

СТРОИТЕЛЬСТВО И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДОРОГ

УДК 622.063

Л. М. Хныкин, канд. техн. наук, И. И. Семененко

Автомобильно-дорожный институт

ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет», г. Горловка

ВЛИЯНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ НА РАБОТУ БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА

Приведена математическая модель продольных, крутильных и поперечных колебаний става и бурового органа при динамическом нагружении с учетом возмущающих осевых сил, крутящего момента и поперечных сил, обусловленных бурением неоднородных массивов. Разработанная модель позволяет провести исследования колебательных процессов бурового инструмента при динамическом нагружении. Полученные исследования могут быть использованы при отработке различных режимов бурения с целью повышения качества буримых скважин в условиях автодорожного и промышленного строительства, а также при проектировании новых конструкций буровых органов.

***Ключевые слова:** бурение, исполнительный орган, колебания, динамическая нагрузка*

Введение

Возведение производственных зданий, сооружений, устройство свайных фундаментов, проходка тоннелей, а также геологические исследования в условиях автодорожного и промышленного строительства требуют проведения буровых работ. Как правило, так же бурение производится в неоднородных массивах и сопровождается высокими динамическими нагрузками на буровой инструмент, что приводит к разбиванию стенок скважины и отклонению ее оси от заданного направления.

В то же время повышение эффективности буровых работ требует увеличения осевых усилий и угловой скорости вращения бурового инструмента. Это также приводит к увеличению продольных и крутильных колебаний бурового органа.

При возникновении крутильных колебаний воздействие бурового органа на забой характеризуется изменением скорости его вращения относительно поверхности забоя, что вызвано изменением момента сопротивления на буровом органе. В результате чего происходит «закручивание» бурового става, изменение его длины, что приводит к увеличению пульсации осевого усилия.

Цель работы

Разработка математической модели продольных, крутильных и поперечных колебаний бурового инструмента, которая позволит провести исследование влияния колебательных процессов на работу бурового инструмента при бурении неоднородных массивов в условиях автодорожного и промышленного строительства.

Основная часть

Продольные колебания исполнительного органа

Пренебрегая силами диссипации по длине бурового става, принимая его жесткость и геометрические характеристики постоянными по длине, исходное уравнение колебаний можно записать в виде (рисунок 1):

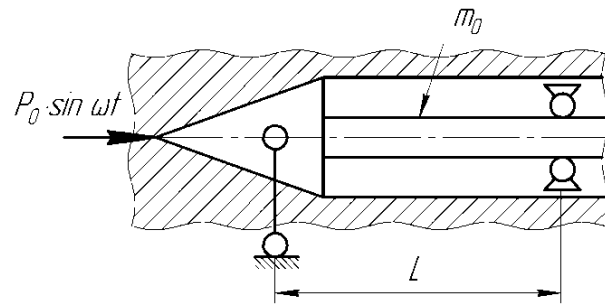


Рисунок 1 – Расчетная схема начальных участков бурового става

$$\frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = P_0 \cdot \sin \omega t, \quad (1)$$

где $u = u(x, t)$ – смещение поперечного сечения става с координатой x в момент времени t ;

a – скорость распространения продольных перемещений в ставе:

$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho}},$$

где E – модель упругости первого рода;

ρ – плотность материала бурового става;

L – глубина скважины (длина начального участка бурового става);

ω – частота вращения бурового става (угловая скорость);

m_0 – масса бурового органа, на который действует осевая сила периодического, «пульсирующего» характера ($P_0 \cdot \sin \omega t$).

Решение поставленной задачи выразим в виде произведения двух функций, каждая из которых зависит только от времени t и от координаты x :

$$u(x, t) = u(x) \cdot \sin \omega t. \quad (2)$$

После подстановки (2) в (1) и преобразований получим уравнение:

$$u'' + \left(\frac{\omega}{a}\right)^2 u = -\frac{P_0}{EA}, \quad (3)$$

решение которого будет иметь вид:

$$u = A \cdot \sin \frac{\omega}{a} x + B \cdot \cos \frac{\omega}{a} x. \quad (4)$$

Постоянные интегрирования A и B найдем из граничных условий:

$$u(0) = 0, \quad u'(L) = \frac{P_0}{EA} - \frac{m_0 \omega^2}{EA} u(L). \quad (5)$$

После подстановки решения (4) в граничные условия (5) найдем из полученных уравнений искомые константы A и B :

$$A = \frac{P_0 \sin \frac{\omega}{a} L}{EA \left(\frac{\omega}{a} \cdot \cos \frac{\omega}{a} L - \frac{m_0 \omega^2}{EA} \cdot \sin \frac{\omega}{a} L \right)}; \quad (6)$$

$$B = 0.$$

Учитывая (6) в уравнении (4), решение (2) будет иметь вид:

$$u(x, t) = \frac{P_0 \sin \frac{\omega}{a} L}{EA \left(\frac{\omega}{a} \cdot \cos \frac{\omega}{a} L - \frac{m_0 \omega^2}{EA} \cdot \sin \frac{\omega}{a} L \right)} \cdot \sin \frac{\omega}{a} x \cdot \sin \omega t. \quad (7)$$

Выражение (7) представляет собой уравнение продольных колебаний бурового става, а выражение (6) – уравнение амплитуды этих колебаний.

На рисунке 2 представлена зависимость $u(x, t)$ при таких исходных данных: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\rho = 7800$ кг/м³, $\omega = 63$ 1/с, $A = \pi(R^2 - r^2) = 3,14 \cdot (2025 - 900) \cdot 10^{-6} = 0,035$ м², $L = 5,0$ м, $m_0 = 80$ кг.

Крутильные колебания исполнительного органа

Уравнение крутильных колебаний для начального участка бурового става (рисунок 3) имеет вид:

$$J_0 \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = GJ_\rho \cdot \frac{d^2 \varphi}{dx^2} + M_0 \cdot \sin \omega t, \quad (8)$$

где $\varphi = \varphi(x, t)$ – угловое перемещение поперечного сечения става с координатой x в момент времени t ;

J_0 – момент инерции поперечного сечения става:

$$J_0 = \frac{1}{2} m_0 (R^2 + r^2),$$

где ω – частота вынужденных колебаний;

J_ρ – полярный момент инерции сечения става;

G – модуль упругости второго рода;

R, r – внешний и внутренний радиусы бурового става кольцевого сечения.

Разделим уравнение (8) на жесткость става при кручении GJ_ρ , и вводя обозначение

$a = \sqrt{\frac{G}{\rho}}$, получим:

$$\frac{1}{a^2} \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - \frac{d^2 \varphi}{dx^2} = \frac{M_0}{GJ_\rho} \cdot \sin \omega t. \quad (9)$$

Решение поставленной задачи выразим в виде произведения двух функций, каждая из которых зависит только от времени t и от координаты x :

$$\varphi(x, t) = \varphi(x) \cdot \sin \omega t. \quad (10)$$

После подстановки (10) в (9) и преобразований, получим:

$$\varphi'' + \left(\frac{\omega}{a}\right)^2 \varphi = \frac{M_0}{GJ_p}, \quad (11)$$

решение которого будет иметь вид:

$$\varphi = A \cdot \sin \frac{\omega}{a} x + B \cdot \cos \frac{\omega}{a} x. \quad (12)$$

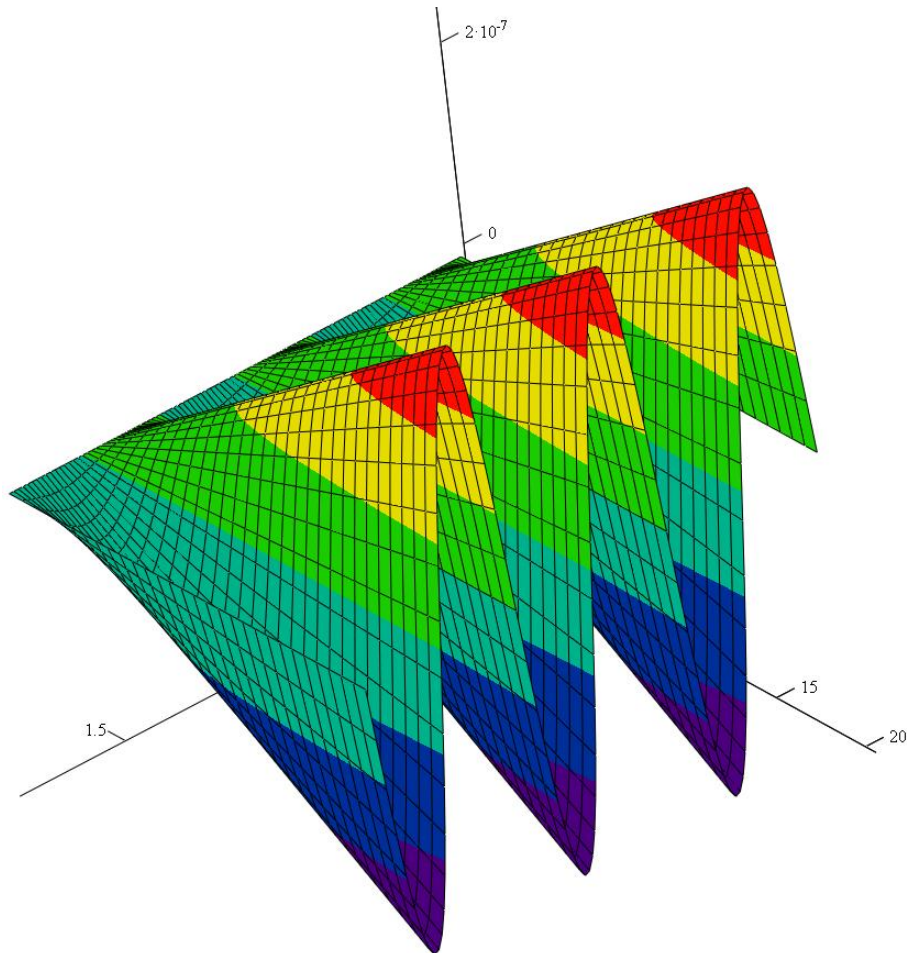


Рисунок 2 – Продольные колебания бурового става

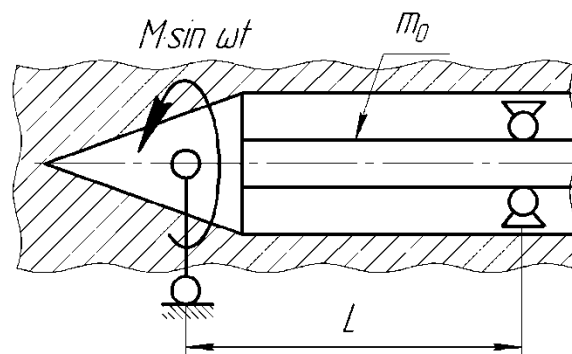


Рисунок 3 – Расчетная схема начального участка бурового става

Постоянные интегрирования A и B находим из граничных условий:

$$\varphi(0) = 0, \quad \varphi'(L) = \frac{M_0}{GJ_p} - \frac{J_0 \omega^2}{GJ_p} u(L). \quad (13)$$

После подстановки решения (12) в граничные условия (13) находим из полученных уравнений искомые константы A и B :

$$A = \frac{M_0 \sin \frac{\omega}{a} L}{GJ_\rho \left(\frac{\omega}{a} \cdot \cos \frac{\omega}{a} L - \frac{J_0 \omega^2}{GJ_\rho} \cdot \sin \frac{\omega}{a} L \right)}. \quad (14)$$

$$B = 0.$$

Учитывая (14) в уравнении (13), решение (9) будет иметь вид:

$$\varphi(x, t) = \frac{M_0 \sin \frac{\omega}{a} L}{GJ_\rho \left(\frac{\omega}{a} \cdot \cos \frac{\omega}{a} L - \frac{J_0 \omega^2}{GJ_\rho} \cdot \sin \frac{\omega}{a} L \right)} \cdot \sin \frac{\omega}{a} x \cdot \sin \omega t. \quad (15)$$

Выражение (15) представляет собой уравнение крутильных колебаний бурового става, а выражение (14) – амплитуду этих колебаний.

На рисунке 4 представлена зависимость $\varphi(x, t)$ при таких исходных данных:

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}, \quad G = 0,4E = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}, \quad \rho = 7800 \text{ кг/м}^3, \quad \omega = 63 \text{ 1/с},$$

$$J_\rho = 2\pi R^3 t = 2 \cdot 3,14 \cdot 3,75^3 \cdot 15 \cdot 10^{-12} = 4,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; \quad L = 5,0 \text{ м};$$

$$J_0 = \frac{1}{3} m_0 R^2 = \frac{1}{3} \cdot 80 \cdot 0,11^2 = 0,54 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

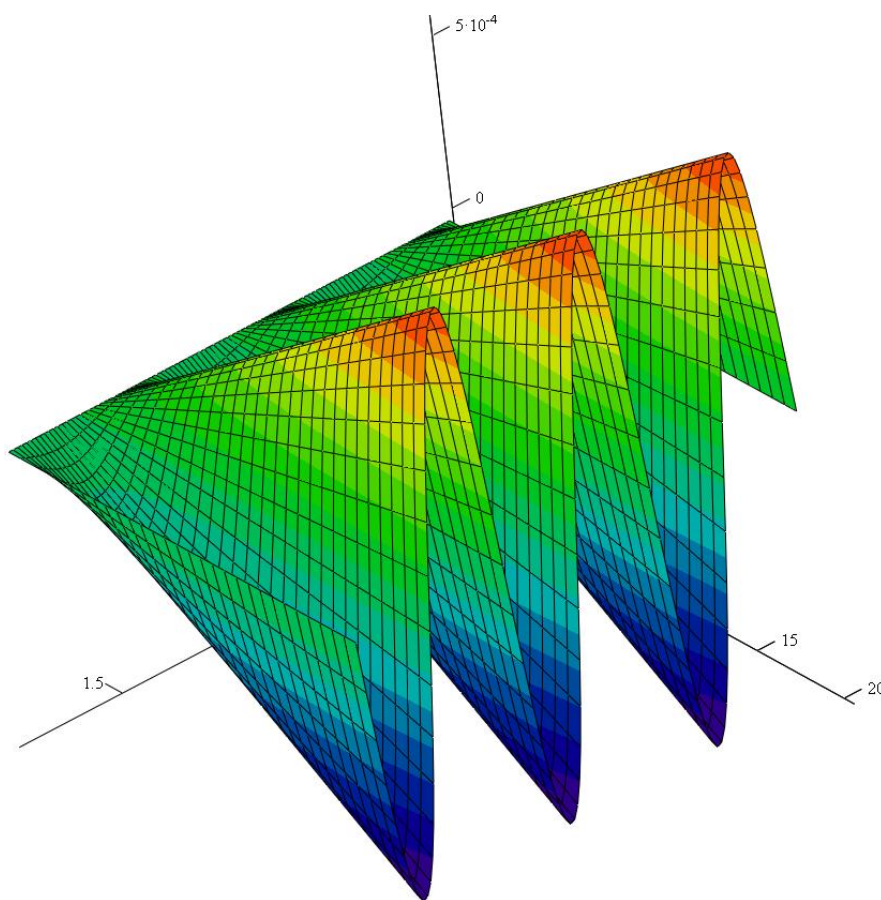


Рисунок 4 – Крутильные колебания бурового става

Поперечные колебания

Исследуем процесс поперечных колебаний става с помощью математической модели (рисунок 5). К левому торцу стержня приложена сила P_0 . Дифференциальное уравнение продольных колебаний имеет вид:

$$EJ \frac{d^4 y}{dx^4} + m_0 \frac{d^2 y}{dt^2} = P_0 \cdot \delta(x-l_0), \quad (16)$$

где $\delta(x-l_0)$ – дельта-функция:

$$\delta(x) = \begin{cases} 1, & x = 0 \\ 0, & x \neq 0 \end{cases}$$

Разложим эту функцию в ряд Фурье по функциям, удовлетворяющим граничным условиям:

$$\delta(x-l_0) = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cdot \sin \frac{\pi n x}{l},$$

$$C_n = \frac{2}{l} \int_0^l \delta(x-l_0) \cdot \sin \frac{\pi n x}{l} = \frac{2}{l} \cdot \sin \frac{\pi n l_0}{l}.$$

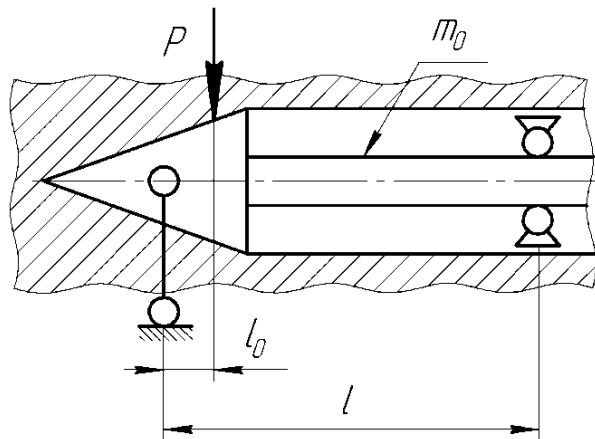


Рисунок 5 – Расчетная схема начального участка бурового става

Тогда уравнение (16) приобретает вид:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + a^2 \frac{d^4 y}{dx^4} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2P}{m_0 l} \sin \frac{\pi n l_0}{l} \sin \frac{\pi n x}{l},$$

$$a^2 = \frac{EJ}{m_0}.$$

Его решение будем искать в виде:

$$y = y_n(t) \cdot \sin \frac{\pi n x}{l}. \quad (17)$$

Подставляя (17) в (16), получим уравнение:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + a^2 \left(\frac{\pi n}{l_0} \right)^4 \frac{d^4 y}{dx^4} = \frac{2P}{m_0 l} \sin \frac{\pi n l_0}{l}. \quad (18)$$

Это неоднородное уравнение, его решение представляет собой сумму общего и частного решений. Общее решение примет вид:

$$y_n^0 = C_1 \cdot \cos a \left(\frac{\pi n}{l_0} \right)^2 t + C_2 \cdot \sin a \left(\frac{\pi n}{l_0} \right)^2 t.$$

В начальный момент времени $y_n = 0$, $y_n' = 0$, тогда константы будут равны:

$$C_1 = -\frac{2P}{a^2 m_0 (\pi n)^4} \sin \frac{\pi n l_0}{l},$$

$$C_2 = 0.$$

Частное решение ищем в правой части уравнения, т. е. в виде некоторой константы:

$$y_n^1 = A,$$

подставляя его в (18), получим:

$$a^2 \left(\frac{\pi n}{l_0} \right)^4 \cdot A = \frac{2P}{m_0 l} \cdot \sin \frac{\pi n l_0}{l},$$

$$A = \frac{2P l^3}{a^2 m_0 (\pi n)^4} \cdot \sin \frac{\pi n l_0}{l}.$$

Окончательно решение уравнения (18) принимает вид:

$$y_n(t) = \frac{2P l^3}{m_0 a^2 (\pi n)^4} \sin \frac{\pi n l_0}{l} \left[1 - \cos a \left(\frac{\pi n}{l} \right)^2 t \right].$$

Данное решение зависит от n и при любых его значениях удовлетворяет граничным условиям и дифференциальному уравнению (16), тогда сумма этих решений так же будет решением уравнения (16):

$$y(x, t) = \frac{2P l^3}{m a^2 \pi^4} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^4} \sin \frac{\pi n l_0}{l} \cdot \sin \frac{\pi n x}{l} \left[1 - \cos a \left(\frac{\pi n}{l} \right)^2 t \right].$$

На рисунке 6 представлена зависимость $\varphi(x, t)$ при таких исходных данных: $P = 1000$ Н; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\rho = 7800$ кг/м³; $\omega = 63$ 1/с, $l = 5,0$ м; $l_0 = 0,3$ м; $m_0 = 80$ кг.

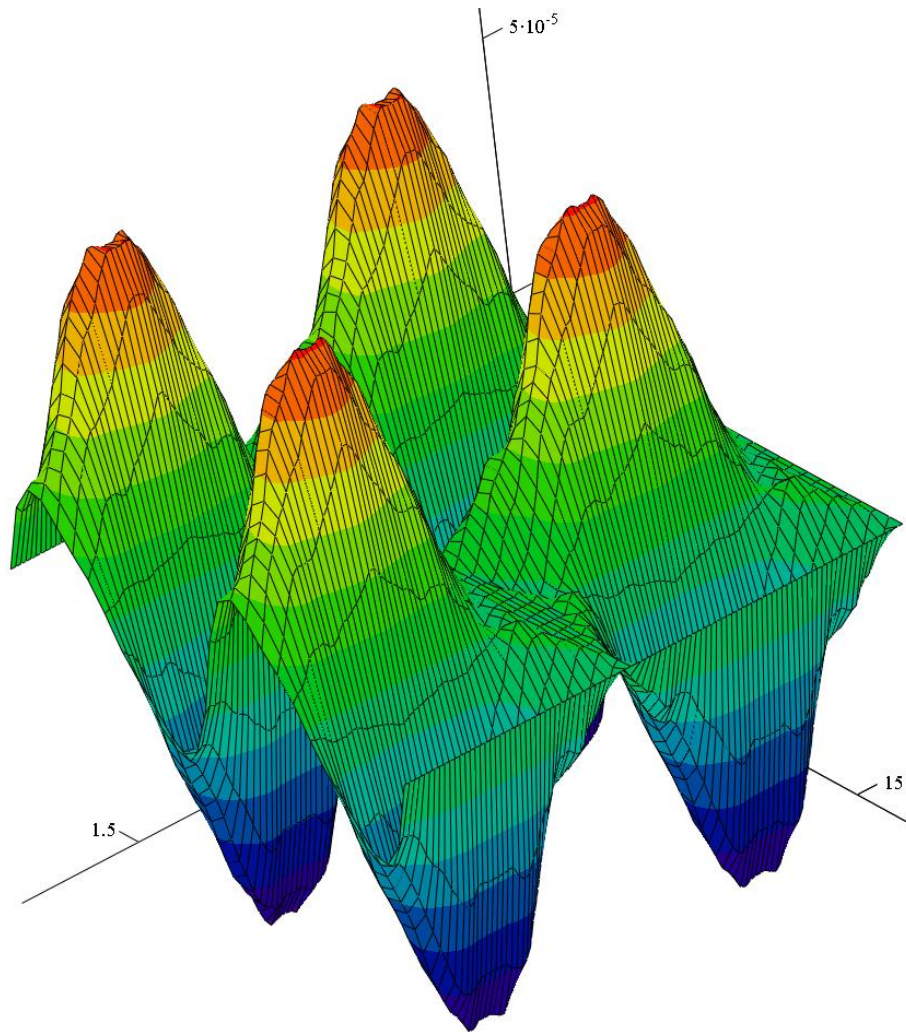


Рисунок 6 – Поперечные колебания бурового става

Анализ

Главными источниками формирования возмущающей нагрузки на буровом органе являются его неравномерные колебания в продольном направлении, его крутильные колебания и поперечные колебания.

Данная модель позволяет также оценить амплитудные значения колебаний, которые зависят от внешних сил и характеристик бурового инструмента:

$$u_{\max} = \frac{P_0 \sin \frac{\omega}{a} L}{EA \left(\frac{\omega}{a} \cdot \cos \frac{\omega}{a} L - \frac{m_0 \omega^2}{EA} \cdot \sin \frac{\omega}{a} L \right)},$$

$$\varphi_{\max} = \frac{M_0 \sin \frac{\omega}{a} L}{GJ_p \left(\frac{\omega}{a} \cdot \cos \frac{\omega}{a} L - \frac{J_0 \omega^2}{GJ_p} \cdot \sin \frac{\omega}{a} L \right)},$$

$$y_{\max} = \frac{2P l^3}{m a^2 \pi^4}.$$

Выводы

Приведенная модель позволяет оценить динамические нагрузки на буровом инструменте и исполнительном органе в забойной зоне.

Разработанная модель также может быть использована при отработке различных режимов работы бурового инструмента, проектировании новых конструкций, позволяющих повысить качество буровых работ в условиях автодорожного и промышленного строительства.

Список литературы

1. Феодосьев, В. И. Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов / В. И. Феодосьев. – 4-е изд., испр. и доп. – М. : Наука, 1973. – 400 с.
2. Wang, Fang. Design and Implementation of a Triple-Redundant Dynamic Positioning Control System for Deepwater Drilling Rigs / Fang Wang, Ming Lv, Feng Xu // Applied Ocean Research. – April 2016. – Vol. 57.
3. Светлицкий, В. А. Сборник задач по теории колебаний : учеб. пособие для вузов / В. А. Светлицкий, И. В. Стасенко. – М. : Высшая школа, 1973. – 450 с.
4. Chen, Haibo. Effect of DGPS Failures on Dynamic Positioning of Mobile Drilling Units in the North Sea / Haibo Chen, Torgeir Moan, Harry Verhoeven // Accident Analysis & Prevention. – November 2009. – Vol. 41, Issue 6.
5. Балицкий, П. В. Взаимодействие буровой колонны с забоем скважины / П. В. Балицкий. – М. : Недра, 1975. – 294 с.
6. Vogel, Kenneth P. A Simple Method of Converting Rangeland Drills to Experimental Plot Seeders / Kenneth P. Vogel // Journal of Range Management. – Vol. 31, № 3. – May 1978. – P. 235–237
7. Хныкин, Л. М. Математическая модель упругих колебаний бурового става при проходе прямолинейных скважин / Л. М. Хныкин // Вісник Хмельницького національного університету. – 2005. – Т. 1, № 6. – С. 168–170.
8. Ariaratnam, S. T. Evaluation of the Annular Space Region in Horizontal Directional Drilling Installations / S. T. Ariaratnam / Arizona State University. – 2001.
9. Хныкин, Л. М. Математическая модель поперечных колебаний бурового инструмента при динамическом нагружении. Научно-технические аспекты комплексного развития транспортной отрасли : материалы Международной науч.-практ. конф. (г. Горловка, 20–22 мая 2015 г.) / Л. М. Хныкин, И. И. Семенов / Министерство образования и науки ДНР. – Горловка : АДИ ДонНТУ, 2015. – 169 с.

Л. М. Хныкин, И. И. Семенов

Автомобильно-дорожный институт

ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет», г. Горловка

Влияние колебательных процессов на работу бурового инструмента

Представлена методика оценки динамической нагрузки исполнительного рабочего органа бурового става в условиях бурения неоднородных массивов. Составляющие методики представлены в виде математических моделей колебаний бурового органа. Предложены математические модели продольных, поперечных и крутильных колебаний бурового инструмента, учитывающие его инерционность и неоднородные свойства забойного массива, упругие свойства става. Его реальные нагрузки модулируются в виде переменных во времени продольных сил, поперечных сил и скручивающего орган момента.

Получены дифференциальные уравнения предложенных моделей и их решения. Созданы графики продольных, поперечных и крутильных колебаний бурового става вдоль всей его длины. Они позволяют оценить работу бурового инструмента при его динамическом нагружении. Модели также позволяют оценить влияние длины става на условия его работы. Такая оценка позволяет выявить максимальные амплитуды колебаний бурового става и исполнительного органа в зависимости от внешних усилий и параметров бурового инструмента, а также установить параметры зоны устойчивой работы исполнительного органа, позволяет определить значения резонансных частот бурового инструмента и пути их предотвращения.

Предложенная методика, на основе разработанных авторами моделей, дает возможность проводить исследование колебательных процессов при динамическом воздействии бурового органа на обрабатываемый неоднородный забойный массив, выбрать оптимальный режим его работы в изменяющихся условиях неоднородного забоя и увеличения длины самого бурового става. Это снижает динамическую нагруженность исполнительного органа, что позволит повысить качество и прямолинейность буримых скважин. В то же время увеличится срок службы бурового инструмента.

Полученная методика может применяться на всех этапах работ, связанных с бурением – от проектирования необходимых параметров бурового инструмента и выбора необходимого оборудования до проведения работ.

БУРЕНИЕ, ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ОРГАН, КОЛЕБАНИЯ БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА, ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЗКА

L. M. Khnykin, I. I. Semenenko
Automobile and Highway Institute of Donetsk National Technical University, Gorlovka
Impact of Oscillation Processes on the Boring Tool Operation

Evaluation technique of the actuator dynamic load of the boring rod in the conditions of the heterogeneous mass drilling is presented. Technique components are given in the form of mathematical models of the boring element oscillations. Mathematical models of the longitudinal, transverse and torsional boring tool oscillations are suggested taking into account its lag effect and heterogeneous characteristics of the bottom mass, rod elastic properties. Its real loads are being modelled in the form of time-varying longitudinal forces, transverse forces and torsional moment.

Differential equations of suggested models and their solutions are obtained. Diagrams of the longitudinal, transverse and torsional boring rod oscillations along all its length are created. They allow to evaluate the boring tool operation at its dynamic loading. Models also allow to evaluate the impact of the rod length on its operation conditions. Such evaluation allows to detect maximum amplitudes of the boring rod and the actuator oscillations according to external forces and boring tool parameters and to determine parameters of the actuator stable region. It allows to determine values of the boring tool resonance frequencies and the ways of their avoidance.

The suggested technique on the basis of the models developed by authors enables to carry out researches of oscillation processes at the boring element dynamic impact on the work heterogeneous bottom mass, to choose optimum drilling practices in changing conditions of the heterogeneous bottom and the boring rod length extension. It will allow to reduce actuator dynamic loading thereby leading to the quality improvement of drilling holes and their straightness. Simultaneously, the boring tool lifetime increases.

The obtained technique can be applied at all operation stages connected with drilling from the designing of the necessary boring tool parameters, choice of the necessary equipment up to executions of works.

DRILLING, ACTUATOR, BORING TOOL OSCILLATIONS, DYNAMIC LOAD

Сведения об авторах:

Л. М. Хныкин

Телефон: +38 (099) 612-94-28

Эл. почта: kirilovkj@gmail.com

И. И. Семененко

Телефон: +38 (095) 826-54-39

Эл. почта: sema_sm_sm@mail.ru

Статья поступила 25.01.2016

© Л. М. Хныкин, И. И. Семененко, 2017

Рецензент: И. В. Шилин, канд. техн. наук, доц. АДИ ГОУВПО «ДонНТУ»