

## ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДУ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПРИБОРУ ДЛЯ ЛІКВІДАЦІЇ ПРИХОПЛЕНЬ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

Д.О. Паневник

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,  
e-mail: d.o.panevnik@gmail.com

*Запропоновано методику визначення режимних параметрів вібраційного гідроударника, привод якого здійснюється за допомогою свердловинного струминного насоса. На основі визначення тисків в характерних перерізах ежекційної системи отримано рівняння характеристики гідрравлічної системи струминного насоса. Шляхом спільного розв'язку рівнянь характеристики струминного насоса та його гідрравлічної системи визначено режимні параметри робочої точки насосної установки. Під час розрахунку процесу гідрравлічного удару визначено зусилля дії гідроударника на прихоплену ділянку бурильної колони та необхідна товщина стінки його корпусних елементів. Проведені дослідження дозволяють прогнозувати режим роботи пристрою для ліквідації прихоплень бурильної колони.*

Ключові слова: струминний насос, свердловина, ліквідація прихоплень, вібраційний гідроударник, робоча точка.

*Предложен метод определения режимных параметров вибрационного гидроударника, привод которого осуществляется с помощью скважинного струйного насоса. По результатам определения давлений в характерных сечениях эжекционной системы получено уравнение характеристики гидравлической системы струйного насоса. Путем совместного решения уравнений струйного насоса и его гидравлической системы определены режимные параметры рабочей точки насосной установки. При расчете процесса гидравлического удара определено усилие действия гидроударника на прихваченный участок бурильной колонны и необходимая толщина стенки его корпусных элементов. Проведенные исследования позволяют прогнозировать режим работы устройства для ликвидации прихватов бурильной колонны.*

Ключевые слова: струйный насос, скважина, ликвидация прихватов, вибрационный гидроударник, рабочая точка.

*The method of determination of the operational parameters of a vibrating hydraulic hammer, the drive of which is carried out with the help of a hydraulic jet pump, is proposed. On the basis of the determination of the pressures in the characteristic sections of the ejection system, an equation of the hydraulic system of the jet pump is obtained. Due to the common solution of the equations of the jet pump and its hydraulic system, the operating parameters of the pumping station's working point are determined. During the calculation of the hydraulic impact process, the force of the impact hammer on the stuck-off part of the drill string and the required thickness of the wall of its body elements are determined. The conducted researches allow to predict a salvage operation of a drill string.*

Key words: jet pump, well, salvage operation, vibrating hydraulic hammer, working point.

**Вступ.** Важливим резервом підвищення продуктивності праці в процесі буріння свердловин є скорочення витрат на боротьбу з аваріями. На усунення наслідків аварій та ускладнень витрачається значна кількість робочого часу бурових бригад. Високоєфективні матеріали і хімічні реагенти для бурових розчинів у поєднанні з технічними засобами їх приготування і очищення дозволяють досягти високих техніко-економічних показників буріння, однак, природне ускладнення умов буріння свердловин із їх поглибленням, викликає збільшення температури, тиску і різниці тисків, сприяє проявам соляної і сірководневої агресії та інших негативних факторів. Якщо на 1000 м проходки в Україні при бурінні в інтервалі 0-2500 м припадає 1,5-3 % аварій, то при бурінні на глибинах понад 5000 м – до 56 %, тобто в середньому більше ніж в 20 разів. При цьому невпинно зростає тривалість ліквідації аварій пов'язаних із прихопленням бурового інструменту. Небезпека виникнення аварійних ситуацій зростає у випадку буріння розвідувальних свердловин. В цих умовах підвищується акту-

альність створення надійних та ефективних засобів ліквідації аварій і, зокрема, прихоплень бурильної колони.

**Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій.** Недоліком засобів ліквідації прихоплень бурильних труб є недостатня ефективність їх використання в горизонтальних та похилих свердловинах, коли застосування механічних і гідрравлічних ясів ускладнюється через неможливість створення в бурильній колоні розтягуючих зусиль.

Одним із засобів, які дозволяють здійснити ліквідацію прихоплень бурильної колони, є вібраційний гідроударник, принцип дії якого заснований на використанні ежекційно-хвильових процесів [1]. Привод гідроударника здійснюється від свердловинного насоса, який створює в бурильній колоні висхідний потік промивальної рідини. Перевагою використання даної технології є можливість її застосування в похило орієнтованих та горизонтальних свердловинах, коли традиційні методи ліквідації прихоплень бурильної колони є недостатньо

ефективними. В процесі промислових випробувань вібраційного гідроударника зафіксоване зусилля на бурильну колону величиною 100 кН [2]. Конструкція гідроударника дозволяє реалізувати блокове компонування обладнання для ліквідації аварій при бурінні свердловин [3].

**Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми.** В процесі практичного застосування вібраційного гідроударника встановлено необхідність удосконалення розрахункових рівнянь для випадку ліквідації прихоплень бурильної колони. Зокрема, відома математична модель робочого процесу гідроударника не враховує наявність гідравлічних втрат у промивальній системі долота [4], внаслідок чого зменшується точність прогнозування параметрів його експлуатації.

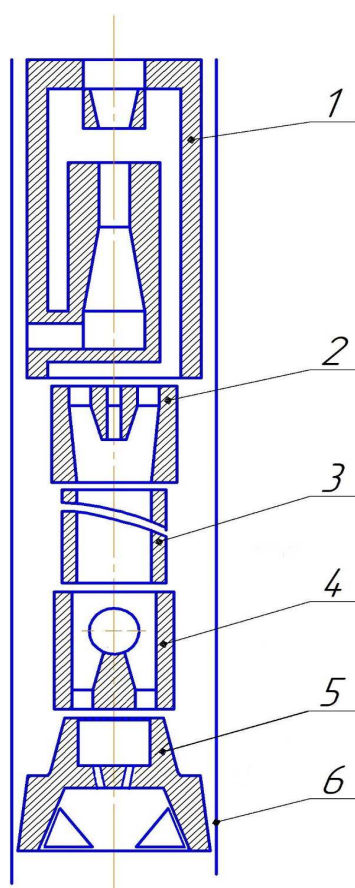
**Формулювання цілей та постановка задачі.** Мета досліджень, результати яких наведено в статті, полягає в обґрунтуванні методу вибору параметрів експлуатації вібраційного гідроударника шляхом моделювання гідравлічних зв'язків елементів системи циркуляції свердловин.

**Висвітлення основного матеріалу досліджень.** Принцип дії вібраційного гідроударника заснований на комбінованому використанні безпосередньої механічної дії робочого органу на бурильну колону, а також явищ, що супроводжують гідравлічний удар в трубах.

Вібраційний гідроударник [2] (рис. 1) складається з струминного насоса 1, верхнього сідла 2, колони бурильних або обважнених бурильних труб 3 та нижнього сідла 4, до якого під'єднане долото 5. Нижнє сідло 4 містить сферичний робочий орган гідроударника.

Серед операцій з усунення прихоплень – традиційні методи визначення його границь, послаблення розміщеного вище різьбового з'єднання, відгвинчування та піднімання вільної частини бурильної колони, опускання струминного насоса і гідроударника та його з'єднання з прихопленою ділянкою. Щоб запобігти кавітації в проточній частині струминного насоса, його розміщують у свердловині на глибині не менше 300 м.

Робочий потік від бурового насоса по колоні бурильних труб надходить на робочу насадку струминного насоса 1, внаслідок чого в розміщеній нижче проточній частині пристрою створюється висхідний потік промивального розчину. Під дією висхідного потоку робочий орган гідроударника рухається каналом труби ОБТ 3 між нижнім 4 і верхнім 2 сідлами аж до моменту контактування з обмежувачем осьових переміщень верхнього сідла 2. Після зупинки робочого органу гідроударника відбувається гальмування висхідного потоку, що супроводжується виникненням гідравлічного удару та створенням спрямованого вгору зусилля, яке сприяє ліквідації прихоплення бурильної колони. Після зниження тиску в проточній частині верхнього сідла 2 робочий орган гідроударника



1 – струминний насос; 2 – верхнє сідло;  
3 – труби ОБТ; 4 – нижнє сідло; 5 – долото;  
6 – свердловина

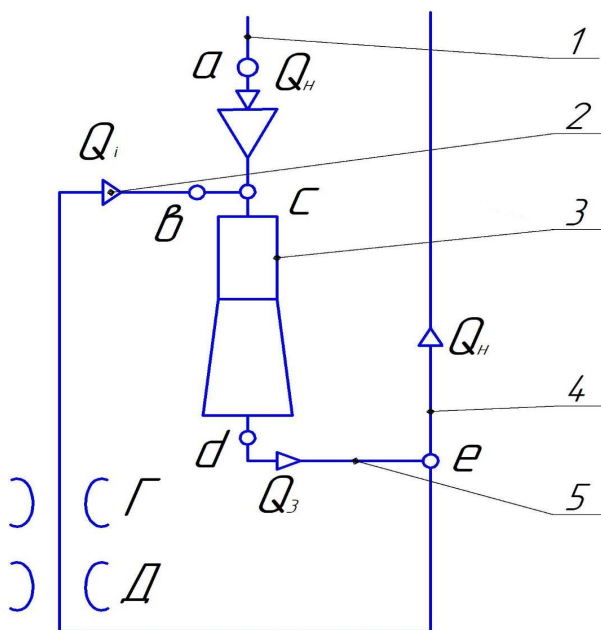
**Рисунок 1 – Вібраційний гідроударник**

починає рух у низхідному напрямку. Внаслідок того, що внутрішня поверхня верхнього сідла виконана конічною, низхідний рух робочого органу зменшує кільцевий зазор, що викликає зростання різниці тиску на сферичному тілі та відновлення дії спрямованого вгору зусилля. Коливання робочого органу генерують серію гідравлічних ударів, які сприяють вивільненню колони.

Нижнє сідло 4 може постійно знаходитись у свердловині (у вигляді вібратора) або його опускають на колоні бурильних труб після виникнення прихоплення. При постійному розміщенні вібратора у свердловині робочий орган пристрою, під дією зустрічного потоку здійснює бокові та повздовжні коливання, які викликають вібрацію бурильної колони, а це є причиною зниження сили зчеплення колони з гірською породою, внаслідок чого створюються умови для ліквідації прихоплення. Якщо прихоплення бурильної колони не ліквідоване – необхідно використовувати верхнє сідло гідроударника.

Розрахунок гідроударника передбачає попередній аналіз розподілу потоків у гідравлічній системі пристрою. Промивальний розчин з витратою  $Q_H$  (рис. 2) подається буровим насосом по гідравлічному каналу бурильних труб 1 на робочу насадку струминного насоса 3. В

приймальній камері струминного насоса (точка «С») створюється область низького тиску, внаслідок чого, по всмоктувальній лінії 2 здійснюється підсмоктування інжектованого потоку з витратою  $Q_i$ . Після змішування потоків у проточній частині струминного насоса змішаний потік з витратою  $Q_3$  по напірній лінії 5 надходить в канал затрубного простору 4. В точці виходу змішаного потоку в канал затрубного простору (точка «е») відбувається його поділ: частина потоку з витратою  $Q_H$  прямує до устя свердловини, а частина – формує інжектований потік з витратою  $Q_i$ , який рухається до вибою і після проходження промивальної системи долота та проточної частини гідроударника по кільцевому каналу утвореному стінками свердловини та корпусом пристрою надходить в приймальну камеру (точка «С») струминного насоса.



1 – робоча лінія (канал бурильної колони);  
2 – всмоктувальна лінія; 3 – струминний насос;  
4 – канал затрубного простору;  
5 – напірна лінія

Г – гідроударник; Д – долото  
 $Q_H, Q_3, Q_i$  – витрати робочого, змішаного та інжектованого потоку

**Рисунок 2 – Гідралічна схема гідроударника**

Щоб уникнути впливу гідравлічних втрат у нижньому перехіднику та долоті на витрату висхідного потоку, який створюється струминним насосом, у компоновці нижньої частини бурильної колони доцільно використовувати переливний клапан (аналогічний стандартному клапану гвинтового вибійного двигуна), який розміщують над породоруйнівним інструментом.

При роботі нижнього сідла в режимі вібратора, внаслідок створення динамічного зусилля на долото, підвищується ефективність руйнування гірських порід і зростає механічна швидкість буріння та проходження долота.

Існує два варіанти (модифікації) вібраційного гідроударника: з прохідним та непрохідним верхнім сідлом. У випадку непрохідного верхнього сідла робочий орган гідроударника встановлюють у пристрої перед його опусканням у свердловину, при бурінні на ділянках з підвищеною імовірністю виникнення прихоплення. Варіант пристрою з прохідним верхнім сідлом використовують за необхідності зменшити навантаження на блок силових насосів, коли наявність у циркуляційній системі свердловини додаткового гідравлічного опору може чинити суттєвий вплив на процес буріння. У випадку використання прохідного верхнього сідла робочий орган гідроударника скидають у свердловину після виникнення прихоплення. Використання цієї компоновки не перешкоджає розміщенню у свердловині глибинних приладів.

Пристрій має наступну технічну характеристику:

- |  |        |
|--|--------|
| 1. Габаритні розміри, мм   |        |
| діаметр  | 172;   |
| довжина (мінімальна)   | 12500; |
| 2. З'єднувальні різьби   |        |
| верхня (внутрішня)   | 3-147; |
| нижня (зовнішня)   | 3-147; |
| 3. Мінімальна маса, кг   | 1870;  |
| 4. Діаметр робочого органу, мм                                       | 63,5;  |
| 5. Діаметр ОБТ між верхнім і нижнім сідлом, мм                       |        |
| зовнішній  | 178;   |
| внутрішній   | 90;    |
| 6. Швидкість опускання пристрою у свердловину, м/с, не більше        | 2;     |
| 7. Мінімальна глибина розміщення струминного насоса у свердловині, м | 300.   |

Наведені значення довжини та маси гідроударника стосуються компоновки, що складається з однієї труби ОБТ довжиною 12 м. За необхідності підвищення зусилля на прихоплену ділянку бурильної колони кількість ОБТ між верхнім і нижнім сідлом пристрою може бути збільшена.

Визначення режиму роботи струминного насоса і гідроударника передбачає спільний розв'язок рівняння напірної характеристики і рівняння характеристики гідравлічної системи. Напірну характеристику струминного насоса розраховуємо з використанням методики Соколова Е.Я., Зінгера Н.М. [5]. Напірну характеристику розраховуємо для значень геометричного параметра  $K_{CH}=4$ , які за даними промислових досліджень забезпечують необхідну ефективність використання гідравлічного ударника. Після підстановки значення геометричного параметра  $K_{CH}=4$  в рівняння Соколова Е.Я., Зінгера Н.М. отримуємо формулу для розрахунку напірної характеристики струминного насоса у вигляді

$$h = a + bi^2 - c(1+i)^2, \quad (1)$$

де  $a, b, c$  – коефіцієнти, отримані з врахуванням значень швидкостей в характерних перерізах струминного насоса;

$i$  – коефіцієнт інжекції струминного насоса.

Характеристику гідравлічної системи визначаємо після розрахунку тисків робочого, змішаного та інжектваного потоку струминного насоса. Тиски робочого  $P_p$ , змішаного  $P_3$  та інжектваного  $P_i$  потоків визначаємо відповідно в точках «а», «b» і «d», показаних на гідравлічній схемі ежекційної системи (рис. 2). Рівняння для визначення заданих величин мають вигляд:

$$P_p = K_p Q_n^2 + K_3 Q_n^2 + \rho g H_n ; \quad (2)$$

$$P_3 = K_3 Q_n^2 + \rho g H_n ; \quad (3)$$

$$P_i = P_3 - K_d Q_i^2 - K_z Q_i = K_3 Q_n^2 + \rho g H_n - K_d Q_i^2 - K_z Q_i^2 , \quad (4)$$

де  $K_p, K_3, K_d, K_z$  – узагальнені гідравлічні опори відповідно робочої насадки, каналу затрубного простору, промивальної системи долота та проточної частини гідроударника;

$Q_n, Q_i$  – витрата відповідно робочого та інжектваного потоків;

$\rho$  – густина промивальної рідини;

$g$  – прискорення земного тяжіння;

$H_n$  – глибина розміщення насоса в свердловині.

Узагальнені гідравлічні опори визначаються рівняннями для розрахунку гідравлічних втрат в місцевих та лінійних опорах [6]. Складає  $\rho g H_n$  в рівняннях (2)–(4) визначає величину гідростатичного тиску в свердловині. Значення тисків у характерних перерізах ежекційної системи необхідно подати у вигляді безрозмірного відносного напору струминного насоса. Враховуючи формули для визначення втрат тиску в зосереджених та лінійних гідравлічних опорах [6], рівняння напірної характеристики струминного насоса запишемо у вигляді

$$h = \frac{P_3 - P_i}{P_p - P_i} = \quad (5)$$

$$= \frac{1}{1 + \left[ \frac{1}{N^2} \cdot \left( \frac{\mu_{pn}}{\mu_d} \right)^2 \cdot \left( \frac{d_{pn}}{d_d} \right)^4 + \mu_{pn} \cdot C_z \cdot \left( \frac{d_{pn}}{d_z} \right)^4 \right] \cdot i^2}$$

де  $N$  – кількість насадок в промивальній системі долота;

$\mu_{pn}, \mu_d$  – коефіцієнти витрати насадок струминного насоса і долота;

$d_{pn}, d_d$  – діаметри насадок струминного насоса і долота;

$d_z$  – діаметр гідравлічного каналу між нижнім та верхнім сідлом гідроударника;

$C_z$  – коефіцієнт стисненого обтікання кулі гідроударника.

Якщо робочі насадки струминного насоса та долота мають однакову конструкцію, тобто

$\mu_{pn} = \mu_d$ , для долота з трьома насадками ( $N=3$ ) запишемо

$$h = \frac{1}{1 + \left[ \frac{1}{9} \cdot \left( \frac{d_{pn}}{d_d} \right)^4 + \mu_{pn} \cdot C_z \cdot \left( \frac{d_{pn}}{d_z} \right)^4 \right] \cdot i^2} \quad (6)$$

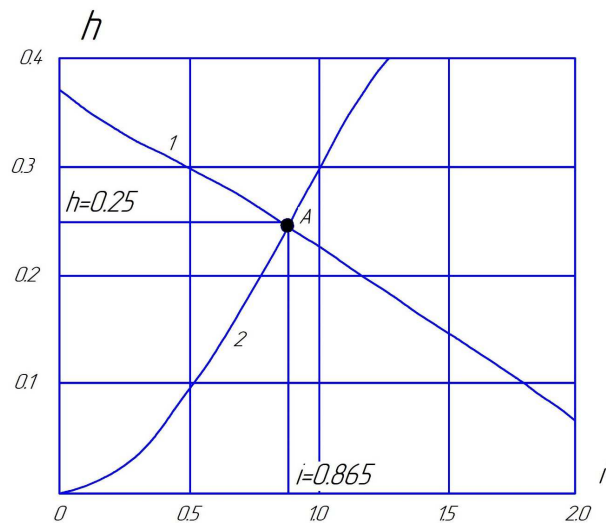
Коефіцієнт обтікання  $C_z$  визначається емпіричною формулою [7].

$$C_z = \frac{0.157q^3}{(1-q)^3} + 0.245 , \quad (7)$$

де  $q$  – співвідношення діаметрів сферичного об'єкта та гідравлічного каналу.

Спільний розв'язок рівнянь (1),(6) дозволяє визначити режимні параметри струминного насоса і відносний напір  $h$  та коефіцієнт інжекції  $i$ . Графічний розв'язок рівнянь (1),(6) наведений на рис. 3. Точка перетину характеристики струминного насоса та його гідравлічної системи (точка А на рис.3) є робочою точкою насосної установки, за якою можна визначити режим роботи струминного насоса. Отримана робоча точка насосної установки відповідає наступним режимним параметрам струминного насоса:

- коефіцієнт інжекції  $i=0,865$ ;
- відносний напір  $h=0,25$ .



1 – характеристика насоса; 2 – характеристика гідравлічної системи  
А – робоча точка насосної установки

**Рисунок 3 – Визначення режиму роботи струминного насоса**

Внаслідок зупинки сферичного робочого органу гідроударника в момент його контактування із верхнім сідлом відбувається гальмування висхідного потоку і ударне підвищення тиску. Зростання тиску, зумовлене виникненням гідравлічного удару, визначаємо за формулою Жуковського М.Є.:



$$\Delta P = \rho \cdot V \cdot C, \quad (8)$$

де  $V$  – швидкість висхідного потоку, який створює струминний насос;

$C$  – швидкість поширення ударної хвилі.

Швидкість висхідного потоку  $V$ , яка входить до формули (8) визначається за витратою  $Q_i$  інжектованого потоку струминного насоса  $V = V_i$ . Швидкість поширення ударної хвилі визначаємо за формулою

$$C = \frac{\left(\frac{K}{\rho}\right)^{0.5}}{\left(1 + \frac{K \cdot d_{обт}}{\delta \cdot E}\right)^{0.5}}, \quad (9)$$

де  $K$  – модуль пружності промивальної рідини;

$E$  – модуль пружності матеріалу труби ОБТ (обважненої бурильної труби);

$d_{обт}$  – зовнішній діаметр труби ОБТ;

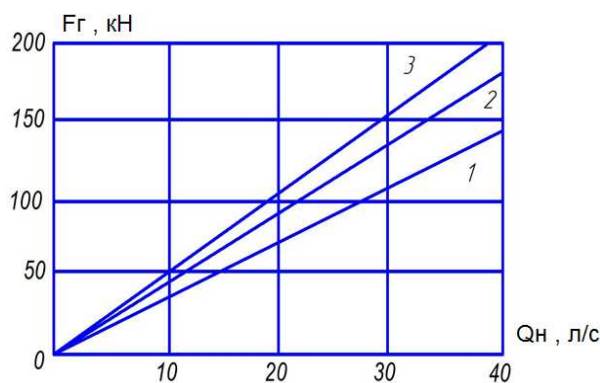
$\delta$  – товщина стінки труби ОБТ.

В момент контакту кулі з верхнім сідлом гідроударника під рухомим органом створюється зона підвищеного, а над ним – зона зменшеного тиску. Враховуючи значення різниці тиску на робочому органі гідроударника в момент виникнення гідравлічного удару зусилля, що діє на бурильну колону визначаємо за формулою

$$F_z = 2 \Delta P f_c, \quad (10)$$

де  $f_c$  – площа перерізу верхнього сідла гідроударника.

Результати розрахунку за формулою (10) визначені для різних значень витрати робочого потоку  $Q_n$  (рис. 4). Аналіз отриманих результатів свідчить про прямопропорційну залежність зусилля, що діє на бурильну колону від витрати робочого потоку та густини промивального розчину.



1 – 1000 кг/м<sup>3</sup>; 2 – 1500 кг/м<sup>3</sup>; 3 – 2000 кг/м<sup>3</sup>

**Рисунок 4 – Залежність зусилля, що діє на прихоплену ділянку бурильної колони від витрати робочого потоку та густини промивального розчину**

Наведена на рисунку 4 залежність отримана для таких вихідних даних:

коефіцієнт витрати робочої насадки – 0,95;  
діаметр робочої насадки – 0,014 м;  
діаметр насадок долота – 0,01 м;  
кількість насадок долота дорівнює – 3;  
геометричний параметр струминного насоса – 4,0;

модуль пружності промивальної рідини –  $2 \cdot 10^{11}$  Па;

діаметр обважнених бурильних труб – 0,178 м;

товщина стінки труби – 0,044 м;

діаметр сідла гідроударника – 0,11 м;

діаметр кулі гідроударника – 0,0635 м.

Особливості робочого процесу свердловинного струминного насоса визначають більш складні умови його експлуатації порівняно з елементами іншого глибинного обладнання. Внаслідок високої швидкості витікання потоку з робочої насадки в приймальній камері струминного насоса створюється область низького тиску. Розрідження, що виникає в приймальній камері, збільшує величину різниці тисків, яка діє на корпус струминного насоса та підвищує імовірність виникнення аварійних ситуацій, пов'язаних із руйнуванням глибинного обладнання. Необхідність запобігання аварій із глибинним обладнанням вимагає проведення досліджень напруженого стану корпусу струминного насоса, визначення критичних умов експлуатації свердловинної ежекційної системи та обґрунтування вибору геометричних та міцнісних параметрів її окремих елементів. Така задача розв'язана для випадку зовнішнього розміщення струминного насоса в конструкції привійної ежекційної системи [8]. Переважна більшість конструкцій свердловинних ежекційних систем, однак, відзначається внутрішнім розміщенням деталей струминного насоса. Для такої компоновки струминного насоса напружений стан його корпусних деталей не розглядався і потребує досліджень.

З метою зменшення аварійності при використанні вибійного гідроударника необхідно визначити допустиму за умов міцності товщину стінки корпусу пристрою для двох випадків.

Перший випадок стосується визначення напруженого стану в корпусі гідроударника під час руху кулі між нижнім і верхнім сідлом. Найбільш небезпечним для даного випадку є переріз, що відповідає виходу робочої рідини з насадки. В граничному випадку тиск на виході робочої рідини з насадки буде дорівнювати тиску насичених парів, а в затрубному просторі величина тиску буде дорівнювати сумі гідростатичного тиску і гідравлічних втрат у каналі затрубного простору

$$P_n = \rho \cdot g \cdot H_n + \frac{8 \cdot \rho \cdot \lambda_3 \cdot H_n \cdot Q_n^2}{\pi^2 (D_c - d_{кз})^3 (D_c - d_{кз})^2}, \quad (11)$$

де  $\lambda_3$  – коефіцієнт лінійного гідравлічного опору каналу затрубного простору;

$D_c, d_{кз}$  – діаметр відповідно свердловини та зовнішній діаметр бурильної колони.

Величина коефіцієнта лінійного гідравлічного опору передбачає стандартну послідовність розрахункових операцій :

- визначення швидкості руху промивального розчину;
- визначення числа Рейнольдса потоку;
- визначення перехідних чисел Рейнольдса та зон тертя;
- розрахунок коефіцієнта лінійного гідравлічного опору.

Відповідно до теореми Ляме допустима товщина стінки корпусу гідроударника може бути визначена за формулою

$$\delta = R_{\text{в}} \left( \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 2P_{\text{н}}}} - 1 \right), \quad (12)$$

де  $R_{\text{в}}$  – внутрішній радіус корпусу гідроударника;

$[\sigma]$  – границя плинності матеріалу з врахуванням коефіцієнта запасу міцності.

В другому випадку замість величини тиску  $P_{\text{н}}$  використовуємо тиск гідроудару  $P_{\text{г}}$ , величину якого підставляємо в останню формулу і отримуємо :

$$\delta = R_{\text{в}} \left( \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 2P_{\text{г}}}} - 1 \right). \quad (13)$$

За результатами проведених розрахунків отримано залежності, які наведені на рисунках 5 і 6.

Аналіз наведених на рис. 5, 6 залежностей вказує на прямопропорційну залежність мінімально необхідної товщини стінки корпусу струминного насоса та верхнього сідла гідроударника від витрати робочого потоку, глибини розміщення струминного насоса в свердловині та густини промивального розчину.

#### Наукова новизна та практична цінність.

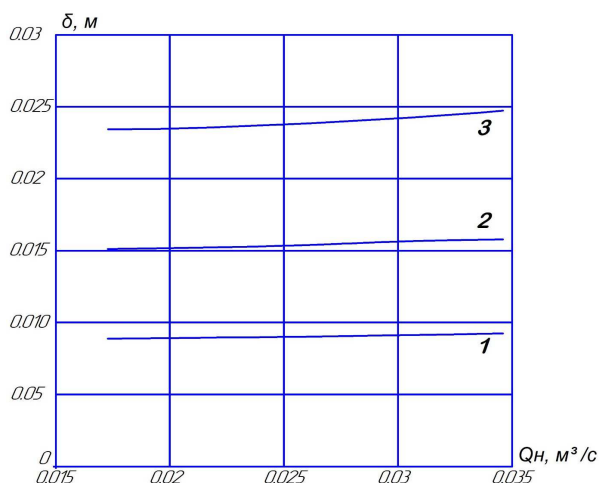
Наукова новизна проведених досліджень полягає в розробленні математичної моделі робочого процесу гідроударника на основі спільного розв'язку рівнянь напірної характеристики струминного насоса та характеристики його гідравлічної системи, пошуку робочої точки гідроструминної насосної установки, визначення витрати висхідного потоку в бурильній колоні, визначення ударного підвищення тиску та зусилля на прихоплені бурильні труби.

Практична цінність проведених досліджень полягає в підвищенні ефективності ліквідації прихоплення бурильної колони за рахунок зростання точності прогнозування величини динамічних зусиль які створюються гідроударником.

#### Висновки і рекомендації

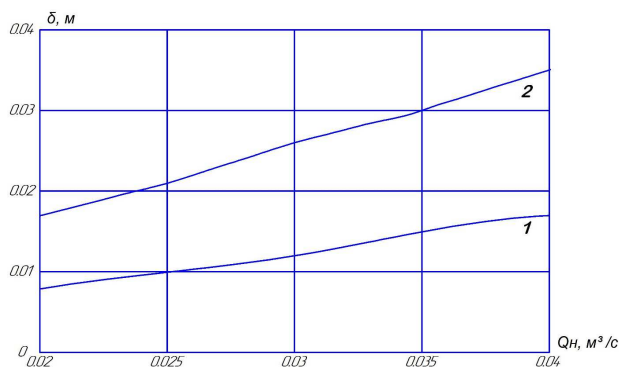
За результатами досліджень сформулюємо такі висновки:

1. Одним із перспективних засобів ліквідації прихоплення бурильної колони в горизонтальних та похилоорієнтованих свердловинах є вібраційний гідроударник, принцип дії якого заснований на створенні гідравлічного удару та



1 –  $H_{\text{н}}=2000$  м; 2 –  $H_{\text{н}}=3000$  м; 3 –  $H_{\text{н}}=4000$  м

**Рисунок 5 – Визначення мінімально необхідної товщини стінки корпусу струминного насоса для різної витрати робочого потоку та глибини свердловини  $H_{\text{н}}$**



1 –  $\rho=1000$  кг/м³; 2 –  $\rho=2000$  кг/м³

**Рисунок 6 – Визначення мінімально необхідної товщини стінки верхнього сідла гідроударника для різної витрати робочого потоку та густини промивального розчину  $\rho$**

спрямованого в напрямку до устя свердловини зусилля.

2. Розроблена методика розрахунку дозволяє підвищити ефективність вибору параметрів експлуатації пристрою для ліквідації прихоплень бурильної колони.

3. Отримані результати дають можливість оптимізувати процес ліквідації аварій і можуть використовуватись при проектуванні та експлуатації вібраційних гідроударників з гідравлічним приводом у вигляді свердловинного струминного насоса.

4. Завдання подальших досліджень полягає у дослідній перевірці методики прогнозування режиму роботи вибійного гідроударника та струминного свердловинного насоса при їх спільному використанні для ліквідації аварій в похило орієнтованих та горизонтальних свердловинах.

## Література

- 1 Паневник О.В. Застосування ежекційно-хвильових процесів для ліквідації аварій під час буріння свердловин / О.В. Паневник, А.Г. Чорнобильський // Нафтова і газова промисловість. – 1997. – № 1. – С. 12 – 14.
- 2 Чернобыльский А.Г. Вибрационный гидроударник / А.Г. Чернобыльский, А.В. Паневник // Газовая промышленность. – 1995. – № 3. – С. 20.
- 3 Паневник О.В. Використання ежекційних технологій для підвищення ефективності буріння свердловин ПСГ / О.В. Паневник // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 1998. – № 35(5). – С. 116 – 121. Серія «Транспорт і зберігання нафти і газу».
- 4 Паневник О.В. Теоретичні основи використання струминного свердловинного насоса для ліквідації прихоплень бурильної колони / О.В. Паневник // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 1998. – № 35(2). – С. 104 – 111. Серія «Буріння нафтових і газових свердловин».
- 5 Соколов Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
- 6 Рабинович Н.Р. Инженерные задачи механики сплошной среды в бурении / Н.Р. Рабинович. – М.: Недра, 1989. – 270 с.
- 7 Леонов Е.Г. Расчет времени падения шара в нисходящем турбулентном потоке промывочной жидкости в колонне труб / Е.Г. Леонов, Б.С. Филатов, Б.Н. Хахаев // Нефтяное хозяйство. – 1972. – № 3. – С. 22 – 26.
- 8 Величкович А.С. Обгрунтування вибору геометричних розмірів свердловинного струминного насоса / А.С. Величкович, Д.О. Паневник // Нафтогазова галузь України. – 2013. – № 6. – С. 20 – 23.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*  
25.08.17

*Рекомендована до друку*  
*професором Чудиком І.І.*  
*(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)*  
*канд. техн. наук Цьомко В.В.*  
*(ГПУ «Львівгазвидобування», м. Львів)*