

Вплив інтенсивності поперечних коливань на динамічний стан бурильної колони

© **П.І. Огородніков**
д-р техн.наук
ogorodnikov@mail.ru
МНТУ

В.М. Світлицький
д-р техн.наук
svetlitsky@i.ua
ТОВ «Нафтогазовий центр»

О.О. Іванків
канд. техн.наук
43yalo@gmail.com
ТОВ «Актуальні нафтогазові технології», м. Полтава

А.Я. Польовий
polevoy_a_@ukr.net
ПрАТ «Нафтогазвидобування» «ДТЕК», м. Полтава

Розглянуто області роботи низу бурильної колони у нестійкому режимі залежно від частоти збурення і довжини стиснутої частини, а також від величини осьового навантаження і амплітуди переміщення торця колони. Показано, що встановлення віброзахисних пристроїв над долотом призводить до зменшення переміщення торця колони у досліджуваному частотному діапазоні.

Ключові слова: інтенсивність, поперечні коливання, динамічний стан, бурильна колона.

Рассмотрены области работы низа бурильной колонны в неустойчивом режиме в зависимости от частоты возмущения и длины сжатой части, а также от величины осевой нагрузки и амплитуды перемещения торца колонны. Показано, что установка виброзащитных устройств над долотом приводит к уменьшению перемещения торца колонны в исследуемом частотном диапазоне.

Ключевые слова: интенсивность, поперечные колебания, динамическое состояние, бурильная колонна.

The bottom area of the drill string operation in an unstable mode, depending on the frequency of disturbances and the length of compressed part, the magnitude of the axial load and displacement amplitude of the string edge was considered. It is shown that installation of vibro-protection devices above the drilling bit leads to reduction of the string edge displacement within the test frequency range.

Key words: intensity, transverse vibrations, dynamic state, the drill string.

УДК 622.24.053

Під час взаємодії шарошкового долота з вибоєм, особливо за умов буріння у твердих породах, на колону бурильних труб, окрім статичних сил, впливають і змінні сили, які досягають значних величин. Такі змінні сили збурюють поздовжні, крутні й поперечні коливання бурильної колони, на які витрачається істотна частина енергії вибійного двигуна (у т.ч. роторний спосіб буріння). Поперечні коливання викликають поздовжні сили з втратою стійкості елементів бурильної колони, вони безпосередньо пов'язані з поздовжніми коливаннями.

Вібрації під час роботи вибійного інструмента не тільки викликають динамічні напруження в елементах бурильної колони, але й змінюють характер взаємодії долота з вибоєм, що призводить до зміни показників буріння.

Передусім це стосується застосування алмазних доліт і роботи шарошкових доліт під час буріння в твердих і міцних породах, особливо на значній глибині свердловини, коли велике значення мають механічна швидкість і проходка на долото, що визначається стійкістю інструмента тощо.

Поперечні коливання бурильного інструмента небезпечні у разі автоколивного режиму системи, коли їх амплітуда лавиноподібно наростає в одному напрямку. Так, бурильні труби на стисненій її частині можуть бути зігнуті в одному напрямку і втиснені у стінки свердловини (якщо вони складаються з м'яких порід,

мають каверни і жолоби) до тих пір, поки під дією змінних напруг не станеться поломки елемента колони.

Злами, як показують спостереження, можуть набувати різних форм:

виламування ніпеля; зріз бурильної колони на різьбі, якщо замок або муфта знаходяться у вузлі двох зустрічних напівхвиль; заклинювання колони у свердловині за рахунок поперечної деформації труб і виникнення жолобів на стінках свердловини під час взаємодії вершини півхвилі стиснутої ділянки.

Для гасіння або зменшення небезпечного розвитку поперечних коливань бурильних труб досі застосовують різного роду стабілізатори, центратори (зокрема з демпфуючих матеріалів), змазування зовнішньої поверхні бурильних труб, збільшення жорсткості елементів бурильної колони тощо.

Як зазначено вище, інтенсивність повздовжніх коливань пов'язана з інтенсивністю поперечних коливань. Вивченню цього явища присвячено ряд робіт [1–3]. Окрім того, у подальшому буде встановлено зони частотної нестійкості низу бурильної колони – ті зони, де перехід поздовжніх коливань у поперечні є найбільш ймовірним.

Враховуючи все вищевикладене, зазначимо, що розвиток поперечних коливань можна зупинити за допомогою установки віброзахисних пристроїв (ВЗП) для поздовжніх коливань. Ми проводили раніше такі роботи, що підтвердили теоретичні висновки, які будуть приведені нижче.

Розглянемо поперечні коливання низу бурильної колони за умови втрати стійкості важкого низу. Поперечні коливання викликаються поздовжніми силами зігнутого із втратою стійкості елемента бурильної колони. Вони безпосередньо пов'язані з поздовжніми коливаннями і призводять у багатьох випадках до втомного руйнування різьбових з'єднань, а також впливають на роботу долота. У зв'язку з цим виникає питання: на яких збурювальних частотах найбільш імовірна поява нестійких зон поздовжніх коливань та їх перехід у поперечні коливання? Знаючи можливу смугу нестійкості коливань у цьому діапазоні частот, ми можемо прийняти рішення щодо зниження інтенсивності збурювальних сил.

Визначимо теоретично області роботи низу бурильної колони у нестійкому режимі залежно від частоти збурення і довжини стиснутої частини – від величини осевого навантаження й амплітуди переміщення торця колони. Під час розгляду поставленого завдання приймаємо схему бурильної колони з розташуванням ВЗП малої жорсткості у нейтральному перерізі.

Стиснута частина колони моделюється однорідним стрижнем із розподіленими параметрами, що під дією статичних і динамічних навантажень втрачає стійкість [3, 4]. Області динамічної нестійкості визначали з урахуванням подовжніх коливань та з застосуванням варіаційного методу Гальоркіна.

Уведемо такі позначення: $L_{\text{обт}}$ – довжина стиснутої частини бурильної колони; ρ – густина матеріалу труб; F – площа поперечного перерізу обважнених бурильних труб ОБТ; EJ – жорсткість колони під час згинання; a – амплітуда переміщення торця колони; $U(x, t)$ – подовжене переміщення перерізу колони внаслідок деформації стиску; $V(x, t)$ – прогин колони; θ – частота збурювальної сили; $P(t)$ – поздовжня сила, прикладена до торця колони.

Поздовжня сила $N(x, t)$ у довільному перерізі дорівнює

$$N(x, t) = P(t) - \rho F g x + \int_0^x \rho E \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} d\xi. \quad (1)$$

Диференціюючи по x і враховуючи, що $\frac{\partial U}{\partial x} = \frac{N}{EF}$, отримаємо рівняння поздовжніх коливань стиснутої частини колони

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\rho}{E} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{\rho g}{E}. \quad (2)$$

Друге рівняння, яке зв'язує $U(x, t)$ і $V(x, t)$, складемо, розглядаючи деформацію згину [5]

$$EJ \frac{\partial^4 V}{\partial x^4} + \frac{\partial}{\partial x} EF \left(\frac{\partial U}{\partial x} \frac{\partial V}{\partial x} \right) + \rho F \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} = 0. \quad (3)$$

Прийmemo, що торець колони зміщується за законом $a \cos \theta t$, а верхній кінець стиснутої частини колони – за законом $a \cos \theta \left(t - l \sqrt{\frac{\rho}{E}} \right)$.

Граничні умови в цьому випадку з урахуванням стиску для поздовжніх коливань запишемо у вигляді

$$U(0, t) = a \cos \theta t; \quad U(l, t) = \frac{\rho g l^2}{2E} + a \cos \theta \left(t - l \sqrt{\frac{\rho}{E}} \right). \quad (4)$$

Для поперечних коливань умови мають вигляд

$$V(0, t) = 0; \quad V(l, t) = 0; \quad \frac{\partial V(l, t)}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial^2 V(0, t)}{\partial x^2} = 0. \quad (5)$$

Рівняння (2) у граничних умовах (4) має розв'язок:

$$U(x, t) = \frac{a}{\sin \theta l \sqrt{\frac{\rho}{E}}} \left\{ \sin \left[\theta \left(l - x \right) \sqrt{\frac{\rho}{E}} \right] \cos \theta t + \sin \theta x \sqrt{\frac{\rho}{E}} \cos \theta \left(t - l \sqrt{\frac{\rho}{E}} \right) \right\} + \frac{\rho g l x}{E} - \frac{\rho g x^2}{2E}. \quad (6)$$

Знайдений вираз (6) для $U(x, t)$ підставимо в (3). Оскільки рівняння (3) не інтегрується у кінцевому вигляді, шукаємо розв'язання $V(x, t)$ у вигляді

$$V(x, t) = \sum_{k=1}^n f_k(t) \varphi_k(x), \quad (7)$$

де $f_k(t)$ – функція часу, яка підлягає визначенню; за $\varphi_k(x)$ прийняті форми власних коливань незавантаженої колони, яка задовольняє умову (5):

$$\varphi_k(x) = \sin \frac{n_k x}{l} - \frac{\sin n_k}{\sin h n_k} \sinh \frac{n_k x}{l}, \quad (8)$$

де n_k – корені рівняння

$$\tan n_k = \tanh n_k. \quad (9)$$

Підставляючи (5) у (3) і залишаючи у виразі (6) тільки один доданок, поставимо вимогу ортогональності результату підстановки функції $\varphi_k(x)$ відповідно до методу Гальоркіна. Виконуючи інтегрування і нехтуючи членами більш високого порядку порівняно з $\frac{1}{\theta l} \sqrt{\frac{E}{\rho}}$, отримаємо рівняння Хілла:

$$f_k'' + f_k' \Omega_k^2 [1 - 2\mu_k \Phi(t)] = 0, \quad (10)$$

де

$$\Omega_k^2 = \frac{EJ n_k^4}{\rho F l^4} \left[1 - \frac{(n_k^2 + n_k - 1) \rho F g l^3}{2EJ n_k^4} \right]; \quad \mu_k = \frac{a E F \frac{n_k^2}{l^2}}{EJ n_k^4 \frac{(n_k^2 + n_k - 1) \rho F g}{l^3}}; \quad (11)$$

$$\Phi(t) = \frac{1}{2} \left[1 - \cos \theta l \sqrt{\frac{\rho}{E}} \right] \cos \theta t - \frac{1}{2} \sin \theta l \sqrt{\frac{\rho}{E}} \sin \theta t.$$

Використавши методику [6] і підставляючи у (10), прийдемо до послідовно тригонометричних рядів:

$$f(t) = \sum_{k,1,3,5}^{\infty} \left(a_k \sin \frac{k\theta t}{2} + b_k \cos \frac{k\theta t}{2} \right),$$

$$f(t) = \sum_{k,2,4,6}^{\infty} \left(a_k \sin \frac{k\theta t}{2} + b_k \cos \frac{k\theta t}{2} \right).$$

Прирівнюючи коефіцієнти із $\sin \frac{k\theta t}{2}$ і $\cos \frac{k\theta t}{2}$, отримаємо систему однорідних рівнянь відносно a_k і b_k , розв'язки яких відрізняються від нуля, складені вони з коефіцієнтів цих систем. У результаті отримаємо рівняння критичних частот для головної області нестійкості у вигляді:

$$\frac{\theta^2}{4\Omega^2} - 1 = \pm \mu \sin \frac{\theta l}{2} \sqrt{\frac{\rho}{E}}. \quad (12)$$

Для другої області нестійкості

$$1 - \frac{\theta^2}{\Omega^2} = 0; \quad \frac{\theta^2}{\Omega^2} = 1 - 2\mu^2 \left(\frac{1 - \cos \theta l \sqrt{\frac{\rho}{E}}}{2} \right)^2. \quad (13)$$

Для аналізу отриманого розв'язку побудуємо області динамічної нестійкості стиснутої частини бурильної колони завдовжки 50, 100 і 200 м. При цьому приймемо $E=2 \cdot 10^{11}$ н/м²; $r=7,7 \cdot 10^3$ кг/м³.

Зовнішній і внутрішній діаметри ОБТ відповідно такі: $D=20,4 \cdot 10^{-2}$ м; $d=7 \cdot 10^{-2}$ м. У рівнянні (11) відповідно підставляємо корені рівняння (10), знаходимо Ω_k і μ_k , а з (12) – критичні частоти за фіксованої амплітуди a . Для прикладу зміни a від нуля до 10 мм побудуємо області динамічної нестійкості (заштриховані зони) у напівлогарифмічних координатах для довжини ОБТ 50 і 100 м (рис. 1). Друга область нестійкості значно вужча від головної, тому на рис. 1 її не показано.

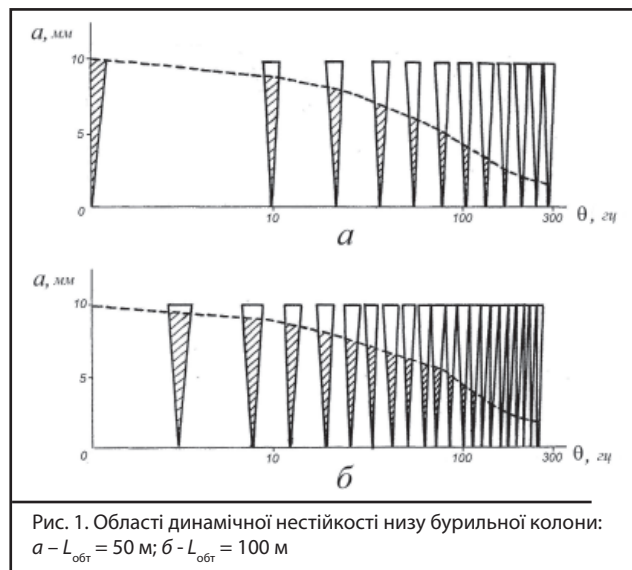


Рис. 1. Области динамічної нестійкості низу бурильної колони: а – $L_{обт} = 50$ м; б – $L_{обт} = 100$ м

Для того, щоб установити залежність між амплітудою поздовжніх коливань і частотою примусової сили, було проведено ряд експериментів із записуванням вібрацій верху колони під час буріння електробуром із продуванням вибою повітрям, що дало можливість отримати експериментальну залежність V від частоти θ , яку показано на рис. 2. Як наслідок, реальна ампліту-



Рис. 2. Залежність між амплітудою віброшвидкості і частотою

Список використаних джерел

1. **Балицкий В.П.** Исследование продольных колебаний бурильной колонны и осевых динамических сил при турбинном бурении вертикальных скважин и анализ использования продольных колебаний как источник информации о частоте вращения вала турбобура: Дис. канд. техн. наук / В.П.Балицкий. – М., 1970. – 295 с.
2. **Вудс Г.** Искривление скважин при бурении / Г. Вудс, А. Лубинский. – М.: Гостопиздат, 1960. – 162 с.

да коливань зменшується зі збільшенням частоти. Цей характер залежності a від θ показаний на рис. 1 пунктирною лінією. Прийнято, що реальна колона працює в області, яка лежить нижче від пунктирної лінії.

На рис. 3 побудовано криві (1–3), які ілюструють залежність імовірності роботи низу бурильної колони у



Рис. 3. Залежність імовірності роботи низу бурильної колони у нестійкому режимі від частоти відповідно до довжини ОБТ: 1 – 50 м; 2 – 100 м; 3 – 200 м

нестійкому режимі B_n від частоти θ відповідно для довжин ОБТ 50, 100 і 200 м.

Цікаву для нас ймовірність у інтервалі частот визначаємо як відношення площ нестійкості до всієї площі, яка розташована нижче від пунктирної лінії (див. рис. 2). З рис. 3 видно, що найбільше значення B_n лежить в області частот від 20 до 45 Гц і з довжиною ОБТ 200 м досягає 0,5. Зі збільшенням довжини стиснутої частини максимальне значення B_n зміщується у бік менших частот, і чим менше a , тим вужча область динамічної нестійкості. Установлення ВЗП над долотом приводить до зменшення переміщення торця колони у цьому частотному діапазоні. І як наслідок, застосування ВЗП доцільно для зменшення області нестійкості, що призводить до зниження B_n .

Висновки

Подовжні і поперечні коливання супроводжуються зміною форми пружної осі конструкції низу бурильної колони (КНБК). При цьому виникають розпірні зусилля, які залежать від довжини і жорсткості КНБК.

Оскільки рух КНБК описується рівнянням Хілла, то можна стверджувати, що система буде нестійкою. Інтенсивність поперечних коливань виникає за будь-якого збурення разі відсутності сил тертя.

Зі збільшенням довжини стиснутої частини низу колони границя нестійкості зміщується у бік менших частот до тих пір, поки ОБТ не торкнеться стінки свердловини.

3. **Филиппов А.П.** Колебания деформированных систем / А.П. Филиппов. – М.: Машиностроение, 1970. – 733 с.
4. **Огородников П.И.** Некоторые вопросы динамики низа бурильной колонны / П.И. Огородников, И.Ю. Вронский, О.М. Лев // Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. – 1978. – Вып. 15. – С. 75–79.
5. **Каудерер Г.** Нелинейная механика / Г. Каудерер. – М.: Изд. иностран. лит., 1961. – 777 с.