

НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ БУРОВЫХ ШТАНГ С УЧЕТОМ ОСЛОЖНЯЮЩИХ ФАКТОРОВ

Л.А.Хаджиева, А.Б.Умбеткулова

Казахский национальный университет им. аль-Фараби,
Механико-математический факультет
050038 Казахстан, Алматы, пр. аль-Фараби, 71, e-mail: khadle@mail.ru

Исследуются нелинейные колебания буровых штанг неглубинного бурения. В качестве осложняющих факторов принята конечность упругих деформаций штанги. Рассмотрена модель плоского изгиба буровой штанги. Исследованы резонансные режимы колебаний буровой штанги по основной и высшим частотам. Проведен их численный анализ и установлено влияние параметров штанги на ее амплитудно-частотные характеристики.

Ключевые слова: нелинейные колебания, резонанс, основная частота, высшие частоты, амплитудно-частотная характеристика, буровая штанга, упругие деформации, изгиб.

Практика бурения скважин свидетельствует о том, что около трети буровых скважин бракуются ввиду их искривления или поломки буровых штанг. Причиной тому являются осложнения буровых работ за счет различных факторов технологической, технической, геологической природы. Каждый из них способствует уходу буровой штанги от первоначального состояния. До сих пор не существует единой модели действия геологических, технических и др. факторов на динамику бурения скважин. С другой стороны, совместное влияние различных причин, вызывающих искривление скважины и поломку буровой штанги, затрудняет выявление характера действия каждой из них на режимы бурения и разработку эффективных рекомендаций по борьбе с искривлениями. В связи с чем, разработка реалистичных моделей движения буровых штанг с учетом возможных осложняющих факторов с целью выявления их влияния на динамику буровых штанг и определения их оптимальных конструктивных параметров и режимов движения носит актуальный характер и представляет практический интерес.

В данной работе в качестве осложняющего фактора рассматриваются конечные деформации буровой штанги. Объясняется это тем, что увеличение длины штанги ведет к ее гибкости, потере устойчивости прямолинейной формы под действием переменных нагрузок и потере способности передавать долоту необходимые для разрушения пород осевые усилия. Потеря изначально прямолинейной формы буровой штанги ведет к ее значительным пространственным деформациям, с которыми нельзя не считаться, так как они определяют геометрическую нелинейность динамической модели буровой штанги. Известно, что в нелинейных системах наряду с колебаниями по основной частоте, равной частоте внешнего воздействия, могут возникнуть различные ультра- и субгармонические колебания с кратными им частотами. Поэтому исследование опасных резонансных колебаний в буровых штангах является целью данной работы.

Как и в работе [1] исследуется движение буровых штанг неглубинного бурения (до 500 м). Они состоят из отдельных секций, соединенных при помощи конической резьбы, и подвержены действию продольной силы $N(x,t)$ и крутящего момента $M(x,t)$. Последние приложены на конце штанги. Нижняя секция штанги несет буровой снаряд, коронка которого находится в контакте с горной породой. Переменность осевой силы $N(x,t)$ и момента $M(x,t)$:

$$M(x,t) = \alpha_1 M_0(x) + \beta_1 M_t(x) \Phi_M(t), \quad (1)$$

$$N(x,t) = \alpha_2 N_0(x) + \beta_2 N_t(x) \Phi_N(t) \quad (2)$$

может привести к параметрическим колебаниям буровой штанги, осложняющим процесс бурения скважины.

Рассматривается плоский изгиб буровой штанги в предположении конечности ее упругих деформаций. В рамках теории конечных деформаций В.В. Новожилова [2] геометрически нелинейная модель упругих колебаний буровой штанги задается как:

$$EJ \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} \left(1 - \frac{3}{2} \left(\frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[N(x,t) \frac{\partial V}{\partial x} \right] + K_1 V = -\rho F \frac{\partial^2 V}{\partial t^2}, \quad (2)$$

где $K_1 = \rho F \omega^2$,

ω - скоростью вращения буровой штанги;

ρ – удельная масса материала;

F – площадь поперечного сечения;

EJ – жесткость штанги относительно осей y ;

V – перемещение точек упругой линии штанги в плоскости XOY .

Краевые условия модели (2) определяются условиями закрепления буровой штанги на концах. В силу податливости грунтов в зоне их контакта со штангой реализуется упругое защемление, близкое к шарнирному опиранию. Верхний же конец штанги соединен с механизмом ее подачи. Полагая его также шарнирно закрепленным, принимаются условия шарнирного опирания на концах штанги, что означает равенство нулю перемещений и моментов при $x = 0$, $x = L$:

$$\begin{aligned} V = 0, \quad EJ \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} = 0 \quad \text{при } x = 0, \\ V = 0, \quad EJ \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} = 0 \quad \text{при } x = L. \end{aligned} \quad (3)$$

В отличие от работы [1], здесь помимо резонансных колебаний модели буровой штанги (2) по основной частоте исследуются ее резонансные колебания по высшим частотам. Используется метод Бубнова-Галеркина. При этом решение уравнения (2), удовлетворяющее граничным условиям (3), задается в виде:

$$V(x,t) = \sum_{k=1}^n \overline{f_k(t)} \sin \frac{kx\pi}{L}, \quad (4)$$

где k означает порядковый номер формы изгиба буровой штанги.

В случае действия постоянной по величине осевой силы N_0 уравнение (2) согласно (4) приводится к виду:

$$\frac{d^2 f_k}{dt^2} + C_k f_k + \beta f_k^3 = \Phi \cos \Omega t, \quad (5)$$

где

$$C_k = \frac{k^2 \pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EJ}{m} \left(1 - \frac{N_0}{N_k} \right)}, \quad N_k = \frac{k^2 \pi^2 EJ}{L^2}, \quad \beta = \frac{3Ek^4 \pi^4}{8\rho L^4},$$

$$m = \frac{\rho\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad \Phi = \frac{4\Phi_0}{k\pi m}, \quad J = \frac{\pi D^4}{64} \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right), \quad \bar{f}_k = \frac{f_k}{L}$$

D - наружный, d - внутренний диаметры буровой штанги, E - модуль упругости материала штанги, m - погонная масса штанги.

Методом гармонического баланса [3-4] моделируется резонанс по основной частоте. При этом решение (5) задается как

$$f(t) = r_1 \cos(\bar{\Omega}t - \varphi_1). \quad (6)$$

r_1 - амплитуда резонансных колебаний по основной частоте $\bar{\Omega} = \frac{\Omega}{\omega_0}$, ω_0 - частота собственных колебаний системы.

Получены АЧХ основного резонанса буровой штанги. Проведен их численный анализ для первой формы изгиба ее оси при $k=1$ (рис. 1-2). Численное моделирование проводилось для стальных и дюралюминиевых буровых штанг, широко применяемых в настоящее время в нефте-добывающей промышленности, при следующих параметрах буровой штанги: $D = 0,2\text{м}$; $d=0,12\text{м}$; $E_{\text{ст.}} = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ н/м}^2$; $\rho_{\text{ст.}} = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$; $E_{\text{дюрал.}} = 7,3 \cdot 10^{10} \text{ н/м}^2$; $\rho_{\text{дюрал.}} = 2,7 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$; $N_0 = 2200 \text{ Кн}$; $\Phi_0 = 10000 \text{ н/м}^2$ для различных ее длин.

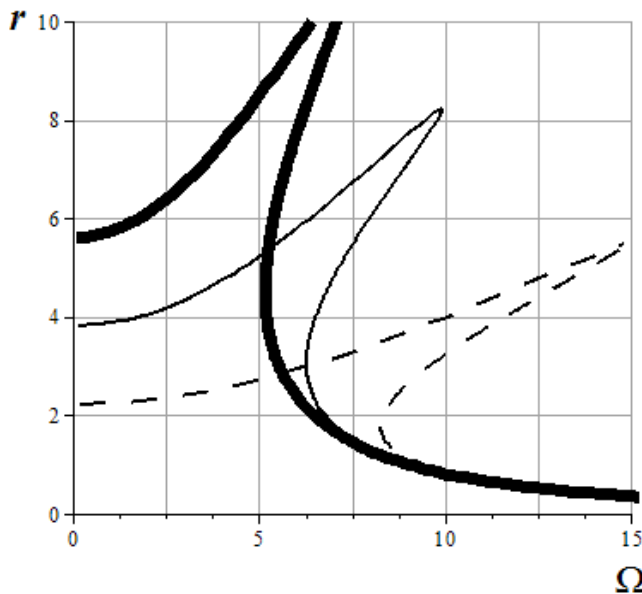


Рис. 1 Влияние длин стальной буровой штанги на ее АЧХ: - - - - $L=100 \text{ м}$,
 _____ $L=150 \text{ м}$, _____ $L=200 \text{ м}$.

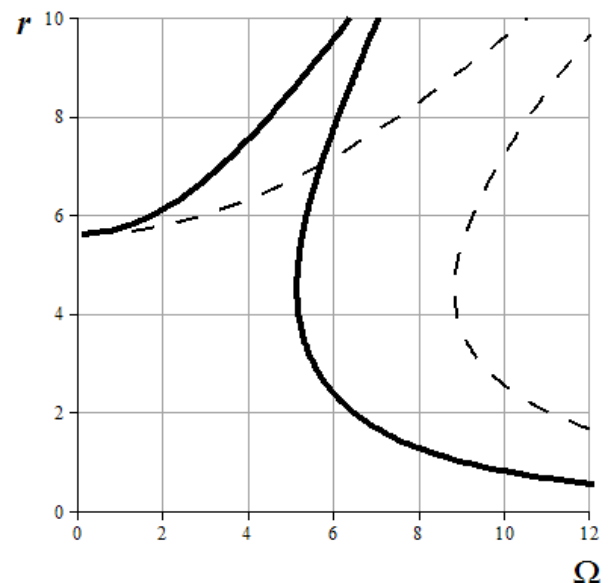


Рис.2 Влияние свойств материала штанги на ее АЧХ при $L=200$:
 _____ стальная, - - - - дюралюминиевая.

Результаты анализа свидетельствуют о влиянии геометрической нелинейности модели движения буровой штанги на АЧХ ее основного резонанса (рис.1-2). Она приводит к «затягиванию» основного резонанса в область больших частот. Увеличение длины штанги ведет к увеличению амплитуды колебаний и появлению резонанса на более низких частотах, что значительно снижает ресурс работы буровой штанги (рис.1). Резонанс в буровых штангах из дюралюминиевого материала появится на больших частотах в сравнении со стальной штангой (рис.2).

Уточняя выражение для периодического решения уравнения (5) за счет рассмотрения третьей гармоники в его приближенном решении (6):

$$f(t) = r_1 \cos(\bar{\Omega}t - \varphi_1) + r_3 \cos(3\bar{\Omega}t - \varphi_3), \quad (7)$$

исследован резонанс по высшей (третьей) частоте. Результаты численного анализа АЧХ представлены на рис. 3-4.

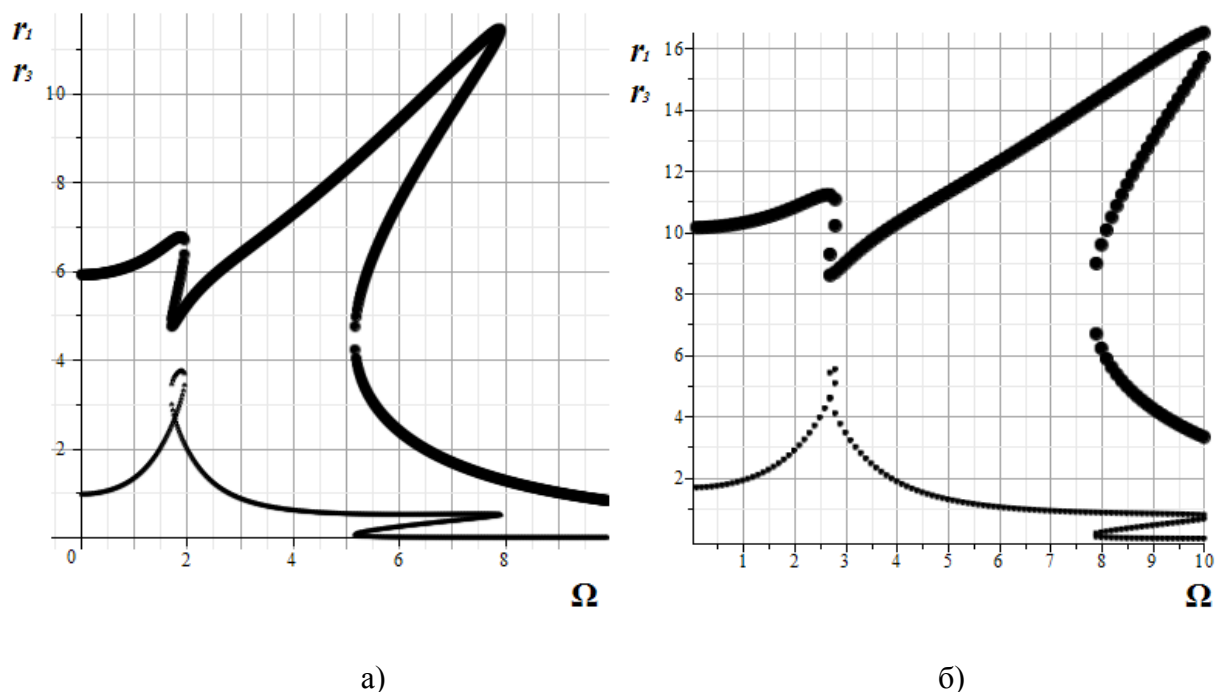


Рис. 3. Влияние длины стальной буровой штанги на ее АЧХ резонанса по основной и третьей частотам: а) для $L=200$ м, б) $L=300$ м.

Так же как и для основного резонанса резонанс по основной и третьей частотам для дюралюминиевой штанги будет наблюдаться на более высоких частотах, чем для стальной (рис.4).

Новым в кривых АЧХ (рис. 3-4) в сравнении АЧХ основного резонанса (рис.1-2) является появление резонанса по третьей частоте, которое вносит качественные и количественные изменения в процесс колебаний. Данное явление происходит на определенных частотах за счет «перекачки» энергии колебательного процесса по основной частоте в колебательный процесс на высших частотах. Происходит потеря устойчивости основного резонанса. В местах бифуркации его АЧХ наблюдается рост АЧХ резонанса по третьей частоте. Данный факт подтверждает появления резонанса по высшим частотам в нелинейных системах с жесткой характеристикой. Допущение же линейности модели колебаний буровых штанг ограничивает возможности исследования рассматриванием лишь резонанса по основной частоте. Выявленные здесь нелинейные эффекты остаются за рамками линейной теории колебаний. Поэтому разработка и исследование нелинейных моделей буровых штанг для данных технических характеристик с учетом конечности их деформаций имеет принципиальный характер.

Рассмотрен случай допущения переменности осевой силы $N(x, t) = N_0 + N_1 \Phi_1(t)$. В случае уравнение колебаний (5) принимает вид параметрический вид:

$$\frac{d^2 f_k}{dt^2} + C_k^2 f_k [1 - 2\nu_k \Phi_t(t)] + \beta f_k^3 = \Phi \cos \Omega t, \quad (8)$$

где $\nu_k = \frac{N_t}{2(N_k - N_0)}$.

На рис.5 приведены АЧХ резонанса по основной и третьей частоте при $\Phi_t(t) = \sin \Omega t$.

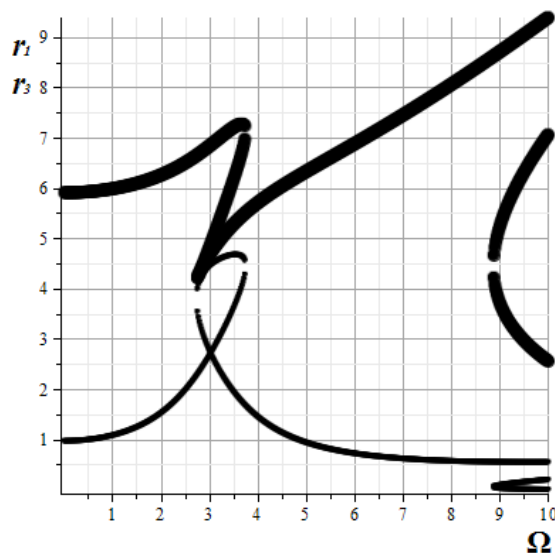


Рис.4. АЧХ резонанса по основной и третьей частотам дюралюминиевой штанги при L=200 м.

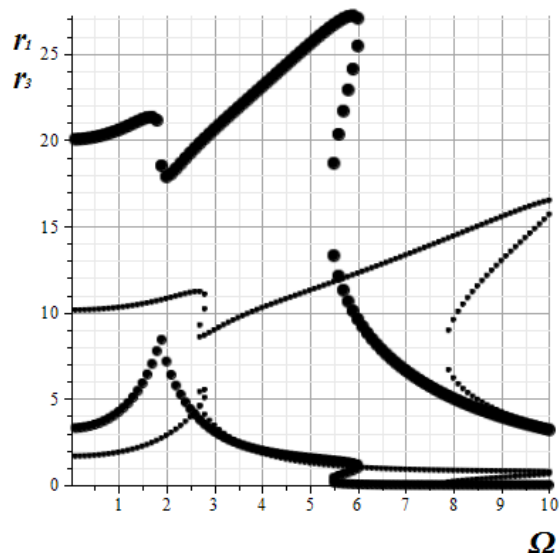


Рис 5. Резонансные кривые по первой и третьей гармонике для стальной буровой штанги длиной 500 м (жирная линия) и 300 м (тонкая линия).

Периодичность осевой нагрузки ведет к усилению резонанса, тем самым ослабляя динамическую систему и снижая ее прочностные характеристики.

Достоверность результатов исследований подтверждается линеаризацией нелинейной модели (5) и получения известных кривых АЧХ линейной теории колебаний (рис.6).

Список литературы

1. Хаджиева Л.А., Малинников В.В., Умбеткулова А.Б. Об анализе нелинейных колебаний буровых штанг с конечными деформациями// Известия НАН РК. Серия физико-математическая. 2012. №1.С.10-14.
2. Новожилов В.В. Основы нелинейной теории упругости. – М.-Л.: ОГИЗ, 1948.
3. Szemplinska-Stupnicka W. Higher harmonic oscillation in heteronomous nonlinear systems with one degree of freedom// Internal.J. NonlinearMech. 1968. Vol. 3, N 1. P. 17-30.
4. Кыдырбек-улы А.Б. Гармонические колебания по высшим частотам в нелинейных системах с жесткой характеристикой и нелинейно-вязким сопротивлением// ДАН НАН РК. 2008. №3. С.88-92.