

Л. А. ХАДЖИЕВА, Р. А. АЯПБЕРГЕНОВ

## РЕЗОНАНСНЫЕ КОЛЕБАНИЯ БУРОВЫХ ШТАНГ НЕГЛУБИННОГО БУРЕНИЯ ПРИ ИХ ПЛОСКОМ ИЗГИБЕ

Казахский национальный университет им. аль-Фараби, г. Алматы

*Исследуются резонансные колебания буровой штанги неглубинного бурения по основной частоте. Допускается конечность упругих деформаций штанги. Рассмотрена модель плоского изгиба буровой штанги. Проведен численный анализ влияния форм колебаний штанги и ее параметров на амплитудно-частотные характеристики.*

Из практики бурения скважин известно, что технико-экономические показатели буровых работ зависят от множества факторов: характеристик буровых машин и инструментов, режимов их работы, крепости породы, организации труда и т.д. На режимы работы буровых машин оказывают существенное влияние устойчивость движения и прочность буровых штанг. Другим влияющим фактором может быть увод буровой штанги от первоначального состояния за счет начальных несовершенств самой штанги, ее начальной кривизны, больших деформаций в результате внешнего динамического воздействия и др. Поэтому изучение колебаний буровых штанг и их устойчивости в целях оптимальных, безаварийных режимов работы представляет научный и практический интерес.

Целью работы является моделирование основного резонанса буровой штанги при допущении конечности упругих перемещений. Последнее вызвано увеличением длины штанги в процессе бурения скважины, что ведет к ее гибкости, и соответственно, возможности появления конечных перемещений под действием больших переменных инерционных сил и моментов, осевых нагрузок и др. факторов, с которыми нельзя не считаться. Большинство же известных динамических моделей буровых штанг линейны и основаны на допущении малости их упругих деформаций, в связи с чем возникает необходимость совершенствования динамических моделей буровых штанг для определения ее оптимальных безаварийных режимов работы.

В работе исследуется нелинейная модель движения буровых штанг неглубинного бурения (до 500 м). Буровая штанга состоит из отдельных секций, соединенных при помощи конической резьбы. Нижняя секция штанги несет буровой снаряд, коронка которого находится в контакте с горной породой. Под действием продольной силы  $N$  и крутящего момента  $M$  буровая штанга совершает колебания, которые могут сопровождаться потерей устойчивости. Среди колебательных процессов можно выделить крутильные, продольные, поперечные вынужденные и параметрические колебания. Наибольшую опасность с точки зрения прочности и надежности режима работы механической системы представляют ее параметрические колебания.

Здесь рассматривается плоский изгиб буровой штанги. Полагая упругие деформации конечными, в рамках теории конечных деформаций В. В. Новожилова [1] исследуется геометрически нелинейная модель упругих колебаний буровой штанги:

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

где  $K_1 = \rho F \omega^2$ ;  $\omega$  – скорость вращения буровой штанги;  $\rho$  – удельная масса материала;  $F$  – площадь поперечного сечения;  $EJ$  – жесткость штанги относительно осей  $у$ ;  $V$  – перемещение точек упругой линии штанги в плоскости  $XOY$ .

Границные условия модели (1) определяются условиями закрепления буровой штанги на концах. Здесь принимаются условия шарнирного опирания на концах штанги, так как в силу податливости грунтов в зоне их контакта со штангой реализуется упругое защемление, близкое к шарнирному опиранию. Верхний конец штанги соединен с механизмом ее подачи. Полагая его также шарнирно закрепленным, задаем краевые условия – равенство нулю перемещений и моментов на концах, т.е.:

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

Для исследования резонансных колебаний буровой штанги по основной частоте ее динамическая модель (1)-(2) используется прямой метод Бубнова-Галеркина, согласно которого решение определяется как

$$V(x,t) = \sum_{k=1}^n f_k(t) V_k(x). \quad (3)$$

Краевым условиям (2) удовлетворяет решение:

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

Согласно (4), модель (1)-(2) приводится к виду:

$$\ddot{f} + C_k^2 f + \beta f^3 = F \cos \Omega t. \quad (5)$$

В случае введения безразмерного параметра времени  $\tau = t\omega_0$ , где  $\omega_0$  – частота собственных колебаний системы, коэффициенты уравнения (5) имеют вид:

$$\begin{aligned} C_k &= \frac{k^2 \pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EJ}{m} \left( 1 - \frac{N_0}{N_k} \right)}, \quad N_k = \frac{k^2 \pi^2 EJ}{L^2}, \quad \beta = \frac{3Ek^4 \pi^4}{8\rho L^4}, \\ m &= \frac{\rho \pi (D^2 - d^2)}{4}, \quad F = \frac{4F_0}{k\pi m}, \quad J = \frac{\pi D^4}{64} \left( 1 - \frac{d^4}{D^4} \right), \end{aligned}$$

$D$  – наружный;  $d$  – внутренний диаметры буровой штанги.

Методом гармонического баланса [2] моделируется резонанс по основной частоте. При этом решение (5) задается как

$$f(\tau) = r_1 \cos \bar{\Omega} \tau. \quad (6)$$

$r_1$  – амплитуда резонансных колебаний по основной частоте  $\bar{\Omega} = \cancel{\Omega}_{\omega_0}$ .

Получены АЧХ гармонических колебаний и проведен их численный анализ с целью выявления влияния параметров буровой штанги на резонансные частоты.

Установлено, что увеличение длины стальной буровой штанги оказывает существенное влияние на АЧХ колебаний системы (рис. 1). На графике по горизонтали откладываются безразмерные частоты колебаний  $\bar{\Omega} = \cancel{\Omega}_{\omega_0}$ , а по вертикали – амплитуда резонансных колебаний  $r_1$ .

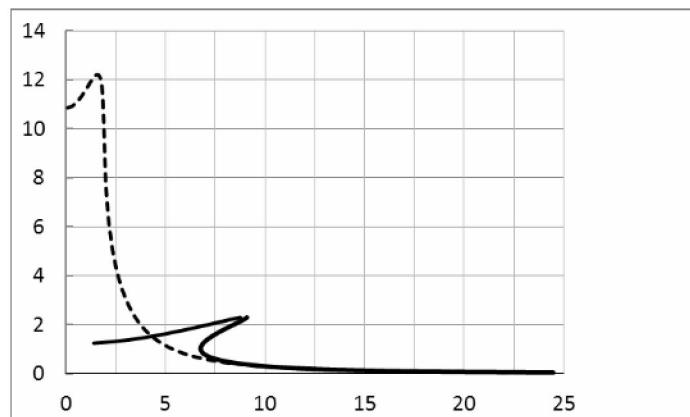
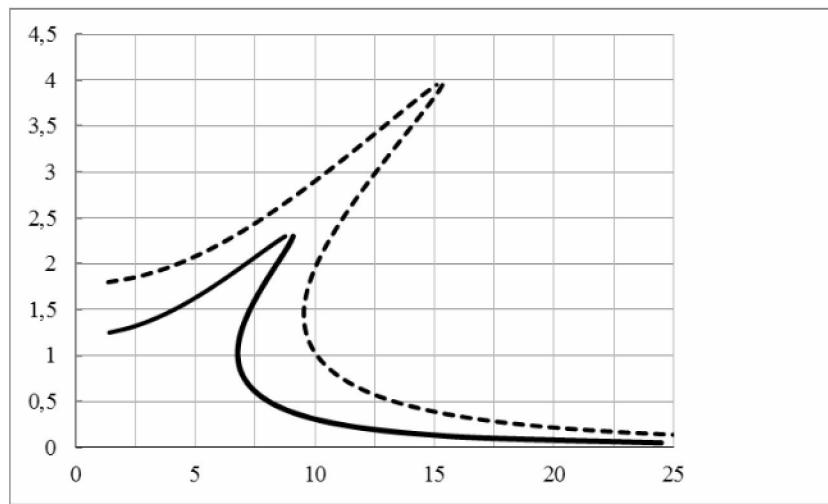


Рис. 1. АЧХ основного резонанса буровой штанги при  $k = 1$ ;  $E_c = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $\rho_c = 7,8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>;  $l = 500$  м;  $d = 0,12$  м;  $D = 0,2$  м;  $F_0 = 100$ ;  $N_0 = 2200$  Па; —————  $L = 100$  м; -----  $L = 500$  м

В случае меньшей длины (100 м) влияние геометрической нелинейности проявляется в виде «затягивания кривой» АЧХ в область больших частот, то есть резонанс следует ожидать на больших частотах. В случае удлинения штанги (500 м) виден существенный скачок амплитуды уже в области основного резонанса, характерного для линейного случая, то есть вблизи единицы. Это говорит о том, что в случае большой длины штанг результаты исследований нелинейной модели близки к результатам линейных моделей [2].

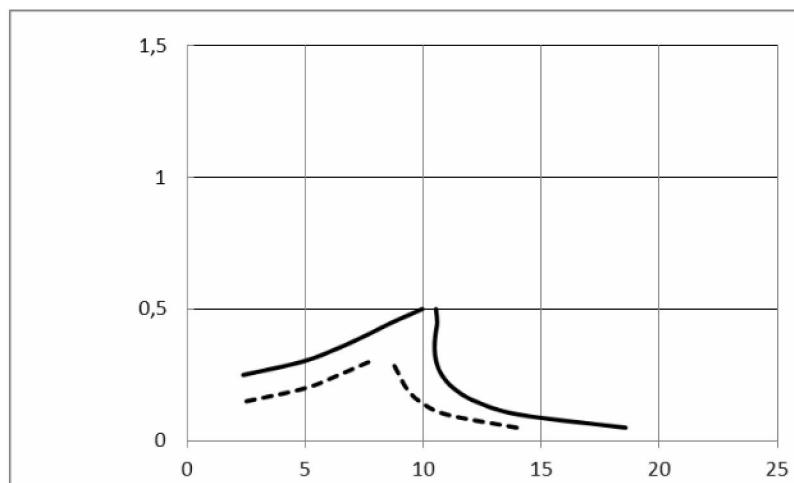
Исследовано влияние постоянной осевой силы  $N_0$  на АЧХ колебаний. Установлено ее несущественное влияние на величины АЧХ.

В практике бурения используется дюралюминий. Исследования показали, что АЧХ дюралюминиевой буровой штанги (штриховая линия, рис. 2) имеет большие величины, чем для стальной штанги (сплошная линия, рис. 2). При этом их АЧХ носят ярко выраженный нелинейный характер.



**Рис. 2.** Влияние свойств материала буровой штанги на АЧХ основного резонанса буровой штанги при  $k = 1$ ;  $L = 100$  м;  $d = 0,12$  м;  $D = 0,2$  м;  $F_0 = 100$ ;  $N_0 = 2200$  Па; ———  $E_c = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $\rho_c = 7,8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>; -----  $E_d = 0,7 \cdot 10^5$  МПа;  $\rho_d = 2698,9$  кг/м<sup>3</sup>

В работе рассмотрено влияние формы изгиба штанги на ее АЧХ (рис. 3). Установлено, что при основной форме изгиба (рис. 1, 2) амплитуда колебаний буровой штанги превышает амплитуды колебаний штанги с большими формами изгиба (рис. 3,  $k = 2$ ).



**Рис. 3.** АЧХ основного резонанса буровой штанги при второй форме изгиба штанги  $k = 2$ ;  $E_c = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $\rho_c = 7,8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>;  $L = 500$  м;  $d = 0,12$  м;  $D = 0,2$  м;  $N_0 = 2200$  Па;  $L = 100$  м; ———  $F_0 = 100$ ; -----  $F_0 = 50$

Анализ результатов численного моделирования основного резонанса показал, что постоянное осевое усилие и формы изгиба, отличные от первой, не оказывают существенного влияния на АЧХ колебательного процесса.

#### ЛИТЕРАТУРА

- 1 Новожилов В.В. Основы нелинейной теории упругости. – М.; Л.: ОГИЗ, 1948. –211 с.
- 2 Вибрации в технике. Справочник: в 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1978. – Т. 1. – 352 с.

*Л. А. Хаджиева, Р. А. Аяпбергенов*

#### ЖАЗЫҚТЫҚ ИЛУ КЕЗІНДЕГІ ТЕРЕҢ ЕМЕС БҮРҒЫЛАУДАҒЫ БҮРҒЫЛАУ ШТАНГІСІНІҢ РЕЗОНАНСТИҚ ТЕРБЕЛІСІ

Бұрғылау штангінің негізгі жиілігі бойынша резонанстық тербелістері зерттелді. Штангінің серпімді деформациясының ақырылығы ескеріледі. Бұрғылау штангінің жазықтық илу үлгісі қарастырылған. Штангінің тербелістер формалары мен оның параметрлерінің амплитудалық-жүйлік сипаттамаларына әсер етуінің сандық талдауы жасалған.

*L. A. Hadzhiyeva, R. A. Ayapbergenov*

#### RESONANT OSCILLATIONS DRILL STEELS UNDEEP DRILLING AT THEIR PLANE BENDING

Resonant vibrations of a chisel bar of not deep drilling on the basic frequency are investigated. Finiteness of elastic deformations of a bar is supposed. The model of a plane bending of a chisel bar is considered. The numerical analysis of influence of forms of vibrations of a bar and its parameters on peak-frequency characteristics is carried out.