

УДК 539.3: 622.24

Компьютерное моделирование динамики конструкций установок глубокого бурения

¹Гуляев В.И., д.т.н., ²Гайдайчук В.В., д.т.н., ¹Худолий С.Н., к.т.н.

Национальный транспортный университет, Украина
Киевский национальный университет строительства и архитектуры,
Украина

Анотація. Розглянуто задачу динамічної поведінки бурильних установок та взаємодію коливань башти, приводної системи та бурильної колони. Виконано аналіз механізму самозбудження коливань. Побудовано форми згинних рухів конструкції бурильної колони при різних значеннях характерних параметрів.

Аннотация. Рассмотрена задача о динамическом поведении бурильных установок и взаимодействии колебаний башни, приводной системы и бурильной колонны. Выполнен анализ механизма самовозбуждения колебаний. Построены формы изгибных движений конструкции бурильной колонны при различных значениях характерных параметров.

Abstract. The problem about dynamic behaviour of drill rigs and vibrational interaction of drill tower, drive system and drill string is considered. The analysis of vibration self-excitation mechanism is performed. The modes of the drill string bending vibrations are constructed for different values of characteristic parameters.

Ключевые слова: бурение, бурильная колонна, свободные изгибные колебания, частоты и формы свободных колебаний.

Введение. Освоение техники и технологии бурения глубоких нефтяных и газовых скважин является одной из наиболее важных задач современного горного производства. Доминирующее положение в этой технологии занимает роторный способ. С его помощью освоена технология промышленного бурения скважин глубиной до 6 км и ставится задача проходки скважин до 7 км и более [13].

По данным геологоразведки ресурсы газа в украинском секторе акватории Черного и Азовского морей оцениваются в 1 228 млрд.куб.м [1]. Однако поскольку глубина этих залежей составляет около 7 000 м, а рекордная глубина бурения в Украине пока что равна 6 200 м, проблема извлечения разведанных ресурсов сопряжена со значительными технологическими трудностями проходки глубоких скважин. Одной из основных является возможность появления нештатных ситуаций, вызванных критическими состояниями квазистатического равновесия [7] и колебаний конструкции низа бурильной колонны (КНБК). К ним относятся критические изгибные выпучивания бурильной колонны (БК) [4 – 7] и ее вибрации, включающие одновременно несколько разных колебательных явлений [10 – 12], что

затрудняет выделение каждого из них и не позволяет оценить и объяснить их механизмы.

Как показали эксперименты и натурные наблюдения, в некоторых случаях центр долота начинает двигаться по довольно сложным траекториям, напоминающим многолепестковый цветок, с образованием на поверхности стенки скважины системы желобов, недопустимых по техническим условиям бурения [10 – 12]. Данная работа посвящена проблеме компьютерного моделирования динамических эффектов в бурильной установке и теоретического предсказания возникающих нештатных ситуаций в процессе бурения.

Конструктивные особенности бурильных установок и обусловленные ими механические явления. Бурильная установка представляет собой сооружение, обладающее сложной конструктивной структурой и включающее бурильную вышку, приводной механизм вместе со столом и бурильную колонну. Она служит для выполнения процедуры бурения и спуско-подъемных операций. Эффективность функционирования бурильной установки зависит от ее геометрической и кинематической схем; наличия фундамента и его жесткости; схемы приводного механизма и обусловленных ею статических и динамических сил и моментов, передающихся на бурильную установку; наличия дисбалансов масс во вращающихся элементах и соотношения между частотами собственных продольных, крутильных и изгибных колебаний БК, колебаний самой вышки и рабочей частоты дизеля приводной системы. Необходимо учитывать, что по мере увеличения глубины скважины и длины БК частоты ее свободных колебаний меняются и система может самонастраиваться на резонансные взаимодействия между различными видами движений. Для анализа возможности такого взаимодействия необходимо определить парциальные части каждой из подсистем. Для бурильной вышки они находятся сравнительно просто с помощью конечноэлементного метода, в то время как динамический анализ БК сопряжен с дополнительными трудностями, вызванными ее большой длиной и сложной комбинацией сил преднапряжения. Поэтому динамика БК должна быть изучена отдельно [3].

Исходя из направления вибрационного движения, в колебаниях БК можно выделить их три основных типа – это осевые, крутильные и изгибные. Осевые (продольные) колебания БК приводят к многократным выходам ее долота из контакта с дном скважины (отскокам), чередующимся с их ударными контактными взаимодействиями. Крутильные колебания возникают в результате их самовозбуждения при срывном фрикционном взаимодействии долота со стенкой скважины [5]. Как это обычно бывает в автоколебательных системах с сухим трением [2], в них можно выделить две фазы. В одной из них долото прихватывается стенкой скважины и

находится в неподвижном состоянии (в теории автоколебаний – в состоянии "залипания"). Во второй фазе долото отрывается от стенки скважины и с увеличенной угловой скоростью скользит вдоль нее.

Однако наиболее сложным механизмом обладают изгибные колебания низа БК, вызванные действием на долото изменяющихся во времени нормальных и касательных сил контактного и фрикционного взаимодействия долота со стенкой скважины. В этом случае геометрический центр долота начинает двигаться вокруг осевой линии скважины, обгоняя или отставая от вращательного движения самой колонны. Похожие движения совершают под действием гироскопических сил инерции гироскоп или ротор центрифуги стиральной машины старой конструкции [2]. В механике они получили название прецессионных колебаний. Как указано в англоязычной научной литературе [10 – 12], описанное выше движение центра долота имеет другую природу. Оно изучалось на весьма упрощенных физических и математических моделях и получило название "whirling" – кружение.

Отметим, что в теории вращающихся валов [2, 9] для предотвращения прецессионных колебаний много внимания уделено вопросам их балансировки и самоцентрирования. Однако в теории бурения задачам исключения колебаний кружения отводится меньше внимания. Основная причина этого заключается в том, что изгибные перемещения долота и нижней части БК ограничены поверхностью стенки скважины. С одной стороны это стабилизирует движение системы, а с другой – усложняет характер колебаний и постановку задачи. Отмеченные факторы приводят к необходимости выделения и специального изучения изгибных колебаний конструкций бурильных колонн.

Вывод разрешающих соотношений свободных колебаний бурильной колонны. Рассматриваются свободные колебания вращающейся БК с внутренним потоком промывочной жидкости, напряженной продольной силой T и крутящим моментом M_z . Колебания БК исследуются во вращающейся системе координат $Oxyz$. Если упругие перемещения u , v ее элементов вдоль осей Ox и Oy малы, то можно применять линейную теорию изгиба балок. Контактное виброударное взаимодействие трубы БК со стенкой скважины не учитывается.

Для вывода уравнений колебаний БК используем известные уравнения изгиба балки [7 – 9]

$$\frac{d^2 M_y}{dz^2} = q_x, \quad \frac{d^2 M_x}{dz^2} = q_y. \quad (1)$$

Учитывая, что на БК в пределах $0 < z < L$ не действуют активные силы, в качестве поперечной нагрузки \bar{q} согласно принципу д'Аламбера следует выбрать силу инерции

$$\bar{q} = -\rho F \bar{a}. \quad (2)$$

Во вращающейся системе координат $Oxyz$ абсолютное ускорение \bar{a} подсчитывается по формуле Кориолиса [4 – 6]

$$\bar{a} = \bar{a}^e + \bar{a}^r + \bar{a}^c, \quad (3)$$

где \bar{a}^e , \bar{a}^r , \bar{a}^c – векторы переносного, относительного и кориолисова ускорений соответственно.

После перехода от обыкновенных производных к частным на основе соотношений (1) – (3) строятся уравнения колебаний вращающейся балки с внутренним потоком жидкости, напряженной продольной силой T и крутящим моментом M_z

$$EI \frac{\partial^4 u}{\partial z^4} - \frac{\partial}{\partial z} \left(T \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \left(M_z \frac{\partial v}{\partial z} \right) - (\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) \omega^2 u - 2(\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) \omega \frac{\partial v}{\partial t} +$$

$$+ V^2 \rho_{жс} F_{жс} \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + 2V \rho_{жс} F_{жс} \frac{\partial^2 u}{\partial z \partial t} + (\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0; \quad (4)$$

$$EI \frac{\partial^4 v}{\partial z^4} - \frac{\partial}{\partial z} \left(T \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \left(M_z \frac{\partial u}{\partial z} \right) - (\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) \omega^2 v + 2(\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) \omega \frac{\partial u}{\partial t} +$$

$$+ V^2 \rho_{жс} F_{жс} \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + 2V \rho_{жс} F_{жс} \frac{\partial^2 v}{\partial z \partial t} + (\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = 0.$$

Наличие в них слагаемых с коэффициентами M_z и $(\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) \omega$ делает эту систему связанной, что исключает возможность колебаний БК по плоским формам с одной общей фазой.

Пусть бурильная колонна совершает свободные колебания по форме

$$u(z, t) = U_s(z) \sin ct + U_c(z) \cos ct;$$

$$v(z, t) = V_s(z) \sin ct + V_c(z) \cos ct, \quad (5)$$

где c – частота свободных колебаний; $U_s(z)$, $U_c(z)$, $V_s(z)$, $V_c(z)$ – подлежащие определению функции формы свободных колебаний.

Подставляя (5) в (4) и приравнявая нулю в отдельности выражения суммы слагаемых с множителями $\sin ct$ и $\cos ct$, получим систему четырех

обыкновенных дифференциальных уравнений

$$\begin{aligned}
 & EI \frac{d^4 U_s}{dz^4} - T \frac{d^2 U_s}{dz^2} - M_z \frac{d^3 V_s}{dz^3} - (\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) \omega^2 U_s + 2(\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) \omega c V_c + \\
 & + V^2 \rho_{жс} F_{жс} \frac{d^2 U_s}{dz^2} - 2V \rho_{жс} F_{жс} c \frac{dU_c}{dz} - (\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) c^2 U_s = 0; \\
 & EI \frac{d^4 U_c}{dz^4} - T \frac{d^2 U_c}{dz^2} - M_z \frac{d^3 V_c}{dz^3} - (\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) \omega^2 U_c - 2(\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) \omega c V_s + \\
 & + V^2 \rho_{жс} F_{жс} \frac{d^2 U_c}{dz^2} + 2V \rho_{жс} F_{жс} c \frac{dU_s}{dz} - (\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) c^2 U_c = 0; \\
 & EI \frac{d^4 V_s}{dz^4} - T \frac{d^2 V_s}{dz^2} + M_z \frac{d^3 U_s}{dz^3} - (\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) \omega^2 V_s - 2(\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) \omega c U_c + \\
 & + V^2 \rho_{жс} F_{жс} \frac{d^2 V_s}{dz^2} - 2V \rho_{жс} F_{жс} c \frac{dV_c}{dz} - (\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) c^2 V_s = 0; \\
 & EI \frac{d^4 V_c}{dz^4} - T \frac{d^2 V_c}{dz^2} + M_z \frac{d^3 U_c}{dz^3} - (\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) \omega^2 V_c + 2(\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) \omega c U_s + \\
 & + V^2 \rho_{жс} F_{жс} \frac{d^2 V_c}{dz^2} + 2V \rho_{жс} F_{жс} c \frac{dV_s}{dz} - (\rho F + \rho_{жс} F_{жс}) c^2 V_c = 0.
 \end{aligned} \tag{6}$$

Ей соответствует система граничных условий

$$\begin{aligned}
 & U_s(0) = U_c(0) = V_s(0) = V_c(0) = 0; \\
 & U_s(L) = U_c(L) = V_s(L) = V_c(L) = 0; \\
 & U''_{s,zz}(0) = U''_{c,zz}(0) = V''_{s,zz}(0) = V''_{c,zz}(0) = 0; \\
 & U''_{s,zz}(L) = U''_{c,zz}(L) = V''_{s,zz}(L) = V''_{c,zz}(L) = 0.
 \end{aligned} \tag{7}$$

Значения c_i , при которых система (6), (7) наряду с тривиальным имеет также нетривиальные решения, являются собственными. Они соответствуют частотам собственных колебаний БК.

Для вычисления частот c_i при фиксированных значениях T, M_z, ω, V применяем метод перебора. При его использовании систему (6), (7) записываем в векторной форме

$$\frac{d\bar{y}}{dz} = F(z)\bar{y} + c^2 G\bar{y} + cH\bar{y}; \tag{8}$$

$$A\bar{y}(0) = 0, \quad B\bar{y}(L) = 0. \tag{9}$$

Решение задачи Штурма-Лиувилля для линейной системы (8), (9) производится с помощью метода начальных параметров и ортогонализации по Годунову.

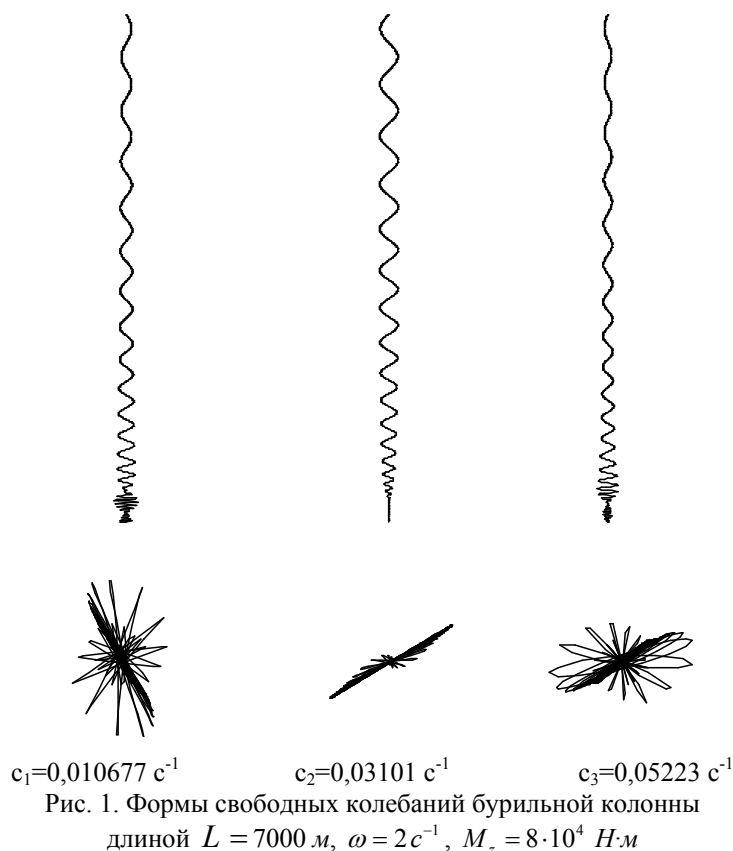


Рис. 1. Формы свободных колебаний буровой колонны
длиной $L = 7000 \text{ м}$, $\omega = 2 \text{ c}^{-1}$, $M_z = 8 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Результаты расчетов. С помощью предложенной методики, базирующейся на соотношениях (6) – (7), решены задачи по определению частот свободных колебаний БК, преднапряженных крутящим моментом M_z и продольной, линейно изменяющейся вдоль оси OZ , силой $T(z)$. Своим нижним концом БК опирается в дно буровой скважины, поэтому на него действует сжимающая сила реакции $T(L) = R = -1,6 \cdot 10^5 \text{ Н}$; на верхний конец БК действует продольная сила растяжения $T(0) = G + R$, где G – сила тяжести всей БК, подсчитанная с учетом действия гидростатической сжимающей силы от промывочной жидкости. Влияние потока жидкости на свободные колебания не учитывалось.



Исследовано влияние угловой скорости ω на частоты свободных колебаний для колонн длиной $L = 7000 \text{ м}$. Определено, как изменяются частоты свободных колебаний, когда угловая скорость колонны возрастает, принимая значения $\omega = 2 \text{ c}^{-1}$ и $\omega = 10 \text{ c}^{-1}$. В каждом из этих случаев расчеты выполнены для значений крутящего момента $M_z = 8 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $M_z = 15,8 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Анализируя рис. 1 и 2, можно получить представление о влиянии угловой скорости вращения БК длиной $L = 7000 \text{ м}$ на формы ее свободных колебаний. На этих рисунках изображены формы свободных колебаний бурильной колонны длиной $L = 7000 \text{ м}$, соответствующие трем первым частотам колебаний, при $\omega = 2 \text{ c}^{-1}$ (рис. 1) и $\omega = 10 \text{ c}^{-1}$ (рис. 2). Все эти формы имеют вид спиральных кривых. При малых угловых скоростях

($\omega = 2\text{ с}^{-1}$) в верхній частині БК (рис. 1) шаги спіралей більше, ніж в її нижній частині; на спіралях з'являються вузлові точки. При збільшенні кулової швидкості ω до 10 с^{-1} форми вільних коливань БК ускладнюються (рис. 2). Спіральні криві мають змінну амплітуду, кількість вузлових точок збільшується.

Висновки

1. В даній роботі розглянута задача про динамічне поведіння конструкції бурової установки.
2. Дана постановка задачі про вільні вигнуті коливання бурової колонни в вертикальній скважині, виведені розв'язуючі диференціальні співвідношення, відзначено їх належність до сингулярно збудженого типу, розроблено методику їх розв'язання, виконано її тестування на спрощених задачах, допускаючих аналітичне рішення.
3. Виконано комп'ютерне моделювання явищ вільних вигнутих коливань бурових колонн великої довжини. Знайдені частоти коливань, побудовані в нерухомій і обертаючійся разом з колонною системі координат відповідні їм форми при різних характеристиках геометричних і фізичних параметрів колонни. Показано, що форми коливань можуть бути представлені у вигляді закручених відносно продольної осі лент, що містять викривлені за гармонічному закону осеві лінії колонн. В верхній частині колонни шаги гармонічних кривих відносно великі, при наближенні до нижніх кінців вони помітно зменшуються.
4. Результати досліджень можуть бути використані при моделюванні змушених резонансних коливань БК, викликаних дисбалансом мас і геометричними недосконалостями системи.

Робота виконана в межах проекту №0109U002146.

Література

- [1] Бакулін Є.М., Шелудченко В.І., Єгер Д.О., Зарубін Ю.О., Горбунов В.І. Основні напрями розвитку нафтової і газової промисловості України // Міжнародна науково-технічна конференція "Ресурсозберігаючі технології у нафтогазовій енергетиці", 16-20 квітня 2007, Івано-Франківськ. – С. 11 – 19.
- [2] Болотин В.В. Неконсервативні задачі теорії пружної стійкості. – М.: Физматгиз, 1961. – 399 с.
- [3] Борщ Е.И., Ващилина Е.В., Гуляев В.И. Спиральные бегущие волны в упругих стержнях // Изв. РАН. Механика твердого тела. – 2009. – № 2. – С. 143 – 149.

- [4] Гуляев В.И., Гайдайчук В.В., Соловьев И.Л., Горбунович И.В. Квазистатические критические состояния колонн глубокого бурения // Проблемы прочности. – 2006. – № 5. – С. 109 – 119.
- [5] Гуляев В.И., Горбунович И.В. Устойчивость бурильных колонн в наклонно направленных скважинах // Проблемы прочности. – 2008. – № 6. – С. 71 – 81.
- [6] Гуляев В.И., Гайдайчук В.В., Горбунович И.В. Сучасні методи теоретичного моделювання механічних станів бурильних колон у вертикальних свердловинах. // Нафтова і газова промисловість. – 2008. – № 4. – С. 22 – 25.
- [7] Перельмутер А.В., Сливкер В.И. Устойчивость равновесия конструкций и родственные проблемы. Т.1. – М.: Изд-во СКАД СОФТ, 2007. – 653 с.
- [8] Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.Г. Опір матеріалів. – К.: Вища школа, 2004. – 655 с.
- [9] Феодосьев В.И. Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов. – М.: Наука, 1967. – 375 с.
- [10] Christoforou A.P., Yigit A.S. Dynamic modelling of rotating drillstrings with borehole interactions // Journal of Sound and Vibration. – 1997. – 206(2). – P. 243 – 260.
- [11] Jansen J.D. Wirl and chaotic motion of stabilized drill collars // SPE Drilling Engineering. – 1992. – 7(2). – P. 107 – 114.
- [12] Leine R.I., Van Campen D.H., Keultjes W.J.G. Stick-slip whirl interaction in drillstring dynamics // Journal of Vibration and Acoustics. – 2002. – V. 124, April. – P. 209 – 220.
- [13] Michael J. Jellison, R. Brett Chandler, Mike L. Payne, Jeff S. Shepard. Ultradeep drilling pushes drillingstring technology innovations // SPE Middle East Oil and Gas Show and Conference, 11-14 March 2007, Kingdom of Bahrain. – P. 38 – 46.

Надійшла до редколегії 21.07.2009 р.