

Енергетика, контроль та діагностика об'єктів нафтогазового комплексу

УДК 622.243.922.001

ПРО НАТУРАЛЬНІ ГРАНИЧНІ УМОВИ НА ДОЛОТІ ПРИ РОЗВ'ЯЗКУ ЗАГАЛЬНОЇ ЗАДАЧІ СТІЙКОСТІ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

В.М.Мойсишин, Є.І.Крижанівський, І.В.Восвідко

ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. 8(03422) 42123

e-mail: math@nuing.edu.ua

Рассматривается общая задача устойчивости буровой колонны. Учтены осевые силы, вращающий момент, распределенные по длине усилия от действия внутритрубной и затрубной промывочной жидкости, инерционная нагрузка от вращения компоновки ротором, потери давления на долоте, в трубе и затрубном пространстве. Верхний конец компоновки принят шарнирно опертым, а для нижнего (на долоте), пользуясь вариационной постановкой задачи, сформулированы естественные граничные условия. Оценено влияние основных факторов на критические значения осевой силы и угловой скорости вращения ротора для трех типичных компоновок, а также влияние конструктивных особенностей модифицированного шарошечного долота на критические значения осевых нагрузок.

Одним із факторів, що визначають стійкість бурової колонни, є умови закріплення кінців компоновки. Зауважимо, що нерідко вони (такі, наприклад, як закріплення обваженого низу в нейтральному січенні або защемлення обох кінців досліджуваної ділянки труб) мало відповідають реальним.

Виділивши основні фактори, що визначають форму пружної лінії компоновки, розглядають так звану загальну задачу стійкості.

У таблиці 1 наводяться розрахункові значення критичної сили при різних граничних умовах, яка визначається з диференціального рівняння пружної лінії у вигляді

$$EI y'''(x) + (P - qx)y'(0) = N,$$

де: y – поперечне переміщення x – перерізу компоновки; EI – жорсткість на згин; P – поздовжня стискаюча сила; q – інтенсивність розподіленого по довжині навантаження; N – горизонтальна складова реакції нижньої опори.

The common task of stability of a drill column is considered. The axled forces, torque are taken into account, the losses of stress on a chisel, in a tube and external casing space are divided on length of gain from operation of inner and expansion barrel flush fluid, slugged load from turnaround of arranging by a curl. The top end of arranging is accepted gimbaling supported, and for lower (on a chisel), using variation production of the task, the natural boundary conditions are formulated. Influencing major factors on critical values of axled force and angular velocities turnaround of a curl for three standard arranging and also influencing of design features of the updated cone rock bit on critical values of thrust loads is rated.

Як бачимо, дані таблиці засвідчують значний вплив граничних умов на величину критичної сили.

Ускладнимо розглядувану задачу, врахувавши крутний момент, розподілені по довжині зусилля від дії внутрітрубної і затрубної промивальної рідини, інерційне навантаження від обертання компоновки ротором, втрати тиску на долоті, в трубі і затрубному просторі.

Абсолютний рух довільної ділянки труб можна розкласти на відносний, зумовлений коливаннями процесами і переносний, пов'язаний з поглибленням вибою та обертанням труби навколо осі свердловини й власної осі (при взаємодії зі стінкою). У пропонуваній роботі будемо вести мову про форми умовної рівноваги бурової колонни, а це означатиме, взагалі кажучи, що має місце рівномірний переносний рух.

Ввівши комплексний прогин $w = u + iv$, прискорення земного тяжіння; ω_0 – кутова швидкість обертання ротора. диференціальне рівняння умовної рівноваги бурильної колони подамо у вигляді [1]

Таблиця 1 — Розрахункові значення критичної сили при різних граничних умовах

| № п/п | Автори досліджень | Граничні умови, прийняті в розрахунках | Розрахункові залежності |
|-------|--|--|--|
| 1 | С.А.Ширінзаде | Суміщення пружної нижньої опори з пружним защемленням ($\mu_1 \geq 0, \mu_2 \geq 0$) $EIy''' + Py' + \mu_1 y = 0, EIy'' - \mu_2 y' = 0$ | $P = (1,03 \div 3,35) \cdot \sqrt[3]{EIq^2}$ |
| 2 | С.А.Ширінзаде | Вільна нижня опора ($\mu_1 = \mu_2 = 0$) $EIy''' + Py' = 0, y'' = 0$ | $P_{кр} = 1,02 \sqrt[3]{EIq^2}$ |
| 3 | Ф.Віллерс, О.Е.Сароян, А.Лубінський, С.А.Ширінзаде | Пружнооперта нижня опора ($\mu_1 > 0, \mu_2 = 0$) $EIy''' + Py' + \mu_2 y = 0, y'' = 0$ | $P_{кр} = 1,94 \sqrt[3]{EIq^2}$ |
| 4 | С.А.Ширінзаде | Пружно защемлена нижня опора, яка переміщується в осьовому напрямі ($\mu = 0, \mu_2 > 0$) $EIy''' + Py' = 0, EIy'' - \mu_2 y' = 0$ | $P_{кр} = 2,02 \sqrt[3]{EIq^2}$ |
| 5 | О.Е.Сароян, С.А.Ширінзаде | Жорстке защемлення ($\mu_1 = \mu_2 = \infty$) $y = 0, y' = 0$ | $P_{кр} = 3,35 \sqrt[3]{EIq^2}$ |

Примітка: μ_1 – жорсткість стінок свердловини, μ_2 – коефіцієнт защемлення.

$$EI \frac{d^4 w}{dz^4} - iM_0 \frac{d^3 w}{dz^3} + (P_0 + p_0 S_0 - q^* z + \lambda^p) \times \frac{d^2 w}{dz^2} - q \frac{dw}{dz} - \frac{q^0 \omega_0^2}{2} w = 0, \quad (1)$$

де: z – координата пружної лінії бурильної колони (відлік від долота до гирла свердловини); i – уявна одиниця; M_0 – момент опору з боку розбурюваних порід; P_0 – поздовжня стискуюча сила; p_0, S_0 – питома втрата тиску та площа вихідних отворів на долоті;

$$q^* = q^0 + q_1 - q_2 - \Delta_1 S_1 - \Delta_2 S_2;$$

$$\lambda^p = m_1 (v_1^r)^2 + m_2 (v_2^r)^2;$$

q^0 – вага одиниці довжини труб у повітрі; $q_1, \Delta_1, v_1^2, S_1$ – вага внутрітрубної рідини, що приходить на одиницю довжини, площа проходного отвору, відносна швидкість і питома втрата тиску рідини в трубі; $q_2, \Delta_2, v_2^2, S_2$ – вага затрубної рідини разом зі шламом на одиницю довжини пружної лінії, площа поперечного перерізу затрубного простору, відносна швидкість і питома втрата тиску затрубної промивальної рідини; $m_1 = \frac{q_1}{g}$; $m_2 = \frac{q_2}{g}$; g –

Зауважимо, що відносні швидкості внутрітрубної та затрубної промивальної рідини пов'язані з витратою Q формулами

$$v_1^r = \frac{Q}{S_1}, \quad v_2^r = \frac{Q}{S_1}.$$

Розв'язок диференціального рівняння умовної рівноваги (1) вимагає знаходження сталих інтегрування, що визначаються граничними умовами на нижньому (долото) та верхньому (вкладиші ротора) кінцях компоновки. Якщо граничні умови для верху можна задати кінематичними в'язями, виходячи з технологічних міркувань, то для низу компоновки їх формулювання викликає певні труднощі. Внаслідок цього відсутні нижні умови приймають на основі певних припущень або взагалі довільно. Так, зокрема, якщо використовується шарошкове долото і над ним не встановлено опорно-центрувального елемента номінального діаметру, то нижній кінець вважають шарнірно опертим. Якщо ж над долотом встановлено повнорозмірний стабілізатор або калібратор, то нижній кінець компоновки приймають защемленим.

Вказані умови означають, що діаметр стовбура свердловини точно відповідає діаметру долота. У першому випадку напрям осі колони на нижній опорі може змінюватись, оскільки долото має змогу провертатись на площині вибою, а у другому – нижній кінець заклинено, що допускає лишень його переміщення по вер-

тикалі. Такі схеми є ідеалізованими і приводять до неточних практичних результатів.

У загальному випадку нижня опора колони при бурінні може переміщуватись у горизонтальній площині вибою свердловини і прокручуватись. Тому правильним буде розглядати низ компоновки, як пружну опору, що має можливість рухатись у вертикальному напрямі.

Користуючись варіаційною постановкою задачі запишемо натуральні граничні умови на долоті. Для цього подамо потенціальну енергію механічної системи після її деформації у вигляді

$$\begin{aligned}
 \Pi = & \int_0^l EI \left[\left(\frac{d^2 u(z)}{dz^2} \right)^2 + \left(\frac{d^2 v(z)}{dz^2} \right)^2 \right] + \\
 & + M_0 \left(\frac{du(z)}{dz} \frac{d^2 v(z)}{dz^2} - \frac{d^2 u(z)}{dz^2} \frac{dv(z)}{dz} \right) - \\
 & - (P_0 - p_0 S_0 - q^* z + \lambda^p) \times \\
 & \times \left[\left(\frac{du(z)}{dz} \right)^2 + \left(\frac{dv(z)}{dz} \right)^2 \right] - \frac{q^0}{g} \omega_0 (u^2(z) + v^2(z)) dz + \\
 & + \frac{1}{2} \mu_1 (u^2(0) + v^2(0)) - \frac{1}{2} \mu_2 \left[\left(\frac{du(0)}{dz} \right)^2 + \left(\frac{dv(0)}{dz} \right)^2 \right],
 \end{aligned} \quad (2)$$

де другий і третій доданки відповідають потенціальним енергіям від дії горизонтальної реакції та опорного моменту, а μ_1, μ_2 – відповідно жорсткість стінки свердловини та коефіцієнт защемлення, для визначення яких необхідно є постановка спеціальних експериментів при розбурюванні порід з різними фізико-механічними властивостями.

У стані умовної рівноваги потенціальна енергія системи повинна бути мінімальною. Рівняння Ейлера-Лагранжа для функціоналу (2) мають вигляд (1).

Обчисливши першу варіацію $\delta\Pi$ функціоналу (2) і прирівнявши її до нуля, одержимо натуральні граничні умови для загального випадку закріплення нижнього кінця бурильної колони

$$\left. \begin{aligned}
 EIw'''(0) + \frac{i}{2} M_0 w''(0) + (P_0 + p_0 S_0) w'(0) + \\
 + \mu_1 w(0) = 0, \\
 EIw''(0) - \frac{i}{2} M_0 w'(0) + \mu_2 w(0) = 0.
 \end{aligned} \right\} (3)$$

Зупинимось на частинних випадках умов (3).

При виконанні різноманітних технологічних операцій (опускання обсадних колон, “хвостовиків”, “голого кінця”) нижню опору слід вважати вільною ($\mu_1 = 0, \mu_2 = 0$)

$$\left. \begin{aligned}
 EIw'''(0) + \frac{i}{2} M_0 w''(0) + (P_0 + p_0 S_0) w'(0) = 0, \\
 EIw''(0) - \frac{i}{2} M_0 w'(0) = 0.
 \end{aligned} \right\} (4)$$

Для пружнопертого нижнього кінця ($\mu_1 > 0, \mu_2 = 0$) будемо мати

$$\left. \begin{aligned}
 EIw'''(0) + \frac{i}{2} M_0 w''(0) + (P_0 + p_0 S_0) w'(0) + \\
 + \mu_1 w(0) = 0, \\
 EIw''(0) - \frac{i}{2} M_0 w'(0) = 0,
 \end{aligned} \right\} (5)$$

а для пружньозащемленого, що може переміщуватись в осьовому напрямі ($\mu_1 = 0, \mu_2 > 0$)

$$\left. \begin{aligned}
 EIw'''(0) + \frac{i}{2} M_0 w''(0) + (P_0 + p_0 S_0) w'(0) = 0, \\
 EIw''(0) - \frac{i}{2} M_0 w'(0) + \mu_2 w(0) = 0.
 \end{aligned} \right\} (6)$$

При жорсткому закріпленні низу ($\mu_1 = \infty, \mu_2 = \infty$) одержимо

$$w'(0) = 0, \quad w(0) = 0. \quad (7)$$

Перша з умов (7) відображає те, що при $z = 0$ пружна лінія і дотична до неї співпадають, а друга – що низ компоновки не має прогинів.

Оскільки умови закріплення верхнього кінця колони майже не позначаються на величинах критичних параметрів (особливо для колон значної довжини), то з високою для інженерних розрахунків точністю верх можна прийняти шарнірно опертим

$$w(l) = 0, \quad EIw''(l) - \frac{i}{2} M_0 w'(l) = 0. \quad (8)$$

У випадку багаторозмірної колони в місцях переходу ($z = l_k, k = 1, l-1$) від труб одного типорозміру до іншого прирівнюємо прогини, кути згину, згинаючі моменти і поперечні сили

$$\left. \begin{aligned}
 w_k(l_k) = w_{k+1}(l_k); \quad w'_k(l_k) = w'_{k+1}(l_k), \\
 E_k I_k w''_k(l_k) = E_{k+1} I_{k+1} w''_{k+1}(l_k); \\
 E_k I_k w'''_k(l_k) = E_{k+1} I_{k+1} w'''_{k+1}(l_k).
 \end{aligned} \right\} (9)$$

Сукупність диференціального рівняння (1) та граничних умов (3), (8), (9) і визначає загальну задачу стійкості бурильної колони, розв'язок якої наведено в роботі [1].

Оцінимо вплив основних факторів на критичні значення осьової сили на долото та кутові швидкості обертання ротора для трьох типових компоновок (таблиця 2). Втрати тиску в елементах обв'язки компоновок наведені для промивальної рідини густиною 1200 кг/м³. Площу S_0 вихідних отворів долота брали рівно $2,85 \cdot 10^{-4}$ м², що відповідає трьом гідромоніторним насадкам діаметром 11 мм.

Критичні значення першого порядку навантажень на долото та кутових швидкостей обертання ротора для прийнятих компоновок при

Таблиця 2 — Компоновки, режимні параметри та втрати тиску в елементах об'язки бурильних колон

| № п/п | Компоновка | ω, c^{-1} | $Q, m^3/c$ | p_0, MPa | $\Delta_{OBT}, Pa/m$ | $\Delta_{2OBT}, Pa/m$ | $\Delta_{1CBT}, Pa/m$ | $\Delta_{2CBT}, Pa/m$ |
|-------|--|------------------|------------|------------|----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| 1. | Долото Ш-215,9; ОБТ 178x90-206м, СБТ 114x9-3000м | $\frac{\pi}{6}$ | 0,030 | 7,8 | 3120 | 3240 | 2304 | 348 |
| 2. | Долото Ш-295,3; ОБТ 203x80-160м, СБТ 127x10- 3040м | $\frac{\pi}{6}$ | 0,030 | 7,8 | 5760 | 120 | 1332 | 348 |
| 3. | Долото Ш-295,3; ОБТ 229x90-140м, СБТ 140x10-3060м | $\frac{\pi}{6}$ | 0,035 | 10,68 | 4320 | 240 | 828 | 120 |

Таблиця 3 — Критичні значення першого порядку осевих навантажень на долото

| № п/п | Витрата рідини $Q, m^3/c$ | Критичні навантаження на долото, кН | | | | | | | |
|-------|---------------------------|-------------------------------------|------------|-----------------------------------|------------|-----------------------------------|------------|-----------------------------------|------------|
| | | $\omega_0 = 0 c^{-1}$ | | $\omega_0 = \frac{\pi}{6} c^{-1}$ | | $\omega_0 = \frac{\pi}{3} c^{-1}$ | | $\omega_0 = \frac{\pi}{2} c^{-1}$ | |
| | | $P_{кр}^H$ | $P_{кр}^6$ | $P_{кр}^H$ | $P_{кр}^6$ | $P_{кр}^H$ | $P_{кр}^6$ | $P_{кр}^H$ | $P_{кр}^6$ |
| 1. | 0,000 | 38,06 | 77,92 | 28,07 | 73,04 | — | 58,40 | — | 34,00 |
| | 0,015 | 37,15 | 76,69 | 27,08 | 71,77 | — | 57,01 | — | 32,42 |
| | 0,025 | 35,61 | 74,69 | 25,42 | 69,71 | — | 54,78 | — | 29,90 |
| | 0,035 | 33,27 | 71,65 | 22,90 | 66,58 | — | 51,38 | — | 26,05 |
| 2. | 0,000 | 54,30 | 111,0 | 36,14 | 102,1 | — | 75,41 | — | 30,96 |
| | 0,015 | 53,46 | 109,9 | 35,42 | 100,9 | — | 74,16 | — | 29,53 |
| | 0,025 | 52,10 | 108,2 | 33,77 | 99,27 | — | 72,36 | — | 27,51 |
| | 0,035 | 49,95 | 105,6 | 31,46 | 96,54 | — | 69,38 | — | 24,31 |
| 3. | 0,000 | 79,86 | 163,0 | 54,45 | 150,6 | — | 113,3 | — | 51,07 |
| | 0,015 | 79,07 | 162,1 | 53,61 | 149,6 | — | 112,2 | — | 49,84 |
| | 0,025 | 77,74 | 160,5 | 52,20 | 148,0 | — | 110,4 | — | 47,89 |
| | 0,035 | 75,80 | 158,2 | 50,17 | 145,7 | — | 108,0 | — | 45,22 |

Таблиця 4 — Критичні значення першого порядку кутових швидкостей обертання ротора

| № п/п | Витрата рідини $Q, m^3/c$ | Критичні кутові швидкості ротора, c^{-1} | | | | | | | |
|-------|---------------------------|--|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | | $P_0 = 0 кН$ | | $P_0 = 50кН$ | | $P_0 = 100кН$ | | $P_0 = 150кН$ | |
| | | $\omega_{кр}^H$ | $\omega_{кр}^6$ | $\omega_{кр}^H$ | $\omega_{кр}^6$ | $\omega_{кр}^H$ | $\omega_{кр}^6$ | $\omega_{кр}^H$ | $\omega_{кр}^6$ |
| 1. | 0,000 | 1,020 | 2,089 | — | 1,635 | — | — | — | — |
| | 0,015 | 1,004 | 2,064 | — | 1,608 | — | — | — | — |
| | 0,025 | 0,977 | 2,025 | — | 1,563 | — | — | — | — |
| | 0,035 | 0,936 | 1,965 | — | 1,495 | — | — | — | — |
| 2. | 0,000 | 0,905 | 1,849 | 0,255 | 1,371 | — | 0,581 | — | — |
| | 0,015 | 0,896 | 1,836 | 0,228 | 1,365 | — | 0,550 | — | — |
| | 0,025 | 0,882 | 1,818 | 0,177 | 1,334 | — | 0,502 | — | — |
| | 0,035 | 0,860 | 1,787 | — | 1,297 | — | 0,411 | — | — |
| 3. | 0,000 | 0,928 | 1,895 | 0,557 | 1,578 | — | 1,178 | — | 0,536 |
| | 0,015 | 0,922 | 1,887 | 0,559 | 1,569 | — | 1,168 | — | 0,515 |
| | 0,025 | 0,913 | 1,874 | 0,545 | 1,555 | — | 1,151 | — | 0,479 |
| | 0,035 | 0,900 | 1,858 | 0,525 | 1,536 | — | 1,127 | — | 0,424 |

різних поєднаннях режимних параметрів наведені в табл. 3, 4. Першими вказані нижні значення $P_{кр}^H, \omega_{кр}^H$, що відповідають шарнірному закріпленню низу колони, а другими – верхні

значення $P_{кр}^6, \omega_{кр}^6$, що мають місце при жорсткому закріпленні низу. Реальні критичні величини знаходяться між цими значеннями і визначаються натуральними граничними умовами (3). Прочерки в табл. 3, 4 свідчать, що колона

вже втратила прямолінійну рівноважну форму у першому випадку за рахунок інерційної складової від обертання компоновки ротором, а у другому – за рахунок осевого навантаження на долото.

Зміна витрати промивальної рідини Q та зв'язаних з нею втрат тиску, крутного моменту M_0 і коефіцієнтів μ_1, μ_2 менш відчутно впливають на критичні величини характеристик механічної системи, але при певних поєднаннях режимних параметрів можуть стати причиною втрати бурильною колоною рівноважної форми.

Загальна задача стійкості у пропонованій постановці дозволяє визначати не тільки критичні значення параметрів (в першу чергу осевого навантаження на долото, а також кутової швидкості обертання ротора ω_0 , крутного моменту M_0 , витрати промивальної рідини Q і т.д.), але й оцінити вплив конструкції породоруйнівного інструменту на критичне значення того чи іншого параметра.

Розглянемо для прикладу модифіковане долото конструкції Є.І.Крижанівського та І.В.Воевідка, шарошки якого виконані у вигляді озброєних зубками увігнутих сферичних поверхонь радіуса r (рис. 1). Запропонований породоруйнівний інструмент характеризується більш високою опорноцентрувальною здатністю, що дає можливість формувати прямолінійний стовбур свердловини при бурінні у складних геологічних умовах. Зрозуміло, що при однакових діаметрах параметри M_0, μ_1, μ_2 для такого долота будуть іншими порівняно з серійними шарошковими долотами.

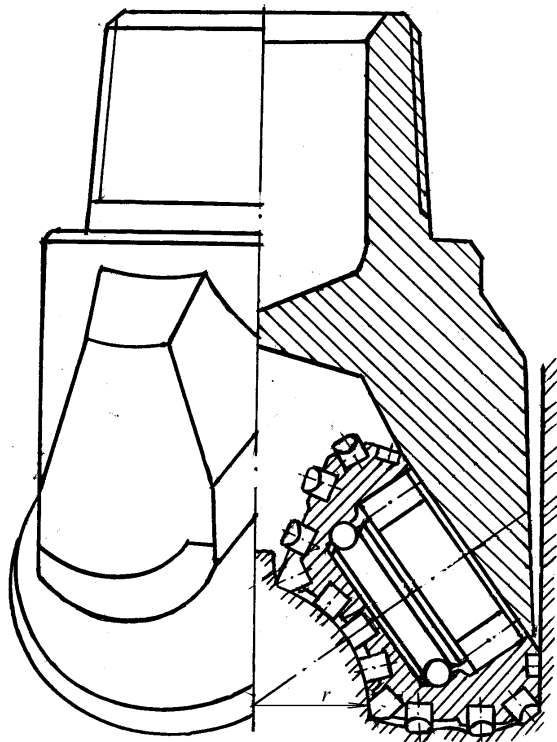


Рисунок 1 – Модифіковане шарошкове долото

Для оцінки вищезгаданих величин складемо відповідні співвідношення, вважаючи момент опору пропорційним площі вибою

$$M - \pi R^2, \quad M_0^* - \pi(R^2 + r^2),$$

$$M_0^* = M_0 \frac{R^2 + r^2}{R^2}; \quad (10)$$

коефіцієнт μ_1 пропорційним площі контакту бокової поверхні долота (для модифікованого інструменту з урахуванням внутрішньої півсфери) з породою

$$\mu_1 - \pi Rh, \quad \mu_1^* - \pi(Rh + r^2),$$

$$\mu_1^* = \mu_1 \frac{Rh + r^2}{Rh}; \quad (11)$$

коефіцієнт защемлення μ_2 пропорційний проекції на вертикальну площину площі контакту бокової поверхні долота (для модифікованого інструменту з урахуванням півсфери) з породою

$$\mu - \pi Rh, \quad \mu_2^* - 2Rh + 0,5\pi r^2,$$

$$\mu_2^* = \mu_2 \frac{2Rh + 0,5\pi r^2}{2Rh}. \quad (12)$$

У (10)–(12) M_0^*, μ_1^*, μ_2^* відповідні параметри модифікованого долота; R, h – радіус та висота зворотного конуса долота, r – радіус півсфери.

Залежності критичної осевої сили першого порядку $F_{кр}$ від крутного моменту M_0 та коефіцієнта μ визначаються зі співвідношень [1-3]

$$\frac{q^0}{g} \omega^2 \frac{m^4}{EI} + 1,0188 \left[\left(\frac{M_0 \cdot m}{2EI} \right)^2 + \frac{m^2}{EI} \right] \times$$

$$\times \left(F_{кр} + p_0 S_0 + \frac{q_1}{g} \Delta_1 S_1 + \frac{q_2}{g} \Delta_2 S_2 \right) = (1,0188)^2;$$

$$\frac{\mu_1}{EI} \left[\operatorname{tg} \left(\frac{3}{2} \lambda^2 + \frac{\pi}{4} \right) - \frac{5}{72} \right] = \sqrt{\lambda} \left[\frac{7}{48} \lambda^{-\frac{3}{2}} \operatorname{tg} \left(\lambda^2 + \frac{\pi}{4} \right) - 1 \right],$$

де

$$m = \sqrt[3]{\frac{EI}{q^0}}, \quad \lambda = \left(\frac{EI}{q^0} \right)^{\frac{2}{3}} \left[\frac{F_{кр} + p_0 S_0}{EI} + \left(\frac{M_0}{2EI} \right)^2 \right].$$

Серед M_0, μ_1, μ_2 найбільш суттєвий вплив на критичні значення осевої сили має параметр μ_2 . На рис. 2 наведені графіки залежності критичних зусиль першого порядку від коефіцієнта защемлення. Він приймає від'ємні значення, оскільки рівний реактивному моменту на нижній опорі при куті повороту рівному одиниці. Згадані графіки можуть служити прикладом номограм для оцінки впливу тієї чи

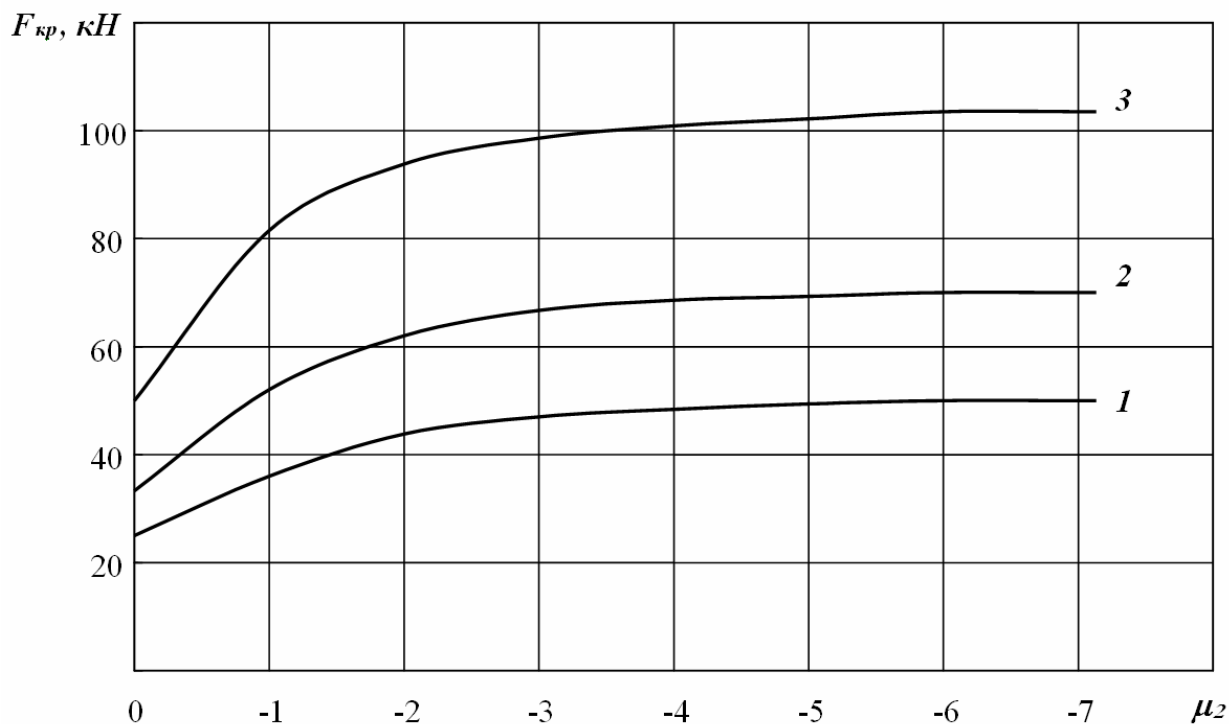


Рисунок 2 — Залежність критичних зусиль першого порядку від коефіцієнта защемлення μ_2 низу бурильної колони: 1,2,3 – номер компоновки.

іншої конструкції долота на критичні параметри механічної системи.

Аналіз свідчить, що момент M_0^* призводить до зменшення критичної осьової сили $F_{кр}$ першого порядку, а коефіцієнти μ_1^* , μ_2^* до її збільшення. При цьому сумарний вплив двох останніх суттєво перевищує вплив крутного моменту M^* , що сприяє підвищенню опорно-центрувальної здатності породоруйнівного інструменту у порівнянні з відповідним серійним шаршковим долотом.

Література

1. Мойсшин В.М. Основи механіки бурильної колони при поглибленні свердловин роторним способом: Дис. ... докт. техн. наук. – Івано-Франківськ, 1996. – 498 с.
2. Григулецкий В.Г. Оптимальное управление при бурении скважин. – М.: Недра, 1988. – 229 с.
3. Григулецкий В.Г., Лукьянов В.Т. Проектирование компоновок нижней части бурильной колонны. – М.: Недра, 1990. – 302 с.