

## ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОЇ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ СПОСОБОМ ФРИКЦІЙНИХ АВТОКОЛИВАНЬ

К. Г. Левчук

Інститут металофізики ім. Г. В. Курдюмова НАН України;

03142, м. Київ, бул. Вернадського, 36, тел. (044) 4229551, e-mail: k.g.l.i.t.r.p.n.a.n@gmail.com

Описано механізм виникнення утримуючих бурильні труби труб, викликаних осаджуванням шлама, осипанням, обвалюванням, а також випинанням і плінністю пластичних порід, утворенням сальників. Розглянуто сучасні уявлення про сили тертя. Розроблено математичну модель фрикційних автоколиваний процесу вивільнення прихопленої бурильної колони. Обґрунтовано необхідність застосування методу вібраційного згладжування автоколиваний, що виникають у процесі ліквідації аварії. За допомогою складеної комп'ютерної програми проведено параметричні розрахунки зміни швидкостей вивільнення прихопленої бурильної труби. Проведено чисельні дослідження впливу швидкості талевого каната та частоти осцилятора на ефективність процесу ліквідації прихоплення.

Ключові слова: математична модель, сили тертя, фрикційні автоколивання, вібраційне згладжування, бурильна колона, прихоплена бурильна труба.

Описан механизм возникновения удерживающих бурильные трубы сил вследствие осаждения шлама, осыпания и обвала, а также выпинания и текучести пластических пород, образования сальников. Произведён обзор современных представлений о силах трения. Разработана математическая модель фрикционных автоколебаний процесса освобождения прихваченной бурильной колонны. Обоснована необходимость применения метода вибрационного сглаживания возникающих автоколебаний при ликвидации аварии. С помощью составленной компьютерной программы произведены параметрические расчёты изменения скоростей освобождения прихваченной бурильной трубы. Автор провела числовые исследования влияния скорости талевого каната и частоты осцилятора на эффективность процесса ликвидации прихвата.

Ключевые слова: математическая модель, силы трения, фрикционные автоколебания, вибрационное сглаживание, бурильная колона, прихваченная бурильная труба.

The mechanism of generation of forces, holding the drill pipes in case sludge sedimentation, caving in and collapse, as well as buckling and flow of plastic rocks, formation of oil seals was described. The modern ideas about friction forces were reviewed. A mathematical model of frictional self-oscillations for release a stuck drill string was developed. The necessity of application a vibration smoothing method of generating self-oscillations during emergency was substantiated. Using the computer program, parametric calculations of velocity change of the stuck drill pipe release were made. The author conducted numerical studies of the drilling line speed impact and oscillator frequency on the efficiency the sticking elimination process.

Key words: mathematical model, frictional forces, frictional self-oscillations, vibration smoothing, drill string, stuck drill pipe.

### Утримувальні сили бурильних труб, прихоплених породою

Проблема руху прихопленої бурильної колони (БК) під дією зовнішніх збурень і сил опору, що діють на труби, залишається недостатньо вивченою.

Сили опору в зоні прихоплення змінюють свої фізично-механічні або фізико-хімічні властивості під дією навантажень, сформованих зовнішніми чинниками. При цьому необхідно враховувати функціональну залежність коефіцієнта тертя від швидкості та сили тиску породи на стінки труб.

Фундаментальними дослідженнями механічних й абразивних властивостей гірських порід займались Л. А. Шрейнер [1, 2], питаннями теорії руйнування гірських порід при бурінні — В. С. Владиславлев [3], Р. М. Ейгелес [4], В. В. Симонов [5], Б. А. Жлобинський [6], В. Д. Євсєєв [7]. У 1960-х роках під керівництвом М. Р. Мавлютова [8] проводились дослідження на міцність гірських порід при динамічному втискуванні інденторів. Вивченням механічних і абразивних властивостей гірських порід, а також удосконаленням конструкцій доліт займались В. Н. Виноградов, Н. А. Жидовцев, Н. Ф. Кагарманов, А. Н. Попов [9]. Оцінка впливу пластичності та диференціального тиску гірських порід на стійкість БК, термов'язкопружність труб була проведена А. Х. Мирзаджанзаде, М. К. Сеїд-Рзого, Н. Н. Павловою, Т. Г. Фараджевим, Є. Г. Леонімовим [9]. Експериментальні дослідження Ф. Ф. Воскресенського, М. Р. Мавлютова, А. І. Співака, А. Н. Попова дали змогу виявити цілу низку закономірностей і факторів, що впливають на руйнування гірських порід.

Х. Д. Оутманс [10] розробив теорію, що описує механізм виникнення утримувальної сили  $P_{утр}$ , яка прихоплює бурильний інструмент:

$$P_{утр} = Fp, \quad (1)$$

де  $F$  – площа контакту,

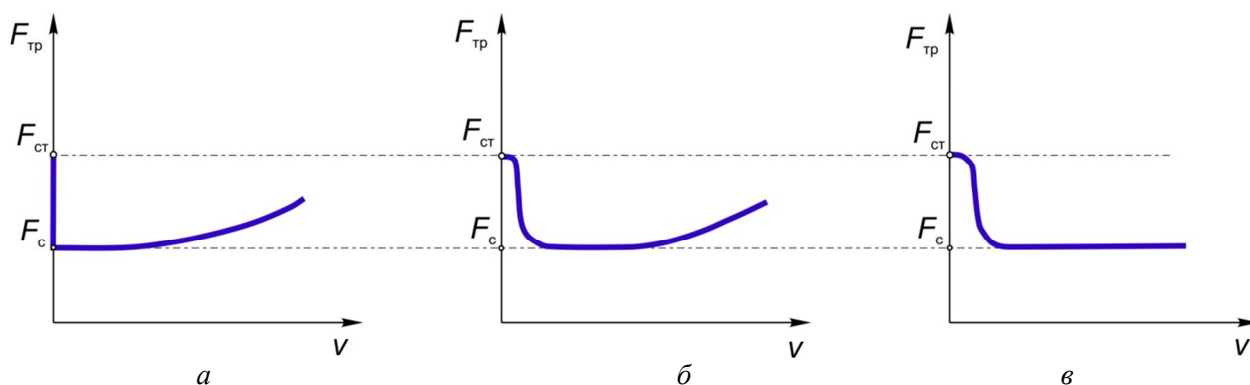


Рисунок 1 – Діаграма Стрібека – залежність сили тертя від швидкості

$p$  – контактний тиск гірської породи і прихопленої бурильної труби. Під час прихоплення з часом  $t$  тиск збільшується до  $P_{пр}$ . Контактний тиск він описав залежністю:

$$p = \lambda P_{пр}. \quad (2)$$

Тут:

параметр  $\lambda = [3kt/(2\mu\beta h_2)]^{1/2}$   
 на інтервалі часу  $t \leq \mu\beta h_2/6k$  та  
 $\lambda = 1 - 0,5 \exp[0,5 - 3kt/(2\mu\beta h_2)]$ ,  
 якщо  $t > \mu\beta h_2/6k$ ,

$k$  – проникність гірської породи,

$\mu$  – в'язкість породи,

$\beta$  – стисливість гірської породи,

$h$  – товщина породи. Рівняння (2) було отримано на основі припущення, що співвідношення  $k/\beta$  не залежить від тиску породи на БК.

У статті [11] М. Р. Анніс і П. Х. Монаган експериментально підтвердили теорію Х. Д. Оутманса. Вони також показали, що утримувальна сила накопичується з часом до деякого значення. На ранніх стадіях стискання гірської породи вона зменшується швидше, ніж її проникність, а коефіцієнт прихоплення збільшується зі зростанням швидкості замість того, щоб знижуватись, як передбачає теорія. Якщо порода глиниста, то утримувальна сила «менш чутлива» до її стискання, співвідношення  $k/\beta$  є майже сталою величиною, і коефіцієнт прихоплення зростає.

У статті [12] автори пропонують визначити контактний тиск породи на стінку БК за формулою:

$$p = \frac{Q \sin \alpha}{12\pi d C_1 C_2}, \quad (3)$$

де  $Q$  – інтенсивність сили стискання породи і прихопленої БК;

$\alpha$  – кут нахилу свердловини, рад;

$C_1$  та  $C_2$  – довжина контакту та периметр перерізу прихопленої бурильної труби;

$d$  – діаметр прихопленої труби.

Інтегральну силу тиску дії породи на вертикально плоску поверхню труби П. І. Огородніков і В. М. Світлицький [13] запропонували визначити наступним чином:

$$P_{пр} = 0,5\pi D \rho g H^2 \operatorname{tg}^2(45^\circ + \beta/2), \quad (4)$$

де  $D$  – зовнішній діаметр прихопленої бурильної труби;

$\rho$  – густина породи в прихопленій зоні;

$H$  – довжина зони прихоплення;

$\beta = 10-45^\circ$  – кут внутрішнього тертя породи.

Вище зазначені сили тиску визначають сили тертя, які утримують бурильні труби і перешкоджають руху БК. Вперше сформулював закон тертя Леонардо да Вінчі у 1519 році, який стверджував, що сила тертя виникає у разі контактування двох поверхонь і пропорційна силі притискання тіл, не залежить від площі контакту і спрямована протилежно руху. У 1781 році Г. Амонтон і Ш. О. Кулон ввели поняття коефіцієнта тертя  $f$  – фізичної константи, величина якого залежить від матеріалу тіл, з якого вони виготовлені, та записали формулу для сили сухого тертя:

$$F_{тр} = f P_{пр}. \quad (5)$$

Пізніше експериментальними дослідженнями було з'ясовано, що коефіцієнт тертя залежить також від ступеня обробки поверхонь контактуючих тіл, а сила статичного тертя перевищує силу тертя ковзання. У 1886 році О. Рейнольдс вперше описав теорію тертя змащених поверхонь – в'язке тертя. Він дослідив, що у випадку контактування тіл у рідинах виникають значно менші сили в'язкого тертя, а сили статичного тертя відсутні. Якщо шар мастила достатньо товстий і поверхні тіл безпосередньо не контактують, то в'язкий опір визначається гідродинамічними властивостями мастила. Зі зростанням швидкості сила опору руху збільшується. Тобто, якщо мастила достатньо, то мають місце всі три механізми: сила статичного опору зрушення  $F_{ст}$ , сила сухого тертя  $F_c$  і сила в'язкого опору – стрібек-ефект (рис. 1, в).

У 1902 році Р. Стрібек опублікував експериментальні дані про те, що зі зростанням швидкості статична сила опору  $F_{ст}$  миттєво знижується до сили тертя ковзання  $F_c$  лише якщо поверхні сухі (рис. 1, а); плавно, якщо рідини недостатньо (рис. 1, б). Проведені ним дослідження дали поштовх до створення спеціальної науки – трибології, яка поєднує механіку, фізику поверхні явищ і хімію [14, 15]:

$$F_{mp} = \frac{2fN \operatorname{arctg}(\varepsilon v)}{\pi(1 + \delta|v|)}, \quad (6)$$

де  $\varepsilon = 10^6$  – параметр точності, за яким визначають форму гладкого наближення від статич-

ного тертя до динамічного. Константа  $\delta$  враховує змашувальний ефект у коефіцієнті динамічного тертя. Зрозуміло, що для сухого тертя  $\delta = 0$ . Якщо бурильні труби прихоплені, то  $F_{тр} = 0$ . У разі прилипання сила тертя  $F_{тр}$  знаходиться в інтервалі статичного тертя:  $-F_c \leq F_{тр} \leq F_c$ . Якщо сила тертя перевищує пороґове значення  $F_c$ , то труби починають ковзати. Проявлення в процесі ударно-вібраційної дії ефектів структурної в'язкості, а також тексотропії викликає ефект зниження коефіцієнта тертя ковзання. Це спричиняє проковзування одного тіла відносно іншого (стінка труби – пороґа).

Основну увагу в запропонованій статті відведено розробці математичної моделі та обґрунтуванню способу ліквідації прихоплень бурильного інструменту збуренням фрикційних автоколивань. Спосіб полягає у збудженні автоколивань, які передаються в аварійну зону, за рахунок чого змінюються реологічні властивості гірської породи. Для отримання чисельних значень досліджуваних параметрів було розроблено комп'ютерну програму в середовищі Maple [16, 17].

**Математична модель прихопленої бурильної колони**

Розглянемо дискретно-континуальну ступінчасту модель прихопленої бурильної колони (рис. 2, а). Повздовжні коливання у БК збурюються через пружний елемент  $c_0$  – жорсткість талевої системи, один кінець якого контактує з колоною, а другий рівномірно переміщується разом з вільною частиною БК вгору зі швидкістю

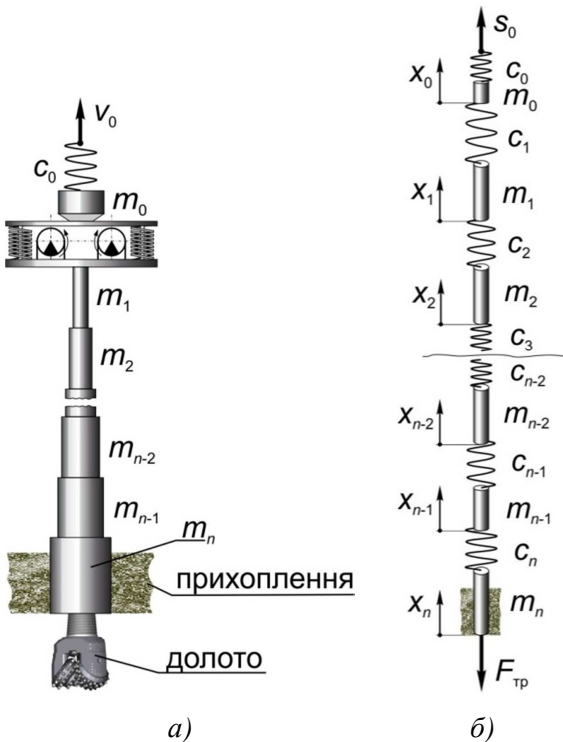


Рисунок 2 – Схема і розрахункова модель прихопленої бурильної колони

$v_0$ . Представимо бурильну колону  $n$ -ою кількістю секцій з масами  $m_1, m_2, \dots, m_{n-2}, m_{n-1}, m_n$ , що мають площі поперечного перерізу  $F_1, F_2, \dots, F_{n-2}, F_{n-1}, F_n$  відповідно.

Повздовжню жорсткість  $i$ -ої секції БК змодельюємо пружним елементом жорсткості  $c_i$ . Жорсткість  $c_i$  визначається наступним чином:  $c_i = EF_i/l_i$ , де  $E$  – модуль пружності матеріалу, з якого виготовлено бурильні труби;  $F_i$  – площа поперечного перерізу  $i$ -ої секції БК;  $l_i$  – довжина  $i$ -ої секції БК масою  $m_i$  ( $l_i = x_i - x_{i-1}$ ).

Розрахункову модель бурильної колони, що містить послідовно спряжені секції, зображено на рис. 2, б. Отримана модель еквівалентна вихідній БК за кінетичною енергією й кількістю руху механічної системи перед збуренням, а також за її пружними властивостями у процесі ліквідації аварії. Розрахункову модель БК подамо сукупністю зосереджених мас  $m_1, m_2, \dots, m_{n-2}, m_{n-1}, m_n$  та пружних елементів  $c_1, c_2, \dots, c_{n-2}, c_{n-1}, c_n$ . Для запису рівнянь руху бурильної колони скористаємось повздовжньою координатами  $x_i$  ( $i = 0, 1, 2, \dots, n$ ) з початком у нижніх перерізах секцій. Тоді динаміка БК буде описана такою системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned} m_0 \ddot{x}_0 &= -c_0(x_0 - s_0 - \Delta_0) + c_1(x_1 - x_0 - \Delta_1) - \\ &\quad - m_0 g - \alpha \dot{x}_0; \\ &\dots\dots\dots \\ m_i \ddot{x}_i &= -c_i(x_i - x_{i-1} - \Delta_i) + c_{i+1}(x_{i+1} - x_i - \Delta_{i+1}) - \\ &\quad - m_i g - \alpha \dot{x}_i; \\ &\dots\dots\dots \\ m_n \ddot{x}_n &= -c_n(x_n - x_{n-1} - \Delta_n) - m_n g - \alpha \dot{x}_n - F_0, \end{aligned} \quad (7)$$

де  $s_0$  – збурення талевого блоку на гаку у випадку вилучення колони;

$\Delta_i$  – статична деформація секцій БК,

$\alpha$  – коефіцієнт в'язкості бурильної рідини,

$F_0 = fp_0(l_n - x_n) \text{sign} \dot{x}_n$  – динамічна сила тертя ( $p_0$  – динамічне розподілене навантаження тиску гірської породи на прихоплену трубу). Якщо врахувати ефект Стрібека [18], то

$$F_0 = f \left( p_{st} \text{sign} \dot{x}_n + (p_0 - p_{st}) e^{-(\dot{x}_n/v_s)^2} \times \right. \\ \left. \times \text{sign} \dot{x}_n + \mu \dot{x}_n \right) (l_n - x_n),$$

де  $p_{st}$  – статичне розподілене навантаження тиску гірської породи на прихоплену трубу. ( $p_{st} > p_0$ ),

$\mu$  – коефіцієнт в'язкості,

$v_s$  – швидкість Стрібека.

З рівнянь статичної рівноваги бурильної колони визначаємо статичні деформації секцій БК:

$$\begin{aligned} \Delta_0 &= \frac{g \sum_{j=0}^n m_j + F_{st}}{c_0}; \quad \dots \quad \Delta_i = \frac{g \sum_{j=i}^n m_j + F_{st}}{c_i}; \quad (8) \\ &\dots \quad \Delta_n = \frac{m_n g + F_{st}}{c_n}, \end{aligned}$$

де  $F_{st} = fp_{st}l_n$  – статична сила тертя.



ПБТ з гірською породою (статичне тертя  $F_{st}$ ), вивільнення не відбувається

$$T_1 = \frac{\sum_{j_1=0}^n \left( \prod_{j_2=0}^n c_{j_2} \right) / c_{j_1}}{v_0 \prod_{j=0}^n c_j} fp_{st} l_3. \quad (11)$$

Відповідно у момент зрушення прихоплена секція бурильної колони недеформована ( $x_n(T_1) = 0$ ), а решта секцій будуть розтягнуті на величини:

$$x_i(T_1) = \frac{\sum_{j_1=i+1}^n \left( \prod_{j_2=i+1}^n c_{j_2} \right) / c_{j_1}}{\prod_{j=i+1}^n c_j} fp_{st} l_3. \quad (12)$$

Як тільки сила пружності подолає утримувальну силу, починається висмикування верхнього кінця прихоплених бурильних труб – ковзання по кірці свердловини. З моменту часу  $t \geq T_1$  прихоплена БК починає переміщатись за законом:

$$x_n(t) = a_n + b_n t + \sum_{k=0}^n A_{kn} e^{-\lambda_k t} \sin(\omega_{kn}(t - T_1) + \beta_{kn}), \quad (13)$$

де

$$b_n = v_0 \prod_{j=0}^n c_j (c_n - fp_\delta) \left[ \sum_{j_1=0}^n \left( \prod_{j_2=0}^n c_{j_2} \right) / c_{j_1} - c_n^2 \sum_{j_1=0}^{n-1} \left( \prod_{j_2=0}^{n-1} c_{j_2} \right) / c_{j_1} \right]^{-1},$$

а сила тертя знижується до свого динамічного значення  $F_\delta = fp_\delta(l_n - x_n)$ . Відповідно швидкість вивільнення прихопленої бурильної труби від гірської породи змінюється за законом:

$$v_n(t) = b_n + \sum_{k=0}^n A_k e^{-\lambda_k t} \left[ -\lambda_k \sin(\omega_k(t - T_1) + \beta_k) + \omega_k \cos(\omega_k(t - T_1) + \beta_k) \right]. \quad (14)$$

Амплітуди  $A_k$  і початкові фази  $\beta_k$  коливань визначаються умовами початку руху:  $x_i(T_1) = v_i(T_1) = 0$  (див. (15)).

Незважаючи на те, що ми намагаємось підняти бурильну колону рівномірно, згідно (13) і (14) прихоплена труба переміщається поштовхами (рис. 3 і 4). Оскільки сила опору ковзання  $F_\delta$  менша за статичне тертя, то у зоні прихоплення виникає різниця цих сил, що і розганяє ПБТ. Далі БК стискається і, як наслідок, пружна сила зменшується, а ПБТ гальмується, прилипаючи до поверхні свердловини. Таким чином відбувається неспинний перехід енергії з потенціальної у кінетичну.

Розрахунки показали, що швидкість вивільнення ПБК не залежить від довжини ділянки прихоплення, а регулюється швидкістю на кронблосі. Переміщення ПБК стає плавнішим у

процесі руху, а вібраційні тремтіння посилюються (рис. 3 і 4).

$$\begin{aligned} 0 &= a_0 + b_0 T_1 + \sum_{k=0}^n A_k e^{-\lambda_k T_1} \sin \beta_k, \\ 0 &= b_0 + \sum_{k=0}^n A_k e^{-\lambda_k T_1} (\omega_k \cos \beta_k - \lambda_k \sin \beta_k); \\ &\dots\dots\dots \\ 0 &= a_i + b_i T_1 + \sum_{k=0}^n A_k e^{-\lambda_k T_1} \sin \beta_k, \\ 0 &= b_i + \sum_{k=0}^n A_k e^{-\lambda_k T_1} (\omega_k \cos \beta_k - \lambda_k \sin \beta_k); \\ &\dots\dots\dots \\ 0 &= a_n + b_n T_1 + \sum_{k=0}^n A_k e^{-\lambda_k T_1} \sin \beta_k, \\ 0 &= b_n + \sum_{k=0}^n A_k e^{-\lambda_k T_1} (\omega_k \cos \beta_k - \lambda_k \sin \beta_k). \end{aligned} \quad (15)$$

Отже, рух прихопленої бурильної труби має коливальний характер, у якому періодично змінюються фази прилипання і ковзання — висмикування. Такий рух називають фрикційними автоколиваннями: викликані внутрішніми властивостями механічної системи, джерелом яких є тертя.

У ролі збурення виступає талевий канат, що рівномірно піднімає БК, тобто не здійснює коливального руху. І оскільки через канат бурильна колона підживлюється енергією, тому коливання не згасають, незважаючи на втрату енергії у контакті зі свердловиною.

Зазначимо, що фрикційні автоколивання мають характер поштовхів. Тому актуальною залишається задача забезпечення плавності руху та зменшення витрат енергії при вивільненні БК. Для цього зменшують піки та силу зрушення шляхом зменшення коефіцієнта тертя, або застосування бурильного розчину.

### Вимушені коливання прихопленої бурильної колони

Нині проведено достатньо експериментів, що вивчають явища, які виникають під час ліквідації прихоплень вібраційними пристроями [13, 19]. Однак теоретичних досліджень процесів, які відбуваються в зоні прихоплення у випадку вивільнення БК вібраційними методами, недостатньо.

У випадку застосування вібраційного методу (вимушених коливань для ліквідації прихоплень БК) рух талевого каната збурюють за допомогою швидких коливань з малою амплітудою – високочастотних вібрацій:  $s_0 = A \sin(\omega t + \beta)$ . Тоді система диференціальних рівнянь (7) відносно положення статичної рівноваги набуває вигляду:



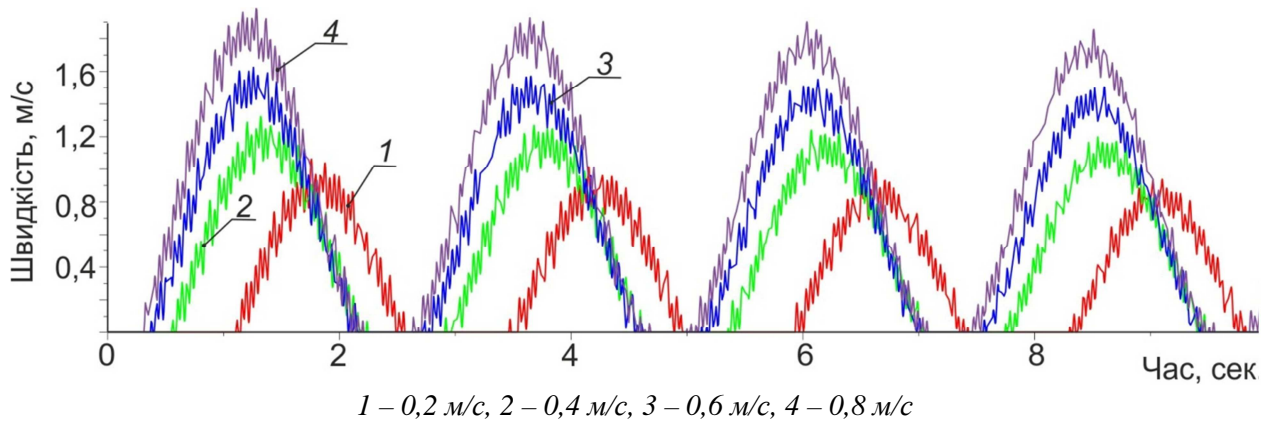


Рисунок 3 – Швидкість руху прихопленої труби (40 м) при швидкості талевого каната

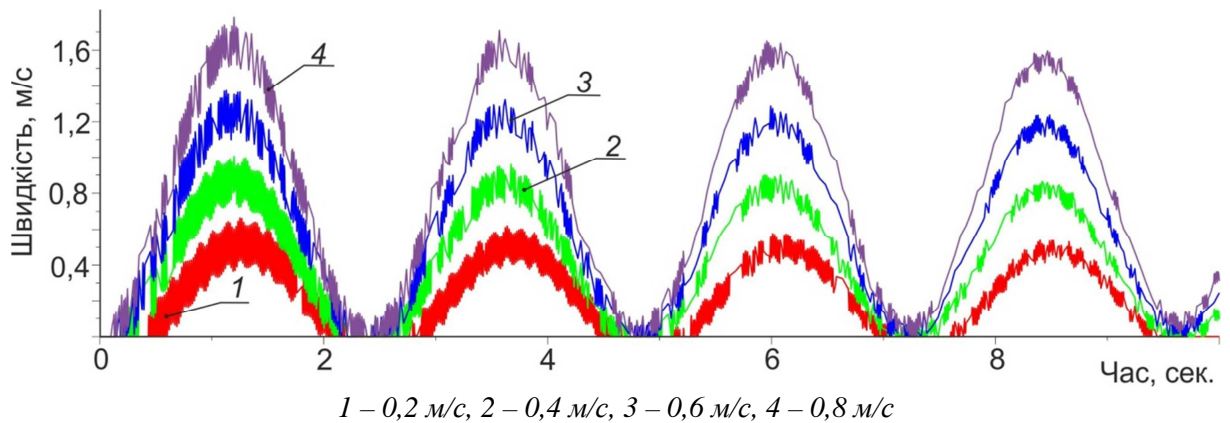


Рисунок 4 – Швидкість руху прихопленої труби (15 м) при швидкості талевого каната

$$m_0 \ddot{x}_0 + \alpha \dot{x}_0 + (c_0 + c_1)x_0 - c_1 x_1 = c_0 A \sin(\alpha t + \beta);$$

$$m_i \ddot{x}_i + \alpha \dot{x}_i + (c_i + c_{i+1})x_i - c_i x_{i-1} = 0; \quad (16)$$

$$m_n \ddot{x}_n + \alpha \dot{x}_n + c_n(x_n - x_{n-1}) = -F_d.$$

У цьому випадку, щоб зрушити бурильну колону з місця, необхідно, щоб амплітуда такої вібрації задовольняла умові:

$$A \geq \frac{\sum_{j=1}^n \left( \prod_{j_2=0}^n c_{j_2} \right) / c_{j_1}}{\prod_{j=0}^n c_j}, \quad (17)$$

а рух почнеться з моменту часу  $T_2$ , що визначається рівністю:

$$T_2 = \frac{1}{\omega} \arcsin \left( \frac{\sum_{j=1}^n \left( \prod_{j_2=0}^n c_{j_2} \right) / c_{j_1}}{A \prod_{j=0}^n c_j} f_{st} l_3 \right). \quad (18)$$

Чисельні розрахунки показали: щоб позбутися поштовхів, необхідно збільшувати частоту збурення (криві 1 і 4 на рис. 5 і 6), хоча вібраційні тремтіння порівняно з фрикційними автоколиваннями зникли (рис. 3-6). Зазначимо також, що амплітуда автоколивань не змінюється

у процесі підймання БК, а вимушених коливань – зменшується.

Взаємодія поверхні прихопленої труби, що здійснює вимушені коливання, з кіркою свердловини залежить від геологічних умов і фізико-механічних властивостей породи, що осипалася. Бурильні труби, що прихоплені сипким матеріалом і піддаються дії вібрацій, призводять до послаблення сил взаємодії між окремими зернами породи. Це призводить до збільшення рухомості частинок, внаслідок чого порода, що контактує з прихопленою трубою, поводить себе як в'язке середовище. Фізико-механічні властивості цього середовища характеризуються коефіцієнтом вібров'язкості. Якщо прихоплення БК відбулось породами, що мають тиксотропні властивості — прилипання труб до глинистої кірки, затискання в скупчених породах глинистого комплексу, то відбувається руйнування структури і відділяється рідина у простір між стінками труби і кіркою свердловини. У результаті відбувається зміна сухого тертя на гідродинамічне, що полегшує переміщення прихопленої колони. У випадку заклинювання бурильних труб великими шматками породи, коефіцієнт сухого тертя і сили зчеплення під дією вібрації зменшуються, що полегшує вивільнення ПБК.

У даній роботі запропоновано особливий оригінальний метод згладжування коливань, що поєднує переваги фрикційних автоколивань та вимушених коливань ПБК.

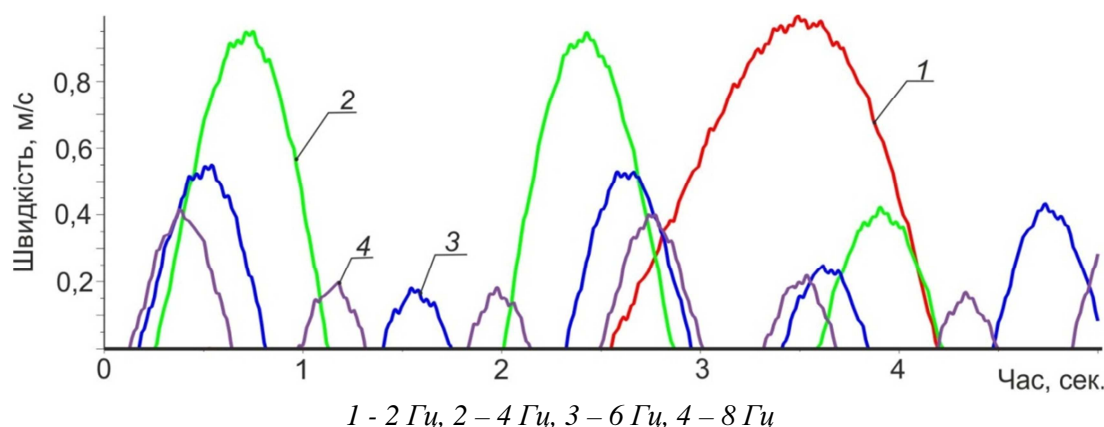


Рисунок 5 – Швидкість руху прихопленої труби (40 м) при частотах збурення талевого каната

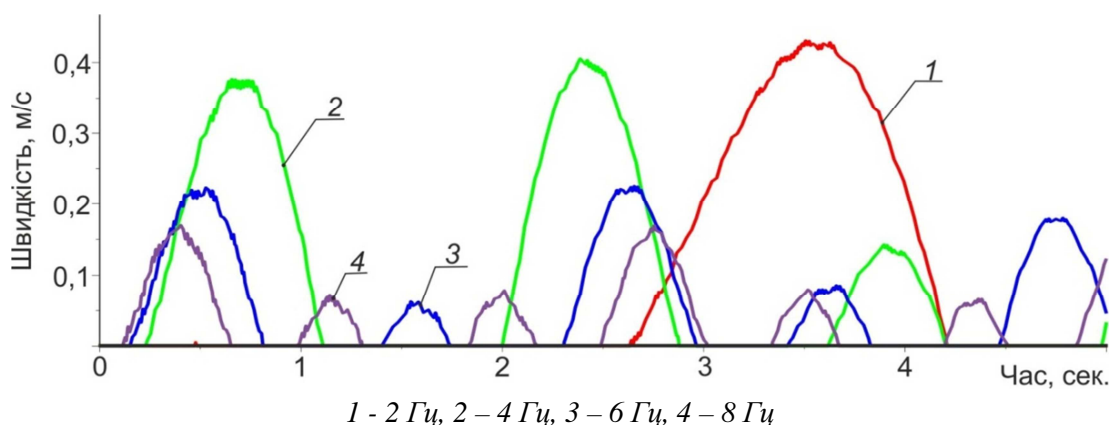


Рисунок 6 – Швидкість руху прихопленої труби (15 м) при частотах збурення талевого каната

**Вібраційне згладжування**

Для боротьби з поштовхами на основний (рівномірний) рух талевого каната накладемо швидкі коливання з малою амплітудою – високочастотні вібрації. Тоді система диференціальних рівнянь (7) відносно положення статичної рівноваги набуває вигляду:

$$m_0 \ddot{x}_0 + \alpha \dot{x}_0 + (c_0 + c_1)x_0 - c_1 x_1 = c_0(v_0 t + A \sin(\omega t + \beta));$$

$$m_i \ddot{x}_i + \alpha \dot{x}_i + (c_i + c_{i+1})x_i - c_i x_{i-1} = 0;$$

$$m_n \ddot{x}_n + \alpha \dot{x}_n + c_n(x_n - x_{n-1}) = -F_0.$$

У цьому випадку рух почнеться з моменту часу  $T_3$ , який можна чисельно визначити з рівняння:

$$v_0 T_2 + A \sin \omega T_2 = \frac{\sum_{j=1}^n \left( \prod_{j_2=0}^n c_{j_2} \right) / c_{j_1}}{\prod_{j=0}^n c_j} f_{pr} l_3. \quad (20)$$

Додаткові коливання талевого троса  $A \sin(\omega t + \beta)$  збурюватимуть вібраційну силу в зоні прихоплення, яка буде виконувати роль

гасника коливань. Сила зчеплення прихопленої труби з гірською породою зменшиться, БК рухатиметься більш плавно, здійснюючи лише невеликі поштовхи (рис. 7 і 8).

Параметричні дослідження показали, що зміною частоти збурення коливань талевого каната при вивільненні БК можна регулювати амплітуду коливань, тривалість (періоди) руху і спокою. Інтервали спокою зменшуються, а амплітуди руху – зростають зі збільшенням швидкості. Прискорити вивільнення ПБК може збільшення амплітуди коливань шляхом наближення частоти збурення до резонансної (табл. 2, крива 1 на рис. 7) [19], але при цьому поштовхи значно посиляться, і слід стежити за тим, щоб розтягуючі напруження не перевищили порогу міцності самих труб. Особливо на це необхідно зважати у випадку БК довжиною понад 1500 м, оскільки резонансні коливання створюють загрозу руйнуванню нафтопромислового обладнання та зниження рівня безпеки робітників [20].

Рівень сили  $F_b = c_n(x_{n-1} - x_n)$ , що висмикує прихоплену БК, зростає зі збільшенням швидкості витягування троса. Зазначимо, що зі збільшенням амплітуди вібрацій сила  $F_b$  згладжується. Таким чином, якщо швидкість піднімання БК низька, то тертя ковзання поводить себе як в'язке, пропорційне швидкості, а зі збільшенням амплітуди збурення в'язкість різко

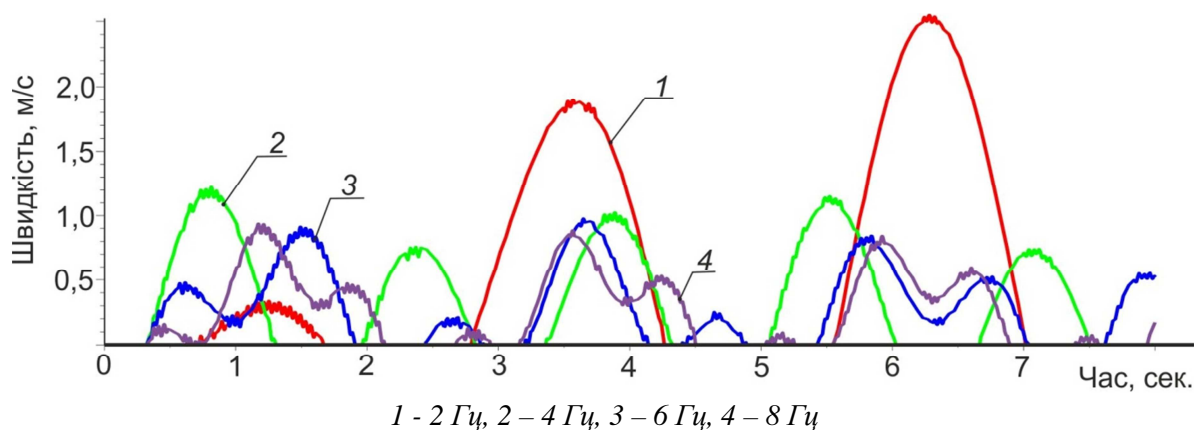


Рисунок 7 – Швидкість руху прихопленої труби (40 м) при швидкості додаткових коливань 0,2 м/с та частотах збурення талевого каната

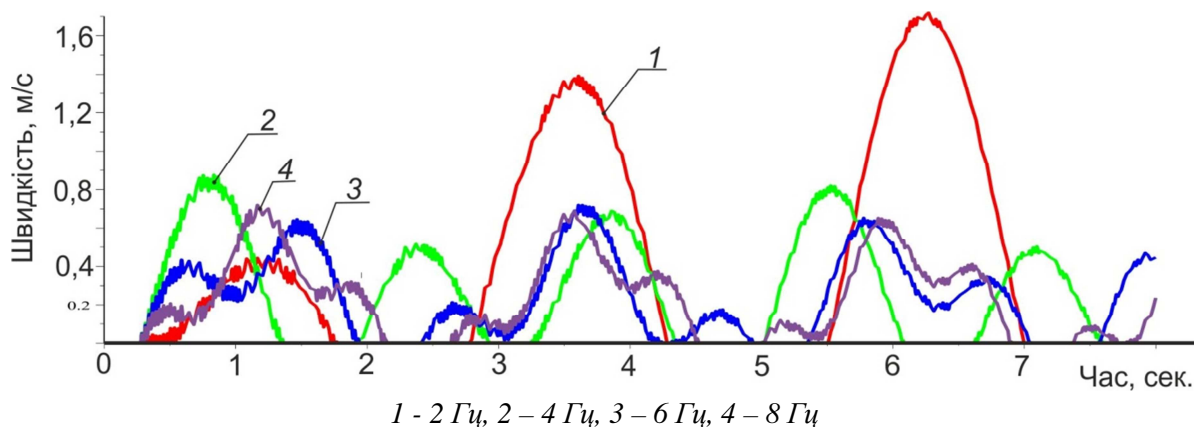


Рисунок 8 – Швидкість руху прихопленої труби (15 м) при швидкості додаткових коливань 0,2 м/с та частотах збурення талевого каната

зменшується. Такий ефект називають вібраційним згладжуванням або зрідженням сухого тертя під дією високочастотних вібрацій.

Отже, у пропонуваній статті:

1. Сформульовано та розв'язано задачу ліквідації прихоплень колони бурильних труб при бурінні нафтових і газових свердловин способом фрикційних автоколивань.

2. Запропоновано алгоритм розрахунку коливань багатомасових конструкцій прихопленої бурильної колони зі змінними пружно-інерційними параметрами.

3. Проведено аналіз та дано обґрунтування необхідності згладжування вібрацій прихопленої бурильної колони, викликаних навантаженнями, які утримують бурильну колону.

4. На основі проведеного аналізу впливу різних режимів піднімання прихопленої бурильної колони із свердловини визначено вплив частоти і амплітуди збурення коливань на ефективність ліквідації прихоплень.

5. Показано, як варіюванням швидкості та частоти коливань талевого каната можна налаштувати частоти коливань, інтервали руху і спокою, силу висмикування прихопленої бурильної колони.

### Література

1. Ребиндер П.А. Понизители твердости в бурении / П.А. Ребиндер, Л.А. Шрейнер, К.Ф. Жигач. – Москва: АН СССР. – 1944. – 200 с.
2. Эйгелес Р.М. Расчёт и оптимизация процессов бурения скважин / Р.М. Эйгелес, Р.В. Стрекалова. – М.: Недра. – 1977. – 200 с.
3. Владиславлев В.С. Формирование траектории движения резца при нестационарном режиме работы / В.С. Владиславлев // Изв. Вуз. Геология и разведка. – 1981. – №2. – С. 99-102.
4. Эйгелес Р.М. Исследование закономерностей начального периода процесса бурения резанием / Р.М. Эйгелес, М.И. Ворожцов, Е.И. Королько // Разрушение горных пород при бурении скважин. – Уфа. – 1973. – С. 211-216.
5. Потапов Ю.С. Разрушение горных пород трёхшарошечными долотами малого диаметра / Потапов Ю.С., Симонов В.В. – Москва: Гостоптехиздат. – 1961. – 87 с.
6. Жлобинский Б.А. Динамическое разрушение горных пород при вдавливаниях / Б.А. Жлобинский. – Москва: Недра. – 1970. – 152 с.



7. Евсеев В.Д. Повышение эффективности бурения нефтяных и газовых скважин / В.Д. Евсеев // Проблемы геологии и освоения недр. – Томский политехн. ун-т. – 2007. – С.442-443.
8. Мавлютов М.Р. Разрушение горных пород при бурении скважин / М.Р. Мавлютов. – Москва: Недра. – 1978. – 215 с.
9. Мирзаджанзаде А.Х. Теория колебаний в нефтепромысловом деле / А.Х. Мирзаджанзаде, З.Г. Керимов, М.Г. Копейкис М.Г. – Москва-Ижевск: Ин-т компьют. исследований. – 2005. – 364 с.
10. Outmans H.D. Mechanics of Differential Pressure Sticking of Drill Collars / H.D. Outmans // Petroleum Transactions. AIME. – Vol. 213. – 1958. – P. 265-274.  
<https://www.onepetro.org/general/SPE-963-G>.
11. Annis M.R. Differential Pressure Sticking-Laboratory Studies of Friction Between Steel and Mud Filter Cake / M.R. Annis and P.H. Monaghan // Journal Petroleum Technology. – Vol. 14. – Iss. 5. – 1962. – P. 537-543, DOI: <https://doi.org/10.2118/151-PA>.
12. Maidla Eric E. Laboratory Study of Borehole Friction Factor With a Dynamic-Filtration Apparatus / Eric E. Maidla and Andrew K. Wojtanowicz // SPE Drilling Engineering. – Vol. 5, Iss. 3. – 1990. – P. 247-255, DOI: <https://doi.org/10.2118/18558-PA>.
13. Огородніков П.І. Аналіз динаміки прихопленої частини бурильної колони при застоюванні ударно-вібраційних пристроїв / П.І. Огородніков, В.М. Світлицький, І.І. Сухина // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – Т. 24. – № 3. – С. 79-82.
14. Armstrong-Helouvry B. A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for Control of Machines with Friction / B. Armstrong-Helouvry, P. Dupont and C. Canudas de Wit // Automatika. – 1994. – Vol. 30. – Iss. 7. – P. 1083-1138.
15. Основы трибологии (трение, износ, смазка): Учебник для технических вузов / Под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение. – 2001. – 664 с.
16. William P. Fox. Mathematical Modeling with Maple / P. Fox. William. – 2012. – 592 p.
17. Аладьев В. З. Программирование в пакетах Maple и Mathematica: Сравнительный аспект / В. З. Аладьев, В. К. Бойко, Е. А. Ровба. – Гродно: Гродненский госуниверситет, 2011. – 517 с.
18. C. Canudas de Wit. A New Model for Control of Systems with Friction / C. Canudas de Wit; H. Olsson, K. J. Astrom, P. Lischinsky // IEEE Transactions on Automatic Control. – 1995. – Vol. 40. – No. 3. – P. 419-425, DOI: <https://doi.org/10.1109/9.376053>.
19. Levchuk K. G. Investigation of the vibration transfer process to a stuck drill string / K. G. Levchuk // SOCAR Proceedings. – 2017. – No. 2. – P. 23-33, DOI: <https://doi.org/10.5510/OGP20170200312>.
20. Vlasiy O. Improving the Aluminum Drill Pipes Stability by Optimizing the Shape of Protector Thickening / O. Vlasiy, V. Mazurenko, L. Ropyak, and A. Rogal // EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 1, No. 7 (85). – P. 25-31, DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.65718>.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
06.03.18*

*Рекомендована до друку  
професором **Мойсишиним В.М.**  
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)  
д-ром техн. наук **Кунцяком Я.В.**  
(«НІІКБ бурового інструменту», м. Київ)*