

НЕЛІНІЙНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОТИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПІД ЧАС ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ УДАРНИМ СПОСОБОМ

К. Г. Левчук

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

На основі розробленої математичної моделі динаміки сумісної роботи талевої системи, бурильної колони і ударного механізму побудовано хвильову діаграму бурильної колони під час ліквідації прихоплень ударним способом. Проведено числовий розрахунок тривалості удару, коефіцієнта передачі енергії, накопиченої пружною деформацією і втраченої внаслідок удару енергії. Створено комп'ютерну програму для покрокової побудови ударного імпульсу, яка враховує хвильові явища в бурильних трубах. Запропоновано інженерне обґрунтування одержаних результатів.

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

На основании разработанной математической модели динамики совместной работы талевой системы, бурильной колонны и ударного механизма построена волновая диаграмма бурильной колонны при ликвидации прихватов ударным способом. Произведен численный расчёт длительности удара, коэффициента передачи энергии, накопленной упругой деформацией и потерянной вследствие удара энергии. Создана компьютерная программа для пошагового построения ударного импульса, которая учитывает волновые явления в бурильных трубах. Дано инженерное обоснование полученных результатов.

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

The nonlinear mathematical model of operation of the drill string with the damper and drilling mechanism which is used to release drilling tool sticking was developed. The author suggested a method for constructing a wave diagram of strike force pulses in the places of striking and sticking. There were also conducted numerical calculations of duration of the impact, impact forces, and impulses, accumulated by the elastic deformation and energy wasted due to the impact. The influence of the damper stiffness on the percussion mechanism operation efficiency was analyzed.

Keywords: mathematical model, drilling jar, percussion mechanism, wave diagram, drill string, the impact duration, impact strength, impact pulse, sticking.

АКТУАЛЬНІСТЬ ТЕМИ

У науково-технічній літературі широко висвітлено методи ліквідації прихоплень бурильного інструменту за допомогою ударних пристроїв [1, 2, 3].

У загальному випадку математичне моделювання процесу удару є доволі складним, тому для розв'язування окремих, прикладних проблем теорії удару доводиться застосовувати деякі спрощення і припущення, що дає змогу отримати зручні інженерні рішення. Надзвичайно важливим також є правильний вибір методів математичного опису конструкції, робота якої пов'язана з ударом.

До методів наближеного розрахунку ударних систем відносять:

класичний метод Ньютона [4], що передбачає тіла й ділянки контакту твердими;

метод Герца [5], що передбачає тіла твердими, а ділянки контакту пружними;

метод пружності [6], що передбачає тіла пружними, але розповсюдження напруження тілами є миттєвим;

метод плоскої хвилі Сен-Венана [7];

комбінований метод, що поєднує статичні розв'язки теорії пружності для приконтактної зони, та метод плоскої хвилі для решти тіл [8].

Класичний метод Ньютона дає достатньо достовірні результати, якщо тривалість удару

t_y в декілька (3÷5) разів перевищує періоди власних коливань БТ. Але згідно з проведеними дослідженнями [9] і експериментальними даними [10] удар бойка і ковадла триває менше 0,1 секунди, а найбільший період вільних коливань бурильних труб – 0,2÷0,3 с. Варто також зазначити, що із співвідношень класичної теорії удару неможливо визначити тривалість та силу удару, напруження в БТ, їхнє переміщення й пришвидшення.

Основна увага в запропонованій статті приділяється розробленню математичної моделі, що дасть змогу з достатньою точністю визначити всі основні характеристики удару (тривалість удару, коефіцієнт поновлення, втрату енергії). Теоретичні дослідження проведено для бурильної колони, прихопленої різними видами гірських і сипучих порід [11].

Для отримання чисельних значень досліджуваних параметрів було розроблено комп'ютерну програму в середовищі Maple [12, 13].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Припустимо, що ударна сила F_{y0} миттєво навантажує торець пружного стрижня з поперечним перерізом F . Нехай за проміжок часу dt , що минув з моменту контакту, стискається

Таблиця 1 – Швидкості розповсюдження повздовжніх хвиль в різних матеріалах

Матеріали	Модуль Юнга, ГПа	Густина, кг/м ⁴	Швидкість хвиль, м/с
<i>Метали та сплави</i>			
Хром	240-300	7190	5770-6460
Алюміній	70-71	2710	5080-5120
Сталь	200-220	7800-7860	5050-5310
Нікель	210	8902	4860
Вольфрам	350-390	19100	4280-4520
Мідь	110-123	8900	3500-3720
Цинк	80-120	7100	3350-4100
Латунь	95-98	8600	3320-3380
Платина	170	21500	2815
Срібло	79-80	10500	2740-2760
Олово	35	7310	2190
Золото	79	19300	2025
Свинець	16-18	11340	1190-1260
<i>Гірські породи</i>			
Кварцити	75-100	2680	5290
Мрамур	39-92	2300-2600	3870-6325
Піщаники	33-78	2320-3200	3210-5800
Доломіти	21-165	2460-3190	2560-8200
Глинисті сланці	12,5-25	1850-2200	2380-3680
Вапняки	13-85	2360-2980	2100-6000
Граніт	4,5-5,5	2600-2800	1260-1455
<i>Середовище</i>			
Скло	56-70	2500	4730-5300
Вода	2,03	1000	1425
Повітря	0,0001	1,2	300

шар довжиною dl на деяку величину du , а решта стрижня довжиною $(l - dl)$ залишається недеформованою. Відносне зменшення довжини стрижня

$$\varepsilon = \frac{du}{dl} = \frac{F_{y\partial}}{EF}, \quad (1)$$

де E – модуль пружності Юнга. Стиснений шар тиснутиме на наступний за ним шар і, таким чином, створюватиме хвилю вздовж усього стрижня. Межа між напруженою і ненапруженою ділянками стрижня будемо називати фронтом хвилі, а відстань dl , яку проходить фронт хвилі за проміжок часу dt , – довжиною хвилі. Тоді швидкість розповсюдження збурень

$$a = \frac{dl}{dt}. \quad (2)$$

Якщо стиснений шар зменшиться на величину du за проміжок часу dt , то швидкість деформації БТз урахуванням (1) і (2) дорівнюватиме

$$v = \frac{du}{dt} = \frac{dl}{dt} \cdot \frac{du}{dl} = \frac{dl}{dt} \cdot \varepsilon = \frac{aF_{y\partial}}{EF}. \quad (3)$$

Напруження і деформації у випадку удару розповсюджуються від ділянок контакту бойка і ковадла по секціях труб не миттєво, а з кінце-

вими швидкостями. При цьому швидкість поширення пружних хвиль розтягання (стискання) визначається властивостями матеріалу, з якого виготовлені бурильні труби. Для визначення швидкості поширення пружних хвиль стисненого шару скористаємось теоремою імпульсів

$$mv = F_{y\partial}dt \quad \text{або} \quad \rho Fdl \cdot \frac{aF_{y\partial}}{EF} = F_{y\partial}dt,$$

звідки

$$a \frac{dl}{dt} = \frac{E}{\rho}, \quad (4)$$

де ρ – густина одного метра довжини. З рівнянь (2) і (4) визначаємо

$$a = \sqrt{E/\rho}, \quad (5)$$

яка значно перевищує швидкість зміщення частинок.

До того ж, ударне навантаження не передається миттєво бурильними трубами (БТ) по всій їх довжині. На початку удару окремі ділянки труб залишаються незбуреними, а напруження й деформації рухаються по трубах у вигляді хвиль, що розповсюджуються вздовж БТ. У табл. 1 наведено величини швидкостей розповсюдження повздовжніх хвиль для деяких матеріалів.

Як наслідок, після нанесення удару в бурильних трубах (БТ) виникає складне динамічне поле напруження, змінне по довжині труби. Розподіл такого поля ускладнюється внаслідок відбиття пружних хвиль від торців секцій і місця прихоплення БК. З огляду на це, напруження і деформації у місцях нанесення удару доводиться розглядати покроково як низку почергово відбитих хвиль.

МЕХАНІЧНА МОДЕЛЬ УДАРНОГО ПРИСТРОЮ ПРИХОПЛЕНОЇ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

Механічна модель нестационарних процесів у бурильній колоні (БК) побудована для чотирьох секцій однорідних циліндричних бурильних труб довжинами l_j і площами поперечного перерізу F_j ($j = \overline{1,4}$). Кожну секцію бурильної колоні розглядатимемо як континуально-дискретну механічну систему, розрахункову схему якої зображено на рис. 1, де рухомі частини талевої системи подано масою m_0 , а жорсткість талевих канатів c_0 .

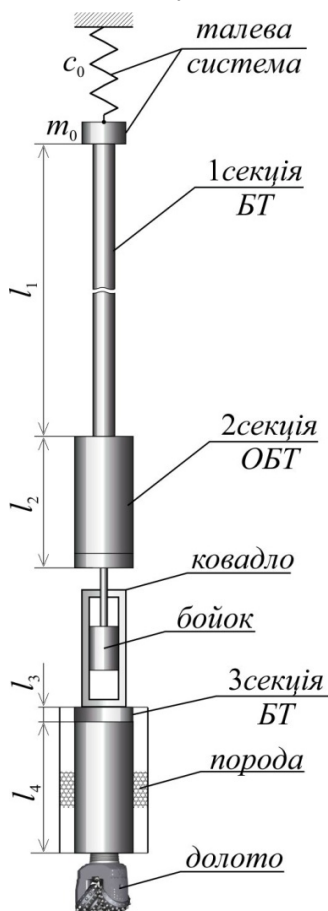


Рисунок 1 – Розрахункова схема бурильної колоні

Розглядатимемо удар двох верхніх секцій до двох нижніх, прихоплених. Усі торцеві поверхні секцій БТ вважатимемо плоскими. Таким чином, у випадку удару одночасно контактуватимуть усі точки торцевої поверхні другої

обваженої бурильної труби (ОБТ) 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.

Згідно з класичною теорією удару втрачена кінетична енергія переходить в енергію пластичних деформацій. Під пластичними деформаціями розуміють зміну форми і розмірів БТ після удару. За допомогою експериментів виявлено, що розміри БТ після удару не змінюються [9], тобто пластичні деформації відсутні. Покази давачів, розміщених на ковадлі, засвідчили пружне стискання третьої секції БТ після удару. Таким чином, кінетична енергія бойка переходить у потенціальну енергію пружної деформації. Варто зазначити, що тоді величина коефіцієнта поновлення не може свідчити про пружність удару.

Також вважатимемо, що ударні навантаження не перевищують порогу пружності. 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.

ОСНОВНІ РІВНЯННЯ ХВИЛЬОВОЇ ТЕОРІЇ ПЛОСКОГО УДАРУ

На рис. 2, а зображено положення другої і третьої секцій БТ до удару, де F_2, F_3 – площі поперечних перерізів; ρ_2, ρ_3 – густина 1 м^3 матеріалу, з якого виготовлені БТ; \bar{a}_2, \bar{a}_3 – швидкості розповсюдження повздовжніх хвиль; \bar{R}_0, \bar{Q}_0 – сили натягу та \bar{v}_0, \bar{w}_0 – швидкості до удару; \bar{R}_1 – сила ударної взаємодії БТ (ударна сила); \bar{v}_1 – миттєва швидкість контактної майданчика.

Робота ударного пристрою полягає у динамічній передачі енергії деформації, яку накопичує БК, прихопленої ділянці труби. Тобто, ударний пристрій концентрує кінетичну енергію у місці зустрічі бойка з ковадлом. Сучасна теорія удару визначає існування в бурильних трубах поряд з кінетичною й потенціальною енергією після удару, водночас як класична теорія удару це заперечує. Наявність одночасного існування зазначених енергій можливе завдяки тому, що рівномірне розподілене ударне навантаження і деформації від місця контакту розповсюджуються по БТ не миттєво, а з хвильовою швидкістю (див. табл. 1). Після удару та частина БТ, яка охоплена ударною хвилею, отримує потенціальну енергію, а та частина, якої ударна хвиля ще не досягла, зберігає початкову кінетичну енергію (рис. 2, б).

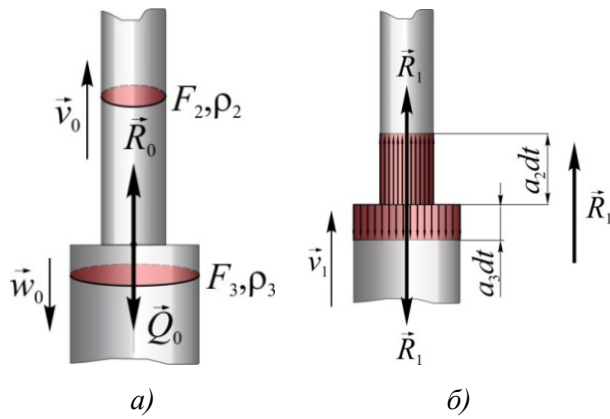


Рисунок 2 – Плоский удар компонок бурильної колони

У момент закінчення удару припиняється дія ударного навантаження, частина БТ не встигає повністю розвантажитись і, як наслідок, від 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. Області, охоплені хвилею деформацій, змінюють власну швидкість, а ті, яких хвиля ще не досягла, зберігають попередню швидкість.

Ударні сили виникають на поверхні контакту бойка з ковалдом (рис. 1) за інерцією, яка протидіє будь-якій зміні швидкостей секцій БК. Але після досягнення безпосереднього контакту, БТ не може зберігати попередні швидкості \vec{v}_0 , \vec{w}_0 , а власне контактний майданчик отримує деяку швидкість \vec{v}_1 .

Згідно основного положення хвильової теорії удару напруження, що виникли після досягнення контакту бойка з ковалдом, розповсюджуються у вигляді послідовних співударів сусідніх перерізів БТ, які ідентичні попередньому співудару торцевих поверхонь. У межі однієї секції БК ані площа перерізу, ані властивість матеріалу труби не змінюється. У результаті удару в перерізах з'являються ті самі сили й швидкості, що й на торцях.

Через проміжок часу dt хвиля зі швидкістю \vec{v}_1 розповсюджується в протилежних напрямках по другій і третій секціях БК зі швидкостями поширення хвиль \vec{a}_2 і \vec{a}_3 відповідно, що охоплює об'єми: $F_2 a_2 dt$, $F_3 a_3 dt$ та маси $m_2 = \rho_2 F_2 a_2 dt$, $m_3 = \rho_3 F_3 a_3 dt$. Тоді кількість руху, що отримала друга секція БК в результаті зміни швидкості від \vec{v}_0 до \vec{v}_1 , становитиме

$$m_2 (v_0 - v_1) = \rho_2 F_2 a_2 dt (v_0 - v_1) \quad (6)$$

і третя секція БК при зміні швидкості від \vec{w}_0 до \vec{v}_1

$$-m_3 (v_1 + w_0) = -\rho_3 F_3 a_3 dt (v_1 + w_0). \quad (7)$$

Наведені зміни кількості руху відбулися під дією сил: $R_1 - R_0$ для другої секції БК і

$-R_1 + Q_0$ – для третьої секції БК, які діяли протягом часу dt .

За теоремою імпульсів з урахуванням (6) і (7) отримуємо

$$\begin{cases} R_1 - R_0 = \rho_2 F_2 a_2 (v_0 - v_1); \\ R_1 - Q_0 = \rho_3 F_3 a_3 (v_1 + w_0). \end{cases} \quad (8)$$

Вираз $\rho a = \sqrt{\rho E}$ – добуток густини матеріалу і швидкості повздовжньої хвилі називають акустичною жорсткістю матеріалу або імпедансом – хвильовим опором. З урахуванням цього систему рівнянь (8) перепишемо у вигляді

$$\begin{cases} R_1 - R_0 = A_2 F_2 (v_0 - v_1); \\ R_1 - Q_0 = A_3 F_3 (v_1 + w_0), \end{cases} \quad (9)$$

де $A_2 = \sqrt{\rho_2 E_2}$, $A_3 = \sqrt{\rho_3 E_3}$ – імпеданс ОБТ і третьої секції БК.

Рівняння (9), що пов'язують швидкості й ударні сили у будь-якому перерізі БК, є основними у хвильовій теорії плоского удару.

ХВИЛЬОВА ДІАГРАМА УДАРНОГО ПРИБОРУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

Розглянемо удар обох частин бурильної колони. 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. Коли ударна хвиля рухається стрижнем БК від майданчика удару, динамічні характеристики змінюються при зміні властивостей матеріалу бурильних труб, площі перерізу БТ і характеру зовнішнього середовища. Згідно з цим вважатимемо, що параметри хвилі при русі стрижнем залишаються незмінними доти, поки вона не досягне граничної поверхні. У бурильній колоні граничними поверхнями є торці секцій, припасованих одна до одної, та прихоплена поверхня БК.

Представлена ударна система (рис. 1) має чотири граничні поверхні. Як наслідок, можливе багаторазове відбиття, переломлення і накладання ударних хвиль, внаслідок чого загальна картина хвильового процесу може ускладнюватися. Тому доцільно побудувати хвильову діаграму (рис. 3), перевагою якої є наочність хвильових процесів у БК. На наведеній діаграмі l_{41} – відстань до місця прихоплення.

Побудову хвильової діаграми здійснюватимемо наступним чином:

1) виносимо всі чотири граничні поверхні A, B, C і D ;

2) на лінії поверхні C , де наноситься удар, позначаємо точку O відліку часу t ;

3) у вибраному масштабі часу відкладаємо $t_2 = l_2/a_2$ – тривалість руху ударної хвилі до граничної поверхні B – першої секції БК;

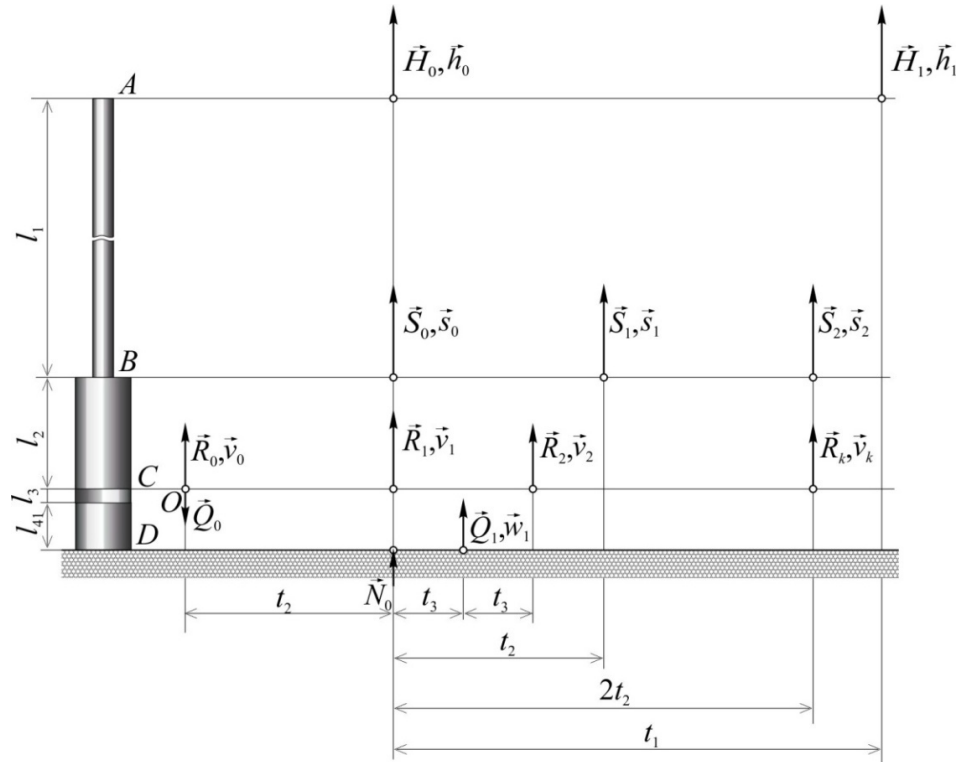


Рисунок 3 – Хвильова діаграма бурильної колони

4) в отриманій точці показуємо ударну силу \vec{R}_1 і швидкість хвилі \vec{v}_1 по ОБТ, що одночасно розповсюджуються до граничних поверхонь B – першої секції БК і D – місця прихоплення БК з протилежними однаковими за величиною силою й швидкістю;

5) далі знаходимо точку перетину вектора хвилі з лінією граничної поверхні D через момент часу $t_3 = (l_3 + l_{41})/a_3$, що відповідає моменту досягнення хвилею цієї поверхні (l_{41} – довжина четвертої секції від ковадла до місця прихоплення);

6) зважаючи на відбиття і переломлення на поверхні зустрічі з породою на нерухомій поверхні D виникають нові хвилі з силою \vec{Q}_1 і швидкістю \vec{w}_1 ;

7) аналогічно при відбитті й переломленні від першої секції БК через проміжок часу $t_2 = l_2/a_2$ на поверхні B виникають нові хвилі з силою \vec{S}_1 і швидкістю \vec{s}_1 , а від верху БК (місця кріплення талевої системи) через проміжок часу $t_1 = l_1/a_1$ на поверхні A – з силою \vec{H}_1 і швидкістю \vec{h}_1 ;

8) оскільки всі труби виготовлені з одного матеріалу, а відстань між місцями нанесення удару і прихоплення БК $l_3 + l_{41} < l_2 < l_1$, то, відповідно, $t_3 < t_2 < t_1$. Отже, відбиття від верху БК буде відбуватись в $n_1 = [t_1/t_2]$ разів рідше, ніж від першої секції БК, та в $n_2 = [t_2/t_3]$ рідше, ніж від прихопленої граничної поверхні БК;

9) далі позначатимемо вектори послідовних відбиттів від верху БК $\vec{H}_2, \vec{h}_2; \vec{H}_3, \vec{h}_3; \vec{H}_4, \vec{h}_4$ і т.д., від першої секції – $\vec{S}_2, \vec{s}_2; \vec{S}_3, \vec{s}_3; \vec{S}_4, \vec{s}_4$ і т. д., від прихопленої поверхні – $\vec{Q}_2, \vec{w}_2; \vec{Q}_3, \vec{w}_3; \vec{Q}_4, \vec{w}_4$ і т.д., в місці нанесення удару – $\vec{R}_2, \vec{v}_2; \vec{R}_3, \vec{v}_3; \vec{R}_4, \vec{v}_4$ і т.д.;

10) удар буде продовжуватись до того моменту часу, поки ударні сили набуватимуть додатних значень і обидві компоновки БК відштовхнуться одна від одної.

Хвильова діаграма є основою для складання хвильових рівнянь.

СИСТЕМА ХВИЛЬОВИХ РІВНЯНЬ УДАРНОГО ПРИБОРУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

Для складеної хвильової діаграми складемо систему рівнянь.

На початку удару бойок – ОБТ з торцевою швидкістю \vec{v}_0 і силою розтягу \vec{R}_0 зустрілась з ковадлом – прихопленим компонованням БК, що мало швидкість \vec{w}_0 і силу розтягу \vec{Q}_0

$$\begin{cases} R_1 - R_0 = A_2 F_2 (v_0 - v_1); \\ R_1 - Q_0 = A_3 F_3 (v_1 + w_0). \end{cases} \quad (10)$$

З моменту часу t_2 ударна сила \vec{R}_1 зі швидкістю \vec{v}_1 починає розповсюджуватися по ОБТ до місця прихоплення БК, величина яких визначається із системи рівнянь (10)

$$R_1 = \frac{A_2 F_2 Q_0 + A_3 F_3 R_0 + A_2 F_2 A_3 F_3 (v_0 + w_0)}{A_2 F_2 + A_3 F_3};$$

$$v_1 = \frac{R_0 - Q_0 + A_2 F_2 v_0 - A_3 F_3 w_0}{A_2 F_2 + A_3 F_3}. \quad (11)$$

Через проміжок часу t_3 хвиля досягне прихопленої частини БК і відіб'ється від нерухої поверхні. Складемо рівняння для визначення сили удару об прихоплену поверхню \bar{Q}_1 і швидкість руху прихопленої частини \bar{w}_1 , якщо до удару сила її стискання дорівнювала \bar{N}_0

$$\begin{cases} Q_1 - R_1 = A_3 F_3 (v_1 - w_1); \\ Q_1 - N_0 = A_{nop} F_3 w_1, \end{cases} \quad (12)$$

де $A_{nop} = \sqrt{\rho_{nop} E_{nop}}$ – імпеданс породи стовбура бурильної свердловини. З (12) отримуємо

$$Q_1 = \frac{A_3 N_0 + A_{nop} R_1 + A_3 A_{nop} F_3 v_1}{A_3 + A_{nop}};$$

$$w_1 = \frac{R_1 - N_0 + A_3 F_3 v_1}{F_3 (A_3 + A_{nop})}. \quad (13)$$

Аналогічно у наступні проміжки часу сили удару на поверхнях C і D (рис. 3) визначатимемо із наступних систем рівнянь

$$\begin{cases} R_i - R_{i-1} = A_2 F_2 (v_{i-1} - v_i); \\ R_i - Q_{i-1} = A_3 F_3 (v_i + w_{i-1}), \\ Q_i - R_i = A_3 F_3 (v_i - w_i); \\ Q_i - Q_{i-1} = A_{nop} F_3 w_i. \end{cases} \quad (14)$$

Нижня частина першої секції БК, що мала до удару швидкість \bar{s}_0 і силу розтягу \bar{S}_0 , зустрінеться через проміжок часу t_2 із хвилею, що прийшла від поверхні C зі швидкістю \bar{v}_1 і силою \bar{R}_1 . Швидкості \bar{s}_1 , \bar{v}_{n_3+1} та сили \bar{S}_1 , \bar{R}_{n_3+1} визначатимемо із системи

$$\begin{cases} S_1 - S_0 = A_1 F_1 (s_0 - s_1); \\ S_1 - R_1 = A_2 F_2 (s_1 + v_1); \\ R_{n_3+1} - S_1 = A_2 F_2 (s_0 - s_1); \\ R_{n_3+1} - R_{n_3} = A_3 F_3 (s_1 + v_{n_3}). \end{cases} \quad (15)$$

Аналогічно для верхньої частини БК, що мала до удару швидкість \bar{h}_0 і силу розтягу \bar{H}_0 , зустрінеться через проміжок часу t_1 із хвилею, що прийшла від поверхні B зі швидкістю \bar{s}_1 і силою \bar{S}_1 . Швидкості \bar{h}_1 , \bar{s}_{n_2+1} та сили \bar{H}_1 , \bar{S}_{n_2+1} визначатимемо із системи

$$\begin{cases} H_1 - H_0 = A_{nos} F_1 (h_0 - h_1); \\ H_1 - S_1 = A_1 F_1 (h_1 + s_1); \\ S_{n_2+1} - H_1 = A_1 F_1 (h_1 - s_{n_2+1}); \\ S_{n_2+1} - S_{n_2} = A_2 F_2 (s_{n_2+1} + s_{n_2}), \end{cases} \quad (16)$$

де $A_{nos} = \sqrt{\rho_{nos} E_{nos}}$ – імпеданс повітря.

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 породи стовбура свердловини, тобто визначається тривалістю проходження хвилі до місця прихоплення t_3 . Удар буде тривати доти, поки сила \bar{R}_i не стане від'ємною і обидві частини БК відштовхнуться одна від одної.

ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ УДАРНОГО МЕХАНІЗМУ

Тривалість удару визначається проміжком часу від моменту зустрічі t_y і відокремлення, коли $R_j \leq 0$, молота і ковадла (рис. 1)

$$\tau = (2n_2 j_1 + 1)t_2 + 2j_2 t_3, \quad j_1 = \overline{1, n_1}, \quad j_2 = \overline{1, n_2}. \quad (17)$$

Згідно хвильової діаграми (рис. 3) переміщення ударного майданчика

$$l_{y0} = 2t_3 \sum_{k=0}^{n_2} \left(\sum_{j=k(n_2+1)+1}^{k(n_2+1)+n_2} v_j \right) + 2(t_2 - n_2 t_3) \sum_{k=1}^{n_2} v_{k(n_2+1)}. \quad (18)$$

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

$$T = \frac{1}{2} \left(\sum_{j=1}^3 \int_0^{l_j} \dot{u}_j^2(x_j, t_y) \rho_j F_j dx_j + \int_0^{l_4} \dot{u}_4^2(x_4, t_y) \rho_4 F_4 dx_4 \right). \quad (19)$$

де $\dot{u}_j(x_j, t_y)$, $j = \overline{1, 4}$ – швидкість перерізу j -ої секції з координатою x_j у момент зустрічі молота з ковадлом t_y .

Загальну енергію, яку отримає ударний майданчик після удару, визначатимемо за формулою

$$A = 2t_3 \sum_{k=0}^{n_2} \left(\sum_{j=k(n_2+1)+1}^{k(n_2+1)+n_2} R_j v_j \right) + 2(t_2 - n_2 t_3) \sum_{k=1}^{n_2} R_{k(n_2+1)} v_{k(n_2+1)}. \quad (20)$$

Таблиця 2 – Динамічні характеристики БК в момент зустрічі бойка і ковадла

t_y, c	$R_{y\partial},$ МН	швидкості, м/с			сили, МН				$T,$ МДж	Напруження, МПа	
		v_0	w_0	s_0	S_0	R_0	Q_0	N_0		σ_2	σ_3
0,1242	3,4	8,132	0,002	10,43	0,52	0,375	0,468	1,419	1,154	163	131

Таблиця 3 – Динамічні характеристики БК в момент зустрічі бойка і ковадла

порода	$E_{gr}, ГПа$	$\rho_{gr}, кг/м^3$	$\Delta l, см$	$\tau, мсек.$	$A, МДж$	$A_{emp}, МДж$	η
глина	25	2200	5,345	98,97	0,236	0,918	0,205
сланці	33	2320	4,997	95,55	0,235	0,918	0,204
граніт	49	2600	4,641	92,13	0,236	0,918	0,205
кварц	75	2680	4,453	88,71	0,2405	0,9135	0,208
піщаники	78	3200	4,458	88,71	0,2443	0,9087	0,212
вапняки	85	2980	4,452	88,71	0,212	0,9084	0,212
мармур	92	2600	4,458	88,71	0,2435	0,9095	0,211
доломіт	129	3000	4,625	88,71	0,26	0,896	0,224

Найбільше напруження у буриньних трубах під час удару знаходять із співвідношень

$$\sigma_2 = \frac{R_{y\partial}}{F_2}; \quad \sigma_3 = \frac{R_{y\partial}}{F_3}, \quad (21)$$

де $R_{y\partial}$ – максимальна ударна сила.

Щоб оцінити вплив основних параметрів аварійного компонування, також визначатимемо коефіцієнт передачі η й втрати енергії ϑ під час удару, енергію, що залишилась у БК після удару

$$\eta = \frac{A}{T}; \quad \vartheta = 1 - \eta; \quad A_{emp} = T - A. \quad (22)$$

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Наведемо результати досліджень динамічних характеристик, що відбуваються в процесі вивільнення прихопленої БК за допомогою ударного механізму, чисельними методами у програмному середовищі Maple.

Для обраного компонування: $m_0 = 9855$ кг – зведена маса талевої системи; $c_0 = 53$ МН/м – коефіцієнт жорсткості талевих канатів; $q = 1200$ кг/м³ – густина промивальної рідини; $F_0 = 0,6$ МН/м – інтенсивність розподіленої прихоплювальної сили; $f_0 = 0,3$ – коефіцієнт сухого тертя БК до кірки стінки свердловини; $E_j = 210$ ГПа ($j = 1, 4$) – модуль пружності Юнга; $D_1 = 139,7$ мм, $d_1 = 117,7$ мм, $D_2 = 177,8$ мм, $d_2 = 71,4$ мм – зовнішній та внутрішній діаметри першої та другої секцій БК відповідно; $F_3 = F_4 = 260$ см² – площі поперечних перерізів третьої та четвертої секцій БК; $\rho_1 = 7869,5$ кг/м³, $\rho_2 = 7772,5$ кг/м³, $\rho_3 = \rho_4 = 7845$ кг/м³ – густини матеріалів, з яких виготовлено буриньні труби; $l_1 = 1400$ м, $l_2 = 130$ м, $l_3 = 1$ м, $l_4 = 20$ м, $l_{41} = 7,85$ м – дов-

жини секцій, $l_{np} = 84,74$ см – довжина прихопленої частини БК; $\alpha_1 = 48,4$ кг/с, $\alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_4 = 380,4$ кг/с – коефіцієнт в'язкого тертя секцій БК.

За допомогою розробленої комп'ютерної програми було розраховано час зустрічі бойка з ковадлом t_y , якщо хід ударного механізму

$\Delta s = 50$ см; найбільшу силу удару $R_{y\partial}$; швидкості й сили натягу усіх торців секцій БК у момент зустрічі бойка з ковадлом (див. рис. 3); кінетичну енергію, накопичену БК; максимальне напруження бойка і ковадла (табл. 2). Сила стискання прихопленої частини N_0 перевищує сили розтягу компонувань БК R_0 і Q_0 на початку удару.

На рис. 4 показано зміну сили удару, що виникає у БК, для бурових стовбурів, стінки яких складені з різних порід. Із графіків видно, що найбільша сила удару не залежить від породи, а повністю визначається компонуванням БК.

Із зменшенням пружності породи тривалість удару дещо збільшується, але ці зміни незначні. Загалом вона триває близько 0,1 секунди. Графіки свідчать про те, що після зустрічі з породою ударний імпульс плоскої хвилі БК із збільшенням пружності має меншу тривалість, але разом з тим, ударний імпульс спадає плавніше, що спричиняє його збільшення та зменшення втрат енергії.

Фізичні параметри порід, що зустрічаються у бурових стовбурах, і основні динамічні характеристики ударного механізму зведено до табл. 3. Згідно з отриманими даними можна прогнозувати, що при кожному ударі вдасться вивільнити до 10% прихопленої ділянки труб ($100\Delta l/l_{np} = 5,5 \div 6,5$), тобто щоб вивільнити БК від прихоплення необхідно нанести 10÷20 ударів. До того ж БК, прихоплену породами, що містять вапняки або кварц, вивільнити важче.

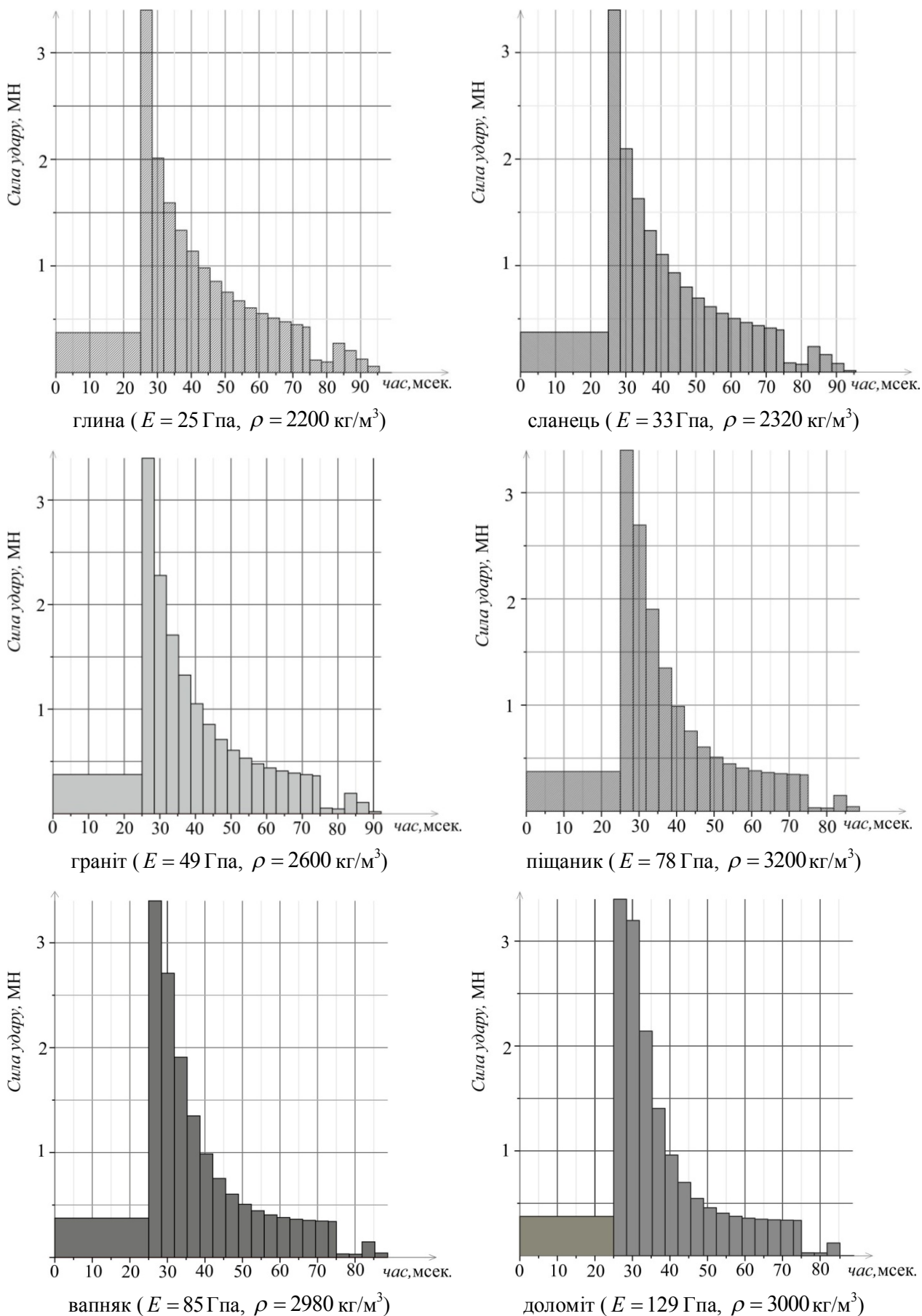


Рисунок 4 – Ударний імпульс плоскої хвилі БК для бурових стовбурів, стінки яких складені з різних порід

З табл. 2, видно, що внаслідок пружних деформацій БК механічна система отримує кінетичну енергію, що перевищує 1 МДж. При цьому втрачається до 80% енергії, і лише трохи більше 20% витрачається під час удару (табл. 3).

ВИСНОВКИ

У даній статті розроблено математичну модель хвильової діаграми БК, системи рівнянь, що їй відповідають, та покрокового розрахунку ударного імпульсу ударного інструменту. Складено комп'ютерну програму для чисельного моделювання роботи БК з ударним пристроєм. Розглянуто методику розрахунку основних динамічних характеристик ударного пристрою, яка дає змогу аналізувати і обґрунтовувати ефективність роботи ударного пристрою.

Література

- 1 Чарковський В. М. Дослідження умов ефективного застосування бурового яса на малих глибинах // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2015. – № 1(54). – С. 57-64.
- 2 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.
- 3 Мойсишин В. М. Математична модель ліквідації прихоплень бурильної колони ударним способом / В. М. Мойсишин, К. Г. Левчук // Вібрації в техніці та технологіях: Збірник праць Вінницького національного аграрного університету. – 2014. – Вип. 3 (75). – С. 84-93.
- 4 Х. Гюйгенс. Три мемуара по механіке. О движении тел под влиянием удара. – М.: АН СССР, 1951. – 380 с.
- 5 Динник А. Н. Удар и сжатие упругих тел. Избранные труды. Т. 1. – К.: АН УССР, 1952. – 151 с.
- 6 Кильчевский Н. А. Динамическое контактное сжатие твёрдых тел. Удар / Н. А. Кильчевский. – К.: Наукова думка, 1976. – 318 с.
- 7 Пановко Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем: Современные концепции, парадоксы и ошибки / Я. Г. Пановко, И. И. Губанова. – М.: Комкнига, 2007. – 352 с.
- 8 Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
- 9 Александров Е. В. Прикладная теория и расчеты ударных систем / Е. В. Александров, В. Б. Соколинский. – Монография. – М.: Наука, 1969. – 201 с.
- 10 Александров М. М. Взаимодействие колонны труб со стенками скважины. – М.: Недра, 1982. – 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 William P. Fox. Mathematical Modeling with Maple / P. Fox. William. – 2012. – 592 p.
- 13 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
31.08.15*

*Рекомендована до друку
професором **Мойсишином В.М.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором **Кунцяком Я.В.***

(ПрАТ «НДІКБ бурового інструменту», м. Київ)