

К. Г. Левчук

ПРОЦЕС РУЙНУВАННЯ НЕГОЛОНОМНИХ В'ЯЗЕЙ ПРИХОПЛЕНОЇ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ МЕТОДОМ ПОПЕРЕЧНИХ ВІБРАЦІЙ

Запропоновано дискретно-континуальну математичну модель процесу звільнення прихопленої бурильної колони, що враховує динамічне збурення, пружну деформацію вільної частини компоновки бурильних труб, формування навантаження на прихоплену зону та динаміку прихопленої компоновки бурильних труб. Модель складено у випадку розміщення вібраційного механізму поблизу зони прихоплення бурової колони для збурення поперечних вібрацій. Задачу вивільнення бурильної колони розв'язано з урахуванням зовнішньої сили, згенерованої вібратором, і сил опору прихопленої труби, викликаних тиском на неї гірської породи. В основу запропонованого методу покладено рівняння поздовжніх і згинальних коливань пружного стрижня — диференціальні рівняння гіперболічного типу в частинних похідних з двома незалежними змінними, а також молекулярно-механічну теорію тертя. У процесі розв'язання систему диференціальних рівнянь зведено до задачі Штурма-Ліувілля з крайовими умовами I та II роду з наступним застосуванням методу Фур'є. Одержано формули для визначення тиску породи на бурильну трубу для різноманітних видів прихоплень. Сформульовано рекомендації щодо зменшення коефіцієнта тертя за рахунок використання вібропристроїв. У підсумку отримано залежності, які дозволяють, скориставшись результатами геофізичних досліджень у свердловині, оцінити ефективність застосування вібраційних пристроїв для ліквідації аварій при бурінні, не порушивши міцності труб. Проведено аналіз впливу низькочастотних коливань на коефіцієнт тертя бурильних труб об стінку свердловини при збуренні поперечних вібрацій. Надано рекомендації щодо підбору частоти й амплітуди збурювальної сили, що дозволить вивільнити прихоплену колону труб і запобігти їх руйнуванню.

Ключові слова: хвильове рівняння, ліквідація прихоплень, вібратор, сили прихоплення, згинальні коливання, свердловинний осцилятор.

1. Вступ

Не зважаючи на те, що вібраційні методи ліквідації прихоплень бурильного інструменту відносять до пріоритетних напрямів, вони залишаються маловивченими. Широке використання вібропристроїв зумовлено простотою конструкції та можливістю багаторазового і довготривалого використання. Однак процеси, що виникають у бурильній колоні (БК) та зоні прихоплення, надто складні, тому більшість наукових досліджень обмежуються експериментальними роботами і натурними випробуваннями. Численні випробування, проведені на бурових свердловинах [1] і сваях, занурених у ґрунт [2, 3], з метою вивчення впливу вібрацій на величину сил опору є важливим підґрунтям для створення теорії використання вібраційних методів для вивільнення прихопленої БК. Одним із методів теоретичного обґрунтування рекомендацій, спрямованих на ліквідацію прихоплень БК, залишається математичне моделювання.

З розвитком сучасної комп'ютерної техніки стає можливим створені складні математичні моделі підняти на якісно вищий рівень, що дозволяє достатньо точно описувати динамічні процеси, які відбуваються в нафтових і газових свердловинах [4]. Пружні сили, що виникають внаслідок деформації труб БК, тиск породи на бурильні труби та величина коефіцієнту опору є основними параметрами, що визначають сили, які необхідно подолати за допомогою віброприладу.

Задачами динаміки бурильної колони займалися наступні вчені: В. П. Балицький, П. В. Балицький, В. І. Векерик, Г. Вудс, С. В. Гошовський, І. Л. Гурєєв, Д. В. Дейрінг, Ф. Дейлі, А. Г. Калінін, З. Г. Керімов, В. Є. Копилов, М. А. Мислюк, В. М. Мойсишин, П. І. Огородніков, Р. Х. Санніков, Б. З. Султанов, Є. К. Юнін, В. Г. Ясов та інші [5].

Вібраційні пристрої нерідко використовують для інтенсифікації технологічних процесів у різних інженерних конструкціях. Експериментальні випробування резонансних явищ, проведені Р. Ш. Абієвим, Б. Г. Новіцьким, Р. А. Татевосяном, Я. Е. Українським і В. Н. Челомеем, показали, що низькочастотні коливання дозволяють швидко перетворити сухе тертя у в'язке [6]. Роботу вібраторів у бурильній колоні висвітлено у роботах Л. Б. Хузїної, А. Ф. Шайхутдинова [7]. Проблема виникнення і дослідження сил тертя між трубами та стінками свердловини займався М. М. Александров, який вважав, що взаємодія у вертикальних свердловинах відбувається по замкам, а у горизонтальних – по тілу труби. Дослідження, подані у роботах З. С. Луцького показали, що коефіцієнт тертя для різних видів порід і типу промивальної рідини знаходяться в межах 0,121–0,315. Д. Д. Баркан і Н. А. Преображенська показали, що використання віброзбурювачів при правильному виборі частоти й амплітуди вібратора сили тертя і опору, що діють на зовнішню поверхню бурильної труби, вдається зменшити в 10–15 разів [8]. Вивченням механізму виникнення сил тертя, що описуються системами нелінійних диференціальних рівнянь, займалися М. А. Галахов і П. П. Усов.

Не зважаючи на те, що велику увагу дослідників було спрямовано на з'ясування механізму, причин виникнення, попередження та ліквідації прихоплень БК, досі не розроблено цілісної динамічної моделі. У поданій роботі запропоновано таку математичну модель, що охоплює процес від динамічного збурення бурильної колони до вивільнення прихопленої зони. Механічна система містить талеву систему, вільну та прихоплену компоновку бурильних труб ділянки бурильної колони, вібратор.

У даній статті пропонується аналітично подати і обґрунтувати процес вивільнення бурильного інструменту за допомогою вібраційного методу, використавши хвильову теорію поздовжніх і згинальних коливань БК та теорію тертя.

2. Математична модель прихопленої бурильної колони з осцилятором

Поздовжні коливання бурильних труб

Розрахункову схему бурильної колони з вібратором для складання математичної моделі представляємо як дискретно-континуальну на рис. 1, а. Умовно розділимо її на три секції: першу загальною довжиною l_1 , м; другу — вільну частину обважнених бурильних труб (ОБТ), кінець якої є головою прихопленої частини обважнених бурильних труб довжиною l_2 , м; третю – прихоплену частину ОБТ довжиною l_3 , м. Позначаємо густину промивальної рідини $\rho_{\text{рід}}$, кг/м³; а матеріалу, з якого виготовлено труби, ρ , кг/м³; зовнішній та внутрішній діаметри бурильних труб першої секції й обважнених бурильних труб D_i , м і d_i , м ($i = 1-3$) відповідно; модуль пружності матеріалу труб E , Н/м².

Поздовжні коливання $u_i(x_i, t)$ першої та другої секцій бурильної колони як частин підвішеного стрижня описуємо хвильовими рівняннями другого порядку:

$$\ddot{u}_i(x_i, t) + 2h_i \dot{u}_i(x_i, t) - a_i^2 u_i''(x_i, t) = g, \quad i = 1, 2, \quad (1)$$

де $\ddot{u}_i(x_i, t) = \partial^2 u_i(x_i, t) / \partial t^2$; $\dot{u}_i(x_i, t) = \partial u_i(x_i, t) / \partial t$; $u_i''(x_i, t) = \partial^2 u_i(x_i, t) / \partial x_i^2$; $h_i = \alpha_i / 2l_i (\rho F_i + \rho_{\text{рід}} F_{\text{кані}})$ — зведений коефіцієнт в'язкого опору (α_i — коефіцієнт взаємодії промивальної рідини з бурильними трубами, с⁻¹; F_i , $F_{\text{кані}}$ — площа поперечного перерізу труби і внутрішнього каналу труби відповідно, м², зокрема для

циліндричної труби $F_i = \pi(D_i^2 - d_i^2)/4$, $F_{\text{кані}} = \pi d_i^2/4$; $a_i = \sqrt{EF_i/(\rho F_i + \rho_{\text{рід}} F_{\text{кані}})}$ — швидкість розповсюдження поздовжньої хвилі, м/с; g — прискорення вільного падіння, м/с², t — поточний час, с.

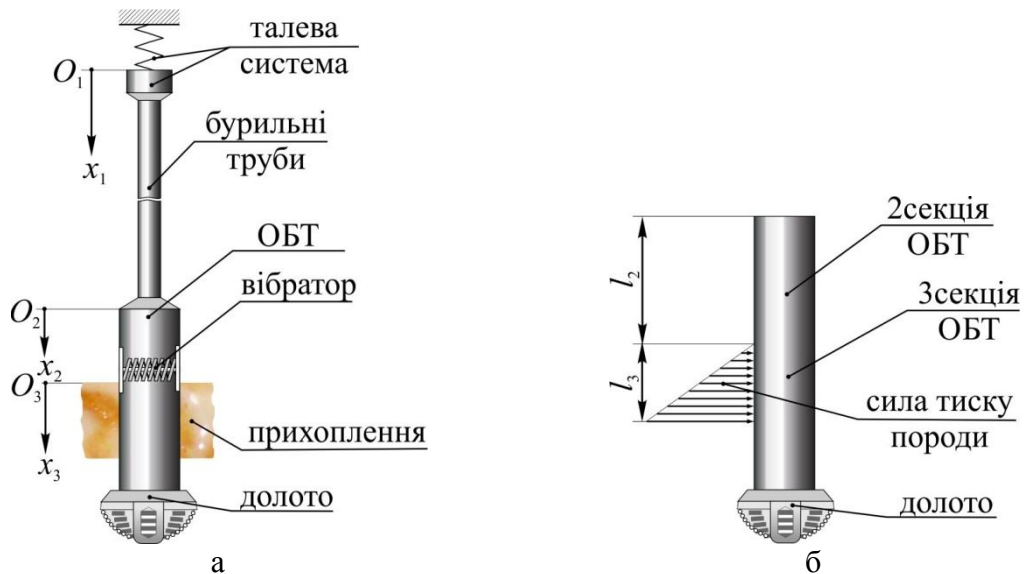


Рис. 1. Бурильна колона: а — розрахункова схема; б — прихоплені секції.
Fig. 1. Drill string: а — schematic diagram, б — sticking part.

Поздовжні коливання $u_3(x_3, t)$ прихопленої ділянки ОБТ описуємо хвильовим рівнянням з урахуванням сил тертя на боковій поверхні (рис. 1, б), що змодельовані за Фойгом з елементів Сен-Венана і Ньютона — модель Шведова–Бінгама:

$$\ddot{u}_3(x_3, t) + 2h_3 \dot{u}_3(x_3, t) - a_2^2 u_3''(x_3, t) = g - f \mu_{\text{пор}} x_3^2 \text{sign}[\dot{u}_3(x_3, t)], \quad (2)$$

де f — коефіцієнт тертя; $\mu_{\text{пор}} = \mu_0 / (\rho F_2 + \rho_{\text{рід}} F_{\text{кан2}}) l_3$ — зведений коефіцієнт тертя труби об стінку свердловини, $\mu_0 = \rho L t g^2 (45^\circ - \beta/2) g/2$ (L — периметр прихопленої труби, м, зокрема для циліндричної $L = \pi D_2$; β — кут внутрішнього тертя породи).

До динамічних рівнянь руху (1), (2) бурильної колони в напрямі свердловини приєднуємо крайові умови [9]:

$$\begin{aligned} EF_1 u_1'(0, t) + m_0 g = c_0 u_1(0, t) + m_0 \ddot{u}_1(0, t); \quad u_1(l_1, t) = u_2(0, t); \quad u_2(l_2, t) = u_3(0, t); \\ EF_1 u_1'(l_1, t) = EF_2 u_2'(0, t) + q(F_2 - F_1) g l_1; \quad u_2'(l_2, t) = u_3'(0, t), \quad u_3(l_3, t) = -q F_2 g (l_1 + l_2 + l_3), \end{aligned} \quad (3)$$

де m_0 і c_0 — маса, кг і жорсткість, Н/м рухомих частин талевої системи; q — густина промивальної рідини, кг/м³.

Поперечні коливання бурильної колони

Динаміку поперечних коливань $w_i(x_i, t)$ секцій БК моделюємо також згідно теорії стиснуто-скручених стрижнів, що описуються хвильовими рівняннями гіперболічного типу четвертого порядку:

$$\begin{aligned} b_i^2 w_i^{IV}(x_i, t) - a_i^2 \partial(u_i'(x_i, t) w_i'(x_i, t)) / \partial x_i + \ddot{w}_i(x_i, t) = 0, \quad i = 1, 2; \\ b_2^2 w_3^{IV}(x_3, t) - a_2^2 \partial(u_3'(x_3, t) w_3'(x_3, t)) / \partial x_3 + \ddot{w}_3(x_3, t) = -\mu_{\text{пор}} x_3^2, \end{aligned} \quad (4)$$

де $b_i = \sqrt{EJ_i/(\rho F_i + \rho_{\text{рід}} F_{\text{кані}})}$, м²/с (J_i — осьовий момент інерції перерізів бурильної труби, м⁴, зокрема для циліндричної труби $J = \pi(D_2^4 - d_2^4)/64$; $w_i^{IV}(x_i, t) = \partial^4 w_i(x_i, t) / \partial x_i^4$; $u_i'(x_i, t) = \partial u_i(x_i, t) / \partial x_i$; $w_i'(x_i, t) = \partial w_i(x_i, t) / \partial x_i$; $\ddot{w}_i(x_i, t) = \partial^2 w_i(x_i, t) / \partial t^2$. Важливо зазначити, що пружні осьові деформації ОБТ $u_i(x_i, t)$

безпосередньо впливають на згинальні рухи обважнених бурильних труб.

Далі складаємо крайові умови для поперечних коливань (4) всіх секцій бурильної колони. Верхній кінець БК у поперечному напрямі нерухомий, тому поперечні переміщення і кут повороту [10] дорівнюють нулю: $w_1(0, t) = w_1'(0, t) = 0$. Разом з тим, на стику секцій БК переміщення, кути повороту, сили і моменти однакові:

$$\begin{aligned} w_1(l_1, t) = w_2(0, t), \quad w_2(l_2, t) = w_3(0, t), \quad w_1'(l_1, t) = w_2'(0, t), \quad w_2'(l_2, t) = w_3'(0, t), \\ J_1 w_1''(l_1, t) = J_2 w_2''(0, t), \quad w_2''(l_2, t) = w_3''(0, t), \quad J_1 w_1'''(l_1, t) = J_2 w_2'''(0, t). \end{aligned} \quad (5)$$

Оскільки на верхньому кінці прихопленої частини ОБТ знаходиться осцилятор, а нижній кінець вільний, то:

$$w_3''(l_3, t) = w_3'''(l_3, t) = 0, \quad EJ_2 [w_3'''(0, t) - w_2'''(l_2, t)] = P(t), \quad (6)$$

де $P(t)$ — збурювальна сила, Н.

У положенні статичної рівноваги швидкості у поточних перерізах бурильної колони дорівнюють нулю: $\dot{w}_i(x_i, 0) = \dot{w}_i(x_i, 0) = 0$, $i = 1-3$, а початкові переміщення знаходимо зі статичних рівнянь рівноваги бурильної колони.

Оскільки динамічні рівняння руху (1), (2) і (4) та крайова умова (6) неоднорідні, то закони руху перерізів БК містять три складові — статичну (стаціонарний розв'язок), додаткову складову вимушених коливань і динамічну (вільні й вимушені коливання). Для знаходження нетривіального розв'язку системи однорідних рівнянь, що відповідають отриманій системі диференціальних рівнянь, скористаємось методом Фур'є. Відповідно закони руху перерізів БК подаємо у вигляді:

$$w_i(x_i, t) = X_i(x_i)T_i(t), \quad w_l(x_i, t) = Y_i(x_i)T_i(t), \quad i = 1-3. \quad (7)$$

де $X_i(x_i)$, $Y_i(x_i)$ — власні форми поздовжніх та поперечних коливань поточних перерізів бурильних труб, $T_1(t)$, $T_2(t)$ — функції часу. За допомогою рівностей (7) і однорідних крайових умов, які відповідають неоднорідним умовам (3), (5) і (6), отримуємо задачу Штурма-Ліувілля. Частотні рівняння бурильної колони визначають повний спектр p_{1k} власних поздовжніх коливань і p_{2k} власних поперечних коливань БК.

Поперечні коливання прихоплених бурильних труб

Закон поперечних рухів прихоплених бурильних труб відповідно до записаних крайових умов (5) і (6), стаціонарних розв'язків, початкових умов і власних частот набуває вигляду:

$$\begin{aligned} w_3(x_3, t) = a_{03} + a_{13}x_3 + a_{23}x_3^2 + a_{33}x_3^3 + a_{43}x_3^6 + \\ + (l_1 + l_2)[2(l_1^2 - 5l_1l_2 + l_2^2) + 3(l_1 + l_2)x_3]P(t)/6EJ_1 + \\ + \sum_{k=1}^{\infty} Y_{3k}(x_3)[B1_{3k} \sin p_{2k}^2 t + B2_{3k} \cos p_{2k}^2 t + C_{3k}(t)/(p_{2k}^4 - \omega^2)], \end{aligned} \quad (8)$$

де $a_{03} = -\mu_0 l_3^3 / 72b_2^2 [\eta l_1 (l_1(8l_1 + 12l_2 + 9l_3) + 6l_2(2l_1 + 4l_2 + 3l_3)) + l_2^2(8l_2 + 9l_3)]$,

$$a_{13} = -\mu_0 l_3^3 / 12\eta b_2^2 (4l_1 + 2l_2 + 3l_3), \quad a_{23} = \mu_0 l_3^4 / 8b_2^2, \quad a_{33} = -\mu_0 l_3^3 / 18b_2^2, \quad a_{43} = -\mu_0 / 360b_2^2,$$

$$Y_{3k}(x_3) = \text{sh } \omega_{3k} x_3 + C1_{3k} \text{ch } \omega_{3k} x_3 + C2_{3k} \sin \omega_{3k} x_3 + C3_{3k} \cos \omega_{3k} x_3, \quad \omega_{3k} = p_{2k} / \sqrt{b_2}.$$

Коефіцієнти a_{03} , a_{13} , a_{23} , a_{33} і a_{43} відповідають рівнянням статичної рівноваги, а $C_{3k}(t)$ визначаємо за теоремою Стєклова [11] шляхом розкладання за власними функціями:

$$C_{3k}(t) = \int_0^{l_3} q_3(x_3, t) Y_{3k}(x_3) dx_3 \Big/ \int_0^{l_3} Y_{3k}^2(x_3) dx_3, \quad (9)$$

де $q_3(x_3, t) = -[l_3(l_1^2 + 2l_1l_2 + \eta l_2^2 + (l_1 + \eta l_2)x_3 + \eta x_3^2) + \eta x_3^3 / 3] \ddot{P}(t) / 2EJ_1$.

Аналогічно сталі інтегрування $B1_{3k}$, $B2_{3k}$ визначають з початкових умов:

$$T_{3k}(0) = \int_0^{l_3} w_3(x_3, 0) Y_{3k}(x_3) dx_3 \Big/ \int_0^{l_3} Y_{3k}^2(x_3) dx_3, \quad \dot{T}_{3k}(0) = \int_0^{l_3} \dot{w}_3(x_3, 0) Y_{3k}(x_3) dx_3 \Big/ \int_0^{l_3} Y_{3k}^2(x_3) dx_3 = 0. \quad (10)$$

З отриманого розв'язку (10) випливає, що на вільні поперечні коливання перерізів бурильних труб накладаються додаткові вимушені та високочастотні вимушені коливання, внаслідок чого збурювальна сила, прикладена до прихопленої частини труби, буде вібрувати і збурені навантаження будуть плавно зростати з ростом середньої швидкості деформованої труби.

Таким чином, поздовжні та поперечні коливання бурильної колони супроводжуються збільшенням потенціальної енергії частини БК, що знаходиться вище зони прихоплення. Із збільшенням вимушених коливань потенціальна енергія перетворюється у кінетичну, що витрачається на вивільнення прихопленої БК. Чергування хвильових процесів у радіальній площині БК зумовлює зміну потенціальної енергії вільної частини БК, що збільшує тиск на гірську породу.

Процес звільнення прихоплених бурильних труб від неголономних в'язей, що обмежують їх переміщення

Наявні методи вивільнення БК, зокрема, із застосуванням дебалансних віброзбурювачів, що базуються на радіальних переміщеннях бурильних труб за рахунок обертання дебаланса у свердловині та циклічної зміни збурювального зусилля. Поперечна вібрація бурильної колони визначає створення тиску на гірський масив (рис. 2). Як наслідок, відбувається ущільнення пластичних і незв'язних порід, а також контактне руйнування міцних і монолітних порід. Це призводить до утворення і збільшення щілини між трубами й гірськими породами, що визначає зменшення сил опору.

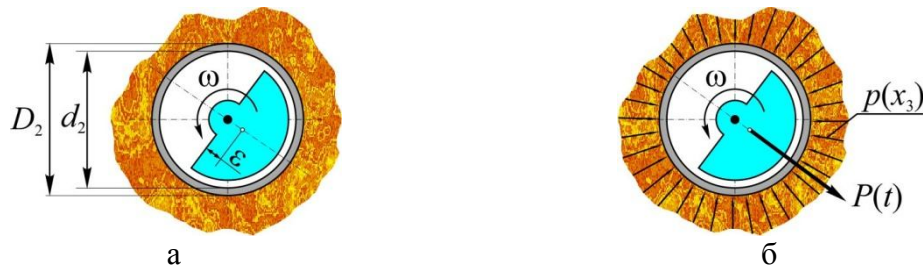


Рис. 2. Розрахункова схема дебалансного вібратора: а — кутова швидкість ω і ексцентриситет ε ; б — розподілена сила тиску породи $p(x_3)$ і збурювальна сила $P(t)$.

Fig. 2. Schematic diagram of the unbalanced vibrator: а — angular velocity ω and eccentricity ε ; б — the distributed pressure force of the $p(x_3)$ and the perturbing force $P(t)$.

Технічні характеристики електричних заглиблюваних дебалансних вібраторів, що здійснюють коливання з частотою 200 Гц, з вмонтованим електродвигуном та малими діаметрами наведено у табл. 1. Експериментальні роботи з вивчення ефективності дебалансного вібратора поперечної дії по вивільненню бурильних труб [12] показали, що у випадку його використання зусилля, яке необхідне для вивільнення БК, зменшується до 9,9 разів для суглинок, до 7,5 разів для щебеню та до 6,4 рази для супісків.

Параметри дебалансних вібраторів

Вібратор	Діаметр, мм	Довжина, мм	Ексцентриситет, мм	Маса, кг	Збурювальна сила, кН	Момент дебаланса, Н·м
ІВ-78	50	412	0,19	10	2,92	18,14
ІВ-102А	75	440	0,33	15	7,9	49,08
ІВ-95А	75	440	0,40	12,5	7,9	49,08

Для вивільнення буринних труб необхідно зрівноважити розподілене навантаження $p(x_3)$ на всій ділянці прихоплення, щоб здолати сили, породжені тиском породи на БК. Згідно елементарної теорії опору матеріалів для лінійно-деформованої колони труб зусилля повинно досягти рівня навантаження, викликаного розподіленим тиском породи на стінки труб:

$$EJ_2 w'''(x_3, t) \geq \mu_0 x_3^2. \quad (11)$$

Зазначимо, що під дією вібраційних процесів змінюється також коефіцієнт тертя f між породою і стінкою металевої труби внаслідок виникнення фізико-механічних або фізико-хімічних процесів. Зі збільшенням амплітуди $A = m_{\text{деб}} \omega^2 \varepsilon$ вібрації ($m_{\text{деб}}$ — маса дебаланса) крива $f(A)$ стає більш пологою. Тобто, при невеликих середніх швидкостях середня сила опору поводить себе як в'язке тертя, пропорційне швидкості, а у випадку зростання амплітуди досягнута «в'язкість» спадає. Такий ефект називають вібраційним згладжуванням або зрідженням сухого тертя під дією високочастотних вібрацій. Поява внаслідок вібрації ефекту тиксотропії знижує тиск породи на прихоплену трубу:

$$p(x_3) = \begin{cases} \mu_0 x_3^2 \left(1 - \sqrt{3kt/2\mu\beta_0 x_3^2}\right), & t < \mu\beta_0 x_3^2/6; \\ 0,5\mu_0 x_3^2 e^{0,5-3kt/\mu\beta_0 x_3^2}, & t \geq \mu\beta_0 x_3^2/6. \end{cases} \quad (12)$$

де k — коефіцієнт проникності породи, м^2 ; μ — динамічний коефіцієнта в'язкості, $\text{Па}\cdot\text{с}$; β — коефіцієнт, що характеризує розструктурування породи, $(\text{Па})^{-1}$.

Обираючи параметри вібрації: амплітуду і частоту, варто пам'ятати, що руйнування БК пов'язано із дією геологічних і технічних чинників таких, як напруження й деформації. Якщо напруження перевищить допустиму величину в одному із перерізів труби, то вона здеформується і це може призвести до аварії.

3. Результати

За допомогою комп'ютерного моделювання було розраховано спектр частот поперечних коливань (табл. 2) для компоновки буринної колони: $m_0 = 9855$ кг; $c_0 = 53$ МН/м; $E = 210$ ГПа; $D_1 = 127$ мм, $D_2 = 177,8$ мм, $d_1 = 107$ мм, $d_2 = 71,4$ мм; $\rho = 7800$ кг/м³; $l_1 = 1400$ м, $l_2 = 130$ м, $l_3 = 40$ м; $\alpha_1 = 48,4$ кг/с, $\alpha_2 = 380,4$ кг/с; $q = 1200$ кг/м³; $f = 0,3$.

Таблиця 2

Власні частоти поперечних коливань буринної колони

Частота	p_{21}	p_{22}	p_{23}	p_{24}	p_{25}	p_{26}	p_{27}	p_{28}	p_{29}	p_{210}
Гц	0,0015	0,005	0,010	0,017	0,026	0,036	0,048	0,063	0,078	0,096

Чисельні розрахунки згідно отриманому закону руху (8) показали, що вільні поперечні коливання БК складаються із сукупності некротних гармонік (табл. 2). Дослідженнями було підтверджено, що такі коливання мають малу амплітуду і до того ж швидко згасають (рис. 3, а) із збільшенням глибини прихоплення. Натомість вимушені коливання гармонійні, а їхня амплітуда зростає по всій глибині прихоплення

(рис. 3, б).

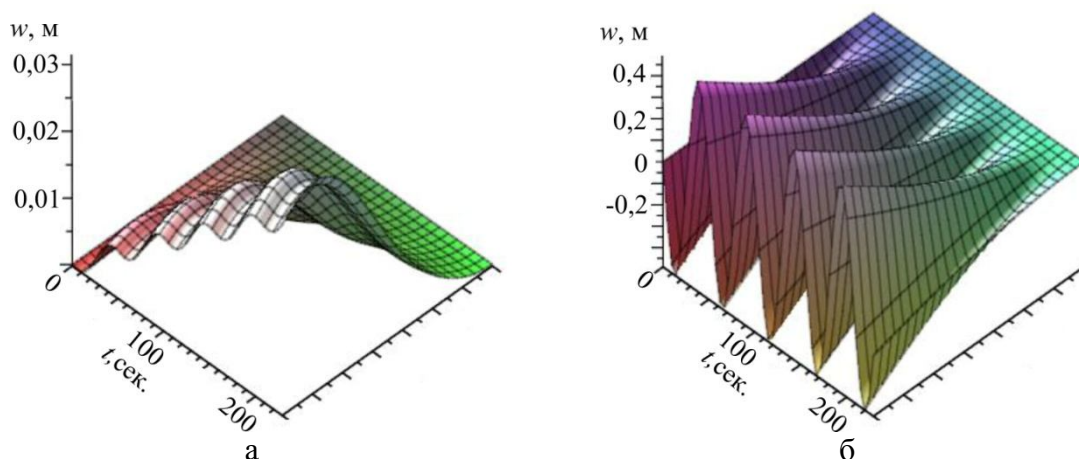


Рис. 3. Поперечні коливання в перерізах бурових труб: а — власні зі спектром частот p_{2k} ; б — вимушені (додаткова складова).

Fig. 3. Transverse oscillations in the sections of drill pipes: a — own with spectrum of frequencies p_{2k} ; б — forced (an additional component).

Змодельовані закони руху (8) вибраної компоновки БК показали, що збудювальна сила $P(t)$ збуджує низькочастотні гармонійні коливання по всій зоні прихоплення бурових труб (рис. 4), які підсилюються додатковою складовою (рис. 3, б).

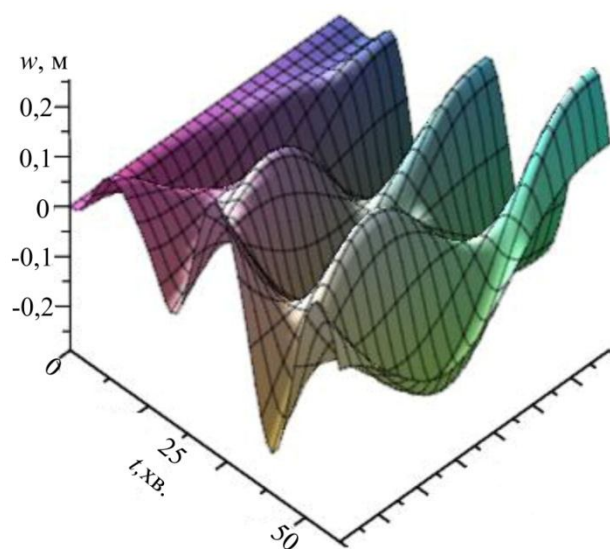


Рис. 4. Вібраційні сили в перерізах бурових металевих труб.

Fig. 4. Vibration forces in the sections of drill metal pipes.

4. Висновки

В основу запропонованого методу покладено хвильові рівняння гіперболічного типу другого і четвертого порядків. Складені системи диференціальних рівнянь розв'язано за допомогою методів Фур'є і Гальоркіна. Враховано вплив поперечних коливань БК на сили тиску гірської породи на стінки труб. У підсумку отримано динамічні умови для вивільнення прихоплених бурових труб. Обчислення запропоновано виконувати чисельними методами із застосуванням комп'ютерної техніки.

Практичні дослідження показали, якщо застосування осциляторів поздовжньої дії залишається досить ефективним при незначній довжині БК, то при глибокому бурінні

рекомендується використовувати осцилятори поперечної дії, які потрібно вмонтовувати в січеннях бурильної колони поблизу зони прихоплення бурильних труб, забезпечивши інтенсивну вібрацію.

Подяки

Автор статті висловлює щирі подяки д.т.н. Я. В. Кунцяку (ПрАТ «НДІКБ бурового інструменту», м. Київ), проф. В. І. Векерику і В. М. Мойсишину (Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу) за консультації з технічних питань буріння свердловин.

Список використаної літератури:

1. Васюк Б. Н. Усовершенствование технологии установки обсадных колонн в скважине / Б. Н. Васюк, С. В. Гошовский // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения. – 2011. – Вип. 14. – С. 93-97.
2. Рис В. В. Вплив вібрацій на сили прихоплення бурильних труб при ліквідації ускладнень / В. В. Рис // Прикарпат. вісн. НТШ. Сер. Число. – 2015. – Т. 29, № 1. – С. 263-274.
3. Савельев С. В. Исследование процесса вибрационного деформирования грунта / С. В. Савельев, Г. Г. Бурый // Вестник Иркутск. ГТУ. – 2013. – Т. 73, № 2. – С. 66-69.
4. Керимов З. Г. Динамические расчеты бурильной колонны / З. Г. Керимов. – М.: Недра, 1970. – 157 с.
5. Харченко Є. В. Експериментальні дослідження динаміки вивільнення прихопленої колони труб / Є. В. Харченко, А. В. Гутий, Я. В. Грень // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2008. – Вип. 42. – С. 128-133.
6. Хамитов Р. Н. Электромеханические элементы в виброударозащите крупногабаритных объектов / Р. Н. Хамитов, Г. С. Аверьянов, А. А. Перчун // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2013. – Т. 107, № 3. – С. 170-175.
7. Хузина Л. Б. О результатах экспериментальных и теоретических исследований компоновки со скважинным осциллятором / Л. Б. Хузина, А. Ф. Шайхутдинова // Учёные записки Альметьевского госуд. нефтяного ин-та. – 2016. – Т. XV. – С. 14-19.
8. Wojana D. Mechanical Models of Friction That Exhibit Hysteresis, Stick-Slip, and the Stribeck Effect: Thesis of Dissert. for Dr. Phil.: spec. Aerospace Eng. / D. Wojana. – The University of Michigan, USA, 2012. – 183 p.
9. Moisyshyn V. The Impact of Vibration Mechanism' Zone Installation on the Process of Retrieving Stuck Drill Pipes. / V. Moisyshyn, K. Levchuk // Mining of Mineral Deposits. – 2016. – Vol. 10, Iss. 3. – P. 65-76.
10. Гайдайчук В. В. Неголономна динаміка коливань кружляння колон глибокого буріння. / В. В. Гайдайчук, Л. В. Шевчук // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2014. – № 92. – С. 92-101.
11. Огородніков П. І. Вплив інтенсивності поперечних коливань на динамічний стан бурильної колони / П. І. Огородніков, В. М. Світлицький, О. О. Іванків, А. Я. Польовий // Нафтогазова галузь України. – 2016. – Т. 21, № 3. – С. 13-15.
12. Tang M. A new model for computing surge/swab pressure in horizontal wells and analysis of influencing factors / M. Tang, J. Xiong, S. He // J. Nat. Gas Sci. Eng. – 2014. – Iss. 19. – P. 337-343.

References

1. Vasyuk B. N., Hoshovsky S. V. (2011). Improvement of the technology of installing the casing in the well. *Porodorazrushayushchiy i metalloobrabatyvayushchiy instrument – tekhnika i tekhnologiya ego izgotovleniya i primeneniya (Rock Cutting and Metal Tool – Engineering and Technology its Manufacture and Use)*, 14, 93-97.
2. Rys V. V. (2015). The impact of vibration on the drill pipe forces freezing the liquidation of complications vibration breaker. *Prykarp. Visn. NTSh. Ser. Chyslo (Precarpathian Bulletin of the Shevchenko Sci. Soc.)*, 29(1), 263-274.
3. Savel'ev S. V. (2013). Studying soil vibration deformation. *Vestnik Irkutsk. GTU (Vestnik Irkutsk State Technical University)*, 73(2), 66-69.
4. Kerimov Z. G. (1970). *Dynamic calculations of a drill string*. Moscow: Nedra (in Rus.).
5. Harchenko Ye. V., Huty A. V., Hren' Ya. V. (2008). Experimental studies of the dynamics of the release sticking pipe string. *Avtomatyzatsiya vyrobnychkykh protsesiv u mashynobuduvanni ta prykladobuduvanni (Automation of Production Processes in Mechan. Eng. and Instrument)*, 42, 128-133.
6. Hamitov R. N., Aver'yanov, Perchun A. A. (2013). Elektromekhanicheskie elementy v vibroudaro-zashchite krupnogabaritnykh ob'ektov. *Omskiy nauchnyi vestnik. Ser. Pribory, vashyny i tekhnologii (J. Omsk Scientific Bulletin. Ser. Devices, Machines and Technologies)*, 107(3), 170-175.
7. Huzina L. B., Shayhutdinova A. F. (2016). On the results experimental and theoretical studies of bottom from the well oscillator. *Uchenye zapiski Al'met'evskogo gosud. neftyanogo instituta (Academic Notes Almetev State Oil Inst.)*, XV, 14-19.
8. Bojana D. (2012). *Mechanical Models of Friction That Exhibit Hysteresis, Stick-Slip, and the Stribeck Effect* (Thesis of PhD, The University of Michigan, USA).
9. Moisyshyn V., Levchuk K. (2016). The Impact of Vibration Mechanism' Zone Installation on the Process of Retrieving Stuck Drill Pipes. *Mining of Mineral Deposits*, 10(3), 65-76.
10. Haydaychuk V. V., Shevchuk L. V. (2014). Non-holonomic dynamics of whirling vibrations of deep drill columns. *Opir materialiv i teoriia sporud (Strength of Materials and Theory of Structures)*, 92, 92-101.
11. Ohorodnikov P. I., Svitlytskyi V. M., Ivankiv O. O., Poliovyi A. Ya. (2016). Influence of intensity of transverse vibrations on dynamic state of drill string. *Naftohazova haluz' Ukrayiny (Oil and Gas Industry of Ukraine)*, 21(3), 13-15.
12. Tang M., Xiong J., He S. (2014). A new model for computing surge/swab pressure in horizontal wells and analysis of influencing factors. *J. Nat. Gas Sci. Eng.*, (19), 337-343.

Summary. K. Levchuk. Destruction of Nonholonomic Constraints a Sticking Drill String by the Method of Transverse Vibrations. *The proposed discrete-continuum mathematical model for releasing the trapped drill string takes into account the dynamic excitation, the elastic deformation of the free part drilling pipe assembly, and the formation of loads on the grabbed zone, as well as the dynamics of the adhered arrangement drill pipes. The model is designed for the case of the location of the vibration mechanism near the drill rig's grappling area for transverse vibration excitation. The task of releasing the drill string is solved with account of the external force generated by the vibrator and the resistance forces of the captured pipe caused by the pressure on them of the rock. The basis of the proposed method is the equations of longitudinal and bending oscillations of an elastic rod — the differential equations of hyperbolic type in partial derivatives with two independent variables, as well as the molecular-mechanical theory of friction. In the process of solving the system of differential equations was reduced to the Sturm-Lowville problem with boundary*

conditions of the first and second kind with the subsequent application of the Fourier method. In the paper, formulas were obtained for determining the rock pressure per drill pipe for various types of stuck. Recommendations are formulated to reduce friction due to the use of vibration devices. As a result, dependencies were obtained, which allowed using the results of geophysical research in the well, to evaluate the effectiveness of the use of vibration devices for the elimination of accidents during drilling, without breaking the strength of the pipes. The author conducted an analysis of the influence of low frequency oscillations on the coefficient of friction of drill pipes on the wall of the well when disturbing transverse vibrations. The recommendations on the selection of frequency and amplitude of disturbing force that will free stuck pipe column and prevent their destruction.

Keywords: wave equation, elimination of stuck, vibrator, sticking forces, transverse oscillations, well oscillator.

Одержано редакцією 09.10.2017

Прийнято до друку 05.11.2017

УДК 539.219.3

PACS 66.30.-h6, 81.20.Ev

Я.Д. Король, Csaba Cserhati, Gergő Vecsei, В.М. Тютенко

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИВЧЕННЯ РОЗПАДУ СПЛАВІВ AL-ZN ПІД ВПЛИВОМ ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ І ДЕФОРМАЦІЇ

Методами рентгеноструктурного аналізу та електронної скануючої мікроскопії вивчено еволюцію фазового складу та морфології сплавів Al-Zn під дією пластичної деформації, тривалої витримки при кімнатній температурі та при охолодженні з різною швидкістю. Показано, що на певних стадіях природнього старіння та при певних швидкостях охолодження формується двофазний стан ГЦК-твердих розчинів на основі алюмінію, з різним вмістом цинку. Вивчено динаміку розпаду та результуючу морфологію сплавів Al-60(50)%Zn. Зафіксовано явище деформаційного розпаду цих сплавів при температурі 100С.

Ключові слова: сплав Al-Zn, твердий розчин, деформація, розпад, дифрактометрія, скануюча електронна мікроскопія.

1. Вступ

Постановка задач в даній роботі визначається як прикладними, так і фундаментальними чинниками.

З одного боку, сплави алюмінію з цинком, в тому числі леговані третім компонентом, широко використовуються у промисловості завдяки ряду технологічно цікавих особливостей, а при високих вмістах цинку проявляють здатність до