Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Навчально-науковий інститут нафти і газу

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

НГІТ.602МН.018-00.00.000 МР

Група 602-МН

Роленко Денис Сергійович

Полтава, 2025

Міністерство освіти і науки України
Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Навчально-науковий інститут нафти і газу
Кафедра нафтогазової інженерії та технологій
Спеціальність 185 Нафтогазова інженерія та технології

До захисту

Завідувач кафедри

_____

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему: Дослідження вібраційного ударника для буріння свердловини з створенням ударних навантажень власною масою обважувальних бурильних труб

Пояснювальна записка

Керівник
д. філософ., доцент Хижняк А.А.
посада, наук. ступінь, ПІБ
_____
підпис, дата,

Виконавець роботи
Роленко Денис Сергійович
студент, ПІБ
група 602-МН
_____
підпис, дата

Консультант за 1 розділом
к.т.н. доц. Мисковська О.В
_____
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 2 розділом
к.т.н. Совик В.М.
_____
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 3 розділом
к.т.н., доцент Шестеренко Т.М.
_____
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 4 розділом
к.т.н. Совик В.М.
_____
посада, *наук. ступінь, ПІБ, підпис*

Дата захисту 20.01.2025 р.

Полтава, 2025

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі на тему “ Дослідження вібраційного ударника для буріння свердловини з створенням ударних навантажень власною масою обважувальних бурильних труб ”:

1. У розділі “Вибір та опис технологічного обладнання” обґрунтовано вибір бурової установки та обладнання для буріння свердловин глибиною 6300 м, проведено порівняльно-критичний аналіз. Коротко описано призначення, будову, комплектність та принцип дії вибраного обладнання.

2. В розділі “Опис технічної пропозиції” проведено обґрунтування доцільності та економічної ефективності введення запропонованих технічних рішень з модернізації конструкції вібраційного ударника, запропонована його модернізована конструкція, обґрунтовано її технічну доцільність. Розрахований економічний ефект від впровадження модернізованої конструкції вібраційного ударника.

3. В розділі “Дослідно-конструкторська робота” побудовано графічні залежності досліджуваних (вихідних) показників від тих чи інших вхідних параметрів, показані залежності енерговитрат і швидкості буріння від режимів буріння.

4. В розділі “Розрахунки працездатності” проведені розрахунки модернізованого вібраційного ударника для підтвердження ефективності технічного рішення з його модернізації.

5. В розділі “Монтаж і експлуатація обладнання” розроблений комплекс робіт з підготовки до проведення монтажних робіт з обладнанням бурової установки, особливості проведення монтажу вібраційного ударника та підготовчі роботи перед експлуатацією обладнання. Розрахована кількість робітників бригади для монтажу бурової установки. Описано роботи, які здійснюються в процесі експлуатації обладнання, роботи при його поточному та капітальному ремонтах. Проаналізовані потенційні небезпеки при монтажі, експлуатації та ремонті обладнання, методи і засоби для забезпечення нормальних умов його експлуатації.

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Навчально-науковий інститут нафти і газу
Кафедра нафтогазової інженерії та технологій
Освітньо-кваліфікаційний рівень: *Магістр*
Спеціальність *185 Нафтогазова інженерія та технології*
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри НГІТ
_____
"__" _____20___ року

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Роленко Денис Сергійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Дослідження вібраційного ударника для буріння свердловини з створенням ударних навантажень власною масою обважувальних бурильних труб

Керівник роботи д. філософ., доцент Хижняк Андрій Анатолійович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджена наказом закладу вищої освіти від "09" 08 2024 року №818-с

2. Строк подання студентом роботи_____ 20___ року
3. Вихідні дані до роботи _____
_____
_____
_____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
1 Вибір та опис технологічного обладнання: 1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання. 1.2 Опис вибраного технологічного обладнання. 2 Опис технічної пропозиції: 2.1 Опис модернізованої конструкції. 2.2 Оцінка економічної ефективності. 3 Дослідно-конструкторська робота. 4 Розрахунки працездатності. 5 Монтаж і експлуатація обладнання: 5.1 Організаційно-технічні заходи з монтажу обладнання. 5.2 Експлуатація та ремонт обладнання. 5.3 Охорона праці при монтажі та експлуатації обладнання. Висновки. Список використаної літератури. Додатки
5. Перелік графічного матеріалу
_____
_____
_____
_____
_____

6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Етапи підготовки	Термін виконання
1	Інформаційно-оглядова частина	14.10-03.11
2	Експериментальна частина	04.11-24.11
3	Теоретична частина (Аналітика. Статистика. Моделювання)	25.11-15.12
4	Впровадження результатів досліджень	16.12-05.01
5	Оформлення та узгодження роботи	06.01-12.01
6	Попередні захисти робіт	13.01-17.01
7	Захист магістерської роботи	

Студент _____ Д. С. Доленко
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Хоменок А.А.,
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ	4
1. Вибір та опис технологічного обладнання	6
1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання	6
1.2 Конструктивні особливості вибраного обладнання	14
1.3 Конструкція вібраційного ударника	16
2. Опис технічної пропозиції	19
2.1 Опис модернізованої конструкції вібраційного гідравлічного ударника	19
2.2 Оцінка економічної ефективності	22
3. Дослідно-конструкторська робота	32
3.1 Визначення і опис основних проблем у роботі вібраційного гідравлічного ударника, які вимагають проведення науково-дослідних робіт	32
3.2 Вибір методів досліджень основних параметрів	32
3.3 Аналіз одержаних результатів та визначення раціональних або оптимальних конструктивних та експлуатаційних рішень	34
4. Розрахунки працездатності	38
4.1 Розрахунок вібраційного гідравлічного ударника	38
4.2 Розрахунок зусиль при вилученні із свердловини труб вібраційного гідравлічного ударника	43
4.3 Розрахунок вібраційного гідравлічного ударника на стійкість від дії вібрації	49
5. Монтаж і експлуатація обладнання	52
5.1 Технологія монтажу обладнання	52
5.2 Експлуатація і технічне обслуговування обладнання	56
5.3 Охорона праці при монтажі та експлуатації обладнання	65
Висновки	75
Список використаної літератури	77

ВСТУП

Актуальність теми. Для збільшення динамічного впливу породоруйнівного інструменту на гірську породу вибою використовується конструкція вібраційного ударника, що працює за рахунок перекочування шарошок по вибою. Вібраційний ударник застосовується в породах 6-10 категорій по буримості. Призначений для перетворення шкідливих вертикальних коливань бурового інструменту в корисні удари обважнених бурильних труб по шарошковоому долоту.

Недоліком даного гідроударника є складність конструкції, а отже, мала ефективність і малий ресурс пристрою. Тому зазначені гідроударники не знайшли промислового застосування.

Відомий також гідроударник, забезпечений корпусом, ударною масою – бойком, виконаним з можливістю взаємодії з ковадлом за допомогою пружини, а ковадло спільно з перехідником зі штоком – з можливістю поздовжніх переміщень щодо корпусу, клапаном і нижнім перехідником.

Досвід буріння із застосуванням зазначених гідравлічних ударником показав, що збільшення механічної швидкості при цьому становить в 1,4 ... 1,5 рази, що недостатньо при бурінні міцних і твердих порід.

Мета роботи. спрощення конструкції і підвищення ефективності створення динамічних навантажень на бурове долото.

Об'єкт дослідження. Процеси руху бурового розчину при закачуванні його у свердловину з використанням модернізованого вібраційного ударника.

Предмет дослідження. Властивості і характеристики вібраційного ударника, що оснащений модернізованою частиною.

Можливі результати, які очікуються при виконанні роботи, їхня новизна та значення. Істотною відмінністю модернізації є те, що спрощується конструкція гідроударника за рахунок застосування в якості клапанного вузла гідравлічного вібратора, пов'язаного жорстко з подпружиненою ударною масою – бойком. В результаті при спрощенні конструкції гідроударника за рахунок

використання вібратора значно збільшується динамічний вплив на наддолотний перехідник при пружній взаємодії бойка з ковадлом, тобто за рахунок періодичної ударної дії бойка на ковадло.

Апробація роботи. Основні положення магістерської роботи доповідались та обговорювались на 76-й науковій конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», секція нафтогазова інженерія та технології, м. Полтава, 20.05.2024 р.

Структура й обсяг магістерської роботи.

Магістерська робота складається із вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел, який містить 22 найменування, додатків. Основна частина магістерської роботи викладена на 76 сторінках комп'ютерного набору і містить 8 рисунків і 14 таблиць. Повний обсяг магістерської роботи становить 78 сторінок.

1 ВИБІР ТА ОПИС ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання

1.1.1 Вихідні дані для магістерської роботи

Конструкція свердловини глибиною 6300 м подана на рис. 1.1.

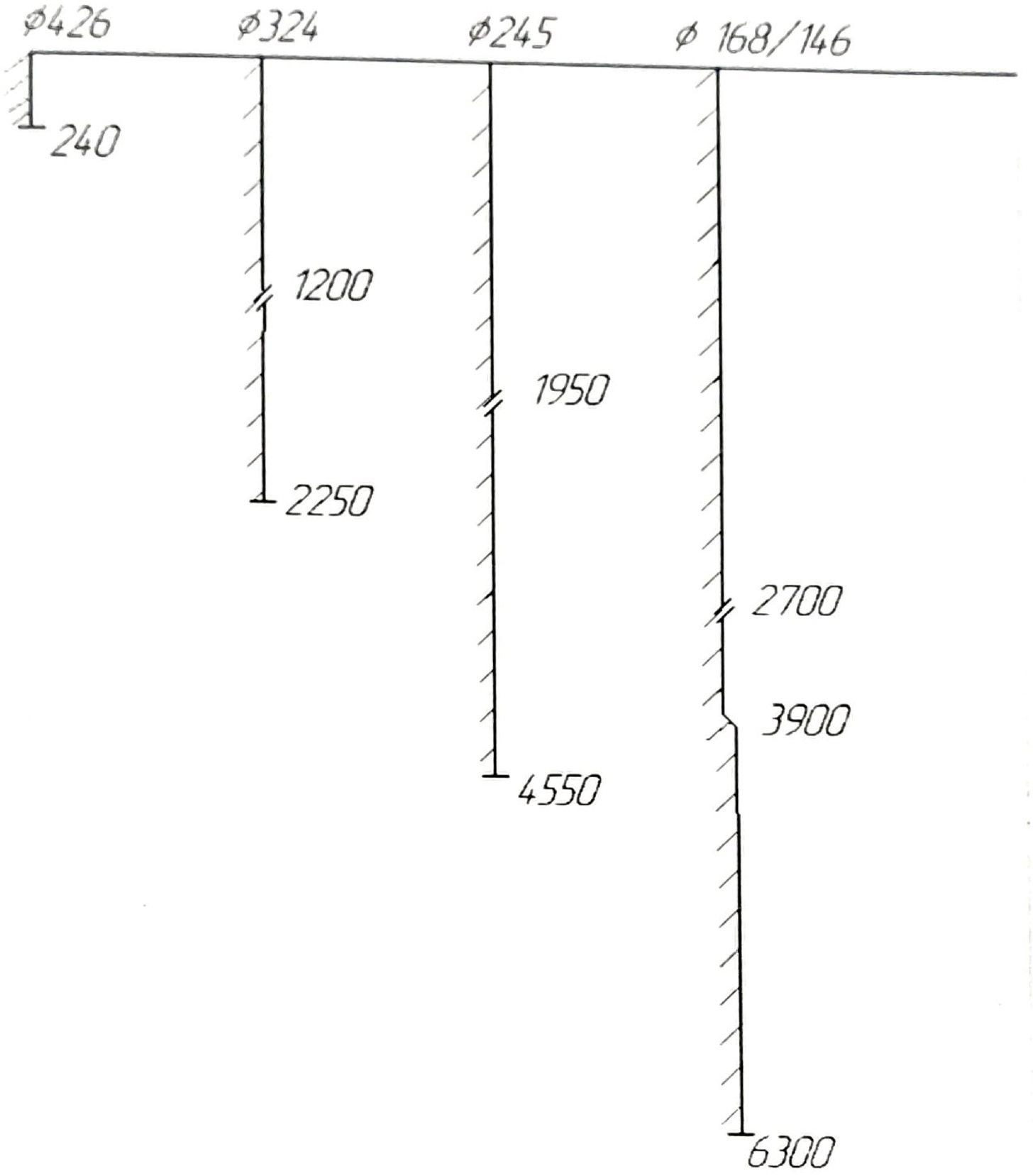


Рисунок 1.1 – Конструкція свердловини

Кондуктор d = 426мм спускається на глибину 240 м з метою перекриття верхніх нестійких осадочних порід, схильних до обвалів і поглинань. Цементується по всій довжині.

Проміжна колона d = 324 мм спускається на глибину 2250 м двома секціями зі стиковкою на глибині 1200 м з метою перекриття юрських,

тріасових, пермських і частини кам'яновугільних відкладів, де можливі обсипання і жолобоутворення. Цементується колона по всій довжині.

Проміжна колона d = 245 мм спускається на глибину 4550 м двома секціями зі стиковкою на глибині 1950м з метою перекриття башкирського і намюрського яруса кам'яновугільних відкладень, де можливі обсипання, а також нафтогазопрояви. Цементується колона по всій довжині.

Експлуатаційна колона d =168/146 мм спускається до проектної глибини 6300 м двома секціями зі стиковкою на глибині 3900м і переходом на глибині 2700м. Цементується колона по всій довжині.

1.1.2 Розрахунок діаметрів доліт

Діаметр долота при бурінні під кожну обсадну колону визначаємо за формулою:

$$D_{дол} = D_{м} + 2\Delta, \qquad (1.1)$$

де $D_{м}$ – зовнішній діаметр муфти колони обсадних труб [8];

2Δ – величина проміжку між муфтою і стінками свердловини [8].

Під кондуктор $D_{дол}^{426} = 451 + 42 = 493$ мм; приймаємо $D_{дол}^{426} = 490$ мм.

Під проміжну колону $D_{дол}^{324} = 351 + 36 = 387$ мм; приймаємо $D_{дол}^{324} = 394$ мм.

Під проміжну колону $D_{дол}^{245} = 270 + 23 = 293$ мм; приймаємо $D_{дол}^{245} = 295$ мм.

Під експлуатаційну колону $D_{дол}^{140} = 166 + 18 = 184$ мм; приймаємо $D_{дол}^{140} = 190$ мм.

1.1.3 Розрахунки обсадних і бурильних колон

1.1.3.1 Визначення довжини ОБТ

Довжину ОБТ при бурінні під кожну обсадну колону визначаємо за формулою

$$\ell_{ОБТ.} = \frac{K \cdot G}{q_{ОБТ.}\left(1 - \frac{j_{б.р.}}{j_{м.}}\right)}, \qquad (1.2)$$

де К – коефіцієнт, який ураховує перевищення ваги ОБТ над навантаженням на долото; приймаємо К=1,25;

G – осьове навантаження на долото [8];

$q_{ОБТ}$ – вага 1м.п. ОБТ [8];

$j_{б.р}$ – питома вага бурового розчину; приймаємо згідно ГТН;

$j_м$ – питома вага матеріалу труб; приймаємо $j_м$=7850кг/м^3.

Під кондуктор:

$$\ell_{ОБТ}^{426} = \frac{1,25 \cdot 60 \cdot 10^3}{1920\left(1 - \frac{1220}{7850}\right)} = 47 \text{ м}$$

Під проміжну колону ǿ 324 мм:

$$\ell_{ОБТ}^{324} = \frac{1,25 \cdot 200 \cdot 10^3}{1920\left(1 - \frac{1360}{7850}\right)} = 157 \text{ м}$$

Під проміжну колону ǿ 245 мм:

$$\ell_{ОБТ}^{245} = \frac{1.25 \cdot 190 \cdot 10^3}{1890\left(1 - \frac{1360}{7850}\right)} = 152 \text{ м}$$

Під експлуатаційну колону:

$$\ell_{ОБТ}^{127} = \frac{1,25 \cdot 190 \cdot 10^3}{970\left(1 - \frac{1970}{7850}\right)} = 326 \text{ м.}$$

1.1.3.2 Визначення довжини бурильного інструменту

Розраховуємо бурильний інструмент при бурінні під експлуатаційну колону.

Для І-ої секції бурильної колони приймаємо бурильну трубу ǿ 114мм із товщиною стінки 10 мм групи міцності Л. Визначаємо допустиму глибину бурильних труб за формулою:

$$\ell_{доп} = \frac{Q^{I}_{доп} - \ell_{ОБТ} \cdot q_{ОБТ}(1 - \frac{j_{б.р.}}{j_{м.}})}{q^{I}_{пр.}(1 - \frac{j_{б.р.}}{j_{м.}})} + \ell_{ОБТ}, \quad (1.3)$$

де $q^{I}_{пр.}$ – вага 1 м.п. бурильної труби [8];

$Q^{I}_{доп.}$ – допустиме розтягуюче навантаження на тілі труби; визначаємо за формулою

$$Q^{I}_{доп} = \frac{Q^{I}_{р.}}{K}, \quad (1.4)$$

де $Q_{р}$ – розтягуюче навантаження, при якому напруження у тілі труби досягає межі текучості [9];

К – коефіцієнт запасу міцності; приймаємо для роторного буріння К=1,4.

$$Q^{I}_{доп} = \frac{2600}{1,4} = 1857,2 \text{ кН};$$

$$\ell^{I}_{доп} = \frac{1857,2 \cdot 10^{3} - 326 \cdot 970\left(1 - \frac{1970}{7850}\right)}{301 \cdot \left(1 - \frac{1970}{7850}\right)} + 326 = 7512 \text{ м}$$

Верхню частину колони складаємо із труб діаметром 127 мм із товщиною стінки 10 мм групи міцності Л. Визначаємо допустиму довжину 2-ої секції за формулою

$$\ell^{II}_{доп.} = \frac{Q^{II}_{доп.} - Q^{I}_{доп.}}{q^{II}_{пр.}(1 - \frac{j_{б.р.}}{j_{м.}})}, \quad (1.5)$$

де $q^{II}_{пр.}$ – вага 1 м.п. бурильної труби 2–ої секції;

$Q^{II}_{доп.}$ – допустиме розтягуюче навантаження на тілі труби 2-ої секції.

$$Q^{II}_{доп.} = \frac{Q^{II}_{р.}}{K}. \quad (1.6)$$

$$Q^{II}_{доп.} = \frac{2900}{1,4} = 2071,4 \text{ кН};$$

$$\ell^{II}_{доп.} = \frac{2071,4 \cdot 10^3 - 1857,2 \cdot 10^3}{331 \cdot \left(1 - \frac{1970}{7850}\right)} = 864 \text{ м}$$

Третю секцію бурильних труб складемо із труб діаметром 140 мм із товщиною стінки 10 мм групи міцності Л. Допустиму довжину визначаємо аналогічно допустимій довжині 2-ої секції за формулами

$$\ell^{III}_{доп} = \frac{Q^{III}_{доп} - Q^{II}_{доп}}{q^{III}_{пр.}\left(1 - \frac{j_{б.р.}}{j_м}\right)}; \qquad (1.7)$$

де $q^{III}_{пр.}$ – вага 1 м.п. бурильної труби 3–ї секції;

$Q^{III}_{доп}$ – допустиме розтягуюче навантаження на тілі труби 3-ї секції

$$Q^{III}_{доп.} = \frac{Q^{III}_{р}}{K}. \qquad (1.8)$$

$$Q^{III}_{доп.} = \frac{3250}{1,4} = 2321,4 \text{ кН};$$

$$\ell^{II}_{доп} = \frac{2321,4 \cdot 10^3 - 2071,4 \cdot 10^3}{388 \cdot \left(1 - \frac{1970}{7850}\right)} = 860 \text{ м}$$

Відповідно проведених розрахунків складаємо таблиці вибору компонування бурильного інструменту.

Таблиця 1.1 – Робочий інструмент при бурінні під експлуатаційну колону

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
1	2	3	4
140	10Л	388	860
127	10Л	331	864
114	10Л	301	4250
ОБТ-108	-	970	326

Таблиця 1.2 – Робочий інструмент при бурінні під проміжну колону ǿ 245 мм

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
127	10Л	331	148
114	10Л	301	4250
ОБТ-197	-	1890	152

Таблиця 1.3 – Робочий інструмент при бурінні під проміжну колону ǿ 324 мм

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
114	10Л	301	2093
ОБТ-203	-	1920	157

Таблиця 1.4 – Робочий інструмент при бурінні під кондуктор

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
114	10Л	301	193
ОБТ-203	-	1920	47

1.1.3.3 Визначення ваги колони бурильних і обсадних труб

Вагу бурильного інструмента при бурінні під кожну обсадну колону визначаємо за формулою:

$$Q_{б.к.} = (Q_{б.тр.} + Q_{ОБТ})K; \qquad (1.9)$$

де $Q_{б.тр.}$ - вага колони бурильних труб;

$Q_{ОБТ}$ - вага колони ОБТ;

К – коефіцієнт прихвату; приймаємо К=1,3

Під експлуатаційну колону:

$$Q^{e}_{б.к.} = (388 \cdot 860 + 331 \cdot 864 + 301 \cdot 4250 + 970 \cdot 326) \cdot 1,3 = 2879674,2 \text{ Н} \approx 2880 \text{ кН}$$

Під проміжну колону ǿ 245 мм:

$$Q^{пр}_{б.к.} = (331 \cdot 148 + 301 \cdot 4250 + 1890 \cdot 152) \cdot 1.3 = 2100173,4 \text{ Н} \approx 2100 \text{ кН}$$

Під проміжну колону ǿ 324 мм:

$$Q^{пр}_{б.к.} = (301 \cdot 2093 + 1920 \cdot 157) \cdot 1,3 = 1210862,9 \text{ Н} \approx 1211 \text{ кН}$$

Під кондуктор:

$$Q^{k}_{б.к.} = (301 \cdot 193 + 1920 \cdot 47) \cdot 1,3 = 192832,9 \text{ Н} \approx 193 \text{ кН}$$

Вагу кожної секції обсадних колон визначаємо згідно з конструкцією свердловини, приймаючи коефіцієнт запасу допустимого навантаження на гаку

для обсадної колони $k = 1{,}15$.

Визначаємо вагу кожної секції експлуатаційної колони діаметром 168/146 мм, яка спускається двома секціями:

1-ша секція довжиною 3600 м:

$$Q^{I}_{e} = (2700 \cdot 301 + 1100 \cdot 312 + 2500 \cdot 297) \cdot 1{,}15 = 2183160\,\text{Н} \approx 2183\ \text{кН}$$

2-га секція довжиною 2700 м:

$$Q^{II}_{e} = (400 \cdot 435 + 800 \cdot 471 + 1500 \cdot 343 + 700 \cdot 312) \cdot 1{,}15 = 1476255\,\text{Н} \approx 1476\,\text{кН}$$

Визначаємо вагу кожної секції проміжної колони діаметром 245мм, яка спускається двома секціями:

1-ша секція довжиною 2600 м:

$$Q^{I}_{пр} = (2600 \cdot 301 + 1000 \cdot 661 + 950 \cdot 595) \cdot 1{,}15 = 2310177{,}5\,\text{Н} \approx 2310\,\text{кН}$$

2-га секція довжиною 1950 м:

$$Q^{II}_{пр.} = (650 \cdot 661 + 670 \cdot 595 + 630 \cdot 824) \cdot 1{,}15 = 1549533\,\text{Н} \approx 1550\,\text{кН}$$

Визначаємо вагу кожної секції проміжної колони діаметром 324мм, яка спускається двома секціями:

1-ша секція довжиною 1050 м:

$$Q^{I}_{пр.} = (1200 \cdot 301 + 700 \cdot 945 + 350 \cdot 871) \cdot 1{,}15 = 1526682{,}5\,\text{Н} \approx 1527\,\text{кН}$$

2-га секція довжиною 1200 м:

$$Q^{II}_{пр.} = 1200 \cdot 945 \cdot 1{,}15 = 1304100\,\text{Н} \approx 1304\,\text{кН}$$

Визначаємо вагу кондуктора діаметром 426мм і довжиною 240м:

$$Q_{к.} = 240 \cdot 1162 \cdot 1{,}15 = 320712\,\text{Н} \approx 321\,\text{кН}$$

Таблиця 1.5 – Зведена вагова характеристика обсадних і бурильних колон

№ n/n	Назва колони	Діаметр труб, мм	Товщина стінки, мм і група міцн.	Глибина спуску, м	Вага колони, кН
1	2	3	4	5	7
1	Бурильний інструмент під експлуатаційну колону	140 127 114 ОБТ-146	10Л 10Л 10Л	860 864 4250 326	2880

2	Бурильний інструмент під проміжну колону ǿ 245 мм	127 114 ОБТ-197	10Л 10Л -	148 4250 152	2100
3	Бурильний інструмент під проміжну колону ǿ 324 мм	114 ОБТ-203	10Л -	2093 157	1211
4	Бурильний інструмент під кондуктор	114 ОБТ-203	10Л -	193 47	193
5	Експлуатаційна колона	114 146	10Л 9Д 9,17Р110	2700 1100 2500	2183
		168 146	11К 12К 12Е 10Е 10К 9Д	400 200 600 600 900 700	1476
6	Проміжна колона ǿ 245 мм	114 245	10Л 11К 10Е	2600 1000 950	2310
		245	11К 10К 12Д 11К	300 670 630 350	1550
7	Проміжна колона ǿ 324 мм	114 324	10Л 12Л 11Л	1200 700 350	1527
			12Л	1200	1304
8	Кондуктор	426	12Д	240	321

1.1.4 Вибір категорії, класу та основних параметрів бурової установки

Таким чином, після проведення розрахунків в пункті 1.3, найважчою колоною є бурильний інструмент при бурінні під експлуатаційну колону. Її вага складає 2880 кН. Згідно цих даних вибираємо бурову установку з дизель-гідравлічним приводом БУ 8500/500 ДЕР [4], яка задовольняє розрахункам.

1.2 Конструктивні особливості вибраного обладнання

У складі циркуляційної системи вибраної бурової установки 8500/500 ДЕР використовується насосний блок, який складений з трьох бурових насосів УНБТ-950 (рис. 1.2) обв'язаних між собою маніфольдом. Технічка характеристика бурового насосу наведена у табл. 1.6.

Насос УНБТ-950 складається з двох основних, функціонально пов'язаних складових частин: гідравлічної і механічної, змонтованих на загальній рамі.

Гідравлічна частина включає: гідравлічний блок з розміщеними попарно вхідним і вихідним клапанами, циліндро-поршневу групу, блок охолодження циліндро-поршневої групи, пневмокомпенсатор і запобіжний клапан. Гідравлічний блок має два конструктивних виконання: прямоточне і L-подібне. У прямоточному виконанні клапани розташовані один над одним, а при L-подібному вхідний клапан зміщується вперед по основній осі циліндро-поршневої пари.

Для автоматичного приводу відключення насоса при перевищенні граничного тиску на вихідному колекторі насоса змонтований запобіжний клапан.

В буровому насосі УНБТ-950 використовуються самодіючі пружинні клапани тарілчастої конструкції. Всмоктувальні та нагнітальні клапани взаємозамінні. Осі поршнів паралельні і розташовуються в горизонтальній площині в одній стороні від приводу насоса.

Клапани бурового насоса взаємозамінні і складаються з сідла і тарілки, які утворюють разом з пружиною і кришкою та упорним гвинтом утворюють клапанну коробку.

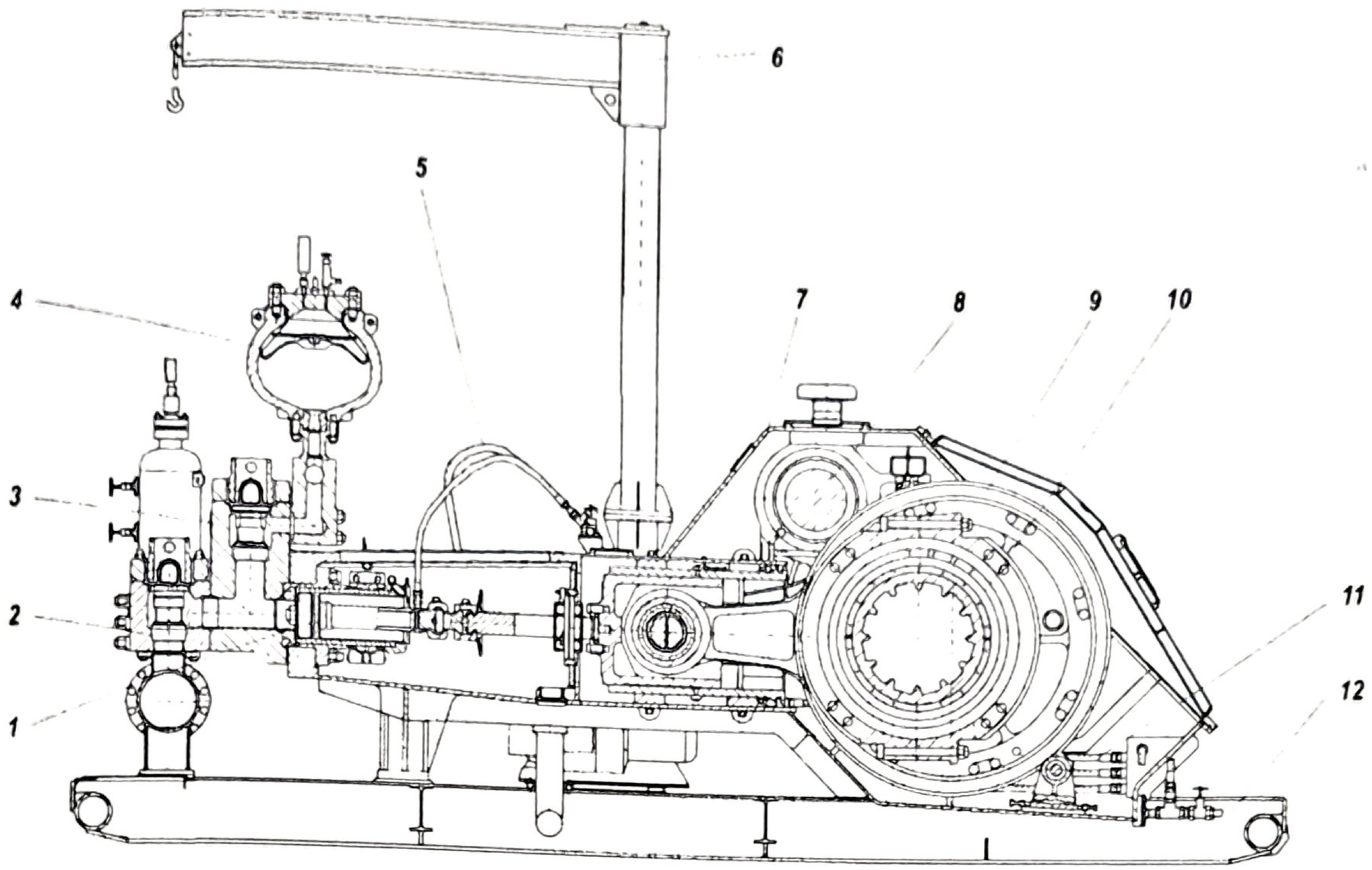


Рисунок 1.2 – Буровий насос УНБТ-950

1 – циліндропоршнева група; 2 – клапан; 3 – блок гідравлічний; 4 – пневмокомпенсатор; 5 – система СОЖ; 6 – кран консольно-поворотний; 7 – корпус; 8 – трансмісійний вал; 9 – редуктор; 10 – кривошипно-поршневий механізм; 11 – система мащення; 12 – рама.

Конструкція даного насоса більш досконала, порівняно з УНБ-600, внаслідок відсутності ущільнення штока і меншої кількості клапанів. Але з-поміж переваг, насос має ряд основних недоліків, а саме низька довговічність змінних деталей гідравлічної частини насоса, що призводить до частих ремонтів і дорогих простоїв бурового обладнання. Поряд з тарілчастими клапанами, найбільш слабкою ланкою УНБТ є поршень. Низька довговічність поршня пов'язана з високими тисками роботи насоса, необхідністю використання бурових розчинів високої густини для боротьби з аномально високими пластовими тисками і низьким ступенем очищення бурового розчину після виходу з свердловини.

Таблиця 1.6 – Технічна характеристика бурового насоса УНБТ- 950

Параметри	Показники
1	2
Потужність насосу, кВт	950
Корисна потужність насоса, кВт	750
Число поршнів	3
Число робочих камер циліндра	1
Максимальне число подвійних ходів поршня за 1 хв	125
Хід поршня, мм	290
Внутрішній діаметр циліндрових втулок, мм: - найбільший - найменший	 180 140
Подача, л/с: - найбільша - найменша	 46 28,8
Тиск на виході з насоса, МПа: - найменший - найбільший	 19 32
Діаметр штока поршня, мм	60
Максимальна частота обертання трансмісійного вала, об/хв	566
Передаточне число зубчастої пари	4,53
Діаметр прохідного отворі сідла клапана, мм	145
Діаметр прохідного отвору колектора, мм: - всмоктуючого - нагнітального	 230 100
Габарити насоса, мм: - довжина - ширина - висота	 5550 3250 3250
Маса без рами зі шківом і пневмокомпенсатором, кг	22953

1.3 Конструкція вібраційного ударника

Для збільшення динамічного впливу породоруйнівного інструменту на гірську породу вибою використовується конструкція вібраційного ударника, що працює за рахунок перекочування шарошок по вибою (рис. 1.3).

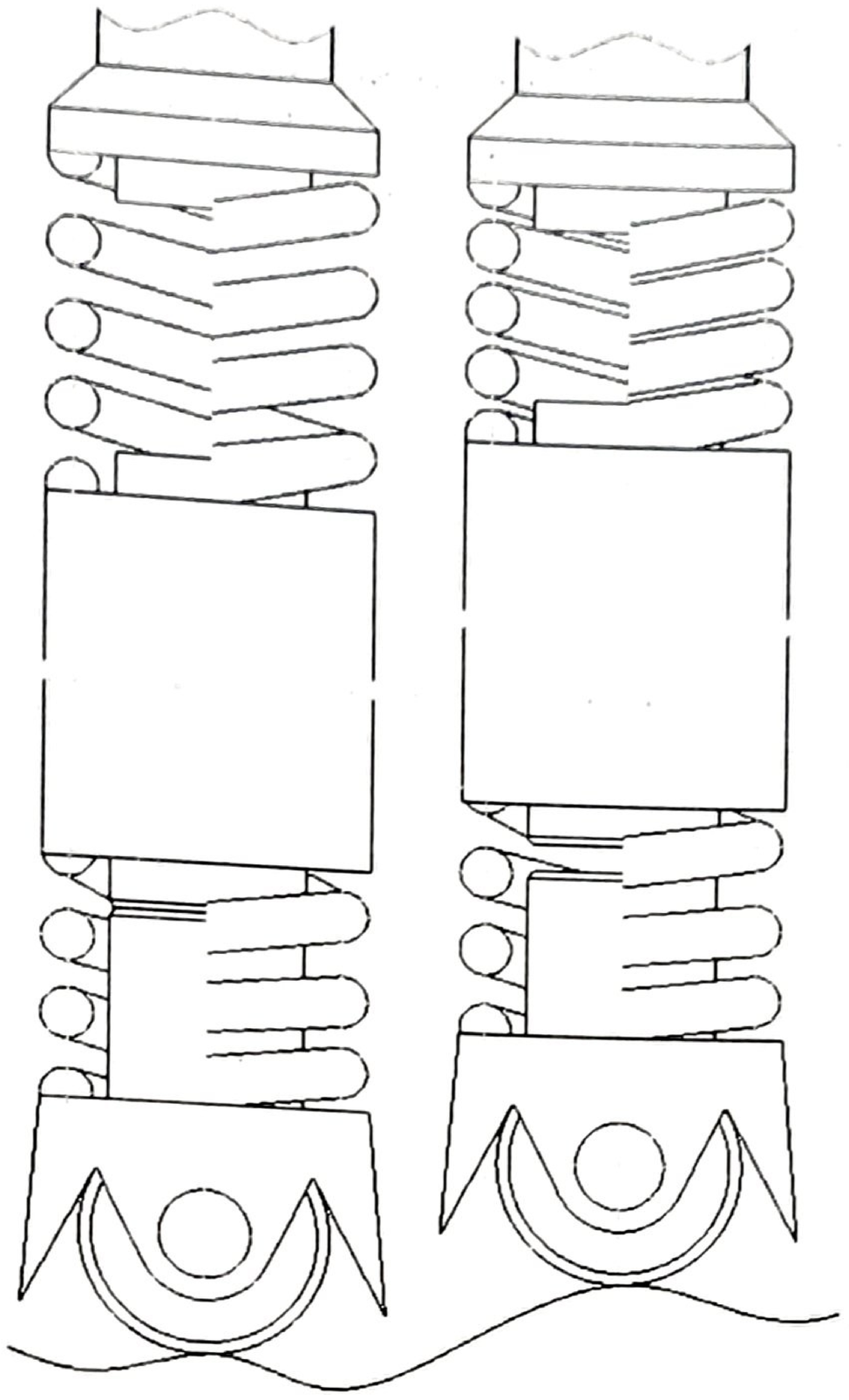


Рисунок 1.3 – Вібраційний ударник

Технічна характеристика:

Діаметр буріння - 195 - 295 мм; частота ударів - 2 - 12 $с^{-1}$; енергія удару - 100-500 Дж; ударне навантаження - 100-250 кН.

Вібраційний ударник застосовується в породах 6-10 категорій по буримості. Призначений для перетворення шкідливих вертикальних коливань бурового інструменту в корисні удари обважнених бурильних труб по шарошковоому долоту.

Вертикальні коливання виходять внаслідок нерівномірної форми вибою за рахунок рухомого з'єднання обважнених бурильних труб в компановці бурильної колони. Кількість вибоїн кратно кількості шарошок: $n_{виб.} = in_{шарош}$, де i=1,2,3…

Висновки

У даному розділі магістерської роботи згідно вихідних даних вибрана бурова установка за умовною глибиною буріння і найбільшим навантаженням на гаку, дана її технічна характеристика; описана конструкція бурового насоса, який входить в склад вибраної бурової установки; описані конструктивні особливості вібраційного ударника.

2 ОПИС ТЕХНІЧНОЇ ПРОПОЗИЦІЇ

2.1 Опис модернізованої конструкції вібраційного гідравлічного ударника

Відомий гідроударник для буріння, що містить корпус, клапанну коробку, бойок у вигляді струминного насоса, камера змішання якого гідравлічно пов'язана з простором над бойком і ковадлом [29].

Недоліком даного гідроударника є складність конструкції, а отже, мала ефективність і малий ресурс пристрою. Тому зазначені гідроударники не знайшли промислового застосування.

Відомий також гідроударник, забезпечений корпусом, ударною масою – бойком, виконаним з можливістю взаємодії з ковадлом за допомогою пружини, а ковадло спільно з перехідником зі штоком – з можливістю поздовжніх переміщень щодо корпусу, клапаном і нижнім перехідником [2].

Досвід буріння із застосуванням зазначених гідравлічних ударником показав, що збільшення механічної швидкості при цьому становить в 1,4 ... 1,5 рази, що недостатньо при бурінні міцних і твердих порід.

Мета модернізації – спрощення конструкції і підвищення ефективності створення динамічних навантажень на бурове долото.

Зазначена мета досягається тим, що в запропонованій конструкції гідроударника бойок забезпечений клапанною коробкою, виконаною у вигляді циліндричної втулки з каналом прямокутного перерізу, усередині якого розміщено шатун і перекидний клапан. Причому верхня частина клапанного вузла герметично розміщена в циліндричній порожнині верхнього перехідника, а нижня частина жорстко пов'язана з ударною масою (бойком), пружно взаємодіє з ковадлом, встановленим на штоку.

Модернізований вібраційний гідравлічний ударник (рис. 2.1) складається з корпусу 1, перехідника зі штоком 2, ковадлом 3, верхнього перехідника 4, пружини 5. Усередині корпусу розміщується бойок 6, жорстко пов'язаний з клапанною коробкою 7. Всередині клапанної коробки на осі 8 закріплений

шатун 9, який пов'язаний за допомогою осі з перекидним клапаном 10.

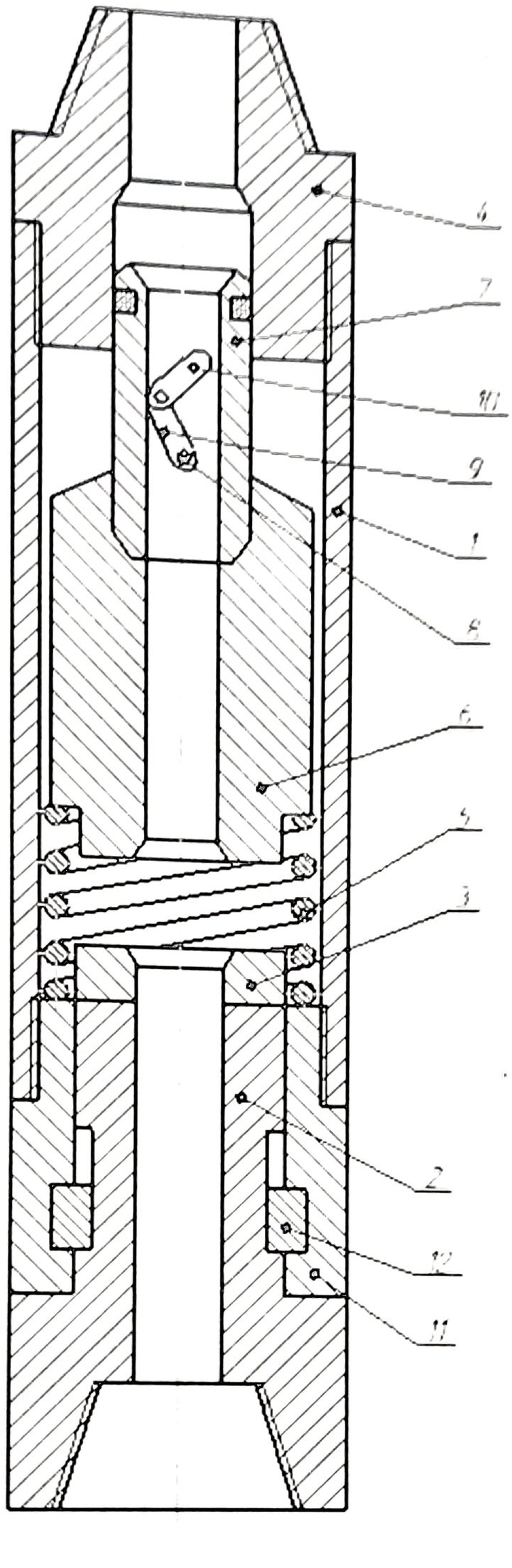


Рисунок 2.1 – Модернізований вібраційний гідравлічний ударник:

1 – корпус; 2 – шток; 3 – наковальня; 4 – верхній перевідник; 5 – пружина;

6 – ударний навантажувач; 7 – клапанна коробка; 8 – вісь; 9 – шатун;

10 – клапан; 11 – ніпель; 12 – шпонка

Перевідник зі штоком 2 має можливість подовжнього переміщення щодо ніпеля 11, для запобігання переміщення зазначених деталей щодо корпусу встановлена шпонка 12.

Принцип дії гідроударника полягає в наступному. У вихідному положенні перекидний клапан 10 перекриває канал прямокутного перерізу клапанної коробки 7. При подачі промивальної рідини через канал клапанної коробки під дією перепаду тиску шатун 9 і перекидний клапан 10 займають вертикальне положення відповідно до законів гідростатики. Надалі за інерцією шатун 9 переміщається в крайнє праве положення, захоплюючи за собою перекидний клапан 10. В результаті канал клапанної коробки буде перекритий, створюється перепад тиску на верхньому кінці клапанної коробки 7 і ударна маса 6, переміщаючись вниз, ударяє по ковадлу 3. При цьому пружина 5 стискається і отримує потенційну енергію. При уларі бойка 6 об ковадло 3 перехідник зі штоком 2, маючи вільну можливість переміщення по осі, здійснює поздовжні ударні впливи на долото і тим самим збільшується інтенсивність удару.

В результаті удару і впливу тиску промивальної рідини перекидний клапан 10 знову займає вертикальне положення. При цьому перепад тиску на верхній торець клапанної коробки 7 істотно знижується за рахунок вільного переміщення рідини в каналі клапанної коробки і бойок 6 під дією пружини 5 переміщається вгору і займає вихідне положення. Надалі перекидний клапан 10 по інерції переміщається в крайнє ліве положення і цикл знову повторюється. Таким чином, створюється динамічна ударна дія на наддолотний перехідник і реалізується ударно-обертальний спосіб буріння.

Ударна дію на долото бурильного інструменту призводить до більш ефективного руйнування породи вибою свердловини. В результаті механічна швидкість буріння свердловини істотно зростає в порівнянні з процесом руйнування вибою за рахунок статичного навантаження на долото.

Істотною відмінністю модернізації є те, що спрощується конструкція гідроударника за рахунок застосування в якості клапанного вузла гідравлічного вібратора, пов'язаного жорстко з подпружиненою ударною масою – бойком. В

результаті при спрощенні конструкції гідроударника за рахунок використання вібратора значно збільшується динамічний вплив на наддолотний перехідник при пружній взаємодії бойка з ковадлом, тобто за рахунок періодичної ударної дії бойка на ковадло.

2.2 Оцінка економічної ефективності

2.2.1 Визначення економічної ефективності впровадження модернізованого обладнання

Згідно з діючою методикою встановлення економічної ефективності впровадження нової техніки в нафтогазовій галузі річний економічний ефект від виробництва і використання нового обладнання, машин, інструментів та інших засобів праці довгострокового використання з поліпшеними якісними характеристиками визначається за такою формулою:

$$E = \left[З_1 \cdot k_1 \cdot k_2 + \frac{\Delta C^{експл.} - E_н \cdot \Delta K}{P_2 + E_н} - З_2\right] \cdot A, грн., \qquad (2.1)$$

де $З_1, З_2$ – приведені витрати на одиницю відповідно базового і нового обладнання, які включають затрати на науково-дослідницькі роботи, розроблення технічного проекту, робочих креслень та іншої технічної документації, виготовлення дослідної партії, випробування, доведення, розроблення технології виробництва, виготовлення оснащення, освоєння серійного випуску нової продукції, $З_1 = 21000000,00$ грн. (вартість бурової установки базової конструкції);

k_1 – коефіцієнт зростання продуктивності;

B_2 , B_1 – річна проходка відповідно новою та базовою технікою;

k_2 – коефіцієнт зміни строків служби, $k_2 = 1$;

$E_н$ – єдиний нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень, $E_н = 0,15$;

$\Delta C^{експл}$ – економія експлуатаційних витрат;

ΔK – економія супутніх капітальних вкладів споживача (без урахування вартості основного обладнання); $\Delta K = 0$;

A – річний обсяг виробництва (впровадження) нового обладнання в натуральних одиницях; $A = 1$.

Приведені витрати на одиницю модернізованого обладнання складаються із вартості $З_1$ аналогічного бурової установки та вартості заходів по проведенню її модернізації:

$$З_2 = З_1 + C^{зах}, грн. \qquad (2.3)$$

де $C^{зах}$ – вартість заходів з модернізації вібраційного гідравлічного ударника;

Вартість заходів по модернізації даного виду обладнання визначається за формулою:

$$C^{зах} = C^{вир} + C^{тр.}, грн. \qquad (2.4)$$

Розрахунок витрат на проведення модернізації проводимо за статтями витрат для допоміжних і обслуговуючих виробництв.

1) Сировина і матеріали:

$$C^{мат} = \sum_{i=1}^{n} Н_i^{М} \cdot Ц_i^{М} \cdot \left(1 + \frac{\%ТЗВ}{100}\right) - \sum_{i=1}^{n} Н_i^{відх} \cdot Ц_i^{утил.}, грн. \qquad (2.5)$$

де: $Н_i^М$ – витрати матеріалу і – того типу;

$Ц_i^М$ – ціна за одиницю матеріалу; приймаємо згідно таблиці 2.1;

%ТЗВ – транспортно-заготівельні витрати; приймаємо в розмірі 5% від витрат на матеріали;

$Н_i^{відх.}$ – кількість відходів матеріалу і – того типу;

$Ц_i^{утил.}$ – ціна утилізації одиниці матеріалу і – того типу;

2) Основна заробітна плата.

$$С^{озп} = \sum_{i=1}^{n} Тр_i \cdot Ст_i \cdot ч_i, грн. \qquad (2.6)$$

де $Тр_i$ – трудомісткість операції і – того типу; приймаємо з таблиці 2.2;

Таблиця 2.1 – Витрати на матеріли для проведення модернізації

Вид матеріалу	Од. виміру	Ціна за од. $Ц_i^М$, грн./т	Витрати матеріалу, $Н_i^М$, нат. од./шт.	Кількість відходів, $Н_i^{відх}$, нат. од/шт.	Ціна утилізації матеріалу, $Ц_i^{утил}$, грн./т.	Всього витрат, грн
Сталь 50Х ГОСТ 4543-71	т	13430	$26 \cdot 10^{-3}$	$1,1 \cdot 10^{-3}$	2300	364,1
Резина технічна листова	п.м	1690	0,75	-	-	1267,5
Всього						1631,6

$Ст_i^{год}$ – годинна тарифна ставка робітника і – того розряду, приймаємо з таблиці 2.2;

$ч_i$ – кількість виконавців операції і – того типу, приймаємо з таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 — Заробітна плата основних робітників

Вид трудової операції	Спеціальність	Розряд робіт	Кількість виконавців $Ч_i$, чол.	Трудомісткість операції, $Тр_i$, н·год	Годинна тарифна ставка, $Ст_i^{год}$ грн/год	Основна заробітна плата, грн.
Заготівельна	токар	IV	1	0,1	27,60	2,76
Розточування	токар	IV	1	0,6	27,60	16,56
Токарна	Слюсар-рем.	V	1	0,5	31,98	15,99
Чорнове точіння	Слюсар-рем.	V	1	0,5	31,98	15,99
Чистове точіння	Слюсар-рем.	IV	1	0,8	27,60	22,08
Шліфувальна	Слюсар	IV	1	0,6	27,60	16,56
Всього						89,94

3) Додаткова заробітна плата.

Додаткова заробітна плата приймається в розмірі 25% від основної заробітної плати:

$$C^{ДЗП} = C^{ОЗП} \cdot \frac{25}{100}, \text{грн.} \qquad (2.7)$$

$$C^{ДЗП} = 89{,}94 \cdot \frac{25}{100} = 22{,}49 \text{ грн.}$$

4) Відрахування на соціальне страхування:

$$C^{ВСС} = (C^{ОЗП} + C^{ДЗП}) \cdot ЕСВ, грн. \qquad (2.8)$$

де: ЕСВ – відрахування по ставках страхових зборів, ЕСВ = 22%

$C^{ВСС} = 0{,}22 \cdot (89{,}94 + 22{,}49) = 24{,}73$ грн

5) Витрати на утримання та експлуатацію обладнання

$$C^{ел.} = \sum_{i=1}^{n} Тр_i \cdot Нт_i^{год.} \cdot Ц^{ел.}, грн. \qquad (2.9)$$

де $C^{ел.}$ – витрати на електроенергію під час опрацювання вібраційного гідравлічного ударника;

$Тр_i$ – трудомісткість операції і-того типу; приймаємо з таблиці 2.3;

$Нт_i^{год}$ – норма витрат електроенергії для операції і – того типу за 1 год. приймаємо з таблиці 2.3;

$Ц^{ел.} = 221.282$ коп/кВт – ціна за одиницю електроенергії. (станом на 1.10.2018 р.).

6) Загальновиробничі витрати

Загальновиробничі витрати приймаються в розмірі 150% від основної заробітної плати:

$$С^{ЗВВ} = 1.5 \cdot С^{ОЗП}, грн. \quad (2.10)$$

$$С^{ЗВВ} = 1,5 \cdot 89.94 = 134,91 грн.$$

Всього виробничих витрат:

$$С^{виробн.} = С^{мат.} + С^{ОЗП} + С^{ДЗП} + С^{ВСС} + С^{ел.} + С^{ЗВВ}, грн. \quad (2.11)$$

$$С^{витр.} = 1631.6 + 89.94 + 22.49 + 24.73 + 526.69 + 134.91 = 2430.36 грн.$$

Таблиця 2.3 – Витрати на електроенергію

Вид трудової операції	Обладнання	Норма витрат електроенергії, $Нт_i^{год}$, кВт/год	Трудомісткість операції, $Тр_i$, н·год	Ціна за одиницю електроенергії, $Ц^{ел.}$, коп/кВт	Витрати на електроенергію, $С^{ел.}$, грн.
Заготівельна	Нажовочно-відрізний верстат 8Б545	9,2	0,1	221,282	22,19
Розточування	Свердлильно-розточний верстат моделі 6902 ДМФ2	12	0,6	221,282	101,94
Нарізання різьби	Багаторізцевий верстати 1720	8	0,5	221,282	84,95
Чорнове точіння	Токарний верстат з ЧПК 16Б1603-05	8,7	0,5	221,282	84,95
Чистове	Токарний	8,7	0,8	221,282	135,92

точіння	верстат з ЧПК 16Б1603-05				
Шліфувальна	Круглошліфу-вальний верстат 3М194	25,5	0,6	221,282	101,94
Всього					526,69

Вартість витрат на транспортні затрати:

$$C^{тр} = N^{km} \cdot Ц^{km}, грн. \quad (2.11)$$

де N^{km} – відстань транспортування обладнання, $N^{km} = 5$ км;

$Ц^{km}$ – ціна 1км перевезення обладнання, $Ц^{km} = 7$ грн./км.

$C^{тр} = 5 \cdot 7 \cdot 2 = 70$ грн.

Отже, всього витрат на проведення заходу за формулою (2.4):

$C^{заг} = 2430.36 + 70 = 2500.36$ грн.

За формулою (2.3) знаходимо приведені витрати на одиницю модернізованого обладнання:

$З_2 = 21000000 + 2500,36 = 21002500,36$ грн.

Знайдемо частку відрахувань від балансової вартості на повне відновлення базового обладнання, яка розраховуються за наступною формулою:

$$P_1 = \frac{1}{T_1}, \quad (2.12)$$

де: T_1=6 роки – термін служби бурової установки,

$$P_1 = \frac{1}{6} = 0,17$$

Термін служби модернізованої бурової установки теж складає 6 років, тому:

$$P_1 = P_2 = 0,17$$

$$\frac{P_1 + E_н}{P_2 + E_н} = 1.$$

Економію експлуатаційних витрат отримуємо за рахунок економії витрат на проведення технічного обслуговування та ремонтів вібраційного гідравлічного ударника:

$$\Delta C^{екон.} = \Delta C^{ТО} + \Delta C^{РЕМ.} \qquad (2.13)$$

Згідно експериментальних даних при застосуванні даної модернізації збільшується міжремонтний період вібраційного гідравлічного ударника.

Збільшення річного ефективного фонду роботи обладнання після модернізації складатиме

$$\Delta T = T_р^{НТ} - T_р^{АТ} = 4162,9 - 4136,2 = 26,7 год$$

Зростання продуктивності бурової установки зумовлене зростанням річної проходки.

Річна проходка розраховується, виходячи з комерційної швидкості буріння, та визначається за формулою

$$B_1 = \frac{V_к \cdot 12,17}{K_{об}}, м, \qquad (2.15)$$

де 12,17 – кількість верстато-місяців у календарному році;

$K_{об}$ – коефіцієнт оборотності бурових установок

$V_к$ – комерційна швидкість буріння базовою технікою

Комерційна швидкість у загальному вигляді визначається за формулою

$$V_к^{АТ} = \frac{H \cdot 720}{T_к^{АТ}}, \frac{м}{верст. - міс.}, \qquad (2.16)$$

де H – глибина буріння, м;

720 – умовна середньомісячна кількість годин перебування бурової установки в складі фонду бурових установок підприємства або її роботи (дорівнює 30 днів × 24 години);

$T_к^{АТ}$ – календарний час буріння свердловини, годин (уключає час

механічного буріння, спуско-підйомних операцій, кріплення, допоміжних та ремонтних робіт, час аварій, ускладнень і час простоїв.

Календарний час буріння свердловини базовою технікою складає $T_к^{АТ} = 12155$ год.

Глибина буріння складає Н = 6300 м.

$$V_к^{АТ} = \frac{6300 \cdot 720}{12155} = 325,8 \frac{м}{верст.-міс.}$$

Для даного значення комерційної швидкості коефіцієнт оборотності бурової установки складає Коб =1,2634

Тоді,

$$B_1 = \frac{325,8 \cdot 12,17}{1,2634} = 3138 м$$

При використанні нової техніки досягається скорочення календарного часу буріння і, як наслідок, відбувається зростання комерційної швидкості буріння, тобто

$$V_к^{НТ} = \frac{H \cdot 720}{T_к^{НТ}} = \frac{H \cdot 720}{T_к^{АТ} - \Delta T}, \frac{м}{верст.-міс.}, \qquad (2.14)$$

де ΔT – загальне скорочення календарного часу буріння свердловини, годин;

$T_к^{АТ}, T_к^{НТ}$ – календарний час буріння свердловини базовою і новою технікою відповідно, годин.

Загальне скорочення календарного часу буріння свердловини досягається за рахунок скорочення часу механічного буріння.

За варіантом модернізації досягається загальне скорочення часу на 63,8 год., $\Delta T = 26,7 год.$

$$V_к^{НТ} = \frac{6300 \cdot 720}{12155 - 26.7} = 326.5. \frac{м}{верст.-міс.}$$

Для бурової установки з модернізованою буровою лебідкою коефіцієнт оборотності бурової установки складає Коб =1,264

Тоді,

$$B_1 = \frac{326,5 \cdot 12,17}{1,264} = 3144\ м,$$

Коефіцієнт зростання продуктивності праці:

$$k_1 = \frac{3144}{3138} = 1,002$$

Економія експлуатаційних витрат зумовлена зменшенням витрат на проведення обслуговуючих робіт може бути розрахована за наступною формулою:

$$\Delta C^{TO} = \lambda \sum_{1}^{n} \Delta TpCm_i m_i (1 + \frac{ЄСВ\%}{100}) k^{вик.мат} k^{н.в}, грн \qquad (2.15)$$

де λ – коефіцієнт додаткової заробітної плати (приймається 1,35);

ΔTp – економія трудомісткості проведення технічного обслуговування, год.

Cm_i – годинна тарифна ставка робітника і-го розряду, грн.;

m_i кількість робітників і-го розряду в бригаді, чол.

$ЄСВ\%$ – ставка єдиного соціального внеску, % (приймається 22%)

$k^{вик.мат}$ - коефіцієнт використання матеріалів по заробітній платі, (приймається, 1,5)

$k^{н.в}$ – коефіцієнт накладних витрат по заробітній платі основних робітників (приймається 1,8)

Склад бурової бригади та годинні тарифні ставки наведені в табл. 2.4

Таблиця 2.4 – Склад бурової бригади та годинні тарифні ставки

Спеціальність	Розряд	Кількість робітників, m_i	Годинна тарифна ставка Cm_i, грн..
Бурильник	VI	1	33,78
Помічник бурильника	V	2	30,85
Помічник бурильника	IV	1	28,45

$$\Delta C^{экспл} = 1.35 \cdot 26.7 \cdot (1 \cdot 33.78 + 2 \cdot 30.85 + 1 \cdot 28.45) \cdot (1 + \frac{22}{100}) \cdot 1.5 \cdot 1.8 = 14714.5 грн.$$

Отже, за формулою (2.1) маємо:

$$E = \left[2100000 \cdot 1.002 \cdot 1 + \frac{14714.5}{0.17 + 0.15} - 21002500.36\right] \cdot 1 = 85483 грн.$$

Висновки

Суть технічного рішення з модернізації пристрою полягає в тому, що порівняно з аналогом гідроударник забезпечений верхнім перехідником, а ударна маса-бойок має клапанну коробку, виконану у вигляді циліндричної втулки з каналом прямокутного перерізу, усередині якого розміщені шатун і перекидний клапан, причому верхня частина клапанного вузла герметично розміщена в циліндричній порожнині верхнього перехідника, а нижня частина жорстко зв'язана з ударною масою-бойком, при цьому перехідник зі штоком встановлений з можливістю поздовжнього переміщення відносно корпусу через шпонки.

При використанні пропонованого вдосконалення за рахунок використання вібратора значно збільшується динамічний вплив на наддолотний перехідник при пружній взаємодії бойка з ковадлом, тобто за рахунок періодичної ударної дії бойка на ковадло.

За результатами розрахунків видно, що сумарний економічний ефект від впровадження модернізованого вібраційного гідравлічного ударника складає 85483 грн. Отже, удосконалення є економічно доцільним.

3 ДОСЛІДНО-КОНСТРУКТОРСЬКА РОБОТА

3.1. Визначення і опис основних проблем у роботі вібраційного гідравлічного ударника, які вимагають проведення науково-дослідних робіт

Мета модернізації – спрощення конструкції і підвищення ефективності створення динамічних навантажень на бурове долото.

Зазначена мета досягається тим, що в запропонованій конструкції гідроударника бойок забезпечений клапанною коробкою, виконаною у вигляді циліндричної втулки з каналом прямокутного перерізу, усередині якого розміщено шатун і перекидний клапан. Причому верхня частина клапанного вузла герметично розміщена в циліндричній порожнині верхнього перехідника, а нижня частина жорстко пов'язана з ударною масою (бойком), пружно взаємодіє з ковадлом, встановленим на штоку.

3.2. Вибір методів досліджень основних параметрів

Для виконання цієї задачі застосовано модуль Flow Simulation програмного середовища SolidWorks, що дає можливість моделювання процесів ламінарного та турбулентного протікання рідин [3, 4].

Модуль Flow Simulation програмного середовища SolidWorks дає можливість моделювання процесів:

- стаціонарні і нестаціонарні течії;
- стискувані і нестискувані (рідини або гази) течії, включаючи до-, транс- і надзвукові режими;
- ідеальні і реальні гази;
- неньютонівські рідини;
- одно і багатокомпонентні течії без хімічних взаємодій і розділення фаз;
- спільні розрахунки течії рідини або газу та теплопередачі всередині

твердого тіла без наявності границі розділення газ -- рідина;

- ламінарні і турбулентні течії, враховуючи ламінарний/турбулентний перехід; - «заморожування» течій для розділення «швидких» і «повільних» процесів;

- течії в пористих середовищах з урахуванням теплопровідності стінок;

- урахування шорсткості стінок;

- зовнішні і/або внутрішні течії;

- конвекційний теплообмін, вільна, вимушена або змішана конвекція;

- радіаційний теплообмін з управлінням прозорістю стінок і розділенням властивостей стінок для теплообміну випромінюванням і сонячною радіацією;

- розрахунок траєкторій твердих частинок і крапель в потоці та ін.

Початковими і граничними умовами можуть задаватися наступні вихідні параметри:

- швидкість, тиск (статичний, динамічний, оточуючого середовища), масові та об'ємні витрати;

- температура, концентрація компонентів, параметри турбулентності;

- витратно-напірні характеристики віртуальних вентиляторів;

- різноманітні типи стінок, включаючи шорсткість, коефіцієнт тепловіддачі і параметри умовного середовища на стінках, що не межують з реальним текучим середовищем;

- джерела тепла (об'ємні і поверхневі), віртуальні тепло вентилятори;

- симетрія відносно базових площин і періодична симетрія.

Результати досліду виводяться у вікні SolidWorks. Існує можливість виводу функції на будь-якій площині у вигляді кольорових епюр, векторів та ізоліній, відображення результатів за допомогою ізоповерхонь. За результатами розрахунків можна створювати тривівневі траєкторії; виводити характеристики розрахунків, розподіл будь-якої характеристикою вздовж будь-якої кривої в MS Excel.

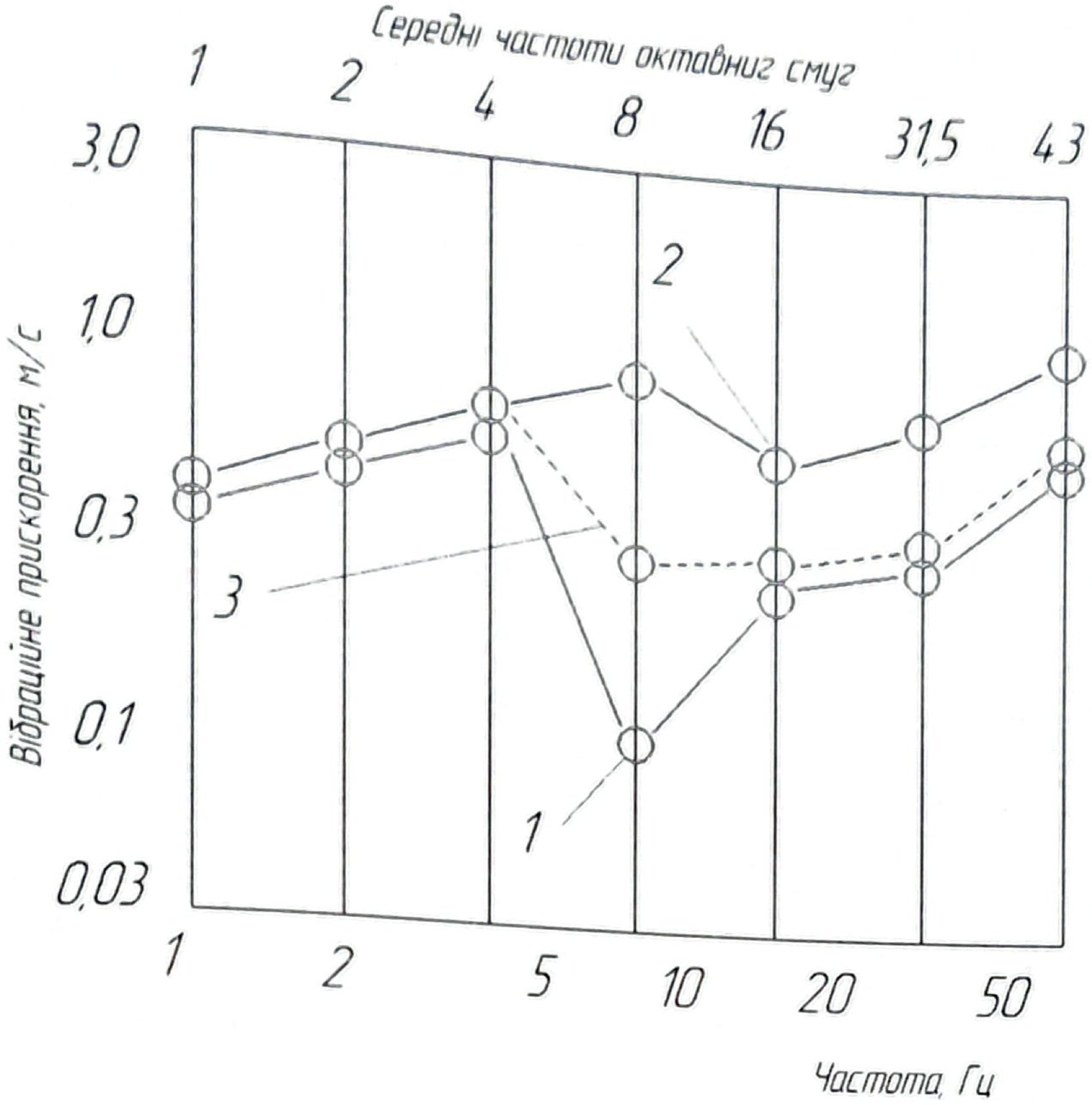


Рисунок 3.1 – Вертикальна вібрація

Дослідження швидкості буріння й енерговитрат при різних режимах роботи на верстаті УСБШ-250А при бурінні двома важкими штангами діаметром 219 мм породи міцністю 18-20 за шкалою М.М. Протодьяконова із зусиллям подачі бурового става 210 кН, що представлено на рис. 3.2.

Попередньо з урахуванням зносу і фактичних розмірів штанг виконано моделювання власних коливань і деформацій, в результаті чого визначено кількість обертів: а) при дорезонансному режимі $n_{дорез.} = 100$ хв$^{-1}$; б) при флатері $n_{фл.} = 115$ хв$^{-1}$; в) при гарантованій відбудові у область вищих частот від режиму флатера, що відповідає $n_{зарез.}=130$ хв$^{-1}$.

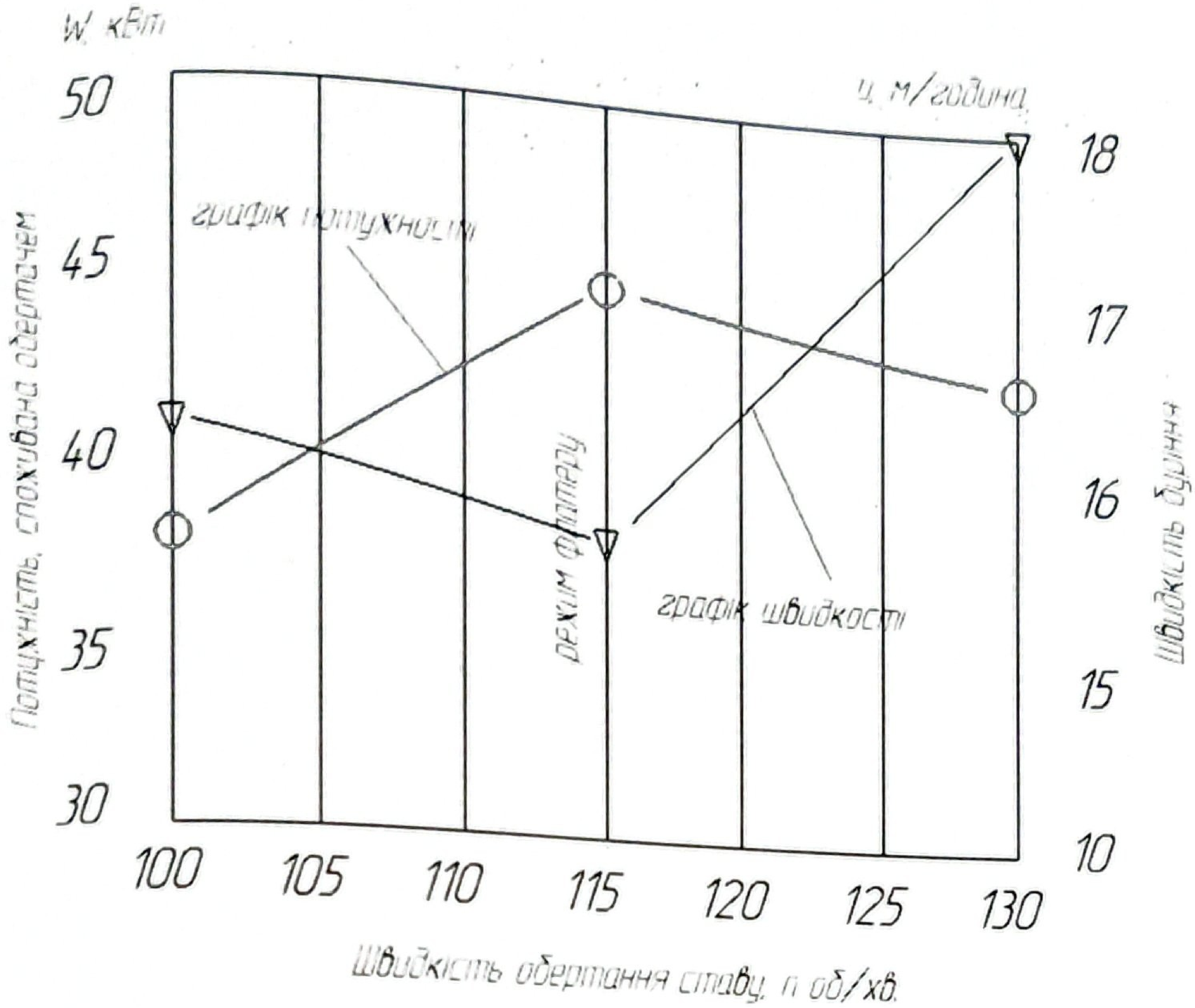


Рисунок 3.2 – Залежності енерговитрат і швидкості буріння від режимів буріння

На рис. 3.2 наведено залежності швидкості буріння при різних режимах роботи верстата 30 УСБШ-259А, з якого видно, що в режимі флатера споживання енергії зростає на 20,5 %, а швидкість буріння знижується на 4 % порівняно зі звичайним режимом буріння. На частоті відбудови 125-130 $хв^{-1}$ споживання енергії знижується на 7 % порівняно з режимом флатера. При цьому швидкість буріння зростає на 15,5 %. Таким чином, поставлена задача розробки способу зниження енерговитрат, підвищення швидкості буріння, зниження зносу бурового інструменту й вібраційних навантажень верстатів шарошкового буріння з шпиндельною схемою обертального механізму за рахунок ліквідації флатера бурового інструменту без спеціальних технічних засобів автоматичного керування режимами буріння досягнута.

Висновки

За результатами проведених досліджень роботи модернізованого вібраційного гідравлічного ударника, які були одержані в процесі виконання дослідно-лабораторних робіт, побудовано їх графічну інтерпретацію – графічні залежності досліджуваних (вихідних) показників від тих чи інших вхідних параметрів, показані залежності енерговитрат і швидкості буріння від режимів буріння. Отримані результати вказують на можливість ефективного використання модернізованого в магістерській роботі вібраційного гідравлічного ударника в складі бурильної колони.

4 РОЗРАХУНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ

4.1 Розрахунок вібраційного гідравлічного ударника

Розрахунок контактної взаємодії вібраційного гідравлічного ударника з аварійною трубою під час ловильних робіт у свердловинах. Застосовується метод теоретичного розрахунку контактної взаємодії плашок вібраційного гідравлічного ударника з аварійною трубою під час ловильних робіт в свердловині, за допомогою якої визначається область контакту плашок з аварійною трубою, сили заклинювання та розподілу контактного тиску плашок.

В загальному обсязі аварійно-відновлювальних робіт чимала їхня частина пов'язана з вилученням із свердловин прихоплених та обірваних труб. Враховуючи, що потреба в ловильних роботах виникає в чотирьох із п'яти свердловинах, що підлягають ремонту, відновлення роботи недіючих свердловин, у значній мірі, залежить від ефективності ловильного інструменту, яка полягає в можливості надійно здійснити захоплення і вилучення аварійного об'єкта, а в разі необхідності – легко і швидко звільнитися від нього.

Для вирішення проблеми підвищення ефективності ловильних робіт розроблено зовнішню труболовку, що звільнюється, яка має удосконалену ловильну частину і механізм звільнення від аварійного об'єкта.

Одними з основних робочих елементів труболовки вважаються плашки, за допомогою яких здійснюється захват аварійної труби за зовнішню поверхню. Тому, для розрахунку контактної взаємодії плашок необхідно знати сили, якими вони притискаються до аварійної труби Знаючи ці зусилля, можна поставити математичну модель задачі, що полягає в наступному:

- система жорстких штампів заданої форми (плашки приймаються жорсткими), симетрично розміщених навколо аварійної труби, притискається силами Л';

- аварійна труба моделюється напівбезмежною циліндричною оболонкою, на деякій відстані від вільно опертого краю якої притискаються плашки - штампи;

Задача полягає у знаходженні контактного тиску під штампами. Слід зауважити, що в даній задачі неможливо скористатися розв'язком Герца, оскільки область контакту є достатньо великою, особливо з огляду на те, що с шість плашок-штампів. Крім того, необхідно враховувати відстань від краю оболонки до зони контакту, а також структуру контактної поверхні плашок.

Якщо прийняти, що коефіцієнти тертя f між трубою і плашкою та плашкою і похилим зрізом вікна корпуса вібраційного гідравлічного ударника рівні, то за умови рівноваги плашки-клина можемо записати:

$$N = T ctg(\frac{1-tg\,\alpha}{1+2\cdot f\cdot ctg\,\alpha - f^2}), \tag{4.1}$$

$$P = T\frac{1}{\sin\alpha(1+2\cdot f\cdot ctg\,\alpha - f^2)}, \tag{4.2}$$

Таким чином, знаючи кут α та силу Т, легко розрахувати силу притискання плашки до аварійної труби. Без врахування сил тертя:

$$N = T\cdot ctg\,\alpha, \tag{4.3}$$

$$P = \frac{T}{\sin\alpha}, \tag{4.4}$$

З іншого боку, за умови рівноваги штампа-плашки:

$$N = m\iint q d\vartheta \tag{4.5}$$

ϑ - область контакту,

m - кількість плашок,

q - контактний тиск.

Очевидно, що для випадку рівномірного розподілу контактного тиску:

$$N = 2\cdot m\cdot\theta\cdot R_3\cdot d\cdot q_0, \tag{4.6}$$

де θ - кут взаємодії плашки в окружному напрямку,

R_3 - зовнішній радіус аварійної труби,

d - висота плашки.

Таким чином, для аналізу контактної взаємодії труби і вібраційного гідравлічного ударника необхідно знати як розподіл контактного тиску, так і область контакту.

Контактна поверхня плашок має зубчасту форму. Тому, для визначення та аналізу контактних напружень під зубом плашки таку ситуацію з достатнім ступенем наближення можемо моделювати задачею про дію несиметричного клина на півплощину. Основне припущення полягає в тому, що основа під зубом плашки моделюється пружною півплощиною з фізико-механічними характеристиками труби E, ν . Це наближення грунтується на двох фактах:

- область контакту під зубом мала;

- труба перебуває в умовах симетричного навантаження плашками.

Виходячи з цих припущень, переміщення під зубом-клином можемо записати у вигляді:

$$u_z = \delta + q(x), \tag{4.7}$$

де:

$$q(x) = \begin{cases} -x\,ctg\,\alpha, & 0 \le x \le a, \\ x\,ctg\,\beta, & -b \le x \le 0, \end{cases} \quad \delta = a\,ctg\,\alpha = b\,ctg\,\beta. \tag{4.8}$$

Нехтуючи тертям, градієнт переміщення u_z в напрямку x можемо записати, у формі:

$$\frac{\partial}{\partial x} u_z = -\frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} \int_{-b}^{a} \frac{P(s)}{x-s} ds, \tag{4.9}$$

де P(s) - контактний тиск.

З (5) і (6) для визначення контактного тиску легко записати й інтегральне рів-

няння:

$$\frac{2}{\pi E} \int_{-b}^{a} \frac{P(s)}{x-s} ds = q'(x) = \begin{cases} ctg\,\alpha, & 0 \le x \le a, \\ ctg\,\beta, & -b \le x \le 0. \end{cases} \tag{4.10}$$

Тут, щоб врахувати фізико-механічні характеристики плашки:

$$\frac{1}{E} = \frac{1-\nu^2}{E} + \frac{1-\nu_{пл}^2}{E_{пл}} \tag{4.11}$$

Загальний розв'язок інтегрального рівняння (9) знаходимо, згідно, за формулою:

$$P(x) = \frac{E}{2\pi\sqrt{(b+x)(a-x)}} \int_{-b}^{a} \sqrt{\frac{(b+s)(a-s)}{x-s}}\, q'(s)\, ds + \frac{C}{\pi^2\sqrt{(b+x)(a-x)}} \tag{4.12}$$

Враховуючи значення інтегралів:

$$\int_0^a \sqrt{\frac{(b+s)(a-s)}{x-s}}\, ds = \sqrt{ab} + \left(x + \frac{b-a}{2}\right)\left(\frac{\pi}{2}\arcsin\frac{b-a}{b+a}\right) + \frac{1}{2}\sqrt{(b+x)(a-x)}\ln\left|\frac{\sqrt{ab} - \sqrt{(b+x)(a-x)} - \left(\frac{b-a}{2}\right)\frac{x}{\sqrt{ab}}}{\sqrt{ab} + \sqrt{(b+x)(a-x)} - \left(\frac{b-a}{2}\right)\frac{x}{\sqrt{ab}}}\right| \tag{4.13}$$

$$-\int_{-b}^{0} \sqrt{\frac{(b+s)(a-s)}{x-s}}\, ds = \sqrt{ab} - \left(x + \frac{b-a}{2}\right)\left(\frac{\pi}{2}\arcsin\frac{b-a}{b+a}\right) + \frac{1}{2}\sqrt{(b+x)(a-x)}\ln\left|\frac{\sqrt{ab} - \sqrt{(b+x)(a-x)} - \left(\frac{b-a}{2}\right)\frac{x}{\sqrt{ab}}}{\sqrt{ab} + \sqrt{(b+x)(a-x)} - \left(\frac{b-a}{2}\right)\frac{x}{\sqrt{ab}}}\right| \tag{4.14}$$

формула має вигляд $P(x) = \frac{E}{2\pi\sqrt{(b+x)(a-x)}} J(x) + \frac{C}{\pi^2\sqrt{(b+x)(a-x)}}$

$$J(x) = \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\alpha\sin\beta}\left[\sqrt{ab} - \frac{1}{2}\sqrt{(b+x)(a-x)}\cdot\ln\left|\frac{\sqrt{ab} - \sqrt{(b+x)(a-x)} - \left(\frac{b-a}{2}\right)\frac{x}{\sqrt{ab}}}{\sqrt{ab} + \sqrt{(b+x)(a-x)} - \left(\frac{b-a}{2}\right)\frac{x}{\sqrt{ab}}}\right| + \left(x + \frac{b-a}{2}\right)\arcsin\left(\frac{\sin(\alpha-\beta)}{\sin(\alpha+\beta)}\right)\right] - \frac{\sin(\alpha-\beta)}{\sin\alpha\sin\beta}\left(x + \frac{b-a}{2}\right)$$

Невідому C визначаємо з умови рівноваги:

$$-P_i = \int_{-b}^{0} P(x)dx = C \tag{4.15}$$

Оскільки:

$$\int_{-b}^{a} \frac{dx}{\sqrt{(b+x)(a-x)}} = \pi, \quad \int_{-b}^{a} \frac{x\,dx}{\sqrt{(b+x)(a-x)}} = -\pi\left(\frac{b-a}{2}\right), \tag{4.16}$$

$$\frac{1}{2}\int_{-b}^{a} \ln\left|\frac{\sqrt{ab} - \sqrt{(b+x)(a-x)} - \left(\frac{b-a}{2}\right)\frac{x}{\sqrt{ab}}}{\sqrt{ab} + \sqrt{(b+x)(a-x)} - \left(\frac{b-a}{2}\right)\frac{x}{\sqrt{ab}}}\right| dx = \pi\sqrt{ab} \tag{4.17}$$

Область контакту визначаємо з умов $P(a) = 0$, звідки:

$$P_i = \frac{E}{2}\left[\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\alpha\sin\beta}\sqrt{ab} + \left(\frac{b+a}{2}\right)\varphi(\alpha,\beta)\right], \tag{4.18}$$

де:

$$b = arctg\,\alpha\cdot tg\,\beta, \varphi(\alpha,\beta) = \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\alpha\sin\beta}\arcsin\left(\frac{\sin(\alpha-\beta)}{\sin(\alpha+\beta)}\right) - \frac{\pi}{2}\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\alpha\sin\beta} \tag{4.19}$$

Зауважимо, що для того, щоб виконувалась умова $P(-b) = 0$, необхідно,

щоб $\varphi(\alpha,\beta)=0$, а це можливо лише за умови $\alpha=\beta$, звідки $a=b$ і:

$$P_i = E\cdot actg\alpha, \tag{4.20}$$

В нашому випадку, остаточні формули мають вигляд:

$$P(x)=\frac{E}{2\pi}\left[\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\alpha\sin\beta}\ln\left|\frac{\sqrt{ab}-\sqrt{(b+x)(a-x)}-\left(\frac{b-a}{2}\right)\frac{x}{\sqrt{ab}}}{\sqrt{ab}+\sqrt{(b+x)(a-x)}-\left(\frac{b-a}{2}\right)\frac{x}{\sqrt{ab}}}\right|+\sqrt{\frac{a-x}{b+x}}\varphi(\alpha,\beta)\right]$$

(4.21)

$$a=\frac{2P_i\sin(\alpha+\beta)}{E\sin\alpha\sin\beta}\Big/\left[\left(\frac{\cos\alpha\sin\beta}{\sin\alpha\cos\beta}\right)^{\frac{1}{2}}+\frac{1}{2}\varphi(\alpha,\beta)\frac{\sin\beta}{\cos\beta}\right] \tag{4.22}$$

Отже, знаючи навантаження P_i (знаходимо з умови заклинювання плашки та з сили дії підтримуючих пружин), кути α і β (з умов виготовлення плашки), за формулою знаходимо область контакту і контактний тиск.

З аналізу отриманих результатів можна зробити наступні висновки:

- для збільшення сили заклинювання слід вибирати якомога меншим кут α. Найкращий ефект досягається при $\alpha=\rho$, де ρ - кут тертя (при терті сталі по сталі $\rho\approx 7°$), а також при збільшенні сили Т;

- як впливає з розв'язку контактної задачі для клина (рис. 4.3), контактний тиск у вершині зуба приймає нескінченне значення. Ця нескінченність має логарифмічний характер. Такий розподіл повинен викликати пластичну плинність у вершині зуба. Наближені формули розрахунку різниці $|\sigma_x-\sigma_z|$ вздовж осі Z (σ_x, σ_z легко отримати, маючи розподіл контактного тиску за формулами плоскої задачі теорії пружності) дають значення:

$$\max\frac{1}{2}|\sigma_x-\sigma_z|\approx\frac{\sin(\alpha+\beta)E}{2\sin\alpha\sin\beta\,\pi} \tag{4.23}$$

У відповідності до критерію пластичності Треска, якщо його виразити через межу текучості матеріалу аварійної труби , пластична плинність буде ініціюватися у вершині зуба плашки, якщо буде виконуватись умова:

$$\frac{\sin(\alpha+\beta)E}{2\sin\alpha\sin\beta\,\pi}\approx\pi\frac{\sigma_t}{E} \tag{4.24}$$

На підставі вищевикладених розрахунків можна на стадії проектування

обирати оптимальну геометрію планок ударника і їхнє розташування з метою надійної та ефективної роботи вібраційного гідравлічного ударника.

4.2 Розрахунок зусиль при вилученні із свердловини труб вібраційного гідравлічного ударника

З наукових джерел відомо, що заклинювання гладкого уловлювача можливе тільки за умови:

$$0 < d \leq arctg\, f_1 \tag{4.25}$$

Для забезпечення заклинювання вібраційного гідравлічного ударника при вилученні зі свердловини труб та саморозклинювання при її вивільненні від захоплених труб кут нахилу повинен змінюватись в таких межах:

$$\text{arctg}\, f_1 \leq \alpha \leq \text{arctg}\, \frac{f-f_1}{1+ff_1}, \tag{4.26}$$

Де f та f_1 – коефіцієнти тертя відповдно на контакті похилих поверхонь клинів – корпус уловлювача та клинів – стінка труби;

де α – кут нахилу до вертикалі конічних поверхонь.

З першої частини нерівності видно, що заклинювання труби можливе тільки при умові: $f > f_1$

Для виконання умови, на циліндричній поверхні цанг, контактує зі стінкою труби, наноситься насічка з наступною термообробкою до твердості HRC=30-32.

На контакт похилих поверхонь корпуса труболовки з цангою наноситься мастило. При графітному змащуванні коефіцієнт тертя $f_1 = 0{,}1$

Величина осьової сили R, яка прикладається до клинового уловлювача при вилученні зі свердловини колони труб або гладкому при її захваті, залежить як від міцності деталей уловлювача, так і від міцності труби в зоні захвата. Тут труба окрім осьового розтягування піддається дії боковому тиску від сили Q (рис. 4.1). Осьові та тангенціальні напруження, що виникають в тілі труби в зоні захвата уловлювачем, прямо пропорційні боковому тиску.

Співвідношення між боковою розпірною силою Q та осьовою R дорівнює:

$$z = \frac{Q}{R} = \frac{1 - f_1 \cdot \operatorname{tg}\alpha}{f_1 + \operatorname{tg}\alpha} = \operatorname{ctg}(\alpha + \rho), \qquad (4.27)$$

де $\rho = \operatorname{arctg} f_1$

Співвідношення між осьовою підйомною силою R, що прикладається до труболовки для вилучення зі свердловини аварійної колони труб необхідно підйомі.

$$\frac{R_0}{R} = \frac{f_1 - \operatorname{tg}\alpha}{f_1 + \operatorname{tg}\alpha'} \qquad (4.28)$$

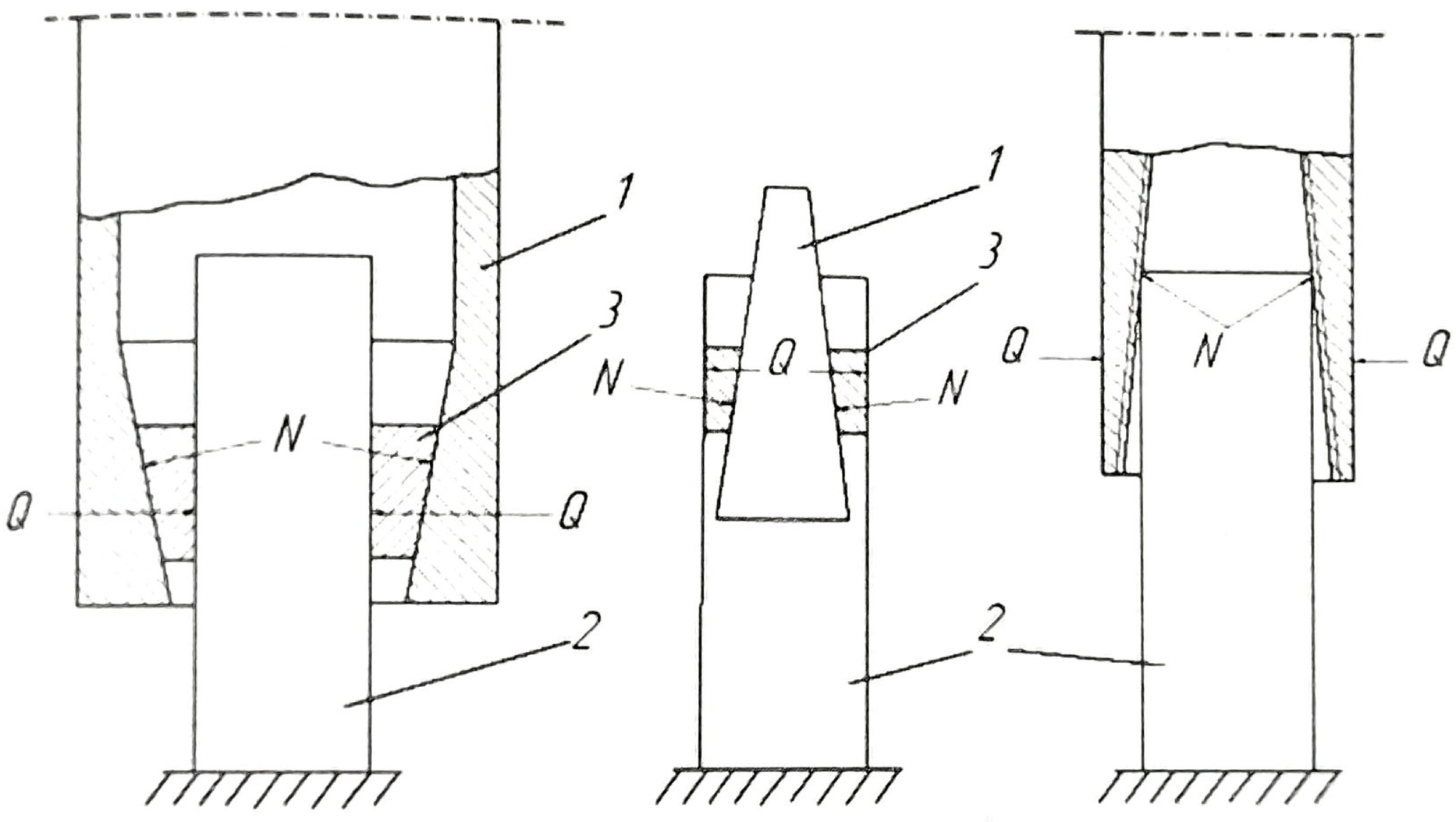


Рисунок. 4.1 – Схема розподілу сил при захваті труб вібраційного гідравлічного ударника

1 – корпус, 2 – аварійна труба, 3 – клин

Співвідношення між боковою розпірною силою Q та осьовою R дорівнює:

$$z = \frac{Q}{R} = \frac{1 - f_1 \cdot \operatorname{tg}\alpha}{f_1 + \operatorname{tg}\alpha} = \operatorname{ctg}(\alpha + \rho), \qquad (4.27)$$

де $\rho = \operatorname{arctg} f_1$

Залежність z від кута α наведена на рис. 4.4.

Співвідношення між осьовою підйомною силою R, що прикладається до вібраційного гідравлічного ударника необхідно підйомі.

$$\frac{R_0}{R} = \frac{f_1 - \operatorname{tg}\alpha}{f_1 + \operatorname{tg}\alpha}, \qquad (4.28)$$

Звідси видно, що при $\alpha \geq \operatorname{arctg} f_1$, сила $R_0 = 0$, тобто при знятті осьової сили R відбувається саморозклинювання вібраційного гідравлічного ударника.

При $\alpha < \operatorname{arctg} f_1$ сила R_0, необхідна для розклинювання, визначається з попередньої формули. Зі зменшенням кута α сила R_0 за величиною буде наближатися до R. При розгвигнчувані в свердловині колони труб клиновим уловлювачем необхідно, щоб крутний момент, який з'являється за рахунок сил тертя, на контактних поверхнях клинів з стінкою труби і корпусом вібраційного гідравлічного ударника, був би більше крутного момента розгвинчування різьбових з'єднань.

Розрахунки показують, що для клинового вібраційного гідравлічного ударника проковзування при обертанні найбільш ймовірно відбудеться по поверхням під нахилом.

Для створення на поверхнях під нахилом сил тертя, достатніх для розгвинчування різьбового з'єднання труб, вібраційного гідравлічного ударника перед обертанням необхідно натягнути з зусиллям.

$$R = \frac{M}{f_1 \cdot r \cdot z}, \qquad (4.29)$$

$$z = \frac{1 - f_1 \cdot \operatorname{tg}\alpha}{f_1 + \operatorname{tg}\alpha}, \qquad (4.30)$$

де R - осьова сила натягнення вібраційного гідравлічного ударника, кг;

M - крутний момент в Нм, який з'являється на поверхнях під нахилом при обертанні вібраційного гідравлічного ударника, натягнутого силою R;

r - середній радіус контакта поверхонь під нахилом, м.

Таблиця 4.1 - Значення параметрів r і f_1 для деяких розмірів вібраційного ударника

Тип вібраційного гідравлічного ударника	r, мм	f_1, r, z, м
ТОН - 73	44	0,023
ТОН - 89	51	0,027
ТОН - 114	62	0,033
ТОН - 127	69	0,037
ТОН - 140	75	0,040
ТОН - 145	78	0,041
ТОН - 178	95	0,050

Порядок розгвинчування труб в свердловині.

У зв'язку з тим що крутний момент розгвинчування різьбових з'єднань змінюється в значних межах, то розгвинчування труб в свердловині клиновими труболовками рекомендується проводити в такій послідовності.

Після захвату в свердловині колони вібраційного гідравлічного ударника натягнути зусиллям R_1 і провести розгвинчування. При цьому крутний момент повинен бути не більше крутного моменту визначеного по графіку або по наступній формулі

$$M_1 \leq R_1 \cdot f_1 \cdot r \cdot z \qquad (4.31)$$

Якщо при цьому розгвинчування вібраційного гідравлічного ударника не відбудеться, то силу натяжки збільшують до R_2 і відповідно збільшують крутний момент до M_2 і т.д.

Наприклад, необхідно здійснити розгвинчування в свердловині зламаної і прихваченої 140 мм колони. В цьому випадку вібраційний гідравлічний ударник натягують з деякою силою R_1 = 30 т. Із графіка (рис. 4.2) видно, що при R_1= 30т до вібраційного гідравлічного ударника можна прикласти крутний момент M_1 не більше 1200 кгм. Якщо при цьому розгвинчування не здійсниться, то осьове навантаження збільшують, наприклад, до R_2=50 т. При

цьому. Як видно з графіка, крутний момент може бути збільшеним до M_2=2000 кгм і т.д.

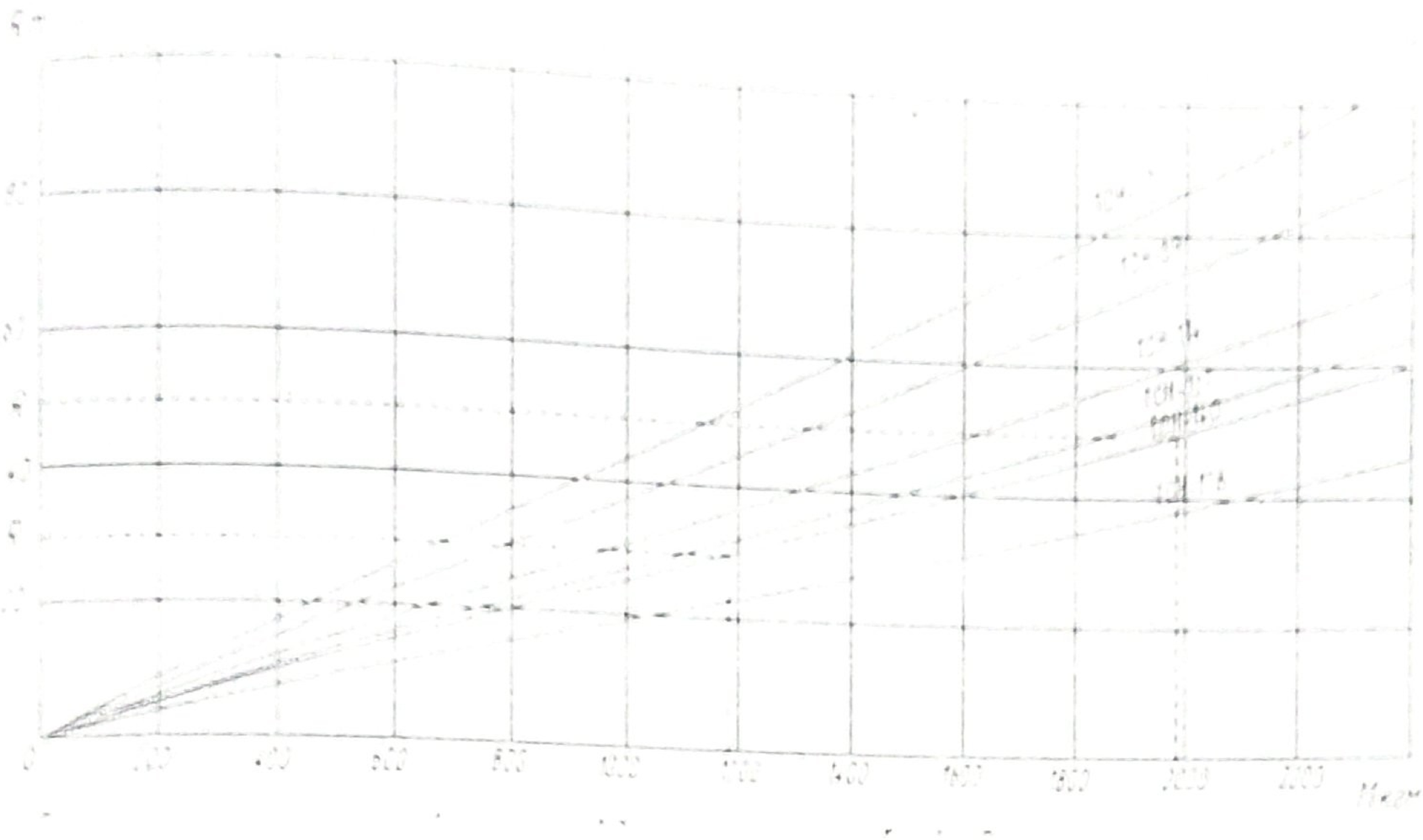


Рисунок 4.2 - Графік зміни крутного момента в залежності від сили натягнення вібраційного гідравлічного ударника R

При натяжці вібраційного гідравлічного ударника силою Р частина колони буде знаходиться простягнутому стані. Довжина розтягнутої ділянки колони в метрах буде рівна

$$L = \frac{R}{\omega}, \tag{4.32}$$

де ω - вага одного погонного метра колони в свердловині, кг;

L - відстань від місця захвату колони труб вібраційного гідравлічного ударника до нейтрального розрізу, в якому найбільше ймовірно здійсниться розгвинчування половини труб, м.

Осьове навантаження на гаку при розгвинчуванні труб в свердловині

$$G_0 = R + R_n, \tag{4.33}$$

де G_0 – вага інструмента вібраційного гідравлічного ударника.

Перевірочний розрахунок

При підборі колон для випробування інструментів в свердловинах використовують ряд наближених формул, що дозволяє визначити граничні допустимі навантаження на труби.

Для труб з гладкими (невисадженими) кінцями зусилля, які руйнують різьбові з'єднання (по першій верхній трубі), визначаються формулою

$$P' = \frac{\pi \delta_c D_{cep} \sigma_\tau}{1 + \frac{D_{cep}}{2l} ctg(\alpha + \varphi)}, \qquad (4.34)$$

де P' - руйнуюче навантаження різьбового з'єднання, кН.

δ_c – товщина стінки труби по впадині першої повної нитки різьби, що знаходиться в зачепленні;

$D_{сер}$ – середній діаметр труби по першій повній нитці різьби, яка знаходиться в зачепленні, мм;

$\sigma_т$ - границя текучості матеріалу труб при розтязі, МПа;

l - довжина різьби до основної площини (нитки з повним профілем), мм;

α – кут, складений напрямком опорної поверхні різьби з віссю труби;

φ - кут тертя.

Розраховуємо $D_{сер}$ для різі Ø48 мм:

$$48 - 28 = 20 \text{ мм}; \frac{20}{2} = 10 \text{ мм}; 48 - 10 = 38 \text{ мм}$$

$$P' = \frac{3,14 \cdot 3,8 \cdot 1600 \cdot 2}{1 + \frac{3,8}{20} ctg(60^\circ + 9^\circ)} = 33338,717 \text{ кг}$$

Розраховуємо $D_{сер}$ для різі Ø33 мм:

$$33 - 10 = 23 \text{ мм}; 23 : 2 = 11,5 \text{ мм}; 33 - 11,5 = 21,5 \text{ мм} \ (D_{сер}^{(33)})$$

$$P' = \frac{3,14 \cdot 2,15 \cdot 1600 \cdot 2,3}{1 + \frac{2,15}{20} ctg(60^\circ + 9^\circ)} = 22961,272 \text{ кг}$$

Вибираємо найменшу вантажопідйомну можливість різі $P_{стр.}^{(33)}$, яка дорівнює 22,961 т. З запасом міцності максимальна вантажопідйомність вібраційного гідравлічного ударника становитиме 20 т.

4.3 Розрахунок вібраційного гідравлічного ударника на стійкість від дії вібрації

Для проведення розрахунку будемо вважати, що пристрій, що входить в компоновку колони труб, спущених в свердловину, разом з цією колоною являє одину систему у вигляді валу, жорстко закріпленого з обох кінців (на усті – талевою системою з ротором, у свердловині – ловильним інструментом, що приєднаний до прихваченої труби).

Пристрій збуджує поперечні коливання в системі з частотою, якої дорівнює 50 Гц. Частота власних коливань колони труб:

$$p = \sqrt{\frac{g}{y_{ст}}}$$

де $y_{ст.}$ - статичний прогин вала дії сили ваги колони.

Коливання від дії збуджуючої сили P описуються рівнянням:

$$y = \frac{p}{m \cdot (p^2 - \omega^2)} \cos \omega \cdot r, \qquad (4.35)$$

При $\omega = p$ наступає резонанс, при якому можливе руйнування вала.

Критична частота коливань, при якій наступає резонанс дорівнює:

$$n_{кр} = \frac{30 \cdot \omega_{кр.}}{\pi} = \frac{30 \cdot P}{\pi} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{y_{ст}}}$$

Якщо кутова швидкість ω перевищує $\omega_{кр.}$, система переходить зону резонанса і знову стабілізується. Затримки в цій зоні не дозволяються. Отже для зберігання стійкості необхідно встановити гнучкий вал з низькою власною частотою P. За границю вібраційної стійкості звичайно приймають для: жорстких валів $n \leq 0{,}7n_{кр.}$, для гнучких валів $n \geq 1{,}3n_{кр.}$

Колона труб являє собою гнучкий вал, тобто критерієм вібраційної стійкості буде умова $n \geq 1{,}3n_{кр.}$

Знайдемо критичну частоту коливань системи.

Вага всієї колони труб:

$$m_1 = 1600 \cdot 13{,}22 = 21152 \text{ кг}$$

$$m_2 = 3500 \cdot 9{,}16 = 32060 \text{ кг}$$

$$m = m_1 + m_2 = 53212 \text{ кг}$$

Знаходимо центр ваги колони за формулою:

$$X_c = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2}{m_1 + m_2} = \frac{32060 \cdot 1750 + 21152 \cdot 4300}{53212} = 2764 \text{ м}$$

$$a = 2764 \text{ м } b = L - a = 2336 \text{ м}$$

Розглядаємо навантажений стан вала, тобто колони. Прикладаємо одиничне навантаження 1 Н у центрі ваги та знаходимо реакції опор:

$$M_A: -2764 + 5100 \cdot R_B = 0$$

$$R_B = 0{,}542$$

$$M_B: -2336 + 5100 \cdot R_A = 0$$

$$R_A = 0{,}458$$

Знаходимо значення одиничного прогину:

$$EI\delta_{11} = \sum \int_0^{z} M_i^2 dx = \frac{1}{2} \cdot 1266 \cdot 2764 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1266 + \frac{1}{2} \cdot 1266 \cdot 2336 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1266 = 2{,}72 \cdot 10^9$$

$$E = 2{,}1 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

$$I = 0{,}627 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

$$\delta_{11} = \frac{2{,}72 \cdot 10^9}{2{,}1 \cdot 10^{11} \cdot 0{,}627 \cdot 10^{-4}} = 2{,}06 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

Частоту власних коливань колони визначаємо за формулою:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{1}{\delta_{11}}} = \sqrt{\frac{1}{2{,}06 \cdot 10^{-2} \cdot 53212}} = 0{,}3 \cdot 10^{-3}$$

$$n = \frac{30 \cdot \omega_1}{3{,}14} = 0{,}003 \text{ Гц} = n_{кр.}$$

$$1{,}3 n_{кр.} = 0{,}004 \text{ Гц}$$

Висновки

Проведені розрахунки в даному розділі магістерської роботи підтверджують ефективність технічного рішення з модернізації вібраційного гідравлічного ударника, т. як частота коливань n=50 Гц набагато перевищує критичну частоту, то загрози вібраційного руйнування немає, умова вібраційної стійкості виконується.

5. МОНТАЖ І ЕКСПЛУАТАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ

5.1 Технологія монтажу обладнання

5.1.1 Підготовчі роботи перед монтажем обладнання

Монтажним роботам бурової установки БУ 8500/500 ДЕР, яка вибрана для спорудження свердловини глибиною 6300 м, передують наступні підготовчі роботи. Земельна ділянка під бурову відведена в установленому порядку організації-будівельникові – Полтавському відділенню бурових робіт.

Із поверхні будівельного майданчика зрізають родючий шар і переміщають його за межі будівельного майданчика для складування й наступного використання з метою відновлення (рекультивації) порушених посівних або малопродуктивних сільськогосподарських земель. Для цієї мети використовують бульдозери, грейдери, розрихлювачі та іншу техніку.

Потім проводяться наступні роботи: планування площадки; закладання фундаменту; прокладання підземних комунікацій; будівництво під'їзних шляхів, передбачених проектом; будівництво полігону для монтажу крупногабаритних вузлів; транспортування обладнання (блоків і вузлів) на будівельний майданчик.

На підготовленому будівельному майданчику вибирають напрямок прийомних містків, приступають до розбивання і утворення фундаментів й їх спорудженню [15].

5.1.2 Монтаж модернізованого обладнання

Послідовність збирання і спуску модернізованого вібраційного гідравлічного ударника в свердловину наступна. Комплектування з вібраційним гідравлічним ударником спускається в свердловину за допомогою двох елеваторів. Для цього взятий з містків вібраційний гідравлічний ударник

нормативного фонду часу, за формулою [28]:

$$F_{Д.Р.} = F^{норм}_{Д.Р.} - \left(0{,}12 \cdot F^{норм}_{Д.Р.}\right), \qquad (5.2)$$

де $F^{норм}_{Д.Р.}$ – нормативний дійсний фонд часу одного робітника, год.;

0,12 – витрати часу при 24-денній відпустці, які складають 12%.

Звідси [28]:

$$F^{НОРМ.}_{Д.Р.} = (Д_К - Д_В - Д_{СВ} - Д_{ПСВ}) \cdot Д_{рг} / Д_{рд} + Д_{ПСВ} \cdot Т_{зм}, \qquad (5.3)$$

де $Д_К$ – кількість календарних днів у році, $Д_К$=365 днів;

$Д_В$ – кількість вихідних днів у році, $Д_В$=104 днів;

$Д_{СВ}$ – кількість святкових днів у році, $Д_{СВ}$=10 днів;

$Д_{ПСВ}$ – кількість передсвяткових днів у році, $Д_{ПСВ}$=8 днів;

$Д_{рг}$ – кількість робочих годин у тижні, $Д_{рг}$=40 год.;

$Д_{рд}$ – кількість робочих днів в тиждень; $Д_{рд}$=5 год.;

$Т_{зм}$ – кількість робочих годин у передсвяткові дні, $Т_{зм}$=7 год.

$$F^{НОРМ.}_{Д.Р.} = (365 - 104 - 10 - 8) \cdot 40 / 5 + 8 \cdot 7 = 2000 \text{ год.}$$

Тоді $F_{Д.Р.} = 2000 - (0{,}12 \cdot 2000) = 1760$ год.

Для визначення трудомісткості виконання монтажу бурової установки БУ 8500/500 ДЕР використовуємо норми часу на її крупноблоковий монтаж [17], розроблені нормативно-аналітичним центром Національної акціонерної компанії "Нафтогаз України" згідно таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Норми часу на монтаж бурової установки БУ 8500/500 ДЕР

№п\п	Зміст робіт	Норма часу, год
1	Підготовчі роботи	1390,9
2	Монтаж вишково-лебідкового блоку	488,0
3	Монтаж приводного блока	145,8
4	Монтаж насосного блока	143,5
5	Монтаж блока приготування глинистого розчину	83,0

Таблиця 5.2 – Склад бригади при виконанні монтажних робіт бурової установки БУ 8500/500 ДЕР

Професії робітників	Розряд	Кількісний склад
Бригадир	VI	1
Вишкомонтажник	VI	2
Вишкомонтажник	V	4
Вишкомонтажник	IV	5
Вишкомонтажник	III	4
Вишкомонтажник	II	2
Вишкомонтажник-зварювальник	VI	2
Вишкомонтажник-зварювальник	IV	2
Вишкомонтажник-електромонтер	V	2
Вишкомонтажник-електромонтер	IV	2
Разом		26

5.2 Експлуатація і технічне обслуговування обладнання

Ударники, що підлягають ремонту, повинні бути розібрані після закінчення ими буріння. Ця вимога обумовлена тим, що глинистий розчин, що потрапив в азори між статорами і корпусом, може засохнути і міцно пов'язати з корпусом, ло утрудняє розбирання ударника.

Ударники ремонтують в спеціально обладнаних приміщеннях — цехах.

Зміст і обєм ремонту ударника вирішуються після часткового або повного ого розбирання.

Залежно від стану ударника і його деталей ремонт може складатися з аступних робіт:

- повне розбирання ударника;

- відбракування і комплектація змінних деталей;
- заміна зношених деталей;
- перевірка прямолінійності валу і корпусу;
- перевірка різьби і їх ремонт;
- зборка ударника;
- обкатка ударника на стенді з перевіркою регулювання і зняттям його

обочої характеристики (повною або частковою).

При зборці ударників застосовують нові деталі, постачающі в комплекті апасних частин, а також деталі, відремонтовані в механічних майстернях контор буріння.

Якість зборки у великій мірі залежить від правильної комплектації, заміни і ідбракування зношених деталей ударника.

Якість деталей визначається зовнішнім оглядом і шляхом вимірювання онтрольних розмірів.

Розглянемо правила відбракування і комплектації основних деталей дарників: корпусу, валу, , п'яти, середніх і нижніх опор.

При огляді валу і корпусу звертають увагу на наявність вм'ятин, тріщин, аковин і інших зовнішніх дефектів.

Особливу увагу слід звертати на прямолінійність цих деталей і стан їх різьб.

Для перевірки кривизни валу або корпусу деталь кладуть на дві . опори (з отриманням горизонтальності) і, обертаючи вал (або корпус) в опорах ндикатором проводять виміри в 5—6 крапках.

Допустима величина кривизни валу:

Діаметр ударника, дюйми	Допустима еличина кривизни, мм	Биття валу, мм
8, 9 6^{6}/8. 71/2 4, 5	<0,7 <1,0 <1,2	<1,4 <2,0 <2,4

Кривизна корпусу (відхилення каналу від прямолінійності) не повинна

перевищувати 1,5 мм на всій довжині. Місцева кривизна не повинна перевищувати 1,0 мм на довжині 2000 мм.

Стан різьб деталей ударника перевіряють зовнішнім оглядом і різьбовими калібрами, а також шляхом згвинчення різьбового з'єднання.

Перед перевіркою різьблення повинне бути очищена щіткою і промита бензином.

Деталі, що поступають в збірку, не повинні мати дефектів в різьбленні (вигин знос витків різьблення, потянутость і вифарбовування витків, загострення профілю і так далі Наполегливі торці повинні бути рівними, без забоин і раковин. Недопустимі забоины, поперечні торцю і віддалені від кромок торця менш ніж на 2 мм з кожного боку.

При перевірці конічних різьб вимірюється натяг різьблення. Різьбові калібри загвинчують із зусиллям 20—25 кГ, прикладеним. на довжині важеля, рівній торцьом діаметрам калібру.

При перевірці натягу (зазору між торцями) різьбового з'єднання деталі згвинчуються моментом 20—30 кГ, що крутить | м. Величина натягу повинна відповідати даним табл. У.5. Перед перевіркою натягу згвинченням різьбове з'єднання змащується машинним маслом.

У деталей з новим різьбленням (що не була ще в роботі) контроль різьблення і перевірка натягу проводяться в наступному порядку.

1. Прочищене, знежирене різьблення згвинчується моментом, що уручну крутить, 20—30 кГ-м. Натяг (зазор) між торцями повинен відповідати табл. У.5 (натяг різьблення при першому згвинченні).

Потім різьбове з'єднання розгвинчується, різьблення муфти і ніпеля змащуються (мастило наноситься щіткою рівномірним шаром в западини різьблення на перших (3—4 нитки) і різьбове з'єднання знов згвинчується до упору в торець і закріплюється моментом, приведеним в табл. 6. Щільність з'єднання перевіряється щупом. Потім з'єднання розкріплюється і ніпель різьблення вигвинчується на 1—2 обороти.

2.Проводиться друге згвинчення різьбового з'єднання моментом, що уручну

крутить, 20—30 кГ-м. Натяг повинен відповідати табл. У.Г (натяг різьблення при другому згвинченні).

Основою сучасної технічної діагностики є практична діагностика, для проведення якої залучаються в основному органи чуття людини, котрі визначають стан механізму за звуком, світловими явищами, вібраціями, димовим випромінюванням, на смак, що є по суті діагностичними сигналами, які непрямо відображають дійсний стан механізму.

Якість практичного діагнозу залежить від суб'єктивних властивостей людини, котра ставить діагноз.

На відміну від практичної діагностики, сучасна технічна діагностика для встановлення технічного стану машини використовує прилади, які дають можливість більш об'єктивно визначити стан машини, а також сприйняти діагностичний сигнал, випромінений механізмом та недоступний для сприйняття безпосередньо органами чуття людини.

Для розроблення методів і засобів технічної діагностики якої-небудь машини потрібно виявити, які параметри характеризують роботу машини та визначають її надійність. Потім необхідно встановити діагностичні критерії кількісної величини параметрів і для їх визначення розробити відповідні методи та засоби.

У наш час основними параметрами, котрі характеризують якість роботи технологічного обладнання, є: продуктивність, точність, жорсткість, вібростійкість та шумовідтворення. Надійність технологічного обладнання характеризується ймовірністю безвідмовності, довговічності, ремонтопридатності його частин і механізмів.

У більшості випадків стани перерахованих параметрів взаємозв'язані, що дає можливість показник одного параметра встановити через значення іншого. Наприклад, точність роботи деяких механізмів металорізального верстата можливо встановити, перевіривши їх на жорсткість.

Діагностування технологічного обладнання за точністю, жорсткістю, вібростійкістю і шумовідтворенням слід проводити методами та засобами, які вказані у відповідних стандартах.

Залежно від умов виконання діагностування застосовуються такі види технічної діагностики.

Технічна діагностика, що проводиться в динаміці механізму за параметрами робочих процесів (потужність, витрата палива, продуктивність, тиск тощо), за діагностичними параметрами, які повною мірою характеризують технічний стан (температура, шум, вібрація і т.ін.).

Технічна діагностика, котра виконується у статиці за структурними параметрами (зношення деталей, проміжок у сполученні і т.ін.).

Залежно від виду діагностичних параметрів застосовують наступні види технічної діагностики: вимірювання витрат на тертя в механізмах; перевірка стану сполучень; установлювальних розмірів, герметичності; контроль шуму й вібрації у роботі механізму; аналіз картерного мастила (двигуна, ротора, вертлюга тощо).

Таблиця 5.3 - Діагностичні параметри, методи і засоби вимірювання

Параметри	Методи	Засоби
Наробіток, виконані ремонти, експлуатаційні та машинні мастила, динамічна якість	Ознайомлення з обліковими документами і заявками, обслуговуючим персоналом	Облікові документи (техн паспорт, дані про наробіток, ремонт - заявки
Ум'ятини, поломки, задирки, сліди підтікання, виділення, стуки, скрипи, нагрівання	Візуальна перевірка шляхом огляду і прослуховування	Дзеркало, перископ, телевізор

Потужність, витрати палива, продуктивність, тиск, гальмо, пробуксовування зчеплення, склад відпрацьованих газів	Вимірювання робочих параметрів стану агрегатів і систем (головним чином, ефективності)	Стенди динамічні і гідравлічні для перевірки продуктивності тягових і гальмівних зусиль, аналізатор газів
Утрати в трансмісії зусилля в ричагах і педалях	Вимірювання діагностичних параметрів (витрати на тертя в агрегатах і механізмах)	Випробувальний стенд: динамометр, месдоза
Температура води, бурового розчину, мастила, поверхні корпусів, вузли тертя	Вимірювання діагностичних параметрів (теплового стану агрегату та системи)	Термометр, термопара, термоопір
Проміжки, люфти, робочі ходи, установлювальні кути	Вимірювання параметрів, установлювальних розмірів	Щупи, індикатори, люфтоміри, лінійки
Компресія, розрідження, втрати, прориви газів, рідини, угар і тиск мастила, тиск продукту, який перекачується	Вимірювання діагностичних параметрів (геометр. тиск)	Компресометр, вакуумометр, витратомір, п'єзометр
Частота та амплітуда звука, вібрація і биття	Аналіз коливальних супровідних процесів (діагностичних параметрів)	Віброакустична апаратура, стетоскоп

Із таблиці видно, що діагностику обладнання необхідно починати з

отримання відомостей про наробіток обладнання і ремонти, котрим воно підлягало, про витрату палива та мастила, динаміку, перегрівання двигуна й інших агрегатів, про димлення, скрипи та шуми ТО.

Ці відомості дозволяють більш цілеспрямовано проводити подальшу діагностику із застосуванням технічних засобів, за допомогою котрих перевіряють показники ефективності й роботоздатності обладнання в цілому, його агрегатів і механізмів.

У випадку виявлення відхилень технічного стану агрегату від установлених норм приступають до послідовної діагностики, починаючи з перевірки ефективності та роботоздатності наступних ланок у загальній структурі ланцюга.

При діагностиці даного механізму першим перевіряють механічний стан так званих «критичних» деталей, тобто таких деталей, які в першу чергу визначають роботоздатність механізму (клапани бурового насоса, опори ротора, шатунно - поршневої групи ДВЗ).

Глибина діагностики механізму обмежується отриманням відповіді на запитання: необхідне чи ні розбирання механізму. Якщо воно потрібне, то подальше більш детальне діагностування не має практичного сенсу, оскільки дефекти можуть бути виявлені більш просто й точно після розбирання механізму.

Існуючі методи та засоби технічної діагностики не дають можливості встановлювати остаточний ресурс системи та вузлів обладнання.

Функціональне технічне діагностування виконують під час дії об'єкта, на котрий надходять тільки робочі впливи. Проводять його під час роботи машини на різних режимах за допомогою вбудованих і пересувних (переносних) діагностичних засобів. Тестове технічне діагностування виконують при подачі на об'єкт тестових впливів, характер і значення яких установлені нормативно-технічною документацією. При проведенні тестового діагностування машин використовують стаціонарні діагностичні засоби.

Діагностичні методи класифікують, крім того, за характером розпізнавальних ознак: суб'єктивні методи й об'єктивні (за структурними і діагностичними параметрами). Суб'єктивні методи діагностування — найпростіші методи

оцінювання технічного стану машин за допомогою органів чуття: візуальний, на слух, за запахом, на дотик тощо. Суб'єктивні методи діагностування характеризують якісні відхилення стану того чи іншого механізму від норми. Спроби кількісного оцінювання стану об'єкта суб'єктивними методами приводять до значних помилок у прийнятті рішень про роботоздатність механізму. Тільки досвідчений механізатор із тим чи іншим ступенем вірогідності може оцінити стан окремих складових частин машини за динамікою стукотів, шумів, димності вихлопу і т.д.

Суб'єктивні методи застосовують, як правило, у сполученні з найпростішими засобами оцінювання, наприклад стукоти прослуховують стетоскопом, якість мастила визначають за допомогою фільтрувального паперу тощо.

Діагностування машини за структурними параметрами називають прямим діагностуванням. Перевага прямих методів — одержання більш точних результатів, простота конструкцій засобів вимірювань. Пряме діагностування здійснюють за допомогою вимірювальних інструментів: масштабної лінійки, рулетки, штангенциркуля, індикатора годинникового типу, мікрометрів, нутромірів, кутомірів, зубомірів, пневматичних калібраторів та ін. Діагностування за структурними параметрами доцільно проводити в тих випадках, коли виміряти ці параметри можна без розбирання тертьових деталей і, отже, без порушення припрацювання. До таких параметрів належать: проміжки в клапан-механізмі, провисання полотнин гусениць, проміжок у деяких підшипникових вузлах, хід важелів та педалей, проміжок у фрикційних муфтах і т.п.

За діагностичними параметрами розрізняють діагностування за герметичністю робочих обсягів, за параметрами робочого процесу, за функціональними параметрами складальних одиниць, за концентрацією продуктів зношування в мастилі, за віброакустичними параметрами механізму й ін. Розглянемо кожний із цих методів окремо.

При діагностуванні за герметичністю робочих обсягів використовують наступні діагностичні параметри: тиск, створюваний парою типу «поршень-гільза», витрата повітря мастила через нещільності, кількість газів, що прорвалися

в картер, чад мастила в двигуні, тиск у системах і швидкість його падіння тощо.

Так, відносну нещільність циліндрів вимірюють пневматичними калібраторами, принцип дії яких оснований на тому, що витікання (витрату) повітря через контрольоване сполучення визначають за різницею тисків до і після каліброваного отвору.

Клапани діагностують за витратою повітря через сполучення.

Герметичність сполучень контролюють у ряді випадків за тиском у системах (наприклад, у системі змащення) чи за швидкістю падіння тиску, створюваного в замкнутому обсязі (наприклад, герметичність нагнітального клапана паливного насоса). При діагностуванні за функціональними параметрами складальних одиниць визначають: потужність, частоту обертання, подачу насосів, пропускну здатність фільтрів, що поліпшує прохолоджувальну здатність радіатора, тиск упорскування форсунками, відкриття клапанів й ін. Методи та засоби, застосовувані для контролю цих параметрів для різних елементів, мають мало загальних класифікаційних ознак і тому їх зручніше розглядати при викладі методів та засобів діагностування відповідних механізмів і систем. При діагностуванні за параметрами робочих процесів контролюють такі параметри робочих процесів, відхилення яких від номінальних значень свідчить про погіршення функціональних характеристик двигуна і його складових частин, наприклад фазові параметри, питома витрата палива, характеристики робочого циклу, температура.

Методи визначення фазових параметрів механічними засобами основані на фіксації положення колінчастого вала в момент початку подачі палива чи відкриття – закриття клапана і встановленні положення поршня циліндра, що перевіряється, відносно верхньої мертвої точки (ВМТ) на відповідному такті. Найпростіші засоби — моментоскоп, шаблони-кутоміри й ін. Контроль димності й складу вихлопних газів дозволяє судити про справність паливної апаратури і робочі процеси в циліндрах двигуна: порушення фаз газорозподілу, кутів випередження упорскування палива, ступеня наповнення циліндрів тощо.

5.3 Охорона праці при монтажі та експлуатації обладнання

5.3.1 Характеристика технологічного процесу щодо небезпечності та шкідливості

Процес проведення перфорації експлуатаційної колони для проведення ізоляційних робіт, який проводиться при КРС включає в себе таке обладнання, як: насосний агрегат, автоцистерну, ємність для промивальної рідини, пристрій для перфорації свердловини, засувки.

Роботи виконуються на відкритому повітрі і пов'язані з використанням обладнання, що супроводжується виникненням високих тисків, і великими навантаженнями.

Свердловину перед перфораційними роботами обладнують попередньо опресованою противикидною засувкою, розрахованою на максимально очікуваний тиск на гирлі свердловини, для забезпечення закриття свердловини у випадку викиду при перфорації.

У випадку розкриття об'єкта з високим пластовим тиском до перфорації експлуатаційної колони всі обсадні колони повинні бути зв'язані між собою колонною головкою і опресовані. Колонна головка повинна мати відводи із засувками для зниження надлишкового тиску в міжколонному просторі й манометри, що показують тиск у затрубному просторі. Тип колонної голівки повинен відповідати величині можливого тиску на усті свердловини. Устя з'єднується із цементувальним агрегатом для глушіння свердловини одночасним накачуванням розчину через труби й затрубний простір. Перед спуском перфоратора свердловина повинна бути залита промивальною рідиною до устя. Гідростатичний тиск рідини в свердловині при перфорації повиннен перевищувати пластовий.

Якщо пластовий тиск не був установлений, перфорація колони обсадних труб може бути проведена при густині розчину, яка дорівнює тій, яку підтримували при розкритті продуктивного горизонту.

Небезпеки, які виникають при проведенні технологічного процесу золяційних робіт, є в основному загальними, але в значній мірі залежать від характеру робіт, устаткування і механізмів, а також від особливостей свердловини.

Безпека експлуатації під час проведення технологічного процесу золяційних робіт в значній мірі залежить від надійності гирлового устаткування, до складу якого входять колонна головка і фонтанне обладнання.

Одна з вимог, що пред'являються до гирлової арматури свердловин - забезпечення герметизації кільцевого простору між обсадними колонами, а також між насосно-компресорними (фонтанами) трубами і експлуатаційною колоною.

В процесі проведення робіт, персонал стикається з такими неприємними факторами, як :

- Вібрація. При роботі насосів обслуговуючий персонал схильний до дії вібрації (60-75 Дб). Для ослаблення коливань, передаваних від насоса до фундаменту, застосовуються амортизатори, віброізолятори. Норми вібрації, що допускаються, регламентуються санітарними нормами ДСН 3.3.039-95.

- Шум. При проведенні технологічного процесу, а також при обслуговуванні насосів робітники схильні до інтенсивної дії шумів. Класифікація шумів установка ДСН 3.3.6.037-99, нормується в наступних межах: на постійних робочих місцях і робочих зонах – до 99 Дб. У насосній рівень шуму досягає 90-100 Дб, при проведенні технологічного процесу – 92-98 Дб.

- Електронебезпека. При обслуговуванні насосів виникає небезпека ураження обслуговуючого персоналу від трифазних електричних мереж напругою 380 В.

- Можливість отримання травм. Небезпекою для травмування

ників є використання великогабаритного та важкого обладнання і інструментів. при проведенні технологічного процесу, зокрема при спуско-підйомних операціях.

Застосування при проведенні технологічного процесу, спеціальних пересувних агрегатів, механізмів і автоматів для згвинчення і розгвинчування насосно-компресорних труб; також різних пристосувань і пристроїв не виключає необхідність виконання ручних операцій. Робітники знаходяться в безпосередній близькості від рухомих механізмів або їх частин, від вантажів, що піднімаються і опускаються, а також поблизу комунікацій, по яких прокачується рідина під тиском. Всі ці особливості при невиконанні певних заходів безпеки можуть бути причинами нещасних випадків.

Небезпечним устаткуванням установки для КРС є: лебідка, яка має велику кількість рухомих частин, в безпосередній близості від яких знаходяться робітники; талева система, яка по характеру навантаження працює в умовах змінних циклічних режимів, особливо під час операцій спуску і підйому, що викликає коливання, при яких можливе послаблення кріпильних вузлів талевої системи і падіння їх на робочий майданчик.

Також при проведенні технологічного процесу здійснюються спуско-підйомні операції з досить важким обладнанням. Аналіз показує, що на спуско-підйомні операції доводиться найбільше число нещасних випадків, через неякісну підготовку свердловини до ремонту і перевірки в справності пересувного агрегату і всіх механізмів, а також в справності і комплектності інструменту і пристосувань.

Спуско-підйомні механізми, талевий блок в процесі роботи можуть знаходитися під небезпечними навантаженнями, що значно перевищують допустимі, внаслідок чого можуть виникати важкі аварії, руйнування спуско-підйомних механізмів, а також нещасні випадки з людьми. Більшість нещасних випадків, пов'язаних з виконанням цих операцій, відбуваються через недосконалості конструкції замків елеватора (мимовільне його відкриття при різких поштовхах) і пристроїв, які запобігають виходу штропів з проушин

елеватора (випадання пшильок).

Також робітники часто одержують травми при згвинчуванні і розгвинчуванні НКТ, а зокрема при наступних операціях:

- при накладенні ключа на трубу вручну; у моменти закріплення і розкріплювання труб, коли ключ приводяться в дію за допомогою стягуючих пристроїв (котушок прямого ходу).

Застосування ключів з подовженими щелепами і підробленими сухарями або застосування труб із спрацьованими замками не завжди забезпечує надійне захоплення тіла труби, замка або привареного її кінця. Внаслідок цього робітнику доводиться стояти в небезпечній зоні (порушуючи правила безпеки) і підтримувати ключ у відтягнутому назад положенні для запобігання його провертання навколо тіла труби. При розкріплюванні замкових з'єднань труб нерідко спостерігається мимовільне відкриття ключа, яке стає причиною виникнення нещасних випадків.

В основному нещасні випадки відбуваються внаслідок використання неправильних прийомів праці, недотримання правил безпеки, знаходження робочих в небезпечних зонах робочого майданчика, неузгодженості в роботі виконуючих цю операцію робітників.

5.3.2 Аналіз запобіжних застосувань, передбачених в проекті для безпечної експлуатації обладнання

Для забезпечення безпечної експлуатації і спрацювання комплексу пристроїв для проведення вторинного розкриття продуктивного пласта і створення спеціальних отворів в експлуатаційній колоні для виконання ізоляційних робіт необхідно провести опресовку нагнітальних ліній і обладнання на тиск, рівний 1,5 робочому тиску (22,5 МПа).

Для створення безпечних умов праці і полегшення виконання окремих операцій застосовують пристосування для підтягання труб, лоток для їх переміщення по приймальних містках, обмежувач підйому талевого блоку і інші

пристосування і пристрої.

Основні вимоги до конструкції, механічної міцності і надійності, вимоги до оснащенню устаткувань контрольно-вимірювальними приладами, запобіжними огорожами і пристроями, що пред'являються вказаними правилами і нормативами.

Підйомна установка при проведенні ізоляційних робіт повинна відповідати наступним вимогам:

- щогла підйомної установки повинна закріплюватись відтяжками сталевого канату. Число, діаметр і місце кріплення відтяжок повинні відповідати технічній документації агрегату;

- у трансмісії приводу лебідки повинен використовуватися обмежувач вантажопідйомності на гаку (якщо він передбачений конструктивно і поставляється заводом - виробником);

- підйомна установка (підйомник) повинна мати автоматичний обмежувач висоти підняття талевого блоку з блокуванням руху барабана лебідки (протизатягувач талевого блоку під кронблок);

- підйомник повинен мати прилади, що дозволяють встановлювати шасі у горизонтальне положення;

- підйомник повинен мати пристрій для фіксації талевого блоку і захисту щогли від ушкоджень при пересуванні;

- система підняття щогли повинна мати дистанційне керування і забезпечувати безпеку при відмові елементів гідрообладнання;

- рівні шуму на постійних робочих місцях повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.1.003-83:

- підйомник повинен бути оснащений світильниками у вибухобезпечному виконанні, які забезпечують освітленість згідно з діючими нормами;

- підйомник повинен бути оснащений іскрогасниками двигунів внутрішнього згорання та заслінками екстренного перекриття доступу повітря в двигун (повітрозабірник);

- підйомник повинен бути оснащений дистанційним пристроєм аварійного

відключення двигуна з пульта бурильника (заслінкою екстреного перекриття доступу повітря в двигун);

- підйомник повинен бути оснащений усім необхідним для освітлення робочих місць, трансформатором-випрямлячем постійного струму на 24В, пристроєм для підзарядки акумуляторів і ланцюгом постійного струму на 24В для аварійного освітлення;

- підйомник повинен бути обладнаний сходами для безпечного підйому та спуску по них верхового робітника;

- підйомник повинен бути оснащений гідравлічними опорними домкратами з фундаментними блоками під них;

- підйомник повинен бути оснащений укриттям робочої площадки висотою 2,5 м з одинарними дверима з кожного боку платформи, двостулковими дверима з боку робочої площадки;

- підйомник повинен мати спеціальні пристрої для підвіски машинних ключів та для підвіски гідравлічного ключа;

- підйомник повинен бути забезпечений підігрівачем дизельного палива;

- пневмосистема підйомника повинна бути оснащена осушувачем повітря згідно з технічною документацією завода-виробника;

- гальмова система лебідки повинна мати систему охолодження;

- підйомна установка вантажопідйомністю 70т і більше повинна мати допоміжні гальма, які забезпечують спуск номінальної ваги зі швидкістю не більше 2 м/сек;

- основні гальма повинні бути обладнані блокувальним пристроєм гальм у робочому стані;

- підйомник повинен забезпечувати можливість вертикального встановлення труб і включати комплект обладнання та інструмента для роботи з насосно-компресорними, бурильними трубами діаметром 60; 73; 89 мм.

- показуючий пристрій індикатора ваги повинен бути змонтований у полі зору бурильника на незалежній основі від підйомника;

- вимірювання заземлення обладнання і пристроїв;

- приймальні містки посередині повинні мати жолоб для викидання труб на приймальні стелажі;

- приймальні стелажі для труб повинні мати телескопічні регульовані опори, під які повинні бути встановлені дерев'яні прокладки. Стелажі для укладання труб повинні мати стояки проти розкочування труб;

Для безпечної експлуатації підйомна лебідка має конструкцію, яка забезпечує можливість примусового зворотнього обертання барабана при спуску вантажу. Її гальмівний пристрій розраховується на плавне і надійне гальмування і можливість утримання вантажу протягом тривалого часу.

Барабан лебідки з двома стрічковими гальмами обладнується пристроєм для рівномірного натягнення обох гальмівних стрічок. Це пристрій дозволяє проводити гальмування однією стрічкою у разі обриву іншої.

Для забезпечення безпечної експлуатації талевої системи необхідно звертати увагу на кріплення шплінтів, гайок, контрогайок, і перевірити всі різьбові з'єднання. Болтові з'єднання системи повинні бути завжди надійно закріплені і зашплінтовані. Разом з тим необхідно перевірити легкість обертання шківів, наявність мастила у всіх підшипниках. Для запобігання зіскоку каната з ролика необхідно стежити, щоб талевий блок і кранблок весь час були закриті кожухами.

Талевий сталевий канат здійснює зв'язок талевой системи з лебідкою. Канат повинен мати запас міцності (не менше 3) по максимальних навантаженнях, що допускаються на установці. Талевий канат в процесі експлуатації повинен регулярно змащуватися. Мастило поступає з масельнички, змонтованої на талевому блоці, або з масляного бачка, встановленого на лебідці.

При згвинчуванні і розгвинчуванні насосно-компресорних труб трубний ключ повинен мати надійний контакт з трубою. Конструкція захоплення ключа повинна забезпечувати утримання його на трубі без підтримки. Рукоятки ручних ключів забезпечені пристосуваннями для нарощування довжини з метою отримання необхідного крутного моменту, без прикладання великих зусиль. Ключі повинні бути легкими і достатньо міцними.

5.3.3 Техніка безпеки при експлуатації технологічного обладнання

Гідромеханічна перфорація експлуатаційних колон повинна проводитися у відповідності з діючими вимогами на підготовку свердловини до цих робіт і содержанням "Правил безпеки в нафтогазовидобувній промисловості", ГОСТ 12.1.007, ГОСТ 12.1.010, ГОСТ 12.4.009, НПА ОП 11.1-1.01-08 та НАПБ А.01.001, інструкціями по охороні праці при проведенні спуско-підйомних операцій, що діють на газовидобувних підприємствах НАК "Нафтогаз України".

Перед проведенням гідромеханічної перфорації експлуатаційної колони необхідно перевірити:

- стан обладнання установки для КРС (лебідка, талева система і т. ін.);
- роботу і стан противикидного обладнання;
- наявність запасу промивної рідини на свердловині, її параметри і рівень в свердловині.

Потім, до початку проведення гідромеханічної перфорації експлуатаційної колони проводиться опресовка нагнітальних ліній і обладнання на тиск, рівний 1,5 робочому тиску (22,5 МПа).

Розбурювання цементувальних пробок, цементного стакана і опорного кільця потрібно шпилястим неармованим долотом діаметром менше внутрішнього діаметра обсадної колони. Зворотний клапан розбурюють торцевим фрезером, що забезпечує збереження колони від ушкодження. Щоб ,не захаращувати робочу площадку, бурильні труби укладають на стелажі поза буровою. Також забирають інструмент, що не використають при перфораційних роботах. Підлога робочої площадки повинна бути очищена від глинистого розчину й бруду. Бурова лебідка і її привід повинні бути справні на випадок використання при аварії.

Перед початком проведення робіт в свердловині необхідно провести інструктаж бурової бригади, яка буде проводити цю роботу, пункти інструктажу записати в буровий журнал під розписку кожного члена бригади.

Роботи на свердловині необхідно проводити згідно з планом, затвердже-

ним головним інженером підприємства, під керівництвом інженерно-технічного працівника. План узгоджується з ДП "ЛІКВО". На роботи з гідромеханічної перфорації експлуатаційної колони необхідно отримати дозвіл працівника ДП "ЛІКВО". Зміни в плані проведення робіт повинні узгоджуватись у встановленому порядку.

Перед початком робіт відповідальний за їх виконання повинен:

- перевірити стан робочих місць, розташування спецтехніки, допоміжного наземного обладнання і провести планування майданчиків;
- перевірити справність і комплектність спецобладнання та допоміжного інструменту;
- провести опресування з'єднувальних маніфольдних ліній і фонтанної арматури на півтора кратний робочий тиск;
- ознайомити всіх членів бригади, операторів і машиністів спецтехніки з планом робіт і провести інструктаж щодо безпечного ведення робіт з врахуванням особливостей розробленої технології фонтанної безпеки, про що зробити відповідний запис в журналі реєстрації інструктажів на робочому місці під розпис інструктованих.

Обв'язку гирла свердловини здійснити згідно затвердженої схеми з урахуванням вимог "Правила безпеки у нафтогазовидобувній промисловості України". Для обв'язки гирла свердловини необхідно прокладати труби з найменшою кількістю з'єднань, поворотів і без провисань. Місця, де виникають сильні вібрації обладнання, повинні бути закріплені якорями.

Розміщення біля свердловини насосних агрегатів та інших механізмів здійснити згідно НПАОП 11.1-1.01-08 "Правила безпеки у нафтогазовидобувній промисловості України". Необхідно забезпечити вільний і безпечний доступ до насосних агрегатів, механізмів і манометрів. Всі рухомі частини механізмів повинні мати загороди, які надійно закривали б доступ до них зі всіх сторін.

Спецтехніка, що застосовується при використанні технології, повинна встановлюватися з навітряної сторони на відстані не менше 25 м від гирла свердловини так, щоб інженерно-технічний працівник (керівник робіт) бачив обв'язку

ерла свердловини і всі елементи спецтехніки та допоміжного наземного облад-
ання. Відстань між окремими механізмами повинна бути не менше 1 м, а
ирина робочих проходів – не менше 0,5 м.

Висновки

В даному розділі магістерської роботи розроблений комплекс робіт з підготовки до проведення монтажних робіт з обладнанням бурової установки БУ 8500/500 ДЕР, особливості проведення монтажу вібраційного гідравлічного ударника та підготовчі роботи перед експлуатацією обладнання. Кількість робітників монтажної бригади розраховано згідно норм часу на виконання монтажу бурової установки БУ 8500/500 ДЕР. На основі проведених розрахунків потрібно 26 робітників; кількісний склад монтажної бригади поданий в таблиці.

Описано роботи, які здійснюються в процесі експлуатації обладнання, роботи при поточному, середньому та капітальному ремонтах, проведений аналіз потенційно небезпечних факторів, які виникають при експлуатації та ремонті обладнання, методів й засобів для забезпечення нормальних умов їх експлуатації.

ВИСНОВКИ

В магістерській роботі розроблені наступні розділи:

1. У розділі "Вибір та опис технологічного обладнання" згідно вихідних даних вибрана бурова установка за умовною глибиною буріння і найбільшим навантаженням на гаку, дана її технічна характеристика; описана конструкція бурового насоса, який входить в склад вибраної бурової установки; описані конструктивні особливості вібраційного ударника.

2. В розділі "Опис технічної пропозиції" обґрунтована доцільність та економічна ефективність введення запропонованих технічних рішень. Суть технічного рішення з модернізації пристрою полягає в тому, що порівняно з аналогом гідроударник забезпечений верхнім перехідником, а ударна маса-бойок має клапанну коробку, виконану у вигляді циліндричної втулки з каналом прямокутного перерізу, усередині якого розміщені шатун і перекидний клапан, причому верхня частина клапанного вузла герметично розміщена в циліндричній порожнині верхнього перехідника, а нижня частина жорстко зв'язана з ударною масою-бойком, при цьому перехідник зі штоком встановлений з можливістю поздовжнього переміщення відносно корпусу через шпонки. При використанні пропонованого вдосконалення за рахунок використання вібратора значно збільшується динамічний вплив на наддолотний перехідник при пружній взаємодії бойка з ковадлом, тобто за рахунок періодичної ударної дії бойка на ковадло. За результатами розрахунків видно, що сумарний економічний ефект від впровадження модернізованого вібраційного гідравлічного ударника складає 85483 грн. Отже, удосконалення є економічно доцільним.

3. В розділі "Дослідно-конструкторська робота" за результатами проведених досліджень роботи модернізованого вібраційного гідравлічного ударника, які були одержані в процесі виконання дослідно-лабораторних робіт, побудовано їх графічну інтерпретацію – графічні залежності досліджуваних (вихідних) показників від тих чи інших вхідних параметрів,

показані залежності енерговитрат і швидкості буріння від режимів буріння. Отримані результати вказують на можливість ефективного використання модернізованого в магістерській роботі вібраційного гідравлічного ударника в складі бурильної колони.

4. Проведені розрахунки в розділі "Розрахунки працездатності" підтверджують ефективність технічного рішення з модернізації вібраційного гідравлічного ударника, т. як частота коливань n=50 Гц набагато перевищує критичну частоту, то загрози вібраційного руйнування немає, умова вібраційної стійкості виконується.

5. В розділі "Монтаж і експлуатація обладнання" розроблений комплекс робіт з підготовки до проведення монтажних робіт з обладнанням бурової установки БУ 8500/500 ДЕР, особливості проведення монтажу вібраційного гідравлічного ударника та підготовчі роботи перед експлуатацією обладнання. Кількість робітників монтажної бригади розраховано згідно норм часу на виконання монтажу бурової установки БУ 8500/500 ДЕР. На основі проведених розрахунків потрібно 26 робітників; кількісний склад монтажної бригади поданий в таблиці. Описано роботи, які здійснюються в процесі експлуатації обладнання, роботи при поточному, середньому та капітальному ремонтах, проведений аналіз потенційно небезпечних факторів, які виникають при експлуатації та ремонті обладнання, методів й засобів для забезпечення нормальних умов їх експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бедрій Я.І. Охорона праці: Навчальний посібник / Я.І. Бедрій та ін. – Львів: ПТВФ «Афіша», 1997. – 258с.

2. Бойко В. С. Довідник з нафтогазової справи / Бойко В.С., Кондрат Р.М., Яремійчук Р.С. – Львів: Світ, 1996. – 620 с.

3. Войтенко В.С. Технологія і техніка буріння: узагальнююча довідникова книга. – Львів: Центр Свропи, 2012. – 708 с.

4. Економіка підприємства: Навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. / Я. С. Витвицький, У. Я. Витвицька, М. О. Данилюк, А. О. Устенко, І. І. Цигилик. За ред.. Я.С.Витвицького – Івано-Франківськ : IME, 2002. -- 318 с.

5. Жидецький В.Ц. Практикум з охорони праці: навчальний посібник / Жидецький В. Ц., Джигирей В. С., Сторожук В. М. – Львів: Афіша, 2000. – 352 с.

6. Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища». Закон від 25.06.1991 № 1264 – XII.

7. Злобін Ю. А. Основи екології. Підручник – К. Лібра;1998 – 246 с.

8. Іщенко І. І. Оцінка економічної ефективності виробництва і затрат: Навч. посіб. / Іщенко І. І., Терещенко С. П. – К.: Вища шк., 1991.–173 с.

9. Копей Б.В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання. ІФДТУНГ, 2001 – 224 с.

10. Костриба І.В. Основи конструювання нафтогазового обладнання: Навч. Посібник. – Івано-Франківськ: Факел, 2007 – 256 с.

11. Коцкулич Я.С. Закінчування свердловин: підручник для студентів вищ. навч. закладів проф. спрямування "Буріння" / Я.С. Коцкулич, О.В. Тищенко. – К.: Інтерпрес ЛТД, 2004. – 366 с.

12. Крижанівський Є.І. Мобільні установки для буріння, ремонту і обслуговування свердловин. / Є.І. Крижанівський, Ю.В. Міронов, Л.І. Романишин. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2003. – 209 с.

13. Мочернюк Д.Ю. Моделювання фізичних процесів на основі визначальних рівнянь / Д.Ю. Мочернюк – Нафтова і газова промисловість – 2001. – №3. – С. 12 – 14.

14. Мислюк М.А. Буріння свердловин: довідник: в 5 т. / М.А. Мислюк, І.А. Рибчич, Р.С. Яремійчук. – Київ: Інтерпрес ЛТД, 2002. Т. 2: Промивання свердловин. Відробка доліт – 2002. – 303 с.

15. НПАОП 11.1-1.01-08. Правила безпеки в нафтогазодобувній промисловості України.

16. Організація і планування операційної діяльності нафтогазових підприємств: Навч. посіб. / Я. С. Витвицький, І. В. Андрійчук, О. І. Лесюк, У. Я. Витвицька, В. М. Чарковський. За ред. М. О. Данилюк. – Івано-Франківськ, 2009. – 364 с.

17. Основи цивільного захисту: навчальний посібник / В. О. Васійчук, В. Є. Гончарук, С. І. Качан та ін. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2010. – 384 с.

18. Охорона праці в нафтогазовій галузі: Навчальний посібник / За редакцією Г.М. Лисяного – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2015. – 304 с.

19. Писаренко Г.С. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський. - К.: Вища школа, 2004. - 655 с.

20. Проектування бурового і нафтогазопромислового обладнання: навчальний посібник / В.С. Білецький, В.Г. Вітрик, А.М. Матвієнко та ін. // Полтава, ПолтНТУ, 2015. – 196 с.

21. Типовий проект безпечної організації вишкомонтажних робіт при монтажі, демонтажі бурової установки Уралмаш БУ 8500/500 ДЕР. Загальні вимоги. – Чернігів, 2002. – 36 с.

22. Токаренко В.М. Технологія автодорожнього машинобудування і ремонт машин. Курсове проектування: – Навчальний посібник. – К: Вища шк., 1992 –127 с.