

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

На правах рукопису

ФЕМ'ЯК ЯРОСЛАВ МИХАЙЛОВИЧ

УДК 622.24.051

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РУЙНУВАННЯ ГІРСЬКИХ ПОРІД ПРИ  
БУРІННІ СВЕРДЛОВИН ЗА РАХУНОК ЕНЕРГІЇ ПУЛЬСУЮЧИХ  
ПОТОКІВ

05.15.10 – Буріння свердловин

Дисертація на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Науковий керівник

Яремійчук Роман Семенович

доктор техн. наук, професор

*Всі фізичні дані дисертації ідентичні з тим, що зазначено.*

*Всі секретарі слес. Вченої ради ДЛ.052.02*

*26.04.2007р.*

*[Handwritten signature] / Кавбасович І. М. /*

Івано-Франківськ - 2007

Д 303



## ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП .....	4
РОЗДІЛ 1	
ПРОБЛЕМИ ПОКРАЩЕННЯ РУЙНУВАННЯ ГІРСЬКИХ ПОРІД ПРИ БУРІННІ СВЕРДЛОВИН ЗА РАХУНОК СТВОРЕННЯ ПУЛЬСАЦІЙНИХ ПОТОКІВ НА ДОЛОТІ. ....	9
1.1. Створення та перспективи застосування пульсуючих потоків при бурінні свердловин. ....	10
1.2. Характеристика кавітаційно-хвильових процесів, які створюються пульсуючими пристроями .....	19
Висновки до першого розділу .....	32
РОЗДІЛ 2	
ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ВЗАЄМОДІЇ ЗАТОПЛЕНИХ ПУЛЬСУЮЧИХ СТРУМИН З ВИБОЄМ СВЕРДЛОВИНИ .....	33
2.1. Характеристика затоплених пульсуючих струмин .....	33
2.2. Розрахунок гідродинамічних коливань імпульсів тиску за рахунок затоплених пульсуючих струмин. ....	51
2.3. Дослідження можливостей виникнення адіабатних потоків у промивальній рідині при бурінні свердловин за рахунок гідродинамічних пульсаторів. ....	56
2.4. Обґрунтування впливу робочих елементів гідродинамічного пульсатора на інтенсивність пульсуючих потоків промивальної рідини .....	69
Висновки до другого розділу .....	83
РОЗДІЛ 3	
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГІДРОДИНАМІЧНОГО ПУЛЬСАТОРА. . . . .	85
3.1. Схема та принцип роботи гідродинамічного пульсатора .....	85

3.2. Опис експериментальної установки. . . . .	87
3.3. Методика експериментальних досліджень. . . . .	91
3.4. Аналіз результатів експериментальних досліджень . . . . .	92
Висновки до третього розділу . . . . .	101
<b>РОЗДІЛ 4</b>	
<b>ПРОМИСЛОВІ ВИПРОБУВАННЯ БУРОВИХ ТРИЛОПАТЕ-</b> <b>ВИХ ДОЛІТ. . . . .</b>	<b>102</b>
4.1. Характеристика конструкції бурового трилопатевого долота.	102
4.2. Проведення та аналіз промислових випробувань дослідних зразків трилопатевих бурових доліт типу (ЗЛ-295,3-ГП). . . . .	105
Висновки до четвертого розділу . . . . .	112
<b>ВИСНОВКИ . . . . .</b>	<b>113</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ . . . . .</b>	<b>115</b>
<b>ДОДАТКИ . . . . .</b>	<b>123</b>
Додаток А . . . . .	124
Додаток Б . . . . .	133
Додаток В . . . . .	137

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Національною програмою “Нафта і газ України до 2010 року” передбачається розширити об’єми буріння і зменшити терміни будівництва свердловин. Проблема пошуку ефективних технологій руйнування гірських порід під час буріння свердловин сьогодні залишається однією з найбільш актуальних у всіх нафтогазовидобувних країнах світу, у тому числі і в Україні.

Особлива увага приділяється пошукам більш раціонального розподілу енергії, яка витрачається на механічне руйнування гірської породи. Так, при одиничному акті руйнування породи на утворення тріщини витрачається 8 – 12 % підведеної енергії. Для повного досягнення тріщиною до кінцевої глибини (із частковим деформуванням урізаного конуса) необхідно 10 – 12 % і для сколювання консолі – 6 – 8 % загальної енергії. Інші 68 – 76 % енергії витрачаються на роздавлювання урізаного конуса, пружну деформацію наповненого простору і сколюючих частинок, тертя на поверхнях міжфазового розділення та інше. Таким чином, процес руйнування породи буровим долотом з енергетичної точки зору є вкрай не вигідним.

Відомі сьогодні технології і технічні засоби ефективності руйнування гірських порід при бурінні свердловин в значній мірі вичерпали свої потенційні можливості. Тому у всіх країнах світу ведеться інтенсивний пошук нових технологій і технічних засобів, які базуються на нових явищах.

Одна з таких робіт, присвячених використанню пульсаційно-хвильової дії на пристовбурну зону свердловини, в останні 10 років виконана в Росії. Суть цього способу полягає в тому, що за допомогою спеціальних вихрових камер в промивальній рідині послідовно створюються імпульси тисків різної частоти та амплітуди. Успішне використання цієї технології з метою збільшення дебітів свердловин в різних нафтогазовидобувних регіонах Росії, висока техніко-економічна ефективність і значний потенціал при відносній простоті реалізації в свердловинних умовах ставлять її в ряд

високоєфективних. Особливі заслуги у вирішенні багатьох задач використання даної технології належать академіку РАН професору Ганієву Р.Ф. .

Використання пульсаційно-хвильової технології для підсилення руйнування гірських порід буровими долотами може забезпечити істотне збільшення швидкості буріння та проходки на долото за рахунок інтенсифікації руйнування гірських порід під час буріння.

Вирішенню цієї важливої науково-практичної задачі присвячена дана дисертаційна робота.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота входить до науково-тематичних планів Міністерства освіти і науки та підприємств нафтогазовидобувної галузі України. Результати дисертаційної роботи використані при виконанні держбюджетних тематик № Д4 - 98 - Ф і № Д2 - 01 - Ф у науково-дослідному інституті нафтогазових технологій Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є підвищення ефективності процесу руйнування гірських порід при бурінні свердловин за рахунок створення миттєвих пульсуючих потоків у промивальній рідині на вибої свердловини.

Основні задачі дослідження.

1. Аналіз впливу кавітаційно-пульсаційних потоків промивальної рідини на техніко-економічні показники руйнування гірських порід при бурінні свердловин.

2. Математичне обґрунтування конструкції гідродинамічного пульсатора та динаміки взаємодії пульсуючих потоків промивальної рідини з вибоєм свердловини.

3. Експериментальні дослідження виникнення пульсаційних процесів в потоці промивальної рідини при проходженні її через гідромоніторну насадку та гідродинамічний пульсатор.

4. Оцінка характеру пульсацій та можливості їх передачі через

пульсаційно-кавітаційну камеру та гідромоніторну насадку.

5. Розробка і промислові випробування трилопатевих доліт з вставками пульсаторів.

*Об'єкт дослідження* – вплив миттєвих пульсуючих потоків промивальної рідини на ефективність процесу руйнування гірських порід.

*Предмет дослідження* – гідродинамічний пульсатор коливань імпульсів тиску в процесі буріння свердловини.

*Методи дослідження.* 1. Аналітична оцінка використання кавітаційно-хвильової технології в умовах буріння свердловин. 2. Теоретичні дослідження динаміки взаємодії пульсуючих потоків промивальної рідини з вибоєм свердловини та вплив пульсаційних тисків на процес руйнування гірських порід при бурінні свердловин. 3. Експериментальні дослідження роботи гідродинамічного пульсатора та аналіз пульсаційно-кавітаційних процесів, що виникають в процесі його роботи. 4. Промислові дослідження експериментальних взірців бурових трилопатевих доліт, оснащених гідродинамічними пульсаторами.

### **Наукова новизна одержаних результатів.**

1. На основі аналітичних і промислових досліджень вперше обгрунтовано можливість використання гідродинамічних пульсаторів, для підвищення техніко-економічних показників буріння свердловин.

2. Запропоновано нову конструкцію гідродинамічного пульсатора з введенням промивальної рідини по дотичному каналу для завихрення потоку рідини в циліндричній частині пульсаційної камери та в дифузорі, в яких виділяється розчинений газ (повітря) у вигляді бульбашок.

3. Експериментально встановлено характер пульсацій потоку промивальної рідини, який полягає у зменшенні величин тиску на виході з пульсаційної камери з амплітудою від 1 до 3 МПа і частотою від 1 до 12 Гц.

4. Встановлено можливість передачі пульсаційних тисків при виході потоку промивальної рідини через пульсаційно-кавітаційну камеру та гідромоніторну насадку.

5. Запропоновано конструкцію трилопатевого бурового долота, в якій для зменшення енергоємності буріння в промивальні вузли вмонтовано гідродинамічні пульсатори. Вказана форма долота захищена патентом України №43637А.

**Практичне значення одержаних результатів** полягає у науковому обґрунтуванні гідродинамічних явищ, які виникають в гідродинамічному пульсаторі та їх використанні для покращення руйнування гірських порід при бурінні свердловин. Результати отриманих досліджень використані для удосконалення конструкції бурового трилопатевого долота. Промисловими випробуваннями на свердловинах Стрийського і Полтавського відділень бурових робіт БУ “Укрбургаз” доведено ефективність роботи лопатевих доліт з гідродинамічними пульсаторами. Результати досліджень передані для впровадження в БУ “Укрбургаз”.

**Особистий внесок здобувача.** Особисто автором проведено теоретичні дослідження щодо ефективності використання кавітаційно-пульсаційної технології для покращення процесу руйнування гірських порід при бурінні свердловин [26, 41, 61, 63, 69, 71]. Розроблено конструкцію гідродинамічного пульсатора, виготовлено і проведено промислові випробування бурового трилопатевого долота, в промивальні канали якого вмонтовано пульсуючі пристрої [72, 73].

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертаційної роботи доповідались на:

- міжнародній науково-практичній конференції “Нафта і газ 2000” (м. Івано-Франківськ, 2000 р.);

- науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Івано-Франківського державного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 1999 - 2002 рр.);

- наукових семінарах кафедри морських нафтогазових споруд і кафедри буріння нафтових і газових свердловин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 2002 – 2007 рр.).

**Публікації.** За результатами досліджень, які викладені в дисертації, опубліковано 8 наукових праць, в тому числі 1 самостійна та 1 патент України на винахід.

**Структура і обсяг роботи.** Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків і додатків. Загальний об'єм роботи містить 137 сторінок і включає 32 рисунки, 2 таблиці, список літератури з 80 найменувань та 3 додатки.

Автор висловлює щире подяку канд. техн. наук, доц. Возному В.Р. та старшому науковому співробітнику НДІНГТ Шандровському Т.Р. за допомогу при проведенні експериментальних досліджень, а також начальнику технологічного відділу Стрийського ВБР, канд. техн. наук Баранецькому М.В. за допомогу в організації виготовлення і проведення промислових випробувань експериментальних взірців бурових трилопатевих доліт.



## РОЗДІЛ 1

ПРОБЛЕМИ ПОКРАЩЕННЯ РУЙНУВАННЯ ГІРСЬКИХ ПОРІД ПРИ  
БУРІННІ СВЕРДЛОВИН ЗА РАХУНОК СТВОРЕННЯ ПУЛЬСАЦІЙНИХ  
ПОТОКІВ НА ДОЛОТІ

Науково-технічний прогрес, який сьогодні спостерігається в бурінні визначає необхідність виходу на більш раціональні шляхи руйнування гірських порід, які повинні в кінцевому випадку призвести до зменшення часу спорудження свердловин. Для цього протягом багатьох років як зарубіжними так і вітчизняними вченими проводяться дослідження гірських порід в умовах, що відображають бурові процеси в свердловинах, розробляються і впроваджуються в промислову практику нові методи і технічне забезпечення для оцінки інформаційних техніко-економічних показників буріння.

Дослідження таких вчених, як Алексеева Ю.Ф., Байдюка Б.В., Бінгхема М.Г., Векерика В.І., Ейгелеса Р.М., Колеснікова М.А., Мавлютова М.Р., Мислюка М.А., Попова А.М., Співака А.І., Шрейнера Л.А., Ясова В.Г. і т. д. показали, що саме фізико-механічне бачення свердловинних процесів приводить до виявлення єдиної наукової основи, яка враховує вплив геологічного розрізу і оточуючого середовища на функціонування бурових процесів [1 - 18].

Особливість цього підходу полягає в тому, що в ньому предметом розгляду є елементарні акти процесів руйнування порід озброєнням сучасних бурових доліт, які виявлені на основі узагальнення теоретичних і лабораторних досліджень, а також співставлення їх з промисловими даними. Результати досліджень одночасно служать як для обґрунтування технології використання існуючої сьогодні бурової техніки, так і для створення нової техніки і технологій з визначенням програм їх випробування і

відпрацювання в практиці буріння свердловин.

Сутність нової технології, яка сьогодні достатньо аргументовано висувається такими відомими російськими вченими, як Ганієвим Р.Ф., Гіматудіновим Ш.К., Ібрагімовим Л.Х., Іванніковим В.І., Ситніковим А.А. полягає в тому, що в рідинних системах за допомогою спеціальних пристроїв-пульсаторів на вибої свердловини створюються послідовно імпульси тисків різної амплітуди і широкого спектру гармонік [19 - 27]. Різні розміри, властивості і характеристики парових каверн сприяють виникненню при їх лусканні різних за величиною і частоті ударних імпульсів і хвиль тиску, які визначають глибину і інтенсивність обробки вибою свердловини ударними хвилями.

### 1.1. Створення та перспективи застосування пульсуючих потоків при бурінні свердловин

Механізм формування імпульсів тиску зв'язаний з високою енергією швидкісних пульсуючих турбулентних струминок в каналах і насадках пульсуючого пристрою.

Технологія обробки вибою свердловини імпульсами тисків, створюваних пульсаторами, полягає у формуванні в зоні роботи долота пульсуючих струминок рідини. В результаті зіткнення цих струминок з вибоєм свердловини виникають високі імпульси тисків, які інтенсивно діють на структурні і фізико-механічні властивості гірських порід. Потік рідини, який не містить великої кількості розчиненого газу, навіть при витіканні з насадок малого діаметру може залишатися однорідним, тобто не містити газової фази. В цьому випадку має місце формування течії затопленої турбулентної струмини робочої рідини. З досліджень, приведених в роботі [19], випливає, що пульсації затоплених турбулентних струминок об вибій свердловини незалежно від відстані здатні створювати великі імпульси тиску

в привибійній зоні при витратах промивальної рідини цілком можливих для практики буріння свердловин. Фактично вони діють в умовах інтерференції, тобто при одночасному русі декількох турбулентних потоків, які формують в свердловині спектр турбулентних течій, що не піддаються кількісному розрахунку.

Одним з механізмів виникнення гідравлічних ударів і вібрацій тиску ними пропонується проходження промивальної рідини через спеціальні пристрої-пульсатори, схеми яких показані на рис. 1.1 і 1.2.

Пристрій для збудження ударних хвиль складається з ряду елементів, які сприяють реалізації різних механізмів турбулізації потоків, їх завихренню з поступовим підвищенням швидкості витікання з насадок і ударом сформованих струмин об вибій свердловини. При прокачуванні промивальної рідини через агрегат в привибійній зоні свердловини генеруються динамічні явища, в результаті яких виникають ударні гідродинамічні хвилі тиску, що поширюються по твердому скелету породи і його пористому середовищі [28 - 29].

В результаті цього процесу виникають парові порожнини і бульбашки газової фази різних розмірів, які з'являються внаслідок розривів суцільності потоку під дією складної динаміки течії рідини в пульсаторі затопленої турбулентної завихреної струмини. Інтенсивне виділення парової фази відбувається при зіткненні затоплених струминок з вибоєм свердловини за рахунок ударного диспергування промивальної рідини. Час існування каверн парової фази, струминок і газових порожнин визначається швидкісним напором потоку рідини на виході з пульсатора. При цьому виникають багаточисельні гідравлічні удари, частота і амплітуда яких визначається будовою парових порожнин, концентрацією газової фази в промивальній рідині і розподілом за розмірами утворених газових порожнин. Цей постійно протікаючий коливальний процес накладається на гідравлічні удари об вибій свердловини, які формуються під впливом тиску затоплених струминок

робочої рідини. При цьому сумарний ефект дії на процес руйнування порід, на розкриття старих і формування нових тріщин істотно зростає.

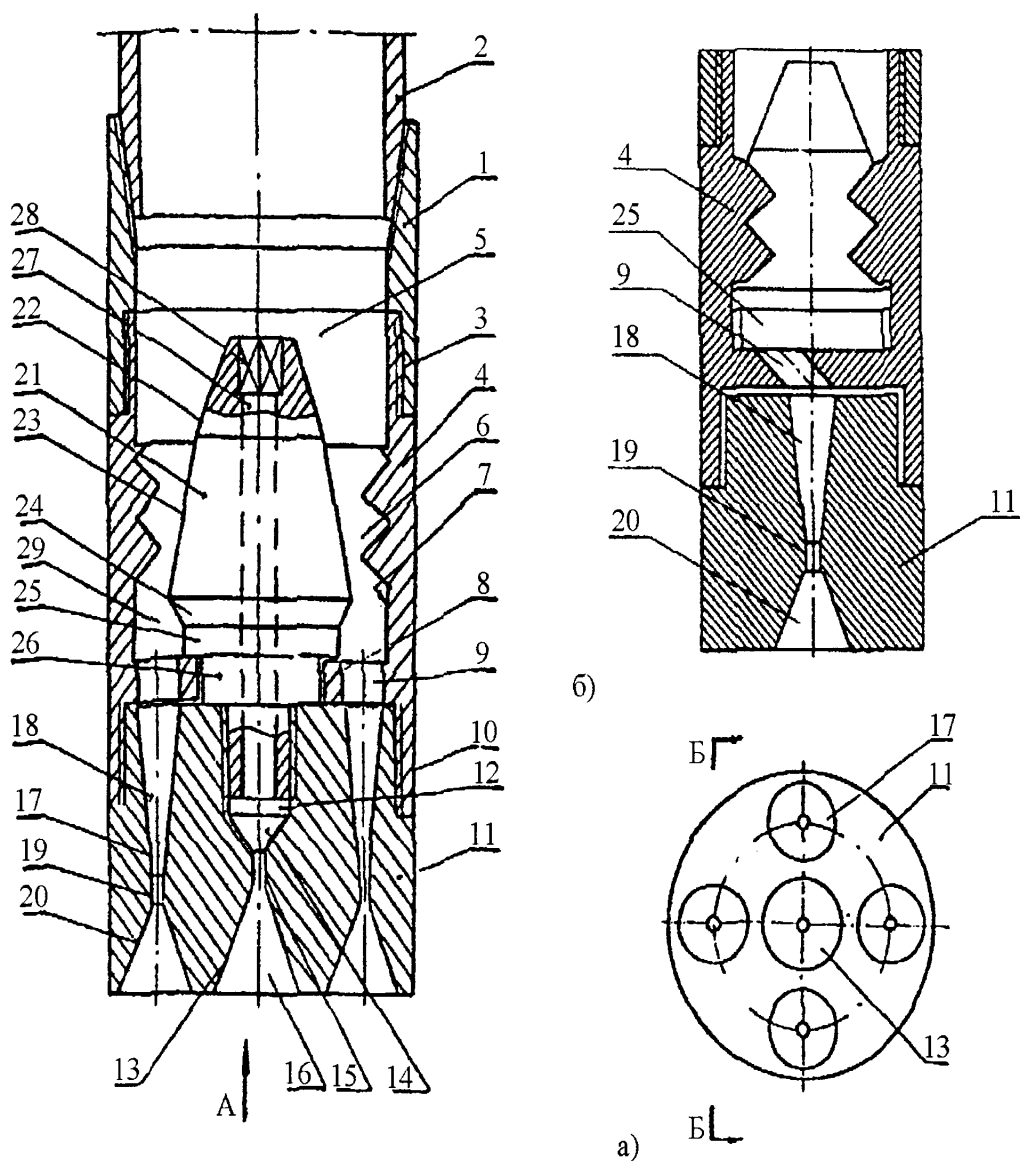


Рис. 1.1. Схема пристрою для створення ударних хвиль в привибійній зоні свердловини: а) переріз А-А рисунка; б) переріз Б-Б рисунка:

- 1 – перехідник; 2 – НКТ; 3, 10 – різьба; 4 – корпус; 5 – канал;  
 6 – вихровий канал; 7 – кільцева виточка; 8 – виступ; 9 – похилі направляючі отвори; 11 - наконечник; 12, 27 – осьовий канал; 13 – генератор гідродинамічних імпульсів; 14, 18 – конфузори; 15, 19 – критичні отвори; 16, 20 – дифузори; 17 – генератори; 21 – обтікач; 22, 23 – зрізаний конус; 24 – зворотний зрізаний конус; 25, 26 – циліндричні ступінчаті виточки; 28 – ограничене гніздо під ключ; 29 – кільцевий канал

На рис. 1.2 показано інший тип пристрою для збудження ударних імпульсів тиску в привибійній зоні свердловини.

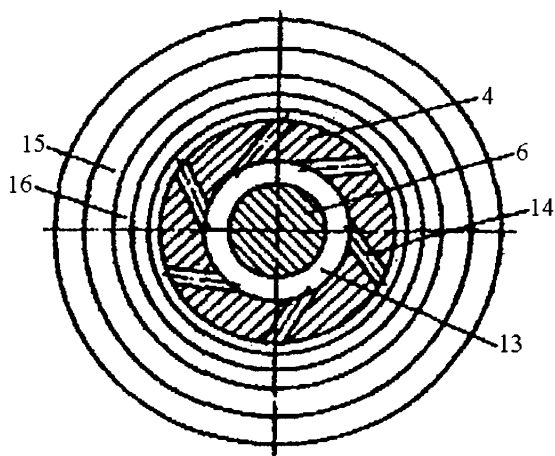
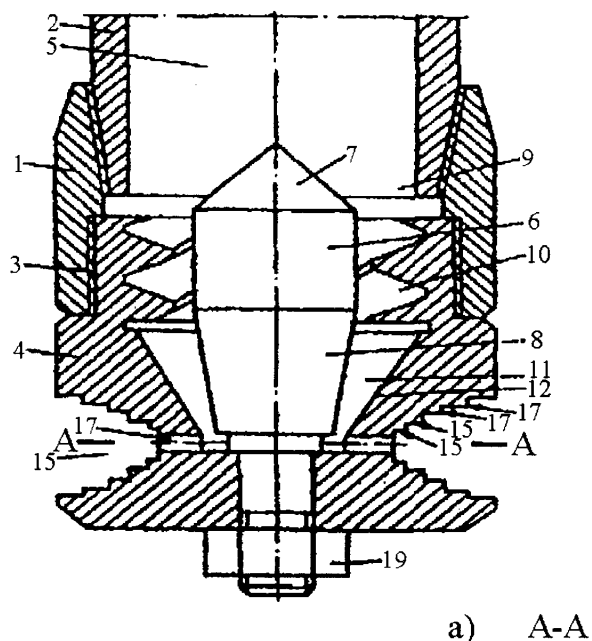


Рис. 1.2. Схема однокаскадного пристрою (пульсатора) для збудження імпульсів тиску в привибійній зоні свердловини:

1 – перехідник; 2 – колона НКТ; 3 – різьба; 4 – корпус пристрою;  
 5 – осьовий канал; 6 - обтікач; 7 – прямий конус; 8 – зворотний зрізаний конус; 9 – кільцевий канал; 10 – гвинтові трьохзахідні канали трикутного перерізу; 11 – конічний конфузур; 12 – конусна поверхня корпусу;  
 13 – кільцева вихрова камера; 14 – критичні отвори; 15 – розширюючий канал у вигляді кільця; 16 – кільцеві виточки; 17 – вершини кільцевих виточок; 18 – контргайка; 19 – хвостовик

Іншим механізмом виникнення пульсаційних потоків може бути використання у якості промивальної рідини газорідинних сумішей. Відомо, що газ може виділятися з розчинів в зоні дії гідродинамічного пульсатора за рахунок зниження тиску і високих значень швидкісного напору струмин рідини, які витікають з насадок і формують при цьому адіабатні двохфазні потоки. Газорідинні суміші, які з'являються в зоні дії пульсатора, володіють підвищеною стисливістю і відіграють роль в утворенні газових порожнин, здатних створити потужні гідравлічні удари при заповненні їх рідиною під впливом гідростатичного тиску стовпа рідини у свердловині. У випадку формування адіабатних двохфазних потоків процеси миттєвих стиснень газорідинних сумішей, що чергуються, в зоні ділянки вибою свердловини, можуть викликати пульсації тиску в гідравлічній системі, які з'являються за рахунок впливу неврівноваженості струминок на потік рідини, а також значної об'ємної пружності матеріалу бурильних труб і властивостей промивальної рідини.

Крім вищевказаних, сьогодні існує цілий ряд пристроїв [30 - 31], які можуть визвати пульсацію коливань імпульсів тиску і гідравлічних ударних хвиль в рідинах. За методом збудження хвиль ці пристрої можна розділити на такі групи:

- гідродинамічні генератори випромінювачі;
- роторно-пульсаційні;
- вихрові генератори.

Гідродинамічні генератори-випромінювачі служать для перетворення кінетичної енергії струмини рідини в енергію пружних коливань тиску. Генерація цих коливань проходить в зоні турбулентного руху потоку рідини. Для розрахунку коливань тиску використовують теорію Лайтхіла, згідно якої турбулентний потік розглядають як задане джерело коливань імпульсів тиску і хвиль [32 - 33]. Тому, звичайно, при розробці гідродинамічних генераторів-випромінювачів використовують емпіричний підхід.

Сьогодні сконструйовано і випробувано більше десяти типів гідродинамічних генераторів.

До них відносять конструкції типу випромінювачів Назаренка [31], в яких робочими елементами є насадка і відбивач. При використанні конусно-циліндричної насадки і відбивача з лункою, яка за формою подібна до параболоїда обертання, як показано на рис. 1.3, між торцями насадки і відбивача формується зона пульсацій тиску, яка й визначає параметри виникаючого акустичного поля.

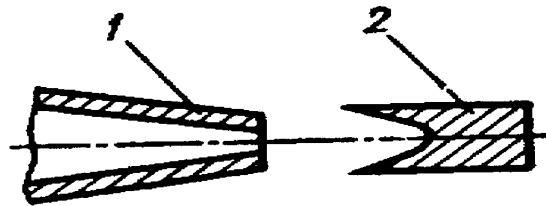


Рис. 1.3. Схема конструкції гідродинамічного генератора-випромінювача Назаренка в протиточному варіанті:

1 – насадка; 2 – відбивач

Оптимальний кут відхилення для відбитої струмینی знаходиться в межах  $35 - 40^\circ$ , а оптимальне співвідношення між зовнішнім і внутрішнім діаметрами насадки дорівнює 3 – 4.

Іншим варіантом даного типу випромінювачів є конструкція, приведена на рис. 1.4.

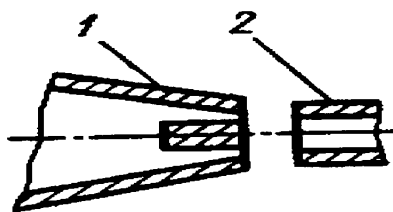


Рис. 1.4. Схема конструкції гідродинамічного генератора-випромінювача Назаренка в прямоточному варіанті:

1 – насадка; 2 – відбивач

В ній пульсуюча зона періодично утворюється між круглою щілинною насадкою і відбивачем у вигляді циліндра, а потім зривається за напрямком руху струмини.

Гідродинамічні генератори-випромінювачі найбільш широко використовують для отримання стійких дрібнодисперсних емульсій і суспензій, а також в деяких видах очищення поверхні виробів від промислових забруднень.

Відомо, що гідродинамічні генератори-випромінювачі використовували для підвищення швидкості буріння свердловин в Казахстані на площах Узинського УБР об'єднання «Мангышлакнефть» в 1983 році [34], геологічний розріз яких складається з перешарованих піщаників і товстих шарів глини з твердістю по штампу, яка не перевищує 50 - 80 МН/м<sup>2</sup>. Буріння турбобуром ЗТСШ - 195 з вмонтованим в нього гідродинамічним генератором проводилося за загальноприйнятою в районі бурових робіт технологією. Продуктивність насосів була знижена з  $42 \cdot 10^{-3}$  до  $32 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с за рахунок підвищення тиску після встановлення в турбобурі гідродинамічного генератора.

На першому етапі випробування гідродинамічного генератора проводилися при бурінні шести свердловин. Для порівняння результатів випробування були вибрані типові свердловини, які пробурені в аналогічних умовах за прийнятою в районі технологією. Гідродинамічні генератори-випромінювачі були використані при бурінні 6662 м гірських порід. Результати досліджень показали збільшення механічної швидкості буріння на 30%, зменшення часу буріння в середньому на 24 % і невелике збільшення середньої проходки на долото. Проте гідродинамічні генератори вимагали удосконалення, позаяк за рахунок великої концентрації в промивальній рідині дрібнодисперсних твердих частинок, які попадаючи між статори і ротори турбобурів, призводили до їх руйнування.

Крім двох груп гідродинамічних випромінювачів використовують



також вихрові генератори, принцип дії яких відповідає вихровим аеродинамічним свисткам.

Широке технологічне застосування отримали свистки високого тиску типу генератора Гартмана [31], конструкція яких складається з конічної насадки, яка співосно з'єднана з циліндричним резонатором.

Генератори Гартмана мають значно більшу, у порівнянні із свистками, потужність, але низький (до 6%) коефіцієнт корисної дії зумовлений незворотними втратами енергії при утворенні прямого скачка ущільнення. Для підвищення к.к.д. пристрою використовують модифікації генератора Гартмана, принципові схеми яких показано на рис. 1.5.

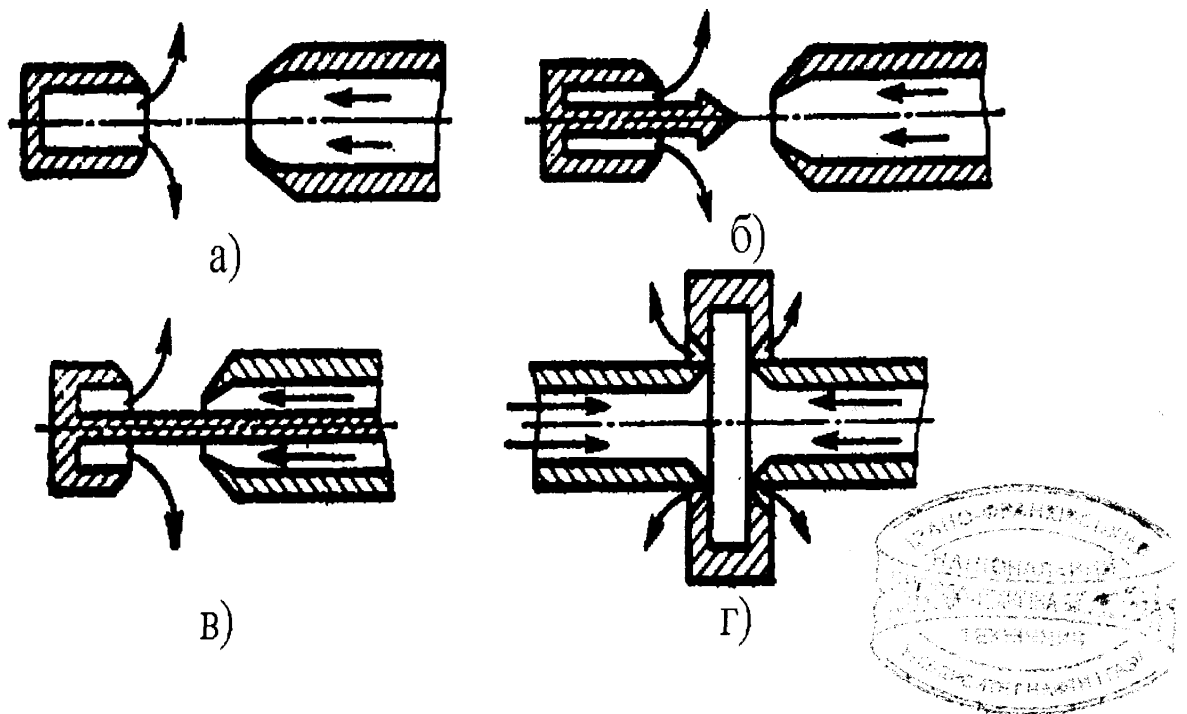


Рис. 1.5. Схеми конструкцій генераторів гартманівського типу:  
а) - з прямим скачком ущільнення; б) і в) - з похилим скачком ущільнення; г) - з коноїдальною резонансною камерою

В напрямку руху потоку рідини ставлять розсікач, який змінює граничні умови на осі і кут між площиною скачка тиску і віссю струмени. При цьому зменшується перепад швидкостей до і після скачка, а згодом і

втрати енергії на переході між насадкою і резонатором. В результаті цього к.к.д. генераторів гартмана наближають до к.к.д. свистків, тобто 18 – 25%.

У всіх розглянутих вище системах турбулізація потоку промивальної рідини, яка виступає джерелом коливань імпульсів тиску, досягається за рахунок гальмування потоку рідини тим чи іншим видом перешкод і інтенсивність гідродинамічних коливань визначається швидкістю витікання потоку промивальної рідини, а також різницею тисків на вході і виході пристрою.

Відомо, що принцип роботи вихрових генераторів базується на створенні обертового потоку рідини. При високій швидкості обертання вихрове ядро пресує і створює коливання тиску. Потік рідини спочатку закручується, а потім звужується. В процесі звуження потоку значно зростає окружна складова швидкості, виникають центробіжні сили, які утворюють у вихідному отворі насадки тонку плівку кільцевої форми перерізу. Ця плівка, виходячи із насадки, розпадається на дрібні краплини. Вздовж осі насадки утворюється повітряний вихор, аналогічний вихровій воронці, яка утворюється при витіканні закрученої рідини із ємності через такий самий отвір. Таким чином вихідний отвір насадки заповнений кільцевим потоком або плівкою тільки по периферії, а центральна (осьова) частина зайнята повітряним вихором з тиском, меншим від атмосферного, внаслідок чого утворюються пульсації коливань тиску.

З принципу роботи вищевказаних пристроїв випливає, що основним фактором дії на привибійну зону є швидкісний напір, який розвивається струминами рідини при витіканні їх у свердловину з вихрокільцевої камери через сопла-насадки різних діаметрів. При прокачуванні промивальної рідини через пульсуючі пристрої у привибійній зоні свердловини генеруються динамічні процеси, в результаті яких виникають ударні гідродинамічні хвилі тиску, які поширюються по твердому скелету пласта і його пористому середовищі, покращуючи таким чином фільтраційні

властивості гірських порід привибійної зони колектора.

## 1.2. Характеристика кавітаційно-хвильових процесів, які створюються пульсуючими пристроями

При русі промивальної рідини в пульсаторах при визначених умовах можуть виникати кавітаційні процеси. В рідині і на поверхні твердого тіла у випадку, якщо тиск підтримується нижче деякого критичного тиску, що визначається фізичними властивостями і станом рідини, виникають бульбашки пари або парогазових сумішей, які лускають, попавши в зону з підвищеним тиском.

Кавітація полягає в утворенні розривів суцільності на деяких ділянках потоку рухомої крапельної рідини. Розриви виникають в тих ділянках рухомого потоку, де в результаті перерозподілу тиску, зумовленого рухом рідини, відбувається значне місцеве зниження тиску.

Поява кавітації характеризується виникненням в нерозривному рідинному середовищі дрібних парогазових бульбашок, об'єм яких швидко зростає по мірі збільшення швидкості потоку руху рідини і відповідного зниження тиску.

За походженням і характером потоку рідини розрізняють: гідродинамічну кавітацію, яка має місце в потоці рідини при обтіканні нерухомої перепони (стороннього тіла); вібраційну (ультразвукову) кавітацію, яка виникає в результаті збудження інтенсивних коливань в рідині; вихрову, яка виникає внаслідок інтенсивного завихрення рідини [35]. В першому і другому випадках в місцях розрідження, під якими розуміють негативні тиски, проходить розрив суцільності рухомої рідини з утворенням порожнин у вигляді бульбашок або каверн, які заповнені газом або парами оточуючої рідини. При видаленні бульбашок (каверн) в зону позитивного тиску вони лускають і створюють мікрогідравлічні удари в

оточуюче середовище. В цьому полягає одна з версій руйнівної дії кавітації на тверді поверхні, які знаходяться поблизу.

Релей [36] вирахував швидкість скорочення кавітаційної бульбашки

$$v = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{P_0}{\rho} \cdot \left[ \left( \frac{r_0}{r} \right)^3 - 1 \right]}, \quad (1.1)$$

де  $P_0$  - гідростатичний тиск, Па;

$\rho$  - густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$r_0$  - початковий (максимальний) радіус бульбашки, м;

$r$  - радіус бульбашки в даний момент, м.

Дана формула була отримана при наступних припущеннях: рідина – не стискується, її в'язкість можна знехтувати, в рідині відсутні розчинені гази.

Розрахунки при таких ідеальних умовах показують, що поблизу лускаючої бульбашки в рідині можуть виникати тиски, які дорівнюють сотні МПа [27].

За Релеєм час повного лускання кавітаційної бульбашки можна визначити з рівняння

$$t_{\text{л}} = 0.915 \cdot r_0 \cdot \sqrt{\frac{\rho}{P}}, \quad (1.2)$$

де  $r_0$  - максимальний радіус кавітаційної бульбашки, м;

$P$  - гідростатичний тиск стовпа рідини, Па.

Для реальних умов бульбашки, яка заповнена газом, можна розрахувати максимальну температуру ( $T_{\text{max}}$ ) і максимальний тиск ( $P_{\text{max}}$ ) [37], які відповідно виникають в момент її лускання:

$$T_{max} = T_0 \cdot \left[ \frac{P_m \cdot (\gamma - 1)}{P} \right]; \quad (1.3)$$

$$P_{max} = P \cdot \left[ \frac{P_m \cdot (\gamma - 1)}{P} \right], \quad (1.4)$$

де  $T_0$  - температура середовища, °С;

$\gamma$  - співвідношення питомих теплоємностей газової (або парогазової) суміші;

$P$  - тиск у кавітаційній бульбашці при її максимальному розмірі (звичайно припускають, що він дорівнює тиску насиченої пари рідини), Па. Зокрема, для бульбашки, що містить азот ( $\gamma = 1,33$ ), у воді при 293 К значення  $T_{max}$  і  $P_{max}$  складають відповідно 4200 К і 9,75 МПа.

Сьогодні нема єдиної класифікації і термінології з кавітаційних явищ які виникають у різних пристроях. Це пов'язано з тим, що ступінь розвитку кавітації є відносно загальним поняттям. Через це бажано використовувати класифікацію кавітаційних потоків, запропоновану в роботі [38], за якою гідродинамічна кавітація поділяється на рухому, приєднану і вихрову.

До рухомої відносять кавітацію, при якій в рідині виникають окремі нестационарні каверни і бульбашки, що рухаються разом з нею, після чого лускають при входженні в зону підвищеного тиску. Такі нестационарні каверни виникають як на стінці, так і в об'ємі рідини в рухомих вихорах і при високому рівні турбулентності.

Зокрема, приєднаною кавітацією називається кавітація з відривом потоку рідини від твердої границі обтікаючого тіла або стінки каналу з утворенням порожнини або каверни на твердій границі. На відміну від рухомої таку кавітацію називають також поверхневою, маючи на увазі розміщення кавітаційних порожнин відносно стінки, вздовж якої рухається

потік рідини [39]. Нерухома (осіла або приєднана) порожнина є стійкою тільки в квазістаціонарному розумінні. Її межа має інколи вигляд поверхні інтенсивної киплячої турбулізованої рідини. В інших випадках поверхня розмежування між рідиною і великою порожниною може бути гладкою і прозорою (режим струминного обтікання). В рідині біля поверхні приєднаної бульбашки достатньо великих розмірів спостерігається велика кількість дрібних рухомих нестационарних бульбашок. Ці дрібні бульбашки швидко ростуть до максимальних розмірів на початку кавітаційної зони і не змінюються до моменту свого лускання.

Інколи спостерігаються коливання, при яких приєднана кавітаційна бульбашка спочатку росте, після чого лускає за рахунок захоплення її рідиною і наступного заповнення бульбашки з кінця зони кавітації. Максимальна довжина приєднаної порожнини залежить від сили тиску. Кавітаційна порожнина може закінчуватися в точці приєднання основного потоку рідини до поверхні тіла на деякій відстані від передньої кромки порожнини – часткова кавітаційна порожнина, яка може простягатися далеко за межі обтікаючого рідиною тіла. В останньому випадку кавітацію називають суперкавітацією, а кавітаційну порожнину – суперпорожниною. Принципова відмінність суперкавітаційного потоку полягає в тому, що його характеристики залишаються стабільними, але втрати енергії при цьому збільшуються.

Багаточисленні експериментальні дані вказують на те, що при наявності газу збільшується тиск початку кавітації, полегшуючи момент її виникнення і прискорюючи її розвиток. Наприклад, деякі експерименти [40] щодо впливу загального вмісту повітря в рідині на виникнення і розвиток кавітації в трубці Вентурі показали наступне. Підвищення вмісту повітря не тільки прискорює виникнення кавітації, але й приводить до якісних змін її розвитку. Якщо в експериментах із звичайною водопровідною водою кавітація з'являється у вигляді кільцеподібної кавітаційної зони, що

поширюється по мірі розвитку вздовж і в середину (до осі) потоку руху рідини, то при підвищеному вміщенні повітря у воді кавітаційна зона виникала в середині потоку, в районі максимальних швидкостей, і збільшувалась в об'ємі, наближаючись по мірі розвитку до стінки, вздовж якої рухається потік рідини.

Розмірковуючи про вплив газу на виникнення і розвиток кавітації, слід розрізнити розчинений і вільний газ. Зародження газової фази в рідинах являє собою процес, зв'язаний зі значними перетвореннями у властивостях і структурі будови газорідинних систем, а також з багаточисленними відхиленнями від стабільних умов виділення газу, які супроводжують зниження тиску в суміші поблизу тиску насичення її газом, інтенсивність яких особливо велика з урахуванням метастабільного стану газорідинних розчинів. При цьому міцність рідини і результати формування газової фази в газорідинних системах виступають функцією багатьох факторів, пов'язаних як зі складом і фізико-хімічними властивостями сумішей, так і з термобаричними показниками і динамікою зниження тиску в середовищі.

На виникнення і розвиток кавітації суттєво впливає вільний газ, який присутній у рідині у вигляді нерозчинних бульбашок. По цій причині фактична міцність реальних багатокомпонентних газорідинних систем в деяких випадках є на декілька порядків нижчою за розрахункові значення реально-міцністних характеристик рідин.

За даними досліджень [41] в результаті лускання кавітаційних бульбашок можливе утворення потужних мікропотоків, подібних до кумулятивних струминок. Виникнення мікроструминок в результаті лускання кавітаційних бульбашок викликається відхиленням поверхні бульбашки від сферичної форми. Зародження кавітаційних бульбашок проходить не окремо, а у взаємодії з іншими бульбашками на малих відстанях. В деяких випадках, коли стінки бульбашок розташовані близько одна до одної, а також внаслідок наявності високих градієнтів тиску,

відбувається загальне спотворення форми бульбашок і їх сплющування. В потужних ультразвукових полях вихровий рух рідини створює розтягуючі напруження, які сприяють викривленню поверхні бульбашки, утворенню заглиблень і западин.

На кінцевому етапі лускання кавітаційної бульбашки рідина потрапляє у вигляді мікроструминок в заглиблення і пронизує бульбашку з великою швидкістю (від сотні до декількох тисяч м/с). Ударна дія мікроструминок приводить до руйнування поверхні тіл які знаходяться на даний момент в зоні лускання кавітаційних бульбашок.

Умова виникнення парової кавітації, якщо не враховувати вплив розчиненого в буровому розчині газу, визначається параметром динамічної подібності (число кавітації) [19, 42 – 44]:

$$K = \frac{P_0 - P_{н.п}}{\rho v_0^2 / 2} > 1, \quad (1.5)$$

де  $P_0$  - гідростатичний тиск в деякій точці потоку рідини, Па;

$P_{н.п}$  - тиск насиченої пари в рідині, Па;

$\rho$  - густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$v_0$  - швидкість потоку рідини при постійному  $P_0$ , м/с.

Чим менша величина  $K$  при постійному  $P_{н.п}$  тим більше зниження тиску допустиме в системі до початку кавітації.

Із залежності (1.5) випливає, що при течії рідини в насадках і зміні режимів так, щоб  $K$  було більше, менше або рівне 1, можна створювати різні режими течії рідини: від безкавітаційного до кавітаційного потоку з розвиненою кавітацією. Число кавітації являє собою відношення повного (абсолютного) тиску, при якому відбувається лускання бульбашки, до швидкісного напору потоку рідини.



Число кавітації  $K$  є мірою просторової густини потенціальної енергії, яка накопичується кавітаційними бульбашками в певному об'ємі рідини. З досліджень числа кавітації в локальній зоні, які проводилися за допомогою покадрового оброблення результатів швидкісної кінозйомки зони кавітації випливає, що при перевищенні амплітудою акустичного тиску свого граничного значення число кавітації досягає значень, близьких до одиниці [45]. При цьому у фазі максимального розширення практично уся кавітаційна зона, що розглядається, заповнена кавітаційними бульбашками, які витіснили капілярну рідину. Зростання гідродинамічних імпульсів тиску приводить до зменшення кількості бульбашок при збільшенні їх розмірів, тому число кавітації майже не змінюється.

Серед дослідників немає єдиної думки про причини суттєвих відмінностей щодо міцності одних й тих самих рідин [46 - 51]. У згаданих роботах показана залежність міцності рідин від кількості розчиненого в них газу і висунена гіпотеза про існування в рідинах центрів пониженої міцності у вигляді стабільно існуючих зародкових бульбашок, тобто ядер кавітації. За даними Гарвея [47], джерелом виникнення бульбашок є газ, замкнений в тріщинах твердої фази, де бульбашка може мати негативну кривизну, що сприяє її зберіганню при високих тисках. Проведені дослідження показують, що парова (газова) фаза може зберігатися не тільки в тріщинах і западинах на твердій поверхні. Вона може зберігатися також і в об'ємі рідини, покрита твердими і колоїдними частинками, що утворюють оболонки, які перешкоджають зменшенню і роздавлюванню бульбашок гідростатичним тиском. За цією причиною мабуть в багатьох випадках зона тисків, в якій нафтогазові суміші можуть існувати в метастабільному стані, є малою, або при наявності негативної кривизни вільний газ може існувати в середовищі при тисках, які істотно перевищують тиск насичення нафти газом. Це означає, що в умовах нафтових свердловин за рахунок присутності багатьох рідких, газових і твердих компонентів у свердловинній продукції початок

виділення газової фази при зниженні тиску можна оцінити без урахування переходу середовища в метастабільний стан за звичайними значеннями тиску насичення газом робочої рідини.

Р. Дін [52] висунув гіпотезу утворення зародкових бульбашок за рахунок натягу в рідині, який створюється вільними вихорами в звуковому полі, а також вихорами, що виникають при будь-яких механічних збудженнях рідини. При цьому бульбашки газової фази виникають не в мікронах низького тиску при прямому розтягу в процесі механічного збудження рідинного середовища, а в локалізованих зонах низького тиску, зв'язаних з вихорами і турбулентністю рідини. У роботі Діна зазначено, якщо знехтувати гідростатичним напором стовпа рідини, тоді тиск в будь-якій точці прямолінійного вільного вихорю можна визначити за таким співвідношенням:

$$P = -\frac{\Gamma^2 \rho}{8\pi \bar{r}^2} + \frac{2\sigma}{r}, \quad (1.6)$$

де  $P$  - різниця тисків для рідини, що знаходиться в стані спокою і розглядуваної точки вихорю, Па;

$\Gamma$  - параметр, який враховує процес циркуляції рідини;

$\rho$  - густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$\bar{r}$  - радіус-вектор розглядуваного вихорю, м;

$r$  - радіус бульбашки, м;

$\sigma$  - поверхневий натяг, Н/м.

Як видно з виразу (1.6), зменшення поверхневого натягу рідини на границі з паром (газом) може бути одним з способів зниження міцності промивальної рідини. За гіпотезою Гібса виникнення зародку газової фази проходить за рахунок теплового хаотичного руху молекул. Але це твердження є суперечливим, оскільки сьогодні прийнято вважати, що в

будь-якому рідинному середовищі за рахунок теплового руху молекул виникають так звані локальні згущення і розрідження рідинного середовища, тобто флуктуації густини, які набувають надалі статистичного характеру. В роботі [53] сказано, що при наявності твердих границь розділення фаз в процесі утворення бульбашок пари в рідині термодинамічний потенціал змінюється за законом:

$$\Delta\Phi = \pi\sigma\left(-\frac{2r^2}{3r_0} + r^2\right)(2 + 3\cos\Theta - \cos^3\Theta), \quad (1.7)$$

де  $\sigma$  - поверхневий натяг на межі з парою, Н/м;

$r$  - радіус бульбашки, м;

$r_0$  - критичний радіус зародку (радіус, який відповідає метастабільному стану з максимумом термодинамічного потенціалу), м;

$\Theta$  - кут змочування.

З (1.7) випливає, що вагомий вплив на процес виникнення парогазової фази в рідинному середовищі має ступінь його змочування. В об'ємі рідини ( $\Theta = 0$ ) ймовірність утворення зародку за рахунок флуктуацій є меншою, ніж на твердій поверхні розділу. При зміні кута змочування  $\Theta$  від 0 до 90° нарощування потенціалу зменшується в 2 рази.

Природа виникнення кавітації при обробці вибою свердловини самозакипаючими адіабатними потоками може бути віднесена до вихрової, вібраційної, приєднаної і рухомої. Парова фаза при цьому виникає при проходженні промивальної рідини через насадку. Згідно експериментальних даних, які приводяться в роботі [47], при протіканні води в режимі самозакипаючого потоку через насадки діаметром 3 – 5 мм при відповідних швидкостях потоку коефіцієнт метастабільності складає біля 0,7. Це означає, що на виході з насадки в потоці міститься біля 30 % диспергованої парової фази, яка і викликає кавітацію.

Використання кавітаційних явищ в свердловинах тривалий час рахувалось безперспективним через високі гідростатичні тиски. Проте у США в 1974 р. фірмою Mobile Research and Development були проведені масштабні дослідження руйнування гірських порід за рахунок кавітаційних явищ, які виникають при звукових коливаннях великої амплітуди [54]. Було встановлено, що при використанні таких коливань із збільшенням гідростатичного тиску ефективність руйнування гірської породи збільшується. В цьому ж 1974 році у США було обґрунтовано кавітаційний спосіб буріння. Цей спосіб передбачає використання для руйнування гірських порід гідростатичного тиску стовпа промивальної рідини, яка заповнює свердловину або її частину. При цьому у свердловину подаються спеціальні герметично-замкнуті капсули, з яких попередньо до визначеного вакууму відпомповано повітря. Внаслідок руйнування такої капсули в результаті її зіткнення з вибоєм свердловини відбувається інтенсивне зминання вакуумної порожнини, яка знаходиться в тісному контакті з вибоєм, і гірська порода руйнується імпульсами високих тисків, які подаються до неї.

Дослідженнями встановлено, що тиск промивальної рідини і акустичний тиск, який створюється в дослідній камері і який сфокусований акустичною системою, можуть змінюватися в межах від 0,1 до 2,0 МПа. Також було встановлено, що інтенсивність кавітації (на прикладі руйнування вапняку і алюмінієвого сплаву) зростає в третій степені з ростом тиску рідини. Методом екстраполяції встановлено, що на глибині 3000 м швидкість буріння за допомогою кавітаційного ефекту є значно вищою, ніж при звичайному обертовому бурінні [54].

Проте необхідно відзначити, що кавітаційні бурові знаряддя мають невеликі потенційні можливості за рахунок низької вихідної потужності і великої потреби в капсулах. Але різні видозміни цього способу очевидно можуть знайти і спеціальне використання, наприклад, з метою інтенсифікації

притоку нафти у свердловину і ін.

На одній із конференцій по технологічним питанням в області енергетики, яка відбулася у вересні 1977 р. в м. Х'юстоні, США [55], в одній з доповідей говорилось про результати лабораторних досліджень нових типів доліт, принцип дії який базується на використанні явища кавітації, яке переважно вважають негативним явищем, оскільки приводить до корозії і руйнування металічних поверхонь в гідравлічній системі.

Нові долота мають спеціальну кавітаційну насадку, на виході з якої відбувається розрив суцільності струмини промивальної рідини. Бульбашки пари і газу, які накопичуються в місцях розриву суцільності струмини, лускають при контакті з поверхнею породи, за рахунок чого на багатьох ділянках потоку рідини виникають великі перепади тисків, які викликають появу нових тріщин в породі. Це значно полегшує процес руйнування породи і сприяє підвищенню механічної швидкості буріння свердловини без додаткових витрат енергії.

Лабораторними дослідженнями встановлено [55], що у випадку використання таких насадок руйнівну силу за рахунок кавітаційних процесів можна створити навіть при порівняно спокійному турбулентному режимі потоку промивальної рідини і при перепаді тиску на долоті 7 – 17,5 МПа, що цілком є можливим при використанні більшості сучасних бурових установок з великою потужністю.

В доповіді представників фірми Hydronautics і National Lead Hycalog, які проводили розробки і дослідження [56], відмічалось, що при випробуванні нових доліт в лабораторних умовах були отримані кращі показники роботи, ніж при бурінні звичайними гідромоніторними долотами із стандартними насадками. Ефект від використання доліт кавітаційного типу був очевидним при розбурюванні як слабозцементованих, піщаних, так і твердих порід.

В кінці 1980-х років представники вищезгаданої фірми пішли шляхом

створення гідродинамічних кавітаторів, принцип роботи яких базується на розриві потоку промивальної рідини і формуванні великих кавітаційних каверн. Каверни мають порівняно з кавітаційними бульбашками достатньо великі розміри, що не дозволяє їм миттєво луснути. Вони діляться на частинки, які в свою чергу поступово подрібнюються на малесенькі бульбашки, що дає можливість продовжити час їхнього існування, а в кінцевому випадку вивести їх з кавітатора в свердловину.

Рядом науковців [57 - 58] пропонується створення так званої суперкавітації у вибійних умовах. Описано кавітаційний гідророзрив, який за їх даними, на відміну від звичайного гідророзриву дає порівняно нову якість. Якщо при звичайному гідророзриві проходить в основному розкриття техногенних і магістральних тріщин тектонічного походження, то дія ударних хвиль, породжених кавітацією, сприяє утворенню багаточисленних розривів матриці породи і таким чином створює в привибійній зоні пласта сітку мікро- і макротріщин. При звичайному гідророзриві розкриті тріщини необхідно закріплювати, для чого проводять закачку піску і добавляють деструктори геленесучого середовища для видалення рідини гідророзриву. При кавітаційному розриві пласта після припинення ударної дії частина горизонтально орієнтованих тріщин зімкнеться, а тріщини, орієнтовані під кутом більше  $45^\circ$ , залишаться відкритими, тому їх закріплення є недоцільним. Це дає можливість набагато здешевити процес гідророзриву і покращити його результативність.

Додаткові переваги кавітаційного гідророзриву полягають ще й в тому, що можна проводити розрив пластів в будь-якій точці і таким чином здійснювати вирівнювання профілю припливу або приймальності. У випадках неякісного цементування низу експлуатаційної колони і наявності заколонних перетоків звичайний гідророзрив буває безрезультатним, позаяк рідина розриву проникає в сусідні пласти. При кавітаційному розриві це не відбувається.

Ефективність технології кавітаційного гідророзриву пластів можна показати на прикладі трьох нагнітальних свердловин на Західно-Вареганському нафтовому родовищі Західного Сибіру, Росія [27]. Свердловини № 1127, 1749, 2051 були пробурені на глибину 3200 м під закачку води в продуктивний пласт. Але після розкриття продуктивність пласта була практично нулевою, за рахунок кольтатації полімерним реагентом, який використовувався при бурінні свердловин. Намагання обробити пласт соляною кислотою результатів не дали. Фірма Schlumberger провела гідророзрив пласта за звичайною технологією, але в результаті заколонних перетоків рідина розриву потрапила у вищезалягаючі пласти. Повторно було проведено поінтервальний кавітаційний гідророзрив з кроком 1 м. Через 6 годин обробки пласта приймальність в свердловині № 1127 становила 320 м<sup>3</sup>/добу при тиску 18 МПа, а в свердловині № 1749 – 352 м<sup>3</sup>/добу, в свердловині № 2051 – 290 м<sup>3</sup>/добу, що відповідало плановим показникам і вимогам замовника.

В роботі [27] описана кавітаційна декольтатація пористих пластів на розвідувальних площах ПГО “Обьнефтегазгеология”, “Ухтанефтегазгеология”, “Архангельскгеология”, яка показала, що при роботі кавітатора в свердловині з пласта в умовах репресії виноситься велика кількість піску і глини. Частина твердої фази піднімається вихідним потоком рідини, а частина випадає і накопичується в зумпфі.

Задачу щодо очищення ліфтових труб в свердловині за допомогою кавітаторів провели представники фірми ВJ. Попередні тестові випробування проводилися на базі ВJ в м. Еммен, Голандія.

Модифікований взірець гідродинамічного кавітатора було використано для очищення фільтрів в нафтових свердловинах в Омані. В результаті проведених робіт на двох свердловинах поточний дебіт збільшився в 2,5 рази порівняно з початковим. Перші випробування кавітаторів для руйнування парафіногідратних пробок в ліфтовій колоні були проведені в нафтових

свердловинах Уренгойського родовища (Росія). В свердловині № 6467 суцільна пробка в інтервалі 180 – 285 м була пройдена з використанням кавітатора КВШ-38 за 8 годин (13 м/год). В свердловині № 6464 аналогічна пробка довжиною 450 м була пройдена за 20 годин (22,5 м/год).

### Висновки до першого розділу

З приведених оглядових матеріалів щодо механізму виникнення кавітаційно-хвильових процесів в свердловинних умовах і їх практичного використання виявлено наступне:

1. На основі кавітаційних явищ в рідинних системах за допомогою спеціальних пульсуючих пристроїв (кавітаторів) на вибої свердловини можна створити імпульси тисків різної амплітуди і широкого спектру гармонік.

2. Технологія обробки вибою свердловини потужними імпульсами тисків, що створюються за допомогою пульсаторів, полягає у формуванні в зоні їх дії пульсуючих потоків промивальної рідини. В результаті зіткнення цих потоків з гірськими породами виникають коливання імпульсів тиску, які інтенсивно діють на структурні і фізико-механічні властивості гірських порід.

3. Використання кавітаційно-хвильової технології в свердловинних умовах дозволяє інтенсифікувати процес нафтовіддачі пластів при їх обводненні, проводити селективний гідророзрив пластів в межах розкритої їх товщі, проводити кавітаційну очистку обсадних і ліфтових колон від різного роду відкладів, руйнувати і видаляти парафіногідратні пробки, здійснювати декольматацію привибійної зони пласта і очистку фільтрів, а також активно впливати на процес руйнування гірських порід при бурінні свердловини і очищення вибою від вибуреної породи.



## РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ВЗАЄМОДІЇ ЗАТОПЛЕНИХ ПУЛЬСУЮЧИХ  
СТРУМИН З ВИБОЄМ СВЕРДЛОВИНИ

## 2.1. Характеристика затоплених пульсуючих струмин

Технологія обробки вибою свердловини коливаннями імпульсів тиску за допомогою гідродинамічного пульсатора полягає у формуванні в привибійній зоні свердловини високошвидкісних пульсуючих потоків промивальної рідини, що несуть в собі високі заряди кінетичної енергії, які при співпаданні з тріщинами і мікротріщинами, наявними на поверхні гірської породи, створюють в них імпульси тисків, достатні для їх руйнування. Потік промивальної рідини, що не містить значної кількості розчиненого газу, навіть при витіканні з насадок малих діаметрів з великою швидкістю може залишатися однорідним і не містити газової фази. При цьому має місце формування і протікання пульсуючої затопленої струмини промивальної рідини.

Слід зауважити, що найбільші імпульси тисків на вибої свердловини повинні виникати при співпаданні вихідних каналів пульсатора з тріщинами і мікротріщинами гірської породи, що розбурюється, тобто маємо той випадок, коли струмина б'є об вибій свердловини (тупик).

Розглянемо поширення турбулентної затопленої струмини в тупику за схемою, яка приведена на рис. 2.1.

В тріщину з відкритого кінця попадає струмина з початковим діаметром  $2b_0$  зі швидкістю  $U_0$  в перерізі  $KK'$ . Розмір  $b$  зони змішування струмини з оточуючою рідиною збільшується в міру віддалення від початкового перерізу. Поворот струмини починається в перерізі  $MM'$ , з якого напрям потоку змінюється на протилежний. Між зовнішньою зоною змішування і стінками тріщини знаходиться область зворотної течії рідини,

швидкість якої від перерізу  $MM'$  до перерізу  $KK'$  зменшується в зв'язку із зростанням прохідних перерізів і скороченням витрати рідини за рахунок її підсмоктування до основної струмینی.

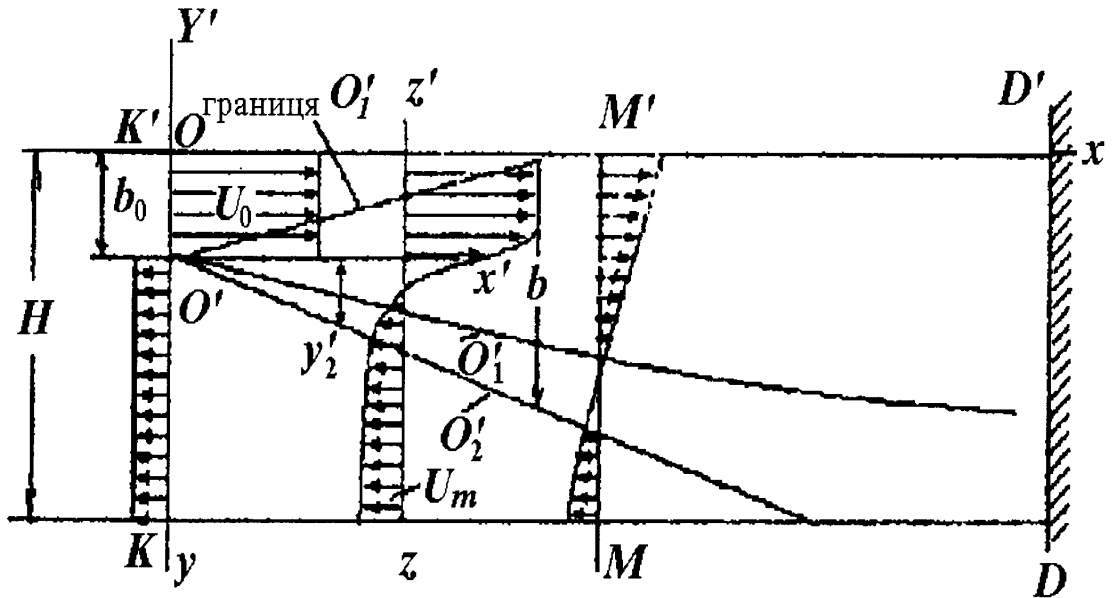


Рис. 2.1. Епюра швидкостей потоку промивальної рідини в тупику

В перерізі  $KK'$  швидкість зворотного потоку рідини дорівнює початковій швидкості в струмині (при цьому передбачається, що фільтрація промивальної рідини в стінки тріщини є відсутня). В кінці тупику (переріз  $DD'$ ) швидкість струмینی дорівнює нулю. В зоні змішування швидкість потоку змінюється як за величиною, так і напрямком від  $U_0$  (на початковій ділянці струмینی), або  $U_m$  (на основній ділянці струмینی) до  $U_n$ . Промені  $O'1$  і  $O'2$ , що показані на рис. 2.1, являють собою границі зони змішування на початковій ділянці потоку. Промінь  $O'4$  - відображає межу (нульова швидкість) повороту напрямку потоку струмін на зворотній. Координати  $O'x'y'$  - початкова ділянка поширення струмینی, координата  $Oxy$  - основна ділянка руху пульсуючої струмینی.

Виходячи з поширеної сьогодні теорії турбулентних струмін [59 - 60], що б'ють в тупик, побудуємо поля швидкостей, які індукуються струминою в

тупику, а також визначимо точки, характерні для перерізу потоку (кінець початкової ділянки, початок розвертання струмини, статичний тиск, що розвивається вихідним з насадок пульсатора потоком в порожнині тупику).

Для розгляду течії струмини в тупику, поділимо її на дві частини: перша частина ( $K'M'MK$ ) – в ній струмина поширюється у зустрічному потоці рідини; друга частина ( $M'D'DM$ ) – в ній відбувається розвертання ліній потоку.

Сумісне розв'язання рівнянь витрати для перерізів  $KK'$  і  $ZZ'$  і рівняння кількості руху приводить до співвідношень, що зв'язують безрозмірні координати границі  $\frac{y_2'}{H}$  і величини  $m = \frac{U_m}{U_0}$  з параметром

$b_0' = \frac{b_0}{H}$  (початкова ділянка потоку рідини):

$$b' = \frac{1}{0,134(1-B)} \left[ b_0' - \sqrt{-\frac{m}{1-m}} \right], \quad (2.1)$$

$$\frac{y_2'}{H} = b' \left[ -0,584 + 0,134 \frac{2-B}{1-B} \right], \quad (2.2)$$

де

$$B = \frac{b_0' - \sqrt{1 - \frac{1-b_0'^2}{[1-m'(1-b_0'^2)]^2}}}{b_0' - \sqrt{1 - \frac{1-b_0'^2}{1-m(1-b_0'^2)}}}, \quad (2.3)$$

$$m' = m + \frac{b_0'^2}{1-b_0'^2}. \quad (2.4)$$

Для основної ділянки запишемо формули, що зв'язують  $m$ ,  $b'$  і  $U_m$ :

$$b' = \sqrt{\frac{m}{0,258(1-m)}}, \quad (2.5)$$

$$\bar{U}_m = \sqrt{-0,258 \frac{b_0'^2}{1-b_0'^2} \cdot \frac{1-m}{m(0,14 - 0,02m - 0,118m^2)}}, \quad (2.6)$$

де  $\bar{U}_m = U_m / U_0$ .

Використовуючи співвідношення (2.1), (2.2), (2.5) і (2.6), а також враховуючи те, що закон наростання товщини зони перемішування як в основній, так і в початковій ділянці струмини має наступний вигляд:

$$b = cx, \quad (2.7)$$

де  $b$  - товщина зони змішування,  $m$ ;

$x$  - абсциса, що відраховується від початкового перерізу струмини;

$c$  - постійна турбулентності, яка дорівнює 0,27 на початковій ділянці і 0,22 на основній ділянці. Можна знайти за Г.Н. Абрамовичем [60]

залежності  $m$ ,  $U_m$ ,  $\frac{y_1'}{H}$  від параметра  $x' = \frac{x}{H}$  або  $\bar{x} = \frac{x}{b_0}$ .

Вони представлені у вигляді графічних залежностей на рис. 2.2 – 2.5.

Довжину першої ділянки осесиметричного потоку в тупику визначимо виходячи з умови рівності площ прямого і зворотного потоків:

$$\frac{y_4'}{H} = \sqrt{0,5} \approx 0,707. \quad (2.8)$$

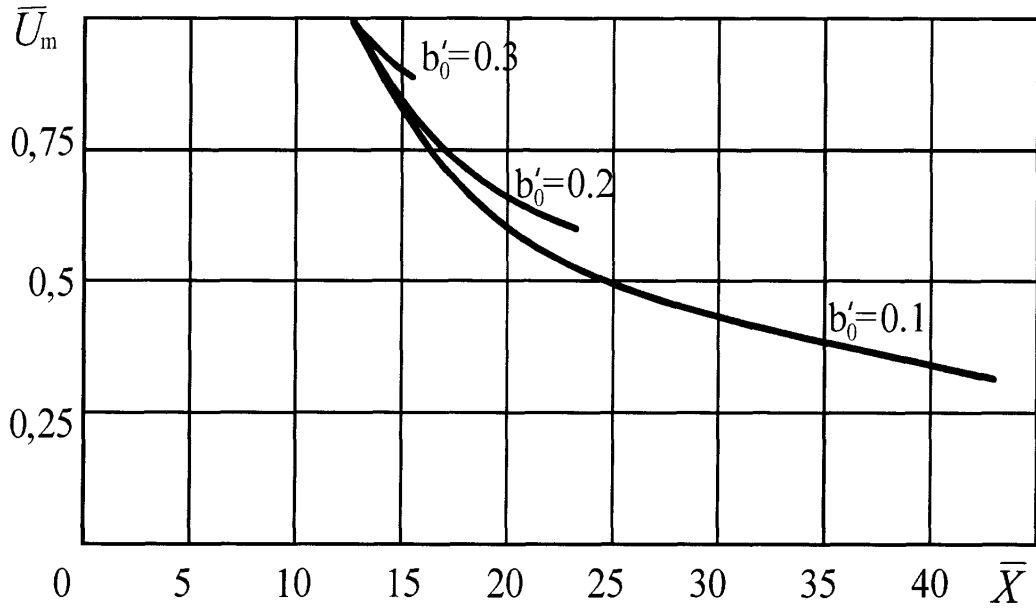


Рис. 2.2. Залежність безрозмірної осьової швидкості  $\bar{U}_m$  на першій ділянці осесиметричного потоку рідини, що б'є об вибій свердловини, від  $\bar{X}$

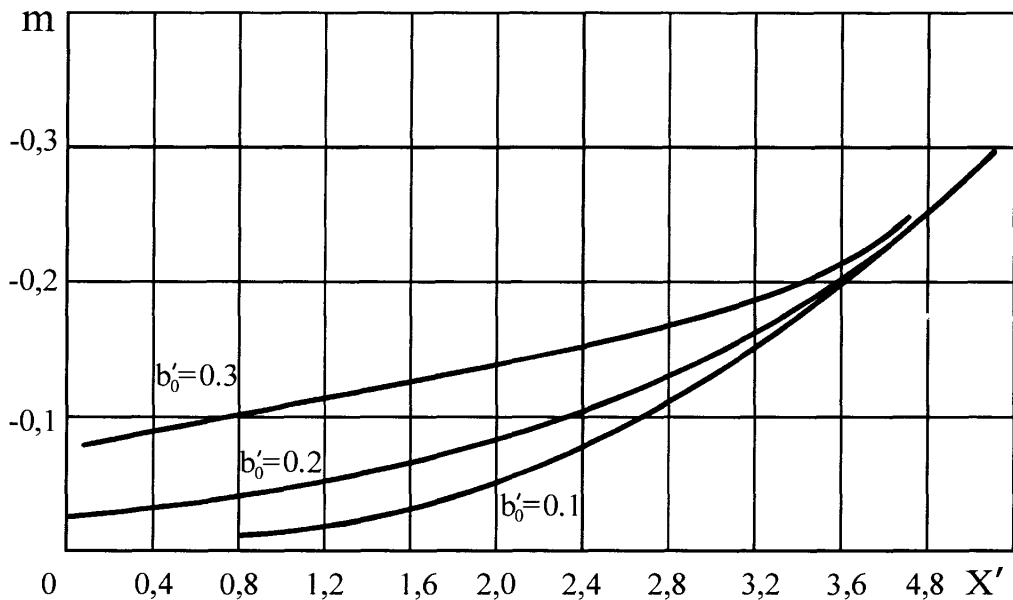


Рис. 2.3. Залежність безрозмірної швидкості  $m$  на першій ділянці осесиметричного пульсуючого потоку рідини, що б'є об вибій свердловини, від параметра  $X'$

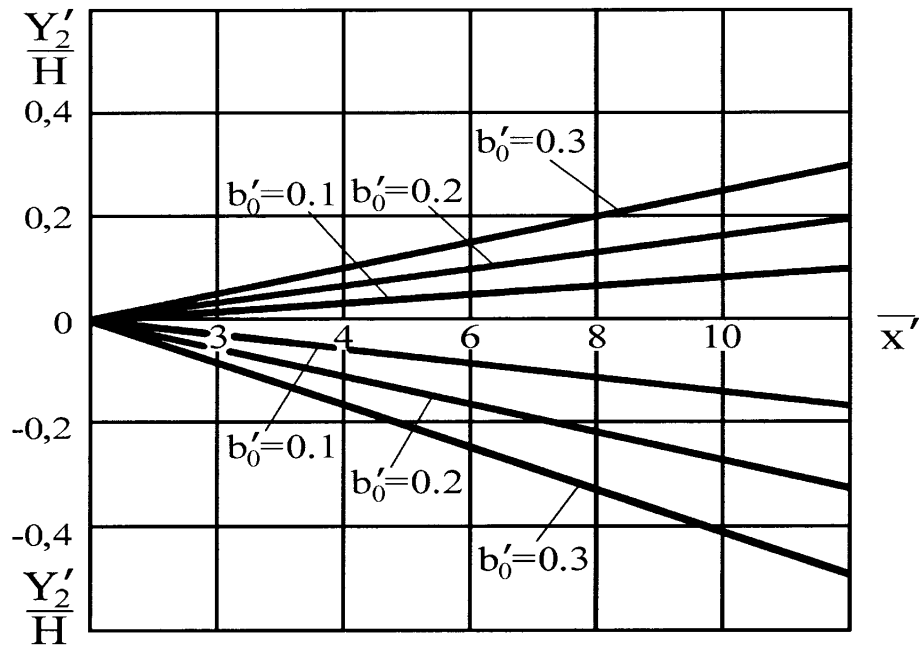


Рис. 2.4. Залежність безрозмірних координат границь зони злиття на початковій ділянці осесиметричної пульсуючої струмини, що б'є об вибій

свердловини, від параметра  $\bar{x}$

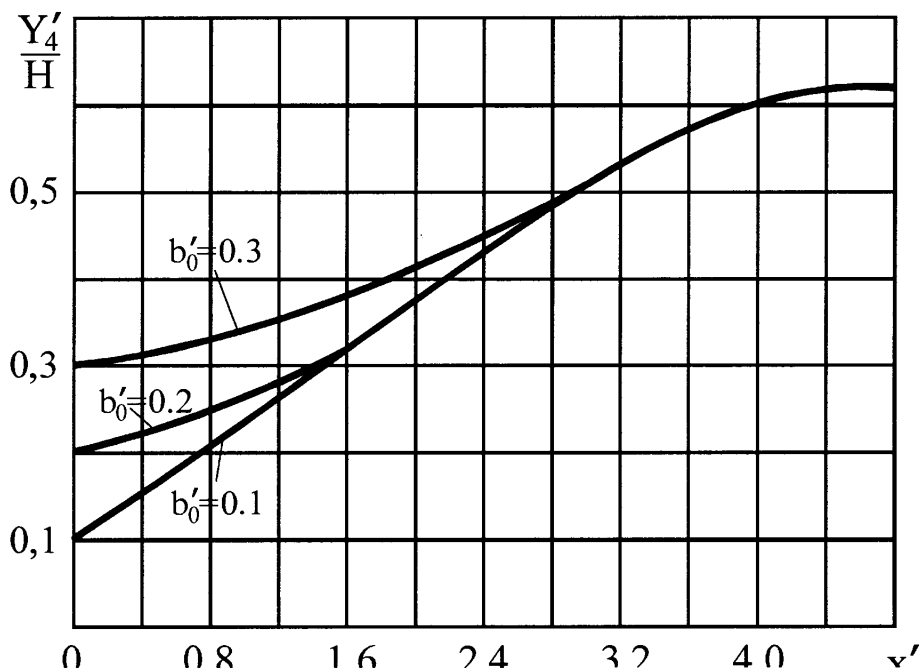


Рис. 2.5. Графічна залежність, яка відображає зміну безрозмірної координати лінії нульової швидкості на першій ділянці течії осесиметричної пульсуючої струмини

З рис. 2.5 видно, що при  $x' = 4,2$ , величина  $y'_4 = 0,61$  і подальше її зростання припиняється в зв'язку зі збільшенням  $x'$ . Тому можна припустити, що абсциса кінцевого перерізу першої ділянки потоку рідини дорівнює

$$x'_m = 4,2. \quad (2.9)$$

Слід відзначити, що при поширенні струмини в тупику витрата рідини, що рухається в протилежному напрямку до осі  $x$  спочатку зростає, а потім починає миттєво падати. Це можна пояснити тим, що в тому перерізі, де величина витрати досягає максимуму, знаходиться так званий “центр тяжіння”, тобто така лінія потоку, яка пізніше вироджується в точку.

Дослідження, проведені Абрамовичем [59], показують, що при  $x' = 6$  величина швидкості на осі струмини складає лише 3% - 5% від початкового значення. Тому безрозмірна координата лінії нульової швидкості за межами першої ділянки потоку становить  $\frac{y'_4}{H} = 0,5$ .

Надлишковий тиск  $\Delta P$  в тупику (переріз  $DD'$ ), в який попадає турбулентна затоплена струмина, знайдемо з рівняння імпульсів тиску, записаного для контуру  $KK'DD'$  (рис. 2.1). Записуючи це рівняння припускаємо, що величина швидкісного напору дорівнює нулю:

$$P_D H^2 = P_K H^2 + \frac{\rho_{n.p} U_0^2 b_0^2 H^2}{H^2 - b_0^2}, \quad (2.10)$$

$$\Delta P = \frac{\rho_{n.p} U_0^2 b_0'^2}{1 - b_0'^2}, \quad (2.11)$$

де  $\rho_{н.р}$  - густина промивальної рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$$b'_0 = \frac{b_0}{H}.$$

Залежність  $\Delta P$  від  $b_0$  має мінімум. Її значення знаходимо, якщо прирівняти до нуля похідну, отриману від виразу (2.11)  $\partial P / \partial b_0$ . Для цього виразимо швидкість потоку  $U_0$  через витрату. Тоді вираз (2.11) запишемо наступним чином

$$\Delta P = \frac{\rho Q^2}{\pi^2 b_0^2 (H^2 - b_0^2)}. \quad (2.12)$$

Беремо похідну від виразу (2.12) і прирівнюємо її до нуля, тоді отримуємо:

$$4b_0^3 - 2b_0 H^2 = 0, \quad (2.13)$$

З виразу (2.13) знаходимо значення  $b_0$ , при якому спостерігається мінімальна величина статичного тиску  $\Delta P_{\min}$  в тупику:

$$b_0 = \sqrt{0,5 H^2}. \quad (2.14)$$

З нашої точки зору для практики використання гідродинамічного пульсатора в умовах буріння свердловини, найбільший інтерес викликає те, як саме залежить величина потужності імпульсів тиску, що викликаються пульсуючою затопленою струминою від радіуса  $b_0$  струмини, що входить в



канал тріщини гірської породи і самих розмірів тріщини. При співпаданні площі перерізу тріщини або порового каналу гірської породи з перерізом струмини ( $b'_0 = 1$ ) має місце випадок гідравлічного удару, тоді формула (2.11) є непридатною для оцінки виникаючого при цьому статичного тиску, тому що при  $b'_0 = 1$ ,  $\Delta P = \infty$ , що суперечить дійсності. Це можна пояснити тим, що у формулі (2.11) не враховано параметр стисливості промивальної рідини і пористого середовища, куди вона потрапляє.

Згідно з М.Є. Жуковським, тиск що створюється внаслідок гідравлічного удару в тріщині, можна розрахувати за формулою

$$\Delta P = \rho_{n.p} \cdot c \cdot v_0, \quad (2.15)$$

де  $c$  - швидкість поширення ударної хвилі,  $м/с$ ;

$v_0$  - початкова середня швидкість рідини,  $м/с$ ;

$\rho_{n.p}$  - густина промивальної рідини,  $кг/м^3$ .

Швидкість поширення ударної хвилі  $c$  залежить від властивостей промивальної рідини, пористості гірської породи і розмірів порових каналів і тріщин, які піддаються деформації за рахунок гідравлічного удару:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho_{n.p}}}}{\sqrt{1 + \frac{K}{E}}}, \quad (2.16)$$

де  $K = \frac{1}{\beta_g}$  - модуль пружності промивальної рідини (величина, яка є

обернена до коефіцієнту його об'ємного стиснення),  $Па^{-1}$ ;

$E$  - модуль пружності пористого середовища гірських порід, що розбурюється  $\left( E = \frac{1}{\beta'_g} \right), Pa^{-1}$ .

З механізму дії гідродинамічного пульсатора випливає, що дія на вибій свердловини затопленими пульсуючими струминами, що безпосередньо вдаряють в тупик порових каналів і тріщин, буде ефективною при певній віддалі робочої насадки гідродинамічного пульсатора від вибою свердловини. Відомо, що при цьому відбувається розширення струмини, зниження швидкості її ядра і послаблення дії на вибій свердловини. Проте, інтенсивні удари струмин об вибій свердловини можуть мати сильний вплив на формування коливального поля тисків в зоні працюючого на вибої свердловини долота. Звідси випливає питання щодо доцільності аналізу кількісних значень величин імпульсів тиску, які формуються на вибої свердловини під час роботи бурового долота, в промивні канали якого вмонтовано гідродинамічні пульсатори. При цьому слід зауважити, що в свердловинних умовах характер потоку струмини і її параметри можуть суттєво відрізнятись від приведеної нами вище характеристики вільних затоплених пульсуючих струмин. У випадку, який нами розглядається, одночасно діють три гідродинамічні пульсатори, які створюють на вибої свердловини складний спектр турбулентних потоків. Силу затоплених пульсуючих струмин як джерел енергії коливань імпульсів тиску, створюваних пульсаторами на вибої свердловини покажемо на основі окремої струмини, прийнявши попередньо її як ідеальну.

На рис. 2.6 приведена схема будови затопленої пульсуючої струмини для рідини, що не стикається і яка витікає з насадки пульсатора з круглим отвором.

Як видно з рис. 2.6, що при рівномірному витіканні рідини по всьому перерізі насадки на початку струмини товщина пограничного шару дорівнює нулю.

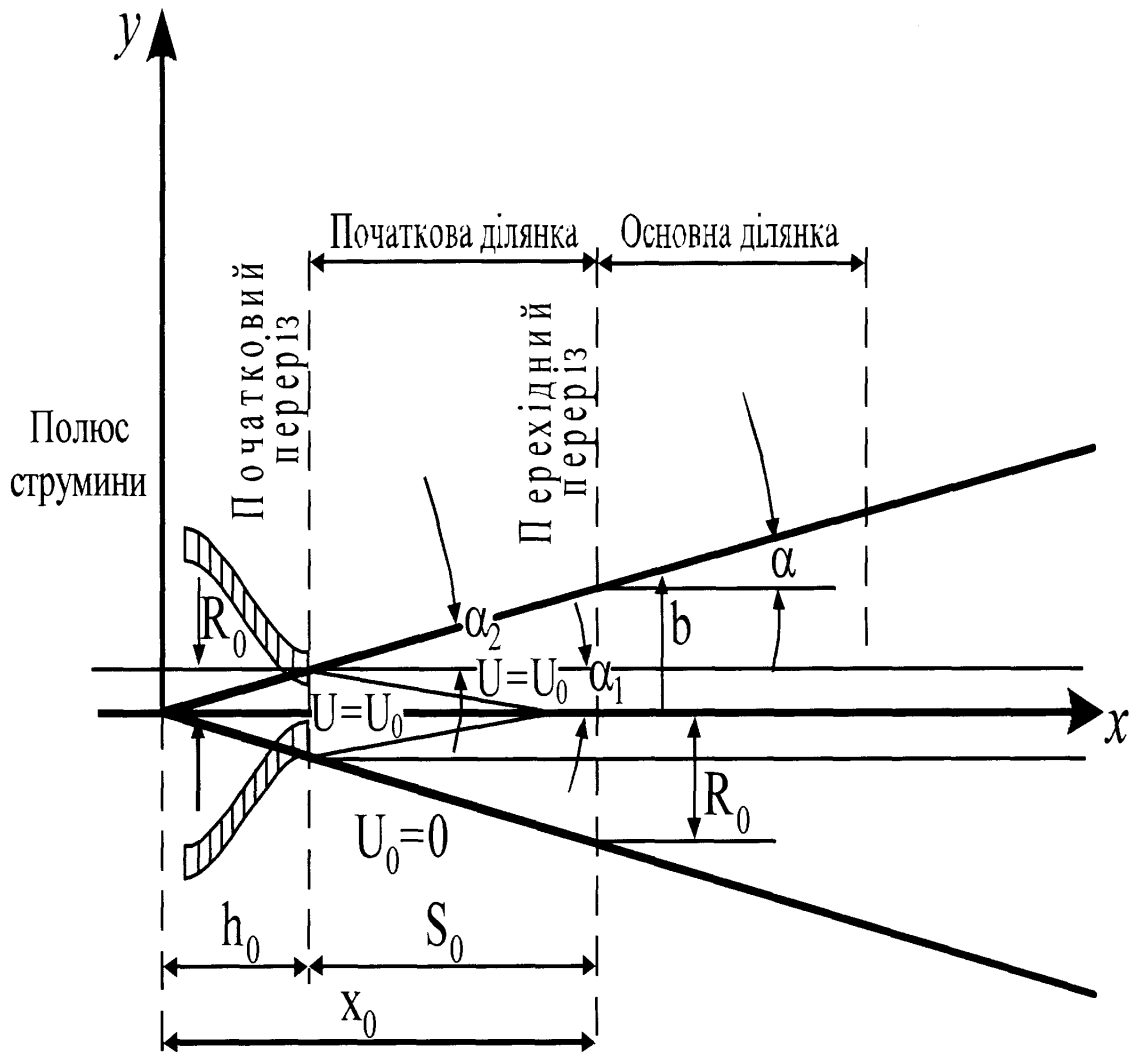


Рис. 2.6. Схема будови затопленої пульсуючої струмнини круглого перерізу

Далі границі пограничного шару являють собою поверхні, що розходяться, які із зовнішнього боку стикаються з нерухомою рідиною. Із внутрішнього боку пограничний шар межує з ядром постійних швидкостей, де складова швидкості  $U$  дорівнює початковій швидкості витікання  $U_0$ . В міру віддалення від насадки ядро постійних швидкостей звужується, а далі взагалі зникає повністю. На другій ділянці пограничний шар поширюється до осі потоку рідини. При цьому розмивання потоку супроводжується

подальшим збільшенням ширини струмини і зниженням швидкості на її осі. В теорії затоплених турбулентних струмин [59 - 60] прийнято називати переріз, в якому закінчується зникнення ядра, перехідним. Ділянку, яка розміщена між початковим і перехідним перерізами струмини, називають початковою, а ділянку, що знаходиться за перехідним перерізом, основною. За полюс приймають точку перетину зовнішніх границь струмини.

Для кількісної інтерпретації параметрів турбулентних потоків промивальної рідини, які створюються гідродинамічним пульсатором, використаємо теорію подібності швидкісних полів у всіх перерізах основної ділянки круглої струмини. Ця теорія полягає в тому, що в точках, які збігаються, для будь-яких двох перерізів основної ділянки струмини безрозмірні величини швидкостей вважаються однаковими. За характерну довжину струмини переважно беруть ширину  $b$  або будують відношення абсолютних швидкостей  $U$  до швидкостей на осі струмини  $U/U_m$  в залежності від співвідношення  $y/y_{\frac{U_m}{2}}$  абсолютних віддалей від осі струмини  $y$  до віддалей від осі до таких точок, у яких швидкість дорівнює половині осьової  $y_{\frac{U_m}{2}}$ .

В першому випадку, тобто якщо за характерно визначену довжину струмини прийняти значення величини  $b$ , тоді рівняння безрозмірних швидкостей для відповідних точок пульсуючих струмин, що сходяться ( $y_1/b_1 = y_2/b_2$ ) можна записати через наступний параметр подібності (див. рис. 2.7):

$$\frac{U_1}{U_{m_1}} = \frac{U_2}{U_{m_2}}. \quad (2.17)$$

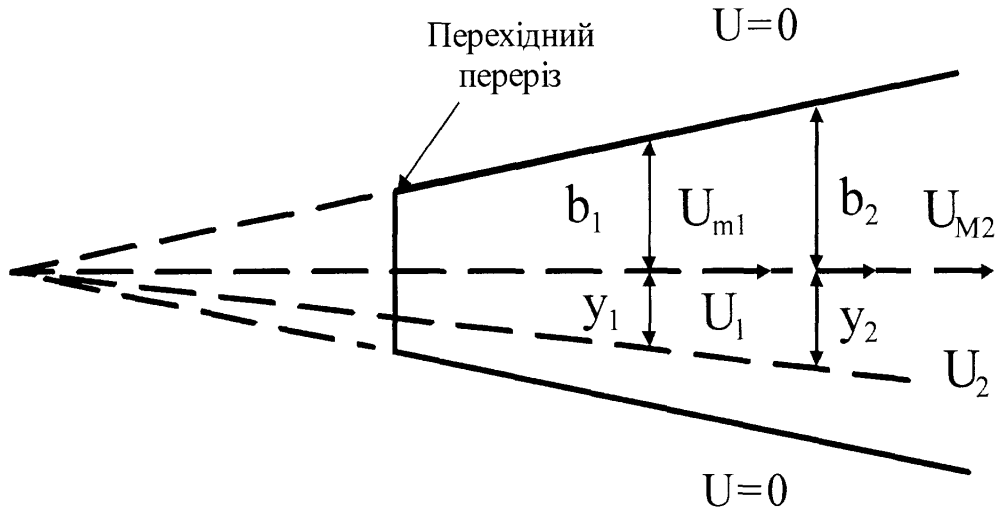


Рис. 2.7. Схема співвідношення безрозмірних швидкостей для подібних

точок затопленої пульсуючої струмینی:  $\frac{U_1}{U_{m1}} = \frac{U_2}{U_{m2}}; \quad \frac{y_1}{b_1} = \frac{y_2}{b_2}$

Тоді вздовж будь-якого прямолінійного променя, проведеного з полюса, який лежить в межах струмینی, безрозмірна швидкість потоку зберігає постійну величину

$$\frac{U}{U_m} = f\left(\frac{y}{x}\right). \quad (2.18)$$

Це означає практично прямолінійність зовнішньої і внутрішньої меж пограничного шару початкової ділянки струмینی рідини. Крім цього, будь-який промінь, що починається від кромки насадки пульсатора і знаходиться в межах пограничного шару, є лінією рівних швидкостей ( $U/U_m = U/U_0 = const$ ).

Використовуючи теорію вільної затопленої турбулентної струмینی, розроблену Прандтлем, Тольміном, Абрамовичем [59 - 60] запишемо наступні рекомендації щодо визначення геометричних і швидкісних

характеристик для початкової ділянки пульсуючої струмини (див. рис. 2.6).

Враховуючи подібність трикутників на рис. 2.6 запишемо:

$$\frac{h_0}{R_0} = \frac{h_n}{R_n} = \frac{1}{\alpha \varphi_{zp}}, \quad (2.19)$$

де  $\varphi_{zp}$  - величина безрозмірної ординати границі основної ділянки струмини.

З рис. 2.6 бачимо, що вісь  $0y$  направлена в середину потоку, а координатами виступають  $S$  і  $\varphi' = \frac{y}{\alpha' S}$ ,

де  $\alpha' = \sqrt[3]{2C^2}$ ;

$\alpha'$  - коефіцієнт, який враховує структуру будови потоку струмини;

$S$  - віддаль, на якій проходить визначення профілю швидкості, м;

$C$  - швидкість поширення ударної хвилі, м/с.

В даній системі координат внутрішню і зовнішню границі пограничного шару для початкової ділянки пульсуючої струмини можемо визначити через безрозмірні ординати  $\varphi'_1$  і  $\varphi'_2$  (рис. 2.8).

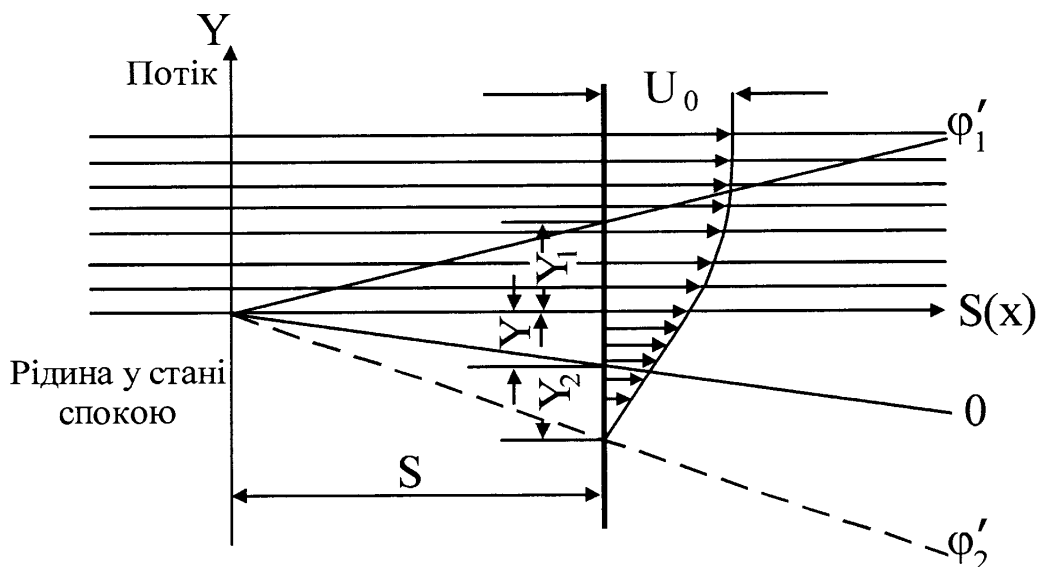


Рис. 2.8. Схема, яка відображає пограничний шар на початковій ділянці вільної пульсуючої струмини

В цьому випадку безрозмірна величина віддалі від полюса струмни до її початкового перерізу (глибина полюса) дорівнює:

$$\frac{\alpha}{h_0} = \frac{1}{\varphi_{\alpha\delta}}. \quad (2.20)$$

Довжина  $S_0$  початкової ділянки струмни відповідає різниці між полюсною віддалю перехідного перерізу і глибиною полюса:

$$\frac{\alpha S_0}{R_0} = \frac{\alpha x_0}{R_0} - \frac{\alpha h_0}{R_0}. \quad (2.21)$$

Зона постійних швидкостей ( $U = U_0$ ) до моменту закінчення початкової ділянки струмни зникає і тоді

$$\operatorname{tg} \alpha'_1 = \alpha' \varphi' = \frac{R_0}{S_0}, \quad (2.22)$$

тобто

$$\varphi'_1 = \frac{1}{\alpha' \frac{S_0}{R_0}}. \quad (2.23)$$

Товщина пограничного шару в кінці початкової ділянки буде дорівнювати радіусу перехідного перерізу:

$$\left. \begin{aligned} R_u &= a'(\varphi'_1 - \varphi'_2)S_0 = a\varphi_{a\hat{c}}x_0, \\ \varphi'_2 &= \varphi'_1 - \varphi_{a\hat{c}}\sqrt[3]{\frac{x_0}{2S_0}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.24)$$

Враховуючи те, що полюсна віддаль перехідного перерізу

$$\frac{ax_0}{R_0} = 0,96, \quad (2.25)$$

а безрозмірна ордината границі основної ділянки  $\varphi_{zp} = 3,4$ . Звідси можна визначити геометричні параметри початкової ділянки пульсуючої струмини.

Глибину полюса знаходимо за формулою:

$$ah_0 / R_0 = 0,29, \quad (2.26)$$

а довжину початкової ділянки

$$aS_0 / R_0 = 0,67. \quad (2.27)$$

Коефіцієнт структури потоку в початковій ділянці дорівнює:

$$a' = 1,6a. \quad (2.28)$$

Ординати внутрішньої і зовнішньої границь пограничного шару, згідно рис. 2.9, становитимуть:

$$\varphi'_1 = \frac{y}{a'S} = 6,93; \quad \varphi'_2 = \frac{y_2}{ax} = -2,05. \quad (2.29)$$



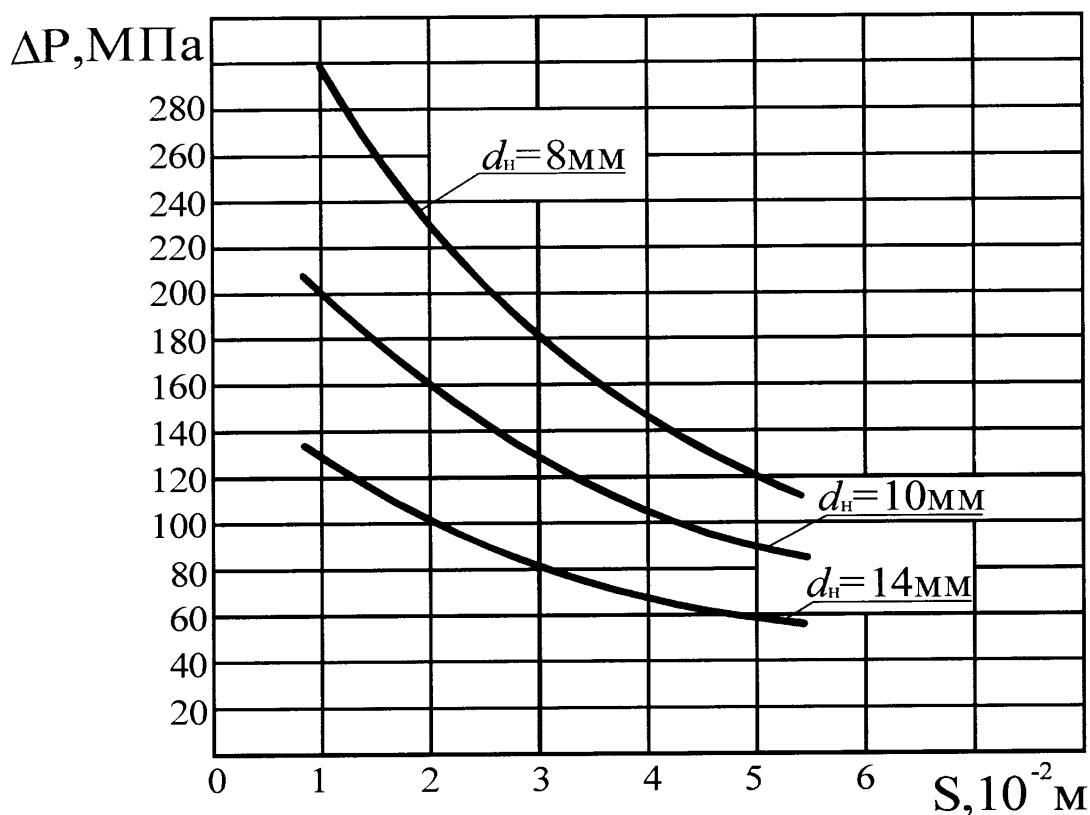


Рис. 2.9. Залежність тиску гідравлічного удару пульсуючої струмینی  $\Delta P$  від віддалі між кінцем насадки гідродинамічного пульсатора до вибою свердловини

Кут розширення пограничного шару початкової ділянки струмینی знаходимо з виразу

$$\beta = a'_1 + a'_2 = \text{arctg}(1,5a) + \text{arctg}(3,4a). \quad (2.30)$$

Ширина пограничного шару в довільному перерізі початкової ділянки знаходиться за формулою:

$$\frac{b_{n.c}}{R_0} = \frac{a'(\varphi'_1 - \varphi'_2)S}{R_0} = 4,9 \frac{aS}{R_0}. \quad (2.31)$$

Повний радіус струмини на відповідній віддалі  $S$  від насадки гідродинамічного пристрою-пульсатора вимірюється наступною величиною:

$$\frac{R_{cp}}{R_0} = \frac{S + h_0}{h_0} = 3,4 \frac{aS}{R_0} + 1. \quad (2.32)$$

На основній ділянці безрозмірна величина середньої швидкості потоку  $U_{cp} / U_m$  є постійною величиною за рахунок подібності профілів в різних перерізах основної ділянки пульсуючої струмини:

$$\frac{U_{cp}}{U_m} = \frac{2,18 \left( \frac{aS}{R_0} + 0,29 \right) \left( \frac{aS}{R_0} + 0,29 \right)}{3,4^2 \left( \frac{aS}{R_0} + 0,29 \right)^2 0,96} = 0,2. \quad (2.33)$$

На початковій ділянці струмини середня швидкість дорівнює:

$$\frac{U'_{cp}}{U_0} = \frac{1 + 0,76 \frac{aS}{R_0} + 1,32 \left( \frac{aS}{R_0} \right)^2}{1 + 6,80 \frac{aS}{R_0} + 1,32 \left( \frac{aS}{R_0} \right)^2}. \quad (2.34)$$

Швидкість на осі основної ділянки струмини круглого перерізу, яка вимірюється в долях від швидкості витікання з насадки пульсатора, визначається за формулою:

$$\frac{U_m}{U_0} = \frac{0,96}{\frac{aS}{R_0} + 0,29}. \quad (2.35)$$

В межах початкової ділянки, де

$$\frac{aS}{R_0} \leq 0,67,$$

осьова швидкість не змінюється і дорівнює швидкості витікання з насадки пульсатора:

$$\frac{U_m}{U_0} = 1. \quad (2.36)$$

Аналіз експериментальних досліджень показує [19], що в дуже широкому діапазоні чисел Рейнольдса (від 20000 до 4000000) коефіцієнт  $a$  не залежить від числа Рейнольдса. Для рівномірного поля швидкостей  $a = 0,0066$ , а для встановленого турбулентного поля швидкостей ( $U_{\max} / U_{cp} = 1,25$ )  $a = 0,076$ .

2.2. Розрахунок гідродинамічних коливань імпульсів тиску за рахунок затоплених пульсуючих струмин

Задача полягає в тому, щоб визначити умови контакту пульсуючої струмини з вибоєм свердловини і визначити тиск її гідравлічного удару об вибій свердловини.

Для цього приймаємо наступні вихідні дані:

- діаметр вихідного перерізу отвору насадки гідродинамічного пульсатора  $d_n = 14\text{мм}$ ;
- густина промивальної рідини  $\rho_{n,p} = 1150\text{кг/м}^3$ ;
- модуль пружності промивальної рідини  $K = 3 \cdot 10^9 \text{Па}^{-1}$ ;
- модуль пружності пористого середовища гірських порід  $E = 2 \cdot 10^{10} \text{Па}^{-1}$ ;
- витрата промивальної рідини  $Q_{n,p} = 28\text{л/с}$ ;
- коефіцієнт структури потоку  $a = 0,07$ .

За формулою (2.26) знаходимо положення полюса струмини, який знаходиться на глибині початкового перерізу струмини:

$$h_0 = 0,29 \frac{d_n}{2} / a = 0,29 \frac{14 \cdot 10^{-3}}{2} / 0,07 = 29 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Знайдемо місце розміщення перехідного перерізу струмини за формулою (2.27):

$$S_0 = 0,67 \frac{d_n}{2} / a = 0,67 \frac{14 \cdot 10^{-3}}{2} / 0,07 = 67 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

З'єднавши центр перехідного перерізу з кромкою насадки пульсатора, отримаємо границю постійних швидкостей ( $U = U_0$ ). Тангенс кута звуження границі постійних швидкостей  $\text{tg} \alpha'_1 = \alpha' \varphi'_1 = 1,6 \alpha \varphi'_1 = 1,5 \alpha$ , тобто  $\text{tg} \alpha'_1 = 0,105$ .

Кут розширення пограничного шару становить:

$$\beta = \alpha'_1 + \alpha'_2 = \text{arctg}(0,105) + \text{arctg}(3,4a).$$

При  $a = 0,07$ ,  $\alpha'_1 + \alpha'_2 = 14^\circ$ .

Ширина пограничного шару в довільному перерізі початкової ділянки струмини дорівнює  $b_{п.с} = 4,9\alpha S$ .

При  $Q = 28 \text{ л/с}$  швидкість витікання промивальної рідини з насадки гідродинамічного пульсатора діаметром 14 мм становить  $182 \text{ м/с}$ .

Швидкість поширення ударної хвилі згідно формули (2.16) становить  $1506 \text{ м/с}$ . Тоді тиск гідравлічного удару об вибій свердловини, знайдений за формулою (2.15) дорівнює  $\Delta P = 315,2 \text{ МПа}$ .

На рис. 2.10 приведена залежність повного радіуса струмини  $R_{гр}$  від віддалі  $S$  для різних значень діаметра насадок гідродинамічного пульсатора при  $\alpha = 0,07$ .

З рис. 2.10 випливає, що при віддалі від торця насадки гідродинамічного пульсатора до вибою свердловини більше трьох її діаметрів має місце випадок, коли діаметр  $2R_{гр}$  потоку рідини перекриває розміри тріщин, наявні в породі, що розбурюється. При цьому тиск, що створюється в результаті удару струмини об вибій свердловини доцільно вираховувати за формулами гідравлічного удару з врахуванням середньої швидкості руху промивальної рідини в місці її контакту з вибоєм свердловини.

Враховуючи те, що місце розміщення перехідного перерізу струмини при  $d_n = 14 \text{ мм}$  дорівнює  $S_0 = 67 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , найбільш частішими контакти струмини з тріщинами і порами, наявними в породі, будуть приходити на основну ділянку і середню швидкість струмини, яка й саме забезпечує необхідні для руйнування породи пульсаційні потоки.

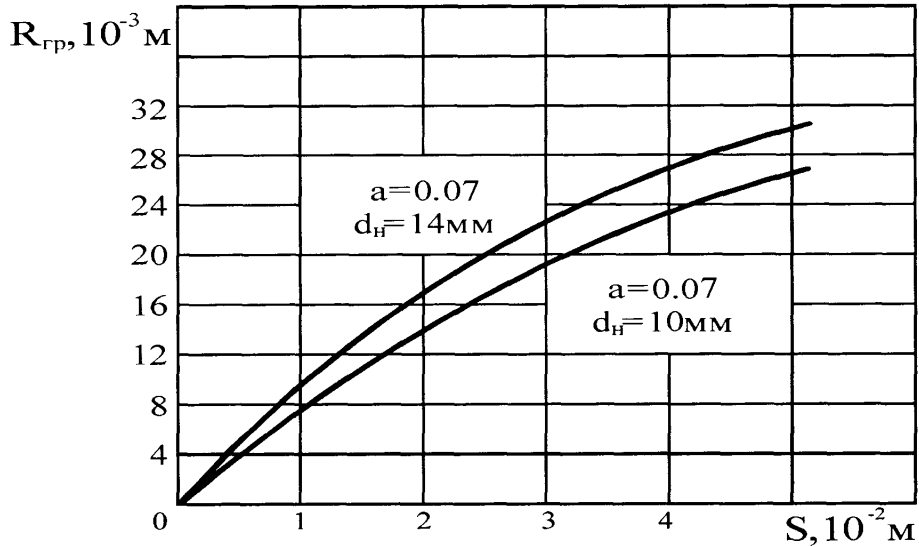


Рис. 2.10. Залежність повного радіуса  $R_{гр}$  пульсуючої струмини від віддалі між кінцем насадки до вибою свердловини  $S$  для різних значень діаметра насадки пульсатора

На рис. 2.11 приведено результати теоретичних розрахунків середньої швидкості струмини в момент її удару об вибій свердловини.

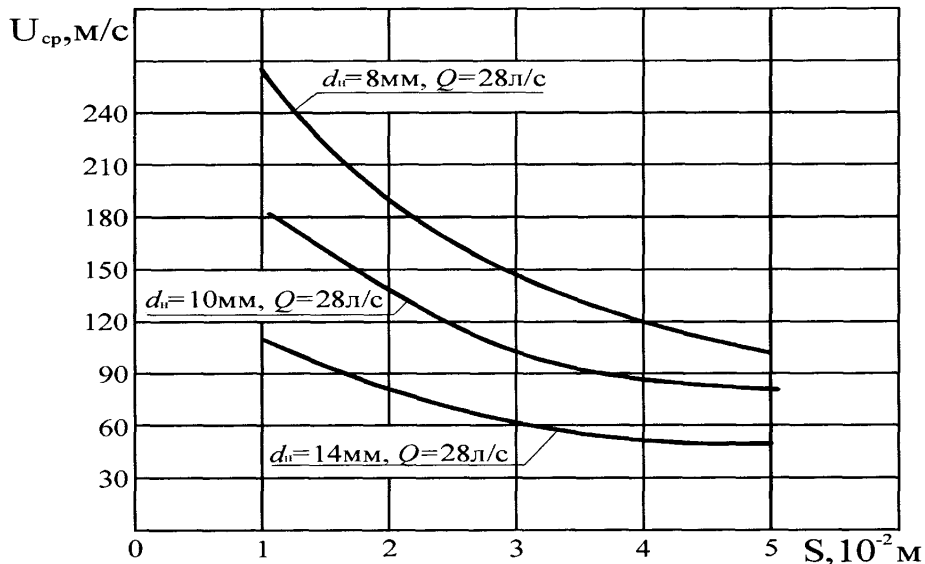


Рис. 2.11. Залежність середньої швидкості струмини  $U_{ср}$  від віддалі між кінцем насадки гідродинамічного пульсатора до вибою свердловини

На рис. 2.12 приведено величини гідродинамічних коливань імпульсів тиску в залежності від віддалі кінця насадки пульсатора до вибою свердловини з врахуванням витрат промивальної рідини при різних діаметрах вихідного отвору насадок. Всі розрахунки величин пульсаційних потоків рідини проведено за формулою (2.15) і (2.16) при густині та витраті промивальної рідини відповідно  $\rho_{н.р} = 1150 \text{ кг/м}^3$  і  $Q = 28 \text{ л/с}$ .

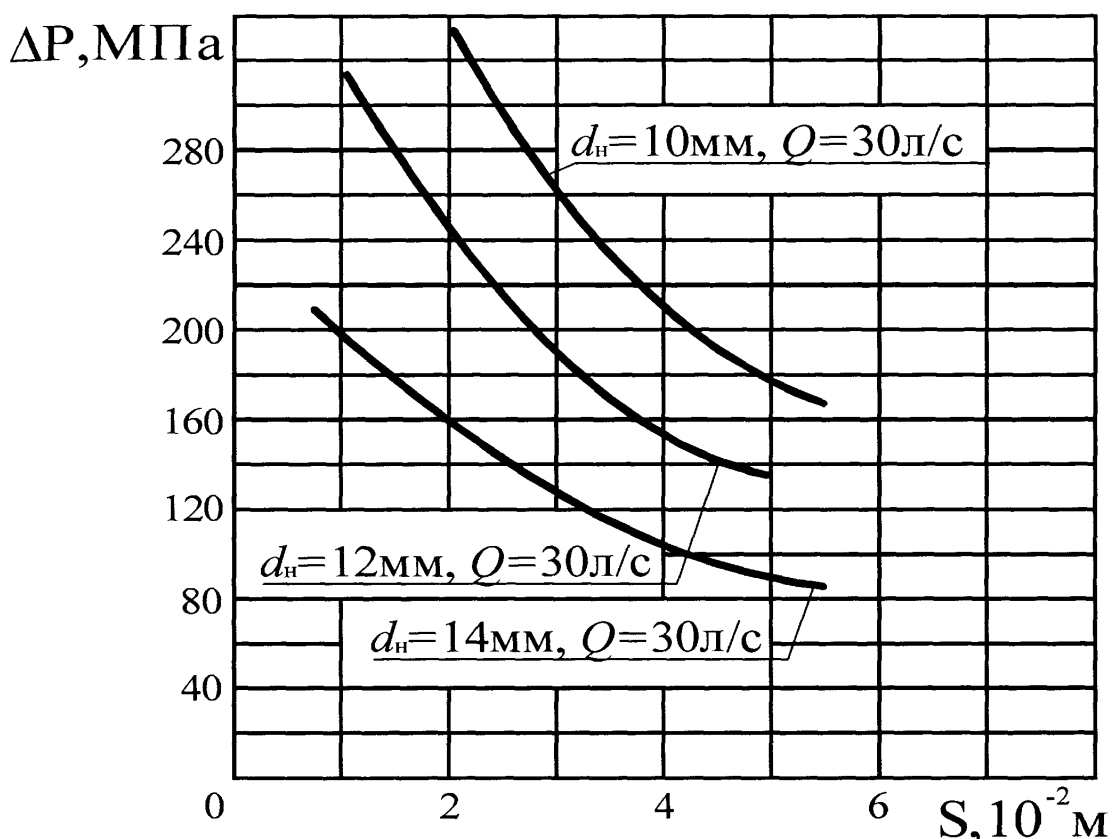


Рис. 2.12. Залежність коливань імпульсів тиску  $\Delta P$  від віддалі між кінцем насадки гідродинамічного пульсатора до вибою свердловини при  $Q = 30$  л/с

З приведених вище графічних залежностей випливає, що пульсаційні потоки затоплених пульсуючих струмин можуть періодично створювати великі коливання імпульсів тиску, значення яких є цілком достатніми для процесу руйнування гірської породи на вибої свердловини. Однак слід зауважити, що нами розглядаються ідеальні умови проявлення впливу

кінетичної енергії високошвидкісних пульсуючих струмин на процес руйнування гірських при бурінні свердловини. Тому приведені дані відносяться за величиною до найбільш максимально-можливих значень тисків, які можуть виникати при ідеальних умовах. Фактично вони діють в умовах інтерференції декількох потоків промивальної рідини, що рухаються одночасно і утворюють в привибійній зоні свердловини складний спектр турбулентних потоків, які практично неможливо аналітично обрахувати. Проте, абсолютні значення тисків вільних затоплених пульсуючих струмин, що ударяють об вибій свердловини, дають нам всі аргументовані підстави рахувати, що навіть і при інтерференції потоків рідини сила ударів по гірській породі буде все ж таки великою, що в кінцевому випадку призводитиме до її руйнування.

2.3. Дослідження можливостей виникнення адіабатних потоків у промивальній рідині при бурінні свердловин за рахунок гідродинамічних пульсаторів

Для інтенсифікації процесу руйнування гірських порід за рахунок пульсаційних впливів доцільно збуджувати на вибої свердловини одночасно хвилі тиску різної природи і походження із широким діапазоном амплітуд і частот виникаючих коливальних процесів. Ця обставина може бути одним з важливих факторів, що супроводжуються інтерференцією хвиль тиску різного походження й інтенсифікацією хвильового впливу на вибій свердловини. Одним із джерел різних імпульсів тиску із широким діапазоном частот і амплітуд зміни тиску на вибої свердловини можуть бути адіабатні потоки, що закипають, і формовані ними кавітаційні явища, що виникають за певних умов роботи гідродинамічного пульсатора. Відомо, що при високій швидкості потоку промивальної рідини в трубах, соплах і насадках унаслідок переходу частинок рідини в парову фазу під впливом турбулентних пульсацій і інтенсивного зниження тиску по довжині струмини до тиску



метастабільного стану рідини, процес адіабатичного закипання робочої рідини починається на границі з матеріалом насадок і трубок [30]. Крім теплофізичних властивостей середовища і градієнтів температур, формування каверн у значній мірі залежить від гідродинаміки потоку рідини, що рухається. Від швидкості потоку залежить час росту каверни і її відриву від поверхні каналу (при формуванні її на стінці насадки). У результаті цього мінімальне значення  $\Delta t_{пер}$  перегріву рідини, необхідного для виникнення кипіння, виявляється в центрі потоку і приблизно на два порядки вище, ніж на його стінках [19].

Надалі, у залежності від швидкості потоку і термодинамічних властивостей компонентів виникаючих парорідинних сумішей, по довжині насадки утворюються різні структури адіабатних потоків, що самозакипають. У перерізі каналу, де починається пароутворення на стінках, формуються пухирці, що поширюються потім до ядра потоку. Далі внаслідок росту об'ємної концентрації пари в навколостінній зоні насадки відбувається перехід від бульбашкової структури двохфазного потоку до дисперсного. Такий режим руху потоку рідини прийнято називати дисперсно-кільцевим, при якому має місце чітко виражена двошарова структура потоку, що закипає - рідка в центрі і двохфазна біля стінок каналу насадки. Периферійна струмина – квазірівноважена, а центральна струмина - метастабільна і зберігає первинну температуру до моменту розриву на великі краплі. Надалі, при русі потоку до вихідного перерізу каналу достатньої довжини центральна струмина під впливом взаємодії її з двохфазним навколостінним потоком розривається на окремі краплини, дисперговані в паровій фазі. При такій структурі потік досягає граничних умов течії. У випадку звужених каналів типу сопел Лавалля, межа закипання розташовується в його мінімальному перерізі, а в циліндричних каналах може досягати вихідного перерізу сопла. У випадку підвищення швидкості потоку може наступити криза течії, тобто під впливом турбулентності потоку останній втрачає суцільність струмини, в результаті чого виникають стрибки щільності в потоці рідини і настають

кавітаційні явища. Кризові явища виникають тому, що великі краплі, які утворюються при розриві центральної струмини, надалі є основним джерелом незворотних втрат, зв'язаних з термічною неврівноваженістю. Щоб уникнути цього процесу доцільно гранично диспергувати потік рідини до критичного перерізу насадки. Для цього конфузорну частину насадки можна виготовити у виді уступів, що чергуються або розмістити на ділянці руху потоку диспергуючі сітки. Кризових умов потоку рідини можна досягти, збільшуючи початковий тиск  $P_0$  перед насадкою. При досягненні визначених швидкостей  $U_{кр}$  потоку рідини виникають критичні умови витікання і тиск у вихідному зрізі каналу насадки практично наближається до критичного тиску при ізоентропійному витіканні (швидкість витікання досягає швидкості звуку). При цьому масова швидкість рідини досягає максимального значення. У випадку сухої водяної пари відношення критичного тиску  $P_{кр}$  до досягнутого тиску  $P_0$  перед насадкою є постійною величиною, залежною від показника адіабати  $k$ . Для перегрітої пари  $k = 1,3$ , а  $P_{кр} / P_0 = 0,546$ , тобто для одержання максимальної масової швидкості витікання тиск перед насадкою повинен у два рази бути більшим, ніж  $P_{кр}$ . Такі умови в свердловинах є недосяжними.

В умовах буріння свердловин робоча рідина, що нагнітається в гідродинамічний пульсатор, набуває температуру вибою і, отже, у більшості випадків вона істотно відрізняється від температури  $t_{н.н}$  насиченої пари робочої рідини при вибійному тиску. Цю різницю прийнято називати температурою недогріву:

$$\Delta t_n = t_{н.н} - t_0, \quad (2.37)$$

де  $t_0$  - початкова температура промивальної рідини перед входом її у гідродинамічний пульсатор, °С.

Для подолання цієї температури недогріву необхідно створити потрібний перепад тиску в пульсаторі:

$$\Delta P_n = P_0 - P_{n.n}, \quad (2.38)$$

де  $P_0$  - тиск на вході в гідродинамічний пульсатор, Па;

$P_{n.n}$  - тиск насиченої пари бурового розчину у вибійних умовах, Па.

Зв'язок між величинами  $\Delta t_n$  і  $\Delta P_n$  через термодинамічні характеристики робочої рідини, у якості якої виступає глинистий буровий розчин, можна виразити через співвідношення [19]:

$$\Delta t_n = \frac{T_0 (v_0' - v_0'') \Delta P_n}{r_0}, \quad (2.39)$$

де  $T_0$  - початкова температура на вибої свердловини в К;

$v_0'$ ,  $v_0''$  - відповідно питомий об'єм рідкої і парової фаз при  $T_0$ , м<sup>3</sup>/кг;

$r_0$  - питома теплота пароутворення в початкових умовах, Дж/кг.

Початковий недогрів бурового розчину в умовах граничного потоку, що визначає величину необхідної граничної швидкості потоку рідини перед початком її закипання, складає:

$$\Delta t_{zp} = \frac{(v_0'' - v_0') r v'}{2(v_0'')^2 c'}, \quad (2.40)$$

де  $c'$  - питома теплоємність рідкої фази;

$r$  - питома теплота пароутворення, Дж/кг.

Перед початком закипання потік повинен мати швидкість

$$v = \sqrt{2v'_0 \Delta P_n}, \quad (2.41)$$

де  $\Delta P_n$  - надлишковий початковий тиск, який може бути визначений з виразу (2.39).

Зв'язок між граничною швидкістю потоку промивальної рідини  $v_{zp}$  і граничним значенням початкового недогріву  $\Delta t_{zp}$  робочої рідини виражається співвідношенням [19]:

$$v_{zp} = \sqrt{\frac{2rv'_0 \Delta t_{zp}}{T(v''_0 - v'_0)}}, \quad (2.42)$$

де  $T$  - абсолютна температура, К.

Питома гранична витрата  $Q_{zp}$  промивальної рідини:

$$Q_{zp} = \frac{v_{zp}}{v'_0} = v_{zp} \rho_{n.p} = \sqrt{\frac{2r \Delta t_{zp}}{T v'_0 (v''_0 - v'_0)}}, \quad (2.43)$$

де  $\rho_{n.p}$  - густина промивальної рідини, кг/м<sup>3</sup>.

Тиск потоку промивальної рідини перед зоною закипання

$$P_0 = P_{н.н} + \frac{v_{зр}^2}{2v_0'}, \quad (2.44)$$

де  $P_{н.н}$  - тиск насиченої пари промивальної рідини, Па.

$$\Delta P_{зр} = P_0 - P_{н.н} = \frac{v_0' r}{2(v_0'')^2 c' T}. \quad (2.45)$$

Кавітаційний процес у потоці промивальної рідини може виникнути лише в тому випадку, коли перед перерізом закипання тиск потоку рідини відповідає умові

$$P_0 > P_{н.н} + \Delta P_{зр}. \quad (2.46)$$

Використовуючи приведені формули, розглянемо практичну можливість формування в свердловині самозакипаючих адіабатних потоків для інтенсифікації руйнування порід при бурінні свердловини.

У свердловині глибиною 1000 м вибійний тиск при промиванні її промивальною рідиною густиною  $1050 \text{ кг/м}^3$  становить 10-11 МПа. Температура кипіння промивальної рідини при цьому тиску згідно [19] дорівнює  $315,6^\circ\text{C}$ . Параметри водяної пари будуть:

$$v_0' = 0,0017 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$v_0'' = 0,0093 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$r = 932,1 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг};$$

$$T = 589^\circ\text{К}.$$

Швидкість потоку промивальної рідини в насадці гідродинамічного пульсатора для досягнення граничних умов визначимо за формулою (2.42):

$$v_{zp} = \sqrt{\frac{2 \cdot 932,1 \cdot 10^3 \cdot 0,0017 \cdot 17,3}{589(0,0093 - 0,0017)}} = 110,6 \text{ м/с,}$$

де  $\Delta t_{zp} = 17,3^\circ \text{C}$  - значення початкового недогріву промивальної рідини в умовах граничного потоку, яке розраховано за формулою (2.40).

Отже, швидкість потоку промивальної рідини в насадках гідродинамічного пульсатора забезпечують граничні умови і є цілком досяжними в промислових умовах.

Слід зазначити, що приведені вище співвідношення, які описують параметри самозакипаючих потоків, що виникають, отримані і дійсні для ідеальних умов. В цьому випадку, суха пара розглядається як ідеальний газ, сили тертя не враховуються, а також не враховуються реологічні властивості промивальних рідин. Не приймається до уваги у вище приведеному розрахунку вплив на процеси закипання і пароутворення поверхневого натягу води на границі з насиченою парою і змочуваністю поверхні каналів водою. Тому доцільно далі розглянути результати експериментальних досліджень зародження і протікання самозакипаючих адіабатних потоків у різних термодинамічних умовах.

Область і умови виникнення адіабатних самозакипаючих потоків у різних термо- і гідродинамічних умовах охарактеризуємо за допомогою критерію Огасавари (Японія), справедливого для діафрагм і коротких насадок [19]:

$$K_q P_r' = \frac{\Delta t_n r v_0' Q_n d^2}{a'' \sigma T \gamma''} P_r', \quad (2.47)$$

де  $\Delta t$  - початкова температура недогріву, К;

$a''$  – температуропроводність,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

$d$  - діаметр каналу насадки гідродинамічного пульсатора, м;

$Q_n = \rho_{n.p} \nu$  - питома витрата промивальної рідини,  $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$ ;

$\nu$  - швидкість потоку промивальної рідини,  $\text{м}/\text{с}$ ;

$\rho_{б.р}$  - густина промивальної рідини,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$P_r'$  - критерій Прандтля.

З дослідних даних Огасавари випливає, що за область закипання потоку промивальної рідини може бути прийняте значення критерію

$$K_q P_r' \geq 58 \cdot 10^{10}. \quad (2.48)$$

За результатами досліджень Огасавари ступінь метастабільності струмини, що відповідає частинці рідкої фази в потоці промивальної рідини, може бути знайдена зі співвідношення [19]

$$m = 1 - 0,855\Theta, \quad (2.49)$$

$$\Theta = \lg St + \frac{5,135}{100 \left( \frac{\rho'}{\rho} \right) + 1,605} - 5,86, \quad (2.50)$$

де  $\rho, \rho'$  - відповідно густина рідкої і парової фаз,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$St$  - число Стентона;

$$St = \frac{a}{C_p \rho_{n.p} v}, \quad (2.51)$$

де  $v$  - швидкість потоку промивальної рідини, м/с;

$a$  - коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup> · °С);

$\rho$  - густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$C_p$  - теплоємність, Дж/град.

Різні режими критичного витікання потоків, що закипають, залежать від структури потоку рідини, що формується до вихідного перерізу каналу насадки гідродинамічного пульсатора. У випадку довгих каналів або насадок  $\left( l/d_n = 20 \div 30 \right)$  у них формується однорідна структура потоку і тому процес витікання підчиняється звичайним газодинамічним законам, тобто "замикаючий" переріз каналу (де починається руйнування потоку рідини) співпадає з його вихідним перерізом.

При великих значеннях температури недогріву  $\Delta t_n$  промивальних рідин, що використовуються на практиці ( $\Delta t_n = t_s - t_g$  де  $t_s$  - температура перерізу стабільної промивальної рідини,  $t_g$  - вибійна температура), у випадку використання гідродинамічного пульсатора, масова витрата промивальної рідини через насадку пульсатора можна визначити за формулою:

$$Q_m = \mu f_n \sqrt{\frac{2(P_0 - P_{n.n})}{V_0'}}, \quad (2.52)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт витрати насадки;



$f_n$  - площу поперечного перерізу каналу насадки, м<sup>2</sup>;

$P_0$  - початковий тиск, Па;

$P_{н.н}$  - тиск насичення метастабільної рідини, Па;

$V_0'$  - питомий об'єм рідини, м<sup>3</sup>/кг.

При цьому тиск у вихідному перерізі  $P_n$  насадки визначається за формулою:

$$P_n = P_{p0} \beta_{cp}. \quad (2.53)$$

Величина коефіцієнта  $\beta_{cp}$  визначається по дослідних даних. За результатами дослідів Ю. А. Калайди зі співробітниками отримана наступна залежність [19]:

$$\beta_{cp} = 0,27 \left( \frac{l_n}{d_n} \right)^{0,36} (1 - 0,01(t_n - 20)), \quad (2.54)$$

де  $\frac{l_n}{d_n}$  - відношення довжини насадки до її діаметра;

$t_n$  - температура недогріву промивальної рідини до  $t_s$ .

Як приклад розглянемо умови виникнення адіабатного потоку, що закипає в умовах буріння свердловини виходячи з критерію Огасавари.

Насамперед слід зазначити, що з порівняння властивостей води при високих тисках, властивим вибійним умовам, адіабатні потоки промивальної рідини, що закипають, в насадках гідродинамічного пульсатора можливі лише в неглибоких свердловинах, тому що тиск на вибої при великих глибинах у процесі робіт наближається до критичного тиску води

( $P_{кр} = 22,1 \text{ МПа}$ ). Для досягнення критичних умов витікання води необхідно до насадки створити тиск  $P_0 = P_{кр} / 0,546 = 40,5 \text{ МПа}$ . При умовах вище критичних пароутворення в потоці рідини є неможливим [19].

Для оцінки можливості й умов виникнення адіабатного потоку, що закипає, у гідродинамічному пульсаторі розглянемо протікання процесу при бурінні свердловини на глибині 1000 м.

Насосне обладнання, яке сьогодні використовується на практиці дозволяє проводити процес буріння при тиску перед насадкою пристрою  $P = 20 \text{ МПа}$ , при затрубному тиску, рівному  $10 \text{ МПа}$ . Температура на вибої свердловини  $313 \text{ К}$ . При діаметрі насадки  $d = 14 \text{ мм}$ , густині промивальної рідини  $\rho_{н.р} = 1150 \text{ кг/м}^3$  і витраті  $Q = 28 \text{ л/с}$ , швидкість витікання промивальної рідини з насадки при перепаді тиску  $\Delta P_n = 4,79 \text{ МПа}$ , становитиме:

$$v = 0,92 \sqrt{\frac{2 \cdot 4,79 \cdot 10^6}{1150}} = 84 \text{ м/с}.$$

Визначимо число кавітації, яке враховує умову виникнення парової кавітації без врахування кількості розчинених в промивальній рідині газів за формулою (1.5):

$$K = \frac{4,79 \cdot 10^6 - 8320}{1150 \cdot 84^2 / 2} = 1,17,$$

де  $P_{н.н} = 8320 \text{ Па}$  - тиск насиченої пари глинистої промивальної рідини при  $t = 323^\circ \text{ К}$  [32].

Слід зазначити, що в підрахунку числа кавітації  $K$  не враховувалося ряд властивостей промивальної рідини, які мають вплив на процес пульсації

– поверхневий натяг, в'язкість, наявність твердої не змочуваної фази і т.д. Вони враховуються іншими безрозмірними комплексами, які впливають на число пульсації ( $Re, Fr, We$ ).

При дослідженнях режимів роботи гідродинамічного пульсатора виявлено, що пульсаційні процеси можуть виникати як в насадці пульсатора, так і у вихровій камері. Враховуючи, що наперед невідомо, на якій ділянці потоку, що проходить через пульсатор, в кожному конкретному випадку необхідно визначати пульсаційні параметри як вихрової камери, так і робочої насадки. Тому в процесі аналізу пульсаційних властивостей гідравлічної системи розглядаються дійсні  $K$  і критичні  $K_{кр}$  пульсаційні числа, маючи на увазі, що дійсні – це числа, що характеризують експлуатацію гідравлічної системи в режимі пульсації, а критичні числа відповідають такому стану потоку промивальної рідини, коли починаються або припиняються пульсаційні явища. Умова роботи гідравлічної системи в пульсаційному режимі має вигляд

$$K > K_{кр}. \quad (2.55)$$

Дійсні пульсаційні числа визначаємо за формулою (1.5), підставляючи фактичні значення тиску  $P_{кр}$ . Величина тиску  $P_{кр}$  визначається значенням гідростатичного тиску і гідравлічними втратами в колоні бурильних труб і насадці бурового долота.

Пульсаційний коефіцієнт витрати визначається за формулою

$$\mu_n = \frac{Q}{F \sqrt{\frac{2P_{кр}}{\rho_{н.р}}}}. \quad (2.56)$$

Питома витрата промивальної рідини становить:

$$Q_n = 1150 \cdot 105,06 = 1,208 \cdot 10^5 \text{ кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

При тиску на вибої свердловини  $P = 20 \text{ МПа}$  параметри насиченої водяної пари складуть [19]:

$$\text{питомий об'єм води } v_0' = 0,002 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

$$\text{питомий об'єм насиченої пари } v_0'' = 0,0053 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

$$\text{температуропровідність } a'' = 2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 / \text{с};$$

$$\text{питома теплота пароутворення } r = 432 \text{ кДж} / \text{кг};$$

$$\text{температура кипіння води } t_{\kappa} = 355^{\circ} \text{ C};$$

$$\text{початкова температура недогріву } \Delta t_{\text{н}} = 355 - 40 = 315^{\circ} \text{ C};$$

поверхневий натяг рідини на границі з паром

$$\sigma = 50 \cdot 10^{-3} \text{ мН} / \text{м};$$

$$\text{критерій Прандтля } P_r' = 0,60.$$

За формулою (2.47) розрахуємо критерій Огасавари

$$K_q P_r' = \frac{315 \cdot 432 \cdot 10^3 \cdot 0,002 \cdot 1,208 \cdot 10^5 \cdot 0,6 \cdot (14 \cdot 10^{-3})^2}{2 \cdot 10^{-7} \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 628 \cdot 0,0053} = 1171 \cdot 10^{10}$$

Виходячи з (2.48) бачимо, що умова критерію Огасавари виконується і процес самозакипаючих адіабатних потоків, що створюються гідродинамічним пульсатором на вибої свердловини є можливий.

## 2.4. Обґрунтування впливу робочих елементів гідродинамічного пульсатора на інтенсивність пульсуючих потоків промивальної рідини

Вплив кута розкриття насадки гідродинамічного пульсатора на розміри каверни перед її відривом від стінки насадки можемо оцінити через параметр пульсації, який характеризує відношення абсолютного тиску на виході з пульсатора ( $P_v$ ) і тиску пружності парів, що насичують промивальну рідину ( $P_{н.н}$ ) до швидкісного напору, який визначається швидкістю проходження потоку рідини через критичний переріз пульсатора (місце його найбільшого звуження). Таким чином існує зв'язок між зміною величини параметра пульсації і зміною відношення тисків  $P_v / P_0$  на вході і виході з пульсатора:

$$K = \frac{P_v}{P_0} \frac{1 - \frac{P_{н.н}}{P_v} + \frac{q_2}{2P_v \rho_{н.р} F_2^2}}{1 - \frac{P_{н.н}}{P_0} + \frac{q_1}{2P_0 \rho_{н.р} F_1^2}}, \quad (2.57)$$

де  $P_0$ ,  $P_{н.н}$ ,  $P_v$  - значення тисків відповідно на вході в пульсатор, насичених парів рідини і виході з пульсатора, Па;

$\rho_{н.р}$  - густина промивальної рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$F_1$ ,  $F_2$  - площа поперечного перерізу пульсатора відповідно вихідного отвору насадки і в місці його найбільшого звуження, м<sup>2</sup>;

$q_1$ ,  $q_2$  - масова секундна витрата промивальної рідини відповідно на вході і виході з пульсатора, м<sup>3</sup>/с.

На рис. 2.13 приведені графічні залежності максимальної осьової довжини каверни від параметра  $K$  при різних значеннях тисків на вході в гідродинамічний пульсатор.

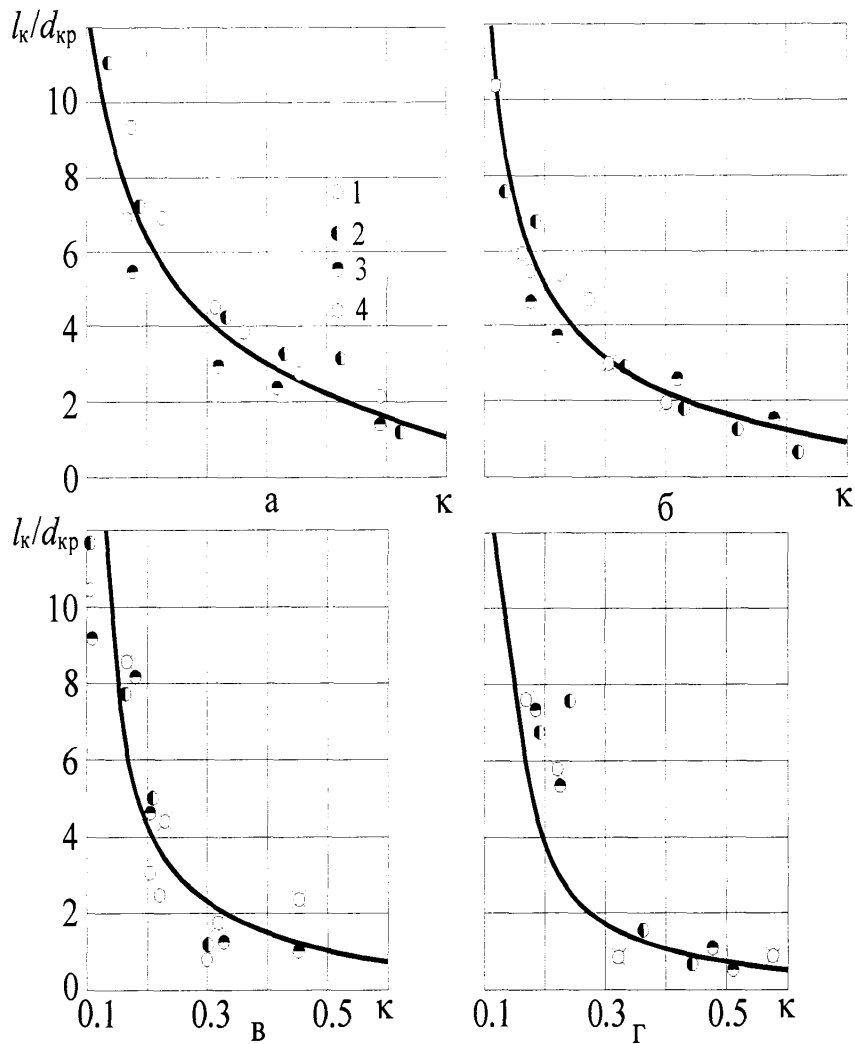


Рис. 2.13. Залежність відносної довжини каверни від параметра пульсації  $K$  при різних значеннях тисків на вході в гідродинамічний пульсатор з кутом розкриття насадки  $\beta$ , рівним (а) -  $20^\circ$ , (б) -  $30^\circ$ , (в) -  $45^\circ$  і (г) -  $60^\circ$ ; 1 -  $P_1 = 5 \text{ МПа}$ ; 2 -  $P_1 = 6 \text{ МПа}$ ; 3 -  $P_1 = 8 \text{ МПа}$ ; 4 -  $P_1 = 10 \text{ МПа}$

З аналізу приведених графічних залежностей випливає, що довжина каверни залежить від параметра  $K$ , і із зменшенням його величини монотонно збільшується в межах довжини вихідної насадки пульсатора, а подальшому зменшенню параметра  $K$  відповідає більш значне збільшення довжини каверни.

При постійному значенні параметра пульсації довжина каверни зменшується із збільшенням кута  $\beta$ . Цей вплив особливо спостерігається

при розмірах каверн і порожнин, що є значно меншими за довжину насадки гідродинамічного пульсатора.

Якщо не враховувати розширення струмини рідини за насадкою, тоді відносну довжину каверни можна визначити за формулою:

$$\frac{l_k}{d} = \frac{1}{2 \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} \left( \sqrt{\frac{\mu}{1 - \sqrt{(1-K)\psi^{-1}}}} - 1 \right), \quad (2.58)$$

де  $l_k$  - довжина каверни, м;

$\mu$  - коефіцієнт витрати насадки пульсатора,  $\mu = 0,82$ ;

$\psi$  - коефіцієнт втрат на миттєве розширення потоку.

Якщо врахувати, що параметр пульсації, при якому  $l_k = l_n$ , тобто коли буде мінімальне значення величини параметра пульсації  $K_{C \min}$

$$K_{C \min} = 1 - \psi \left( 1 - \frac{\mu F_{кр}}{F_1} \right)^2, \quad (2.59)$$

тоді також можна визначити відносну довжину каверни  $l_k / l_n$ , яка відповідає значенню  $K_{C \min}$ :

$$\frac{l_{k.c}}{d_{кр}} = \frac{1}{2 \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} \left( \sqrt{\frac{F_1}{F_{кр}}} - 1 \right). \quad (2.60)$$

З формул (2.58) і (2.60) випливає, що відносна довжина каверни чи порожнини є обернено-пропорційна тангенсу половині кута розкриття насадки гідродинамічного пульсатора (при  $l_k \leq l_n$ ).

Формула (2.60) дозволяє визначити залежність відносної довжини каверни через значення параметру пульсації при умові, якщо  $l_k / d_{кр} \leq l_{кн} / d_{кр}$ .

Для гідродинамічного пульсатора з кутами розкриття насадок 20, 30 і 45° значення відносної довжини каверни при  $K = K_{C \min}$  і співвідношенні  $F_{кр} / F_1 = 0,054$  відповідно дорівнюють 9,3; 6,1; 4,0. Як випливає з результатів досліджень (див. рис. 2.13) починаючи зі значень розмірів каверн, які дорівнюють  $l_{кн} / d_{кр}$  більш інтенсивно збільшується їх довжина із зменшенням параметра  $K$  [69].

Якщо врахувати кут розширення струмини рідини, тоді довжину каверни можемо знайти з розв'язку системи рівнянь (2.58) – (2.60):

$$K = \left( \frac{\mu F_{кр}}{F_n} \right)^2 - \psi \left( \frac{\mu F_{кр}}{F_n} - \frac{\mu F_{кр}}{F_1} \right)^2, \quad (2.61)$$

$$\frac{\mu F_{кр}}{F_n} = \frac{1}{\left( 1 + k_0 l_k / d_{кр} \right)^2}, \quad (2.62)$$

$$\frac{\mu F_{кр}}{F_2} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{\left( 1 + \frac{2l_k}{d_{кр}} \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right)^2} \quad \text{при } l_k \leq l_n, \\ \frac{\mu F_{кр}}{F_1} \quad \text{при } l_k > l_n, \end{array} \right. \quad (2.63)$$



$$k_0 = \frac{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{\sqrt{\mu}}. \quad (2.64)$$

З рівняння (2.61) випливає, що параметр пульсації досягає мінімального значення при умові, якщо  $\mu F_{кр} / F_n = \mu F_{кр} / F_2 = \mu F_{кр} / F_1$ :

$$K_{min} = \left( \frac{\mu F_{кр}}{F_1} \right)^2, \quad (2.65)$$

яка відповідає тиску на вибої свердловини за гідродинамічним пульсатором, який дорівнює максимальному значенню тиску в порожнині чи каверні ( $P_в = P_к$ ).

Максимальна довжина каверни, як випливає з виразів (2.61) і (2.65), в основному визначається відношенням  $\mu F_{кр} / F_1$  і кутом розширення струмینی промивальної рідини:

$$\left( \frac{l_к}{d_{кр}} \right)_{max} = \frac{\sqrt{\mu}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \left( \sqrt{\frac{F_1}{\mu F_{кр}}} - 1 \right). \quad (2.66)$$

Відношення  $(\mu F_{кр} / F_1)^2$  є меншим одиниці. В такому випадку для гідродинамічного пристрою з  $d_n = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  і  $D_к = 60 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  відношення  $(\mu F_{кр} / F_1)^2 = 2,4 \cdot 10^{-3}$ , тобто  $K_{min} = 0,0024$ .

З аналізу виразів (2.61) – (2.65) випливає, що при  $l \gg l_n$  відносна довжина каверни в основному визначається кутом розширення струмینی потоку промивальної рідини і при малих значеннях  $K$  розміри каверн

практично не залежать від кута розкриття насадки гідродинамічного пульсатора.

Узгодження теоретичних розрахункових значень розмірів каверн і порожнин від параметра пульсації  $K$  саме й підтверджується графічними залежностями (див. рис. 2.13), які отримано при  $\alpha = 1,35$  і  $\psi = 0,8$ .

Взагалі для гідродинамічного пульсатора кут розширення струмни рідини на виході з його насадки має більше значення, ніж кут розширення струмни рідини після насадки гідромонітора.

Теоретичні залежності “подвійної амплітуди” коливань тиску на виході з гідродинамічного пульсатора від параметра пульсації  $K$  показано на рис. 2.14.

Для всіх режимів по тиску на вході в гідродинамічний пульсатор із зменшенням параметра  $K$  амплітуда їх коливань збільшується і досягає максимального значення при  $K \approx 0,3$ , а потім зменшується. Максимальне значення тиску за гідродинамічним пульсатором при коливаннях ударного характеру в 1,5 – 2,2 рази перевищує значення середнього тиску на вході в пульсатор. Для одних і тих же режимів, із збільшенням  $\beta$  від 20 до 30° амплітуда коливань зменшується приблизно в 1,4 – 1,5 рази. Пульсаційні автоколивання спостерігаються при  $K = 0,1 \div 0,6$ . Як видно з рис. 2.14, що при постійному значенні  $K$  “подвійна амплітуда” коливань пульсацій імпульсів тиску на виході з насадки гідродинамічного пульсатора прямопропорційна тиску на вході в пристрій [71].

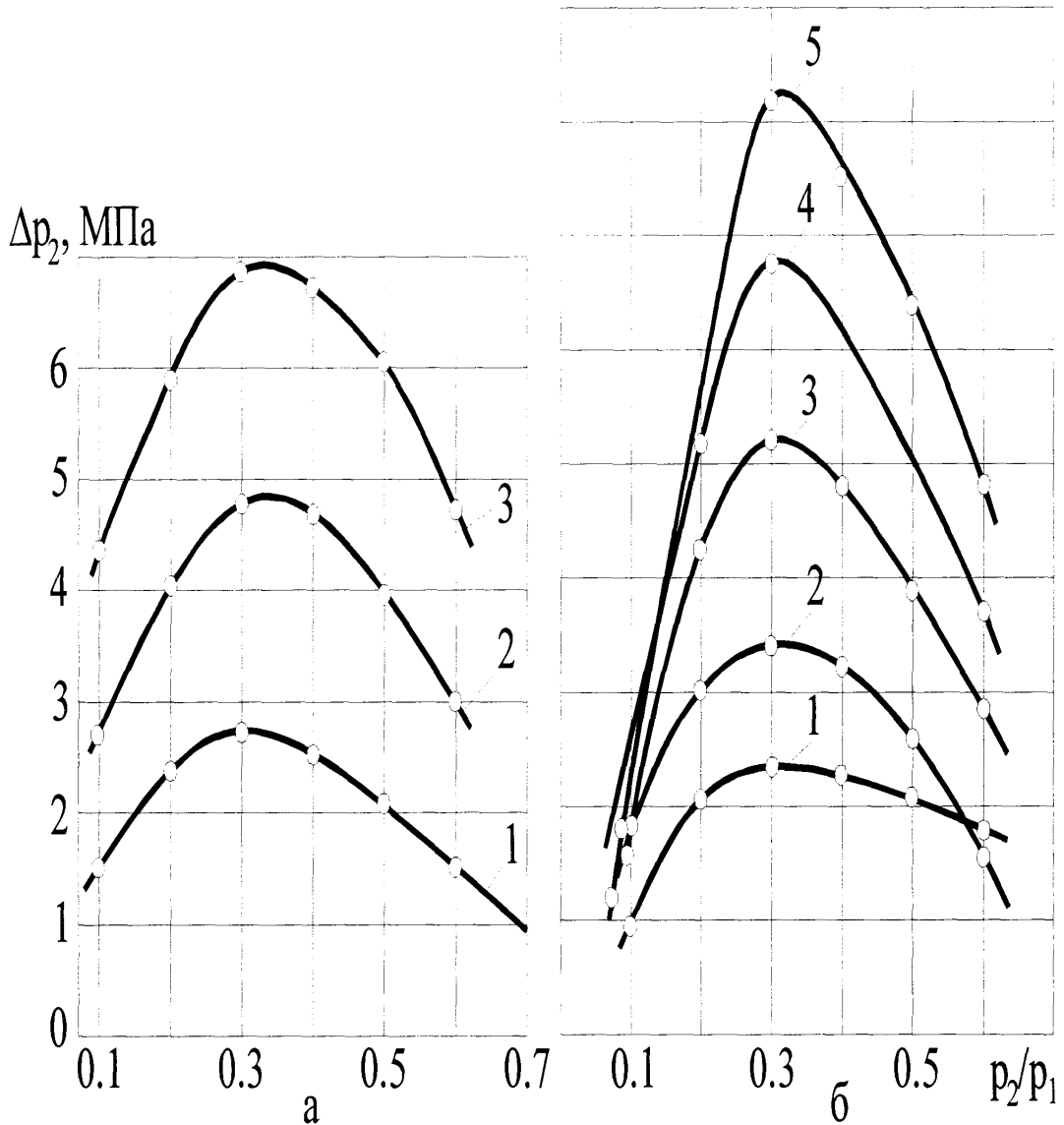


Рис. 2.14. Теоретичні залежності “подвійних амплітуд” коливань імпульсів тиску на виході з гідродинамічного пульсатора з кутом розкриття насадок  $\beta = 20^\circ$  (а) і  $\beta = 30^\circ$  (б) в залежності від величини параметра пульсації  $K$  для різних значень тиску на вході в пульсатор  $P_1$ : 1 – 4,5 МПа; 2 – 5,0 МПа; 3 – 6,5 МПа; 4 – 7,0 МПа; 5 – 8,5 МПа

З приведених вище матеріалів щодо механізму зародження парової або газової фази в рідинно-динамічних системах впливає, що для інтенсифікації процесу пароутворення і його регулювання за допомогою пульсаторів

можна використовувати як спеціальний вибір складу і фізико-хімічних параметрів промивальної рідини, так і конструктивні особливості гідродинамічних пульсаторів, що здатні завихрювати потоки і формувати різні режими течії рідини з поступовим виникненням пульсаційно-хвильових процесів.

Відомо, що у промивальній рідині присутній розчинений газ (повітря), значна кількість сторонніх частинок, які не змочуються рідиною або покриті шаром адсорбованого газу (повітря). Тоді при відповідному зниженні тиску починається процес виділення газу (повітря) з рідини в порожнини, які утворюються навколо цих частинок. В результаті цього промивальна рідина втрачає свою однорідну структуру і вміщує в собі велику кількість окремих газових (повітряних) бульбашок. Розміри і кількість цих бульбашок будуть збільшуватися до тих пір, поки тиск понизиться до мінімального значення. В такому випадку будемо таку рідину вважати однорідним середовищем, тобто гіпотетично стисненою рідиною, але враховуючи вплив присутності пухирців газу (повітря) надамо цьому середовищу значення густини  $\rho_1$ , яке дорівнює середньому значенню густини реальної рідини разом з газовими бульбашками.

Позначивши густину рідини, що не стискується через  $\rho_0$ , а середню густину газу (повітря) в бульбашках через  $\rho'$ , можна записати, що маса речовини, заключена в довільно виділеному об'ємі  $V$  становитиме:

$$\rho_1 V = \rho_0 V_1 + \rho' V_2, \quad (2.67)$$

де  $V_1$  і  $V_2$  - частинки загального об'єму  $V$ , які заповнені відповідно крапельною рідиною і газом.

Густину гіпотетичної рідини  $\rho_1$  можна записати у вигляді

$$\rho_1 = \rho_0 \frac{V_1}{V} \left( 1 + \frac{\rho' V_2}{\rho_0 V_1} \right). \quad (2.68)$$

Так як звичайно  $\frac{V_2}{V_1} \ll 1$ , а  $\frac{\rho'}{\rho_0} \approx 0,001$ , тоді практично другим членом можна знехтувати виходячи з того, що при пониженні тиску об'єм, який займають гази збільшується і відношення  $\frac{V_2}{V_1}$  стає більшим, а відношення густин зменшується і величина  $\frac{V_2}{V_1} \frac{\rho'}{\rho_0}$  залишається достатньо малою. Виходячи з цього можна рахувати, що

$$\rho_1 = \rho_0 \bar{V}_1, \quad (2.69)$$

де  $\bar{V}_1$  - відношення об'єму крапельної рідини до об'єму гіпотетичної.

При достатньо малому об'ємі  $V$  можна говорити вже не про середню, а про місцеву густину в даній точці. Це можливо в тих випадках, коли розміри бульбашок є малі в порівнянні з розмірами характерної частини потоку рідини.

Для того, щоб пов'язати густину  $\rho_1$  з іншими характеристиками потоку, необхідно знати закони виділення газу (повітря) з промивальної рідини і термодинамічний характер процесу їх об'ємної деформації. Ми розглянемо тут тільки той випадок, коли швидкість потоку є достатньо великою, а швидкість виділення газу з розчину за рахунок присутності в ньому великої кількості мікропухирців газу чи повітря є значною. Зменшення тиску буде, згідно закону Дальтона викликати виділення розчиненого газу в такій кількості, щоб частина його, яка залишається в промивальній рідині, буде пропорційна парціальному тиску газу в бульбашках.

Припустимо, що ми маємо справу з промивальною рідиною, у якій в одиниці об'єму при тиску  $p_0$  розчинена маса газу  $m_0$ . Припустимо далі, що в не збудженій частині потоку, рідина межує з розчиненим в ній газом, який має тиск  $p_0$  і температуру  $t_0$ . Якщо в якій небудь зоні тиск впаде до величини  $p_1$ , тоді при зроблених вище допущеннях маса газу, що залишилась в промивальній рідині становитиме

$$m = m_0 \frac{p_1 - p_n}{p_0 - p_n}, \quad (2.70)$$

де  $p_n$  - тиск парів рідини при даній температурі, Па, а різниця в чисельнику і знаменнику вказує на парціальні тиски.

Тоді маса газу, що виділяється з промивальної рідини становитиме

$$m_1 = m_0 - m \quad (2.71)$$

або

$$m_1 = m_0 \left( 1 - \frac{p_1 - p_n}{p_0 - p_n} \right). \quad (2.72)$$

Введемо тепер поняття питомого об'єму при даній температурі. Питомим об'ємом  $q_0$  називається такий об'єм, який зайняла б в нерозчинному стані маса газу  $m_0$  при тиску  $p_0$  і температурі  $t_0$ . Зв'язок питомого об'єму з коефіцієнтом абсорбції Бунзена  $a$  можна подати за допомогою наступного виразу:

$$a = q_0 \frac{\frac{p_0}{p_a}}{1 + \frac{t_0}{273}}, \quad (2.73)$$

де  $p_a$  - атмосферний тиск, Па.

Об'єм газу, що виділяється з промивальної рідини при  $p = p_0$  і  $t = t_0$ , очевидно становитиме

$$q' = q_0 \left( 1 - \frac{p_1 - p_n}{p_0 - p_n} \right). \quad (2.74)$$

Оскільки процес деформації бульбашок газу (повітря) є ізотермічним, тоді об'єм  $q_1$ , зайнятий масою  $m_1$  при тиску  $p_1$ , буде

$$q_1 = q_0 \left( 1 - \frac{p_1 - p_n}{p_0 - p_n} \right) \frac{p_0 - p_n}{p_1 - p_n}. \quad (2.75)$$

Відношення об'єму крапельної рідини до об'єму гіпотетичної буде

$$\bar{V}_1 = \frac{1}{1 + q_1}, \quad (2.76)$$

звідки зв'язок між густиною і тиском гіпотетичної рідини виразиться через наступне співвідношення

$$\rho_1 = \rho_0 \frac{1}{1 + q \frac{p_0}{p_1} - q_0}, \quad (2.77)$$

де через  $p_0$  і  $p_1$  позначено різницю між відповідними тисками і тисками водяних парів. Величина  $q_0$  - питомий об'єм газу, що насичує промивальну рідину і він сильно залежить від природи газу і типу промивальної рідини, величина безрозмірна; наприклад по Бунзену і Вінклеру у воді при температурі  $t = 0$  °С і атмосферному тиску  $p_a = 0,1$  МПа для повітря  $q_0 = 0,025$ , для вуглекислого газу  $q_0 = 1,79$ , а для аміаку  $q_0 = 1049,6$ .

Гази, які розчиняються в малій кількості, відповідають закону Генрі у великому діапазоні тисків, тобто для них  $q_0$  не залежить від тиску і являється тільки функцією температури, причому зі збільшенням температури  $q_0$  зменшується.

Таким чином для питань, пов'язаних з пульсацією потоків промивальної рідини в умовах буріння свердловини, великий вплив має кількість газу (повітря) в одиниці об'єму робочої рідини. Тоді вираз (2.77) можна подати в простішій формі запису:

$$\rho^0 = \frac{1}{1 + \frac{q_0}{p^0}}. \quad (2.78)$$

де відкинуто мале в порівнянні з одиницею  $q_0$  і введені позначення:

$$\rho^0 = \frac{\rho_1}{\rho_0} \quad \text{і} \quad p^0 = \frac{p_1}{p_0}. \quad (2.79)$$

Як бачимо, формула (2.78) точно відповідає умовам присутності газу (повітря) у промивальній рідині в нерозчиненому стані у вигляді багатьох дрібних мікробульбашок.



Таким чином, за рахунок гідродинамічного пульсатора в технологічному об'ємі промивальної рідини можуть виникати кавітаційно-пульсаційні процеси, які являють собою зону із скупчення бульбашок газу (повітря). Величина пульсаційної зони насамперед буде визначатися формою і розмірами вихрової камери та насадки гідродинамічного пульсатора, причому пульсація виникатиме як на границі розділення фаз, так і в самій рідині.

Сьогодні, за існуючими методами математичного і фізичного моделювання різних процесів, що відбуваються в рідинах, практично неможливо чітко визначити модель зони пульсації, тому що розподілення пухирців за розмірами і простору об'єму рідини не має чітко встановленого статистичного характеру. Складна багатофакторна залежність пульсаційної зони від частоти і гідродинамічних коливань, розподілення зародків каверн, вмісту газу, міжфазових границь, параметрів середовища і т. д. не дозволяє описати аналітичними методами пульсаційні процеси, які можуть відбуватися в промивальних рідинах під час буріння свердловини. Також не відома природа виникнення пульсаційних тяжінь, хоча їх сильна залежність від форми і частоти коливань гідродинамічних імпульсів тиску дозволяє передбачити вплив інтерференційної структури ближнього поля пульсатора, яка виступає єдиним фактором, що миттєво реагує на невеликі зміни частоти.

Але частину якісних результатів для зони пульсації можна отримати на основі аналізу динаміки пульсаційних автоколивань. Правомірність перенесення закономірностей, які характерні для одиночної пульсаційної струмини на всю зону пульсації можна оцінити виходячи з врахування взаємного впливу сусідніх струмин. Оскільки пульсації струмин утворюють потік рідини, що радіально розходить, тоді швидкість цього потоку біля поверхні сусідньої струмини визначатиме силу дії однієї струмини на іншу. Якщо припустити, що дві сусідні пульсаційні струмини одного радіуса  $R$  коливаються синхронно на віддалі  $l$  між своїми центрами, тоді умовою відсутності взаємодії можна рахувати випадок, коли швидкість  $U$

пульсуючого потоку, який утворюється внаслідок руху першої струмини біля поверхні другої є не значною в порівнянні з швидкістю  $U$  руху об'ємної поверхні другої струмини:

$$\frac{v}{U} \ll 1. \quad (2.80)$$

В такому випадку вираз для визначення швидкості пульсуючого потоку від сферичного джерела матиме такий вигляд

$$v(r) = \frac{\varphi}{r^2}, \quad (2.81)$$

де  $r$  - поточна координата;

$\varphi$  - функція, яка визначається з граничних умов.

Так як  $v = U$  при  $r = R$ , тоді  $\varphi = UR^2$ . Підставивши вираз для  $\varphi$  у формулу (2.81) отримаємо

$$v(r) = U \left( \frac{R}{r} \right)^2. \quad (2.82)$$

Тоді, використовуючи (2.82), умову відсутності взаємодії (2.80) запишемо наступним чином

$$\left( \frac{R}{r} \right)^2 \ll 1. \quad (2.83)$$

Враховуючи те, що знак “ $\ll$ ” вказує на різницю в порядку величини, а  $R_{\max}$  - максимальне значення радіуса пульсуючої струмини, отримаємо критичне значення радіуса струмини і критичну віддаль між ними:

$$r_{кр} = 3R_{max} \text{ і } l_{кр} = 4R_{max}. \quad (2.84)$$

Відомо, що пульсуюча струмина може втрачати свою стійкість і розпадатися на частинки. Через те, що руйнування струмини відбувається в момент, коли тиск і температура в ній досягають свого максимального значення, ймовірним є й те, що в новоутворених струминах тиск і температура є також високими. На момент розтягування вони легко розширюються і стають зародками нових пульсаційних потоків.

### Висновки до другого розділу

1. Встановлено, що дія на вибій свердловини пульсуючими потоками буде ефективною в межах віддалі насадки пульсатора до вибою свердловини 2 – 5 її діаметрів. При більшій віддалі відбувається розширення пульсуючої струмини, зниження швидкості її ядра і послаблене ударяння її об вибій свердловини.

2. З аналізу критерію Огасавари випливає, що критичні умови витікання промивальної рідини (тобто в умовах механічного розриву рідини) можуть бути викликані штучно, наприклад, за рахунок зміни (збільшення) діаметру прохідного каналу насадки гідродинамічного пульсатора. На практиці збудити адіабатні потоки, що закипають, в умовах буріння свердловини при використанні пульсаторів можна за рахунок добавок у промивальну рідину поверхнево-активних речовин (ПАР), що знижують поверхневий натяг робочої рідини на границі з парою, а також за рахунок зниження в'язкості і густини промивальної рідини.

3. Проведено оцінку впливу кута розкриття насадки гідродинамічного пульсатора на розміри газових каверн перед їх відривом від стінки насадки через параметр пульсації, який характеризує відношення абсолютного тиску на виході з пульсатора ( $P_v$ ) і тиску пружності парів, що насичують промивальну рідину ( $P_{н.н}$ ) до швидкісного напору, який визначається

швидкістю проходження пульсаційної струмини рідини через критичний переріз пульсатора (місце його найбільшого звуження). Встановлено зв'язок між зміною величини параметра пульсації і зміною відношення тисків  $P_g / P_0$  на вході і виході з пульсатора.

4. Результатами досліджень щодо впливу робочих параметрів гідродинамічного пульсатора на розміри пухирців газу (повітря) встановлено, що із зменшенням параметра пульсації відносна довжина пухирця  $l_k$  монотонно збільшується в межах довжини насадки, а із збільшенням кута розкриття насадки пульсатора при інших рівних умовах відносна довжина пухирця газу в межах насадки пристрою зменшується.

## РОЗДІЛ 3

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГІДРОДИНАМІЧНОГО ПУЛЬСАТОРА

## 3.1. Схема та принцип роботи гідродинамічного пульсатора

Результатами досліджень, отриманих в попередніх розділах дисертації, виявлено, що міцність промивальних рідин на вибої свердловини може бути знижена за допомогою різних пульсуючих пристроїв, дія яких призводить до утворення пухирців [61 – 63]. Оскільки в умовах буріння свердловини мають місце високі тиски, то для виділення з промивальної рідини газової фази потрібен пристрій, який дозволяв би знижувати тиск стовпа робочої рідини до зони її метастабільного стану. Для реалізації цього процесу пропонується конструкція гідродинамічного пульсатора, схема якої показана на рис. 3.1.

Гідродинамічний пульсатор працює наступним чином. Промивальна рідина через входні тангенціальні отвори 2 попадає в камеру завихрення. В камері завихрення рідина набуває обертового руху з миттєвим збільшенням швидкості робочого потоку. Завихрений потік під дією центробіжних сил і перепаду тиску безперервно витікає в кільцевий конфузорний канал (насадку 5). В насадці, яку виконано з кутом розкриття  $\alpha$  від  $6^\circ$  до  $7^\circ$  досягається збільшення швидкості потоку промивальної рідини з виникненням її локального розриву, тобто утворення пухирців і каверн, що заповнені газом (повітрям).

Оскільки потік промивальної рідини направлений по дотичній в кільцевому конфузорному каналі, то він рухатиметься по кривій і чим більший час проходження потоку через зону пониженого тиску в насадці пристрою 5, тим більше зростатимуть за розмірами каверни і пухирці, а також збільшуватиметься їх кількість.

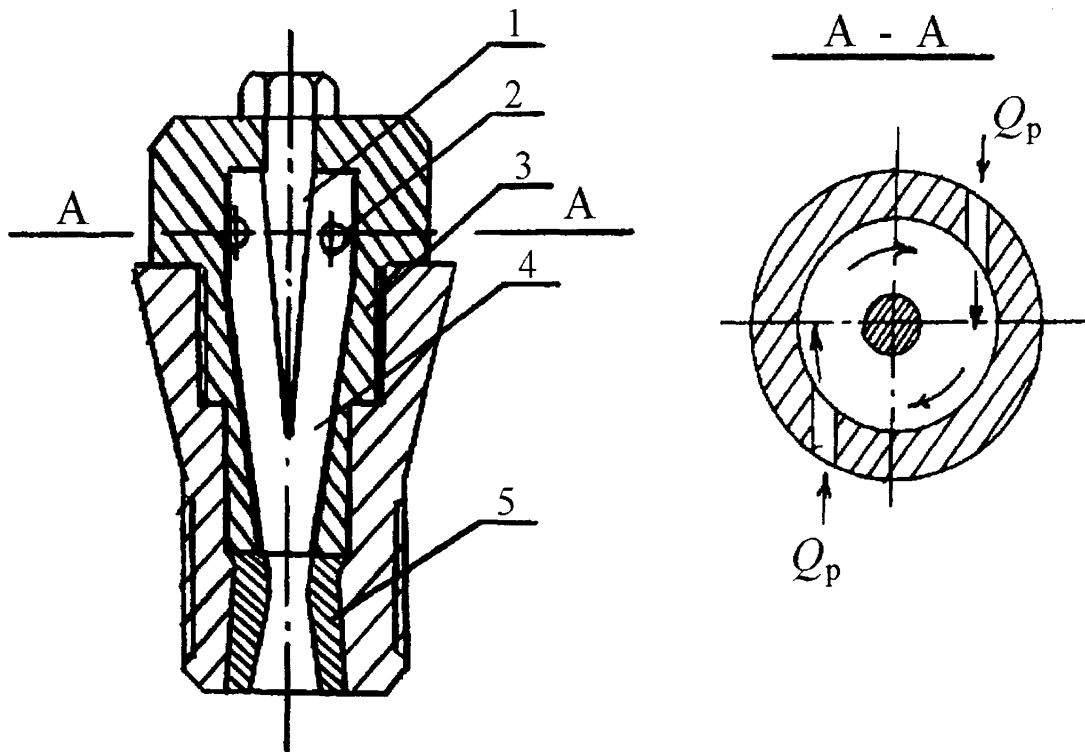


Рис. 3.1. Схема гідродинамічного пульсатора: 1 – шпиль-відбивач; 2 - отвори для входження рідини; 3 - головка камери завихрення; 4 – камера вихрова; 5 – насадка

Рух потоку промивальної рідини в насадці пульсатора проходить з нарощуванням швидкості і відповідно зі створенням умов для відриву потоку від стінок насадки пульсатора та утворення нових пухирців і каверн, що призводить в кінцевому випадку до виникнення коливального процесу. З метою попередження передчасного руйнування вихрової камери від дії можливих гідроакустичних хвиль і коливань тиску в пристрої передбачено шпиль-відбивач 1, який кріпиться до головки камери завихрення 3.

Слід зауважити, що у конструкції вихрової камери пульсатора основні робочі елементи виготовляються методами порошкової металургії з надтвердих матеріалів.

В принципі, гідродинамічний пульсатор повинен забезпечити не тільки створення пухирців і каверн, але й їх виніс за межі пристрою, де попавши в зону високого тиску вони лускають, створюючи пульсаційні потоки високої

інтенсивності. Оскільки описані вище процеси відбуваються багатократно, миттєво і, як правило, через певні проміжки часу (якщо враховувати, що у якості робочої рідини використовується глиниста промивальна рідина), тоді і супроводжувані ними пульсаційні явища виникають в потоці промивальної рідини.

Як результат від створення на вибої свердловини описаних вище пульсаційних явищ вирішується поставлена задача - досягається ефективно очищення вибою від вибуреної породи, збільшується механічна швидкість буріння та проходка інструменту, причому досягається достатньо висока надійність роботи пульсатора. Слід підкреслити, що особливістю розробленої конструкції гідродинамічного пульсатора є змінна робоча насадка, профіль якої може бути розширеним і може бути утворений коноїдальною поверхнею, конічною поверхнею, конічною поверхнею, яка переходить поступово в циліндричну поверхню, конічною поверхнею з вхідною циліндричною ділянкою, проте конічні поверхні можуть бути виконані з різними кутами розкриття і різної довжини. Це забезпечує встановлення різних режимів витікання промивальної рідини з пульсатора і крім цього дозволяє швидко змінювати насадки у випадку їх ерозійного зношування і відповідно зміни профілю бокових каналів.

### 3.2. Опис експериментальної установки

З метою дослідження робочих характеристик гідродинамічного пульсатора розроблено експериментальну установку, схему якої приведено на рис. 3.2 з її основними робочими вузлами, а на рис. 3.3 показано її фактичний вигляд.

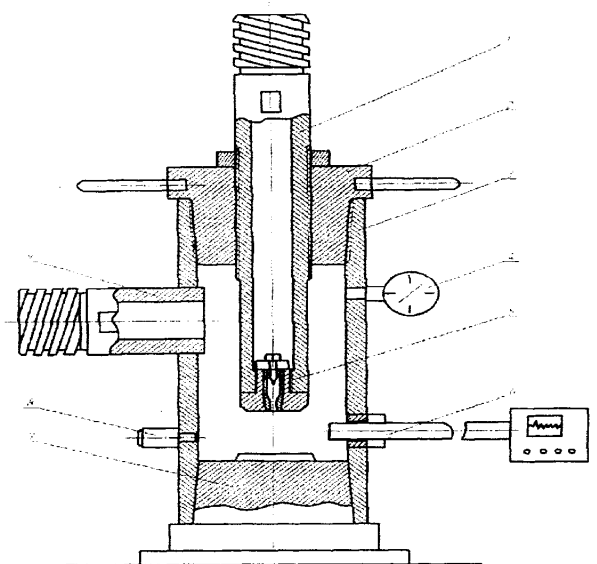
Експериментальна установка складається з циліндричного корпусу 3, який за допомогою різьби приєднаний до дна 7. Зверху до корпусу приєднано герметизуючу кришку 2, у якій концентрично розміщено шток 1 з прохідним каналом. Шток 1 може переміщатися вверх-вниз вздовж осі, та фіксуватися в

необхідному положенні. У верхній частині штока 1 знаходиться швидкороз'ємне з'єднання (ШРЗ) для приєднання нагнітальної лінії, а в нижній закріплено гідродинамічний пульсатор 5. Зі сторони зовнішньої поверхні корпусу 3 є канал під викидну лінію 9, що закінчується швидкороз'ємним з'єднанням. Крім цього установка обладнана манометром 4 типу МТСПД-100-ОМ2 (ГОСТ 12733-74), запобіжним клапаном 8 та датчиком тиску 6 типу ПДМТ-80, який з'єднано з осцилографом або датчиком тиску з комп'ютерним записом пульсацій.

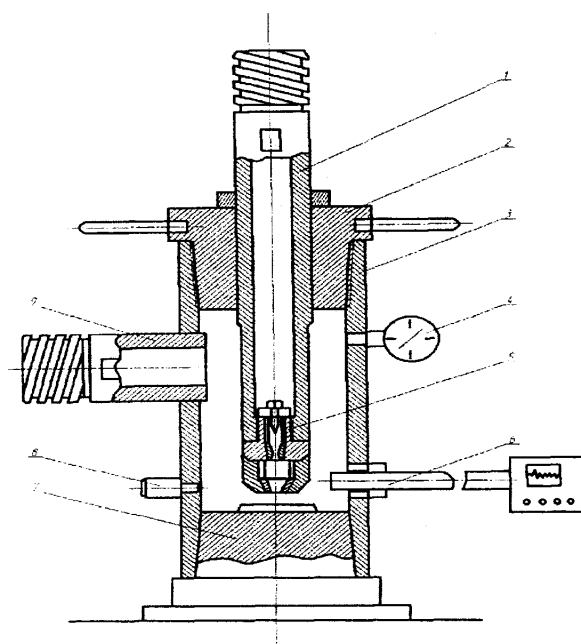
Розроблена експериментальна установка в достатній мірі моделює свердловинні умови, а саме дозволяє створити в середині високі тиски, домогтися стрімкого збільшення швидкості потоку промивальної рідини в місці розміщення пульсатора шляхом подачі потоку через бокові тангенціально-розміщені отвори пульсатора по дотичній до поверхні кільцевої розбіжної насадки, що забезпечує утворення пухирців і каверн. По мірі руху робочого потоку по розбіжному каналі насадки збільшується швидкість потоку промивальної рідини, що приводить до подальшого зростання пухирців і каверн як за розмірами так і їх кількості в одиниці об'єму рідини. Одночасно відбувається виніс пухирців і каверн за межі пристрою, які попадаючи в зону високого тиску лускають. Лускання порожнин і каверн супроводжується звуковими хвилями і пульсаційними процесами. Виніс кавітаційних пухирців за межі пристрою регулюється шляхом зміни тиску нагнітання та швидкістю подачі потоку промивальної рідини насосним агрегатом.

Ідея такої установки полягала в тому, щоб по перше, напротязі короткого часу (частки секунд) створити умови для виникнення негативних тисків, а по друге, замінити складне вимірювання цих тисків в місці найбільшого звуження гідродинамічного пульсатора спеціальними високочутливими датчиками.





a)



б)

Рис. 3.2. Схема установки для проведення експериментальних досліджень роботи гідродинамічного пульсатора: 1 – шток; 2 – кришка; 3 – корпус; 4 – манометр; 5 – гідродинамічний пульсатор; 6 – датчик тиску з під'єднаним до нього осцилографом; 7 – дно; 8 – запобіжний клапан; 9 – викидна лінія

На рис. 3.3 приведено фотографію експериментальної установки з її основними робочими елементами в загальному вигляді.

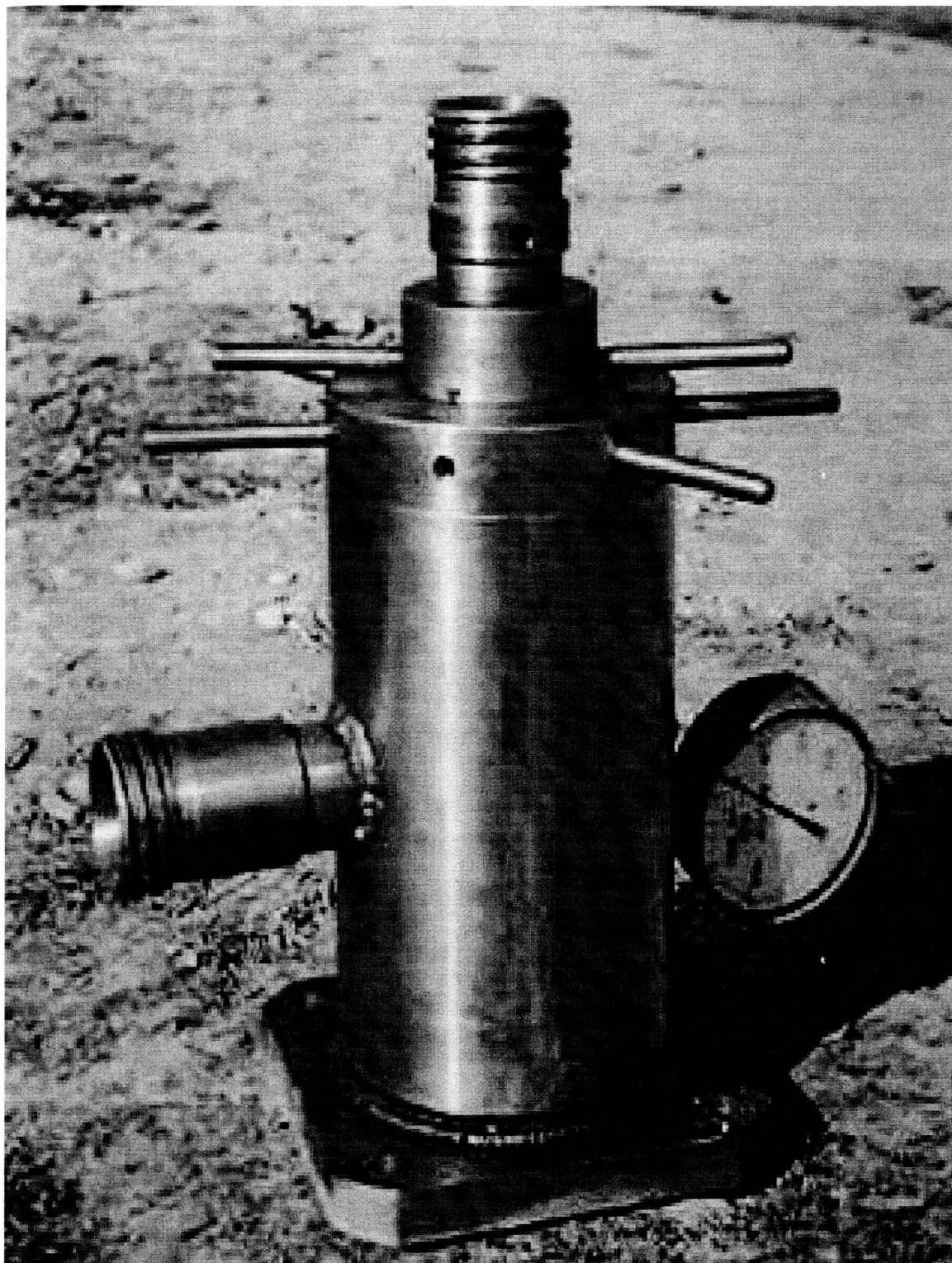


Рис. 3.3. Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження пульсаційних потоків при циркуляції промивальної рідини через гідродинамічний пульсатор

### 3.3. Методика експериментальних досліджень

Методика проведення експериментальних досліджень полягає в наступному.

1) Оцінити можливість виникнення пульсаційних процесів в потоці промивальної рідини при прокачуванні її через гідромоніторну насадку.

2) Оцінити можливість виникнення пульсацій в потоці промивальної рідини при її проходженні через пульсаційну камеру гідродинамічного пульсатора при відсутності тиску на виході з насадки та при наявності протитиску.

3) Оцінити можливість передачі пульсаційних тисків при виході потоку промивальної рідини через пульсаційно-кавітаційну камеру та гідромоніторну насадку.

4) Встановити характер пульсації – збільшення або зменшення тиску при лусканні пухирців газу (повітря).

Експериментальні дослідження ефекту створення пульсаційного потоку проводилися в Тампонажному Управлінні ВАТ “Укрнафта” (м. Долина) з використанням насосних агрегатів типу 4АН-700 та американської станції контролю гідророзриву пластів фірми “Kenworth” за схемою, яку приведено на рис. 3.4.

Насосний агрегат, який використовується у якості джерела подачі промивальної рідини направляє її по нагнітальній лінії на шток, пройшовши крізь який рідина поступає в гідродинамічний пульсатор. Після пульсатора робочий потік поступає в середину установки та викидну лінію, що з’єднана з насосним агрегатом. В процесі досліджень проводяться заміри тисків на вході в пульсатор  $P_1$  та після пульсатора  $P_2$  в автономному режимі через американські датчики високих тисків типу “Viatran Model 5093 BPG AW200”, зняті значення показників яких через кожні 2 с записуються на комп’ютері. Тиск на вході в пульсатор регулюється агрегатом виходячи з врахування його

робочих можливостей, а тиск в середині установки дросельною засувкою, яку вмонтовано на викидній лінії. Проводиться замір та запис показів датчиків тиску при послідовній зміні тиску на вході при різних режимах роботи насосного агрегату (від 30 до 20 МПа), а також при переході з відкритої до наполовину закритої дросельної засувки.

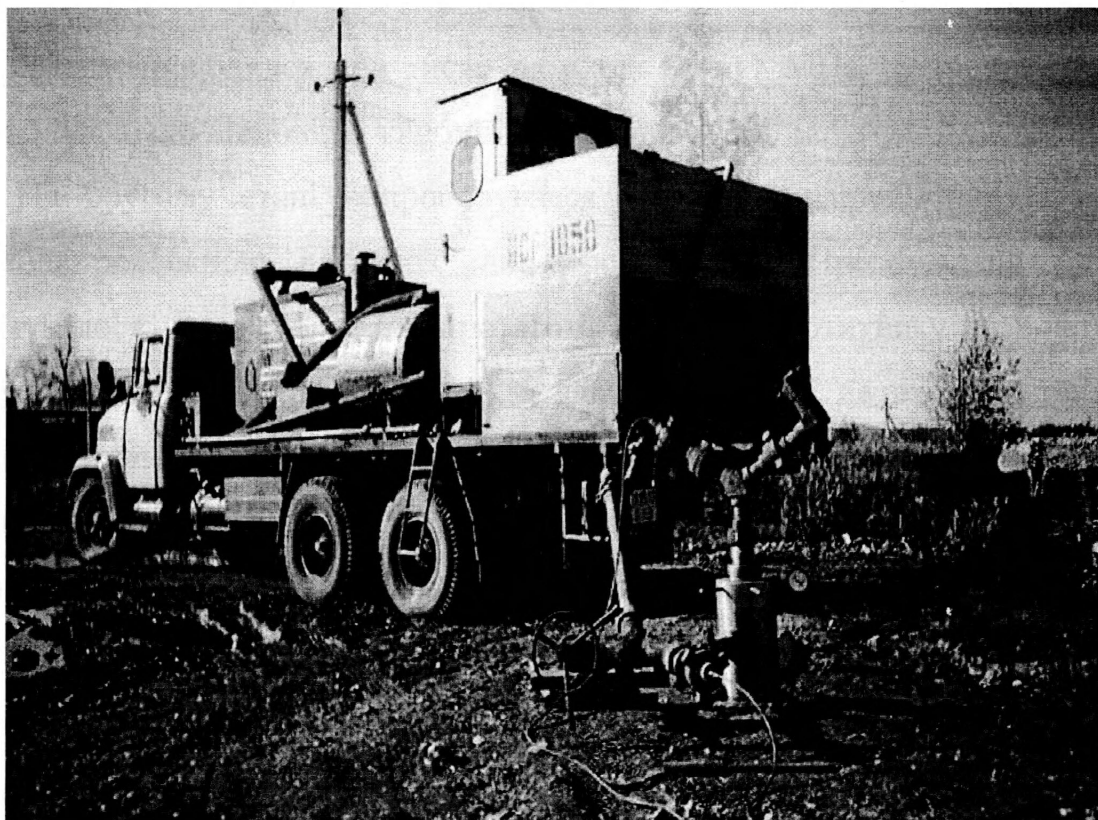


Рис. 3.4. Технологічна схема обв'язки обладнання при експериментальних дослідженнях пульсатора

### 3.4. Аналіз результатів експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводились в 3 етапи. У якості робочої рідини було використано глинисту промивальну рідину з наступними параметрами:  $\rho = 1200 \text{ кг} / \text{м}^3$ ;  $УВ=70 \text{ с}$ ;  $СНЗ=98/134 \text{ дПа}$ ;  $pH=8$ ;  $K=1 \text{ мм}$ ;  $V=7 \text{ см}^3/30 \text{ хв}$

На першому етапі проводилися дослідження можливостей створення

пульсаційних коливань тиску при прокачуванні промивальної рідини через гідромоніторну насадку діаметром 14 мм. Як показують результати обробки поставленого експерименту (див. рис. 3.5 – 3.6), після гідромоніторної насадки пульсаційних коливань зафіксовано не було. Перший експеримент було проведено протягом 7 хв. при тиску на вході в насадку 6 – 10 МПа, як без протитиску так із протитиском на викидній лінії ( $P_{пр} = 2\text{МПа}$ ). Другий експеримент проводився при тиску на вході 8 – 17 МПа та протитиску на виході 5 МПа, що відповідає глибині свердловини 500 м.

На другому етапі випробовувався дослідний взірець пульсатора з конічною розбіжною насадкою діаметром 7 мм. Промивальну рідину прокачувалося через пульсатор протягом 7 хв. без протитиску на викидній лінії установки (див. рис. 3.2, а), а значення тисків на вході і виході з пульсатора записувалися в автономному режимі на комп'ютер, розміщений в середині станції контролю. Записи знятих показників тисків було піддано графоаналітичній обробці, результати якої представлено у вигляді графічних залежностей на рис. 3.7. З рисунка видно, що тиск на вході в пульсатор  $P_1$  протягом перших двох хвилин роботи насосного агрегату коливався в межах 10 – 11 МПа, а після пульсатора  $P_2$  біля 1 МПа. Виявляється, що в цьому інтервалі частота пульсацій тиску після пульсатора становила 7 Гц, а амплітуда пульсаційних коливань в межах 0,6 – 1,3 МПа. Протягом наступних двох хвилин роботи пульсатора тиск на вході зріс до 19 МПа, проте частота пульсаційних коливань залишилася незмінною, а амплітуда дещо знизилась. Останні 3 хв. тиск на вході витримувався на рівні 15 МПа, а після пульсатора 0,5 МПа. При цьому частота пульсаційних коливань залишалася в межах 7 Гц, а амплітуда коливань зросла від 0,3 до 1,3 МПа. Таким чином, при проходженні промивальної рідини через твердосплавне сопло пульсатора утворені у вихровій камері пристрою бульбашки повітря (газу) лускають під впливом зовнішнього тиску, створюючи при цьому пульсацію тисків.

Другий момент експериментальних досліджень представлено

пульсатором з діаметром сопла 14 мм. Результати експерименту представлено у вигляді графіків на рис. 3.8. Виявлено, що без створення протитиску на виході з установки частота пульсацій становила 7 Гц, а амплітуда пульсаційних коливань коливалася від 1 до 6 МПа при тиску на вході 4 МПа. У випадку створення протитиску в 1,5 МПа, що відповідає глибині свердловини 150 м частота коливань тисків зменшилась до 5 Гц, проте амплітуда зросла від 0 до 6 МПа.

З метою з'ясування можливості передачі пульсаційних потоків від пульсатора до гідромоніторної насадки діаметром 14 мм поставлено експеримент, який було проведено в аналогічних до попередніх умовах (див. рис. 3.2, б)). Результати експерименту подано у вигляді графіків на рис. 3.9. Як з'ясувалося, після гідромоніторної насадки при тиску на вхідній лінії 8 – 12 МПа та протитиску на виході 2 МПа, що відповідає глибині свердловини 200 м було зафіксовано пульсації, частота яких, як видно з рис. 3.9 становила 12 Гц, а амплітуда коливань від 0 до 3 МПа.

Третій етап експериментальних досліджень представлено умовами, щодо визначення характеру пульсацій та руйнівних можливостей гідромоніторного ефекту та пульсатора з гідромоніторною насадкою. На дно експериментальної установки було поміщено скляну пластину, товщиною 5 мм. Після прокачування через гідромоніторну насадку протягом 20 хв. промивальної рідини, скляна пластина була зруйнована повністю за рахунок прямого ударяння струменів потоку рідини, що виходили з гідромоніторної насадки. Результати запису тисків на вході в гідромонітор і після гідромонітора підтвердили відсутність будь-яких пульсаційних коливань тисків за гідромоніторною насадкою (див. рис. 3. б).

Аналогічно проводився експеримент з скляною пластиною, але вже з пульсатором і гідромоніторною насадкою. Процес прокачування промивальної рідини тривав 20 хв.. Після завершення експерименту скляна пластина залишилася не ушкодженою, лише утворилися незначні опуклості до напрямку пульсацій тиску. Звідси, стає очевидним той факт, що при

пульсації тиск на виході з пульсатора понижується на певну величину амплітуд.

При дослідженнях гідродинамічного пульсатора на установці спостерігався багатотональний шум, що підтверджує про виникнення великої кількості пухирців газу (повітря), лускання яких призводить до створення коливань імпульсів тиску з широким діапазоном частот і амплітуд, тобто на виході з пульсатора формуються потужні пульсаційні потоки промивальної рідини, частота і амплітуда яких (див. рис.3.9) визначається насамперед будовою кавітаційних пухирців, а також концентрацією в них газової (повітряної) фази.

Широкий спектр коливань значень часу, через який відбувається зміна режимів, свідчить про те, що причини цих змін, як і причини первинного розриву промивальної рідини мають випадковий характер, однак ці випадковості підпорядковані статистичним закономірностям, а середній час, вирахований на основі експериментальних досліджень пульсатора залишається стабільним при відповідних параметрах потоку промивальної рідини.

Виходячи з того, що пульсація триває певний час впливає, що найбільш важким є перший етап механічного розриву рідини. Після того, як він відбувся, пульсаційний режим немов би сам себе стабілізує, причому степінь стабілізації стає тим більшою, чим меншими були тиски у відповідному безпульсаційному потоці. Частково ця обставина може бути викликана пружними деформаціями стінок гідродинамічного пульсатора і відповідним зростанням місцевих негативних тисків, які супроводжують пульсаційні процеси [64 - 70]. Очевидно, що розміри і конструкція вихідних діаметрів насадок гідродинамічного пульсатора дозволяють забезпечити мінімально-необхідний перепад тиску в ньому. Тому при прокачуванні промивальної рідини через пульсатор формується нерівномірний пульсуючий потік рідини, який характеризується збільшенням або зменшенням тиску при лусканні пухирців газу (повітря).

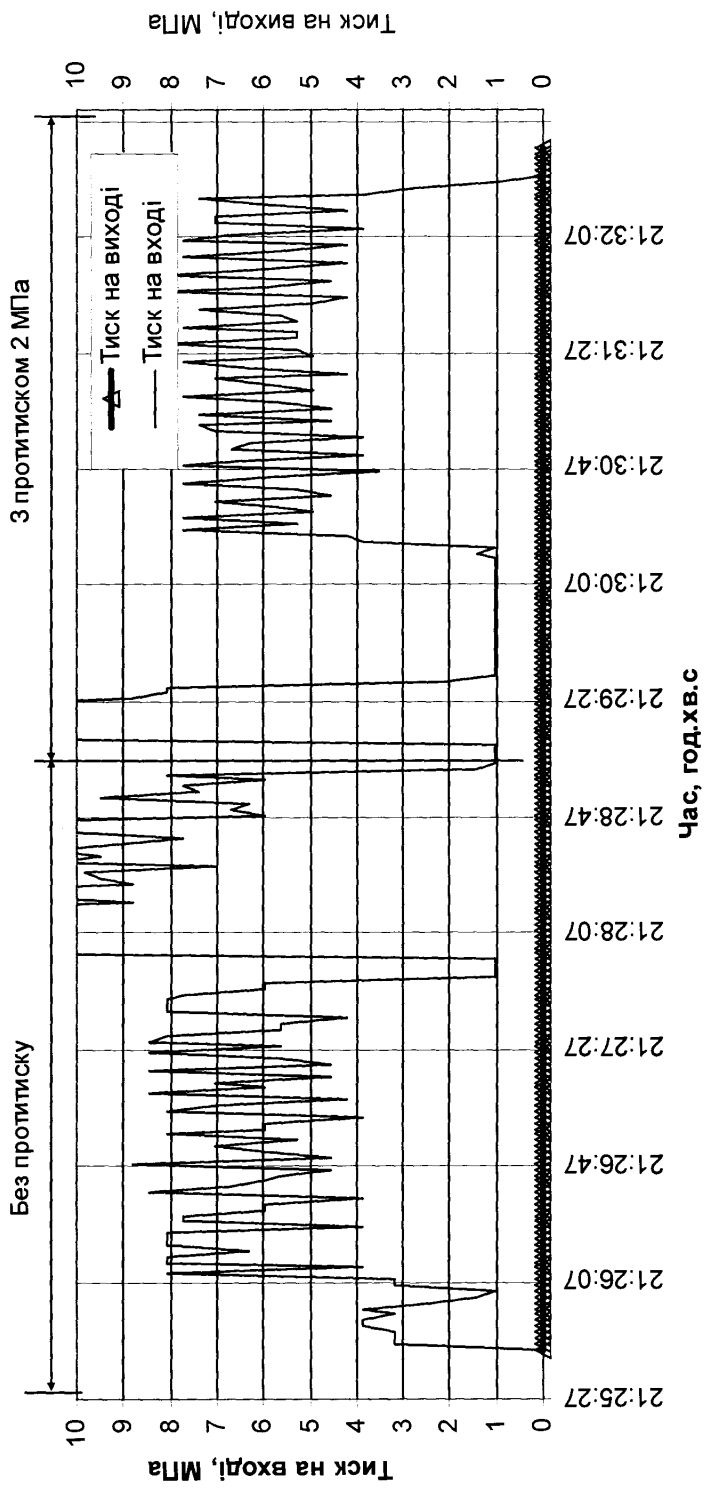


Рис. 3.5. Результати експериментальних досліджень гідромоніторної насадки діаметром 14 мм на глинистій промивальній рідині



3 протитиском 5 МПа

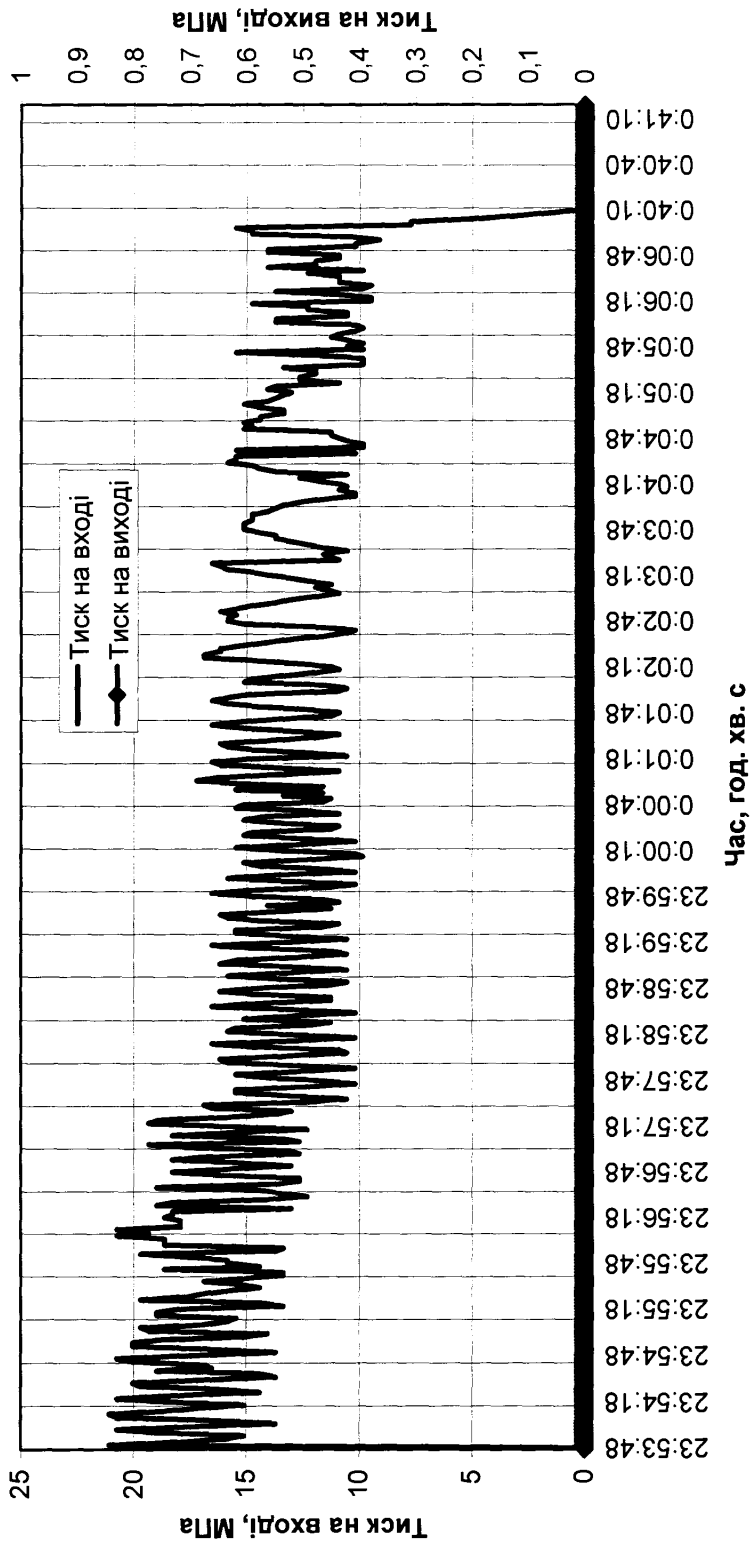


Рис. 3.6. Результати експериментальних досліджень гідромоніторної насадки діаметром 14 мм на глинистій промивальній рідині

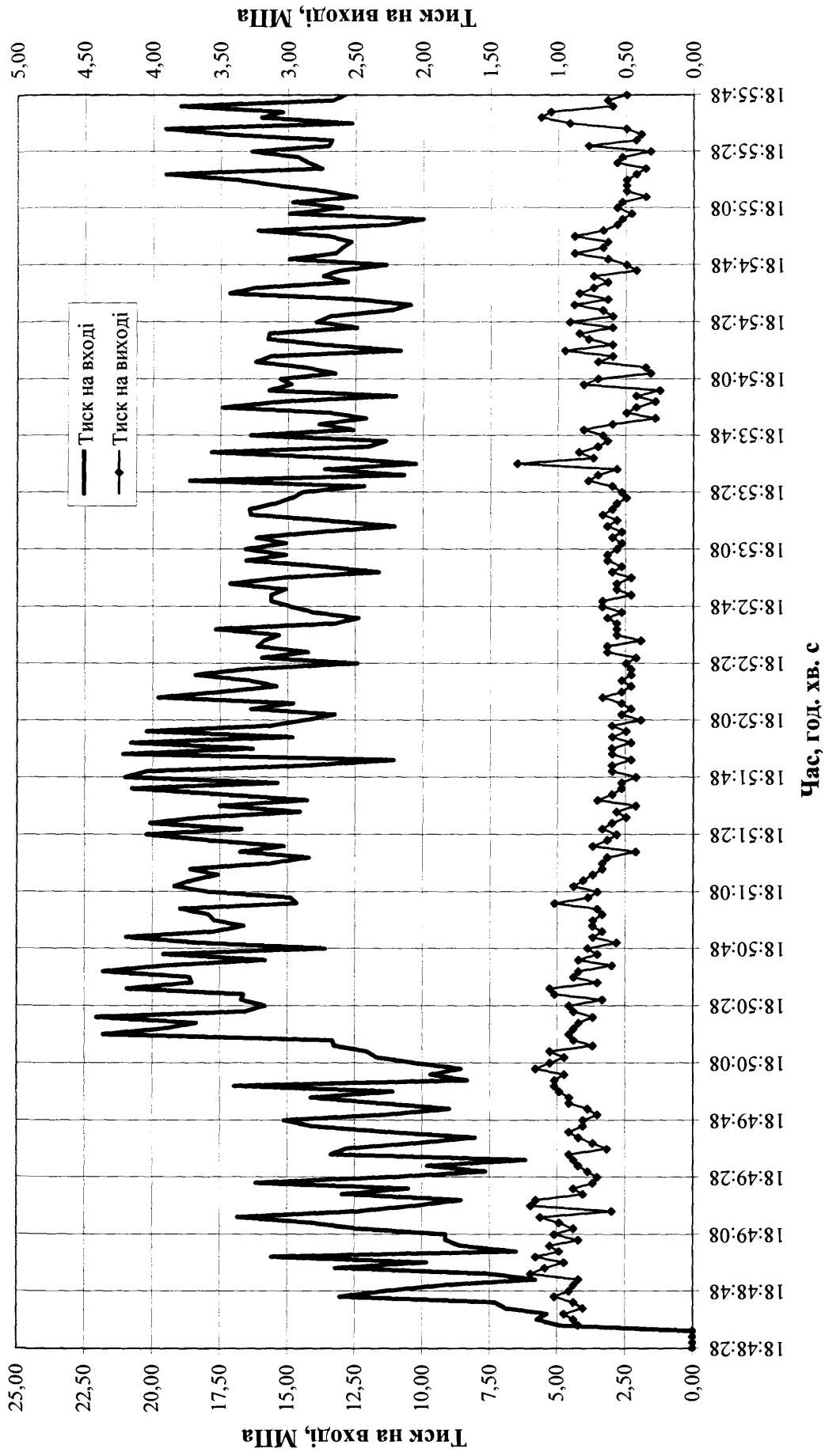


Рис. 3.7. Графічна інтерпретація результатів дослідження роботи пульсатора з діаметром насадки 7 мм на глинистій промивальній рідині

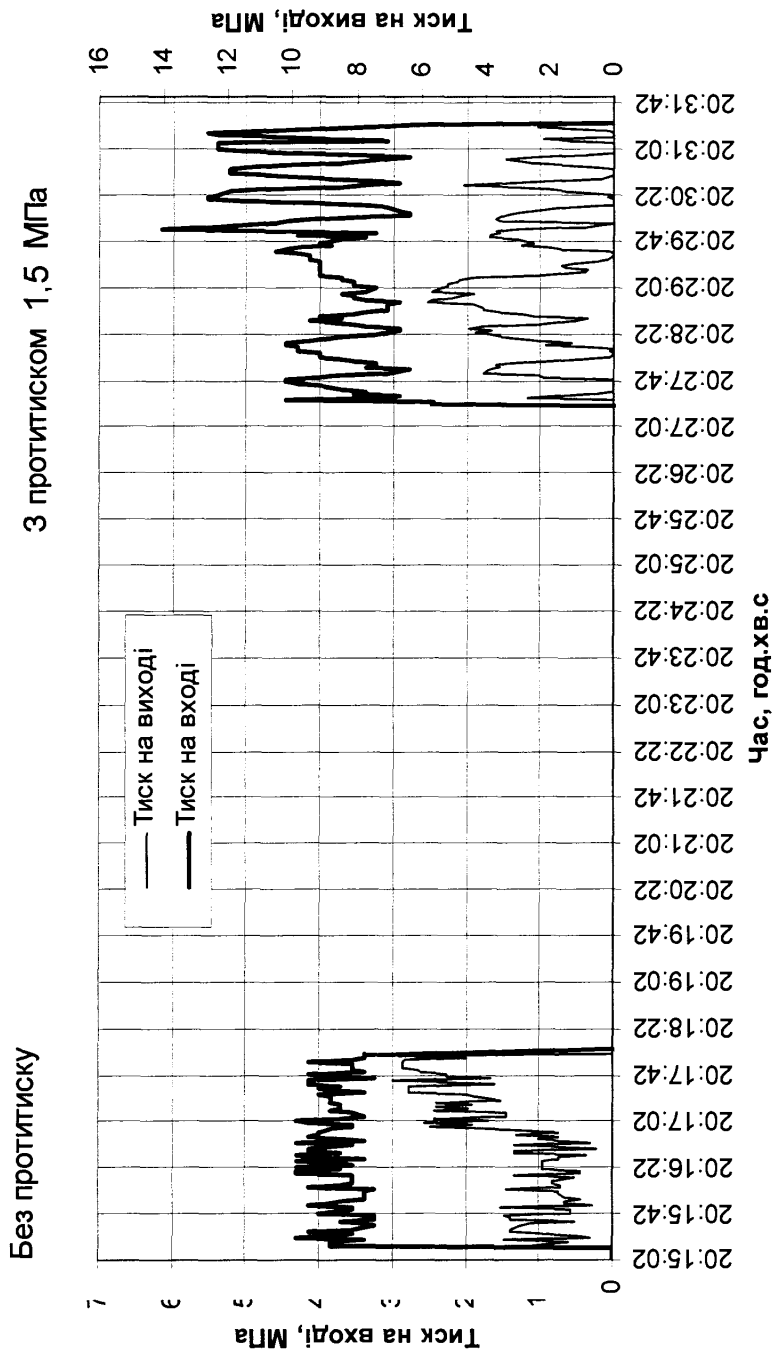


Рис. 3.8. Графічна інтерпретація результатів дослідження роботи пульсатора з діаметром насадки 14 мм на глинистій

промивальній рідині

3 протитиском 2 МПа

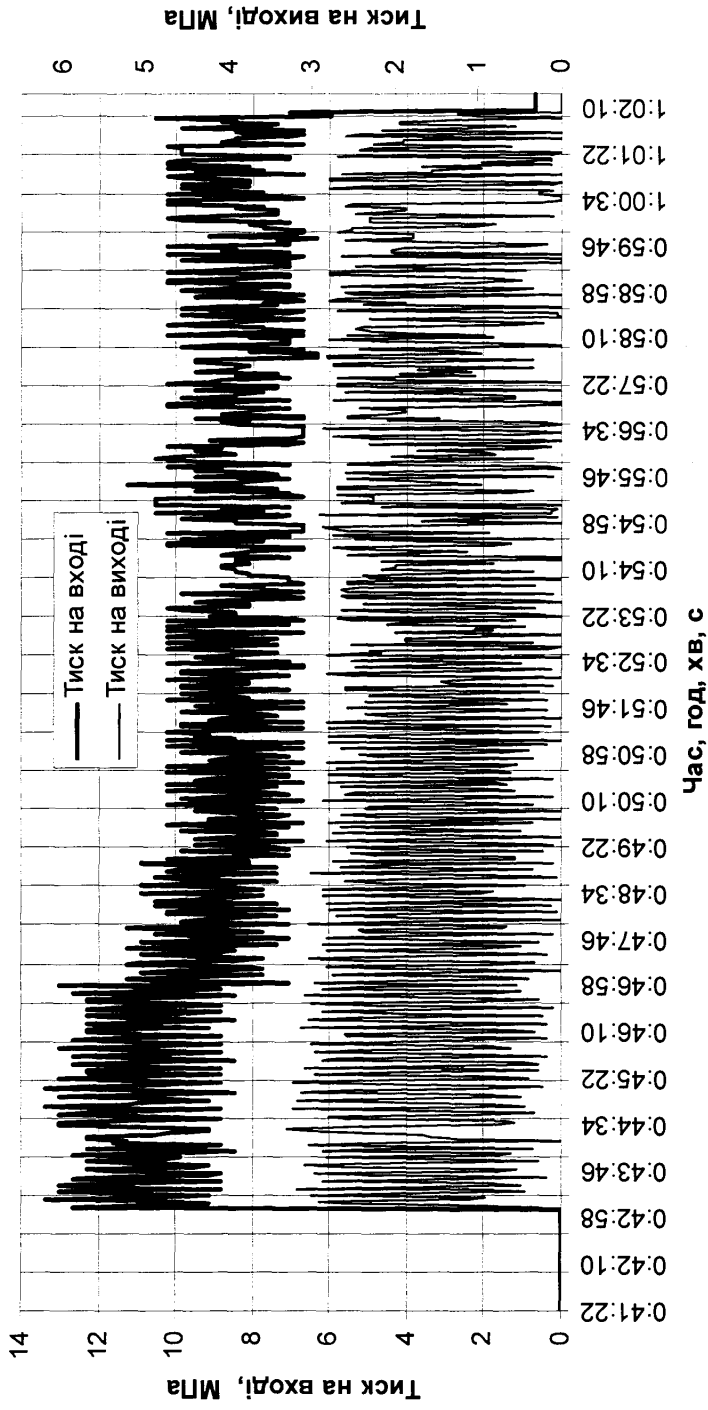


Рис. 3.9. Графічна інтерпретація результатів дослідження роботи “пульсатор + гідромоніторна насадка” з діаметром насадки 14 мм на глинистій промивальній рідині

## Висновки до третього розділу

1. Розроблено конструкцію гідродинамічного пульсатора з введенням промивальної рідини по дотичному каналу для завихрення потоку рідини в циліндричній частині камери та в дифузорі, в яких виділяється розчинений газ (повітря) у вигляді бульбашок. При проходженні промивальної рідини через твердосплавне сопло Лавалю гідродинамічного пульсатора бульбашки під впливом зовнішнього тиску лускають.

2. Встановлено можливість виникнення пульсацій в потоці промивальної рідини при її проходженні через пульсатор як при відсутності тиску на виході з насадки пульсатора так і при наявності протитиску.

3. Встановлено характер пульсації потоку, який полягає у зменшенні величин тиску на виході з пульсаційної камери з амплітудою від 1 до 3 МПа та частотою від 1 до 12 Гц.

4. Встановлено можливість передачі пульсаційних коливань тисків при виході потоку промивальної рідини через пульсаційно-кавітаційну камеру пульсатора та гідромоніторну насадку.

5. З характеру пульсаційних коливань встановлено миттєве (протягом 2 с) зменшення тиску після пульсатора, яке повинно сприяти швидкому відокремленню вибуреної породи від вибою свердловини та забезпечити її виніс на поверхню.

## РОЗДІЛ 4

## ПРОМИСЛОВІ ВИПРОБУВАННЯ БУРОВИХ ТРИЛОПАТЕВИХ ДОЛІТ

## 4.1. Характеристика конструкції бурового трилопатевого долота

Враховуючи можливі шляхи зниження міцності промивальної рідини і формування парогазової фази в зоні високих тисків на вибої свердловини гідродинамічний пульсатор повинен забезпечити збудження пульсаційних коливань імпульсів тиску. Для інтенсифікації процесу пароутворення і його регулювання можна використовувати як спеціальний вибір складу і фізико-хімічних параметрів промивальної рідини, так і конструктивні особливості пульсатора і бурового долота, які повинні сприяти завихренню потоку промивальної рідини, її завихренню з подальшим підвищенням швидкості витікання з насадки пульсатора і ударом пульсаційних потоків об вибій свердловини.

Для збудження гідравлічних пульсаційно-хвильових процесів під час буріння свердловини пропонується наступна конструкція бурового трилопатевого долота [72].

Закріплені в промивальні канали корпусу трилопатевого долота гідродинамічні пульсатори у вигляді модулів дають можливість створити на вибої свердловини потужні пульсуючі потоки направлені до вибою свердловини [73]. Орієнтовані осі пульсаторів під кутами нахилу  $30^\circ$ ,  $15^\circ$  і  $5^\circ$  відносно осі долота дозволяють охопити практично всю площу вибою свердловини дією потужних пульсуючих потоків.

На рис. 4.1 показано загальний вигляд бурового трилопатевого долота (ЗЛ-295,3-ГП), його вигляд збоку з половинним розрізом, а на рис.4.2 схема вибою свердловини з ділянками максимальної дії гідродинамічних пульсаторів, які вмонтовано в промивальні вузли долота.

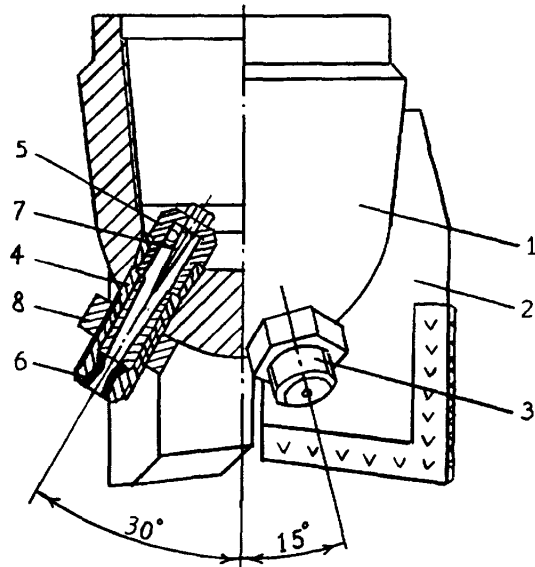


Рис. 4.1. Трилопатеве бурове долото 3Л-295,3-ГП, вигляд з боку з половинним розрізом: 1 - корпус долота; 2 - лопаті долота; 3 - гідродинамічний пульсатор; 4 - корпус гідродинамічного пульсатора; 5 – головка камери завихрення; 6 - насадка; 7 - шпиль-відбивач; 8 – гайка

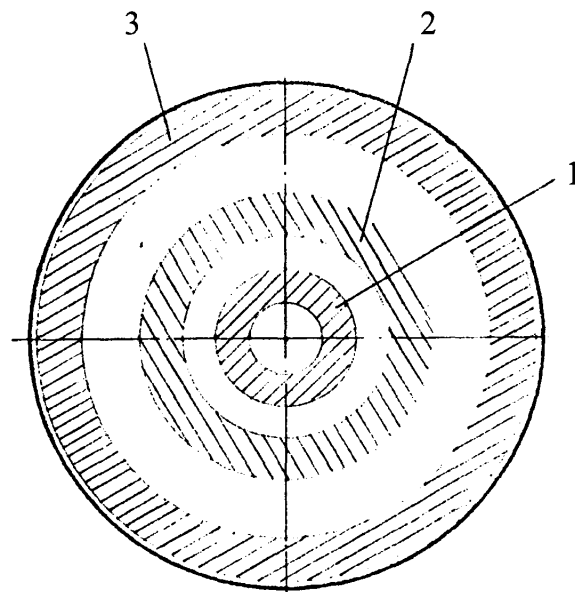


Рис. 4.2. Схема вибою свердловини з ділянками максимальної дії гідродинамічних пульсаторів: 1, 2, 3 - концентричні кільця

Бурове трилопатеве долото ( див. рис. 4.1) складається з корпуса 1, до якого приварені три лопаті 2, армовані твердосплавними елементами. У

промивальні канали корпусу закріплені гідродинамічні пульсатори 3. В свою чергу гідродинамічний пульсатор складається з корпусу 4, головки камери завихрення 5, насадки 6 і шпиля-відбивача 7. Гідродинамічний пульсатор 3 фіксується в корпусі долота 1 за допомогою гайки 8. Вісь кожного пульсатора орієнтовано під різним кутом нахилу відносно осі долота, відповідно  $30^\circ$ ,  $15^\circ$  і  $5^\circ$ .

При проходженні промивальної рідини через долото в привибійній зоні свердловини генеруються складні гідродинамічні процеси, в результаті яких виникають пульсаційні коливання імпульсів тиску. Механізм виникнення інтенсивних імпульсів і вібрацій тиску, що ініціюють на вибої свердловини хвильові процеси формується під впливом специфічних особливостей складної гідродинаміки потоків промивальної рідини, які створюються саме за рахунок конструктивних особливостей пульсаторів, що вмонтовано в промивальні вузли бурового долота. Виникаючі імпульси тисків розкривають вже існуючі природні і штучно створені тріщини гірських порід, полегшуючи тим самим роботу долота. Отриманню технологічного результату сприяє те, що дифузорний кільцевий канал гідродинамічного пульсатора має конусну поверхню з кутом при вершині  $15^\circ$ , а також те, що довжина ( $l_n$ ) і діаметр ( $d_n$ ) робочої насадки пульсатора зв'язані між собою наступним співвідношенням:

$$\frac{l_n}{d_n} = 3 \div 5. \quad (4.1)$$

При обертвовому русі долота за рахунок того, що вісь кожного пульсатора 3 орієнтовано під різними кутами нахилу відносно осі долота, максимальне руйнування гірської породи на вибої свердловини (див. рис. 4.2), проходить у вигляді концентричних кілець 1, 2, 3 – при кутах нахилу, відповідно  $5^\circ$ ,  $15^\circ$  і  $30^\circ$ , а в деяких породах навіть випереджаючи



механічне руйнування вибою свердловини твердосплавними елементами лопатей долота.

Ефективність роботи долота досягається за рахунок створення в привибійній зоні свердловини потужних пульсаційних потоків хвильової енергії направленої дії, що дає можливість інтенсифікувати процес руйнування гірських порід. Крім того, таке долото забезпечує і побічну дію, а саме кольматацію стінки свердловини в процесі проходження ускладнених горизонтів (в зонах осипів і обвалів, поглинень, водо-нафто-газопроявів) [74 - 76] .

З метою прогнозування впливу пульсаційного потоку промивальної рідини на процес буріння свердловин в Стрийському ВБР та в Науково-виробничій фірмі “Велл” виготовлено три трилопатеві долота, армовані твердосплавним озброєнням контакту з надтвердих матеріалів. Для проведення промислових випробувань експериментальних взірців бурових трилопатевих доліт діаметром 295,3 мм розроблена спеціальна програма і методика випробувань, основні задачі і положення якої викладені в дод. А.

#### 4.2. Проведення та аналіз промислових випробувань дослідних зразків трилопатевих бурових доліт типу (ЗЛ-295,3-ГП)

Традиційний шлях інтенсифікації процесів буріння свердловин в основному полягає у використанні більш удосконалених конструкцій озброєння бурових доліт, виготовлених із використанням нових надтвердих і надміцних матеріалів. Цей шлях пов'язаний зі значними економічними витратами [77 - 79].

Використання пульсаційної технології для підсилення процесу руйнування гірських порід долотами ріжучого типу дозволить нам зменшити осьові навантаження на долота, та скоротить час контакту їх з вибоєм свердловини, тобто забезпечить істотне збільшення вже існуючих тріщин і

сприятиме утворенню нових, що є необхідним для процесу руйнування гірських порід буровими долотами [80, 81]. Передбачається, що використання запропонованої конструкції бурового трилопатевого долота в промислових умовах дасть наступні позитивні результати:

- підвищення показників роботи долота не за рахунок підвищення напруження його роботи, а за рахунок переводу гірської породи в стан, коли її легше руйнувати;

- підвищення терміну служби долота і збільшення проходки на долото;
- досягнення більш якісного очищення вибою свердловини від шламу;
- зменшить час контакту озброєння долота з вибоєм свердловини.

Як вже відмічалось, об'єктом промислових випробувань є трилопатеве долото удосконаленої конструкції ЗЛ-295,3-ГП, в промивальні канали якого вмонтовано гідродинамічні пульсатори, як це показано на рис. 4.1. Для порівняння результатів дослідження було виготовлено в Стрийському ВБР згідно розробленої конструкторської документації два бурові трилопатеві долота, одне зі звичайними гідромоніторними насадками, інше з вставками пульсаторів (рис. 4.3).

Основна мета, яка ставилася перед проведенням промислових випробувань - це перевірка і визначення:

- впливу пульсаційних коливань імпульсів тиску, створюваних гідродинамічними пульсаторами на покращення процесу руйнування гірських порід трилопатевиими буровими долотами;

- довговічності і надійності доліт під час буріння верхніх інтервалів, складених м'якими і середніми за твердістю глинистими гірськими породами;

- механічної швидкості буріння і проходки на долото у порівнянні з трилопатевиим долотом, що не містить гідродинамічних пульсаторів, а також і шарошковими долотами, які використовують для буріння в аналогічних гірничо-геологічних умовах.

Промислові випробування долота 3Л-295,3-ГП проводилися в Стрийському ВБР БУ "Укрбургаз" на свердловинах №54-Вишнянська, №10-Орховичі і №11-Макунів. В аналогічних гірничо-геологічних умовах велось буріння і шарошковими долотами зовнішнім діаметром 295,3 мм типу МГВУ і МГНУ на вищевказаних свердловинах і звичайним трилопатеvim долотом зовнішнім діаметром 295,3 мм з гідромоніторними насадками діаметром 14 мм на свердловині №4-Орховичі.

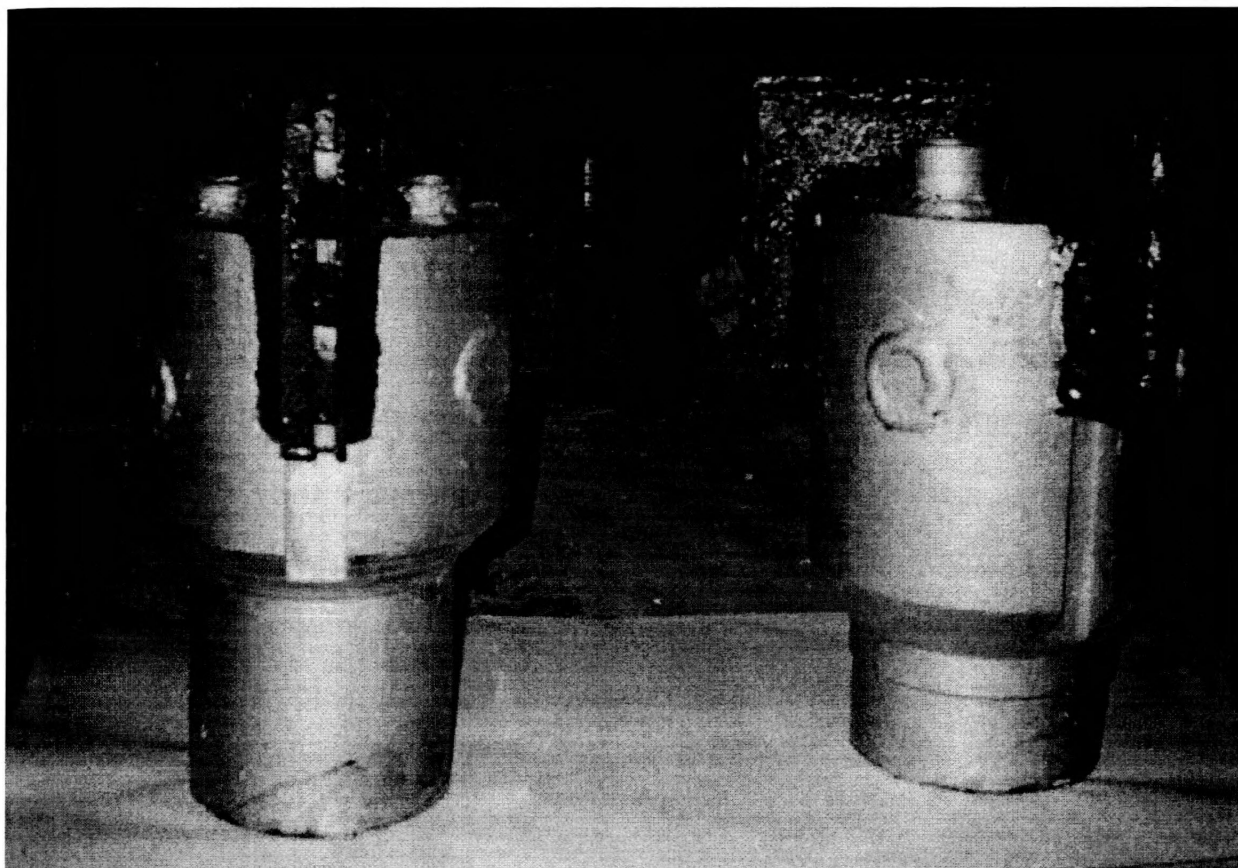


Рис. 4.3. Загальний вигляд бурових доліт: *ліворуч – трилопатеve долото з гідромоніторними насадками, праворуч – трилопатеve долото з гідродинамічними пульсатором*

Уперше дослідне долото 3Л-295,3-ГП було спущене на свердловині №54-Вишнянська. Працювало долото 41 год., пройшло 158 м з механічною швидкістю 3,85 м/год. Підняли долото внаслідок проведення у свердловині

інклінометрії. Після проведення інклінометричних робіт у цю ж свердловину було спущено 3-х шарошкове долото зовнішнім діаметром 295,3 мм типу МГВУ, яке працювало в інтервалі 330 – 454 м. Проходка шарошкового долота склала 124 м, час механічного буріння 38,25 год., а середня механічна швидкість буріння 3,24 м/год. Як свідчать записи в журналі бурового майстра Корневського Т.І. від 26. 11. 2001р., на відміну від дослідного долота ЗЛ-295,3-ГП, знос якого склав 20%, 3-х шарошкове долото 295,3-МГВУ було відпрацьоване на 100%.

Другий раз, дослідне долото ЗЛ-295,3-КГ працювало у свердловині №10-Орховичі в інтервалі 325 – 590 м. Як бачимо, що проходка долота склала 265 м, час механічного буріння згідно із записами в журналі бурового майстра Пака Я.П. становив 68 год, а середня механічна швидкість буріння 3,89 м/год. Долото було підняте у зв'язку із спуском на глибину 590 м першої проміжної колони. Після спуску і цементування проміжної колони в цю ж свердловину було спущено 3-х шарошкове долото зовнішнім діаметром 295,3 мм типу МГНУ R-85, яке пройшло 210 м в інтервалі 590 – 800 м за 41 год з середньою механічною швидкістю буріння 3,33 м/год. Виходячи із записів в журналі вищезгаданого бурового майстра від 21. 01. 2002р. шарошкове долото було відпрацьоване повністю в порівнянні з дослідним лопатевим, знос якого після буріння вже у другій свердловині сягнув 50%.

Після ретельного огляду дослідного долота ЗЛ-295,3-ГП було прийнято рішення щодо випробування його на свердловині №11-Макунів. Тут долото відпрацьовало 33,75 год. в інтервалі 120 – 386 м з середньою механічною швидкістю буріння 7,88 м/год, після чого було підняте на поверхню в зв'язку з наміченими у свердловині інклінометричними роботами. Після завершення інклінометрії у свердловині в інтервалі 386 – 661 м працювало 3-х шарошкове долото зовнішнім діаметром 295,3 мм типу МГВУ, яке пройшло 275 м за 64,5 год. із середньою механічною швидкістю

буріння 4,26 м/год. В порівнянні з дослідним трилопатеvim долотом, знос якого після роботи вже в третій свердловині складав 75%, шарошкове долото було відпрацьоване на 100%.

Звичайне трилопатеve долото з гідромоніторними насадками працювало лише на свердловині №4-Орховичі в інтервалі 401 – 600 м. Проходка долота склала 199 м за 84,08 год. із середньою механічною швидкістю буріння 2,37 м/год. Долото було підняте на поверхню в зв'язку із спуском першої проміжної колони. Як свідчать записи бурового майстра від 17. 12. 2001р., долото було спрацьоване на 50%.

Основні дані про відпрацювання бурових доліт, режими буріння і параметри глинистого бурового розчину приведені в табл. 4.1.

Результати промислових випробувань долота з вмонтованими в нього гідродинамічними пульсаторами зафіксовані документально, на основі чого комісією, вказаною в акті (див. дод. Б) було прийнято схвальне рішення щодо реставрації долота ЗЛ-295,3-ГП і його подальшого використання на інших свердловинах Стрийського ВБР.

Виходячи з результатів промислових випробувань дослідного долота на свердловинах Стрийського відділення бурових робіт поступила пропозиція виготовити ще три долота з гідродинамічними пульсаторами і випробувати їх на інших підприємствах БУ “Укрбургаз”.

27. 12. – 28. 12. 2002 року одне з виготовлених доліт було відпрацьовано у Полтавському відділенні бурових робіт БУ “Укрбургаз” на буровій № 30 Кулічихінського ГКР. Результати випробувань приведено в табл. 4.2., а також зафіксовано актом впровадження (див. дод. В).

Промислові дані про відпрацювання дослідного лопатевого долота 3Л – 295,3 – ГП на свердловинах №54-Вишнянська, №10-Орховичі і №11-Макунів в порівнянні із звичайним лопатевим долотом 3Л – 295,3 – Г на свердловині

№4-Орховичі Стрийського відділення бурових робіт БУ “Укрбургаз”

Типорозмір доліт	Інтервал буріння, м		Прохідка на долото, м	Час механічного буріння, год	Сер. мех. швидкість буріння, м/год	Тип видійного двигуна	Режими буріння					Параметри промивальної рідини				
	від	до					G, т	n, об/хв	d <sub>вп</sub> , мм	Q, л/с	P <sub>ст</sub> , МПа	ρ, кг/м <sup>3</sup>	μ, с	Φ, см <sup>3</sup> /30хв	СНЗ, мг/см <sup>2</sup>	НД
№54-Вишнянська																
3Л-295,3-ГП	172	330	158	41,00	3,85	пороп	6	50-60	160	28	20	1150	35	6,0	20/40	8
	330	454	124	38,25	3,24			7	90	160	28	20	1150	35	6,0	
№10-Орховичі																
Бу 3Л-295,3-ГП	325	590	265	68,00	3,89	пороп	8	50-60	170	28	15	1120	35	4,5	60/80	8
	590	800	210	41,5	3,33			8	50	150	28	20	1110	80	4,5	
№11-Макунів																
Бу 3Л-295,3-ГП	120	386	266	33,75	7,88	пороп	12	50-60	170	28	15	1120	26	7,0	60/120	8
	386	661	275	64,5	4,26			12	60	170	28	20	1160	40	6,0	
№4-Орховичі																
3Л-295,3-Г	401	600	199	84,08	2,37	-	6	60	170	25	2,0	1155	40	6,0	60/90	8

Таблиця 4.2

Результати відпрацювання лопатевого долота 3Л – 295,3 – ГП на свердловині № 30 Кулічичинського ГКР Полтавського відділення бурових робіт БУ “Укрбургаз”

Літологічна характеристика гірських порід	КНБК	Інтервал буріння, м		Проходка, м	Час буріння, год	Механічна швидкість буріння, м/год	Режим буріння				Параметри промивальної рідини			
		від	до				G, т	n, об/хв	Q, л/с	P <sub>ст</sub> , МПа	ρ, кг/м <sup>3</sup>	μ, с	Φ, см <sup>3</sup> /30хв	Вміст піску, %
Крейда з прошарками мергелів	Долото 3Л - 295,3 – ГП, ОБТ – 203 – 34 м, КЛС – 294 – 1 м, ОБТ – 203 – 36 м, буринні труби 140 мм	690	720	30	1,2	25	2	90	36	10	1200	35	5	1
		720	727	7	8,0	0,875	4	120	36	6	1200	35	5	1

## Висновки до четвертого розділу

На основі даних промислового випробування бурового трилопатевого долота удосконаленої конструкції 3Л-295,3-ГП, в промивальні канали якого вмонтовано гідродинамічні пульсатори під різними кутами нахилу відносно осі долота відкриваються принципово нові підходи щодо підвищення процесів інтенсифікації руйнування гірських порід під час буріння свердловин. Промисловими випробуваннями встановлено, що створення потужних пульсаційних потоків промивальної рідини за рахунок гідродинамічних пульсаторів в зоні працюючого долота дало наступні позитивні результати:

1. Збільшення середньої проходки на долото та механічної швидкості буріння буровим трилопатеvim долотом удосконаленої конструкції в середньому склало відповідно 339,4 % та 114,5 % в порівнянні з шарошковим долотом діаметром 295,3 мм типу МГВУ і відповідно 212,5 % та 163,3 % в порівнянні із трилопатеvim долотом без пульсуючих пристроїв.

2. В процесі буріння дослідним долотом спостерігалось більш якісне очищення вибою свердловини від вибуреної породи, ніж при бурінні іншими долотами.

3. Підтверджена доцільність використання пульсаційно-хвильових технологій, на що вказує підвищення ефективності руйнування породи долотом удосконаленої конструкції і збільшення механічної швидкості буріння свердловини 1,5 – 2 рази в порівнянні з трилопатеvim долотом, що не містить пульсуючих пристроїв.



## ВИСНОВКИ

У дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення на основі експериментальних досліджень науково-практичної задачі використання гідродинамічних пульсаторів у трилопатевих бурових долотах для покращення руйнування гірських порід при бурінні свердловин. Одержано наступні основні результати.

1. В результаті проведених аналітичних і промислових досліджень визначено, що для покращення техніко-економічних показників руйнування гірських порід при бурінні свердловин, необхідне створення породоруйнівних інструментів пониженої енергоємності буріння.

2. На основі теоретичних і експериментальних досліджень встановлено, що технологія обробки вибою свердловини коливаннями імпульсів тиску, які створюються за допомогою пульсаторів, полягає у формуванні в зоні їх дії пульсуючих потоків промивальної рідини з високими зарядами кінетичної енергії. Встановлено зв'язок між зміною величини параметра пульсації  $K$  і зміною відношення тисків  $P_e / P_0$  на вході і виході з пульсатора. Виявлено, що із зменшенням параметру пульсації відносна довжина каверни  $l_k$  монотонно збільшується в межах довжини насадки, а із збільшенням кута розкриття насадки пульсатора при інших рівних умовах її відносна довжина в межах насадки пристрою зменшується.

3. Розроблено конструкцію гідродинамічного пульсатора з введенням промивальної рідини по дотичному каналу для завихрення потоку рідини в циліндричній частині пульсаційної камери та в дифузорі, в яких виділяється розчинений газ (повітря) у вигляді бульбашок. При проходженні промивальної рідини через твердосплавне сопло Лаваля бульбашки під впливом зовнішнього тиску лускають. При цьому відбувається пульсаційне зменшення тиску з частотою від 1 до 12 Гц, та з амплітудою від 1 до 3 МПа.

4. Запропоновано та підтверджено експериментальними дослідженнями можливість передачі пульсаційних коливань тисків при виході потоку промивальної рідини через пульсаційно-кавітаційну камеру пульсатора та

гідромоніторну насадку. Відповідна конструкція пульсатора захищена патентом України на винахід та дозволяє при збільшенні зносостійкості породоруйнівного інструменту понизити енергоємність буріння.

5. Розроблено й захищено патентом України конструкцію трилопатевого долота, в якій для зменшення енергоємності буріння в промивні вузли вмонтовано гідродинамічні пульсатори.

6. За результатами проведених досліджень впливу кавітаційно-пульсаційних потоків на процес буріння свердловин розроблено і виготовлено в Стрийському ВБР та в Науково-виробничій фірмі “Велл” три трилопатеві долота з вставками гідродинамічних пульсаторів, а озброєння доліт армовано тврдосплавним надтвердим матеріалом.

7. Успішно випробувано і впроваджено в практику буріння бурові трилопатеві долота, оснащені гідродинамічними пульсаторами. Технологічний ефект від промислових випробувань встановив збільшення проходки на долото в 1,5 – 2 рази та механічної швидкості буріння у два рази.

8. Використання пульсаційних ефектів, створюваних в потоці промивальної рідини, може мати широкий спектр використання:

- суттєве збільшення проходки за один рейс доліт різних типів (алмазних, шарошкових, лопатевих);
- збільшення швидкості утворення стовбурів великого діаметру при роботі розширювачів;
- формування складних суспензій промивальної рідини;
- очищення привибійної зони свердловини з метою інтенсифікації припливу вуглеводнів.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Алексеев Ю.Ф. Повышение эффективности работы шарошечных долот на основе изучения механических и абразивных свойств пород для решения задач АСУТП бурения: Автореферат диссертации д-ра техн. наук. – М., 1985. – 34 с.
2. Байдюк Б.В. Физико-механические основы процессов бурения скважин. – М.: ИРЦ, Газпром, 1983. – 77с.
3. Бугаев В.Н., Байдюк Б.В. Экспериментальное исследование влияния бокового смещения на механические характеристики горных пород при вдавливании. – М.: Труды ВНИИБТ, 1971. – Вып. 28. – 23 с.
4. Байдюк Б.В. О прогнозной оценке процессов разрушения горных пород в условиях скважин. – Труды ВНИИБТ. Выпуск 58. – М., 1983. – 86 с.
5. Векерик В.І., Витязь О.Ю. Вплив кількості породоруйнівних елементів долота ріжучого типу на ефективність процесу буріння // Державний міжвідомчий науково-технічний збірник “ Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ”. Серія: Методи і засоби технічної діагностики. – Випуск 36 (8). – Івано-Франківськ. – 1989. – С. 342 – 347.
6. Эйгелес Р.М. Исследование процесса разрушения горных пород при бурении: Автореферат диссертации д-ра техн. наук / ВНИИБТ. – М., 1967. – 32 с.
7. Гришин А.С., Левина А.Б., Эйгелес Р.М. Лабораторное моделирование процесса разрушения горных пород под индентором // Труды 3-й Всесоюзная техническая конференция “Разрушение горных пород при бурении скважин”. – Том 1. – Уфа: РГП-82. – 1982. – С. 115 – 119.
8. Мислюк М.А., Зарубін Ю.О. Моделювання явищ і процесів у нафтогазопромисловій справі: Навчальний посібник. – Івано-Франківськ: Екор, 1999. – 496 с.
9. Колесников Н.А. Процессы разрушения горных пород и пути

ускорения бурения скважин: Автореферат диссертации д-ра техн. наук. – М., 1983. – 34 с.

10. Колесников Н.А. Процессы разрушения горных пород и пути ускорения бурения. – М.: ВНИИОЭНГ: Серия “Бурение”. – 1985. – Выпуск 5 (88). – С. 23 – 25.

11. Мавлютов М.Р. Разрушение горных пород при бурении скважин. – М.: Недра, 1987. – 214 с.

12. Мавлютов М.Р., Вдовин К.И. Об использовании показателей свойств горных пород для определения режимов бурения // Сборник трудов “Вопросы технологии бурения скважин и механики разрушения горных пород”. – Выпуск 11. – Уфа. УНИ, 1972. – С. 22 – 25.

13. Байдюк Б.В., Павлова Н.Н. Механизм деформации и разрушения горных пород при вдавливании штампа / Сборник: “Механические свойства горных пород при вдавливании и их практическое использование”. – ВНИИОЭНГ. – М. – 1966. – С. 7 – 11.

14. Бингхэм М.Г. Проблемы буримости горных пород // Обзор зарубежной литературы. – М.: ВНИИОЭНГ: Серия “Бурение”. – 1966. – Выпуск 12. – С. 18 – 20.

15. Попов А.Н. Взаимодействие вооружения шарошечных долот с горными породами и пути повышения эффективности его работы при бурении скважин: Автореферат диссертации д-ра техн. наук. – М., 1982. – 34 с.

16. Спивак А.И., Попов А.Н. Разрушение горных пород при бурении скважин. – М.: Недра, 1986. – 240 с.

17. Шрейнер Л.А., Павлова Н.Н. Механизм разрушения твердых горных пород и новые типы шарошечных долот // Нефтяное хозяйство. – 1954.- №4. - С. 10 – 13.

18. Шрейнер Л.А., Павлова Н.Н., Якушев В.Г., Байдюк Б.В. Применение метода вдавливания для установления сопротивления горных

пород разрушению при бурении и качественной оценки пластичности горных пород // Сборник “Экспериментальные исследования в области разработки глубоких нефтяных и газовых месторождений”. – М.: Наука, 1964. – С. 18 – 23.

19. Ибрагимов Л.Х. Теория и практика применения затопленных скоростных турбулентных струй и вскипающих адиабатных потоков для воздействия на призабойные зоны скважин. Монография. – М.: ВНИИОЭНГ, 1997. – 112 с.

20. Мищенко И.Т., Ибрагимов Л.Х. Разработка и внедрение технологии управляемого волнового воздействия на призабойную зону пласта / Актуальные проблемы состояния и развития нефтегазового комплекса России: Тезы докладов научно-технической конференции. – М, 1994. – С. 25 – 31.

21. Ибрагимов Л.Х. Интенсификация добычи нефти с применением генераторов турбулентных струй и адиабатных двухфазных потоков // Нефтепромысловое дело. - №6. – 1996. – С. 17 – 22.

22. Ганиев Р.Ф., Борткевич С.В., Костров С.А. Влияние вибрационного воздействия на состояние многокомпонентных жидких сред // Журнал физической химии. – Т. 61. - №8. – 1987. – С. 2277 – 2279.

23. Ганиев Р.Ф., Ковбаско Н.И., Кулик В.В. и др. Колебательные явления в многофазных средах и их использование в технологии / Под ред. Ганиева Р.Ф., Киев: Техника, 1980. – 167 с.

24. Ганиев.Р.Ф., Закржевский А.Е. Програмные движения деформируемых управляемых конструкций. – М.: Недра, 1995. – 93 с.

25. Ганиев Р.Ф., Блинков О.Г., Ишук А.Г., Анохин К.П. Перспективы применения волновых генераторов для повышения скорости проходки при бурении скважин // Проблемы бурового породоразрушающего инструмента: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции. – Самара: Издательство СГТУ, 1999. – С. 27 – 31.

26. Яремійчук Р.С., Фем'як Я.М. Вплив дії ультразвукової кавітації на процес руйнування гірських порід при бурінні свердловин // Збірник наукових праць: Матеріали 6-ї Міжнародної науково-практичної конференції "Нафта і газ України-2000". – Т. 2. – Івано-Франківськ, 2000. – С. 15.

27. В.И. Иванников, И.В. Иванников. Кавитация и возможности ее применения при бурении, освоении и эксплуатации скважин // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2002. - № 12. – С. 5 – 11.

28. Патент РФ №2073089 от 08.09.95. Устройство для воздействия на призабойную зону скважины. Автор: Ибрагимов Л.Х. – БИ №4, 1997.

29. Заявка на изобретение №96118993 от 02.10.96. Способ воздействия на призабойную зону скважины. Автор: Ибрагимов Л.Х.

30. Кузнецов О.Л., Ефимова С.А. Применение ультразвука в нефтяной промышленности. – М.: Недра, 1983. – 192с.

31. Комбинированные способы и устройства разрушения горных пород В.Г. Мерзляков, И.А. Кузьмич, Ю.Н. Захаров, Г.И. Кузнецов. – М.: Недра, 1985. – 104 с.

32. Навроцький Б.І., Сухін Є.І. Технічна механіка рідин. Підручник для технічних вузів. Київ, 1999. – 374 с.

33. Физические основы ультразвуковой технологии / Под. ред. Л.Д. Розенберга. – М., 1970. – 455 с.

34. Пилипенко В.В., Манько И.К. Экспериментальное определение длины кавитационной каверны и ее зависимости от угла диффузора трубки Вентури и режима ее работы // Гидрогазодинамика энергетических установок. – Киев: Наукова думка, 1982. - С. 39 – 43.

35. Труды ЦАГИ. Рассекречено акт МК № 4/54с от 01. 11. 1958г.

36. Rayleigh. On pressure developed in a liquid during the collapse of a spherical cavity. Phil. Mag. 34, 94 (1917).

37. Основы физики и техники ультразвука / Б.А. Агранат, М.Н.

Дубровин, Н.Н. Хавский, Г.И. Эскин. – М.: Высш. шк., 1987. – 352 с.

38. Перник А.Д. Проблемы кавитации. – Ленинград: Судостроение, 1966. – 439 с.

39. Федоткин И.М., Немчин А.Ф. Использование кавитации в технологических процессах. – К.: Вища школа, 1984. – 68 с.

40. Пилипенко А.В. Кавитационные автоколебания. – М.: Энергия, 1982. – 314 с.

41. Яремійчук Р.С., Фем'як Я.М., Якимечко Я.Я. Руйнування гірських порід при кавітаційному бурінні свердловин // Тези науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу ІФНТУНГ “Секція ГНПФ та ФНПП”. – Івано-Франківськ. – 1999. – С. 111 – 112.

42. Паневник О.В., Яремійчук Р.С. Дослідження кавітаційних характеристик струминних свердловинних апаратів // Розвідка та розробка нафтових і газових свердловин. – Вип. 32. – Івано-Франківськ. – 1995. – С. 80 – 85.

43. Паневник О.В., Яремійчук Р.С., Чернобыльский А.Г. Використання ежекційно-хвильових процесів для ліквідації ускладнень при бурінні. – Київ: Українська книга, 1998. – 211с.

44. Гогиш Л.В., Степанов Г.Ю. Отрывные и кавитационные течения. – М: Наука, 1979. – 536 с.

45. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – 3-е издание – М.: Наука, 1969. – 824 с.

46. Ландау Л.Д., Лившиц Е.М. Гидродинамика. – М.: Наука, 1986. – 733 с.

47. Антонов А.Н., Купцов В.М., Комаров В.В. Пульсации давления при струйных и отрывных течений. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

48. Гиневский А.С. Теория турбулентных струй и следов. – М.: Машиностроение, 1969. – 400 с.

49. Леонов Е.Г., Исаев В.И. Гидромеханика в бурении. – М.: Недра,

1987. – 304 с.

50. Зарембо Л.К., Красильников В.А. Введение в нелинейную акустику. – М.; 1966. – 519 с.

51. Белоцерковский С.М., Гиневский А.С. Моделирование турбулентных струй и следов на основе метода дискретных вихрей. – М.: Физматлит, 1995. – 368 с.

52. Дин Р. Образование пузырей / Вопросы физики кипения. – М.: Мир, 1964. – 188 с.

53. Френкель Я.И. Кинетическая теория жидкостей: Сб. избр. тр. –Т.3. –М.-Л.: Издательство АН СССР, 1959. – 359 с.

54. Westwood A.R.C., Makmillan N.H., Kalyonen R.S. Chemomechanic Phenomena in Hard Rock Drilling // Trans. AJME. – 1974. – Vol. 256.

55. Испытание нового долота с кавитационной насадкой в США. – М: ВНИИОЭНГ, 1978. – С. 6 – 7.

56. Гершгал Д.А., Фридман В.М. Ультразвуковая технологическая аппаратура. – М., 1976. – 318 с.

57. Химия и ультразвук / Мейсон Т., Миндли Дж., Дэвидсон Р. и др. // Сборник статей (пер. с англ.). – М.: Мир, 1993. – 125 с.

58. Angona G.A. Cavitation a Movel Drilling Concept// Int. J. Rock Mesk. Sci and Geomech. Abstr. – 1974. – Vol.11, №2 – P. 115 – 119.

59. Абрамович Г.Н., Гиршович Т.А., Крашенников С.Ю., Секундов А.Н., Смирнова И.П. Теория турбулентных струй / Под ред. Г.Н. Абрамовича. – М.: Наука, 1984. – 717 с.

60. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. – М.: Физматгиз, 1960. – 257 с.

61. Фем'як Я.М., Яремійчук Р.С., Якимечко Я.Я. Підвищення ефективності руйнування гірських порід // Нафтова і газова промисловість. – 2001. - №2. – С. 16 – 17.

62. Френкель Я.И. Кинетическая теория жидкостей: Сб. избр. тр. –Т.3.



–М.-Л.: Издательство АН СССР, 1959. – 359 с

63. Яремійчук Р.С., Фем'як Я.М., Якимечко Я.Я. Руйнування гірських порід при кавітаційному бурінні свердловин // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Буріння нафтових і газових свердловин. – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ. – Вип. 36. - Т. 2. – 2000. – С. 33 – 37.

64. Кирсанов В.И. Об истечении жидкости через жиклеры при больших перепадах давления. – М.: Оборонгиз, 1951. – 319 с.

65. Лысенко В.Ф., Еремеев П.М. О кавитационных характеристиках жиклеров // Известие вузов. Авиационная техника. – 1970. – №2. – С. 106 – 111.

66. Рождественский В.В. Кавитация. – Ленинград: Судостроение, 1977. – 247 с.

67. Скрипов В.П., Сеницын Е.Н. и др. Теплофизические свойства жидкостей в метастабильном состоянии. – М.: Атомиздат, 1980. – 247 с.

68. Пилипенко В.В., Жулай Ю.А., Манько И.К. Некоторые результаты экспериментального исследования кавитационного течения закрученного потока жидкости // Гидрогазодинамика энергетических установок. – Киев: Наукова думка, 1982. – С. 101 – 105.

69. Фем'як Я.М., Яремійчук Р.С. Розробка оптимальних режимів кавітаційного руйнування гірських порід // Нафтова і газова промисловість. – 2000. - №6. – С. 13 – 15.

70. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. – М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.

71. Яремійчук Р.С., Фем'як Я.М. Інтенсифікація процесу руйнування гірських порід під час буріння свердловин внаслідок дії ультразвукової кавітації // Нафтова і газова промисловість. – 2000. - №3. – С. 15 – 16.

72. Деклараційний патент України, № 43637А, МКИ E21B10/42. Бурове трилопатеve долото / Р.С. Яремійчук, О.М. Расторгуєв, М.В.

Баранецький, Я.М. Фем'як, Т.Р. Шандровський. - Заявл. 18.04.2001; Опубл. 17.12.2001, Бюл. №11. – 4с. іл.

73. Фем'як Я.М. Використання кавітації для інтенсифікації руйнування гірських порід при бурінні свердловин // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Буріння нафтових і газових свердловин. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ. – №3. – 2002. – С. 82 – 84.

74. Марик В.Б. Основи методики проектування доліт з новими промивальними вузлами // Нафтова і газова промисловість. – 2000. - №6. – С. 10 – 12.

75. Шашин В.М. Гидромеханика. – М.: Высшая школа, 1990. – 384 с.

76. Шавловский С.С. Основы динамики струй при разрушении горного массива. – М.: Наука, 1979. – 174 с.

77. И.А. Серенко, Н.А. Сидоров, О.А. Сурикова и др. Бурение нефтяных и газовых скважин в США . – М.: ВНИИОЭНГ: Серия “Бурение”. – 1983. – Выпуск 16. – С. 64– 71.

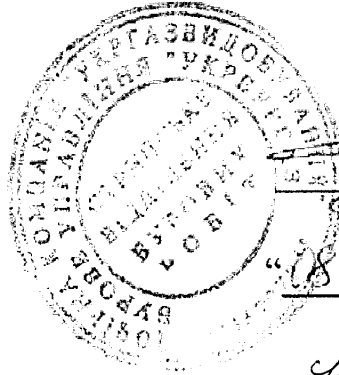
78. Drill Bit Showcase // Drilling. – 1989. – March/April. - № 2. – P. 26 - 31.

79. Любинин И.А., Фукс И.Г. Залог успеха. Применение пластичных смазочных материалов для повышения надежности и долговечности оборудования // Надежность и сертификация оборудования для нефти и газа. – 1997. - №4. – С. 38 – 40.

80. Марик В.Б. Дослідження ефективності роботи тришарошкових гідромоніторних доліт // Нафтова і газова промисловість. – 2001. - №5. – С. 13 – 15.

## ДОДАТКИ

Додаток А

**ЗАТВЕРДЖЕНО:**Начальник управління  
Стрийського ВБР

О.М. Расторгуєв

"08" 11 2001р.

*Вісник секретар* *Юлія Верна*  
*В. Процько*

## БУРОВЕ ТРИЛОПАТЕВЕ ДОЛОТО НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ

Програма і методика промислових випробувань

**ЗЛ -295,3 - КГ 1.00.000 ПМ****ПОГОДЖЕНО:**Начальник технологічного  
відділу Стрийського ВБР

М.В. Баранецький

"08" 11 2001р.

## 1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

### 1.1. Назва і позначення виробу

Бурове трилопатеве долото – 3Л-295,3- ГП

### 1.2. Загальна характеристика виробу

На рис. 1 показано трилопатеве долото, вид збоку з половинним розрізом; на рис. 2 – схема вибою свердловини з ділянками максимальної дії гідродинамічних пульсаторів.

Бурове трилопатеве долото складається з корпусу 1, до якого приварені три лопаті 2, армовані твердосплавними елементами ВК-8. В промивальні канали корпусу 1 закріплені гідродинамічні пульсатори 3. В свою чергу гідродинамічні пульсатори складаються з корпусу 4, головки камери завихрення 5, насадки 6 і шпиля-відбивача 7. Гідродинамічний пульсатор фіксується в корпусі долота 1 за допомогою гайки 8. Вісь кожного гідродинамічного пульсатора 3 орієнтовано під різним кутом нахилу відносно осі долота, відповідно  $30^\circ$ ,  $15^\circ$  і  $5^\circ$ .

При бурінні свердловини промивальна рідина подається до вхідних тангенціально-нахилених каналів камери завихрення, де вона отримує обертовий рух і завихрюється з великою швидкістю. Тут зароджується вихрове ядро, яке починає прецесувати і збуджує пульсацію швидкості і тиску на виході з насадки пульсатора. У вихровій камері потік промивальної рідини набуває обертового руху і через вихідний канал (насадку) направляється назовні. За насадкою потік промивальної рідини починає рухатися з надзвуковою швидкістю. Це пояснюється тим, що на виході з пристрою формується потужний гідродинамічний потік рідини, який характеризується періодичним розподілом тисків по осі струмини. В результаті періодичного проскакування ззовні рідини через насадку, у вихровій камері генеруються потужні гідродинамічні імпульси тиску, які набувають автоколивального характеру.

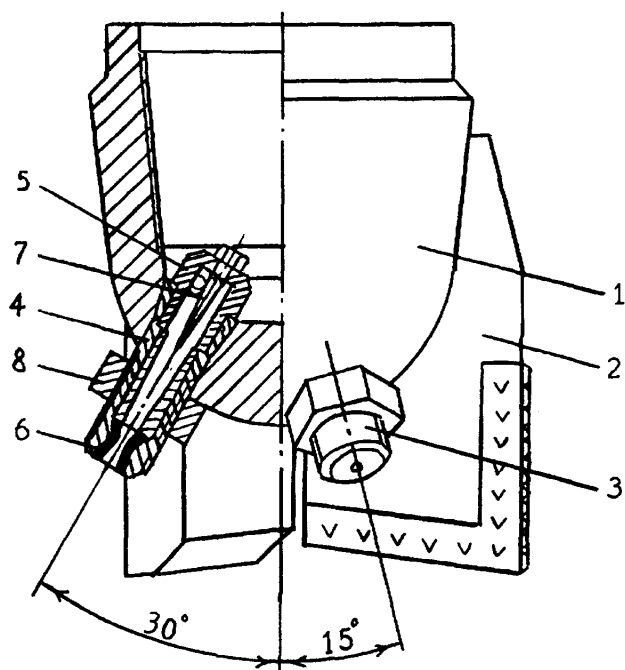


Рис. 1. Трилопатеве бурове долото 3Л-295,3-ГП, вигляд з боку з половинним розрізом: 1 - корпус долота; 2 - лопаті долота; 3 - гідродинамічний пульсатор; 4 - корпус гідродинамічного пристрою; 5 - головка камери завихрення; 6 - насадка; 7 - шпиль-відбивач; 8 - гайка

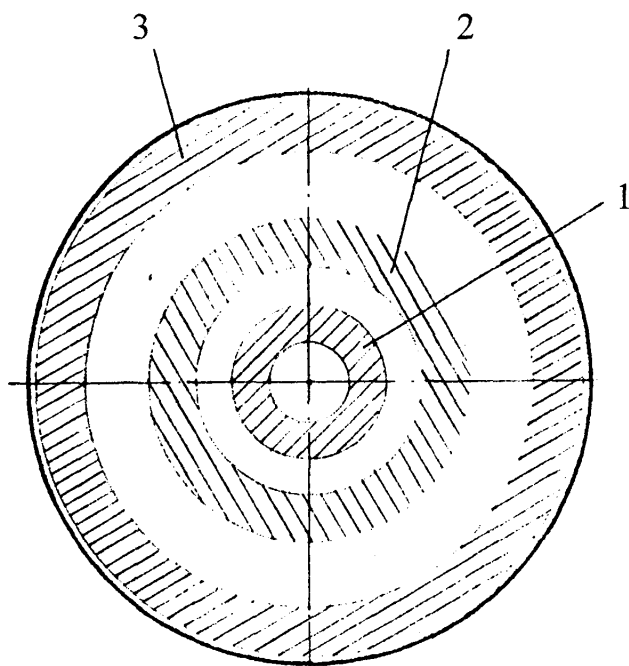


Рис. 2. Схема вибою свердловини з ділянками максимальної дії гідродинамічних пульсаторів: 1, 2, 3 - концентричні кільця

Для захисту торцевої частини гідродинамічного пульсатора 3 від дії відбитих високочастотних, ультразвукових і гідроударних хвиль служить шпиль-відбивач 7, який також виконує функцію концентратора цих хвиль.

При обертовому русі долота за рахунок того, що вісь кожного пристрою 3 орієнтовано під різними кутами нахилу відносно осі долота, максимальне руйнування гірської породи на вибої свердловини проходить у вигляді концентричних кілець 1, 2, 3, як це показано на рис.1.2, а в деяких породах навіть випереджуючи механічне руйнування вибою твердосплавними елементами лопатей долота.

Ефективність роботи долота досягається за рахунок створення на вибої свердловини ударних імпульсів тиску. Технологія обробки вибою свердловини ударними імпульсами тисків за допомогою гідродинамічних пульсаторів, вмонтованих в промивальні вузли трилопатевого долота полягає у формуванні в привибійній зоні свердловини високошвидкісних струмин рідини, що несуть в собі високі заряди кінетичної енергії, які при співпаданні з тріщинами і мікротріщинами, наявними на поверхні гірської породи, створюють в них ударні імпульси тисків, достатні для руйнування породи. Це дає можливість збільшити механічну швидкість буріння і проходку на долото.

### 1.3. Ціль випробувань

Випробування проводяться для визначення:

- довговічності роботи долота;
- механічної швидкості буріння і проходки на долото;
- впливу гідродинамічних явищ на інтенсифікацію процесу руйнування гірських порід.

### 1.4. Вид випробувань

Випробування промислові, проводяться на свердловинах Стрийського відділення бурових робіт (ВБР). До випробувань готують два долота, 3Л-295,3-Г і 3Л-295,3-ГП.

## 2. ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО ПРОВЕДЕННЯ ВИПРОБУВАНЬ

### 2.1. Місце проведення випробувань

Випробування проводяться на свердловинах Стрийського відділення бурових робіт, вказаних в наказі на проведення випробувань, затвердженому керівництвом ВБР.

### 2.2. Вимоги до засобів вимірювання при проведенні випробувань

2.2.1. При проведенні випробувань використовувати моментоміри роторний і машинних ключів, які пройшли державну повірку і мають записуючі прилади.

2.2.2. Використовувати два таровані гідравлічні індикатори ваги (ГІВ) з записуючими приладами.

2.2.3. Для вимірювання величини зношування твердосплавних елементів озброєння лопатей доліт використовувати штангенциркуль з точністю заміру не менше 0,1 мм.

### 2.3. Вимоги до умов проведення випробувань

Випробування проводять на двох свердловинах в ідентичних геолого-технічних і технологічних умовах із застосуванням дослідного зразка долота удосконаленої конструкції на одній свердловині та іншого долота звичайної конструкції на другій.

Дослідне долото (ЗЛ – 295,3 – ГП) пропонується використовувати при таких режимних параметрах буріння: осьове навантаження на долото – 5 – 6 т; частота обертання долота 50 – 60 об/хв; витрата промивальної рідини 28 л/с; тиск 15 – 20 МПа; густина промивальної рідини 1120 – 1150 кг/м<sup>3</sup>; в'язкість 26 – 30 с.



### 3. ВИМОГИ БЕЗПЕКИ

3.1. Для проведення випробування дослідного зразка долота, необхідно ознайомити всіх членів бригади з планом робіт і провести інструктаж по безпечному веденню робіт з врахуванням особливостей даного технологічного процесу, про що зробити відповідний запис в журналі реєстрації інструктажів на робочому місці.

3.2. При проведенні випробувань керуватись типовими інструкціями по охороні праці, організації та безпечному веденню бурових робіт, затвердженими ДК “Укргазвидобування”.

3.3. При вирішенні інших питань охорони праці і техніки безпеки, які не вказані вище, необхідно керуватись такими нормативними актами про охорону праці (НАОП):

3.3.1. НАОП 1.1.21 – 1.01 – 74 “Правила безпеки у нафтогазовидобувній промисловості”. Затверджені Держгіртехнаглядом СРСР 31.01.1974.

3.3.2. НАОП 1.1.21 – 1.06 – 85 “Правила пожежної безпеки у нафтовій промисловості “. Затверджені Міннафтопромом СРСР 25.11.1985.

3.3.3. НАОП 1.1.23 – 5.03 – 91 “Інструкція щодо запобігання основним видам аварій і викидів та методи їх ліквідації при бурінні свердловин на підприємствах ВО “Укргазпром”. Затверджена ВО “Укргазпром” 13.12.1991 р.

## 4. КОНТРОЛЬОВАНІ ПОКАЗНИКИ (ХАРАКТЕРИСТИКИ)

## І ТОЧНІСТЬ ЇХ ВИМІРЮВАННЯ

4.1. Перелік контрольованих показників (характеристик) з вказівкою назви, одиниць вимірювання, номінального значення показника та його граничних відхилень подані в табл. 4. 1.

Таблиця 4.1

## Перелік контрольованих параметрів роботи долота

Назва контрольованого показника (характеристики)	Одиниці вимірювання	Номінальні значення та граничні відхилення
Довговічність роботи долота	Година	$60 \pm 5$
Діаметр долота	мм	$295,3 \pm 0,05$
Висота твердосплавних вставок долота	мм	$5_{-4,5}$
Механічна швидкість буріння	М / год	*
Проходка на долото	м	*
Викривлення свердловини (зенітний кут)	Градус	$5 \pm 0,5$

Примітка: \* Розраховуються за даними одержаними при бурінні свердловини і взятими з журналу реєстрації бурових робіт за відомими формулами.

4.2. Перелік обладнання та засобів вимірювання для визначення кожного показника (характеристики) подані в табл. 4. 2.

Таблиця 4. 2

## Перелік обладнання та засобів вимірювання

Контрольовані параметри	Числове значення контрольованого параметру	Рекомендовані обладнання та засоби	
		тип, позначення, стандарт	основні технічні характеристики
Діаметр долота	295,3 мм	Штангенциркуль ШЦ-1-500-0,1 ГОСТ 166-89	Діапазон вимірювання 200 – 500 мм, ціна поділки за ноніусом 0,1мм
Висота твердосплавних елементів долота	0 – 5 мм	Штангенциркуль ШЦ-1-125-0,1 ГОСТ 166-89	Діапазон вимірювання 0 – 125 мм, ціна поділки за ноніусом 0,1 мм
Діаметр пробуреної свердловини	295 – 310 мм	Свердловинний каверно-профілемір СКП-1	Діапазон вимірювання 100 – 760 мм. Межа допустимої похибки $\pm 12$ мм. Граничні умови: тиск – 100 МПа; температура – $150^{\circ}\text{C}$
Викривлення свердловини (зенітний кут)	$0 - 6^{\circ}$	Інклінометр типу КИТ (КИТА) ТУ 39-1292-88	Діапазон вимірювання $0-60^{\circ}$ , нормована межа похибки $\pm 30$ хв. Граничні умови експлуатації: тиск – 60 МПа, температура – $120^{\circ}\text{C}$

Примітка: Допускається використання інших засобів вимірювання і обладнання, що забезпечують вимірювання параметрів (характеристик) з заданою точністю.

## 5. ЗВІТНІСТЬ

5.1. Перелік документів, в яких фіксують результати випробувань

5.1.1. Результати випробувань обробляються і відображаються в протоколах за окремими видами випробувань.

5.1.2. На основі протоколів складається акт про проведення промислових випробувань з висновками і рекомендаціями.

5.2. Правила оформлення звітних документів

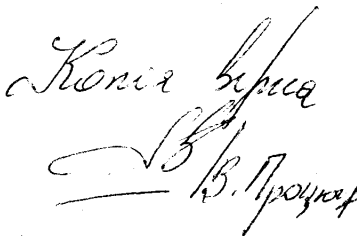
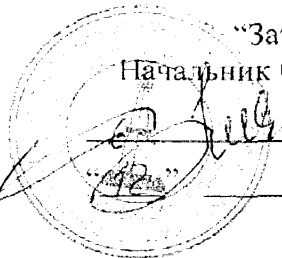
5.2.1. Протокол за окремим видом випробування складається довільної форми, нумерується і підписується особами, які проводили випробування. В протоколі поміщаються такі дані:

- дата випробувань;
- місце випробувань;
- об'єкт випробувань;
- вид випробувань;
- контрольно-вимірювальні засоби і обладнання;
- результати випробувань.

5.2.2. Акт про проведення промислових випробувань складають типової форми, в якому вказуються місце проведення випробувань, склад комісії, період, ціль і результати випробувань, а також висновки і пропозиції. Акт підписується членами комісії, призначеної керівництвом Стрийського ВБР і затверджується головним інженером Стрийського ВБР.

5.2.3. Якщо якийсь член (члени) комісії не згоден з висновками або результатами випробувань, тоді його особиста думка описується нижче заключення або подається окремим документом з посиланням на нього в акті про проведення промислових випробувань.

**Додаток Б**



 "Затверджую":  
 Начальник Стрийського ВБР  
 О.М.Расторгуев  
 02 2002р.

**АКТ**

про результати промислового випробування  
 бурового трилопатевого долота нової конструкції ЗЛ-295,3-КГ

**Комісія в складі:**

- Баранецький М.В. – начальник технологічного відділу Стрийського ВБР  
 Сапожков С.В. – заступник начальника ЦІТС Стрийського ВБР  
 Яремійчук Р.С. – професор кафедри МНС ІФНТУНГ  
 Шандровський Т.Р. – с.н.с НДІНГТ  
 Фем'як Я.М. – аспірант ІФНТУНГ

Склала даний акт про результати промислового випробування нової конструкції бурового трилопатевого долота ЗЛ-295,3-КГ з кавітаційними генераторами.

**1. Об'єкт випробування**

Об'єктом випробування є бурове трилопатеве долото нової конструкції (ЗЛ-295,3-КГ), в промивні канали якого вмонтовано кавітаційні генератори під різним кутом нахилу відносно осі долота, відповідно 30°, 15° і 5°. Долото виготовлене в Стрийському ВБР згідно конструкторської документації.

**2. Мета випробування**

Випробування проводилося для визначення:

- довговічності і надійності роботи бурового трилопатевого долота ЗЛ-295,3-КГ для буріння в м'яких і середніх за твердістю гірських породах;
- впливу кавітаційних явищ на інтенсифікацію процесу руйнування гірських порід при бурінні свердловин;
- механічної швидкості буріння і проходки на долото у порівнянні з звичайними трилопатевиими долотами, а також і шарошковими долотами, які використовують для буріння в аналогічних гірничо-геологічних умовах.

### 3. Місце і умови випробування

Випробування бурового трилопатевого долота удосконаленої конструкції (ЗЛ-295,3-ГП) проводилося в Стрийському ВБР на свердловинах №54-Вишнянська (20.11. – 23.11.2001р.), №10-Орховичі (05.01 – 10.01.2002р.) і №11-Макунів (26.01. – 29.01.2002р.).

В аналогічних умовах велось буріння шарошковим долотом діаметром 295,3 мм типу МГВУ на вищезгаданих свердловинах і звичайним трилопатеvim долотом діаметром 295,3 мм на свердловині №4-Орховичі.

Порівняльні дані про роботу цих доліт окремо по свердловинах приведені в табл. 1.

### 4. Результати випробування

Згідно даних приведених в табл.1 збільшення середньої проходки на долото та механічної швидкості буріння буровим трилопатеvim долотом нової конструкції ЗЛ-295,3-ГП в середньому склало відповідно 339,4% та 114,5% в порівнянні з шарошковим долотом діаметром 295,3 мм типу МГВУ.

З метою отримання об'єктивних даних відробки долота удосконаленої конструкції із звичайним трилопатеvim долотом ЗЛ-295,3-Г проводилося за рівних умов спрацьованості, тобто 50%.

Отже, в порівнянні із звичайним трилопатеvim долотом, середня проходка на долото та механічна швидкість буріння трилопатеvim долотом нової конструкції збільшилася на 212,5% та 163,3%.

Таблиця 1

## Промислові дані про відпрацювання доліт на свердловинах

№№ свердловин	Тип долота	Типорозмір доліт	Інтервал буріння, м		Проходка, м	Час мех. буріння, год	Сер. мех. швидкість М/год	Режими буріння			Стан долота, %	Причина підйому долота	
			від	до				G, т	Q, л/с	n, об/хв			
54-Вишнянська	дослідне	3Л-295,3-КГ	172	330	158	41	3,85	6	28	50-60	20	інклінометрія	
54-Вишнянська	3-х шаршкове	295,3-МГВУ	330	454	124	38,25	3,24	7	28	90	100	відпрацьоване	
4-Орховичі	звичайне лопатеве	3Л-295,3-Г	401	600	199	84,08	2,37	6	25	60	50	глибина спуску пром. колони	
10-Орховичі	дослідне	3Л-295,3-КГ	325	590	265	68	3,89	8	28	50-60	50	глибина спуску пром. колони	
10-Орховичі	3-х шаршкове	295,3-МГНУ R-85	590	800	210	41,5	3,33	8	28	50	100	відпрацьоване	
4-Орховичі	звичайне лопатеве	3Л-295,3-Г	401	600	199	84,08	2,37	6	25	60	50	глибина спуску пром. колони	
11-Макунів	дослідне	3Л-295,3-КГ	120	386	266	33,75	7,88	12	28	50-60	75	інклінометрія	
11-Макунів	3-х шаршкове	295,3-МГВУ	386	661	275	64,5	4,26	12	28	60	100	відпрацьоване	
4-Орховичі	звичайне лопатеве	3Л-295,3-Г	401	600	199	84,08	2,37	6	25	60	50	глибина спуску пром. колони	
Середні показники													
					689	142,7	4,83						---
					609	144,2	4,22						---
					199	84,1	2,37						---

## 5. Висновки і рекомендації

На основі даних промислового випробування бурового трилопатевого долота нової конструкції ЗЛ-295,3-КГ, в промивні канали якого вмонтовано кавітаційні генератори під різними кутами нахилу відносно осі долота, зроблено наступні висновки:

- долото є довговічне і надійне в експлуатації;
- застосування долота забезпечує збільшення механічної швидкості буріння в рази за рахунок підвищення ефективності руйнування породи;
- буріння даним долотом забезпечує більш якісне очищення вибою свердловини від вибуреної породи;
- буріння долотом є менше енергоємним, оскільки ведеться з малим осьовим навантаженням;
- застосування долота забезпечує вертикальність ствола;
- долото формує ствол підвищеної надійності, оскільки відсутня кавернозність та зміни кута і азимута;
- долото можна реставрувати.

Результати промислового випробування бурового трилопатевого долота нової конструкції ЗЛ-295,3-КГ з вмонтованими в нього кавітаційними генераторами підтверджують доцільність використання кавітаційних технологій щодо вирішення проблем ефективного руйнування гірських порід при бурінні свердловин.

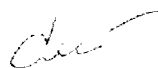
ПІДПИСИ:



М.В. Баранецький



С.В. Сапожков



Р.С. Яремійчук



Т.Р. Шандровський



Я.М. Фем'як



Додаток В

КОПІЯ

Інформація щодо діяльності компанії  
"НАФТОГАЗ Україна"  
Дочірня компанія  
"УКРСТАМВИДОБУВАННЯ"  
у складі управління "УКРБУРГАЗ"  
ПОЛТАВСЬКЕ ВІДДІЛЕННЯ  
БУРОВИХ РОБІТ  
14016 м. Полтава, вул. Чарунів, 17  
свідоцтво про реєстрацію код 0015631



Головний інженер  
Полтавського ВВ  
БУ "Укрбургаз"  
Полтек П.С.  
03 02 2002 р

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

27-28.12.2002 року у Полтавському відділенні бурових робіт БУ "Укрбургаз" на буровій №30 Кулічихінського СВР було відпрацьовано долото ЗЛКГ-295,3.

Відомості про роботу долота:

Стратиграфічний підрозділ - крейда.  
Літологічна характеристика порід - крейда з промарками маршелін.  
КНБК - долото, СВТ-203 - 34 м, КНС-295 - 1 м, СВТ-203 - 36 м, буровий ґрубі 140 мм.  
Режими буріння: навантаження на долото - 2+4 т;  
число обертів ротора - 90+120 об./хв.;  
витрата промивальної рідини - 36 л/с;  
тиск на стовбур - 10-5 тша;  
параметри промивальної рідини:  
густина - 1200 кг/м<sup>3</sup>;  
в'язкість - 35 с;  
водозіддача - 5 см<sup>3</sup>/30 хв.  
процент піска - 1

Результати роботи:

Інтервал буріння, м	Проходка, м	Час буріння, год.-хв.
690+720	30	1-20
720+727	7	8-00

Стан долота: - озброєння не спрацьовано;  
- діаметр не втрачено;  
- гідромоніторні насадки та кавітаційні генератори розміто.

*[Handwritten signature and notes]*