

ВИБРОНАГРУЖЕННОСТЬ ГЛУБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ БУРЕНИИ СКВАЖИН

Уфимский государственный нефтяной технический университет

Процесс бурения сопряжен с различного рода особенностями: неоднородность структуры слагающих скважину пластов, уменьшение или увеличение контактных усилий зубьев долота с забоем, недостаточная стойкость вооружения и опор долота, прихваты бурильных труб и т.п. Глубинное оборудование при этом подвергается действию различных по амплитуде и частоте колебаний. При возникновении нелинейных сил сопротивления, зависящих от скорости движения бурильной колонны, долота, турбобура, могут развиваться также автоколебания. Вибрации, взаимодействующие друг с другом в процессе бурения, способствуют эффективному разрушению горных пород, и в то же время затрудняют передачу энергии на забой, служат причиной возникновения переменных напряжений в элементах бурильной колонны и их усталостному повреждению. Восприятие бурильным инструментом силового воздействия, вызывающего вибрации, можно охарактеризовать как вибронгруженность. Анализ вибронгруженности необходим при оценке работы и технического состояния глубинного оборудования в процессе бурения.

Элементы глубинного оборудования могут иметь нелинейную рабочую характеристику [1]. Особенность любых нелинейных механических систем состоит в том, что их колебания не обязательно должны «приходить извне». Они могут возникать и устойчиво поддерживаться в самой колебательной системе. Действие вибрации в нелинейных системах приводит к своеобразным, часто неожиданным эффектам, которые, с одной стороны, могут быть использованы в технологическом процессе бурения скважин, с другой стороны, могут явиться причиной нежелательных и даже катастрофических ситуаций. Под действием вибрации в колебательной системе могут исчезнуть прежние и появиться новые виды движения системы, смениться характер положений равновесия (т.е. их устойчивости или неустойчивости), измениться частоты малых свободных колебаний вблизи положения устойчивого равновесия, возникнут эффекты вибрационной связи и др. [2].

При оптимальной работе вибронгруженного глубинного оборудования приоритетной задачей является повышение механической скорости бурения и проходки на долото при предохранении бурильного инструмента от вредных воздействий вибрации, что частично решается с помощью введения виброзащитных устройств бурильной колонны. В частности, при бурении в твердых горных породах происходят отскоки долота, вызванные ударным режимом его работы, а установка амортизатора колебаний бурильной колонны позволяет устранить или уменьшить отскоки долота и скольжение его вхолостую [3, 4].

Примем в качестве одного из параметров вибронгруженности глубинного оборудования величину отскока долота и с его помощью оценим влияние случайных воздействий на работу породоразрушающего инструмента.

Рассмотрим низ бурильной колонны с амортизатором в виде упрощенной модели (рисунок 1). Определим минимальное время отскока долота при воздействии случайных колебаний.

На низ бурильной колонны действуют постоянная сила a и случайная сила $\varepsilon(t)$, которая является случайным процессом с нулевым математическим ожиданием [5]. Уравнение движения долота:

$$\alpha \dot{x} = a + \varepsilon(t), \quad (1)$$

где $\alpha \dot{x}$ – сила сопротивления.

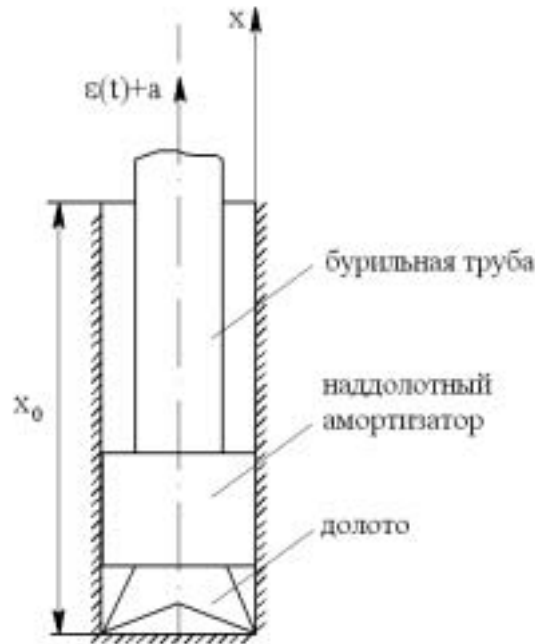


Рисунок 1

Требуется определить вероятность того, что случайная функция $x(t)$ (смещение долота) в течение определенного времени T будет наименьшей, если при $t = 0$ $x_0 = 0$.

Используем уравнение Колмогорова:

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \frac{a}{\alpha} \frac{\partial f}{\partial x} - \frac{\sigma^2}{2\alpha^2} \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} = 0. \quad (2)$$

Воспользуемся методом Фурье для решения уравнения (2)

$$f = X(x)T(t). \quad (3)$$

В результате получаем два уравнения

$$\frac{dT}{dt} + \lambda^2 T = 0; \quad \frac{d^2 X}{dx^2} - \frac{2a\alpha}{\sigma^2} \frac{dX}{dx} + \frac{2\alpha^2 \lambda^2}{\sigma^2} X = 0, \quad (4)$$

решения которых имеют вид:

$$T = c_1 e^{-\lambda^2 t}; \quad X = e^{\frac{a\alpha}{\sigma^2} x} (c_1 \cos \lambda_1 x + c_2 \sin \lambda_1 x), \quad (5)$$

где
$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{2\alpha^2 \lambda^2}{\sigma^2} - \frac{a^2 \alpha^2}{\sigma^4}}.$$

Плотность вероятности $f(x, t)$ должна удовлетворять краевым условиям:

$$f(x_1, t) = f(x_2, t) = 0,$$

поэтому приходим к двум уравнениям:

$$\begin{aligned} c_1 \cos \lambda_1 x_0 + c_2 \sin \lambda_1 x_0 &= 0, \\ c_1 \cos \lambda_1 x_0 - c_2 \sin \lambda_1 x_0 &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Система (6) имеет решение $c_2 = 0$, $\cos \lambda_1 x_0 = 0$, откуда следует

$$\lambda_1 x_0 = \frac{(2k+1)\pi}{2}, \quad \text{или} \quad \lambda_{1k} = \frac{(2k+1)\pi}{2x_0}. \quad (7)$$

Из (5) находим

$$\lambda_k^2 = \frac{\sigma^2}{2\alpha^2} \left[\frac{(2k+1)^2 \pi^2}{4x_0^2} + \frac{a^2 \alpha^2}{\alpha^4} \right]. \quad (8)$$

Окончательно получаем следующее выражение для решения уравнения (2):

$$f(x, t) = e^{\frac{a\alpha}{\sigma^2} x} \sum_{k=0}^{\infty} \left(c_k \cos \frac{(2k+1)\pi x}{2x_0} e^{-\lambda_k^2 t} \right). \quad (9)$$

В начальный момент времени ($t = t_0 = 0$) полученное выражение (9) должно удовлетворять начальному условию

$$e^{\frac{a\alpha}{\sigma^2} x} \sum_{k=0}^{\infty} \left(c_k \cos \frac{(2k+1)\pi x}{2x_0} e^{-\lambda_k^2 t} \right) = \delta(x), \quad (10)$$

которое позволяет получить соотношение

$$c_k \int_{-x_0}^{x_0} \cos^2 \frac{(2k+1)\pi x}{2x_0} dx = \int_{-x_0}^{x_0} e^{-\frac{a\alpha}{\sigma^2} x} \cos \frac{(2k+1)\pi x}{2x_0} \delta(x) dx. \quad (11)$$

Из (11):
$$c_k = \frac{1}{x_0}.$$

Выражение (9) принимает вид

$$f(x, t) = \frac{1}{x_0} e^{\frac{a\alpha}{\sigma^2} x} \sum_{k=0}^{\infty} \left(\cos \frac{(2k+1)\pi x}{2x_0} e^{-\lambda_k^2 t} \right). \quad (12)$$

Искомая вероятность времени наименьшего отскока долота T равна:

$$P(T) = \frac{1}{x_0} \int_{-x_0}^{x_0} e^{\frac{a\alpha}{\sigma^2} x} \sum_{k=0}^{\infty} \left(\cos \frac{(2k+1)\pi x}{2x_0} e^{-\lambda_k^2 T} \right) dx. \quad (13)$$

После интегрирования получим для любого момента времени t

$$P(t) = \frac{2ch \frac{a\alpha}{\sigma^2} x_0}{x_0} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{e^{-\lambda_k^2 t} (-1)^{2+k} b_k}{\left(\frac{\alpha^2 a^2}{\sigma^4} + b_k^2 \right)}, \quad \text{где} \quad b_k = \frac{(2k+1)\pi}{2x_0}. \quad (14)$$

Полученное значение для вероятности $P(T)$ не зависит от знака постоянной силы a . Если в начальный момент времени x_0 есть случайная величина с известной плотностью вероятности

$$f(x_0) = \frac{\pi}{4x_0} \cos \frac{\pi x}{2x_0}, \quad (15)$$

то решение (9) изменится, при $t = 0$ оно должно удовлетворять условию

$$e^{\frac{a\alpha}{\sigma^2} x} \left(\sum_{k=0}^{\infty} c_k \cos \frac{(2k+1)\pi x}{2x_0} \right) = \frac{\pi}{4x_0} \cos \frac{\pi x}{2x_0}, \quad (16)$$

где

$$c_k = \frac{\pi}{8} \int_{-x_0}^{x_0} e^{-\frac{a\alpha}{\sigma^2} x} \left(\cos \frac{k\pi x}{x_0} + \cos \frac{(k+1)\pi x}{x_0} \right) dx.$$

Определив коэффициенты c_k , находим $f(x, t)$, а затем вероятность $P(T)$ по формуле (13). При $f(x, t) = \delta(x - x_0)$ время отскока долота будет:

$$T = \frac{2ch \frac{a\alpha}{\sigma^2} x_0}{x_0} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^{2+k} b_k}{\lambda_k^2 \left(\frac{\alpha^2 a^2}{\sigma^4} + b_k^2 \right)}. \quad (17)$$

Воспользуемся формулой (17), но уже с учетом сил инерции, для анализа работы глубинного оборудования. Представим низ вращающейся бурильной колонны (сосредоточенную массу долота и амортизатора) в виде вала с насаженным на него диском (рисунок 2). На данную динамическую систему действует постоянный момент a и случайный момент $\varepsilon(t)$. Пренебрежем моментом сопротивления, тогда уравнение вращения диска массой m будет:

$$J\dot{\omega} = a + \varepsilon(t). \quad (18)$$

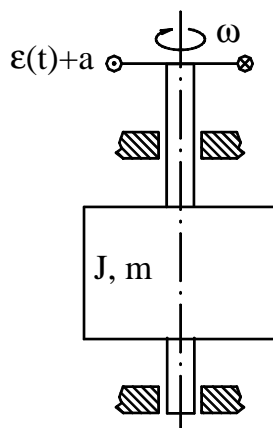


Рисунок 2

В начальный момент времени угловая скорость вала ω равна нулю. Время T , при котором угловая скорость достигнет значения $|\omega_0|$, определяют по выражению (17), в котором следует x_0 заменить на ω_0 , а α на J :

$$T = \frac{2ch \frac{aJ}{\sigma^2} \omega_0}{\omega_0} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^{2+k} b_k}{\lambda_k^2 \left(\frac{J^2 a^2}{\sigma^4} + b_k^2 \right)}. \quad (19)$$

С помощью формулы (19) определим зависимость времени отскока долота от угловой скорости вращения нижней части вибронгруженной бурильной колонны при изменении наддолотной массы. Для расчетов примем массу долота 50 кг, массу долота вместе с амортизатором – 300 кг, скорость вращения турбобура $n = 200 \div 800$ об/мин (вычисления по формуле и построение графиков выполнено с помощью программы MathCAD 2000).

В процессе бурения на низ бурильной колонны воздействует переменная динамическая нагрузка, одним из факторов определения которой является неровная поверхность забоя. Характеристикой микропрофиля забоя (рейки) будем считать среднеквадратичное отклонение σ , которое изменяется в пределах от $\sigma = 7$ см до $\sigma = 25$ см. Например, в работе [6] представлены характеристики микропрофилей для грунтов различной степени твердости: рисунок 3, а – для

мягких грунтов, рисунок 3, б – для твердых пород. Максимальная высота неровности h в определенный момент времени t и есть среднеквадратичное отклонение σ – характеристика случайного воздействия забоя на долото.

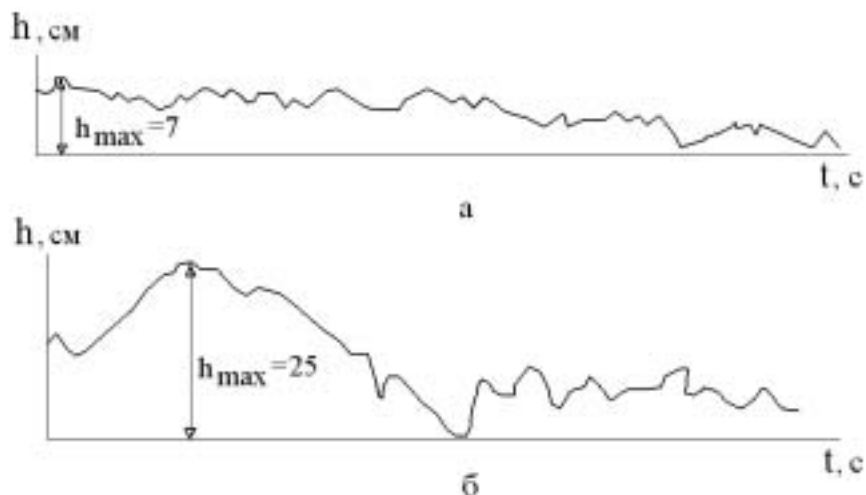


Рисунок 3

При фиксированном среднеквадратичном отклонении при бурении скважины согласно формуле (19) наблюдается следующая зависимость времени отскока долота T от частоты вращения вала забойного двигателя n , представленная на рисунках 4 и 5.

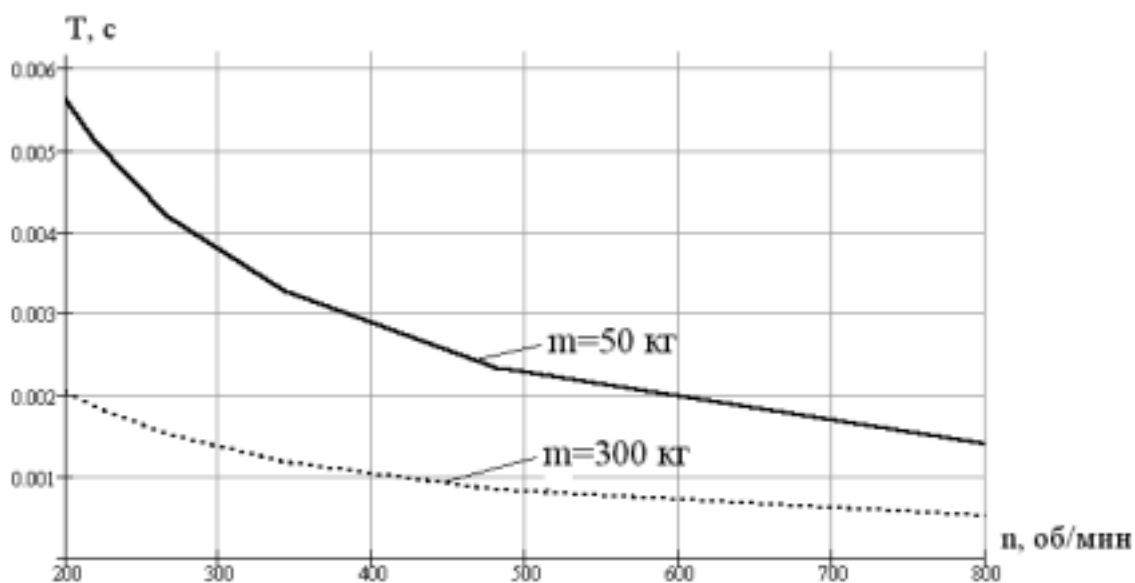


Рисунок 4 – Зависимость времени отскока долота от скорости вращения забойного двигателя при $\sigma = 7$ см

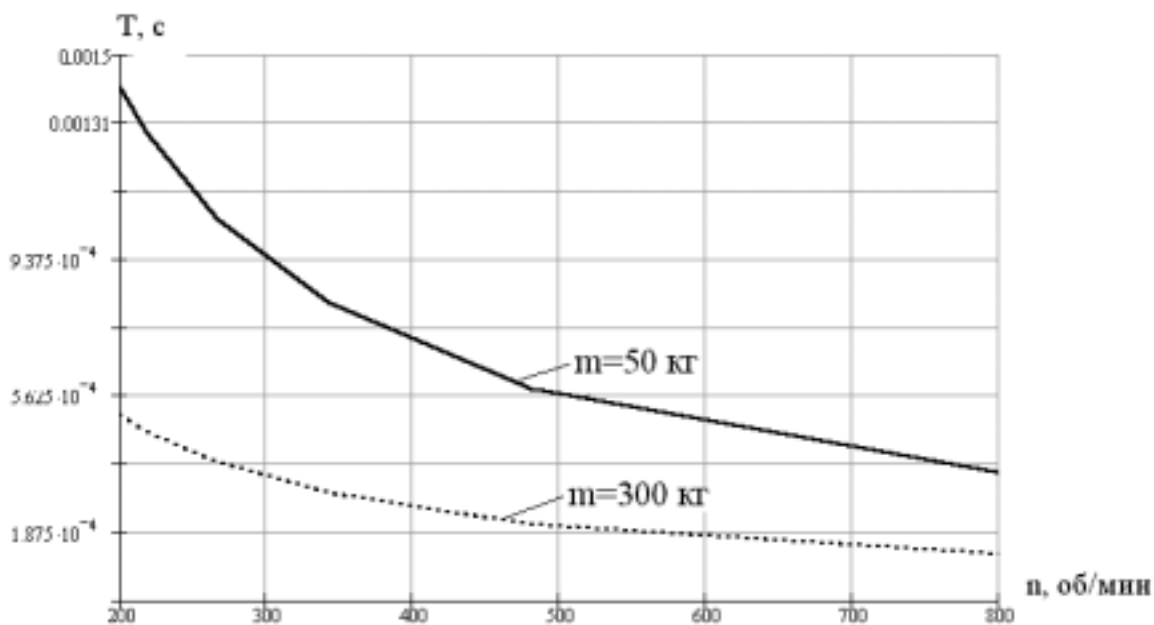


Рисунок 5 – Зависимость времени отскока долота от скорости вращения забойного двигателя при $\sigma = 25$ см

По графикам видно, что для твердых пород (рисунок 4) время отскока $T = 0,0057$ с больше, чем для мягких пород (рисунок 5) – $T = 0,0014$ с.

Зависимость времени отскока долота T от характеристик забойной рейки σ (рисунок 6) показывает, что использование амортизатора будет более эффективным в твердых породах.

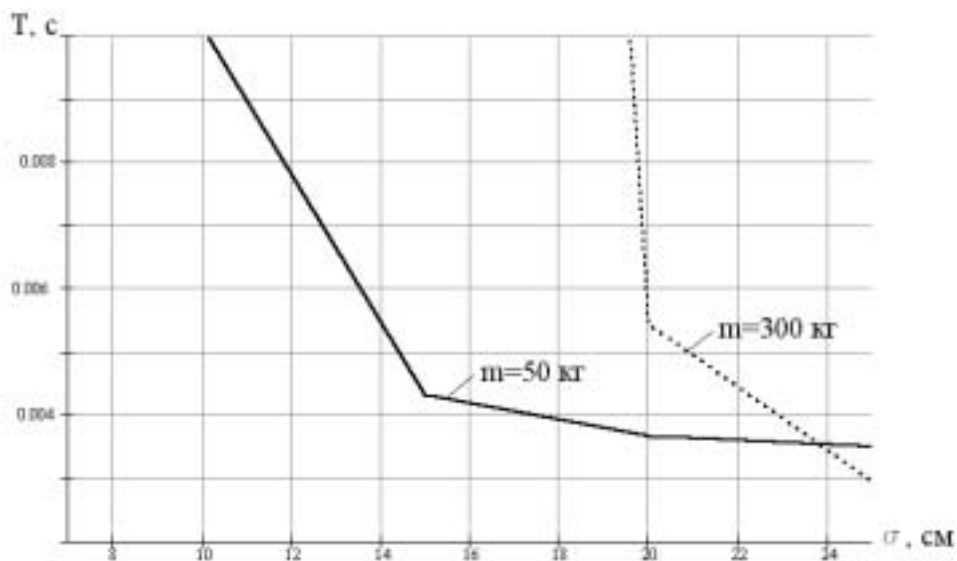


Рисунок 6 – Зависимость времени отскока долота от степени ухабистости забоя

Исследование отскоков долота в качестве характеристики вибронгруженности глубинного оборудования показывает, что для эффективного бурения время отскока должно быть меньше [3]. Анализ вибронгруженности различных компоновок (с амортизатором и без) показал, что уменьшение времени отскока и устранение скольжения вхолостую долота становится возможным при использовании амортизатора.

Бурение с амортизатором в районах Урало-Поволжья, где разрез скважин сложен, в основном, твердыми породами, показало, что механическая скорость проходки увеличилась на 3,4 – 5,1%, проходка на долото увеличилась на 8 – 9%. При испытании компоновок с амортизатором на месторождениях Западной Сибири, где преобладают мягкие породы, механическая скорость повысилась на 2,5 – 3%, проходка на долото увеличилась на 7 – 7,5%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ишемгужин Е.И. Нелинейные колебания элементов буровых машин: Учебное пособие. – Уфа: Изд. Уфимс. нефт. ин-та, 1988. – 98 с.
2. Блехман И.И. Вибрационная механика. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
3. Бойко В.Г., Копылов В.Е. Бурение с амортизатором в Тюменской области//РНТС ВНИИОЭНГ. Сер. Бурение. – 1969. – №3. – С. 3-6.
4. Филимонов Н.М., Мавлютов М.Р. Колебания нижней части бурильного инструмента при работе долота//Изв. вузов. – Нефть и газ, 1964. – №10. – С. 19-23
5. Светлицкий В.А. Случайные колебания механических систем. – М.: Машиностроение, 1976. – 216 с.
6. Силаев А.А. Спектральная теория поддрессоривания транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1972. – 192 с.