

ФОРМИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ВЕРТИКАЛЬНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ НАГРУЗКИ В БУРОВОМ СТАВЕ ШАРОШЕЧНОГО БУРИЛЬНОГО СТАНКА

В статье проведены результаты исследований формирования динамических нагрузок в продольной колебательной системе бурового става бурильного станка шарошечного бурения. Разработана эквивалентная динамическая модель, включающая долото, две буровые штанги, вращатель и податчик. Составлены уравнения движения колебательной системы бурового става в осевом направлении в форме уравнения Лагранжа. Рассчитаны значения коэффициентов динамичности для вертикальных колебаний бурового става. Предложены направления по разработке рекомендации по учету дополнительных динамических составляющих осевой нагрузки, которые необходимо учитывать при расчете на прочность опор шарошечных долот с целью повышения их надёжности и долговечности, при определении производительности бурового станка, а также необходимо учитывать при выборе рациональных параметров буровых инструментов и режимов его работы.

Ключевые слова: буровые станки шарошечного бурения, уравнения движения колебательной системы, коэффициент динамичности, учет динамической составляющей осевой нагрузки.

Постановка проблемы

Наиболее распространенным и эффективным способом бурения взрывных скважин на карьерах с высокой и средней прочностью пород является шарошечное бурение. Разработанные до настоящего времени математические модели взаимодействия шарошечного бурового инструмента с забоем скважины учитывают статические значения осевой нагрузки, действующей на долото, а динамические составляющие нагрузок на шарошках, в полной мере не учитываются, а также не учитываются нагрузки, формирующиеся при колебании системы бурового става в осевом направлении.

Известно, что провести тензометрические исследования нагрузок на буровом исполнительном органе при работе в реальных производственных условиях весьма затруднительно. Трудности определяются весьма стесненными условиями, подвижностью объекта исследования, нестабильностью работы тензометрической аппаратуры в скважинах, помехами, возникающими при применении токосъемников, из-за большого количества буровой мелочи влаги и пыли в забое.

Вместе с тем нагрузки и их динамические характеристики в буровом стае можно получить не прямыми тензометрическими методами, а косвенными методами по значениям нагрузок, замеренных в одном наиболее удобном месте, например, при замере давления рабочей жидкости в полостях гидравлических податчиков. Обработка осциллограмм, полученных в подобных

местах позволяет перейти к нагрузкам на рабочем шарошечном долоте, необходимых для определения теоретической производительности, рациональных параметров шарошечного бурового инструмента и режимов его работы, обеспечивающих повышение эффективности работы буровых станков,

Анализ последних исследований и публикаций

Разрушение породы при шарошечном бурении происходит в результате перекатывания зубьев шарошек по забою скважины, которые наносят удары по породе. Зубья шарошки периодически соприкасаются с породой, и под действием осевого (вертикального) усилия внедряются в разрушаемую породу [1]. Вместе с тем при перекатывании шарошек в дополнение к статическим осевым силам, приложенным от податчика и веса бурового става, за счет крутящего момента вращателя формируются и вертикальные динамические нагрузки.

Высокочастотные слагаемые вертикальных сил формируются за счет взаимодействия зубьев (штырьков) шарошек долот с породами забоев скважин и зависят от многих факторов (от числа шарошек на долоте их размеров, количества размеров и формы зубьев, хрупко-пластических свойств буримой горной породы) [2]. Низкочастотные и высокочастотные слагаемые вертикальных сил формируются в основном за счет изменчивости крепости буримой породы, других

горно-геологических условий и кинематических параметров вращения долота [3].

Цель (задачи) исследования

Целью исследований настоящей работы является определение значений динамических составляющих вертикальных нагрузок, выявления влияния их на показатели суммарных (стационарных и динамических) осевых нагрузок, которые оказывают значительное влияние на показатели процесса бурения – производительность и надежность буровых станков.

Для достижения цели исследования были поставлены следующие задачи:

- разработать эквивалентную динамическую схему бурового става при колебании в вертикальной плоскости;
- составить уравнение движения колебательной системы «податчик вращатель – став бурового станка» в вертикальной плоскости, определить приведенные значения массы бурового става, приведенные коэффициенты жесткости и трения, а также значения собственной частоты при наличии сил трения.
- построить графики зависимости коэффициента динамичности (коэффициента выравнивания) от частоты нагрузки на буровом инструменте.
- разработать рекомендации по учету динамической составляющей осевой нагрузки при разработке математической модели бурового става.

Основной материал исследования

Составим уравнение движения колебательной системы бурового става в соответствии с эквивалентной динамической моделью, представленной на рис. 1.

Из эквивалентной динамической модели вертикальных колебаний бурового става видно, что механическая система является системой с одной степенью свободы.

Составим уравнение движения динамической системы бурового става как линейной системы. Воспользуемся уравнением Лагранжа, которое имеет следующую форму

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta K}{\delta \dot{q}} \right) + \frac{\delta \Pi}{\delta q} + Q_\delta = P(t) \tag{1}$$

где t – время; q – обобщенная координата \dot{q} – обобщенная скорость, K – кинематическая энергия, Π – потенциальная энергия. Q_δ – обобщенная сила вязкого трения.

Кинетическая энергия равна

$$K = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n m_i v_i^2 \tag{2}$$

где m_i – масса i -ой точки; v_i – скорость i -ой; n – число точек.

В настоящей работе рассматриваем случай малых колебаний, поэтому

$$K = 0,5 \cdot m_{np} \dot{q}^2, \tag{3}$$

где m_{np} – приведенная (обобщенная) масса динамической системы

$$m_{np} = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5,$$

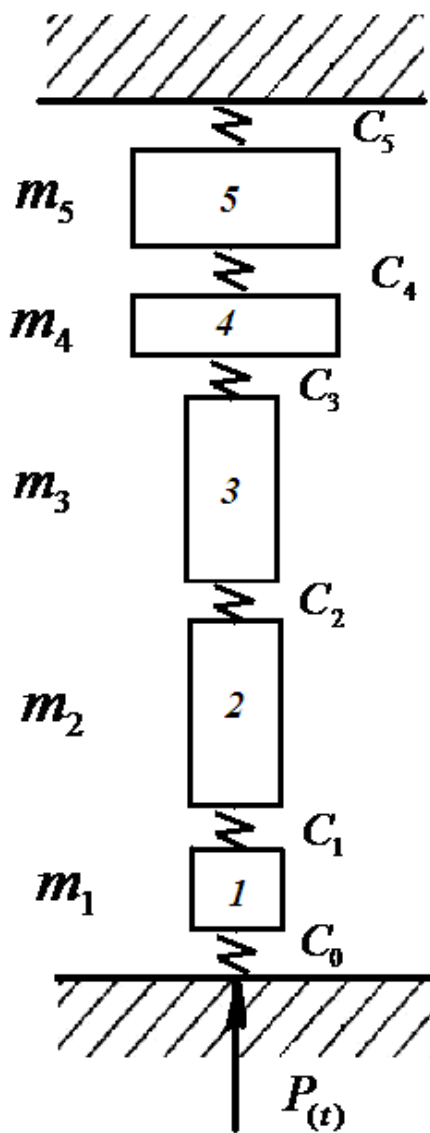


Рис. 1. Эквивалентная динамическая модель системы бурового става при колебании в вертикальной плоскости:

- 1 – долото; 2, 3 – буровые штанги;
- 4 – вращатель; 5 – гидравлический податчик (утяжелитель);
- m_1 – масса долота, m_2 и m_3 – массы соответственно первой и второй буровых штанг,
- m_4 – масса вращателя, m_{np5} – приведенная масса гидравлического податчика

Приведенная масса податчика определяется из зависимости

$$m_5 = \frac{F_{nod}}{g} \quad (4)$$

где F_{nod} – усилие, развиваемое податчиком, g – ускорение свободного падения.

Потенциальная энергия определяется из выражения

$$П=0,5c_{np} q^2, \quad (5)$$

где c_{np} – приведенный коэффициент жесткости определяется из суммы податливостей забоя и элементов бурового става

$$c_{np}^{-1} = c_0^{-1} + c_1^{-1} + c_2^{-1} + c_3^{-1} + c_4^{-1} + c_5^{-1} + c_6^{-1}, \quad (6)$$

где c_0^{-1} , c_1^{-1} , c_2^{-1} , c_3^{-1} , c_4^{-1} , c_5^{-1} , c_6^{-1} – податливости, соответственно, забоя скважины, долота, ниппельного соединения долота с первой буровой штангой, первой буровой штанги, ниппельного соединения первой и второй штанг, второй штанги, ниппельного соединения второй штанги с вращателем, корпуса вращателя, податчика, соединения податчика с рамой бурового станка.

На каждую точку системы бурового става действует сила трения равная

$$R_i = -\beta_i \cdot v_i, \quad (7)$$

где β_i – коэффициент трения; v_i – скорость движения.

После известных [4,5] преобразований (в настоящей работе эти преобразования не приводятся) уравнение Лагранжа примет вид

$$m_{np} \ddot{q} + b \dot{q} + c_{np} q = H \sin \omega t, \quad (8)$$

которое принято записывать в виде

$$\ddot{q} + 2h \dot{q} + \omega_o^2 q = \frac{H \sin \omega t}{m_{np}}, \quad (9)$$

где: $h = b/2m_{np}$, $\omega_o^2 = c/2m_{np}$,
здесь h – показатель трения системы; ω_o – собственная частота; H – амплитуда возмущающей силы.

Собственная частота системы с учетом трения определяется

$$\omega_o^* = \sqrt{\omega_o^2 - h^2}. \quad (10)$$

Из выражения (10) следует, что при учете трения собственная частота системы уменьшается.

Как известно [6], коэффициент динамичности κ_d показывает во сколько раз амплитуда чисто вынужденных колебаний A больше перемещения q_{cm} , вызванного статически приложенной силой P . Перемещение, вызванное статически приложенной силой P , определяется

$$q_{cm} = \frac{P}{c}. \quad (11)$$

Коэффициент динамичности определяется по формуле

$$\kappa_d = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_o^2}\right)^2 + 4h^2 \frac{\omega^2}{\omega_o^4}}}. \quad (12)$$

При рассмотрении конструкции бурового става выявлено три возможных источника трения. Во-первых, трение шарошек долота о разрушаемый массив, во-вторых, внутреннее трение материала (гистерезис) бурового става и, в-третьих, – это трение бурового става о стенки скважины при потере им продольной устойчивости от осевой нагрузки.

Нарушение устойчивости бурового става может произойти при достижении осевой нагрузки наименьшего значения критической силы $F_{кр}$ по Эйлеру для основного случая закрепления концов стержня для одной полуволны искривления [7].

$$F_{кр} = \left(\frac{\pi}{l_{\sigma.c}}\right)^2 EJ_{uz}, \quad (13)$$

где $l_{\sigma.c}$ – длина бурового става; E – модуль упругости Юнга; J_{uz} – момент сопротивления изгиба.

Проверочные расчеты $F_{кр}$, выполненные в настоящей работе для рассматриваемых условий показали, что при нагрузках податчика 300 кН и длине бурового става 16,5 м и диаметре трубы штанги 203 мм нарушений продольной устойчивости системы бурового става не наступает. Поэтому в настоящей работе рассматривалось только трение шарошек о горный массив и разрушенную горную породу, и внутреннее трение материала бурового става.

На рис. 2 приведен график зависимости коэффициента динамичности κ_d в функции частоты нагрузки f

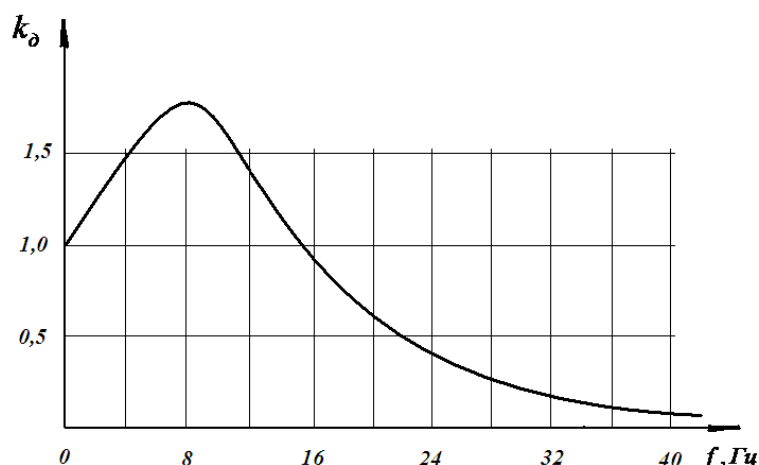


Рис. 2. Зависимость коэффициента динамичности от частоты нагрузки на шарошечном долоте

Из графика видно, что при низких частотах сил возмущения, действующих вдоль оси долота, коэффициент динамичности k_d примерно равен единице, при частоте нагрузки близкой к собственной частоте ω_0^* наступает явление резонанса, при котором коэффициент динамичности k_d достигает значений примерно 2-х единиц, а при частоте сил возмущения более 38 Гц коэффициент динамичности k_d изменяется по гиперболической зависимости, приближаясь к нулю.

По данным экспериментальных исследований колебания давления в гидравлических цилиндрах податчиков, проведенных в работе [8], и по данным таких же замеров, произведенных на карьерах Каракубского месторождения известняков, осевая нагрузка изменялась от 3,0 до 45 Гц, а иногда достигала 63 Гц. При этом коэффициент неравномерности нагрузки низкой (до 12 Гц) частоты определяется

$$K_{нч} = \frac{A_{ч}}{P_{ср}}, \quad (14)$$

где $A_{ч}$, $P_{ср}$ – соответственно амплитуда низкочастотной слагающей осевой нагрузки и средние значения осевой нагрузки. $K_{нч}$ изменялся в пределах 0,20...0,35.

Коэффициент неравномерности высокой частоты, определяемый зависимостью

$$K_{вч} = \frac{A_{вч}}{P_{ср}}, \quad (15)$$

здесь $A_{вч}$ – амплитуда колебаний осевой нагрузки высокой частоты.

Коэффициент высокочастотной слагающей нагрузки изменяется в пределах 0,05...0,15.

Важным вопросом при расчете теоретической производительности бурового станка и при выбо-

ре рациональных параметров шарошек и режимов их работы является учет динамической составляющей осевой нагрузки на шарошечное долото.

Воспользуемся зависимостью (12) коэффициента динамичности от собственной частоты и частоты возбуждения, действующей на долото. Обычно [9] коэффициент динамичности используется для определения степени выравнивания высокочастотной слагающей нагрузки электро-механической системой привода горной машины. При решении задач, поставленных в настоящей работе, при известных нагрузках, действующих в гидроцилиндрах податчика определить неравномерность нагрузки на шарошечном долоте и определить насколько сглаживает или усиливает динамическая система бурового става осевые усилия в ее элементах при различных частотах нагрузки.

На рис. 3 приведены графически зависимости коэффициентов неравномерности низкочастотных слагающих осевых нагрузок $K_{нчд}$, приложенных к долоту при нагрузках с частотой от 2 до 12 Гц и при коэффициентах неравномерности низкочастотных слагающих осевых нагрузок $K_{нчн}=0,35$ и $K_{нчн}=0,2$ бурового става (в поршневых полостях гидроцилиндров податчиков).

Из графиков видно, что амплитуды нагрузок и коэффициенты неравномерностей на долоте меньше, чем в буровом стае. Следовательно, в буровом стае происходит усиление неравномерности нагрузки долота. Причем это усиление амплитуд происходит от 3 % до 50 %.

На рис. 4 приведены графические зависимости коэффициентов неравномерности высокочастотных слагающих осевых нагрузок $K_{вчд}$, приложенных к долоту, при коэффициентах неравномерности высокочастотных слагающих осевых нагрузок $K_{вчн}=0,35$ и $K_{вчн}=0,2$ бурового става (в поршневых полостях гидроцилиндров податчиков) при нагрузках с частотой от 15 до 65 Гц.

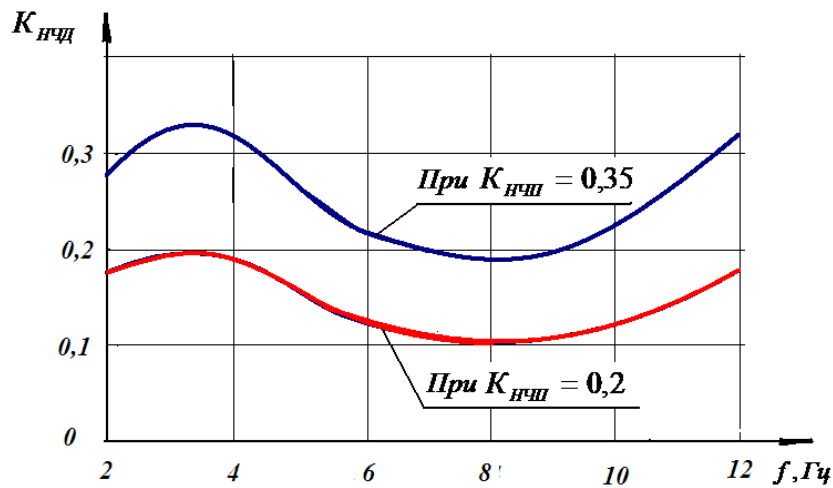


Рис. 3. Зависимости коэффициентов неравномерности низкочастотных слагающих осевых нагрузок, приложенных к долоту

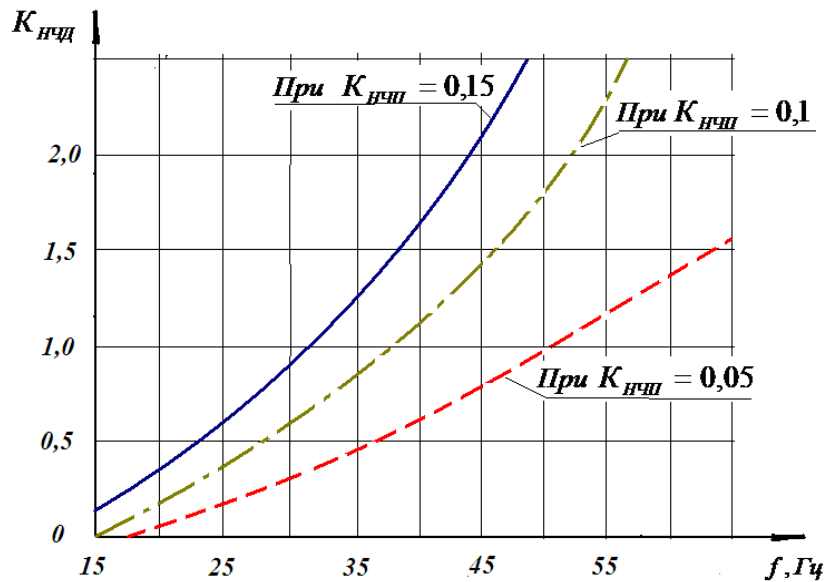


Рис. 4. Зависимости коэффициентов неравномерности высокочастотных слагающих осевых нагрузок, приложенных к долоту

Из графиков видно, что амплитуды нагрузок и коэффициенты неравномерностей на буровом инструменте значительно больше, чем в гидrocилиндрах податчика. В буровом стае происходит сглаживание неравномерности нагрузки, приложенных к долоту. Амплитуды осевых колебаний на податчике при частоте 45 Гц и коэффициенте неравномерности 0,1 меньше осевых нагрузок в 15 раз.

Изменение нагрузки на шарошечных долотах, в общем случае, имеет стохастический случайный характер, но следует отметить, что на буровых инструментах есть детерминированные составляющие, частоты которых зависят от частот вращения буровых инструментов n_0 , диаметров $d_{ш}$ и количеств шарошек $z_{ш}$, чисел зубьев на шарошках z_3 , то есть имеется функциональная зависимость вида

$$f_{0.64} = F(n_0, d_{ш}, z_{ш}, z_3). \quad (16)$$

Поэтому целесообразным направлением выбора радиальных значений параметров буровых инструментов и режимов их работы, является обеспечение нужных частот осевых нагрузок, формирующихся на долотах, и снижающих или повышающих суммарные осевые нагрузки, которые в свою очередь влияют на значения теоретической производительности буровых станков.

Выводы

В статье разработана эквивалентная динамическая модель, включающая долото, две буровые штанги, вращатель и податчик. Составлены уравнения движения колебательной системы бурового става вдоль его оси в форме уравнения Лагранжа.

Рассчитаны значения коэффициентов динамичности для вертикальных колебаний бурового става. Разработаны рекомендации по учету дополнительных динамических составляющих осевой нагрузки, которые необходимо учитывать при расчете на прочность опор шарошечных долот с целью повышения их надёжности и долговечности, а также необходимо учитывать при определении производительности бурового станка и при выборе рациональных параметров буровых инструментов и режимов его работы.

Предложены целесообразные направления выбора радиальных значений параметров буровых инструментов и режимов их работы исходя из частот, формирующихся на долотах и в буровых ставах.

Список литературы

1. Додис, Я.М., Нифадьев, В.И. Разрушение горных пород при бурении и взрывании. Учеб. пособие. – Бишкек: КРСУ, 2006. – 374 с.
2. Буткин, В.Д. Выбор и рациональная эксплуатация буровых инструментов и станков на карьерах: Монография / В.Д. Буткин, А.В. Гилев, Д.Б. Нехорошев, В.Т. Чесноков и [др.] – Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2018. – 235 с.
3. Гилев, А.В. Проектирование рабочих органов

и режимных параметров буровых станков для сложноструктурных горных массивов: монография / А.В. Гилев, А.О. Шигин, В.Д. Буткин. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2012. – 320 с.

4. Маркеев, А.П. Теоретическая механика. – М. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2007. – 592 с.
5. Гантмахер, Ф.Р. Лекции по аналитической механике: Учебное пособие для вузов / Под ред. Е. С. Пятницкого. – 3-е изд. – М.: Физматлит, 2005. – 264 с.
6. Волков, Д.П., Плавельский, Е.П. К расчету амплитудно-частотных характеристик многомассовых динамических систем. Машиноведение. – М., 1976. – №2. – С. 24-29.
7. Лукьянов, А.М. Скворцов, В.И. Расчет сжатых стержней на устойчивость: Методические указания. – М.: МИИТ, 2009. – 36 с.
8. Гавашели, Л.Ш. Анализ характера колебаний бурового става станков шарошечного бурения с целью разработки средств их виброзащиты. Дис. канд. техн. наук, 1985. 90 с.
9. Ginoux J.-M. and Letellier Ch. Van der Pol and the history of relaxation oscillations: Toward the emergence of a concept (англ.) // Chaos : журнал. – 2012. – Vol.22.

N.G. Afendikov /Cand. Sci. (Eng.)/, O.F. Larionov
Donetsk National Technical University (Donetsk)

FORMATION OF DYNAMIC VERTICAL LOAD COMPONENT IN THE DRILLING ROD OF THE ROLLER DRILLING ROD

Background. The results of studies of dynamic loadings formation in the longitudinal oscillating system of the drill stem of a roller cone drill rig are presented.

Materials and/or methods. An equivalent dynamic model including a bit, two drill rods, rotator and feeder is developed. The equations of motion of the oscillating system of the drill string in the axial direction in the form of the Lagrange equation were compiled. The values of dynamical coefficients for vertical vibrations of the drill string have been calculated.

Results. Recommendations for taking into account additional dynamic components of the axial load, which should be taken into account when calculating the strength of roller cone drill bit bearings to improve their reliability and durability, are offered.

Conclusion. It is established that additional dynamic loads must be taken into account to determine the performance of a drilling rig, as well as to choose rational parameters of drilling tools and their modes of operation.

Keywords: roller cone drilling rigs, equations of motion of the oscillating system, dynamism coefficient, accounting for the dynamic component of the axial load.

Сведения об авторе

Н.Г. Афендиков

ORCID iD: 0000-0001-8876-7254

Телефон: +380 (50) 628-23-60,

+380 (71) 376-13-46

Эл. почта: an77tn@gmail.com

О.Ф. Ларионов

SPIN-код: 2738-6441

Телефон: +380 (50) 628-23-60

+380 (71) 318-46-97

Эл. почта: super.lariono2010@yandex.ua

Статья поступила 04.02.2021 г.

© Н.Г. Афендиков, О.Ф. Ларионов, 2021

Рецензент д.т.н., проф. О.Е. Шабаев