

ВПЛИВ ЖОРСТКОСТІ АМОРТИЗАТОРА НА ДИСКРЕТНИЙ УДАРНИЙ ІМПУЛЬС ПІД ЧАС ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

К. Г. Левчук

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42153,
e-mail: kgl.itp.nan@gmail.com

Розроблено нелінійну математичну модель роботи бурильної колони з амортизатором і ударним механізмом, який використовується для ліквідації прихоплень бурильного інструменту. Запропоновано спосіб побудови хвильової діаграми імпульсів ударних сил в місцях нанесення удару і прихоплення. Проведено чисельний розрахунок тривалості удару, ударних сил та імпульсів, а також накопиченої пружною деформацією та втраченої внаслідок удару енергії. Проаналізовано вплив жорсткості амортизатора на ефективність роботи ударного механізму.

Ключові слова: математична модель, бурильний яс, ударний інструмент, хвильова діаграма, бурильна колона, тривалість удару, ударна сила, ударний імпульс, прихоплення.

Разработана нелинейная математическая модель работы бурильной колонны с амортизатором и ударным механизмом, который используется для ликвидации прихватов бурильного инструмента. Предложен способ построения волновой диаграммы импульсов ударных сил в местах нанесения удара и прихвата. Произведен численный расчёт длительности удара, ударных сил и импульсов, а также накопленной упругой деформацией и потерянной вследствие удара энергии. Проанализировано влияние жесткости амортизатора на эффективность работы ударного механизма.

Ключевые слова: математическая модель, бурильный яс, ударный инструмент, волновая диаграмма, бурильная колона, длительность удара, ударная сила, ударный импульс, прихваты.

The nonlinear mathematical model of the drill string operation with the damper and the impact mechanism used to eliminate sticking of the drilling tool. The author offered a method of developing a wave pattern of pulses impact forces in the places of striking and sticking. The numerical calculations of the impact duration, impact forces and pulses, accumulated elastic deformation and lost energy due to the shock. The influence of the damper hardness on the impact mechanism performance was analyzed, recommendations on selection of the damper hardness located in the middle of the drill collar were developed.

Keywords: mathematical model, drilling jar, impact instrument, wave pattern, drill string, impact duration, impact force, shock pulse, stuck pipe.

АКТУАЛЬНІСТЬ ТЕМИ

У процесі буріння нафтових і газових свердловин буровики стикаються з ускладненнями, які можуть призвести до аварій. За статистикою найпоширенішим і найдорожчим стосовно ліквідації їх видом є прихоплення бурильного інструменту, для якого характерна втрата рухомості колони труб [1, 2].

Бурильна колона (БК) може бути прихоплена шляхом притискування до стінки свердловини внаслідок перепаду тиску або заклинювання у відкритому стовбурі свердловини у випадку втрати ним стійкості. Для запобігання згаданим ускладненням стінки стовбура свердловини укріплюють, поліпшують властивості бурового розчину або глинистої кірки. Для вивільнення БК використовують рідинні ванни [3, 4], ударні пристрої [5]. У науково-технічній літературі [6, 7] наводяться промислові приклади застосування ударних пристроїв і механізмів, що працюють за рахунок енергії пружності, яка накопичується в БК.

Ефективним резервом зменшення матеріальних витрат у процесі буріння свердловин є раціональне використання хвильової енергії пружних деформацій БК. Раціональне використання накопичуваної енергії забезпечує безава-

рійну роботу бурильної колони і підвищує показники буріння. Проблема вивільнення прихопленої БК за допомогою механічних пристроїв залишається актуальною, оскільки ефективність їхньої роботи залежить не тільки від вибраних режимів експлуатації, а й від вибору конструкції низу бурильної колони і тих пристроїв, які включені в компонування.

Донині вчені використовували амортизатор тільки для гасіння вібрацій БК. А для покращення роботи ударного пристрою не зроблено спроб застосування амортизатора, а також не досліджено вплив його параметрів на динамічні та енергетичні характеристики удару.

МЕТА ДОСЛІДЖЕНЬ

У даній роботі проведено дослідження ефективності роботи ударного механізму (УМ) залежно від жорсткості амортизатора, вмонтованого в секцію обважненої бурильної труби (ОБТ). На основі отриманих результатів можна розробляти рекомендації з підбору жорсткості амортизатора.

Для проведення параметричних досліджень у запропонованій статті було розроблено математичну модель БК із амортизатором, яка дозволила з достатньою точністю побудувати

дискретну діаграму зміни ударної сили та визначити всі основні характеристики удару (тривалість удару, діаграма дискретно-змінної ударної сили, s також сили в місці прихоплення, ударні імпульси цих сил, накопичувальна енергія пружних деформацій БК, витрачена енергія на ліквідацію прихопленої частини БК). Для отримання чисельних значень досліджуваних параметрів було розроблено комп'ютерну програму в середовищі Maple [8, 9].

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ УДАРНОГО ПРИСТРОЮ З АМОРТИЗАТОРОМ

Розглянемо математичну модель нестационарних процесів у БК, побудовану для чотирьох секцій однорідних циліндричних бурильних труб (рис. 1) довжинами l_j і площами поперечного перерізу F_j ($j = \overline{1,4}$) із вмонтованим посередині ОБТ амортизатором. Кожну секцію бурильної колони розглядатимемо як континуально-дискретну механічну систему, де рухомі частини талевої системи подано масою m_0 , а жорсткість талевих канатів c_0 .

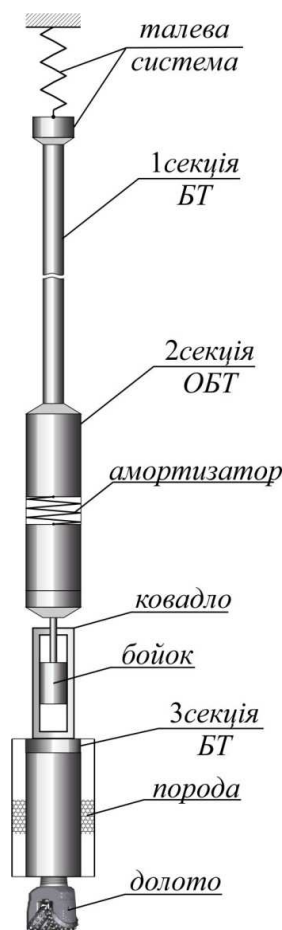


Рисунок 1 – Ударний механізм БК з амортизатором

Вважатимемо, що удар – це взаємодія двох верхніх секцій, на кінці яких перебуває бойок, з двома нижніми, прихопленими, прикріпленими до ковадла, при цьому торцеві поверхні секцій

БТ – плоскі. Таким чином, під час удару одночасно контактуватимуть усі точки торцевої поверхні другої обтяженої бурильної труби і третьої секції БТ. У такому випадку сила удару буде рівномірно розподіленою по площі поперечного перерізу протягом всієї тривалості удару. Поперечними деформаціями (звуженням, або розширенням) БТ знехтуємо, оскільки діаметри труб значно менші за їх довжини.

Рух секцій бурильних ($i = 1$) труб, обтяженої бурильної труби ($i = 2,3$), приєднаної до бойка ударного механізму, і прихопленої секції ($i = 4$) труб $u_i(x_i, t)$ описуємо відомим з теорії пружності диференціальним рівнянням [3, 4]

$$\ddot{u}_i(x_i, t) + 2h_i \dot{u}_i(x_i, t) - a_i^2 u_i''(x_i, t) = g, \quad i = \overline{1,3}; \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \ddot{u}_4(x_4, t) + 2h_4 \dot{u}_4(x_4, t) - a_4^2 u_4''(x_4, t) = \\ = g - f_0 \text{sign}[\dot{u}_4(x_4, t)], \end{aligned} \quad (2)$$

де $a_i = \sqrt{\frac{E_i}{\rho_i}}$ (ρ_i – густина одиниці довжини,

E_i – модуль пружності Юнга),

g – прискорення вільного падіння,

f_0 – коефіцієнт сухого тертя,

x_i – поточна координата,

$$h_i = \frac{\alpha_i}{2\rho_i F_i l_i} \quad \text{– зведений коефіцієнт}$$

в'язкого опору (α_i – коефіцієнт взаємодії промивальної рідини з i -ою секцією труби).

До динамічних рівнянь руху БК додамо крайові умови на стику секцій труб, а також у місцях установлення амортизатора, ударного механізму та взаємодії секції БК.

На верхньому торці першої секції бурильної колони

$$E_1 F_1 u_1'(0, t) + m_0 g = c_0 u_1(0, t) + m_0 a_1^2 u_1''(0, t); \quad (3)$$

– у місці контактування першої і другої секцій бурильної труби

$$u_1(l_1, t) = u_2(0, t);$$

$$E_1 F_1 u_1'(l_1, t) = E_2 F_2 u_2'(0, t) + q(F_2 - F_1) g l_1, \quad (4)$$

де q – густина промивальної рідини;

– у верхній точці кріплення амортизатора до середини другої секції

$$E_2 F_2 u_2'(0, 5l_2, t) = c_a [u_3(0, t) - u_2(0, 5l_2, t)]; \quad (5)$$

– у нижній точці кріплення амортизатора до середини другої секції

$$E_2 F_2 u_2'(0, t) = c_a [u_3(0, t) - u_2(0, 5l_2, t)]; \quad (6)$$

– на кінці другої секції бурильної труби

$$E_2 F_2 u_2'(0, 5l_2, t) = -q F_2 g (l_1 + l_2); \quad (7)$$

– на верхньому торці третьої секції бурильної труби

$$E_3 F_3 u_3'(0, t) = -q F_3 g (l_1 + l_2); \quad (8)$$

– у місці контактування третьої (вільної) і четвертої (прихопленої) компоновок бурильної труби

$$u_4(l_3, t) = u_5(0, t);$$

$$E_3 F_3 u_4'(l_3, t) = E_4 F_4 u_5'(0, t) + q(F_4 - F_3)g(l_1 + l_2 + l_3); \quad (9)$$

– на кінцях прихопленої частини четвертої секції бурильної труби

$$u_5(l_{01}, t) = u_5(l_{02}, t) = 0;$$

$$u_5'(l_{01}, t) = u_5'(l_{02}, t) = 0; \quad (10)$$

– на кінці четвертої секції бурильної труби

$$E_4 F_4 u_5'(l_4, t) = -qF_4 g(l_1 + l_2 + l_3 + l_4). \quad (11)$$

Для отримання розв'язку динамічних хвильових рівнянь руху БК було складено початкові умови з огляду на статичні умови балансу сил, прикладених у поточних перерізах секцій бурильних труб:

– для поточного перерізу першої секції БК

$$u_1(x_1, 0) = 2g \frac{m_0}{c_0} + \frac{g}{E_1 F_1} \left[-0,5 F_1 \rho_1 x_1^2 + (F_1(\rho_1 - q)l_1 + F_2(\rho_2 - q)l_2 + F_p/g) \times (x_1 + E_1 F_1/c_0) \right]; \quad (12)$$

– для поточного перерізу верхньої частини ОБТ

$$u_2(x_2, 0) = 2g \frac{m_0}{c_0} + \frac{g}{E_2 F_2} \left[-0,5 F_2 \rho_2 x_2^2 + (F_2(\rho_2 l_2 - q(l_1 + l_2)) + F_p/g) x_2 \right] + \frac{g}{E_1 F_1} \left[-0,5 F_1 \rho_1 l_1^2 + (F_1(\rho_1 - q)l_1 + F_2(\rho_2 - q)l_2 + F_p/g)(l_1 + E_1 F_1/c_0) \right]; \quad (13)$$

– для поточного перерізу нижньої частини ОБТ

$$u_3(x_3, 0) = 2g \frac{m_0}{c_0} + \frac{g}{E_2 F_2} \left[0,5 F_2 \rho_2 (0,25 l_2^2 - x_3^2) + (F_2(0,5 \rho_2 l_2 - q(l_1 + l_2)) + F_p/g)(x_3 + 0,5 l_2) \right] + \frac{g}{E_1 F_1} \left[-0,5 F_1 \rho_1 l_1^2 + (F_1(\rho_1 - q)l_1 + F_2(\rho_2 - q)l_2 + F_p/g)(l_1 + E_1 F_1/c_0) \right] + \frac{g}{c_a} (F_2(0,5 \rho_2 l_2 - q(l_1 + l_2)) + F_p/g); \quad (14)$$

– для поточного перерізу третьої секції БК

$$u_4(x_4, 0) = \frac{g}{E_3 F_3} \left[0,5 F_3 \rho_3 (l_3^2 - x_4^2) - (F_3 q(l_1 + l_2) - F_p/g)(x_4 - l_3) \right] - \frac{g}{2E_4 F_4 (P_0 + F_4 \rho_4 g)} \left[F_3 \rho_3 l_3 + (F_4 - F_3) q l_3 + q F_4 (l_1 + l_2) - F_p/g \right]^2; \quad (15)$$

– у поточному перерізі четвертої секції БК вище місця прихоплення ($0 \leq x_5 < l_{01}$)

$$u_5(x_5, 0) = -\frac{g}{E_4 F_4} \left[(F_3 \rho_3 l_3 + q(F_4 - F_3)l_3 + q F_4 (l_1 + l_2) - F_p/g) x_5 + 0,5(P_0/g + \rho_4 F_4) x_5^2 + \frac{(F_3 \rho_3 l_3 + q F_4 (l_1 + l_2) + q(F_4 - F_3)l_3 - F_p/g)^2}{2g(P_0/g + \rho_4 F_4)} \right]; \quad (16)$$

– у поточному перерізі четвертої секції БК нижче місця прихоплення ($l_{02} \leq x_5 \leq l_4$)

$$u_5(x_5, 0) = -\frac{g}{E_4 F_4} \left[0,5(P_0/g + F_4 \rho_4) x_5 (x_5 - 2l_4) + q F_4 (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) x_5 + \frac{1}{g(P_0/g + F_4 \rho_4)} \times \left((P_0/g + F_4 \rho_4) l_4 - q F_4 (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) \right)^2 \right]; \quad (17)$$

де

$$l_{01} = \frac{F_p/g - F_3 \rho_3 l_3 - q(F_4 - F_3)l_3 - q F_4 (l_1 + l_2)}{P_0/g + \rho_4 F_4};$$

$$l_{02} = l_4 - \frac{q F_4 (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)}{P_0/g + \rho_4 F_4}.$$

ВЛАСНІ ЧАСТОТИ КОЛИВАНЬ БК

Для побудови частотного спектру власних коливань бурильної колони було застосовано метод Фур'є. Загальний розв'язок однорідних рівнянь, що відповідають неоднорідним (1) і (2), подаємо у вигляді

$$u_{i2}(x_i, t) = X_i(x_i) \cdot T_i(t), \quad i = \overline{1,4}. \quad (18)$$

Після підстановки (18) в однорідні початкові умови руху, що відповідають неоднорідним (12) – (17), отримуємо рівняння для визначення власних частот коливань БК

$$\left[\frac{c_0 - m_0 p_1^2}{p_1 F_1 \rho_1 a_1} \sin\left(\frac{p_1}{2a_1} l_2\right) + \cos\left(\frac{p_1}{2a_1} l_2\right) \right] \times \left[c_a \operatorname{ctg}\left(\frac{p_1}{2a_2} l_2\right) - F_2 p_1 \rho_2 a_2 \right] = \left[\left(\frac{c_0 - m_0 p_1^2}{p_1 F_2 \rho_2 a_2} \cos\left(\frac{p_1}{a_1} l_1\right) - \frac{F_1}{F_2} \sin\left(\frac{p_1}{a_1} l_1\right) \right) \sin\left(\frac{p_1}{2a_1} l_2\right) + \left(\frac{c_0 - m_0 p_1^2}{p_1 F_1 \rho_1 a_1} \sin\left(\frac{p_1}{a_1} l_1\right) + \cos\left(\frac{p_1}{a_1} l_1\right) \right) \cos\left(\frac{p_1}{2a_1} l_2\right) \right] \times \left[c_a \operatorname{ctg}\left(\frac{p_1}{2a_2} l_2\right) + F_2 p_1 \rho_2 a_2 \right]; \quad (19)$$

$$F_3 a_3 E_3 \operatorname{tg} \frac{p_2}{a_3} l_3 = -F_4 a_4 E_4 \operatorname{tg} \frac{p_2}{a_4} l_4. \quad (20)$$

Оскільки частотні рівняння (19) і (20) у загальному випадку трансцендентні, то вони не мають розв'язків у елементарних функціях,

тому частотні спектри p_{1k}, p_{2k} ($k = \overline{1, \infty}$) коливань перерізів БК можна обчислити за допомогою математичного комп'ютерного пакета. Зазначимо також, що спектр частот верху БК залежить від жорсткості амортизатора c_a .

ПОБУДОВА ДИСКРЕТНОЇ ХВИЛЬНОЇ ДІАГРАМИ УДАРНОГО МЕХАНІЗМУ

Оскільки експерименти показали, що розміри БТ після удару не змінюються [10], це означає, що пластичні деформації відсутні. Таким чином, кінетична енергія бойка переходить у потенціальну енергію пружної деформації. Варто також зазначити, що величина коефіцієнта поновлення не може свідчити про пружність удару. Власне сам удар будемо вважати абсолютно пружним, тобто виключимо можливість виникнення залишкових деформацій і розсіювання енергії. Отже, при формуванні хвиль абсолютно пружного удару відбувається розподіл енергії на кінетичну й потенціальну. Процес часткового перетворення кінетичної енергії в потенціальну послідовно розповсюджується на прилеглі шари БТ, а деформація – від одного перерізу до наступного.

До того ж ударне навантаження не передається миттєво БТ по всій їх довжині. На початку удару окремі ділянки труб залишаються незбуреними, а напруження й деформації рухаються трубами у вигляді хвиль, що розповсюджуються вздовж БТ. Як наслідок, після нанесення удару в бурильних трубах (БТ) виникає складне динамічне поле напруження, змінне по довжині труби. З огляду на це, напруження і деформації у місцях нанесення удару доводиться розглядати дискретно як низку по чергово відбитих хвиль.

Робота ударного пристрою полягає у динамічній передачі енергії деформації, яку накопичує БК, прихопленій ділянці труби. Тобто, ударний пристрій концентрує кінетичну енергію у місці зустрічі бойка з ковадлом. Після удару охоплена ударною хвилею частина БТ отримує потенціальну енергію, а частина, якої ударна хвиля ще не досягла, зберігає початкову кінетичну енергію.

У момент закінчення удару припиняється дія ударного навантаження, частина БТ не встигає повністю розвантажитись і, як наслідок, позбутися частини потенціальної енергії. Внаслідок нанесеного удару друга секція БК стискається, а третя – розтягується. Деформації БТ призводять до зміни миттєвих швидкостей, а завдяки хвильовому характеру розповсюдження деформацій поле швидкостей втрачає однорідність. Охоплені хвилею деформацій області змінюють власну швидкість, а області, яких хвиля ще не досягла, зберігають попередню швидкість.

Ударні сили виникають на поверхні контакту бойка з ковадлом за інерцією, яка протидіє будь-якій зміні швидкостей секцій БК. Однак, після досягнення безпосереднього контакту бурильна колона не може зберігати попередні

швидкості \vec{v}_0, \vec{w}_0 , тому власне контактний майданчик отримує деякі дискретні швидкості \vec{v}_j , а місце прихоплення – \vec{w}_j .

За теоремою імпульсів ударні сили і швидкості майданчиків зустрічі бойка з ковадлом та прихопленої БК були отримані із систем рівнянь

$$\begin{cases} R_j - R_{j-1} = A_2 F_2 (v_{j-1} - v_j); \\ R_j - Q_{j-1} = A_3 F_3 (v_j + w_{j-1}), \\ \begin{cases} Q_j - R_j = A_3 F_3 (v_j - w_j); \\ Q_j - Q_{j-1} = A_{nop} F_4 w_j, \end{cases} \end{cases} \quad j = \overline{1, n}, \quad (21)$$

де $A_2 = \sqrt{\rho_2 E_2}$, $A_3 = \sqrt{\rho_3 E_3}$,

$A_{nop} = \sqrt{\rho_{nop} E_{nop}}$ – імпеданс ОБТ, третьої секції БК і породи;

$\rho_2, \rho_3, \rho_{nop}$ – густина матеріалу, з якого виготовлені ОБТ, третьої секції БК та породи;

\vec{R}_j, \vec{Q}_j – ударні сили та сили вивільнення;

\vec{v}_j, \vec{w}_j – миттєві швидкості майданчиків.

ДИСКРЕТНІСТЬ УДАРНОЇ ДІАГРАМИ ТА ТРИВАЛІСТЬ УДАРУ

Удар буде тривати до тих пір, поки реакція ковадла \vec{R}_j не стане від'ємною і обидві частини БК відскочать одна від одної. Таким чином, тривалість удару визначається проміжком часу від моменту зустрічі t_y і відокремлення, коли $R_j \leq 0$, бойка і ковадла

$$\tau_{y0} = (2n_2 + 1)t_2 + 2(N - n_2(n_3 + 1))t_3, \quad (22)$$

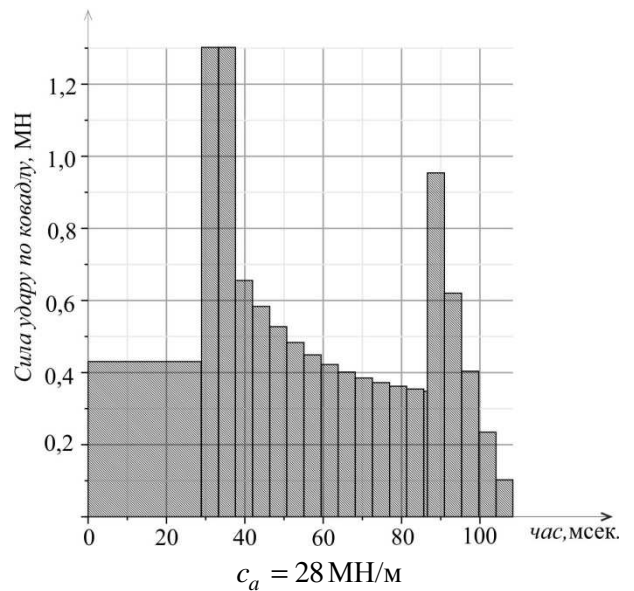
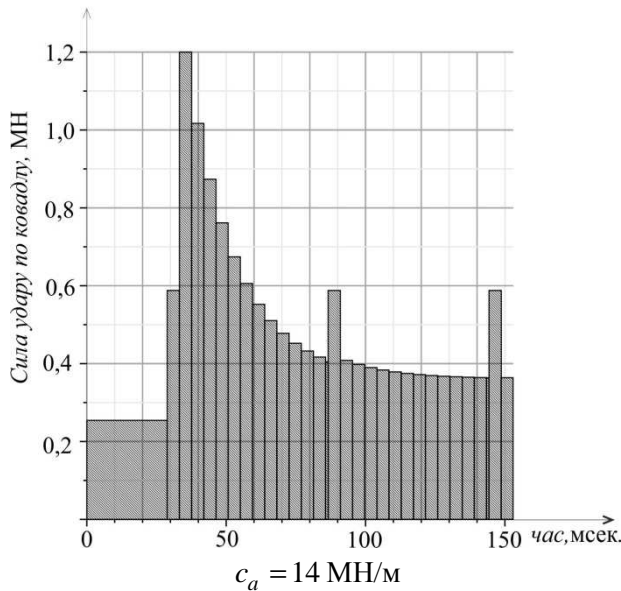
де N, n_2 – загальна кількість дискретності хвильової діаграми і кількість проходжень ударної хвилі вздовж ОБТ,

$n_3 = [t_2/t_3]$ – кількість проходжень ударної хвилі від ковадла до місця прихоплення,

$t_2 = l_2/a_2$ – тривалість руху ударної хвилі в межах ОБТ,

$t_3 = (l_3 + l_{01})/a_3$ – тривалість руху ударної хвилі, що відповідає моменту досягнення хвилею прихопленої поверхні. Власне дискретність діаграми визначається зазначеними інтервалами часу – проходження ударної хвилі вздовж однієї секції.

Побудовані діаграми ударних імпульсів (рис. 2) продемонстровано для бурильної колони з параметрами: $m_0 = 9855$ кг – зведена маса талевої системи; $c_0 = 53$ МН/м – коефіцієнт жорсткості талевих канатів; $E_1 = E_2 = E_3 = E_4 = 210$ ГПа – модуль пружності Юнга; $m_1 = 28,9$ кг, $m_2 = 161,86$ кг – маса першої та другої секцій БК відповідно; $D_1 = 127$ мм, $D_2 = 177,8$ мм, $d_1 = 107$ мм, $d_2 = 71,4$ мм – зовнішній та внутрішній діаметр



Рисунки 2 – Ударний імпульс плоскої хвилі БК бойка до ковадла

ри першої та другої секцій БК відповідно; $F_1 = 36,76 \text{ см}^2$, $F_2 = F_3 = F_4 = 208,25 \text{ см}^2$ – площі поперечних перерізів секцій БК; $\rho_1 = 7862,5 \text{ кг/м}^3$, $\rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = 7772,5 \text{ кг/м}^3$ – густини матеріалів, з яких виготовлено бурильні труби; $l_1 = 1350 \text{ м}$, $l_2 = 150 \text{ м}$, $l_3 = 1 \text{ м}$, $l_4 = 20 \text{ м}$ – довжини секцій БК; $\alpha_1 = 43,9 \text{ кг/с}$, $\alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_4 = 250 \text{ кг/с}$ – коефіцієнт в'язкого тертя секцій БК; $q = 1200 \text{ кг/м}^3$ – густина промивальної рідини; $F_0 = 0,6 \text{ МН/м}$ – інтенсивність розподіленої прихоплювальної сили; $f_0 = 0,3$ – коефіцієнт сухого тертя БК до кірки свердловини та із жорсткістю амортизатора $c_a = 14 \text{ МН/м}$ й $c_a = 28 \text{ МН/м}$ відповідно.

Згідно з побудованою хвильовою діаграмою (рис. 2) переміщення майданчика «бойок-ковадло» за один удар можна обчислити за формулою

$$l_{y\partial} = 2(t_2 - n_2 t_3) \sum_{j=1}^{n_2} v_{j(n_3+1)} + 2t_3 \left[\sum_{j_1=0}^{n_2-1} \left(\sum_{j_2=j_1(n_3+1)+1}^{(j_1+1)(n_3+1)-1} v_{j_2} \right) + \sum_{j=n_2(n_3+1)+1}^{N-n_2(n_3+1)} v_j \right]. \quad (23)$$

Варто також зазначити, що сила удару в місці прихоплення з'являється пізніше, ніж у місці безпосереднього удару. Це запізнення залежить від загальної відстані між ковадлом і місцем прихоплення БК та фізичних властивостей породи стовбура свердловини, тобто визначається тривалістю проходження хвилі до місця прихоплення t_3 . Таким чином, тривалість ударного імпульсу в місці прихоплення перевищує тривалість безпосереднього контакту бойка з ковадлом (другий етап удару), тобто визначається проміжком часу від моменту зустрічі t_y до $t_y + \tau_{np}$

$$\tau_{np} = (2n_2 + 1)t_2 + 2(N - n_2(n_3 + 1) + 0,5)t_3. \quad (24)$$

На рис. 3 продемонстровано діаграми ударних імпульсів прихопленого майданчика БК із жорсткістю амортизатора $c_a = 14 \text{ МН/м}$ й $c_a = 28 \text{ МН/м}$ відповідно.

Згідно з побудованою хвильовою діаграмою (див. рис. 3) переміщення прихопленого майданчика за один удар можна обчислити за формулою

$$l_{np} = 2(t_2 - n_2 t_3) \sum_{j=1}^{n_2} w_{j(n_3+1)} + 2t_3 \left[\sum_{j_1=0}^{n_2-2} \left(\sum_{j_2=j_1(n_3+1)+1}^{(j_1+1)(n_3+1)-1} w_{j_2} \right) + \sum_{j=(n_2-1)(n_3+1)+1}^{N-(n_2-1)(n_3+1)} w_j \right]. \quad (25)$$

ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ УДАРНОГО МЕХАНІЗМУ

Оскільки внаслідок пружних деформацій кожен переріз БК має відмінні швидкості, а окремі секції – характеристики матеріалу, то кінетична енергія БК до удару має інтегральну форму

$$T = \frac{1}{2} \left[\rho_1 F_1 \int_0^{l_1} \dot{u}_1^2(x_1, t_y) dx_1 + \rho_2 F_2 \left(\int_0^{l_2/2} \dot{u}_2^2(x_2, t_y) dx_2 + \int_0^{l_2/2} \dot{u}_3^2(x_3, t_y) dx_3 \right) + \rho_3 F_3 \int_0^{l_3} \dot{u}_4^2(x_4, t_y) dx_4 + \rho_4 F_4 \int_0^{l_01} \dot{u}_5^2(x_5, t_y) dx_5 \right], \quad (26)$$

де $\dot{u}_j(x_j, t_y)$, $j = \overline{1,5}$ – швидкість перерізу j -ої секції з координатою x_j у момент зустрічі бойка з ковадлом t_y .

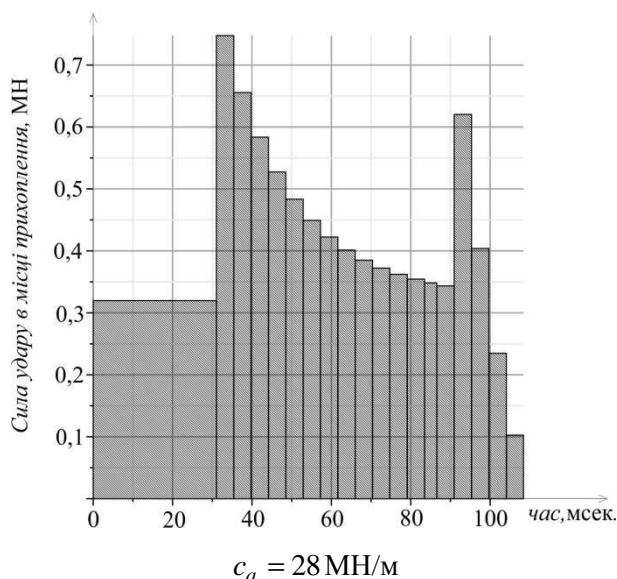
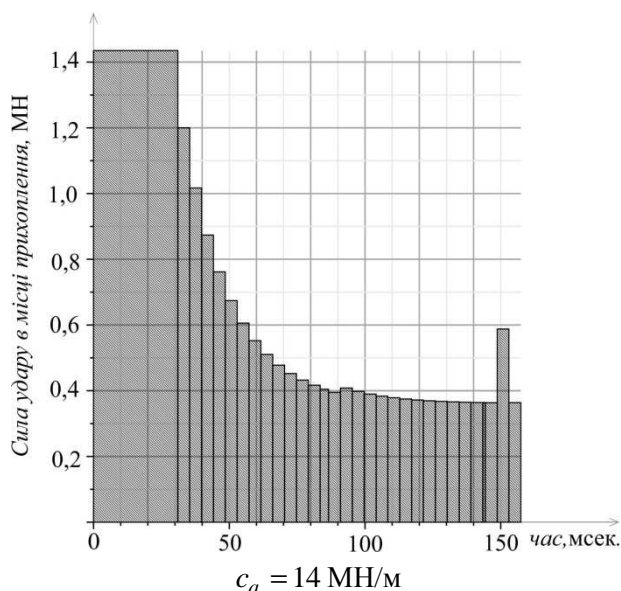


Рисунок 3 – Ударний імпульс плоскої хвилі БК у місці прихоплення

Загальну енергію, яку отримують після удару майданчики «бойок-ковадло» і прихоплений, відповідно визначаються за формулами

$$A = 2(t_2 - n_2 t_3) \sum_{j=1}^{n_2} R_{j(n_3+1)} v_{j(n_3+1)} + 2t_3 \left[\sum_{j_1=0}^{n_2-1} \left(\sum_{j_2=j_1(n_3+1)+1}^{(j_1+1)(n_3+1)-1} R_{j_2} v_{j_2} \right) + \sum_{j=n_2(n_3+1)+1}^{N-n_2(n_3+1)} R_j v_j \right];$$

$$A = 2(t_2 - n_2 t_3) \sum_{j=1}^{n_2} Q_{j(n_3+1)} w_{j(n_3+1)} + 2t_3 \left[\sum_{j_1=0}^{n_2-2} \left(\sum_{j_2=j_1(n_3+1)+1}^{(j_1+1)(n_3+1)-1} Q_{j_2} w_{j_2} \right) + \sum_{j=(n_2-1)(n_3+1)+1}^{N-(n_2-1)(n_3+1)} Q_j w_j \right]. \quad (27)$$

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

За допомогою розробленої комп'ютерної програми в середовищі *Maple* було побудовано хвильові діаграми ударних імпульсів майданчиків «бойок-ковадло» і прихопленого для жорсткості амортизатора $c_a = 0 \div 40$ МН/м, розраховано тривалість ударного імпульсу τ для ходу ударного механізму $\Delta s = 15$ см; найбільшу силу в місці нанесення удару $R_{y\delta}$ і прихоплення $Q_{y\delta}$; ударні імпульси $S_{y\delta}$ і S_{np} ; кінетичну енергію T , накопичену БК, і енергію A , що витрачена безпосередньо на ліквідацію прихоплення за один удар; необхідну кількість ударів для повної ліквідації прихоплення БК. Всі отримані чисельні дані занесено до табл. 1.

Із зміною пружності амортизатора тривалість удару дещо зменшується, але ці зміни незначні. Загалом вона знаходиться у межах 0,2 секунди. Введення амортизатора в ОБТ показало, що кінематичні й енергетичні характеристики ударного механізму мають досить складні нелінійні залежності від жорсткості

амортизатора. Водночас оптимальний підбір фізичних властивостей амортизатора дає змогу в 4 рази пришвидшити вивільнення прихопленого буринного інструменту (табл. 1).

ВИСНОВКИ

На основі розробленої математичної моделі було складено комп'ютерну програму для чисельного моделювання роботи БК з амортизатором, розміщеним посередині ОБТ, і ударним пристроєм. А також, розглянуто методику побудови хвильової діаграми ударного імпульсу, що дало змогу аналізувати і обґрунтувати ефективність роботи ударного пристрою для вивільнення прихопленої БК.

За результатами проведених досліджень можна сформулювати наступні висновки і рекомендації:

1. Тривалість ударного імпульсу практично не залежить від жорсткості амортизатора і для досліджуваної компоновки БК знаходиться в межах 0,2 сек.

2. Ударний імпульс, а не максимальне значення ударної сили, свідчить про ефективність роботи ударного механізму.

3. За величиною ударного імпульсу можна визначити найоптимальнішу жорсткість використуваного в компоновці БК амортизатора.

У подальшому буде досліджено вплив місця установки амортизатора на роботу ударного пристрою.

Література

1. Кудряшов Б. Б., Яковлев А. М. Бурение скважин в осложненных условиях. – М.: Недра, 1987. – 269 с.
2. Миленький А. М. Развитие исследований и технико-технологических решений по предупреждению образования желобных выработок в стволах направленных скважин: дисс. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. – Ухта: УГТУ, 2001. – 136 с.

Таблиця 1 – Динамічні характеристики БК у момент зустрічі бойка і ковадла

| c_a , МН/м | τ , сек. | ударна сила, МН | | ударний імпульс, кНс | | кількість ударів | енергія, кДж | |
|-----------------|------------------|-----------------|----------|----------------------|----------|---------------------|--------------|-------|
| | | $R_{уд}$ | $Q_{уд}$ | $S_{уд}$ | S_{np} | | T | A |
| 0 | 0,162 | 2,237 | 1,013 | 73,72 | 57,98 | 85 | 980 | 142,8 |
| 2 | 0,157 | 2,544 | 2,544 | 284,4 | 283,0 | 76 | 626 | 162,6 |
| 4 | 0,157 | 2,366 | 2,336 | 280,2 | 273,2 | 72 | 739 | 123,0 |
| 6 | 0,157 | 2,265 | 2,265 | 255,8 | 255,0 | 70 | 798 | 129,3 |
| 8 | 0,157 | 0,822 | 0,822 | 97,94 | 95,98 | 67 | 1463 | 16,78 |
| 10 | 0,157 | 0,772 | 0,772 | 90,32 | 89,84 | 57 | 1143 | 15,74 |
| 12 | 0,162 | 1,286 | 1,332 | 74,86 | 64,76 | 51 | 819 | 73,92 |
| 14 | 0,157 | 1,200 | 1,435 | 67,30 | 64,46 | 33 | 1368 | 28,58 |
| 16 | 0,157 | 0,821 | 0,821 | 65,96 | 60,76 | 32 | 1359 | 17,61 |
| 18 | 0,157 | 0,810 | 0,810 | 64,62 | 55,30 | 30 | 1371 | 16,91 |
| 20 | 0,157 | 0,824 | 0,958 | 57,72 | 54,80 | 28 | 1382 | 17,74 |
| 22 | 0,157 | 0,765 | 0,765 | 56,78 | 54,58 | 24 | 1384 | 15,62 |
| 24 | 0,153 | 1,817 | 0,704 | 53,46 | 51,58 | 23 | 792 | 91,30 |
| 26 | 0,126 | 1,126 | 1,126 | 51,56 | 51,18 | 22 | 1376 | 33,01 |
| 28 | 0,108 | 1,302 | 0,748 | 44,84 | 34,06 | 21 | 778 | 84,02 |
| 30 | 0,157 | 0,782 | 0,782 | 46,76 | 40,64 | 27 | 1359 | 15,58 |
| 32 | 0,157 | 0,612 | 0,706 | 47,54 | 45,06 | 28 | 1359 | 15,46 |
| 34 | 0,162 | 1,292 | 0,7065 | 49,66 | 48,38 | 30 | 771 | 80,60 |
| 36 | 0,153 | 1,292 | 0,707 | 57,02 | 50,76 | 32 | 769 | 80,92 |
| 38 | 0,153 | 1,296 | 0,611 | 58,42 | 54,74 | 40 | 772 | 79,96 |
| 40 | 0,153 | 1,123 | 1,498 | 65 | 65,9 | 42 | 1373 | 8,742 |

3. Сеид-Рза М. К. О характере взаимодействия колонны труб с глинистой фильтрационной коркой/ М. К. Сеид-Рза, М. З. Зайналов // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1975. – № 6. – С. 14-21.

4. Шавранський М.В. Метод і пристрій прогнозування аварій - прихвата колони бурових труб - при бурінні свердловин на нафту і газ. // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. Міжнар. наук.-техн. журнал. Хмельницький. – 1998. – № 4. – С.112-115.

5. Динник А. Н. Удар и сжатие упругих тел. // Избранные труды. Т. 1. – К.: АН УССР, 1952. – 151 с.

6. Коломоец А. В. Предупреждение и ликвидация аварий в разведочном бурении. – М.: Недра, 1985. – 220 с.

7. Baley L. Causes, Detection and Prevention/ L. Baley, T. Jones, J. Belaskie, O. Houwen, S. Jardine, D. McCann, J. Orban, M. Sheppard // Oilfield Review 3, No. 4 (October 1991). P. 13-26.

8. William P. Fox. Mathematical Modeling with Maple / P. Fox. William. – 2012. – 592 p.

9. 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.

Стаття надійшла до редакційної колегії
29.10.15

Рекомендована до друку
професором **Мойсишиним В.М.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором **Кунцяком Я.В.**
(ПрАТ «НДіКБ бурового інструменту», м. Київ)