

ников-конструкторов / Пер. с англ. М., 1968. 6. Дж. К. Джонсон. Методы проектирования / Пер. с англ. М., 1986. 7. ГОСТ 21398-89. Автомобили грузовые. Общие технические требования. 8. ОН 25 257-65. Автомобили и автобусы. Колеса рулевые. Диаметр и присоединительные размеры. 9. ОСТ37.001.413-86. ССБТ. Кабина. Рабочее место водителя. Расположение органов управления грузовых автомобилей, автобусов и троллейбусов. Основные размеры. Технические требования.

УДК 622.24.056.001.2

Харченко Є.В., Левринець В.М.

ДУ “Львівська політехніка”, кафедра деталей машин

## РОЗРАХУНОК ГАЛЬМІВНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПІДЙІМАЛЬНОЇ СИСТЕМИ БУРОВИХ УСТАНОВОК

© Харченко Є.В., Левринець В.М., 2000

**Розглянуто результати математичного моделювання коливальних явищ, які виникають у підйімальній системі бурових установок під час гальмування. Дослідження проводились з врахуванням хвильових процесів у колоні бурильних труб і зовнішніх механічних характеристик гальмівних пристроїв.**

До найважчих і найнебезпечніших режимів роботи бурових установок належать процеси гальмування підйімальної системи. Динамічні явища, що виникають під час опускання бурильної колони у свердловину, суттєво впливають на навантаження бурильних труб [5], талевого каната [1], бурової вишки [8]. Коливання механічної системи установки значно погіршують плавність посадки колони на ротор [3]. Практичний підхід до зменшення шкідливого впливу механічних коливань на умови роботи нафтопромислового обладнання і споруд полягає в обмеженні швидкості опускання бурильної колони [6], що певною мірою перешкоджає оптимізації режимів роботи бурового комплексу.

Для розв’язання актуальної проблеми інтенсифікації технологічних процесів буріння нафтогазових свердловин з одночасним забезпеченням міцності і надійності елементів бурових установок та безпеки праці обслуговуючого персоналу постає нагальна потреба всебічного вивчення гальмівних режимів роботи підйімальних систем. Про побудову математичної моделі коливальних явищ, що виникають в підйімальній системі під час гальмування, на основі застосування континуально-дискретної розрахункової моделі та врахування зовнішніх механічних характеристик гальмівних пристроїв говорить в даній статті. Розрахункова схема механічної системи зображена на рис. 1, де  $J$  – момент інерції барабана лебідки;  $m_1$  – зведена маса вишки, визначена з врахуванням маси кронблока;  $m_2$ ,  $m_3$  – маси крюкоблока з підвісним обладнанням і обважненої нижньої частини бурильної колони;  $c_b$  і  $c_s$  – жорсткості вишки і талевого каната;  $v_b$ ,  $v_s$  – коефіцієнти, що характеризують розсіяння енергії у відповідних ланках, причому,  $v_s$  за фізичною суттю є силою лінійного

опору деформування каната, що відповідає одиничній швидкості відносної деформації. Бурильну колону розглядаємо як однорідний прямолінійний стрижень із ступінчастою зміною поперечного перерізу. Довжини та площі поперечних перерізів ділянок колони, в межах котрих пружно-інерційні характеристики стрижня сталі позначаємо, як  $l_i, A_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ). Координати руху дискретних елементів системи позначаємо, як  $\gamma, y_1, y_2$ . Поступальні переміщення перерізів колони визначаються функціями  $u_i$ , які залежать від часу і поздовжніх координат  $x_i$  з початками у верхніх крайніх перерізах ділянок. Під час гальмування підйомальної системи на барабан бурової лебідки діє гальмівний момент  $M$ .

Момент інерції барабана лебідки і довжину каната вважаємо лінійними функціями кута повороту барабана

$$J = J_0 - \alpha\gamma; \quad l_s = l_{s0} + r_t\gamma, \quad (1)$$

де  $J_0$  – початкове значення моменту інерції;  $\alpha$  – сталий коефіцієнт;  $l_{s0}$  – початкове значення довжини каната;  $r_t$  – радіус намотування каната на барабан.

Рівняння руху елементів підйомального механізму, одержані за схемою рівнянь Лагранжа другого роду, записуємо у вигляді:

$$\begin{aligned} J \frac{d\omega}{dt} - \frac{\alpha}{2} \omega^2 - r_t c_s \delta \left( 1 - \frac{\delta}{2l_s} \right) - r_t v_s \xi &= -M; \\ m_1 \frac{dv_1}{dt} - (k+2)c_s \delta + c_b y_1 - (k+2)v \xi + v_b v_1 &= m_1 g; \\ m_2 \frac{dv_2}{dt} + k c_s \delta + k v \xi - N_1(0, t) &= m_2 g; \\ \frac{d\gamma}{dt} = \omega; \quad \frac{dy_1}{dt} = v_1; \quad \frac{dy_2}{dt} = v_2, \end{aligned} \quad (2)$$

де  $k$  – кратність поліспасти;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $\delta, \xi$  – абсолютна деформація і швидкість відносної деформації каната;  $N_1(0, t)$  – поздовжня сила у початковому поперечному перерізі першої ділянки колони;  $\omega, v_1, v_2$  – швидкості руху відповідних ланок.

Жорсткість і абсолютну деформацію каната для будь-якого моменту часу знаходимо як

$$c_s = E_s A_s / l_s; \quad \delta = -r_t \gamma - (k+2)y_1 + k y_2, \quad (3)$$

де  $A_s$  і  $E_s$  – площа поперечного перерізу і модуль пружності каната.

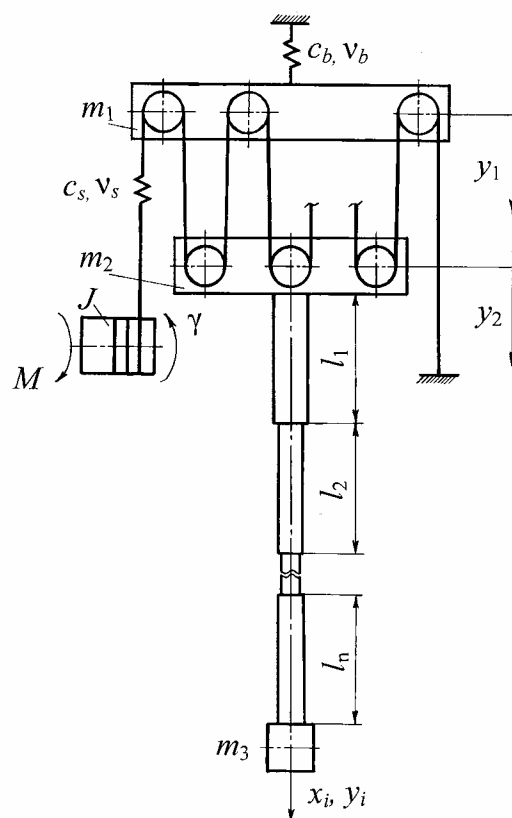


Рис.1. Розрахункова схема підйомальної системи бурової установки

Швидкість відносної деформації каната визначається залежністю

$$\xi = (\eta l_s - r_i \delta \omega) / l_s^2, \quad (4)$$

де  $\eta$  – швидкість абсолютної деформації

$$\eta = -r_i \omega - (k + 2)v_1 + kv_2. \quad (5)$$

Рівняння руху ділянок колони у поздовжньому напрямку записуємо у вигляді:

$$a_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} - 2b_i \frac{\partial u_i}{\partial t} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = -g_i \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (6)$$

де  $a_i$  — швидкість поширення хвилі пружних деформацій;  $b_i$  — коефіцієнт лінійного опору рухові колони у свердловині;  $g_i$  — функція, за якою враховується розподілене навантаження.

Значення  $a_i^2$ ,  $2b_i$ ,  $g_i$  визначаються співвідношеннями:

$$a_i^2 = \frac{E_i}{\rho_i}; \quad 2b_i = \frac{\kappa_i}{A_i \rho_i};$$

$$g_i = g \left( 1 - \frac{\rho}{\rho_i} \sin^2 \alpha_0 \right) \cos \alpha_0 - \frac{a_i^2 f}{\rho_0} \operatorname{abs} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \operatorname{sign} \frac{\partial u_i}{\partial t}, \quad (7)$$

де  $E_i$ ,  $\rho_i$  – модуль пружності першого роду і густина матеріалу бурильних труб;  $\rho$  – густина промивальної рідини;  $\kappa_i$  – коефіцієнт, що чисельно дорівнює силі, яка діє на ділянку одичної довжини під час її руху з одичною швидкістю;  $\alpha_0$  – усереднений кут нахилу осі колони до вертикалі;  $f$  – коефіцієнт сухого тертя колони об стінку свердловини;  $\rho_0$  – усереднений радіус кривини свердловини.

Крайові умови інтегрування рівнянь (6) такі. Для верхнього кінця колони (якщо  $x_1 = 0$ ) повинні задовольнятися третє і шосте співвідношення (2), причому

$$y_2 = u_1(0, t); \quad v_2 = \frac{\partial u_1(0, t)}{\partial t}. \quad (8)$$

На межах сусідніх ділянок та на нижньому кінці колони бурильних труб крайові умови мають вигляд:

$$E_i A_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - E_{i+1} A_{i+1} \frac{\partial u_{i+1}}{\partial x_{i+1}} = F_i, \quad u_i = u_{i+1}; \quad (9)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n-1), \quad \text{якщо } x_i = l_i, \quad x_{i+1} = 0;$$

$$E_n A_n \frac{\partial u_n}{\partial x_n} + m_3 \frac{\partial^2 u_n}{\partial t^2} = F_n + m_3 g, \quad \text{якщо } x_n = l_n, \quad (10)$$

де  $F_i$  – зосереджені сили взаємодії колони з промивальною рідиною.

Початкові умови, яким повинні задовольняти розв'язки рівнянь (2), (6), отримуємо, розглядаючи механічну систему у рівновазі

$$y_1(0) = \frac{m_1 g k + [N_1(0,0) + m_2 g](k + 2)}{c_b k};$$

$$y_2(0) = \frac{m_1 g c_s k(k+2) + [N_1(0,0) + m_2 g][c_b + c_s(k+2)^2]}{c_s c_b k^2};$$

$$\omega(0) = \omega_0; \quad v_1(0) = v_{10}; \quad v_2(0) = v_{20};$$

$$u_i(x_i, 0) = \frac{N_i(0,0)}{E_i A_i} x_i - \frac{g_i}{2a_i^2} x_i^2 + u_i(0,0); \quad \left( \frac{\partial u_i}{\partial t} \right)_{t=0} = v_{30} \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (11)$$

де  $\omega_0, v_{10}, v_{20}, v_{30}$  – початкові значення швидкостей елементів системи;  $N_i(0,0)$  і  $u_i(0,0)$  – поздовжні сили і переміщення верхніх крайніх перерізів ділянок колони

$$N_i(0,0) = \sum_{j=i}^n (A_j l_j \rho_j g_j + F_j) + m_3 g \quad (i = 1, 2, \dots, n);$$

$$u_1(0,0) = y_2(0); \quad u_i(0,0) = y_2(0) + \sum_{j=1}^{i-1} \left[ \frac{N_j(0,0) l_j}{E_j A_j} - \frac{l_j^2 g_j}{2a_j^2} \right] \quad (i = 2, 3, \dots, n).$$

Поздовжня сила у поперечному перерізі колони визначається залежністю

$$N_i(x_i, t) = E_i A_i \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial x_i} \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (12)$$

Сили у канаті і в металоконструкції вишки обчислюємо за формулами

$$F_s = c_s \delta + v(\eta l_s - \delta r_i \omega) / l_s^2; \quad F_b = c_b y_1 + v_b v_1. \quad (13)$$

У сучасних бурових установках великої потужності застосовують основні і допоміжні гальмівні пристрої [2, 4]. Як основні використовують стрічкові або колодкові фрикційні гальма, які вводяться в дію наприкінці руху системи і використовуються для остаточної її зупинки. Допоміжні гальма (гідродинамічні, електромагнітні, електромагнітні порошкові тощо) використовуються для тривалого гальмування, з метою обмеження швидкості руху. У бурових установках порівняно невеликої потужності використовується один гальмівний пристрій.

У загальному випадку гальмівний момент, що діє на барабан лебідки під час опускання бурильної колонки у свердловину, запишемо як

$$M = M_1 + M_2, \quad \text{якщо} \quad \omega > 0;$$

$$M = F_s r_i, \quad \text{якщо} \quad \omega = 0. \quad (14)$$

де  $M_1$  і  $M_2$  – моменти, що розвиваються основним і допоміжним гальмівними пристроями.

Момент основного гальмівного пристрою визначаємо як

$$M_1 = \beta t, \quad \text{якщо} \quad 0 \leq t \leq t_m;$$

$$M_1 = M_{1m}, \quad \text{якщо} \quad t > t_m, \quad (15)$$

де  $t_m$  і  $M_{1m}$  – час наростання і максимальне значення гальмівного моменту;  $\beta = M_{1m}/t_m$  – сталий коефіцієнт.

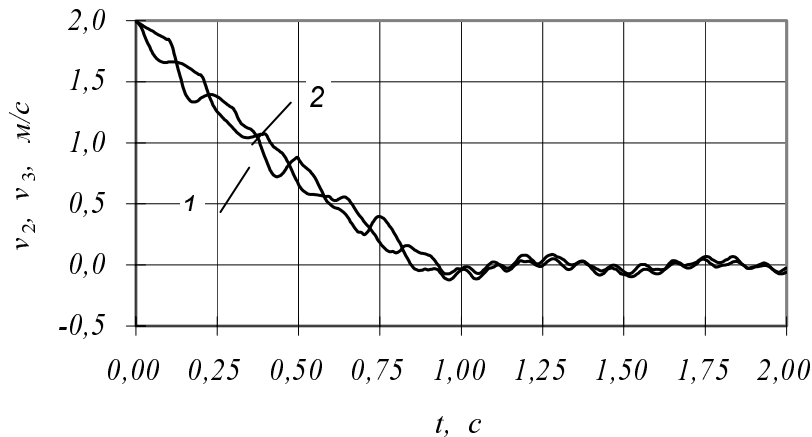
Якщо гальмівний момент зростає від нуля до максимального значення раптово, то його можна вважати сталим  $M_1 = M_{1m}$ .

Як допоміжний гальмівний пристрій переважно використовується гідродинамічне гальмо, гальмівний момент якого подаємо у вигляді [2]:

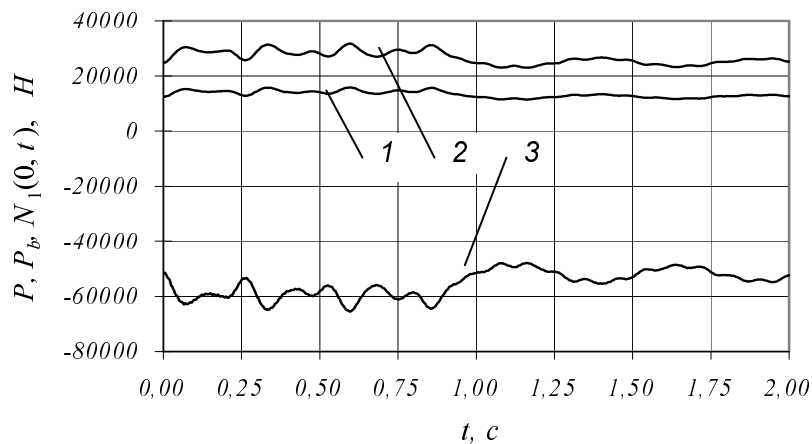
$$M_2 = \lambda \rho (D^5 - d^5) \omega^2 \quad (16)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного моменту, що визначається експериментально;  $\rho$  – густина робочої рідини;  $D$  і  $d$  – зовнішній і внутрішній діаметри кільця рідини, що утворюється під час обертання ротора.

Таким чином, розрахунок процесу гальмування підйомальної системи зводиться до числового інтегрування рівнянь (2) і (6) з врахуванням крайових умов (9), (10), початкових умов (11) і алгебраїчних залежностей (1), (3)–(5), (7), (8), (14)–(16). Розв'язування задачі виконуємо із застосуванням скінченно-різницевої або скінченно-елементної дискретизації рівняння (6) згідно з [7]. Навантаження в буриньних трубах, канаті і в металоконструкції вишки на кожному кроці інтегрування рівнянь руху обчислюємо за формулами (12), (13).



**Рис.2.** Часові залежності швидкостей руху елементів масами  $m_2$  (крива 1) і  $m_3$  (крива 2)



**Рис.3.** Часові залежності сил в канаті (крива 1), у верхньому перерізі ( $x_1 = 0$ ) буриньної колони (крива 2) і в металоконструкції вишки (крива 3)

На рис.2 і 3 показано результати розрахунку процесу гальмування підіймальної системи бурової установки УКБ-5П, виконаного за такими вихідними даними:  $J = 1,55 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $m_1 = 206,5 \text{ кг}$ ;  $m_2 = 39,6 \text{ кг}$ ;  $m_3 = 23,9 \text{ кг}$ ;  $c_b = 1200 \text{ МН/м}$ ;  $c_s = 1,9 \text{ МН/м}$ ;  $v_b = 0,5 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$ ;  $v_s = 1 \text{ кН}\cdot\text{с}$ ;  $r_t = 0,13 \text{ м}$ ;  $k = 2$ ;  $n = 1$ ;  $l_1 = 462,5 \text{ м}$ ;  $A_1 = 590 \text{ мм}^2$ ;  $E_1 = 2,1\cdot 10^5 \text{ МПа}$ ;  $\rho_1 = 9066 \text{ кг/м}^3$ ;  $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$ ;  $b_1 = 0,4 \text{ с}^{-1}$ ;  $\rho_0 = 500 \text{ м}$ ;  $\alpha = 0,1$ ;  $f = 0$ ;  $\omega_0 = 30,76 \text{ рад/с}$ ;  $v_{10} = 0$ ;  $v_{20} = v_{30} = 2 \text{ м/с}$ . Установка обладнана одним гальмівним пристроєм, гальмівний момент якого  $M = M_1 = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Як видно із графіків рис.2 і 3, процес гальмування барабана лебідки триває приблизно 0,9 с і супроводжується динамічними явищами, які суттєво впливають на навантаження елементів бурової установки. Після зупинки барабана лебідки механічні коливання набувають затухаючого характеру.

Побудована математична модель може бути використана в системах автоматизованого проектування бурових установок з метою врахування динамічних явищ у розрахунках на міцність і довговічність елементів підіймальних механізмів, висотних споруд і бурильних колон.

1. Ашавский А.М., Вольперт А.Я., Шейнбаум В.С. и др. Динамика талевой системы при спуске // Изв. вузов. Нефть и газ. 1974. № 3. С.31–34. 2. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. М., 1988. 3. Ибрагимов В.А., Гаджиев А.А. Исследование движения колонны труб для мягкой посадки ее на ротор // Изв. вузов. Нефть и газ. 1992. № 1–2. С.29–31. 4. Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. М., 1985. 5. Курбанов Г.Я., Машедова П.М. Определение напряжений, возникающих в бурильной колонне при спуске ее в скважину // Изв. вузов. Нефть и газ. 1973. № 5. С.35–38. 6. Раджабов С. А. О выборе допускаемой скорости спуска бурильной колонны // Изв. вузов. Нефть и газ. 1980. № 2. С.33–38. 7. Харченко Е.В. Динамические процессы буровых установок. Львов, 1991. 8. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. М., 1987.

УДК 539.3

**Юськів В.М., Дзюбик А.Р., Назар І.Б.,\* Березюк Т.Б.**

\*ДУ "Львівська політехніка", кафедра обладнання і технології зварювального виробництва, Львівський національний університет ім. І.Франка

## **ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВІДІВ УЛЬТРАЗВУКОВИМ МЕТОДОМ**

© Юськів В.М., Дзюбик А.Р., Назар І.Б., Березюк Т.Б., 2000

**Запропоновано нову методику обробки результатів ультразвукової діагностики напруженого стану магістральних трубопроводів. Представлено її програмну реалізацію.**

Дослідження напруженого стану конструкцій – обов'язковий етап створення нових машин і споруд, зміни режиму їх роботи, оцінки надійності в експлуатації. Особливо зростає важливість цього етапу у зв'язку з сьогодишньою тенденцією до експлуатації конструкцій, що вичерпали свій ресурс, зокрема це стосується магістральних трубопроводів: