современных технических средств измерения представляется целесообразным выполнить исследования возможности повышения точности управления установкой положения отклонителя с учетом упругости колонны по первому способу, а также рекомендаций в [3], где приводятся алгоритмы и полиномы коррекции показаний датчиков пространственного положения бурового инструмента, существенно повышающие точность их показаний.

Механическая часть электропривода электромеханической системы “электропривод роторного стола - бурильная колонна - буровой инструмент” (ЭП-БК-БИ) представляет собой систему твердых тел, на движение которых наложены ограничения, определяемые механическими связями [4]. Уравнения механических связей устанавливают соотношения между перемещениями в системе. Так как в рассматриваемой системе присутствуют соотношения между скоростями ее элементов, то соответствующие уравнения связей обычно интегрируются. Таким образом связи в рассматриваемой системе можно считать голономными [4]. В системах с голономными связями число независимых переменных – обобщенных координат, определяющих положение системы – равно числу степеней свободы системы. Наиболее общей формой записи дифференциальных уравнений движения таких систем являются уравнения движения в обобщенных координатах (уравнение Лагранжа):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_k}{\partial \bar{q}_i} \right) - \frac{\partial W_k}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

где W_k - запас кинетической энергии, выраженный через обобщенные координаты q_i и обобщенные скорости \bar{q}_i ; $Q_i = \frac{\delta A_i}{\delta q_i}$ обобщенная сила, определяемая суммой элементарных работ δA_i всех действующих сил на возможном перемещении δq_i . Уравнения Лагранжа дают единый и достаточно простой метод математического описания динамических процессов в механической части при-

вода, их число определяется только числом степеней свободы системы. В качестве обобщенных координат могут быть приняты как угловые, так и линейные перемещения в системе, поэтому в принципе при математическом описании динамики механической части привода с помощью уравнений Лагранжа предварительного приведения ее элементов к одной скорости не требуется. Однако без выполнения операций приведения невозможно количественно сопоставлять между собой различные массы системы и жесткости связей между ними, а значит невозможно выделить главные массы и главные упругие связи, определяющие минимальное число степеней свободы, подлежащее учету при исследовании. В связи с этим возникает необходимость составления приведенных расчетных механических систем и их возможное упрощение, независимо от математического описания.

В [5] указывается, что в реальных схемах необходимо учитывать влияние упругих звеньев, так как они могут существенно влиять на динамику системы и точность в установившихся режимах. Даже, если главная обратная связь выполнена по углу поворота вала двигателя, влияние упругих звеньев сказывается на величинах статической и скоростной ошибок системы.

Воспользуемся изложенным в [4] описанием движения механической системы применительно для нашего случая и представим расчетную схему управления положением отклонителя и бурового снаряда двухмассовой схемой замещения, с учетом того, что отклонитель бурового инструмента связан с ротором бурового стола бурильной колонной, упругой связью жесткости C , а также учтем влияние диссипативных сил. В нашем случае диссипативной силой является вязкое трение, так как в виду большой длины бурильной колонны при повороте ротора бурового станка возникает ее деформация. Силы вязкого трения являются внутренними диссипативными силами. Они пропорциональны скорости деформации элемента и направлены противоположно скорости деформации [4]. Возникающий при этом тормозной момент вязкого трения может быть выражен формулой:

$$M_{B.T.} = \beta_{12}(\omega_1 - \omega_2), \quad (2)$$

где $M_{B.T.}$ - момент вязкого трения; ω_1, ω_2 - угловые скорости концов деформируемой бурильной колонны; β_{12} - коэффициент вязкого трения.

Наличие внутреннего вязкого трения на структурной схеме (рис.1) показано включением параллельно упругой связи механическим демпфером.

Структурная схема двухмассовой механической системы в этом случае будет иметь вид, представленный на рис.1. Ее параметрами являются приведенные моменты инерции J_1, J_2 и эквивалентная приведенная жесткость безинерционной механической упругой связи c_{12} между J_1, J_2 . В нашем случае первая масса J_1 представляет собой ротор двигателя, ротор бурового станка и жестко связанные с ним элементы. На эту массу действуют момент двигателя M и момент сопротивления M_{c1} , который является суммарным моментом потерь на валу двигателя и в жестко с ним связанных элементах. К массе J_2 приложен

момент сопротивления M_{c2} , представляющий собой сумму приведенного момента сопротивления движению буровой колонны и приведенных моментов потерь на трение в жестко с ней связанных элементах кинематической цепи (отклонитель, породоразрушающий инструмент и др.).

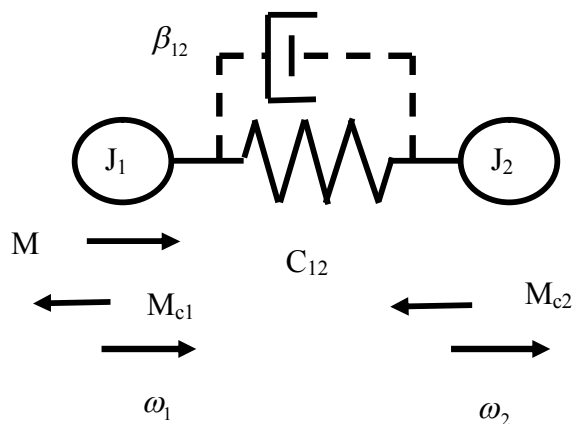


Рис.1. Обобщенная двухмассовая расчетная механическая схема электропривода.

На основании приведенной выше схемы, система уравнений движения для обобщенной расчетной двухмассовой схемы электропривода запишется так:

$$\left. \begin{aligned} M - M_{c1} - M'_{12} &= J_1 \frac{d\omega_1}{dt}; \\ M'_{12} - M_{c2} &= J_2 \frac{d\omega_2}{dt}; \\ M'_{12} &= M_{12} + M_{B.T.} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12}(\omega_1 - \omega_2) \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

или

$$\left. \begin{aligned} M - M_{c1} - M'_{12} &= J_1 p \omega_1 = J_1 p^2 \varphi_1; \\ M'_{12} - M_{c2} &= J_2 p \omega_2 = J_2 p^2 \varphi_2; \\ M'_{12} &= M_{12} + M_{B.T.} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12}(\omega_1 - \omega_2) \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

где $M_{12} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)$ - момент упругого взаимодействия между массами J_1 и J_2 ; $M'_{12} = M_{12} + M_{B.T.} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12}(\omega_1 - \omega_2)$ - момент нагрузки упругой связи с учетом момента потерь на внутреннее вязкое трение $M_{B.T.}$; J_1 - суммарная приведенная масса элементов, жестко связанных с двигателем; J_2 - суммарная масса элементов, жестко связанных с механизмом; φ_1, φ_2 - обобщенные координаты угловых перемещений масс, которым соответствуют обобщенные угловые скорости ω_1, ω_2 ; M - электромагнитный момент двигателя, являющийся управляющим воздействием; M_{c1}, M_{c2} - моменты нагрузки,

являющиеся возмущающими воздействиями, c_{12} - приведенная эквивалентная жесткость, характеризующая безинерционную упругую связь между массами J_1 и J_2 ; β_{12} - коэффициент вязкого трения.

Структурная схема двухмассовой упругой механической системы представлена на рис.2

Приведенная эквивалентная жесткость c_{12} , характеризующая безинерционную упругую связь между массами J_1 и J_2 может быть определена для i -го упругого элемента системы соотношением [4]:

$$c_{12i} = \frac{M_{kpi}}{\Delta\varphi_i}, \quad (5)$$

где M_{kpi} и $\Delta\varphi_i$ - крутящий момент и соответствующая деформация i -го упругого элемента.

Будем полагать, что бурильная колонна – однородное тело, а деформации подчиняются закону Гука. Принимаем, что $c_i = const$, хотя в общем случае связь между нагрузкой и деформацией может быть нелинейной. Условие равенства запаса потенциальной энергии в i -ом упругом приведенном и реальном элементе будет иметь вид:

$$\frac{\Delta\varphi_{np}^2}{2} c_{npi} = \frac{\Delta\varphi_i^2}{2} c_i. \quad (6)$$

Откуда, используя формулы приведения, получим формулу приведения жесткостей:

$$c_{npi} = \frac{c_i}{i_{1i}^2}, \quad (7)$$

где i – передаточное число от вала приводного двигателя к бурильной колонне.

Таким образом, определив коэффициент упругой жесткости бурильной колонны, можно определить и ее приведенную эквивалентную жесткость.

Коэффициент упругой жесткости бурильной колонны зависит от многих факторов: материала бурильных труб, длины бурильной колонны, диаметра бурильной колонны [5]. Из [4] известно, что максимальный допустимый крутящий момент и допустимый максимальный угол закручивания взаимосвязаны и зависят от прочности труб. Воспользуемся приведенными данными в [5], где приведены допустимые максимальные значения крутящего момента и соответствующие ему допустимые углы закручивания бурильной колонны, для различной ее длины и материала труб. Для бурильных труб ПК-114*8,56 максимальный допустимый крутящий момент, в зависимости от материала труб находится в пределах от 30630 Н*м до 58520 Н*м и при длине бурильной колонны 4000 м среднее значение угла закручивания принимаем - $\Delta\varphi_i = 120$ рад.

Таким образом, жесткость бурильной колонны при вращении составит, примерно:

$$c_i = \frac{M_{kpi}}{\Delta\varphi_i} = \frac{58520}{120} = 487 \text{ Н*м*рад.},$$

а приведенная жесткость бурильной колонны при вращении:

$$c_{np_i} = \frac{c_i}{i_{li}^2} = \frac{487}{13.03} = 37,42 \text{ Н*м*рад.},$$

где $i=3,61$ – передаточное число от приводного вала до стола ротора.

Общий вид структурной двухмассовой упругой электромеханической системы “ электропривод роторного стола - бурильная колонна - буровой инструмент” приведен на рис.2, а вид этой же схемы с учетом (4) приведен на рис.3.

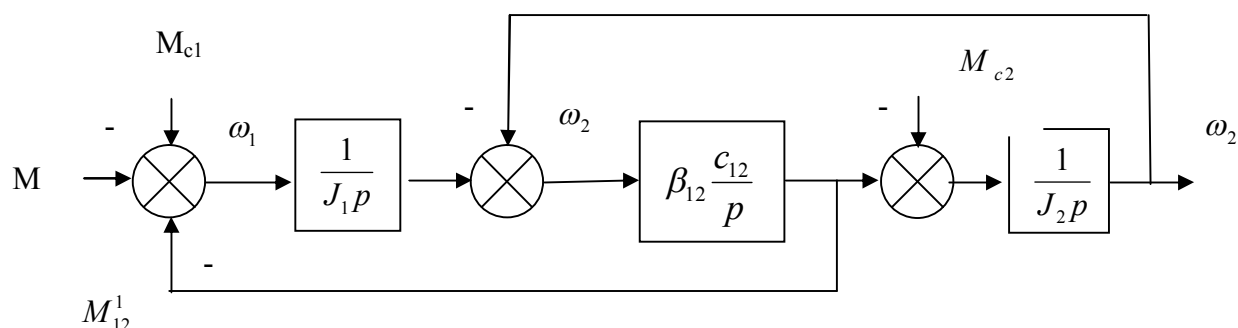


Рис. 2. Общая структурная схема двухмассовой упругой механической системы

Решение задачи определения динамических нагрузок в бурильной колонне обычно сводится к решению волнового уравнения, где бурильная колонна представляется распределенной массой. В нашем случае, учитывая небольшую скорость вращения бурильной колонны при корректировке траектории бурения скважины для упрощения расчетов представим приведенную массу бурильной колонны по методу Релея сосредоточенной. Тогда, структурная схема двухмассовой упругой электромеханической системы примет вид, приведенный на рис.3.

Приведенная структурная схема на рис.3 дает возможность провести исследования переходного процесса системы при установке заданного значения угла пространственного положения бурового снаряда. Она позволяет так же определить влияние на переходной процесс системы обратной связи по угловой скорости вращения верхней части бурильной колонны, то есть ротора бурового станка, по угловой скорости вращения бурового снаряда и по углу его поворота.

В [4] проведены исследования замкнутой системы автоматического регулирования угловой скорости вращения бурильной колонны с использованием электропривода переменного тока с частотным управлением (РЧН) и обратной связью по угловой скорости ротора бурового станка. Определены параметры настройки ПИД- регулятора, обеспечивающие экспоненциальный переходный процесс. В связи с этим исследования будут проведены с учетом полученных результатов [3].

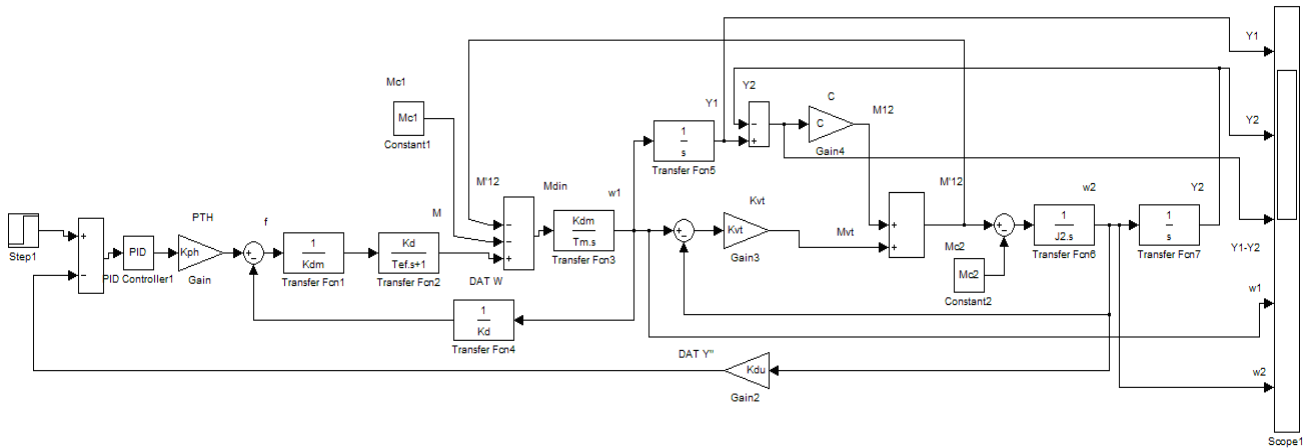


Рис. 3. Структурная схема двухмассовой упругой электромеханической системы

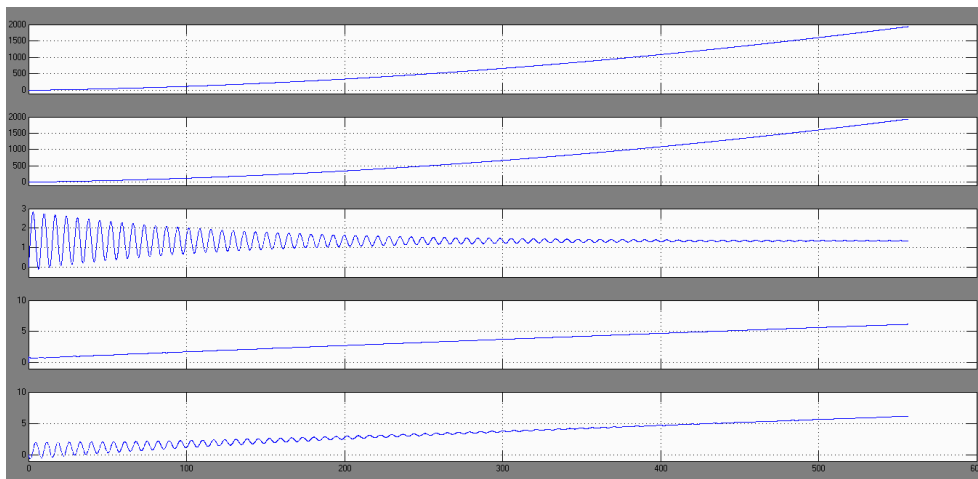


Рис. 4. Переходные процесс электромеханической упругой системы с обратными связями по угловой скорости вращения ротора бурового станка и бурового снаряда: 1- угол поворота верхней части бурильной колонны (γ_1); 2- угол поворота бурового снаряда (γ_2); 3 - угол рассогласования ($\gamma_1 - \gamma_2$); 4- угловая скорость верхней части бурильной колонны (ω_1); 5- угловая скорость бурового снаряда (ω_2); $\kappa_{du} = 0.05$.

Ниже приведены результаты исследования переходного процесса системы с обратной связью по угловой скорости вращения ротора бурового станка и бурового снаряда.

Полагая, что отклонение заданного значения параметра (угла) от установившегося значения в процессе работы системы управления незначительно, выполним моделирование рассматривая систему как линейную.

На рис.4-6 приведены осциллограммы для случаев, когда коэффициент обратной связи по угловой скорости бурового снаряда (ω_2) соответственно принимался: 0,05;1; 50.

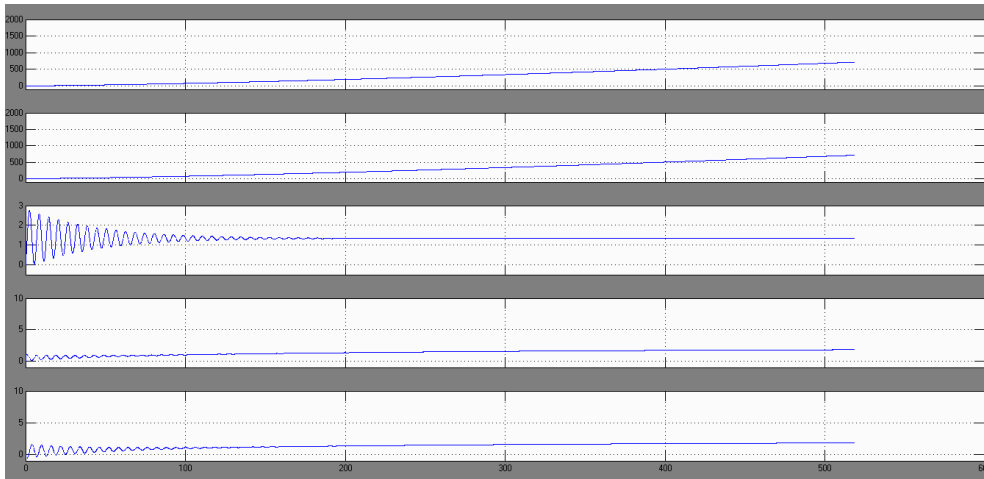


Рис. 5. Переходные процессы электромеханической упругой системы с обратными связями по угловой скорости вращения ротора бурового станка и бурового снаряда: 1- угол поворота верхней части бурильной колонны (γ_1); 2- угол поворота бурового снаряда (γ_2); 3 - угол рассогласования ($\gamma_1 - \gamma_2$); 4- угловая скорость верхней части бурильной колонны (ω_1); 5- угловая скорость бурового снаряда (ω_2); $k_{du} = 1$.

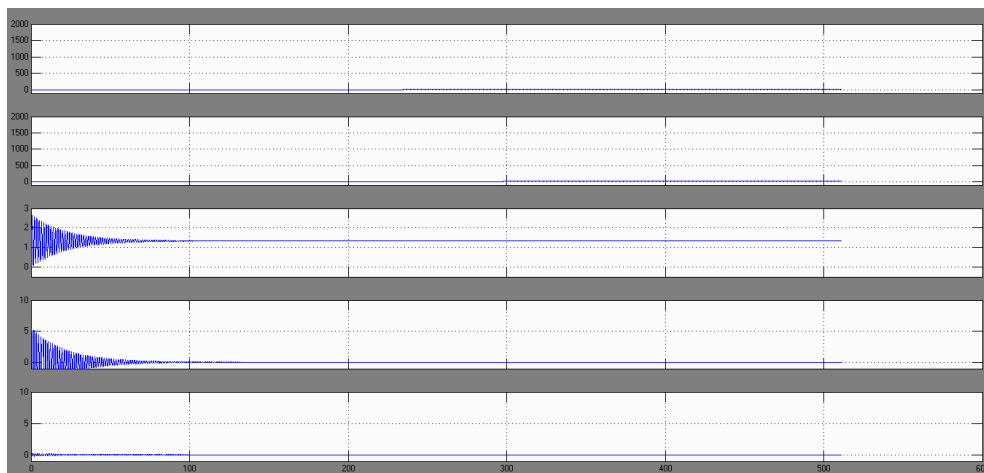


Рис. 6. Переходные процессы электромеханической упругой системы с обратными связями по угловой скорости вращения ротора бурового станка и бурового снаряда: 1- угол поворота верхней части бурильной колонны (γ_1); 2- угол поворота бурового снаряда (γ_2); 3 - угол рассогласования ($\gamma_1 - \gamma_2$); 4- угловая скорость верхней части бурильной колонны (ω_1); 5- угловая скорость бурового снаряда (ω_2); $k_{du} = 50$.

Выводы:

1. Разработанная имитационная модель позволяет определить на стадии проектирования угол отставания бурового снаряда от угла поворота верхней части буровой колонны при пространственном ориентировании.

2. Разработанная имитационная модель позволяет определять степень влияния обратной связи по угловой скорости бурового снаряда на качество переходных процессов.

3. Система управления скоростью вращения буровой колонны с обратной связью по угловой скорости бурового снаряда позволяет определить рациональные значения коэффициента обратной связи для получения желаемых переходных процессов.

Список литературы

1. Ковшов Г.Н., Инклинометры (основы теории и проектирования) / Г.Н. Ковшов, Р.И. Алимбеков, А.В. Шибер – Уфа : ГИЛЕМ, 1998. – 380 с.
2. Ковшов Г.Н., «Приборы контроля пространственной ориентации скважин при бурении» / Ковшов Г.Н., Коловенртнов Г. Ю - УФА 2001 - 228 с.
3. Ковшов Г.Н., Ужеловский А.В «Исследование характера зависимости показаний акселерометра от влияния температуры окружающей среды». Г.Н.Ковшов, А.В. Ужеловский- Наукова весна 2013. Збірник наукових праць. Дніпропетровськ 2013
4. Чиликин М.Г. Теория автоматизированного электропривода / М.Г. Чиликин, В.И. Ключев, А.С. Сандлер - Учеб. Пособие для вузов/ – М.: Энергия, 1979. – 616 с., ил.
5. Зимин Е.Н. Автоматическое управление электроприводами / Е.Н. Зимин, В.И. Яковлев / Учеб. Пособие для студентов вузов.- М.: Высш.школа, 1979. -318 с.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Мещеряковим Л.І.
Надійшла до редакції 05.03.2014*

УДК 622.232.72:004.942

© А.В. Бубликов

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА

В статье анализируются переходные процессы в нескорректированной системе автоматического управления перемещением стрелового исполнительного органа проходческого комбайна. Обосновываются недостатки реализации системы автоматического управления перемещением исполнительного органа на основе трехпозиционного электромагнита в составе пилотного электрогидрораспределителя.

В статті аналізуються перехідні процеси в нескорегованій системі автоматичного керування переміщенням стрілового виконавчого органу прохідницького комбайну. Обґрунтовуються недоліки реалізації системи автоматичного керування переміщенням виконавчого органу на основі трьохпозиційного електромагніту у складі пілотного електрогідророзподільвача.

The transient processes in noncorrected automated system of control by moving of roadheader's executive body are analysed in the article. The disadvantages of realization of automated system of control by moving of roadheader's executive body, based on three position electromagnet as part of electrohydraulic control valve, are grounded.