

# *Нафтогазова справа*

УДК 622.248

## **ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ УДАРНОГО ІНСТРУМЕНТУ ДЛЯ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ**

**В. М. Мойсишин, К. Г. Левчук**

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;  
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;  
тел. +380 (342) 72-71-31; e-mail: math@nung.edu.ua,  
public@ifdtung.if.ua, kgl.imp.nan@gmail.com*

*Разраблено математичну модель сумісної роботи талевої системи, бурильної колони і ударного механізму. При моделюванні враховано хвильові явища в бурильних трубах. Проведено числовий розрахунок динамічних характеристик (час розгону, тривалість удару, коефіцієнт поновлення, набута і втрачена кінетичні енергії аварійного компонування), які виникають при спрацьовуванні замкової пари. Дано інженерне обґрунтування одержаних результатів комп'ютерних розв'язків.*

***Ключові слова:** математична модель, аварійне компонування бурильної колони, ударний пристрій, час розгону, тривалість удару, кінетична енергія аварійного компонування, коефіцієнт поновлення, енергія втрачених швидкостей.*

### **Актуальність теми**

За оцінкою фахівців прихоплення бурильних колон (БК), що унеможливує подальше буріння, зустрічається в середньому один раз на три свердловини. Близько половини випадків прихоплення зустрічається у ході спуску або підйому БК, 20% – в процесі розширення свердловин або змінному натягу і посадці колони труб, 10% – при бурінні [1, 2]. Одним із механічних способів ліквідації прихоплення є застосування ударного пристрою (УП), завданням якого є вивільнення прихопленої труби. Різноманітні ударні механізми вивчалися низкою дослідників [3-5].

Робота ударного пристрою полягає у динамічній передачі енергії деформації, яку накопичує БК, прихопленої ділянці труби, тобто удар-

ний пристрій концентрує кінетичну енергію у точці прихоплення бурильної колони.

Основну увагу в запропонованій статті відведено вивченню динамічних характеристик удару (час зустрічі аварійного й прихопленого компонентів БК, тривалість удару, коефіцієнт поновлення, втрачена енергія) у випадку спрацювання пристрою [6]. Дослідження проведено на компонуваннях з двома (К2) і трьома (К3) секціями аварійної бурильної колони.

Метою цієї роботи є дослідження динаміки удару на основі розробленої авторами математичної моделі механічної системи “талевий блок-бурильна колона-ударний пристрій” з використанням аналітичних і чисельних методів, сучасних обчислювальних засобів із спеціалізованих математичних пакетів для аналізу й вироблення рекомендацій з вибору параметрів ударних механізмів, які використовуватимуться для ліквідації прихоплень бурильного інструменту [3, 4, 7].

### **Постановка задачі**

Появу сучасних ударних пристроїв відносять до 30-их років ХХ сторіччя. Розглянемо найсучаснішу конструкцію такого пристрою, що складається з телескопічного штока, який ковзає всередині порожнистого корпусу, і внутрішнього стопора [8]. Шток будемо називати бойком, а корпус – ковадлом.

Опишемо перший етап удару, який повністю характеризується натягом аварійного компонування, що триває до моменту роз’єднання замкової пари. Розрахункову схему подано на рис. 1.

Аварійне компонування БК складається з талевої системи, аварійної та прихопленої секцій БК (рис. 1). До аварійного компонування входять декілька секцій бурильних труб та обважнена бурильна труба (ОБТ), на кінці якої знаходиться бойок ударного механізму. До прихопленого компонування входять вільна, по якій наносять удари, й прихоплена секції бурильних труб, а також долото.

Для спрацювання ударного пристрою використовують енергію пружної деформації аварійного компонування і потоку промивальної рідини. Ефективність роботи такого пристрою істотно залежить від ходу бойка  $s$ , сили удару  $F_{y0}$  і кінетичних енергій (тієї, що накопичуються в аварійному компонуванні до удару  $T_1$ , і тієї, яка передається прихопленому компонуванню відразу після удару  $T_{np}$ ). Детальний аналіз основних динамічних характеристик ударного механізму дозволять раціонально підбирати експлуатаційні та конструктивні параметри ударних механізмів для ліквідації прихоплень БК.

### **Динамічні рівняння руху бурильної колони**

Математична модель нестационарних процесів у БК побудована для скінченної кількості секцій бурильних труб аварійного компонування. Бурильну колону розглядаємо як континуально-дискретну механічну

систему [9], розрахункову схему якої зображено на рис. 1, де рухомі частини талевої системи подано масою  $m_0$ , а жорсткість талевих канатів  $c_0$ . Секції труб будемо вважати однорідними прямолінійними стрижнями довжини  $l_j$  і площею поперечного перерізу  $F_j$  ( $j = \overline{1, i+2}$ ), де  $i$  - кількість секцій аварійного компоунвання БК.

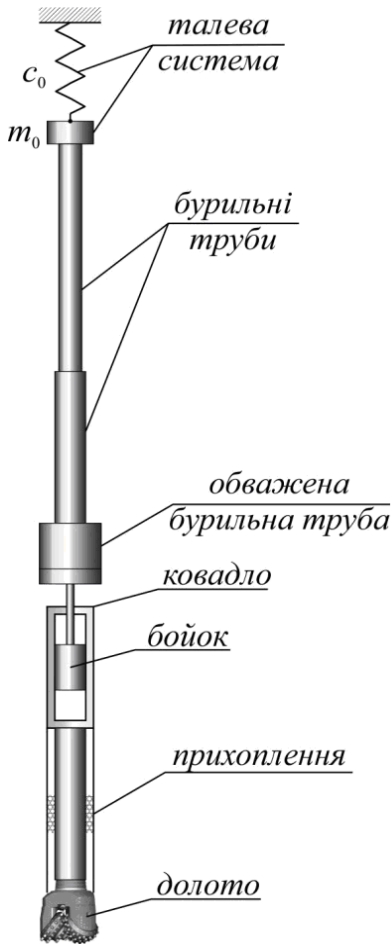


Рис. 1. Розрахункова схема

Вертикальні переміщення перерізів труб визначатимемо функціями  $u_j(x_j, t)$ , які залежать від поточних поздовжніх координат  $x_i$  з відліком у верхніх торцях  $j$ -ої секції БК у напрямку від гирла свердловини і часу  $t$ . Рух секцій бурильних труб описуємо відомими з теорії пружності диференціальними рівняннями [10, 11]

$$\ddot{u}_j(x_j, t) + 2h_j \dot{u}_j(x_j, t) - a_j^2 u_j''(x_j, t) = g_j, \quad (1)$$

$$j = \overline{1, i+2};$$

де  $a_j = \sqrt{E_j / \rho_j}$  ( $E_j$  - модуль пружності Юнга,  $\rho_j$  - густина одного метра довжини) - швидкість поширення пружних хвиль в матеріалі бурильної труби,  $g_j = g$  ( $j = \overline{1, i+1}$ ) - прискорення вільного падіння,  $g_{i+2} = g - f_0 \text{sign} u_{i+2}(x_{i+2}, t)$ ,  $f_0$  - коефіцієнт тертя бурильної труби об кірку свердловини;  $h_j = \frac{\alpha_j}{2\rho_j F_j l_j}$  - зведений коефіцієнт в'язкого опору ( $\alpha_j$  - коефіцієнт в'язкого тертя взаємодії промивальної рідини з  $j$ -ою секцією БК).

До динамічних рівнянь руху бурильної колони додамо крайові умови на кінцях і стику секцій труб та у місці установки ударного механізму на проміжку часу  $t \in [0, t_y]$ , який передуватиме удару:

на верхньому торці першої секції аварійної компоунки бурильної колони

$$E_1 F_1 u_1'(0, t) - c_0 u_1(0, t) = m_0 [a_1^2 u_1''(0, t) - g]; \quad (2)$$

у місці контакту секцій бурильних труб

$$u_1(l_1, t) = u_2(0, t); \quad \dots \quad u_{i-1}(l_{i-1}, t) = u_i(0, t); \quad u_{i+1}(l_{i+1}, t) = u_{i+2}(0, t); \quad (3)$$

$$\begin{aligned}
 E_1 F_1 u'_1(l_1, t) &= E_2 F_2 u'_2(0, t) + q(F_2 - F_1) g l_1; \\
 &\dots\dots\dots \\
 E_{i-1} F_{i-1} u'_{i-1}(l_{i-1}, t) &= E_i F_i u'_i(0, t) + q(F_i - F_{i-1}) g \sum_{j=1}^{i-1} l_j; \\
 E_i u'_i(l_i, t) &= E_{i+1} u'_{i+1}(0, t) = -q g \sum_{j=1}^i l_j; \\
 E_{i+1} F_{i+1} u'_{i+1}(l_{i+1}, t) &= E_{i+2} F_{i+2} u'_{i+2}(0, t) + q(F_{i+2} - F_{i+1}) g \sum_{j=1}^{i+1} l_j;
 \end{aligned} \tag{4}$$

де  $q$  – густина промивальної рідини;

на нижньому торці прихопленого аварійного компоунування бурильної колони

$$E_{i+2} u'_{i+2}(l_{i+2}, t) = -q g \sum_{j=1}^{i+2} l_j. \tag{5}$$

Початкові умови, яким повинні задовольняти розв'язки рівнянь (1), визначають зі статичних рівнянь рівноваги балансу сил кожної секції БК, прикладених у поточних перерізах секцій бурильних труб шляхом їх інтегрування. Сталі інтегрування при цьому знаходять з крайових умов (2)-(5). Запишемо початкові умови руху БК у перерізах усіх секцій труб:

у перерізі  $0 \leq x_1 \leq l_1$

$$u_1(x_1, 0) = \left[ -\frac{\rho_1}{2E_1} x_1^2 + (F_1 l_1 (\rho_1 - q) + F_2 l_2 (\rho_2 - q) + \frac{F_p}{g}) \times \left( \frac{x_1}{E_1 F_1} + \frac{1}{c_0} \right) + \frac{2m_0}{c_0} \right] g; \tag{6}$$

у перерізі  $0 \leq x_{i-1} \leq l_{i-1}$

$$\begin{aligned}
 u_{i-1}(x_{i-1}, 0) &= \left[ -\frac{\rho_{i-1}}{2E_{i-1}} x_{i-1}^2 - \frac{\rho_{i-2}}{2E_{i-2}} l_{i-2}^2 + \left( F_{i-1} \left( \rho_{i-1} l_{i-1} - q \sum_{j=1}^{i-1} l_j \right) + F_i l_i (\rho_i - q) + \right. \right. \\
 &+ \left. \frac{F_p}{g} \right) \times \frac{x_{i-1}}{E_{i-1} F_{i-1}} + \left( F_{i-2} l_{i-2} (\rho_{i-2} - q) + F_{i-1} l_{i-1} (\rho_{i-1} - q) + F_i l_i (\rho_i - q) + \right. \\
 &+ \left. \frac{F_p}{g} \right) \times \left( \frac{l_{i-2}}{E_{i-2} F_{i-2}} + \frac{1}{c_0} \right) + \left. \frac{2m_0}{c_0} \right] g;
 \end{aligned} \tag{7}$$

у перерізі  $0 \leq x_i \leq l_i$

$$\begin{aligned}
 u_i(x_i, 0) &= \left[ -\frac{\rho_i}{2E_i} x_i^2 - \frac{\rho_{i-1}}{2E_{i-1}} l_{i-1}^2 - \frac{\rho_{i-2}}{2E_{i-2}} l_{i-2}^2 + \left( F_i \left( \rho_i l_i - q \sum_{j=1}^i l_j \right) + \frac{F_p}{g} \right) \frac{x_{i-1}}{E_{i-1} F_{i-1}} + \right. \\
 &+ \left( F_i l_i \left( \rho_i - q \sum_{j=1}^i l_j \right) + \frac{F_p}{g} \right) \frac{l_{i-1}}{E_{i-1} F_{i-1}} + \left( F_{i-2} l_{i-2} (\rho_{i-2} - q) + F_{i-1} l_{i-1} (\rho_{i-1} - q) + \right. \\
 &+ \left. F_i l_i (\rho_i - q) + \frac{F_p}{g} \right) \times \left( \frac{l_{i-2}}{E_{i-2} F_{i-2}} + \frac{1}{c_0} \right) + \left. \frac{2m_0}{c_0} \right] g;
 \end{aligned} \tag{8}$$

у перерізі  $0 \leq x_{i+1} \leq l_{i+1}$

$$u_{i+1}(x_{i+1}, 0) = \left[ -\frac{x_{i+1} - l_{i+1}}{E_{i+1}} \left( \frac{1}{2} \rho_{i+1} F_{i+1} (x_{i+1} + l_{i+1}) + q F_{i+1} - F_p / g \right) - \frac{1}{2 E_{i+2} F_{i+2} (F_0 / g + \rho_{i+2} F_{i+2})} \left( F_{i+1} l_{i+1} (\rho_{i+1} - q) + q F_{i+2} \sum_{j=1}^{i+1} l_j - F_p / g \right)^2 \right] g; \quad (5)$$

у перерізі  $0 \leq x_{i+2} \leq l_{i+2}$

$$u_{i+2}(x_{i+2}, 0) = \begin{cases} -\frac{g_{i+2}}{2 E_{i+2}} \rho_{i+2} x_{i+2}^2 - \frac{g x_{i+2}}{E_{i+2} F_{i+2}} \left( F_{i+1} (\rho_{i+1} - q) l_{i+1} + q F_{i+2} \sum_{j=1}^{i+1} l_j \right) - \\ - \frac{g^2}{2 g_{i+2} \rho_{i+2} E_{i+2} F_{i+2}^2} \left( F_{i+1} (\rho_{i+1} - q) l_{i+1} + q F_{i+2} \sum_{j=1}^{i+1} l_j \right)^2, & 0 \leq x_{i+2} \leq l_1; \\ 0, & l_1 < x_{i+2} < l_2; \\ -\frac{g_{i+2}}{2 E_{i+2}} \rho_{i+2} x_{i+2}^2 - \frac{x_{i+2}}{E_{i+2}} \left( \rho_{i+1} g_{i+2} l_{i+2} - q g \sum_{j=1}^{i+2} l_j \right) - \frac{g^2}{2 g_{i+2} \rho_{i+2} E_{i+2}} \times \\ \times \left( \rho_{i+1} g_{i+2} l_{i+2} - q g \sum_{j=1}^{i+2} l_j \right)^2, & l_2 \leq x_{i+2} \leq l_{i+2}; \end{cases} \quad (10)$$

де  $F_p$  – сила розчеплення замкової пари;  $F_0$  – інтенсивність рівномірно розподіленої по довжині прихоплювальної сили;

$$l1 = \frac{F_p / g - F_{i+1} (\rho_{i+1} - q) l_{i+1} - q F_{i+2} \sum_{j=1}^{i+1} l_j}{F_0 / g + \rho_{i+2} F_{i+2}}; \quad l2 = l_{i+2} - \frac{F_p / g - q F_{i+2} \sum_{j=1}^{i+2} l_j}{F_0 / g + \rho_{i+2} F_{i+2}}.$$

Довжина прихопленої ділянки визначається з виразу

$$l = l_{i+2} - \frac{F_p / g - F_{i+1} (\rho_{i+1} - q) l_{i+1} + q F_{i+2} l_{i+2}}{F_0 / g + \rho_{i+2} F_{i+2}}. \quad (11)$$

До моменту розчеплення замкової пари БК перебувала у стані спокою

$$\dot{u}_j(x_j, 0) = 0, \quad j = \overline{1, i+2}. \quad (12)$$

Таким чином, розрахунок залежностей основних динамічних характеристик ударного механізму на початковій стадії удару від параметрів БК полягає в інтегруванні системи гіперболічних диференціальних рівнянь (1) з частинними похідними з урахуванням крайових умов та початкових умов руху. При цьому крайові й початкові умови руху усіх секцій БК взаємопов'язані. Лише розв'язавши диференціальне рівняння для попередньої секції вдається сформулювати крайові й початкові умови для наступної секції. Оскільки рівняння частот у загальному випадку –

трансцендентні, тобто не мають розв'язків в елементарних функціях, то отриману систему диференціальних рівнянь неможливо зінтегрувати. Рівняння руху усіх перерізів секцій БК були одержані чисельним інтегруванням за допомогою комп'ютерної програми символічної математики [13].

### Удар аварійного та прихопленого компоновань бурильної колони

Якщо відносно переміщення нижнього кінця аварійного (бойок) і верхнього кінця прихопленого (ковадло) компоновань БК у будь-який момент часу перевищує переміщення, викликане відносною швидкістю

$$u_i(l_i, t) - u_{i+1}(0, t) > [\dot{u}_{i+1}(0, t) - \dot{u}_i(l_i, t)]t, \quad (13)$$

то удару не відбудеться. У протилежному випадку відбудеться взаємодія обох компоновань БК, момент зустрічі яких (бойка і ковадла)  $t_y$  визначаємо з виразу

$$u_i(l_i, t_y) - u_i(l_i, 0) = s + [u_{i+1}(0, t_y) - u_{i+1}(0, 0)], \quad (14)$$

де  $s$  – вільний хід ударного механізму.

Зближення кінців обох компоновок БК відбувається за рахунок контактних деформацій  $w$ , яке можна визначити з рівності

$$w(t+t_y) = [\dot{u}_{i+1}(0, t_y) - \dot{u}_i(l_i, t_y)](t+t_y) - [u_i(l_i, t+t_y) + u_{i+1}(0, t+t_y)]. \quad (15)$$

Закон зміни зближення тіл  $w(t+t_y)$  визначаємо при початковій швидкості зближення  $\dot{w}(t_y) = \dot{u}_i(l_i, t_y) - \dot{u}_{i+1}(0, t_y)$  і деформації  $w(t_y) = 0$  із системи диференціальних рівнянь руху нижнього торця аварійної і верхнього торця прихопленої компоновань БК

$$\begin{cases} \ddot{u}_i(l_i, t+t_y) \sum_{j=1}^i \int_0^{l_j} \rho_j F_j dx_j = -F_{y\partial}(t+t_y); \\ \ddot{u}_{i+1}(0, t+t_y) \left( \int_0^{l_{i+1}} \rho_{i+1} F_{i+1} dx_{i+1} + \int_0^{l_1} \rho_{i+2} F_{i+2} dx_{i+2} \right) = F_{y\partial}(t+t_y), \end{cases} \quad (16)$$

де  $F_{y\partial}(t+t_y)$  – сила удару за законом Герца пов'язана із зближенням

залежністю  $F_{y\partial}(t+t_y) = k\sqrt{w^3(t+t_y)}$ ,  $k = \frac{4}{3\sqrt{R_1+R_2}} \frac{E_1 E_2 \sqrt{R_1 R_2}}{E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)}$  –

коефіцієнт Герца ( $\mu_1, \mu_2$  – коефіцієнти Пуассона), а прискорення зближення контактних поверхонь згідно (15)  $\ddot{w}(t+t_y) = \ddot{u}_i(l_i, t+t_y) - \ddot{u}_{i+1}(0, t+t_y)$ .

Тривалість удару  $\tau$  визначаємо у кінці другого етапу удару з умови  $w(t_y + \tau) = 0$ . У момент часу  $t_y + t_1$ , коли швидкість зближення тіл  $\dot{w}(t_y + t_1) = 0$ , тобто

$$\dot{w}(t_1 + t_y) = \dot{u}_{i+1}(0, t_y) - \dot{u}_i(l_i, t_y) - [\dot{u}_i(l_i, t_y + t_1) + \dot{u}_{i+1}(0, t_y + t_1)] = 0, \quad (17)$$

або

$$\dot{u}_{i+1}(0, t_y) = \dot{u}_i(l_i, t_y) + [\dot{u}_i(l_i, t_y + t_1) + \dot{u}_{i+1}(0, t_y + t_1)],$$

ударна сила досягає свого максимального значення

$$F_{\max} = k \sqrt{([\dot{u}_i(l_i, t_y) - \dot{u}_{i+1}(0, t_y)](t_y + t_1) - [u_i(l_i, t_y + t_1) + u_{i+1}(0, t_y + t_1)])^3}. \quad (18)$$

### Динамічні характеристики ударного механізму

На основі розробленої математичної моделі визначимо динамічні характеристики процесу ліквідації прихоплення ударним способом на етапі розгону аварійного компонентування та удару бойка об ковадло. Відразу після зіткнення аварійного та прихопленого компонентувань БК буде здійснюватись їх сумісний рух, швидкість якого знаходимо із закону збереження кількості руху

$$\dot{u}_i(l_i, t_y + \tau) = \frac{\sum_{j=1}^{i+1} \int_0^{l_j} \dot{u}_i(x_j, t_y) \rho_j F_j dx_j + \int_0^{l_1} \dot{u}_{i+2}(x_{i+2}, t_y) \rho_{i+2} F_{i+2} dx_{i+2}}{\sum_{j=1}^{i+1} \int_0^{l_j} \rho_j F_j dx_j + \int_0^{l_1} \rho_{i+2} F_{i+2} dx_{i+2}} = \dot{u}_{i+1}(0, t_y + \tau). \quad (19)$$

Відповідно кінетична енергія БК:  
до удару внаслідок пружних деформацій

$$T_1 = \frac{1}{2} \left( \sum_{j=1}^{i+1} \int_0^{l_j} \dot{u}_j^2(x_j, t_y) \rho_j F_j dx_j + \int_0^{l_1} \dot{u}_{i+1}^2(x_{i+1}, t_y) \rho_{i+2} F_{i+2} dx_{i+2} \right); \quad (20)$$

після удару

$$T_2 = \frac{1}{2} \left( \sum_{j=1}^{i+1} \int_0^{l_j} \rho_j F_j dx_j + \int_0^{l_1} \rho_{i+2} F_{i+2} dx_{i+2} \right) \dot{u}_i^2(l_i, t_y + \tau); \quad (21)$$

передана прихопленому компонентуванню

$$T_{np} = \frac{1}{2} \left( \int_0^{l_{i+1}} \rho_{i+1} F_{i+1} dx_{i+1} + \int_0^{l_1} \rho_{i+2} F_{i+2} dx_{i+2} \right) \dot{u}_i^2(l_i, t_y + \tau). \quad (22)$$

Щоб оцінити вплив основних параметрів аварійного компонентування також визначимо коефіцієнт поновлення  $k = \sqrt{T_2/T_1}$ , енергію втрачених швидкостей  $\Delta T = \frac{1-k}{1+k}(T_1 - T_2)$ , коефіцієнт передачі енергії  $\eta = T_{np}/T_1$ .

### Результати досліджень

Дослідження динамічних характеристик, що мають місце у процесі вивільнення прихопленої БК за допомогою ударного механізму, про-

водились на двох компонованнях з двома і трьома секціями аварійної колони, які відповідно позначатимемо К2 і К3.

Для обох компоновань:  $R_1 = R_2 = 0,4$  м – радіуси,  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$  – коефіцієнт Пуассона нижнього торця аварійної і верхнього торця прихопленого компоновання;  $m_0 = 9855$  кг – зведена маса рухомих частин талевої системи;  $c_0 = 53$  МН/м – коефіцієнт жорсткості талевих канатів;  $q = 1200$  кг/м<sup>3</sup> – густина промивальної рідини;  $F_0 = 0,6$  МН/м – інтенсивність розподіленої прихоплювальної сили;  $f_0 = 0,3$  – коефіцієнт сухого тертя БК об кірку свердловини;  $E_j = 2,1 \cdot 10^5$  МПа ( $j = \overline{1, i+2}$ ) – модуль пружності Юнга.

Параметри К2:  $F_1 = 4084$  мм<sup>2</sup>,  $F_2 = F_3 = F_4 = 260$  см<sup>2</sup> – площі поперечних перерізів;  $\rho_1 = 9011$  кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = 7845$  кг/м<sup>3</sup> – густини матеріалів, з яких виготовлено бурильні труби;  $l_1 = 1400$  м,  $l_2 = 130$  м,  $l_3 = 1$  м,  $l_4 = 20$  м – довжини,  $\alpha_1 = 48,4$  кг/с,  $\alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_4 = 380,4$  кг/с – коефіцієнт в'язкого тертя секцій БК.

Параметри К3:  $F_1 = 3045$  мм<sup>2</sup>,  $F_2 = 4084$  мм<sup>2</sup>,  $F_3 = F_4 = F_5 = 198,6$  см<sup>2</sup>,  $\rho_1 = 9457,4$  кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_2 = 9011$  кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_3 = \rho_4 = \rho_5 = 7855,8$  кг/м<sup>3</sup>,  $l_1 = 1800$  м,  $l_2 = 750$  м,  $l_3 = 150$  м,  $l_4 = 1$  м,  $l_5 = 20$  м,  $\alpha_1 = 43,9$  кг/с,  $\alpha_2 = 48,4$  кг/с,  $\alpha_3 = 100$  кг/с,  $\alpha_4 = \alpha_5 = 150$  кг/с.

На рис. 2-6 показано зміну динамічних характеристик ударного пристрою і БК в залежності від ходу ударного пристрою (УП) і довжини прихоплення бурильної труби. З графіка, зображеного на рис. 2, видно, що час розгону практично пропорційно залежить від ходу ударного механізму. Таким чином, хвиля деформацій проходить від верхнього кінця бурильної колони до місця удару для К2 швидше, ніж для К3. Тривалість часу розгону займає близько секунди.

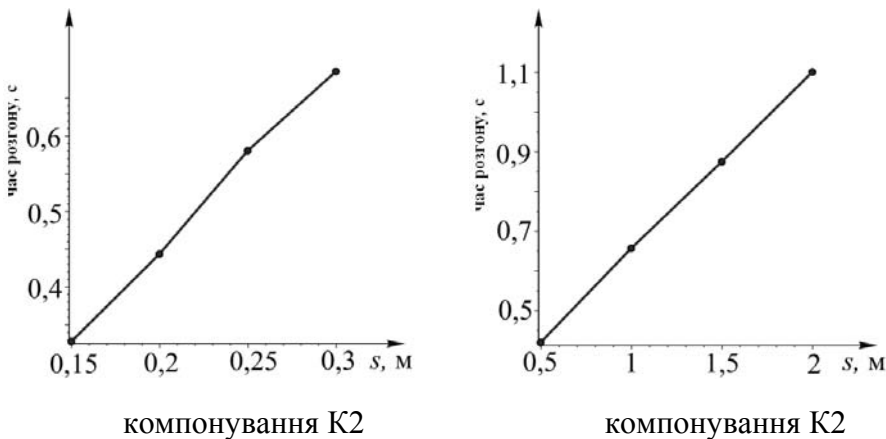


Рис. 2. Залежність часу розгону бойка від довжини ходу ударного пристрою



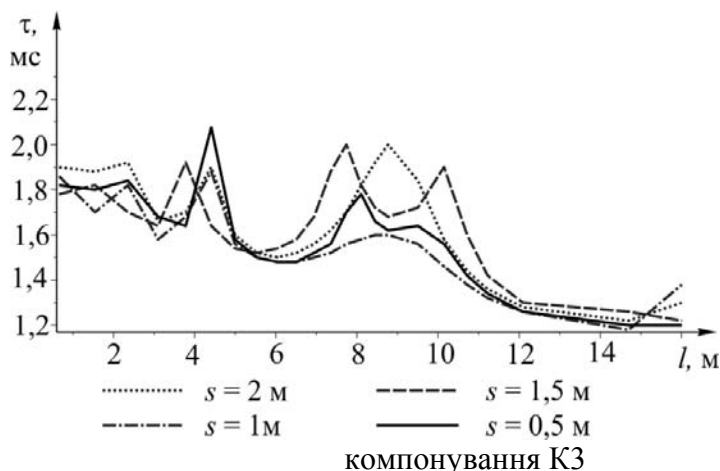
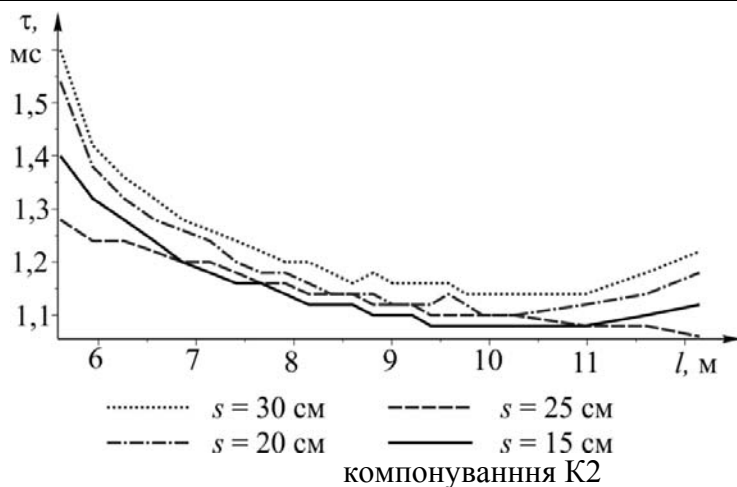
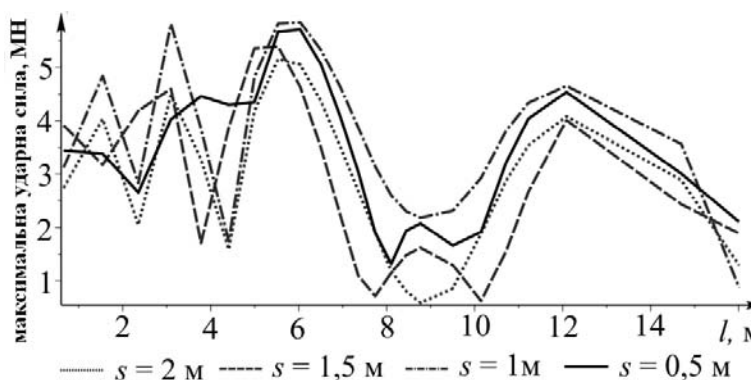
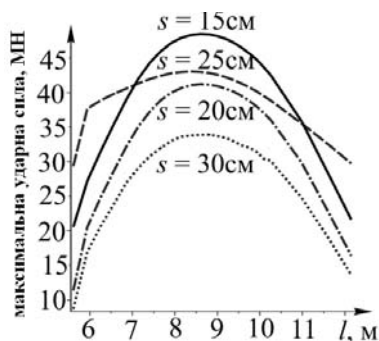


Рис. 3. Зміна тривалості удару від довжини зони прихоплення БК, отримані для різних значень ходу бойка  $s$



компонування К2

компонування К3

Рис. 4. Залежність максимальної сили удару від величини прихоплення БК, отримані для різного ходу бойка  $s$

Тривалість удару  $\tau$  (рис. 3) вимірюється мілісекундами. Зі збільшенням ходу УП її величина зменшується. Величина  $\tau$  для К3 перевищує тривалість удару для К2 майже у 2 рази.

Максимальна сила удару (рис. 4) значно залежить від довжини зони прихоплення БК, вимірюється меганьютонами і майже на порядок менша для К3 порівняно з К2. Однак, хоча у К3 хід бойка значно більший, але максимальна ударна сила менша. До того ж збільшення ходу УП не призводить до збільшення максимального значення ударної сили. Коливальний характер ударної сили також підтверджено у [14].

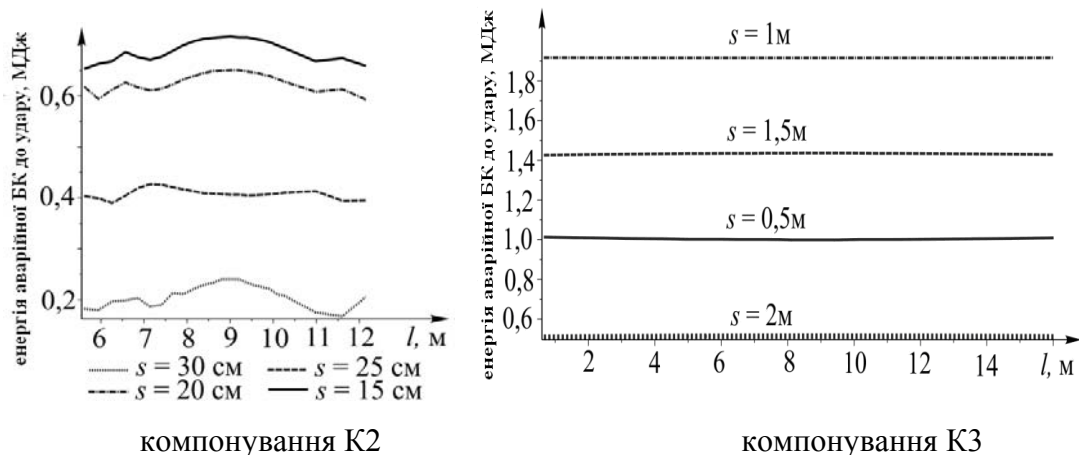


Рис. 5. Залежність кінетичної енергії аварійної БК від довжини зони величини прихоплення, отримані для різних значень ходу бойка  $s$

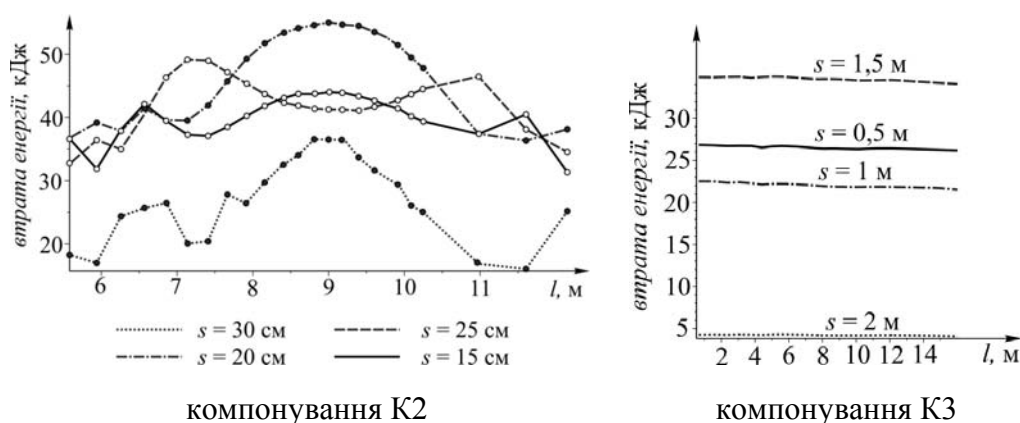


Рис. 6. Залежність втрати кінетичної енергії при ударі від довжини зони величини прихоплення БК, отримані для різних значень ходу бойка  $s$

З графіків, зображених на рис. 5 і 6, видно, що внаслідок пружних деформацій БК механічна система отримує кінетичну енергію, що

досягає мегаджоулів (рис. 5), при цьому втрапляється порівняно невелика кількість енергії (рис. 6): для К2 – десята частина від отриманої до удару, а для К3 – менше сорокової. Оскільки відношення довжини аварійного компоунування до прихопленого в К3  $\frac{l_1+l_2+l_3}{l_4+l_5} \approx 128$  більше,

ніж в К2  $\frac{l_1+l_2}{l_3+l_4} \approx 73$ , то вплив пружних коливань прихопленого компоунування на кінетичну енергію в залежності від довжини прихоплення майже непомітний для К3 (рис. 5, 6).

### Висновки

1. Запропоновану методику розрахунку основних динамічних характеристик процесу ліквідації прихоплення бурильної колони ударним способом, яка дозволяє аналізувати і обґрунтувати ефективність роботи ударного пристрою.

2. Тривалість часу розгону бойка прямопропорційно залежить від довжини ходу ударного пристрою і складає приблизно від 0,5 до 1,5 с.

3. Тривалість удару  $\tau$  зі збільшенням ходу  $s$  ударного пристрою зменшується і складає 1-2 мілісекунди.

4. Збільшення ходу  $s$  ударного пристрою не веде до суттєвого збільшення максимального значення сили удару.

5. Енергія втрачених швидкостей (втрати кінетичної енергії) аварійного компоунування бурильної колони під час удару порівняно незначна і складає 2,5-10% від кінетичної енергії аварійного компоунування до удару.

### Література

1. Shivers R. M. Operational Decision Making for Stuck Pipe Incidents in the Gulf of Mexico: A Risk Economics Approach / R. M. Shivers, R. J. Domangue // SPE Drilling & Completion. Vol. 8 (June 1993), No 2, pp.125-130.
2. Bradley A Task Force Approach to Reducing Stuck Pipe Costs / W. B. Bradley, D. Jarman, R. S. Plott, R. D. Wood, T. R. Schofield, R. A. Auflick, D. Cocking // SPE/IADC Drilling Conference, 11-14 March, 1991, Amsterdam, Netherlands.
3. Ферштер А. В. Выбор оптимальных условий работы яса / А. В. Ферштер, Б. А. Блейх, С. А. Шейнбаум // Нефтяное хозяйство. – 1977. – №2. – С. 17-19.
4. Самотой А. К. Предупреждение и ликвидация прихватов труб при бурении скважин / А. К. Самотой. – М.: Недра, 1979. – 182 с.
5. Самотой А. К. Прихваты колонн при бурении скважин. – М.: Недра, 1984. – 203 с.

6. Marcus R. Skeem. Drillstring Dynamics During Jar Operation / Skeem Marcus R., Friedman Morton B., Walker Bruce H. // SPE Journal of Petroleum Technology. Vol. 31 (November 1979), No 11.
7. Коломоец А. В. Предупреждение и ликвидация прихватов в разведочном бурении. – М.: Недра, 1985. – 220 с.
8. Clausen J. R. Novel Drilling Technology Delivers a Step Change in Challenging Deepwater Operations / J. R. Clausen, J. E. Rebellon, J. Blanc, S. P. Barton // SPE Middle East Oil and Gas Show and Conference, Manama, Bahrain, 25-28 September, 2011.
9. Юнин Е.К. Динамика глубокого бурения / Е.К. Юнин, В.К. Хегай. – М.: Недра, 2004. – 286 с.
10. Калинин С. Г. Динамика несущих конструкций буровых установок: [монографія] / С. Г. Калинин, Е. В. Харченко. – Львів: Вища школа, Вид-во при Львів. ун-ті, 1988. – 144 с.
11. Пановко Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем: Современные концепции, парадоксы и ошибки / Я. Г. Пановко, И. И. Губанова. – М.: Комкнига, 2007. – 352 с.
12. Мойсишин В. М. Математична модель ліквідації прихоплень бурильної колони ударним способом / В. М. Мойсишин, К. Г. Левчук // Вібрації в техніці та технологіях: всеукр. наук.-техн. журнал. – 2014. – Вип. 3 (75). – С. 84-93.
13. William P. Fox. Mathematical Modeling with Maple / P. Fox. William. – 2012. – 592 p.
14. 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.
15. Харченко Є. В. Дослідження динаміки вивільнення прихопленої колони труб / Є. В. Харченко, А. В. Гутий // Технічні вісті. – 2007. – №1(25), 2(26). – С. 28-32.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 18.12.2014 р.  
Рекомендовано до друку д.т.н., професором Векериком В.І.,  
д.т.н. Кунцяком Я.В. (м. Київ)*

## **DYNAMIC DESCRIPTIONS OF SHOCK INSTRUMENT FOR LIQUIDATION OF GRABBINGS OF BORING COLUMN**

**V. M. Moysyshyn, K. G. Levchuk**

*Ivano-Frankivs'k National Technical University of Oil and Gas;  
76019, Ivano-Frankivs'k, Carpathians str., 15;  
ph. +380 (342) 72-71-31; e-mail: math@nung.edu.ua,  
public@ifdtung.if.ua, kgl.imp.nan@gmail.com*

---

*The mathematical model of compatible work of the talevoi system, boring column and shock mechanism is developed. At the design the wave phenomena are taken into account in boring pipes. The numerical calculation of dynamic descriptions (time of acceleration, duration of blow, coefficient of renewal, acquired and lost kinetic energies of emergency arrangement) which arise up at work of lock pair is conducted. Engineering is given the base of getting results of computer decisions.*

**Key words:** *mathematical model, emergency arrangement of boring column, shock device, time of acceleration, duration of blow, kinetic energy of emergency arrangement, coefficient of renewal, energy of the lost speeds.*