

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  
В.О. Дурещак  
С.Габрик

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему: Модернізація конструкції та дослідження роботи гвинтового вибійного двигуна для високооберткових технологій буріння свердловин долотами типу PDC

Пояснювальна записка

Керівник

Ст. викладач Похилко А.М.  
посада, наук. ступінь, ПІБ  
підпис, дата

Виконавець роботи

Сулима Віталій Олегович  
студент, ПІБ  
група 601-МН  
підпис, дата

Консультант за 1 розділом

К.т.н. Савчук В.О.  
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 2 розділом

К.т.н. Рубежко В.П.  
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 3 розділом

К.т.н. Савчук В.О.  
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 4 розділом

К.т.н. Рубежко В.П.  
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Дата захисту \_\_\_\_\_

## АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі розроблено наступні розділи:

1. У розділі “Вибір та опис технологічного обладнання” проведено порівняльно-критичний аналіз технологічних комплексів для буріння свердловин та вибійних двигунів, обґрунтовано вибір бурової установки та гвинтового вибійного двигуна. 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 гвинтових вибійних двигунів, запропонована модернізована конструкція гвинтового вибійного двигуна Д2-195, обґрунтовано її технічну доцільність, розрахований економічний ефект від впровадження модернізованої конструкції гвинтового вибійного двигуна Д2-195.

3. В розділі “Дослідно-конструкторська робота” на основі теоретичних і експериментальних досліджень модернізованого гвинтового вибійного двигуна виявлено діапазон його робочих частот і навантажувальної характеристики, при яких забезпечується надійна експлуатація.

4. В розділі “Розрахунки працездатності” проведено розрахунки на довговічність, міцність та жорсткість деталей модернізованого гвинтового вибійного двигуна Д2-195.

5. В розділі “Монтаж і експлуатація обладнання” розглянуто комплекс робіт з монтажу та підготовки до експлуатації модернізованого обладнання, описано технічні заходи з обслуговування та ремонту обладнання для турбінного буріння, проаналізовані потенційні небезпеки при експлуатації вибійного обладнання, а також методи і засоби для забезпечення нормальних умов праці, наведені інженерні розрахунки.

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 ППТ

*В.О. Зігур*  
" " " 20\_\_ року

**ЗАВДАННЯ**  
НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Сулима Віталій Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Модернізація конструкції та дослідження роботи гвинтового вибійного двигуна для високооберткових технологій буріння свердловин долотами типу PDC

Керівник роботи ст. викладач Похилко Аліна Миколаївна

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджена наказом закладу вищої освіти від " " 2024 року №

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

  
 \_\_\_\_\_  
 (підпис)

 Сушанка В.О.  
 \_\_\_\_\_  
 (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

  
 \_\_\_\_\_  
 (підпис)

 Тихонюк А.М.  
 \_\_\_\_\_  
 (прізвище та ініціали)

## ЗМІСТ

	Стор.
Вступ.....	4
1. Вибір та опис технологічного обладнання.....	7
1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання .....	7
1.2 Конструкція вибраного обладнання.....	16
2. Опис технічної пропозиції.....	24
2.1 Опис модернізованої конструкції гвинтового вибійного двигуна.....	24
2.2 Оцінка економічної ефективності.....	30
3. Дослідно-конструкторська робота.....	47
3.1 Опис стенда для дослідження гвинтового вибійного двигуна.....	47
3.2 Теоретичні обґрунтування розрахунків коливань гвинтового вибійного двигуна в процесі експлуатації .....	49
3.3 Стендові дослідження модернізованого гвинтового вибійного двигуна .....	51
3.4 Результати досліджень модернізованого гвинтового вибійного двигуна.....	53
4. Розрахунки працездатності.....	56
4.1 Розрахунки геометричних і енергетичних параметрів гвинтового вибійного двигуна .....	56
4.2 Розрахунки опори тертя ковзання .....	57
4.3 Розрахунок витків різьби РКТ – 177 на міцність .....	59
4.4 Перевірочний розрахунок вала шпindelної секції .....	60
4.5 Розрахунок втрат у гвинтовому вибійному двигуні.....	61
5. Монтаж і експлуатація обладнання.....	63
5.1 Технологія монтажу обладнання.....	63
5.2 Експлуатація і технічне обслуговування обладнання.....	70
5.3 Охорона праці при експлуатації та ремонті обладнання.....	76
Висновки.....	85
Список використаної літератури .....	87

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Для буріння нафтових і газових свердловин застосовують гідравлічні та електричні вибійні двигуни. Гідравлічні вибійні двигуни (турбобури і гвинтові вибійні двигуни) перетворюють гідравлічну енергію промивальної рідини в механічну на вихідному валу двигуна. Електричні вибійні двигуни (електробури) перетворюють електричну енергію в механічну на вихідному валу двигуна.

Гвинтові вибійні двигуни встановлюють безпосередньо над породоруйнівним інструментом, а джерелом енергії й крутного моменту є тиск потоку рідини, що рухається під напором бурового насоса. Ці двигуни володіють високим моментом, невисокою швидкістю обертання долота, невеликими розмірами. Порівняно з турбобурами гвинтові вибійні двигуни мають ряд переваг: відносно низька частота обертання при високому крутному моменті на валу двигуна; можливість контролю за роботою двигуна зміною тиску на стояку; перепад тиску на двигуні створює можливість ефективного використання гідромоніторних доліт [3, 6, 14, 35].

Разом з тим, в сучасних технологіях буріння в певних гірничо-геологічних умовах підвищення ефективності спорудження свердловини може бути досягнуто тільки на основі використання моментомістких доліт типу PDC з полікристалічними або тврдосплавними пластинами, для раціонального відпрацювання яких потрібно забезпечити середньо- і високооборотні режими з частотою обертання не менше 300 об/хв. Долота PDC володіють низьким профілем і дуже компактним розміром. Дана конструкція долота забезпечує сталість швидкості проходки, а компактні розміри дають відмінну керованість при переході від вертикального буріння в горизонтальне. Поєднання конструкції долота, високоточної обробки на верстаті і концентрації різців, розташованих для максимального покриття зони руйнування, забезпечує надійне високопродуктивне буріння від гирла свердловини до кінцевої глибини. Точне розташування гідромоніторних насадок дозволяє ефективно виносити

шлам через промивальні канали долота. По калібрувальних краях кожного долота PDC розташовані твродсплавні вставки для забезпечення зносостійкості долота і збереження діаметра свердловини. Таким чином, долота PDC підходять як для потужних великих бурових установок, так і для високооберткових вибійних двигунів.

При використанні гвинтового вибійного двигуна середньо- і високооборотні режими можуть бути досягнуті тільки за рахунок зниження робочого об'єму двигуна шляхом переходу на гвинтові пари з меншою заходністю. Однак при цьому необхідне зниження робочого об'єму супроводжується зниженням крутного моменту двигуна, що не відповідає характеристикам доліт типу PDC. У зв'язку з цим, для створення гвинтового вибійного двигуна, який одночасно відповідає вимогам високої частоти обертання і високого крутного моменту, доводиться істотно збільшувати перепад тиску в робочих органах, тобто використовувати подовжені робочі органи з метою забезпечення необхідної кількості контактних ліній, що розділяють вхід і вихід гідромашини, і вибирається за умовою допустимого міжвиткового перепаду тиску між камерами гвинтового вибійного двигуна. Це приводить до збільшення осьового габаритного розміру двигуна і ускладнення технології виготовлення довгих робочих органів, що негативно позначається на техніко-економічних показниках застосування гвинтового вибійного двигуна [3, 6, 14, 35].

Це все ще раз підтверджує актуальність проблеми і необхідність подальших науково-дослідницьких робіт, направлених на удосконалення конструкції гвинтового вибійного двигуна із створенням кінематичної схеми його робочих органів з додатковою рухомістю одного з елементів (ротора або статора), в якій жоден з елементів гвинтової пари не залишається нерухомим в ході робочого процесу.

**Мета роботи.** Модернізація конструкції гвинтового вибійного двигуна та дослідження його роботи для високооберткових технологій буріння свердловин долотами типу PDC.

**Об'єкт дослідження.** Процеси руху бурового розчину при турбінному бурінні свердловин з використанням гвинтового вибійного двигуна.

**Предмет дослідження.** Властивості і характеристики гвинтового вибійного двигуна, оснащеного 2-х секційною гвинтовою парою.

**Наукова новизна отриманих результатів.**

- виявлено діапазон робочих частот і навантажувальної характеристики гвинтового вибійного двигуна, при яких забезпечується його стійка експлуатація;

- вирішення завдання підвищення ефективності роботи системи «бурильна колона - гвинтовий вибійний двигуна - долото» на різних режимах роботи двигуна.

**Можливі результати, які очікуються при виконанні роботи, їхня новизна та значення.** При запровадженні даної конструкції гвинтового вибійного двигуна, який оснащений 2-х секційною гвинтовою парою очікується: збільшення надійності роботи двигуна; зменшення витрат на виготовлення двигуна при поліпшенні технологічності виготовлення деталей двигуна; підвищення ефективності буріння долотами типу PDC у зв'язку із можливістю реалізації оптимальних швидкісних режимів їх відпрацювання.

**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 49 найменувань. Основна частина магістерської роботи викладена на 86 сторінках комп'ютерного набору і містить 14 рисунків і 12 таблиць. Повний обсяг магістерської роботи становить 91 сторінку.

# 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 5100 м зображена на рис. 1.1.

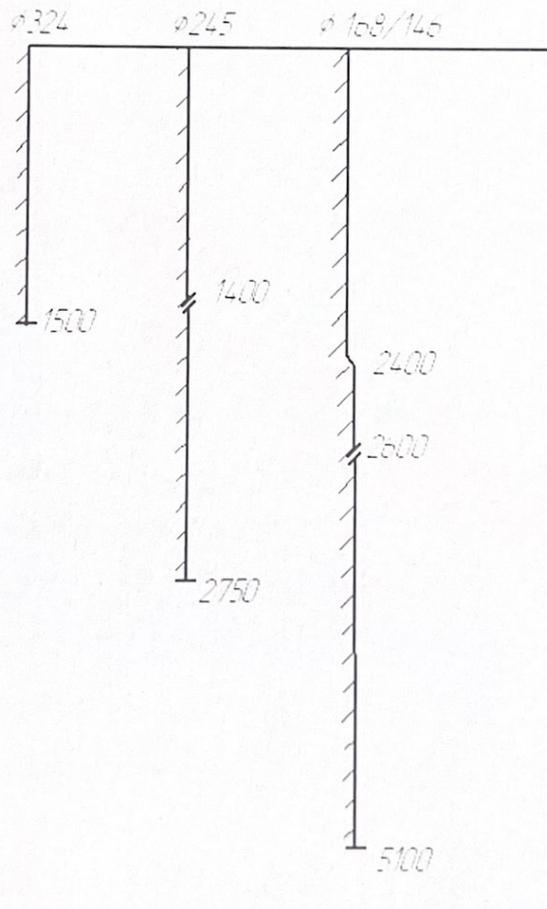


Рисунок 1.1 – Конструкція свердловини

Кондуктор  $d = 324$  мм спускається на глибину 1500 м з метою перекриття нестійких крейдових тріасових відкладів, схильних до звуження ствола стінок свердловини і поглинання бурового розчину. Цементується по

всій довжині.

Проміжна колона  $d = 245$  мм спускається на глибину 2750 м двома секціями із стиковкою на глибині 1400 м з метою перекриття пермських і кам'яно-вугільних відкладів, де можливі поглинання розчину. Цементується колона по всій довжині.

Експлуатаційна колона  $d = 168/146$  мм спускається до проектної глибини 5100 м двома секціями із стиковкою на глибині 2600 м і переходом на глибині 2400 м. Цементується колона по всій довжині.

### 1.1.2 Розрахунок діаметрів доліт

Діаметр долота при бурінні під кожен обсадну колона визначаємо за формулою:

$$D_{\text{дол.}} = D_{\text{ш}} + 2\Delta \quad (1.1)$$

де  $D_{\text{ш}}$  – зовнішній діаметр муфти колони обсадних труб;

$2\Delta$  – величина зазору між муфтою і стінками свердловини

Діаметр долота підбираємо із стандартного ряду шарошкових доліт [11]:

140, 145, 151, 161, 172, 190, 214, 243, 269, 295, 320, 346, 370, 394, 445, 490 мм.

Під кондуктор  $D_{\text{дол.}}^{324} = 351 + 37 = 388$  мм; приймаємо  $D_{\text{дол.}}^{324} = 394$  мм.

Під проміжну колона  $D_{\text{дол.}}^{245} = 270 + 25 = 295$  мм; приймаємо  $D_{\text{дол.}}^{245} = 295$  мм.

Під експлуатаційну колона  $D_{\text{дол.}}^{146} = 166 + 20 = 186$  мм; приймаємо  $D_{\text{дол.}}^{146} = 190$  мм.

### 1.1.3 Розрахунки обсадних і бурильних колон

#### 1.1.3.1 Визначення довжини ОБТ

Довжину ОБТ при бурінні під кожен обсадну колона визначаємо за формулою

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

де  $K$  – коефіцієнт, який урахує перевищення ваги ОБТ над навантаженням на долото; приймаємо  $K=1,25$ ;

$G$  – осьове навантаження на долото; приймаємо згідно ГТН;

$q_{\text{ОБТ}}$  – вага 1 м.п. ОБТ [11];

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

$j_{\text{м.}}$  – питома вага матеріалу труб; приймаємо  $j_{\text{м.}}=7850 \text{ кг/м}^3$ .

Під кондуктор:

$$l_{\text{ОБТ}}^{426} = \frac{1,25 \cdot 50 \cdot 10^3}{1920 \left(1 - \frac{1120}{7850}\right)} = 40 \text{ м}$$

Під проміжну колону:

$$l_{\text{ОБТ}}^{245} = \frac{1,25 \cdot 200 \cdot 10^3}{1890 \left(1 - \frac{1160}{7850}\right)} = 175 \text{ м}$$

Під експлуатаційну колону:

$$l_{\text{ОБТ}}^{146} = \frac{1,25 \cdot 200 \cdot 10^3}{970 \left(1 - \frac{1900}{7850}\right)} = 310 \text{ м}$$

### 1.1.3.2 Визначення довжини бурильного інструменту

Розраховуємо бурильний інструмент при бурінні під експлуатаційну колону.

Для 1-ої секції бурильної колони приймаємо бурильну трубу діаметром 114 м із товщиною стінки 9 мм групи міцності К. Визначаємо допустиму глибину бурильних труб за формулою:

$$\ell_{\text{дон}}^I = \frac{Q_{\text{дон}}^I - \ell_{\text{обт}} \cdot q_{\text{обт}} \left(1 - \frac{j_{\text{г.р.}}}{j_{\text{м}}}\right)}{q_{\text{пр}}^I \left(1 - \frac{j_{\text{г.р.}}}{j_{\text{м}}}\right)} + \ell_{\text{обт}} \quad (1.3)$$

де  $q_{\text{пр}}^I$  – приведена вага 1 п.м. бурильної труби [5];

$Q_{\text{дон}}^I$  – допустиме розтягуюче навантаження на тілі труби; визначаємо за формулою:

$$Q_{\text{дон}}^I = \frac{Q_p^I}{K} \quad (1.4)$$

$Q_p$  – розтягуюче навантаження, при якому напруження у тілі труби досягає границі текучості [11];

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

$$Q_{\text{дон}}^I = \frac{2100}{1,4} = 1500 \text{ кН};$$

$$\ell_{\text{дон}}^I = \frac{1500 \cdot 10^3 - 310 \cdot 970 \cdot \left(1 - \frac{1900}{7850}\right)}{277 \cdot \left(1 - \frac{1900}{7850}\right)} + 310 = 6369 \text{ м}$$

Верхню частину колони складаємо із труб діаметром 127 мм із товщиною стінки 9 мм групи міцності К. Визначаємо допустиму довжину 2-ої секції за формулою

$$\ell_{\text{дон}}^{II} = \frac{Q_{\text{дон}}^{II} - Q_{\text{дон}}^I}{q_{\text{пр}}^{II} \left(1 - \frac{j_{\text{г.р.}}}{j_{\text{м}}}\right)}, \quad (1.5)$$

де  $q_{\text{пр}}^{II}$  – вага 1 м.п. бурильної труби 2-ої секції;

$Q_{\text{дон}}^{II}$  – допустиме розтягуюче навантаження на тілі труби 2-ої секції.

$$Q_{\text{дон}}^{II} = \frac{Q_p^{II}}{K} \quad (1.6)$$

$$Q_{\text{дон}}^{II} = \frac{2300}{1,4} = 1643 \text{ кН};$$

$$l_{\text{дон}}^{\text{II}} = \frac{1643 \cdot 10^3 - 1500 \cdot 10^3}{305 \cdot \left(1 - \frac{1900}{7850}\right)} = 618 \text{ м}$$

Третю секцію бурильних труб складемо із труб діаметром 140 мм із товщиною стінки 9 мм групи міцності К. Допустиму довжину визначаємо аналогічно допустимій довжині 2-ої секції за формулами

$$l_{\text{дон}}^{\text{III}} = \frac{Q_{\text{дон}}^{\text{III}} - Q_{\text{дон}}^{\text{II}}}{q_{\text{пр}}^{\text{III}} \left(1 - \frac{j_{\text{б.р.}}}{j_{\text{м}}}\right)}; \quad (1.7)$$

де  $q_{\text{пр}}^{\text{III}}$  – вага 1 м.п. бурильної труби 3-ї секції;

$Q_{\text{дон}}^{\text{III}}$  – допустиме розтягуюче навантаження на тілі труби 3-ї секції

$$Q_{\text{дон}}^{\text{III}} = \frac{Q_{\text{р}}^{\text{III}}}{K}. \quad (1.8)$$

$$Q_{\text{дон}}^{\text{III}} = \frac{2600}{1,4} = 1857 \text{ кН}$$

$$l_{\text{дон}}^{\text{III}} = \frac{1857 \cdot 10^3 - 1643 \cdot 10^3}{360 \cdot \left(1 - \frac{1900}{7850}\right)} = 784 \text{ м}$$

Відповідно проведених розрахунків складаємо таблиці вибору компоновання 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	9К	360	784
127	9К	305	618
114	9К	277	3388
ОБТ-108	-	970	310

Таблиця 1.2 – Робочий інструмент при бурінні під проміжну колону

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
1	2	3	4
114	9К	277	2575
ОБТ-108	-	1890	175

Таблиця 1.3 – Робочий інструмент при бурінні під кондуктор

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
1	2	3	4
114	9К	277	1460
ОБТ-203	-	1920	40

### 1.1.3.3 Визначення ваги колони бурильних і обсадних труб

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

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

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

$Q_{ОБТ}$  – вага колони ОБТ;

$K$  – коефіцієнт прихвату; приймаємо  $K=1,3$

Під експлуатаційну колону:

$$Q_{б.к.}^e = (360 \cdot 784 + 305 \cdot 618 + 277 \cdot 3388 + 970 \cdot 310) \cdot 1,3 = 2222878 \text{ Н} \approx 2223 \text{ кН}$$

Під проміжну колону:

$$Q_{б.к.}^{пр} = (277 \cdot 2575 + 1890 \cdot 175) \cdot 1,3 = 1357233 \text{ Н} \approx 1357 \text{ кН}$$

Під кондуктор:

$$Q_{б.к.}^k = (277 \cdot 1460 + 1920 \cdot 40) \cdot 1,3 = 625586 \text{ Н} \approx 626 \text{ кН}$$

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 2500 м:

$$Q'_e = (2200 \cdot 277 + 1820 \cdot 374 + 680 \cdot 350) \cdot 1,15 = 1804879 \text{ Н} \approx 1805 \text{ кН}$$

2-га секція довжиною 2600 м:

$$Q''_e = (900 \cdot 471 + 1100 \cdot 435 + 400 \cdot 399) \cdot 1,15 = 1221300 \text{ Н} \approx 1221 \text{ кН}$$

Визначаємо вагу кожної секції проміжної колони:

1-ша секція довжиною 1400 м:

$$Q''_{np} = (1400 \cdot 277 + 1350 \cdot 760) \cdot 1,15 = 1625870 \text{ Н} \approx 1626 \text{ кН}$$

2-га секція довжиною 1400 м:

$$Q''_{np} = (570 \cdot 705 + 740 \cdot 595 + 90 \cdot 539) \cdot 1,15 = 1024259 \text{ Н} \approx 1024 \text{ кН}$$

Визначаємо вагу кондуктора довжиною 1500м:

$$Q_k = (700 \cdot 945 + 800 \cdot 796) \cdot 1,15 = 1493045 \text{ Н} \approx 1493 \text{ кН}$$

На основі розрахунку обсадних колон і вибору бурильного інструмента складаємо зведену таблицю ваги всіх колон:

Таблиця 1.4 – Зведена вагова характеристика обсадних і бурильних колон

№ n/ п	Назва колони	Діаметр труб, мм	Товщина стілки, мм і група міцн.	Глибина спуску, м	Вага колон, кН
1	2	3	4	5	7
1	Бурильний інструмент під експлуатаційну колону	140 127 114 ОБТ-146	9К 9К 9К -	784 618 3388 310	2223
2	Бурильний інструмент під проміжну колону	114 ОБТ-197	9К -	2575 175	1357
3	Бурильний інструмент під кондуктор	114 ОБТ-203	9К -	1460 40	626
4	Експлуатаційна колонна	114 146	9К 11Е 11К	2600 580 1240	1805

			10Д	680	
		168	12Д	900	
			11Д	1100	
		146	10Д	400	1221
			11Е	200	
1	2	3	4	5	6
5	Проміжна колона	114	9К	1400	
		245	9Д	1350	1626
		245	12Д	570	1024
			10Д	740	
			9Д	90	
6	Кондуктор	324	12Д	350	1493
			9Д	800	
			12Д	350	

Найбільше навантаження на гаку при бурінні свердловини від ваги бурильного інструмента при бурінні під експлуатаційну колону і складає 2223 кН.

#### 1.1.4 Вибір типу бурової установки та її технічна характеристика

Вибір БУ для одного і того ж класу визначається рядом чинників: умови буріння, метою буріння, типом свердловин, способом буріння, технологією буріння, геологічними умовами. Враховуючи всі зазначені чинники, в т. ч. найбільше навантаження на гаку, яке складає 2223 кН (згідно проведеного розрахунку колон і визначення ваги найважчої колони) вибираємо бурову установку НБО-4Е (рис. 1.2). Найбільше навантаження 2500 кН, умовна глибина буріння 5000 м.

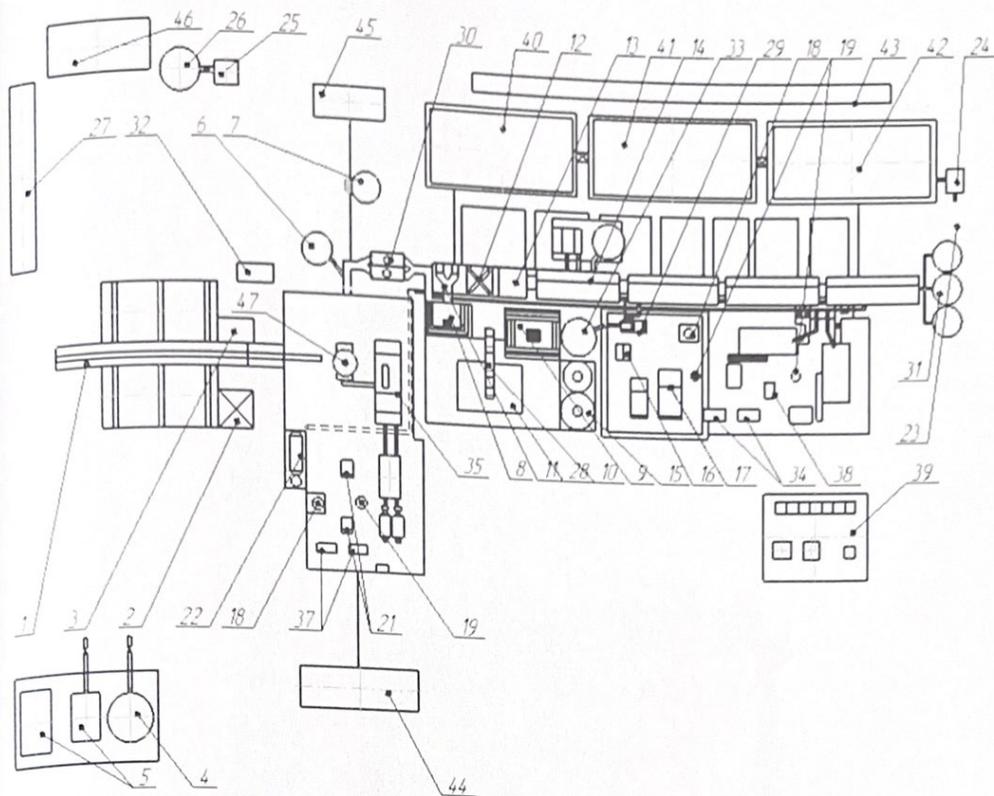


Рисунок 1.2 – Схема розміщення обладнання бурової установки НБО-4Е:  
 1 – приймальні містки; 2, 19 – крани; 3 – інструментальна площадка; 4 – ємність для нафти; 5 – блок горюче-змащувальних матеріалів; 6 – ємність доливу свердловини; 7 – дегазаційна ємність; 8 – фрезерно-струмний млин; 9 – глиномішалка; 10 – транспортер; 11 – вібростито; 12 – гідро циклон; 13 – дегазатор; 14, 15 – блоки приймальних ємностей; 16 – пульт керування електростанціями; 17 – дизель-18 – електрокотел; 21, 38 – компресори; 22 – ресивер; 23 – ємність технічної води; 24 – водокачка технічної води; 25 – водокачка чистої води; 26 – ємність чистої води; 27 – культбудка; 28 – блок ємностей хімреагентів; 29 – шламовий насос; 30 – бункер-шламовловлювач; 31 – резервні ємності; 32 – майданчик для металобрухту; 33 – ємність глиномішалки; 34 – пульт керування електродвигунами; 35 – бурова лебідка; 37 – магнітна станція; 39 – електроблок; 40 – шламовий амбар; 41 – амбар для відстоювання; 42 – амбар для очищення стічної води; 43 – майданчик складання родючих ґрунтів; 44 – амбар глушіння; 45 – амбар лінії дроселювання; 46 – пожежний амбар; 47 – ротор

## 1.2 Конструкція вибраного обладнання

Гвинтові вибійні двигуни (ГВД) підвішуються на колоні бурильних труб, схема установки показана на рис. 1.3.

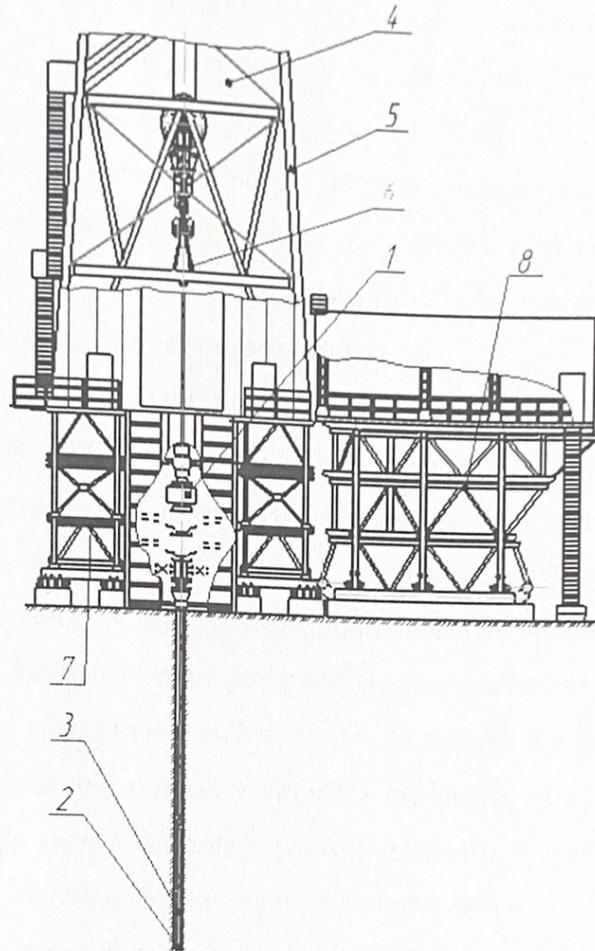


Рисунок 1.3 – Схема розміщення гвинтового вибійного двигуна:

1 – противикидне обладнання; 2 – породоруйнівний інструмент; 3 – гвинтовий вибійний двигун; 4 – гакоблок; 5 – бурова вишка; 6 – вертлюг; 7 – основа вишко-лебідкового блоку; 8 – основа приводного блоку

Гвинтові вибійні двигуни мають зовнішні діаметри 54...240 мм і застосовуються при бурінні та капітальному ремонті свердловин у поєднанні з шарошковими і безопорними долотами, бурильними головками відповідних

типорозмірів і серій, що забезпечують мінімальний технологічно необхідний зазор між корпусом двигуна і стінками свердловин в конкретних геолого-технічних умовах нафтових, газових і газоконденсатних родовищ. Густина використовуваних промивальних рідин при бурінні гвинтовими вибійними двигунами складас не більше  $2000 \text{ кг/м}^3$ , включаючи аеровані розчини і піни при капітальному ремонті свердловин. Для ефективної роботи гвинтового вибійного двигуна допускається вміст піску не більше 1 %, з максимальним розміром твердих частинок не більше 1 мм, при температурі на вибої не вище 373 К. Гвинтовий вибійний двигун – це об'ємна гідростатична машина, багатозаходні робочі органи якої являють собою планетарно-роторний механізм з внутрішнім косозубим зачепленням [41].

Робочими органами двигунної секції є багатозаходні гвинтовий ротор і статор. Усередині сталевого статора привулканізована гумова обкладка з гвинтовими зубами лівого напрямку. На зовнішній поверхні ротора нарізані зуби того ж напрямку. Кількість зубів ротора на одиницю менше кількості зубів статора, а відношення кроків гвинтових ліній пропорційне кількості зубів. Для перетворення планетарного руху ротора в співвісне обертання валу шпинделя і передачі осьової гідравлічної потужності з ротора на підшипник шпинделя використовується вузол з'єднання ротора і вихідного валу шпинделя, який виконується або у вигляді двохшарнірного карданного з'єднання, або гнучкого валу залежно від конструкції гвинтового вибійного двигуна.

З метою зменшення кута перекошу шарніри рознесені по довжині і сполучені між собою по конусних поверхнях за допомогою проміжної (сполучної) труби. За допомогою конусно-шліцьових з'єднань здійснюється приєднання карданного валу до ротора і валу шпинделя. Така конструкція дозволяє передавати на вихідний вал двигуна високий момент сили при низькій його частоті обертання, а також забезпечує високу довговічність і надійність роботи двигуна, що дозволяє ефективно використовувати його у поєднанні з сучасними високопродуктивними долотами з герметизованими маслонаповненими опорами при порівняно високих осьових навантаженнях.

Секція шпинделя гвинтового вибійного двигуна різних типорозмірів має свої особливості і в загальному вигляді включає корпус, вихідний вал, осьову опору – багаторядний опорно-радіальний підшипник кочення і радіальні гумометалеві опори. На нижньому кінці вихідного валу встановлений наддолотний перевідник для з'єднання валу з долотом. Для застосування доліт гідромоніторного типу з метою зниження витоків бурового розчину в опорному вузлі двигуна вмонтовується ущільнення (сальниковий пристрій торцевого типу з твердосплавними ущільнюючими елементами), що забезпечує буріння при перепадах тиску на долоті до 8...10 МПа [41].

У гвинтових вибійних двигунах застосовуються переливні клапани, які служать для з'єднання внутрішньої порожнини бурильної колони із затрубним простором в процесі проведення спуско-підйомних операцій в свердловині. Це дозволяє знизити гідродинамічну дію на прохідні породи при спуску і підйомі бурильної колони. При цьому також виключається холосте обертання валу двигуна і втрат бурового розчину при виконанні операцій. Гвинтові вибійні двигуни відповідають рівням кращих світових зразків.

Секційні гвинтові вибійні гідравлічні двигуни типу ДС (ДС-195) призначені для буріння вертикальних і похило направлених свердловин різного призначення з використанням бурових розчинів при температурі не вище 373 К. Оскільки енергетична характеристика односекційного гвинтового вибійного двигуна погіршується у міру зносу робочих гвинтових пар і при зазорі в них понад 1,0 мм, застосування такого двигуна стає практично недоцільним, то секціонування робочих органів, в т.ч. з повторним використанням відпрацьованих гвинтових пар, є одним з найбільш перспективних напрямів підвищення довговічності гвинтових пар – міжремонтного періоду роботи гвинтових вибійних двигунах в цілому. При такому конструктивному рішенні знижуються питомі навантаження в робочій парі, а необхідний момент сили на вихідному валу забезпечується при пониженій витраті бурового розчину, унаслідок чого зменшується знос робочих пар. Завдяки цьому розширюється область ефективного застосування гвинтових вибійних двигунах в районах з

ускладненими умовами буріння з промивкою буровими розчинами різних типів: від полегшених (аерованих) до обважнених [41].

У конструкцію гвинтового двигуна (рис. 1.4) входить статор і ексцентрично розташований відносно статора гвинтовий ротор. Утворюється зубчата пара з внутрішнім зачепленням із гвинтовими зубами. Кількість зубів статора на один більше зубів ротора, що дозволяє йому здійснювати планетарний рух, обкочуватися по зубах статора: вісь ротора при цьому рухається по колу діаметром, рівним подвійному ексцентриситету. Для компенсації ексцентриситету служить кульова двохшарнірна муфта, яка з'єднує ротор з валом шпинделя, який співвісно розташований відносно до корпусу [41].

Шпиндель гвинтового двигуна закріплений на радіальних гумометалевих підшипниках і забезпечений кульовою п'ятою для сприйняття осьового навантаження. Вал шпинделя – порожнистий, у верхній частині має канали для проходу рідини до долота, що приєднується через перехідник до нижньої частини валу двигуна. Корпус двигуна через перевідник кріпиться до нижньої частини бурильної колони.

За принципом дії гвинтові вибійні двигуни – це об'ємні роторні машини, основними елементами робочих органів яких є:

- статор - корпус з порожнинами, що примикають по кінцях і камерах високого та низького тиску;

- ведучий ротор – гвинт, крутний момент якого передається валу шпинделя [22].

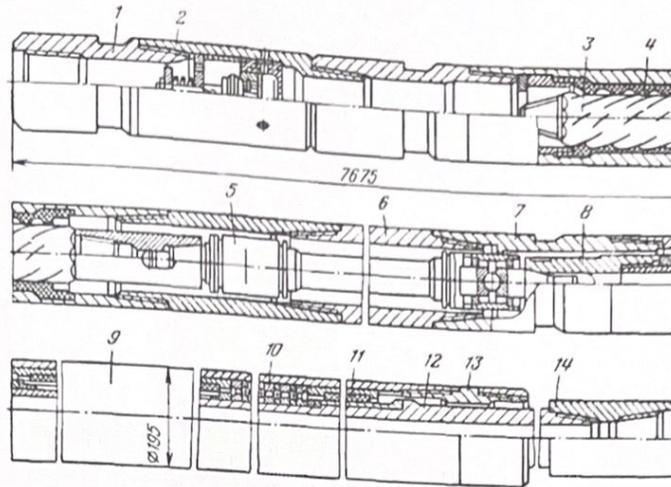


Рисунок 1.4 – Гвинтовий вибійний двигун:

1, 6, 7 – верхній, середній і нижній перевідники; 2 – переливний клапан; 3 – ротор; 4 – статор; 5 – двохшарнірне з'єднання; 8 – сполучна муфта; 9 – корпус шпинделя; 10 – опорна багаторядна кульова опора; 11 – радіальний підшипник; 12 – вал шпинделя; 13 – ніпель; 14 – наддолотний перевідник

Гвинтові поверхні статора і ротора ділять робочий об'єм двигуна на ряд порожнин. Порожнини, пов'язані з областями високого і низького тиску, називаються камерами, а замкнені порожнини – шлюзами. Кожна камера у міру обертання періодично зв'язується з порожнинами високого і низького тиску і в кожен заданий момент часу стає шлюзом. Теоретично на довжині одного кроку відбувається роз'єднання порожнин, що знаходяться вище і нижче за робочі органи [22].

Для секціонування робочих органів двигуна розроблені різні варіанти поєднання роторів і статорів та пристосувань для здійснення їх збирання. Конструктивне виконання секційних гвинтових двигунів може бути наступним: збирання з орієнтуванням робочих органів по гвинтовій лінії з жорстким з'єднанням статорів і роторів за допомогою перехідника (рис. 1.5); збирання без орієнтування робочих органів з жорстким з'єднанням статорів і з'єднанням роторів за допомогою шарніра (рис. 1.6) або гнучкого валу (рис. 1.7).

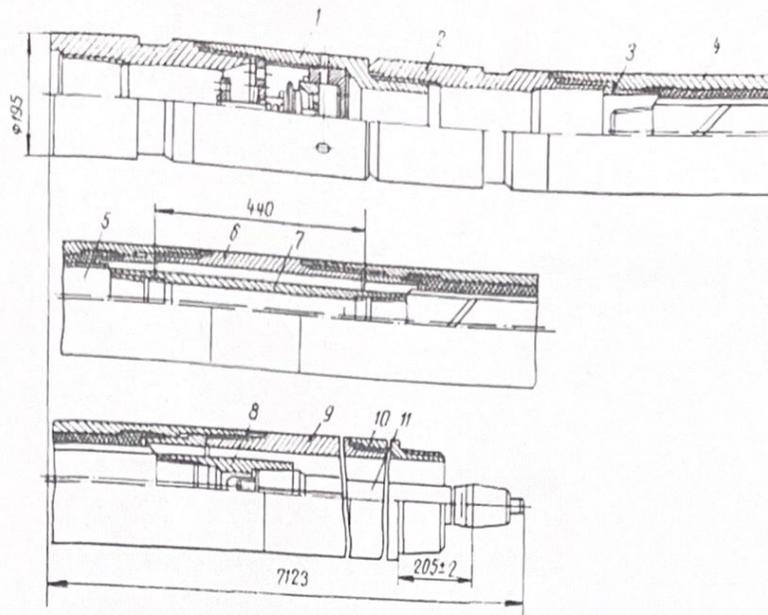


Рисунок 1.5 – Двигунна секція двохсекційного двигуна з жорстким з'єднанням статорів і роторів за допомогою переводника:  
 1 – клапан, 2 – з'єднуючий переводник; 3 – втулка розпірна; 4 – статор;  
 5 – ротор, 6,7,9,10 – переводники; 8 – муфта; 11 – вал

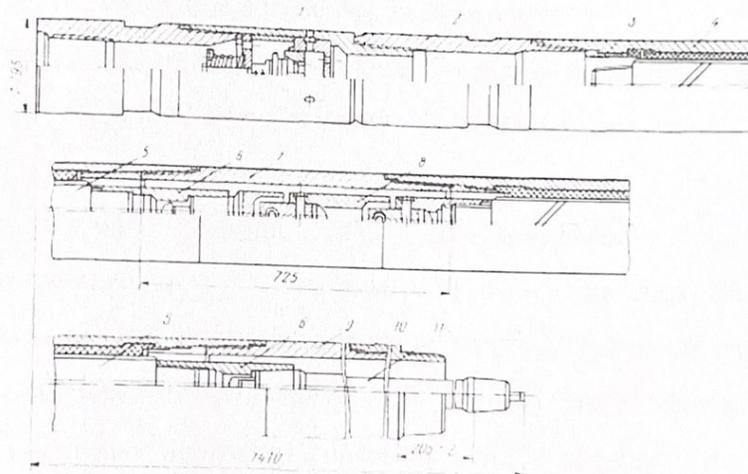


Рисунок 1.6 – Двигунна секція двохсекційного двигуна із з'єднанням роторів за допомогою шарніра:  
 1 – клапан, 2 – з'єднуючий переводник; 3 – втулка розпірна; 4 – статор;  
 5 – ротор; 6 – муфта; 7,9,10 – переводники; 8 – шарнір; 11 – вал  
 Роз'єднання на конусах є надійним при виконанні обов'язкової умови

установки зверху гвинтової пари з меншим зазором, тобто верхня секція повинна бути ведучою. Інакше можливий підйом верхньої секції ротора і роз'єднання конусів і, як наслідок, порушення з'єднання [22, 41].

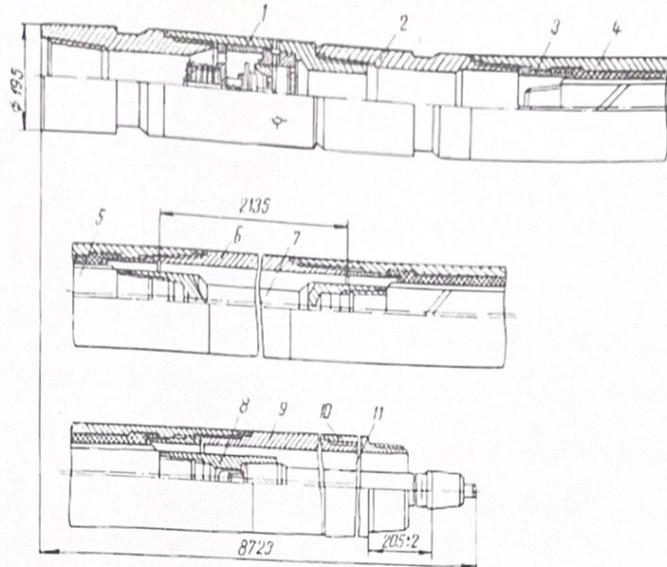


Рисунок 1.7 – Двигунна секція двохсекційного двигуна із з'єднанням роторів за допомогою гладкого вала:

- 1 – клапан, 2 – з'єднуючий перевідник; 3 – втулка розпірна; 4 – статор;  
5 – ротор; 6,9,10 – перевідники; 7,11 – вал; 8 – муфта

Гвинтові вибійні двигуни типу ДГ призначені для буріння горизонтальних свердловин, в т.ч. з малим радіусом викривлення. На відміну від інших гвинтових вибійних двигунів вони мають укорочений шпindel, оснащений опорно-центруючими елементами і корпусними шарнірами, що забезпечують ефективну проводку горизонтальних свердловин по заданій траєкторії [41].

#### Висновки

За найбільшим навантаженням на гаку під час буріння свердловини глибиною 5100 м вибрана бурова установка НБО-4Е, за допомогою якої будемо здійснювати технологічні операції в процесі спорудження даної свердловини.

При використанні гвинтового вибійного двигуна-аналога забезпечити середньо- і високооборотні режими з частотою обертання не менше 300 об/хв можна тільки за рахунок зниження робочого об'єму двигуна шляхом переходу на гвинтові пари з меншою західністю. Разом з тим, в сучасних технологіях буріння в певних гірничо-геологічних умовах підвищення ефективності спорудження свердловини може бути досягнуто тільки на основі використання моментомістких доліт типу PDC з полікристалічними або твердосплавними пластинами, для раціонального відпрацювання яких потрібно забезпечити середньо- і високооборотні режими.

Тому існує необхідність в модернізації гвинтового вибійного двигуна-аналога шляхом зміни конструкції двигуна, що дозволить зменшити витрати на виготовлення двигуна при поліпшенні технологічності виготовлення деталей двигуна, збільшити надійність роботи двигуна порівняно з аналогом, підвищення ефективності буріння долотами типу PDC.

## 2 ОПИС ТЕХНІЧНОЇ ПРОПОЗИЦІЇ

### 2.1 Опис модернізованої конструкції гвинтового вибійного двигуна

Гвинтовий вибійний двигун-аналог працює наступним чином. Ротор, обкочуючись всередині обкладинки нерухомого статора, здійснює планетарний рух (обертається щодо власної осі, яка обертається в переносному русі навколо нерухомої осі двигуна). В той же час з'єднаний з ротором за допомогою шарнірного з'єднання вихідний вал здійснює концентричне обертання в радіальних опорах шпindelної секції гвинтового вибійного двигуна. Кутова швидкість вихідного вала, а відповідно і породоруйнівного інструменту багато в чому визначає допустимий швидкісний режим гвинтового вибійного двигуна і обмежує швидкохідність багатозахідних високомоментних двигунів на рівні 100-200 об / хв.

Підвищення ефективності спорудження свердловини в сучасних технологіях буріння в певних гірничо-геологічних умовах може бути досягнуто тільки на основі використання моментомістких доліт типу PDC з полікристалічними або твердосплавними пластинами. Для раціонального відпрацювання даних доліт потрібно забезпечити середньо- і високооборотні режими з частотою обертання не менше 300 об/хв. [29, 35].

При використанні гвинтового вибійного двигуна-аналога зазначений швидкісний режим може бути досягнутий тільки за рахунок зниження робочого об'єму двигуна шляхом переходу на гвинтові пари з меншою заходністю. Недоліком є те, що зниження робочого об'єму супроводжується зниженням крутного моменту двигуна, а це не відповідає характеристикам доліт типу PDC. Розроблені технічні пропозиції зі створення гвинтового вибійного двигуна, який одночасно відповідає вимогам високої частоти обертання і високого крутного моменту, вимагають істотного збільшення перепаду тиску в робочих органах. При цьому використовуються подовжені робочі органи з метою забезпечення необхідної кількості контактних ліній для розділення входу і виходу гідромашини. Конструкція гвинтового вибійного двигуна вибирається

за умовою допустимого міжвиткового перепаду тиску між його камерами. Таке технічне рішення приводить до збільшення осьового габаритного розміру гвинтового вибійного двигуна та ускладнення технології виготовлення довгих робочих органів. Це негативно позначається на техніко-економічні показники застосування гвинтового вибійного двигуна [29, 35].

При розробці високооборотного високомоментного гвинтового вибійного двигуна технічним рішенням з його модернізації також є перехід на нестандартну кінематичну схему робочих органів, при якій жоден з елементів гвинтової пари (ротор і статор) не залишається нерухомим в ході робочого процесу двигуна. Завданням запропонованої модернізації гідравлічного вибійного двигуна для високооборотних технологій буріння свердловин з використанням доліт типу PDC є розширення його функціональних можливостей за допомогою створення кінематичної схеми з додатковою рухомістю робочих органів. Це забезпечить можливість збільшення частоти обертання вихідного вала гвинтового вибійного двигуна при збереженні необхідного крутного моменту і допустимого рівня інерційних навантажень [29, 35].

Модернізація гвинтового вибійного двигуна здійснюється за рахунок того, що двигун виконаний за схемою двохсекційного двигуна. При цьому верхня і нижня секції мають у своєму складі гвинтові робочі органи на базі багатозахідного героторного механізму з внутрішнім циклоїдним зачепленням. Шпindel з вихідним валом встановлюється на осьових і радіальних опорах, шарнірний вузол з'єднує ротор гвинтових робочих органів з вихідним валом і має канали для проходу рідини. Конструктивними особливостями гвинтового вибійного двигуна є те, що статор гвинтових робочих органів верхньої секції нерухомо закріплений на колоні бурильних труб, вихідний вал нижньої секції пов'язаний з породоруйнівним інструментом, а вихідний вал верхньої секції жорстко з'єднується зі статором гвинтових робочих органів нижньої секції [35]. Перевідник з'єднує нерухомі корпуси шпindelів секцій, а статором гвинтових робочих органів нижньої секції здійснює концентричне обертання в радіальних

опорах з'єднувального перевідника. Ротор нижньої секції, яка знаходиться в зачепленні з статором нижньої секції здійснює планетарний рух. Таким чином у запропонованому технічному рішенні реалізується високооборотний режим відпрацювання долота.

Принциповою кінематичною особливістю, що є перевагами буріння свердловин з використанням доліт типу PDC, полягає в тому, що кут повороту ротора в переносному русі несуттєво перевищує кут повороту ротора в абсолютному русі. Це і забезпечує перевагу щодо дії інерційних сил і допустимої швидкості гвинтового вибійного двигуна. Робочі об'єми гвинтових робочих органів верхньої і нижньої секцій для реалізації режиму концентричного обертання ротора нижньої секції навколо власної осі визначаються відповідно до кінематичних відношень робочих органів нижньої секції гвинтового вибійного двигуна [35].

Модернізований гвинтовий вибійний двигун (рис. 2.1) – двосекційний гідравлічний двигун. Кожна секція двигуна має у своєму складі гвинтові робочі органи (2, 3 і 11, 12), основу яких складає багатозахідний героторний механізм з внутрішнім зачепленням (технічна система «металевий ротор – статор з еластичною обкладкою»), шпindel з вихідним валом (8 і 14). Обидві секції виконані за індивідуальною схемою: верхня секція виконана за схемою планетарного механізму (з нерухомим статором), а нижня секція – за схемою диференційного механізму [35].

Вихідний вал 14 нижньої секції з'єднується з породоруйнівним інструментом. Статор 2 верхньої секції нерухомо закріплюється на колоні бурильних труб. Вихідний вал 8 верхньої секції жорстко з'єднаний зі статором 11 нижньої секції, який розміщується з зазором в розточці перевідника 10. Перевідник 6 встановлюється в радіальній опорі 13 для можливості здійснення обертального руху статора 11. Торцевий сальник 9 встановлений в розточці з'єднувального перевідника 10 для ущільнення вихідного вала 14 двигуна від перепаду тиску в робочих органах нижньої секції [35].

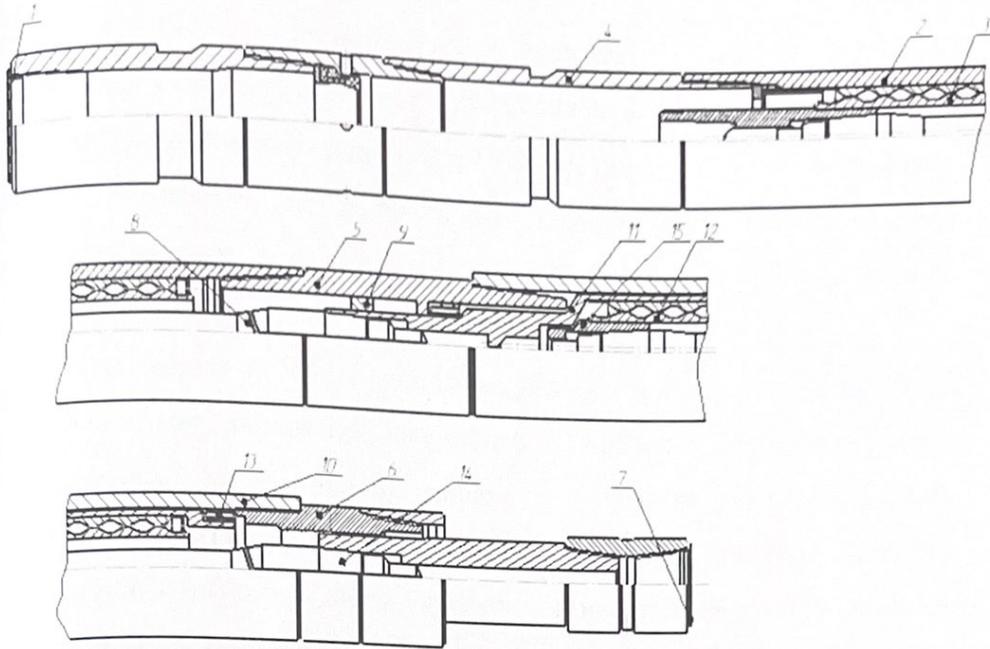


Рисунок 2.1 – Модернізований гвинтовий вибійний двигун:

1, 7 – пробка; 2, 11 – статор; 3, 12 – ротор; 4, 6, 10 – перевідник; 5 – корпус;  
 8 – вихідний вал верхньої секції; 9 – торцевий сальник; 13 – радіальна опора; 14  
 – вихідний вал нижньої секції; 15 – вставка

Модернізований гвинтовий вибійний двигун працює наступним чином (рис. 2.1). Промивальна рідина подається через колону бурильних труб у верхню секцію робочих органів. При цьому проходить робочий цикл: ротор 3 здійснює планетарний рух, обкочуючись по гвинтових зубах нерухомого статора 2 з ексцентриситетом  $e_0$ . Міжосьова відстань гвинтового героторного механізму верхньої секції дорівнює ексцентриситету. Вихідний валу 8 верхньої секції приводиться в рух від верхнього ротора 3 і, в свою чергу, передає обертальний рух статору 11 нижньої секції, і концентричне обертання всередині перевідника 10 в радіальній опорі 13. Таким чином, забезпечується додаткова рухомість робочих органів нижньої секції, яка приводить в рух породоруйнівний інструмент. В процесі роботи статор 11 і пов'язаний з ним ротор 12 нижньої секції здійснюють планетарний рух, а саме, ротор обертається навколо власної осі, яка обертається навколо осі рухомого статора 11 в

зворотному напрямку з ексцентриситетом  $e_n$  механізму нижньої секції. Нижній ротор 12 передає обертання вихідному валу 14 нижньої секції.

Вихідний вал нижньої секції, який пов'язаний з долотом типу PDC, обертається з частотою, що залежить від співвідношення робочих об'ємів гвинтових пар верхньої ( $V_n$ ) і нижньої ( $V_n$ ) секцій (рис. 2.2), а також витрати  $Q$  промивальної рідини [35].

При виготовленні робочих органів секцій враховується умова: гвинтові нарізки повинні мати однаковий напрямок для здійснення обертання роторів верхньої і нижньої секцій в одному напрямку і тим самим додавання кутових швидкостей на вихідному валу гвинтового вибійного двигуна. Довжина робочих органів відповідає заданому крутному моменту і вибирається залежно від допустимого міжвиткового перепаду тиску [35].

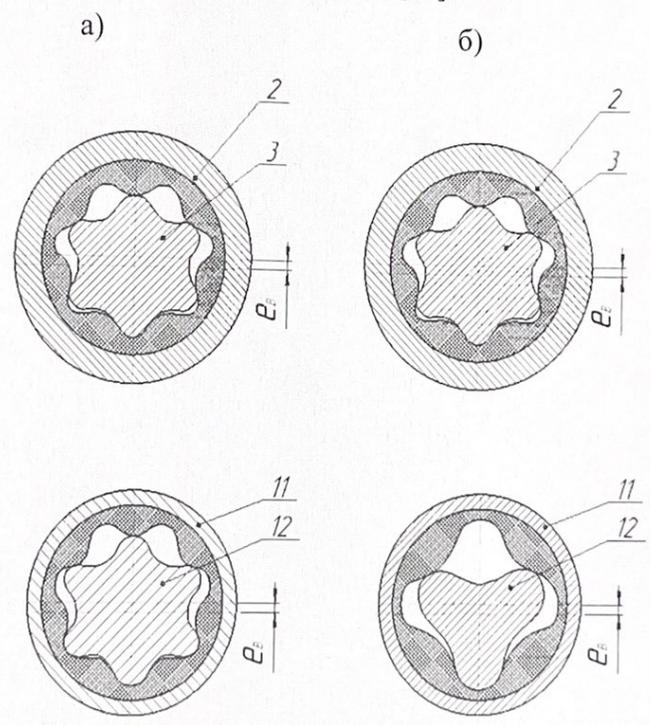


Рисунок 2.2 – Поперечні перерізи робочих органів секцій гвинтового вибійного двигуна: а – при однаковій геометрії робочих органів верхньої і нижньої секції; б – при різній геометрії робочих органів верхньої і нижньої секції

Зміна відносного положення профілів ротора і статора нижньої секції за один робочий цикл гвинтового механізму з кінематичним відношенням 3:4 показана на рис. 2.3, а. Для особливого кінематичного випадку при нерухомому положенні центру ротора положення профілів ротора і статора показані на рис. 2.3, б. Фіксовані зуби ротора показані великими точками, а штриховкою відмічене поточне положення площі камери, що змінюється від нуля до максимального значення і знову знижується до нуля [35].

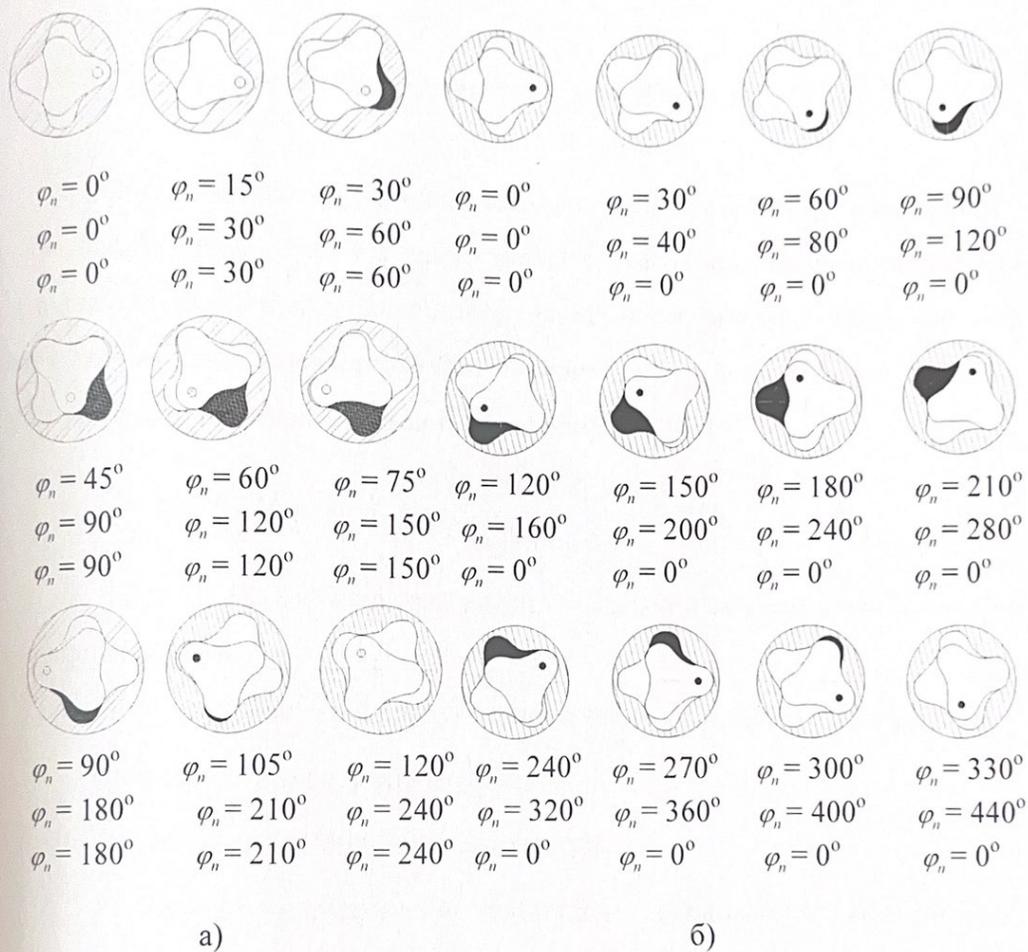


Рис. 2.3 – Зміна відносного положення профілів ротора і статора нижньої секції:

а – цикл гідромашини з додатковою рухомістю ( $i = 3:4, k = 2$ );

б – цикл гідромашини з додатковою рухомістю ( $i = 3:4, k = 4/3$ )

Підвищення ефективності буріння долотами типу PDC дозволяє підвищити економічний ефект від використання модернізованого гвинтового вибійного двигуна. Технічний результат від модернізації досягається за рахунок можливості реалізації оптимальних швидкісних режимів відпрацювання доліт типу PDC.

## 2.2 Оцінка економічної ефективності

### 2.2.1 Визначення вартості 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 покращеними якісними характеристиками визначається за такою формулою [16]

$$E = \left[ C_{AT} \cdot k_1 \cdot k_2 + \frac{\Delta I - E_n \cdot (K'_2 - K'_1)}{(1/T_2) + E_n} - C_{HT} \right] \cdot n, \text{ грн.}, \quad (2.1)$$

де  $C_{AT}$  та  $C_{HT}$  – балансова вартість базової і модернізованої техніки відповідно, тис. грн.;

$k_1$  – коефіцієнт зростання продуктивності праці за варіантом модернізації;

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

$\Delta I$  – економія експлуатаційних витрат, грн.

$E_n$  – єдиний нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень ( $E_n = 0,15$ );

$K'_1, K'_2$  – супутні капітальні вкладення підприємства, що включають витрати на придбання і доставку додаткового комплектуючого обладнання (в даному випадку сукупні капітальні вкладення рівні 0);

$T_1, T_2$  – строк служби гвинтового вибійного двигуна;  $T_2 = T_1 = 7,23$  роки;

$n$  – річний обсяг виробництва (впровадження) нового обладнання в натуральних одиницях, приймаємо  $n = 1$ .

Собівартість гвинтового вибійного двигуна-аналога визначимо за формулою

$$C_{AT} = \frac{Ц_{AT}}{1 + P_c}, \text{ грн.}, \quad (2.2)$$

де  $Ц_{AT}$  – оптова ціна гвинтового вибійного двигуна базової конструкції заводу-виробника за ринковими цінами, грн.; ціна гвинтового вибійного двигуна становить 2700378 грн;

$P_c$  – норматив рентабельності в частках від собівартості (в магістерській роботі приймаємо  $P_c = 0,3$ ).

$$C_0^a = \frac{2700378}{1 + 0,3} = 2077213,8 \text{ грн.}$$

Собівартість модернізованого гвинтового вибійного двигуна визначимо за формулою [16]

$$C_{HT} = C_0^a - B_{вив.}^{ad.} + B_{введ.}^{ad.}, \text{ грн.}, \quad (2.3)$$

де  $B_{вив.}^{ad.}$  – вартість виведених вузлів та деталей з конструкції аналога після модернізації;

$B_{введ.}^{ad.}$  – вартість додатково введених деталей, грн.

Для виготовлення виведених з експлуатації деталей гвинтового вибійного двигуна необхідно 10,5 кг Сталі 40Х, 1 т якої коштує 7000 грн. Отже загальна вартість матеріалів складатиме 735 грн.

Вихідними даними для розрахунку вартості виготовлення вузла-аналога, виведеного з конструкції є:

1) кількість та розряд робітників :

– токар (V розряд) – 1 особа;

– слюсар (IV розряд) – 1 особа.

2) трудомісткість операцій:

– токарні – 4 н-годин;

– слюсарні – 3 н-годин.

3) тарифні ставки на оплату праці робітників:

для робітників IV розряду - 33,38 грн., V розряду - 39,84 грн.

4) необхідне обладнання для виготовлення деталей:

Таблиця 2.1 – Необхідне обладнання для виготовлення деталей

Призначення	Вид обладнання	Модель верстата	Кількість, шт	Потужність, кВт
Основне технологічне обладнання	Токарний	165	1	10
Допоміжне технологічне обладнання	Заточний	4АМВС	1	6,5
Всього	–	–	3	16,5

Машинний час при виготовленні деталей:

– токарний верстат  $\Phi_1 = 4,0 \text{ маш} - \text{год}$ ;

– заточний верстат  $\Phi_3 = 3,0 \text{ маш} - \text{год}$ .

Визначаємо витрати на основну заробітну плату працівників [16, 31]:

$$C_{\text{осн}} = \sum_{i=1}^n N_i T_i H_i, \quad (2.4)$$

де  $N_i$  – кількість робітників  $i$ -го розряду;

$T_i$  – тарифна ставка робітника  $i$ -го розряду;

$H_i$  – кількість годин робочого часу.

Отже за формулою (2.4):

$$C_{\text{осн}} = 4 \cdot 33,38 + 3 \cdot 39,84 = 147,9 \text{ грн}$$

Визначаємо витрати на додаткову заробітну плату працівників [20]:

$$C_{\text{дзн}} = C_{\text{осн}} \cdot k_{\text{дзн}}, \quad (2.5)$$

де  $k_{\text{дзн}}$  – коефіцієнт додаткової заробітної плати;  $k_{\text{дзн}} = 0,25$ .

Отже підставивши числові значення в формулу 2.5, отримаємо:

$$C_{\text{дзн}} = 147,9 \cdot 0,25 = 37,0 \text{ грн.}$$

Відрахування на соціальне страхування – Єдиний соціальний внесок

складає 38,11 %.

Визначимо витрати на соціальне страхування [16]:

$$C_{всс} = (C_{осн} + C_{дм}) \cdot BCC, \quad (2.6)$$

Підставивши числові значення у формулу (2.6), отримаємо

$$C_{всс} = (147,9 + 37) \cdot 38,11 / 100 = 71,2 \text{ грн.}$$

Визначасмо кількість необхідної енергії на експлуатацію обладнання [38]:

$$Q_{ел.т.} = \sum_{i=1}^n \Phi_i P_{вст.i}, \quad (2.7)$$

де  $P_{вст.i}$  – встановлена потужність і-го виду обладнання.

Підставивши числові значення у формулу (2.7), отримаємо

$$Q_{ел.т.} = 10 \cdot 4 + 6,5 \cdot 3 = 59,5 \text{ кВт / год.}$$

Витрати на енергію при експлуатації обладнання визначаємо за формулою:

$$З_{ел.т.} = Q_{ел.т.} T_{ел.т.}, \quad (2.8)$$

де  $T_{ел.т.}$  – тариф на технологічну енергію,  $T_{ел.т.} = 2,21282$  грн.

Отже,

$$З_{ел.т.} = 59,5 \cdot 2,2182 = 131,6 \text{ грн.}$$

Визначаємо витрати на утримання обладнання, цехові і адміністративні витрати що визначаються в % від основної заробітної плати:

$$B_{цех} = 0,27 \cdot C_{осн}, \quad (2.9)$$

$$B_{зав.} = 0,65 \cdot C_{осн}. \quad (2.10)$$

Підставивши числові значення у формули 2.9 та 2.10 отримаємо:

$$B_{цех} = 0,27 \cdot 147,9 = 39,9 \text{ грн.}$$

$$B_{зав.} = 0,65 \cdot 147,9 = 96,1 \text{ грн.}$$

Визначимо виробничу собівартість [31]

$$C^{вир} = C_{осн.} + C_{дм.} + C_{всс} + З_{ел.т.} + B_{цех} + B_{зав.} \quad (2.11)$$

Підставивши числові значення у формулу (2.10), отримаємо

$$C^{вир} = 147,9 + 37 + 71,2 + 131,6 + 39,9 + 96,1 = 465,9 \text{ грн.}$$

Витрати на збут визначаємо у розмірі 7% від виробничої собівартості:

$$C_{\text{зуб}} = C_{\text{вир}} \cdot 0,07 \quad (2.12)$$

Підставивши числові значення у формулу (2.12), отримаємо

$$C_{\text{зуб}} = 465,9 \cdot 0,07 = 32,6 \text{ грн.}$$

Визначаємо повну собівартість виготовлення виведених деталей з врахуванням вартості матеріалів [16]

$$B_{\text{вироб}}^{\text{повн}} = C_{\text{вир}} + C_{\text{зуб}} + C_{\text{м}}, \quad (2.13)$$

Отже, повна собівартість виготовлення виведених вузлів:

$$B_{\text{вироб}}^{\text{повн}} = 465,9 + 32,6 + 735 = 1233,5 \text{ грн.}$$

Для виготовлення додатково введених вузлів модернізованого двигуна необхідно 12 кг Сталі 40Х, 1 т якої коштує 7000 грн та 3,5 кг сталі конструкційної Сталь 45, 1 кг якої коштує 60 грн. Отже загальна вартість матеріалів складатиме 1050 грн.

Вихідними даними для розрахунку вартості виготовлення вузлів і деталей, введених в конструкцію аналога є:

1) кількість та розряд робітників, що необхідні для виготовлення деталей для модернізації:

- токар (V розряд) – 1 особа;
- токар-фрезерувальник (V розряд) – 1 особа;
- слюсар (4 розряд) – 1 особа.

2) трудомісткість операцій для модернізації:

- токарні – 4 н-годин;
- фрезерувальні – 7 н-години;
- слюсарні – 5 н-годин.

3) тарифні ставки на оплату праці робітників:

для робітників IV розряду - 33,38 грн, V розряду - 39,84 грн.

4) необхідне обладнання для виготовлення деталей для модернізації:

Таблиця 2.2 – Необхідне обладнання для виготовлення деталей для модернізації

Призначення	Вид обладнання	Модель верстата	Кількість, шт	Потужність, кВт
Основне технологічне обладнання	Токарний	165	1	10
	Фрезерувальний	Ф4-251	1	8,1
Допоміжне технологічне обладнання	Заточний	4АМВС	1	6,5
Всього	–	–	3	24,6

Машинний час при виготовленні деталей для модернізації:

- токарний верстат  $\Phi_1 = 4,0 \text{ маш} - \text{год}$ ;
- фрезерувальний верстат  $\Phi_2 = 7,0 \text{ маш} - \text{год}$ ;
- заточний верстат  $\Phi_3 = 5,0 \text{ маш} - \text{год}$ .

Визначаємо витрати на основну заробітну плату працівників [20]:

$$C_{осн} = \sum_{i=1}^n N_i T_i H_i, \quad (2.14)$$

де  $N_i$  – кількість робітників  $i$ -го розряду;

$T_i$  – тарифна ставка робітника  $i$ -го розряду;

$H_i$  – кількість годин робочого часу.

Отже за формулою (2.14):

$$C_{осн} = 4 \cdot 33,38 \cdot 1 + 7 \cdot 33,38 \cdot 1 + 5 \cdot 39,84 \cdot 1 = 340,7 \text{ грн}$$

Визначаємо витрати на додаткову заробітну плату працівників:

$$C_{дм} = C_{осн} \cdot k_{дм}, \quad (2.15)$$

де  $k_{дм}$  – коефіцієнт додаткової заробітної плати;  $k_{дм} = 0,25$ .

Отже підставивши числові значення в формулу 2.15, отримаємо:

$$C_{дм} = 340,7 \cdot 0,25 = 85,2 \text{ грн.}$$

Відрахування на соціальне страхування – Єдиний соціальний внесок складає 38,11 %.

Визначимо витрати на соціальне страхування [38]:

$$C_{всс} = (C_{осн} + C_{ам}) \cdot ВСС, \quad (2.16)$$

Підставивши числові значення у формулу (2.16), отримаємо

$$C_{всс} = (340,7 + 85,2) \cdot 38,11 / 100 = 164,1 \text{ грн.}$$

Визначаємо кількість необхідної енергії на експлуатацію обладнання [31]:

$$Q_{ел.т.} = \sum_{i=1}^n \Phi_i P_{вст.i}, \quad (2.17)$$

де  $P_{вст.i}$  – встановлена потужність і-го виду обладнання.

Підставивши числові значення у формулу (2.17), отримаємо

$$Q_{ел.т.} = 10 \cdot 4 + 8,1 \cdot 7 + 6,5 \cdot 5 = 128,6 \text{ кВт / год.}$$

Витрати на енергію при експлуатації обладнання визначимо за формулою:

$$З_{ел.т.} = Q_{ел.т.} T_{ел.т.}, \quad (2.18)$$

де  $T_{ел.т.}$  – тариф на технологічну енергію,  $T_{ел.т.} = 2,21282$  грн.

Отже,

$$З_{ел.т.} = 128,6 \cdot 2,21282 = 284,6 \text{ грн.}$$

Визначаємо витрати на утримання обладнання, цехові і адміністративні витрати що визначаються в % від основної заробітної плати:

$$B_{цех} = 0,27 \cdot C_{осн}, \quad (2.19)$$

$$B_{зав} = 0,65 \cdot C_{осн}. \quad (2.20)$$

Підставивши числові значення у формули 2.19 та 2.20 отримаємо:

$$B_{цех} = 0,27 \cdot 340,7 = 92 \text{ грн.}$$

$$B_{зав} = 0,65 \cdot 340,7 = 204,4 \text{ грн.}$$

Визначимо виробничу собівартість виготовлення деталей для модернізації

$$C^{вир} = C_{осн} + C_{ам} + C_{всс} + З_{ел.т.} + B_{цех} + B_{зав} \quad (2.21)$$

Підставивши числові значення у формулу (2.21), отримаємо

$$C^{вир} = 340,7 + 85,2 + 164,1 + 284,6 + 92 + 204,4 = 1045,9 \text{ грн.}$$

Витрати на збут визначаємо у розмірі 7% від виробничої собівартості:

$$C_{\text{зуп}} = C^{\text{зуп}} \cdot 0,07 \quad (2.22)$$

Підставивши числові значення у формулу (2.22), отримаємо

$$C_{\text{зуп}} = 1045,9 \cdot 0,07 = 73,1 \text{ грн.}$$

Визначасмо повну собівартість виготовлення деталей для модернізації [16]

$$B_{\text{васо}}^{\text{васо}} = C_{\text{мр}} + C_{\text{зуп}} + C_{\text{м}}, \quad (2.23)$$

Отже, повна собівартість виготовлення деталей для модернізації:

$$B_{\text{васо}}^{\text{васо}} = 1045,9 + 73,1 + 1050 = 2169 \text{ грн.}$$

Собівартість модернізованого гвинтового вибійного двигуна становить

$$C_{\text{HT}} = 2077213,8 - 1233,5 + 2169 = 2078149,3 \text{ грн.}$$

Оптова ціна гвинтового вибійного двигуна розраховується за формулою

$$Ц_{\text{HT}} = C_{\text{HT}} \cdot (1 + P_c), \text{ грн.} \quad (2.24)$$

$$Ц_{\text{HT}} = 2078149,3 \cdot (1 + 0,3) = 2701594 \text{ грн}$$

Знайдемо розрахунково-балансову вартість двигуна [16]

$$Ц_{\text{HT(AT)}}^{\text{б}} = Ц_{\text{HT(AT)}} \cdot k_B, \text{ грн.}, \quad (2.25)$$

де  $k_B$  – коефіцієнт переходу від оптової ціни до розрахунково-балансової;  
 $k_B = 1,12$ .

$$Ц_{\text{AT}}^{\text{б}} = 2700378 \cdot 1,12 = 3024423 \text{ грн.};$$

$$Ц_{\text{HT}}^{\text{б}} = 2701594 \cdot 1,12 = 3025785,3 \text{ грн.}$$

Впровадження нової конструкції гвинтового вибійного двигуна дасть змогу збільшити міжремонтний період. Зміни технічного обслуговування та ремонтів гвинтового вибійного двигуна відображені у таблиці 2.3.

Розрахуємо коефіцієнт зростання продуктивності двигуна [16]:

$$k_1 = \frac{T_{\text{HT}}^{\text{HT}}}{T_{\text{AT}}^{\text{HT}}}, \quad (2.26)$$

де  $T_{\text{р}}^{\text{HT}}$  – річний фонд роботи модернізованого двигуна;

$T_P^{AT}$  – річний фонд роботи аналогового двигуна.

Річний фонд роботи гвинтового вибійного двигуна визначасмо за формулою [16]:

$$T_P = \frac{T_\phi \cdot k_B}{\frac{1}{t_{3M} \cdot k_{3M}} + D_P}, [\text{год}], \quad (2.27)$$

де  $T_\phi$  – річний фонд робочого часу,  $T_\phi = 365\delta$ ;

$t_{3M}$  – тривалість зміни,  $t_{3M} = 6\text{год}$ ;

$k_{3M}$  – коефіцієнт змінності роботи двигуна,  $k_{3M} = 4$ ;

$k_B$  – коефіцієнт використання,  $k_B = 0,53$ ;

$D_P$  – простої у всіх видах технічного обслуговування та ремонту.

Простої у всіх видах технічного обслуговування та ремонту визначаються [16]:

$$D_P = \frac{\sum_{i=1}^m (d_{pi} + d_{ni}) \cdot a_i}{T_\psi} \cdot \left[ \frac{\text{маш. - днів}}{\text{маш. - год}} \right], \quad (2.28)$$

де  $m$  – число різновидів технічних обслуговувань та ремонтів протягом міжремонтного циклу,  $m = 3$ ;

$a_i$  – кількість технічних обслуговувань та ремонтів в одному ремонтному циклі, приймаємо відповідно до таблиці 2.3;

$d_{pi}$  – тривалість одного технічного обслуговування та ремонту, приймаємо відповідно до таблиці 2.3;

$T_\psi$  – періодичність виконання технічного обслуговування та ремонтів, приймаємо відповідно до таблиці 2.3;

$d_{ni}$  – тривалість надання у ремонт або технічне обслуговування і повернення назад, при цьому для технічного обслуговування, оскільки воно

виконується безпосередньо на місці роботи техніки, величина  $d_{ni}$  приймається рівною нулю, час у днях на доставку для поточного ремонту  $d_{ni} = 0 \text{ днів}$ , у капітальний ремонт і назад приймається  $d_{ni} = 10 \text{ днів}$ .

Нормативи в табл. 2.3 взяті з Полтавського відділення бурових робіт. Враховуючи, що після модернізації підвищується надійність конструкції гвинтового вибійного двигуна (розділ 4 даної магістерської роботи), це дозволить збільшити міжремонтний період модернізованого двигуна. Провівши консультації із спеціалістами Полтавського ВБР та враховуючи подібні практичні рішення на виробництві, приймаємо збільшення міжремонтного періоду після модернізації двигуна на 6%. Вихідні дані для розрахунку  $D_p$  занесемо до табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Технічне обслуговування та ремонт двигуна

Вид технічного обслуговування, ремонту	Періодичність виконання тех. обслуговування та ремонтів, маш.-год. ( $T_{\text{ц}}$ )	Кількість тех. обслуговувань та ремонтів в одному ремонтному циклі ( $a_i$ )	Тривалість одного технічного обслуговування та ремонту, роб. днів ( $d_{pi}$ )	Трудомісткість виконання одного ТО й ремонту, нормо-год. ( $r_i$ )
Для аналогової техніки				
ТО	392	12	1	7
ПР	1175	5	2	45
КР	7050	1	4	100
Для модернізованої техніки				
ТО	416	12	1	7
ПР	1246	5	2	45
КР	7473	1	4	100

Підставивши дані у формулу 2.28 визначимо простої у всіх видах ТО та ремонту:

- для аналогового гвинтового вибійного двигуна:

$$D_p = \frac{(1+0) \cdot 12 + (2+0) \cdot 5 + (4+10) \cdot 1}{7050} = 0,0051 \frac{\text{маш. - днів}}{\text{маш. - год}};$$

- для модернізованого гвинтового вибійного двигуна:

$$D_p = \frac{(1+0) \cdot 12 + (2+0) \cdot 5 + (4+10) \cdot 1}{7473} = 0,0048 \frac{\text{маш.-днів}}{\text{маш.-год}}$$

Підставивши у формулу 2.27 отримані дані розрахуємо річний фонд роботи гвинтового вибійного двигуна:

- для аналогового гвинтового вибійного двигуна:

$$T_p = \frac{365 \cdot 0,53}{\frac{1}{6 \cdot 4} + 0,0051} = 4136,2 \text{ год};$$

- для модернізованого гвинтового вибійного двигуна:

$$T_p = \frac{365 \cdot 0,53}{\frac{1}{6 \cdot 4} + 0,0048} = 4162,9 \text{ год}.$$

Підставивши у формулу 2.7 отримані дані розрахуємо коефіцієнт зростання продуктивності гвинтового вибійного двигуна:

$$k_1 = \frac{4162,9}{4136,2} = 1,006.$$

Через те, що модернізація не потребує додаткових супутніх капітальних вкладень, то  $K_2^I = K_1^I$ , тоді  $K_2^I - K_1^I = 0$ .

Економію експлуатаційних витрат розрахуємо за формулою [16, 20]:

$$\Delta H = (S_1^A - S_1^M) \cdot T_p^M, [\text{грн}], \quad (2.29)$$

де  $S_1^A, S_1^M$  – вартість 1 маш.-год роботи аналогового та модернізованого гвинтового вибійного двигуна відповідно;

$T_p^M$  – річний фонд роботи модернізованого гвинтового вибійного двигуна.

Визначимо вартість 1 маш.-год. роботи гвинтового вибійного двигуна:

$$S_1 = \frac{S}{T_p}, [\text{грн/маш.-год}], \quad (2.30)$$

де  $S$  – загальні поточні витрати бурового підприємства, пов'язані з експлуатацією гвинтового вибійного двигуна.

Загальні поточні витрати бурового підприємства визначаються за

формулою [16, 20]:

$$S = S_{ЗП} + S_{КР} + S_{ТОВ} + S_{ТОМ} + S_{ел.} + S_{м.м.} + S_{зм.осн.} \cdot [срн], \quad (2.31)$$

де  $S_{ЗП}$  – витрати на заробітну плату з нарахуваннями;

$S_{КР}$  – витрати на капітальний ремонт гвинтового вибійного двигуна;

$S_{ТОВ}$  – витрати на заробітну плату ремонтним робітникам із

нарахуваннями;

$S_{ТОМ}$  – витрати на матеріали та запчастини для гвинтового

вибійного двигуна;

$S_{ел.}$  – витрати на силову електроенергію;

$S_{м.м.}$  – витрати на мастильні матеріали.

$S_{зм.осн.}$  – витрати на змінне оснащення;  $S_{зм.осн.} = 0$ .

Витрати на заробітну плату з нарахуваннями розраховуються за

формулою [16]:

$$S_{ЗП} = k_{нев} \cdot \lambda \cdot T \cdot \sum_{i=1}^B C_{ii} (1+H), \text{ грн}, \quad (2.32)$$

де  $k_{нев}$  – коефіцієнт, що враховує витрати на заробітну плату;

$\lambda$  – коефіцієнт, що враховує премії,  $\lambda = 1,25$ ;

$B$  – кількість робітників у ланці, приймаємо 1 робітника V розряду;

$C_{ii}$  – годинна тарифна ставка робітника  $i$ -го розряду, що входить до

складу ланки, приймаємо для робітника V розряду - 39,84 грн;

$H$  – норма нарахувань на заробітну плату,  $H = 38,52\%$ .

Коефіцієнт, що враховує витрати на заробітну плату, розраховується за формулою:

$$k_{нев} = 1 + \frac{H_{нев}}{100}, \quad (2.33)$$

де  $H_{нев}$  – норма накладних витрат по заробітній платі,  $H_{нев} = 30\%$ .

$$k_{ин} = 1 + \frac{30}{100} = 1,3.$$

Підставивши отримані дані у формулу 2.14 ми отримаємо:

- для аналогового гвинтового вибійного двигуна:

$$S_{ЗП} = 1,3 \cdot 1,25 \cdot 4236,2 \cdot 39,84(1 + 0,3852) = 207621,4 \text{ грн};$$

- для модернізованого гвинтового вибійного двигуна:

$$S_{ЗП} = 1,3 \cdot 1,25 \cdot 3742 \cdot 39,84 \cdot (1 + 0,3852) = 208961,6 \text{ грн}.$$

Визначасмо витрати на капітальний ремонт гвинтового вибійного двигуна [16]:

$$S_{КР} = \frac{k_{ин} \cdot A_{кр} \cdot Ц_{АТ(МТ)}}{100}, [\text{грн}], \quad (2.36)$$

де  $k_{ин}$  – коефіцієнт, що враховує накладні витрати за всіма видами витрат, окрім заробітної плати;

$A_{кр}$  – норма амортизаційних відрахувань на капітальний ремонт у відсотках від вартості гвинтового вибійного двигуна, приймаємо  $A_{кр} = 5\%$ .

Коефіцієнт, що враховує накладні витрати за всіма видами витрат, окрім заробітної плати розраховується за формулою:

$$k_{ин} = 1 + \frac{H_{ин}}{100}, \quad (2.37)$$

де  $H_{ин}$  – норма накладних витрат за всіма видами витрат, окрім заробітної плати,  $H_{ин} = 10\%$ ;

$$k_{ин} = 1 + \frac{10}{100} = 1,1.$$

Підставивши отримані дані у формулу 2.18 визначимо витрати на капітальний ремонт гвинтового вибійного двигуна:

$$S_{КР}^A = \frac{1,1 \cdot 5 \cdot 3024423}{100} = 166343,3 \text{ грн}.$$

$$S_{КР}^M = \frac{1,1 \cdot 5 \cdot 3025372,6}{100} = 166395,5 \text{ грн}.$$

Розрахуємо витрати на заробітну плату ремонтних робітників із нарахуваннями [16]:

$$S_{\text{тов}} = \frac{T_p}{T_{\text{ц}}} \cdot k_{\text{ив}} \cdot \lambda \cdot C_p \cdot \sum_{i=1}^n a_i r_i \cdot (1+H), \text{ грн.} \quad (2.38)$$

де  $k_{\text{ив}}$  – коефіцієнт, що враховує витрати на заробітну плату;

$\lambda$  – коефіцієнт, що враховує премії,  $\lambda = 1,25$ ;

$C_p$  – середня тарифна ставка ремонтного робітника, що обслуговує двигун, тарифна ставка приймається для робітника IV розряду - 33,38 грн;

$a_i$  – кількість ТО та ПР у ремонтному циклі, приймаємо відповідно до таблиці 2.1;

$r_i$  – трудомісткість ТО і ПР у ремонтному циклі, приймаємо відповідно до таблиці 2.1.

$H$  – норма нарахувань на заробітну плату,  $H = 38,52\%$ .

Підставивши всі дані у формулу 2.38 розрахуємо витрати на заробітну плату ремонтних робітників із нарахуваннями:

- для аналогового гвинтового вибійного двигуна:

$$S_{\text{тов}} = \frac{4136,2}{7050} \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 33,38 \cdot (12 \cdot 7 + 5 \cdot 45) \cdot (1 + 0,3852) = 7986 \text{ грн};$$

- для модернізованого гвинтового вибійного двигуна:

$$S_{\text{тов}} = \frac{4162,9}{7473} \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 33,38 \cdot (12 \cdot 7 + 5 \cdot 45) \cdot (1 + 0,3852) = 7582,6 \text{ грн};$$

Визначимо витрати на матеріали і запчастини [16]:

$$S_{\text{том}} = k_{\text{ин}} \cdot \frac{S_{\text{тов}} \cdot (1-H)}{k_{\text{ив}}} \cdot k_{\text{ер}}, [\text{грн}], \quad (2.39)$$

де  $k_{\text{ер}}$  – коефіцієнт переходу від витрат на заробітну плату до витрат на матеріали та запчастини,  $k_{\text{ер}} = 1,25$ .

Підставивши всі дані у формулу 2.39 розрахуємо витрати на матеріали і

частини:

- для аналогового гвинтового вибійного двигуна:

$$S_{\text{том}} = 1,1 \cdot \frac{7986 \cdot (1 - 0,3852)}{1,3} \cdot 1,25 = 5193 \text{ грн};$$

- для модернізованого гвинтового вибійного двигуна:

$$S_{\text{том}} = 1,1 \cdot \frac{7582,6 \cdot (1 - 0,3852)}{1,3} \cdot 1,25 = 4930,7 \text{ грн}.$$

Витрати на енергію при експлуатації гвинтового вибійного двигуна визначимо за формулою [16]:

$$S_{\text{ел.}} = 0,1 \cdot k_{\text{от}} \cdot W_{\text{ел.}} \cdot C_{\text{ел.}} \cdot T_{\rho}, \quad (2.40)$$

де  $C_{\text{ел.}}$  – вартість 10 кВт-год. електроенергії; відповідно до діючих тарифів на електроенергію для підприємств  $C_{\text{ел.}} = 22,1282 \text{ грн};$

$W_{\text{ел.}}$  – годинна витрата електроенергії, кВт/год.

$$W_{\text{ел.}} = \sum_{i=1}^n N_{\text{вст. } i} \cdot k_{\text{с.}}, \quad (2.41)$$

де  $N_{\text{вст. } i}$  – встановлена потужність  $i$ -го виду обладнання;  $N_{\text{вст. } i} = 809 \text{ кВт};$

$n$  – кількість установлених двигунів;  $n = 1;$

$k_{\text{с.}}$  – коефіцієнт попиту  $i$ -того електродвигуна; визначається залежно від коефіцієнта використання двигуна за потужністю  $k_{\text{от}}$  (для наших умов  $k_{\text{от}} = 0,5$ ) і коефіцієнта використання двигуна за часом  $k_{\text{оч.}}$  (для наших умов  $k_{\text{оч.}} = 0,5$ ). Тому згідно [16]  $k_{\text{с.}} = 0,28$ .

$$W_{\text{ел.}} = 809 \cdot 0,28 \cdot 1 = 226,5 \text{ кВт / год}$$

Підставивши всі дані у формулу 2.40 розрахуємо витрати на енергію при експлуатації гвинтового вибійного двигуна:

- для аналогового гвинтового вибійного двигуна:

$$S_{\text{ел.}} = 0,1 \cdot 1,1 \cdot 226,5 \cdot 2,2182 \cdot 4136,2 = 127786,2 \text{ грн}$$

- для модернізованого гвинтового вибійного двигуна:

$$S_{\text{ел.}} = 0,1 \cdot 1,1 \cdot 226,5 \cdot 2,2182 \cdot 4162,9 = 128611,1 \text{ грн}$$

Витрати на мастильні матеріали для гвинтового вибійного двигуна

визначаємо за формулою [16]

$$S_{зм.} = 0,1 \cdot \vartheta \cdot W_{ел.} \cdot T_p, \quad (2.42)$$

де  $\vartheta$  – вартість мастильних та допоміжних матеріалів на 10 кВт-год. витраченої енергії; приймаємо  $\vartheta = 2,1 \text{ грн}$ .

Підставивши всі дані у формулу 2.42 розрахуємо витрати на мастильні матеріали для гвинтового вибійного двигуна:

- для аналогового гвинтового вибійного двигуна:

$$S_{з.м.} = 0,1 \cdot 2,1 \cdot 226,5 \cdot 4136,2 = 28105,5 \text{ грн}$$

- для модернізованого гвинтового вибійного двигуна:

$$S_{з.м.} = 0,1 \cdot 2,1 \cdot 226,5 \cdot 4162,9 = 28286,9 \text{ грн}$$

Усі види витрат заносимо до таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Поточні витрати бурового підприємства

№	Найменування статей витрат	Позначення	Сума витрат, грн	
			Аналогов а техніка	Модернізов ана техніка
1	Витрати на заробітну плату із нарахуваннями	$S_{ЗП}$	207621,4	208961,6
2	Витрати на капітальний ремонт	$S_{КР}$	166343,3	166395,5
3	Витрати на заробітну плату ремонтним робітникам із нарахуваннями	$S_{тов}$	7986	7582,6
4	Витрати на матеріали і запчастини	$S_{том}$	5193	4930,7
5	Витрати на силову електроенергію	$S_{ел.}$	127786,2	128611,1
6	Витрати на мастильні матеріали	$S_{зм.}$	28105,5	28286,9
	Разом	$S$	543035,40	544768,40

Визначаємо вартість роботи 1 маш.-год. роботи гвинтового вибійного двигуна:

- для аналогового гвинтового вибійного двигуна:

$$S_1 = \frac{543035,40}{4136,2} = 131,29 \text{ грн / маш. - год};$$

- для модернізованого гвинтового вибійного двигуна:

$$S_1 = \frac{544768,40}{4162,9} = 130,86 \text{ грн / маш. - год.}$$

Економія експлуатаційних витрат складе:

$$\Delta H = (131,29 - 130,86) \cdot 4162,9 = 1790,05 \text{ грн.}$$

Тоді економічна ефективність модернізації гвинтового вибійного двигуна згідно формули 2.1 складатиме:

$$E = \left[ 3024423 \cdot 1,006 \cdot 1 + \frac{1790,05}{\frac{1}{7,23} + 0,15} - 3025785,3 \right] \cdot 1 = 230000 \text{ грн.}$$

### Висновки

Суть технічного рішення з модернізації вибійного двигуна полягає у тому, що порівняно із аналогом модернізований двигун складається з двох секцій – верхньої і нижньої, кожна з яких включає до свого складу гвинтові робочі органи, шпindel з вихідним валом, шарнірний вузол з'єднання ротора гвинтових робочих органів з вихідним валом і канали для проходу рідини. Статор гвинтових робочих органів верхньої секції нерухомо закріплений на колоні бурильних труб, а вихідний вал нижньої секції пов'язаний з породоруйнівним інструментом. Вихідний вал верхньої секції за жорстко з'єднаний зі статором гвинтових робочих органів нижньої секції, концентричне обертання здійснюється в радіальній опорі з'єднувального перевідника.

Пропонованою модернізацією вирішується завдання зменшення довжини двигуна, зменшення витрат на виготовлення двигуна при поліпшенні технологічності виготовлення деталей двигуна, збільшення надійності роботи двигуна порівняно з аналогом, підвищення ефективності буріння долотами типу PDC у зв'язку із можливістю реалізації оптимальних швидкісних режимів їх відпрацювання. При впровадженні запропонованої модернізованого гвинтового вибійного двигуна економічний ефект складатиме 230 тис. гривень на рік, що свідчить про доцільність запропонованого вдосконалення.

### З ДОСЛІДНО-КОНСТРУКТОРСЬКА РОБОТА

#### 3.1 Опис стенда для дослідження гвинтового вибійного двигуна

Завершальними операціями технологічного процесу виготовлення модернізованого гвинтового вибійного двигуна є його встановлення, припрацювання зібраного обладнання, його випробування та дослідження роботи.

Додатковим джерелом вібрації в гвинтовому вибійному двигуні є пульсація міжвиткових перепадів тиску. Це призводить до повздовжніх осьових коливань героторного механізму. Поперечні і повздовжні коливання розподіляються по всій довжині модернізованого гвинтового вибійного двигуна. Причому, на різних режимах роботи гвинтового вибійного двигуна максимальна і мінімальна амплітуда биття розподіляються вздовж корпусу нерівномірно. Детальніше вивчення нерівномірності розподілення коливань корпусу здійснювалось на стенді для дослідження модернізованого гвинтового вибійного двигуна.

У склад стенда (рис. 3.1) входять наступні вузли: станина 18, порошкове гальмо 17, гідровідбійник 8, контрольно-вимірювальний блок 14 і блок управління та обробки даних 13. Конічний мультиплікатор 2 із муфтами 5, 19 здійснює зв'язок між вихідним валом 7 двигуна 12 і ротором 16 порошкового гальма 17. Гідровідбійник 8 виконаний на кришці 21 мультиплікатора 2 у вигляді кільцевого резервуара, охоплює з ущільненням 9 нижню частину корпусу 6 гвинтового вибійного двигуна [36].

Порядок підготовки стенда для дослідження модернізованого гвинтового вибійного двигуна до роботи наступний. Стенд в зборі на станині 18 перевозиться на місце випробування двигуна 12 (на бурову установку). Стенд встановлюється на столі ротора 23 бурової установки 11. На вхідному валу 4 мультиплікатора 2 за допомогою муфти 5 встановлюється гвинтовий вибійний двигун вихідним валом 7 і закріплюється з використанням бурового ключа 10. Після цього, на верхньому кінці двигуна 12 закріплюється перевідник 13 з

датчиками тиску і витрати робочої рідини контрольно-вимірювального блоку  
 14. Перевідник 13 з'єднується з маніфольдом 1 бурових насосів 24.

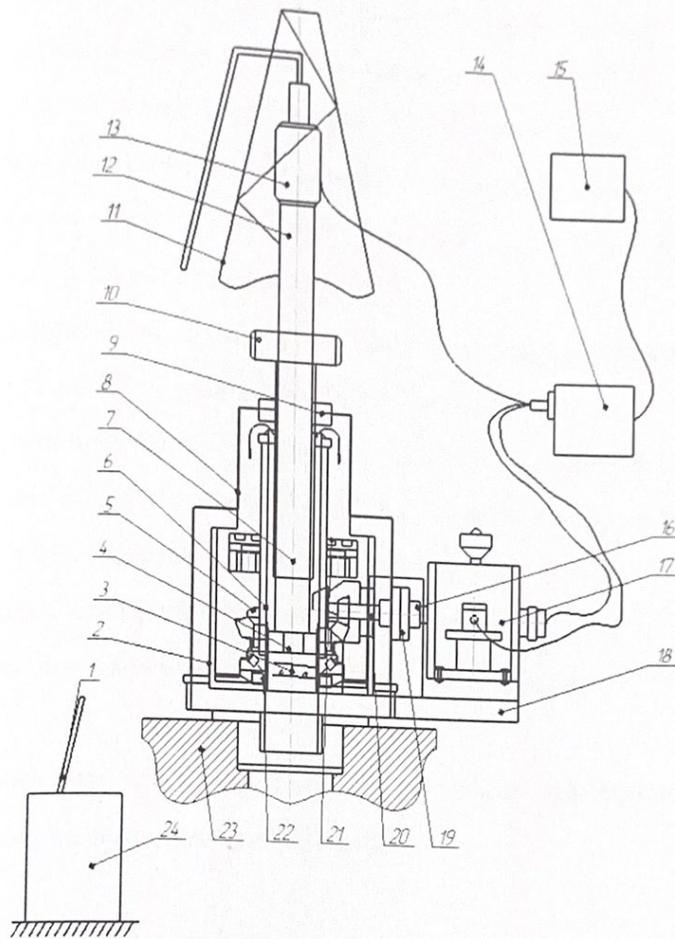


Рисунок 3.1 – Стенд для дослідження модернізованого гвинтового вибійного двигуна:

- 1 – маніфольд бурових насосів; 2 – мультиплікатор; 3 – долото; 4, 20 – вали;
- 5, 19 – муфти; 6 – нижня частина корпусу гвинтового вибійного двигуна;
- 7 – вихідний вал гвинтового вибійного двигуна; 8 – гідровідбійник;
- 9 – ущільнення; 10 – буровий ключ; 11 – бурова установка; 12 – гвинтовий вибійний двигун; 13 – перевідник; 14 – замірний блок; 15 – блок керування та обробки даних; 16 – ротор; 17 – порошок гальмо; 18 – станина; 21 – кришка;
- 22 – напівмуфта; 23 – стіл ротора; 24 – буровий насос

При роботі стану для дослідження модернізованого гвинтового вибійного двигуна потік промивальної рідини від бурових насосів 24 під тиском подається в гвинтовий вибійний двигун 12. Далі промивальна рідина через вихідний вал 7 гвинтового вибійного двигуна, муфту 5 приводить в обертання мультиплікатор 2, і ротор 16 порошкового гальма 17. Встановлення мультиплікатора забезпечує обертання ротора порошкового гальма з обертами, які перевищують оберти вихідного вала гвинтового вибійного двигуна пропорційно до передавального числа мультиплікатора [36].

Потік промивальної рідини після виходу із модернізованого гвинтового вибійного двигуна 12 потрапляє в гідровідбійник 8, від якого відводиться в циркуляційну систему бурової установки. Контрольно-вимірювальний блок 14 контролює тиск і витрату робочої рідини на вході до гвинтового вибійного двигуна, кількість обертів і момент навантаження ротора 16 порошкового гальма 17. Управління роботою стану і документування процесу дослідження двигуна 12 здійснюється блоком управління і обробки даних 15 [36].

### **3.2 Теоретичні обґрунтування розрахунків коливань гвинтового вибійного двигуна в процесі експлуатації**

Довговічність і надійність в процесі експлуатації свердловини є результатом якісного її спорудження. Для досягнення таких результатів необхідно на всіх етапах спорудження свердловини дотримуватись технологічних заходів для підвищення техніко-економічних показників буріння, які реалізуються завдяки застосуванню сучасного наземного і глибинного обладнання. Пріоритетним залишається використання в якості приводу породоруйнівного інструменту сучасних типів гвинтових вибійних двигунів, перевага яких у збільшенні енергетичної характеристики. Це дозволяє бурити свердловини різної глибини з різними типами профілю, діапазонами зміни типу і властивостей промивальних рідин, а також із застосуванням різних конструкцій і типорозмірів породоруйнівного інструменту [3].

Великий вплив на довговічність і працездатність гвинтових вибійних двигунів, компоновки низу бурильної колони в цілому мають високі поперечні та поздовжні (осьові) вібрації корпусу. Дані коливальні процеси в двигуні необхідно знижувати методами конструктивних змін силової секції, або регулювати їх режимами буріння.

В процесі експлуатації під дією гідравлічної сили промивальної рідини ротор гвинтового вибійного двигуна здійснює планетарний рух. За рахунок нерівномірності обертання ротора і пульсації бурового розчину виникають крутні коливання двигуна, що спричиняє втрату потужності гвинтового вибійного двигуна [13]. При цьому рівень крутних коливань двигуна, що впливають на стійкість його роботи, залежать від інерційних  $F_m$  і гідравлічних  $F_r$  сил, які діють на ротор,

$$F_m = m \cdot z_2^2 \cdot \omega_p^2 \cdot e, \quad (3.1)$$

$$F_r = \frac{M_{mo}}{e \cdot z_1} \quad (3.2)$$

де  $M_{mo}$  – індикаторний момент;

$e$  – ексцентриситет;

$z_1, z_2$  – кількість зубів статора і ротора;

$m$  – маса ротора;

$\omega_p$  – кутова швидкість ротора.

Одним із варіантів конструктивних змін силової секції, які забезпечують зниження амплітуди коливань є зниження биття за допомогою зміни ексцентриситету двигуна.

В процесі досліджень встановлено, що зниження ексцентриситету в робочих органах героторного механізму модульного виконання сприяє збільшенню гідравлічних сил, зростанню контактних напружень на виступах зубів, а також зниження інерційної сили, що впливає на рівень крутних коливань корпусу [13, 14].

Вимірювання коливань гвинтового вибійного двигуна здійснювалося в

смугах частот з постійною відносною шириною з можливістю подання на єдиному графіку широкого частотного діапазону з досить вузьким дозволом на низьких частотах [14].

### 3.3 Стендові дослідження модернізованого гвинтового вибійного двигуна

Віброприскорення на частотах від 1 до 63 Гц фіксувалося в трьох взаємно перпендикулярних напрямках  $x$ ,  $y$ ,  $z$  з одночасним вимірюванням енергетичних характеристик гвинтового вибійного двигуна. Рівні віброшвидкості  $L_v$ , віброприскорення  $L_a$  і амплітуди  $A$  зв'язані наступними рівняннями [14]:

$$L_v = 20 \cdot \lg \frac{v}{v_0}; \quad L_a = 20 \cdot \lg \frac{a}{a_0}, \quad (3.3)$$

$$A = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f} \cdot v(a) \quad (3.4)$$

де  $v$  і  $a$  – відповідно середньоквадратичні значення віброшвидкості і віброприскорення;

$v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$  – опорне значення віброшвидкості, м/с;

$a_0 = 1 \cdot 10^{-6}$  – опорне значення віброприскорення, м/с<sup>2</sup>.

Аналіз результатів дослідження рівня амплітуди биття гвинтового вибійного двигуна при постійній витраті  $Q_{\text{const}} = 0,032$  м<sup>3</sup>/с до і після модернізації (рис. 3.2) показав, що амплітуда двигунів після модернізації знизилася з 8,0 до 2,6 мм. Отже зміна конструкції елементів гвинтового вибійного двигуна в основному розв'язує задачу зниження крутних коливань і підвищення стійкості його роботи.

Як відомо, основними регулюючими технологічними параметрами оптимізації осьових і поперечних коливань є навантаження на долото і витрата промивальної рідини [14].

При бурінні визначених інтервалів свердловини витрата промивальної рідини залишається постійною і визначається наступними умовами:

необхідною швидкістю її потоку в кільцевому просторі для виносу вибуреної породи; якісним очищенням вибою свердловини; характеристиками гвинтового вибійного двигуна.

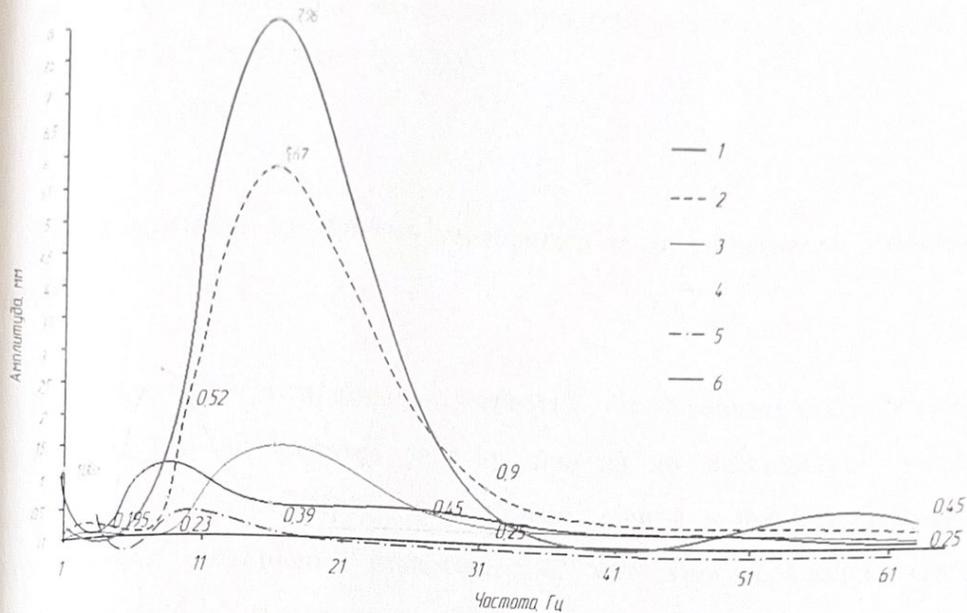


Рисунок 3.2 – Амплітуда биття корпусу гвинтового вибійного двигуна до (1 – 3) і після (4 – 6) модернізації  
1, 4 – вісь z; 2, 5 – вісь x; 3, 6 – вісь y

Частота планетарного обертання осі ротора відносно осі статора вище частоти обертання ротора навколо власної осі, отже це визначає частоту вібрації корпусу [14]

$$\omega_n = z_2 \cdot \omega_p, \quad (3.5)$$

де  $z_2$  – кількість зубів ротора;

$\omega_p$  – частота обертання ротора навколо власної осі (частота обертання долота),  $\text{с}^{-1}$ .

Появі додаткових вібрацій при експлуатації гвинтового вибійного двигуна (під час його запуску і подальшому навантаженні), сприяє перекошувальний момент, який приводить до перекосу ротора, нерівномірності його обертання,

утворення в робочих органах додаткових натягів і зазорів. Перекошувальний момент визначається за формулою [14]

$$M_n = \frac{P \cdot D \cdot t^2}{4 \cdot \pi}, \quad (3.6)$$

де  $D$  – діаметр статора по западинах зубів (середній діаметр ротора), м;  
 $P$  – перепад тиску в двигуні, МПа;  
 $t$  – крок ротора, м.

### 3.4 Результати досліджень модернізованого гвинтового вибійного двигуна

Вимірювання енергетичних характеристик і биття корпусу проводилися на стенді (рис. 3.1) від початку запуску двигуна до максимальної частоти обертання валу  $5 \text{ с}^{-1}$ . Витрата промивальної рідини в процесі досліджень підтримувалася постійною і становила  $0,03 \text{ м}^3/\text{с}$ . При досягненні частоти обертання валу  $5 \text{ с}^{-1}$  за допомогою гальма 17 створювався момент опору, що приводило до повної зупинки двигуна [14].

Аналіз результатів досліджень зміни амплітуди коливань корпусу гвинтового вибійного двигуна від моменту і частоти обертання валу (рис. 3.3) показав, що на початку запуску двигуна в роботу найбільша амплітуда биття у верхній частині двигуна і становить  $5,8 \text{ мм}$ , а в середній і шпindelній частинах двигуна амплітуда не більше  $4 \text{ мм}$ . Причиною такого явища є перекошувальний момент, який діє на робочий орган при заповненні робочих камер. У процесі зростання частоти обертання від  $1$  до  $5 \text{ с}^{-1}$  на валу відбувається зниження амплітуди коливань у всіх точках установки датчиків до  $2 - 1,8 \text{ мм}$ .

Якщо додатковий момент складає величину до  $4,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ , то це призводить до підвищення амплітуди биття в середній частині двигуна, яка становить  $3,8 \text{ мм}$ . При зниженні частоти обертання валу до  $3,5 \text{ с}^{-1}$ , що становить  $30\%$  від роботи двигуна в режимі холостого ходу, коливання верхньої і шпindelної секції залишаються практично без змін в межах  $2 - 2,5 \text{ мм}$  [14].

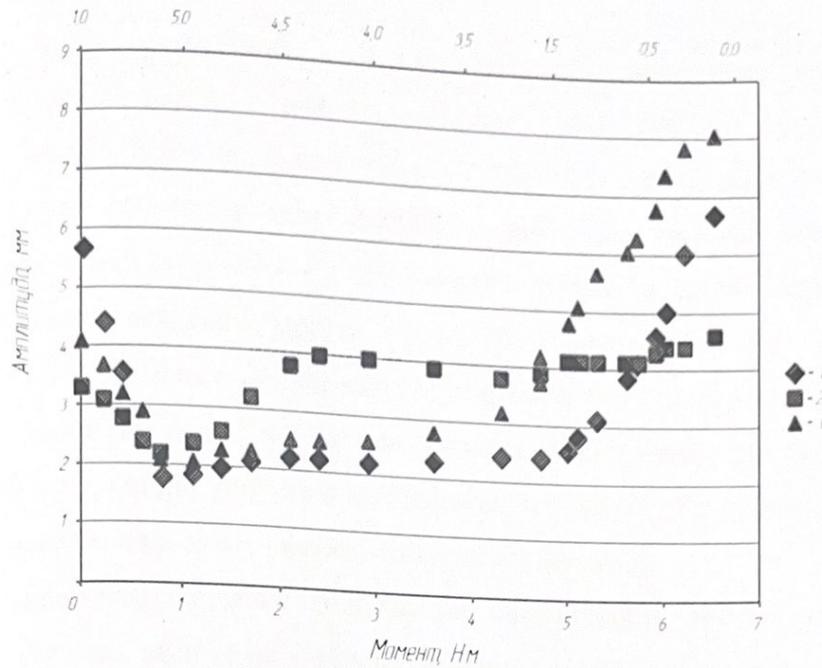


Рисунок 3.3 – Зміна амплітуди коливань корпусу двигуна від моменту і частоти обертання валу гвинтового вибійного двигуна

Датчик визначення вібрації змонтований у верхній частині робочого органу (1); у нижній частині робочого органу (2); у верхній частині шпинделя (3)

Даний випадок є оптимальним режимом експлуатації гвинтового вибійного двигуна. Зі збільшенням моменту від 4,5 до 6,5 кН·м двигун входить в гальмівний (екстремальний) режим роботи. Частота обертання знижується до 0,5 с<sup>-1</sup>. При цьому відбувається зростання амплітуди биття у верхній і шпиндельній частинах гвинтового вибійного двигуна до 8 мм. Коливання середньої частини змінюються незначно з 3,8 до 4,5 мм. Збільшення амплітуди коливань в шпиндельній секції обумовлено зростанням величини перекошувального моменту, що приводить до зміни ексцентриситету в робочому органі, який викликаний взаємодією шарніра і елементів шпинделя, в тому числі роботою гумово-металевої опори [14].

## Висновки

В результаті теоретичних і експериментальних досліджень виявлено діапазон робочих частот і навантажувальної характеристики гвинтового вибійного двигуна, при яких забезпечується його стійка експлуатація. Робочий діапазон частот обертання вала гвинтового вибійного двигуна необхідно підтримувати в межах 15-20% від його частоти роботи в режимі холостого ходу. Найбільше зниження частоти обертання в процесі буріння повинно складати до 30% від максимальної частоти обертання вала на холостому ходу. Амплітуди коливань в нижній частині гвинтового вибійного двигуна різко зростає при експлуатації двигуна в екстремальному режимі. Це призводить до виникнення напівхвиль згину і втрати стійкості інструменту.

Для вирішення завдання підвищення ефективності роботи системи «бурильна колона - гвинтовий вибійний двигуна - долото» на різних режимах роботи двигуна та часу його роботи в свердловині потрібно продовжити теоретичні та експериментальні дослідження.

## 4 РОЗРАХУНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ

### 4.1 Розрахунки геометричних і енергетичних параметрів гвинтового вибійного двигуна

1. Розрахунок контурного діаметра робочих органів (діаметр статора по впадинах зубів) [37]:

$$D_k = D - 2 \cdot (d_m + d_p) = 195 - 2 \cdot (18,525 + 10,725) = 136,5 \text{ мм},$$

де  $d_m$  і  $d_p$  – відповідно товщина стінки основа статора і мінімальна товщина гумової обкладки по впадинах зубів;

$D$  – діаметр двигуна.

$$d_m = (0,07 \div 0,1) \cdot D = 0,095 \cdot 195 = 18,525 \text{ мм};$$

Виходячи із умови заливання гумовометалевих деталей типу статорів мінімальна товщина гумової обкладки повинна бути не менше [37]:

$$d_p = (0,04 \div 0,07) \cdot D = 0,0551 \cdot 195 = 10,725 \text{ мм}.$$

2. Розраховуємо ексцентриситет зачеплення [37]:

$$e = \frac{D_k}{2 \cdot [C_0 \cdot (Z_1 - 1) + 1 + C_e]} = \frac{136,5}{2 \cdot [1,3 \cdot (10 - 1) + 1 + 2]} = 4,64 \text{ мм},$$

де  $C_e = 2$  – коефіцієнт форми зуба [37];

$C_0 = 1,3$  – коефіцієнт внецентроїдності [37];

$Z_1 = 10$  – кількість зубів статора.

3. Розраховуємо площу перерізу робочих органів:

$$S = \pi \cdot e \cdot (D_k - 2e) = 3,14 \cdot 4,64 \cdot (136,5 - 2 \cdot 4,64) = 1853,544 \text{ мм}^2.$$

4. Визначаємо крок гвинтової поверхні [37]:

$$T = \frac{Q}{\text{Sh}Z_2} = \frac{1,8}{0,001853 \cdot 102 \cdot 9} = 0,6349 \text{ м},$$

де  $Q = 1,8 \text{ м}^3/\text{хв.}$  – витрата рідини;

$n = 102 \text{ об/хв.}$  – частота обертання вала шпинделя;

$Z_2 = 9$  – кількість зубів ротора.

При виборі кроку гвинтової поверхні необхідно враховувати, що його оптимальна величина повинна знаходитись в межах [37]:

$$T = (4,5 \div 6,5) \cdot D_k = (4,5 \div 6,5) \cdot 136,5 = 614,25 \div 887,25,$$

тобто  $614,25 \leq 634,9 \leq 887,25$

5. Визначаємо крок гвинтової поверхні ротора [41]:

$$t = T \cdot Z_2 / Z_1 = 634,9 \cdot 9 / 10 = 571,41 \text{ мм.}$$

4. Розраховуємо основні розміри робочих органів [41]:

діаметри статора:

по впадинах

$$D_i = D_k = 136,5 \text{ мм,}$$

по виступах

$$D_e = D_k - 4 \cdot e = 136,5 - 4 \cdot 4,64 = 117,94 \text{ мм;}$$

діаметри ротора:

по впадинах зубів  $d_i = D_e - 2 \cdot e + d = 117,94 - 2 \cdot 4,64 + 0,819 = 109,48$

мм

де  $d$  – діаметральний натяг

$$d = (0,005 \div 0,007) \cdot D_k = 0,006 \cdot 136,5 = 0,819 \text{ мм,}$$

по виступах зубів  $d_e = d_i + 4 \cdot e = 109,48 + 4 \cdot 4,64 = 128 \text{ мм.}$

7. Знаходимо довжину робочої частини обкладки статора [41]:

$$L = T \cdot k_L = 634,9 \cdot 3,5 = 2222,15 \text{ мм,}$$

де  $k_L$  – кількість кроків статора

$$k_L = p / [p] = 7 / 2 = 3,5,$$

де  $[p]$  – допустимий перепад тиску на один крок, який при твердості гуми

75 – 80 ум. од. приймається рівним 2 МПа [37];

$p$  – перепад тиску в гвинтовому вибійному двигуні.

8. Визначаємо робочий об'єм двигуна [41]:

$$V_0 = S \cdot T \cdot Z_2 = 1853,544 \cdot 634,9 \cdot 9 = 10591335 \text{ мм}^3.$$

9. Визначаємо осьове гідравлічне навантаження [37]:

$$F_{ос} = \frac{\pi \cdot p \cdot (D_k - 4 \cdot e)^2}{4} + \frac{2\pi \cdot M}{T} = \frac{3,14 \cdot 7 \cdot 10^6 \cdot (0,1365 - 4 \cdot 0,00464)^2}{4} + \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 8 \cdot 10^3}{0,6349} = 155565,47 \text{ Н}$$

## 4.2 Розрахунки опори тертя ковзання

1. Визначаємо кількість гребенів [37]:

$$Z \geq \frac{F_{oc}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_3^2 - d_n^2) \cdot K_n \cdot [p]} = \frac{155565,47}{\frac{3,14}{4} \cdot (142,8^2 - 118,8^2) \cdot 0,85 \cdot 5} = 7,5 \approx 8,$$

де  $K_n$  – коефіцієнт, який враховує зменшення опорної поверхні внаслідок розміщення змащувальних канавок; приймаємо  $K_n = 0,8 \div 0,9$  [37];

$d_3$  – зовнішній діаметр п'яти

$$d_3 = d_n / 0,8 = 112 / 0,8 = 142,8 \text{ мм};$$

$d_n$  – діаметр цапфи

$$d_n = d_v / 0,9 = 101 / 0,85 = 118,8 \text{ мм};$$

$d_v = 101$  мм – діаметр вала;

$[p] = 7 \text{ Н/мм}^2$  – допустимий середній питомий тиск. Так як навантаження між гребенями розподіляється нерівномірно, то значення  $[p]$  знижують на 30-50% [37]. Знизивши  $[p] = 7 \text{ Н/мм}^2$  на 40% отримаємо  $[p] = 5 \text{ Н/мм}^2$ .

2. Визначаємо висоту гребеня [37]:

$$h = \sqrt{\frac{3 \cdot F_{oc} \cdot B}{\pi \cdot d_n \cdot Z \cdot [\sigma_n]}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 155565,47 \cdot 20,9}{3,14 \cdot 142,8 \cdot 8 \cdot 120}} = 20,6 \text{ мм},$$

де  $B$  – розрахункова ширина сегменту

$$B = (d_n - d_v) / 2 = (142,8 - 101) / 2 = 20,9 \text{ мм};$$

$[\sigma_n] = 120 \text{ МПа}$  – допустиме напруження на згин.

Приймаємо  $h = 21$  мм.

3. Перевіряємо умову міцності в небезпечному перерізі гребеня [37]:

$$\sigma_n = \frac{\frac{F_{oc}}{Z} \cdot \frac{B}{2}}{\frac{\pi \cdot d_n \cdot h^2}{6}} = \frac{\frac{155565,47}{8} \cdot \frac{20,9}{2}}{\frac{3,14 \cdot 142,8 \cdot 21^2}{6}} = 78,06 \text{ МПа} \leq [\sigma_n] = 120 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується.

4. Розраховуємо відстань недоведення канавок до зовнішнього круга п'яти:

$$\square \square (0,1 \div 0,2) \square B = 0,15 \square 20,9 = 3,1 \text{ мм}.$$

5. Ширину канавки приймаємо в межах  $C = 2 \div 4$  мм. Приймаємо  $C = 3$  мм [37].

4. Глибину канавки приймаємо в межах  $1 \div 2$  мм. Приймаємо глибину

канавки 1,5 мм.

#### 4.3 Розрахунок витків різьби РКТ – 177 на міцність

1. Визначаємо загальне навантаження на різьбі:

$$F_{\text{заг}} = F_{\text{гвд}} + F_{\text{ос}} = 10,5 + 155,565 = 166,155 \text{ кН,}$$

де  $F_{\text{гвд}}$  – вага гвинтового вибійного двигуна.

2. Визначаємо напруження зрізання витків різьби [37]:

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{F_{\text{зкс}}}{A_{\text{ср}}} = \frac{F_{\text{зкс}}}{\pi \cdot d_1 \cdot P \cdot K_{\text{п}} \cdot Z_{\text{р}} \cdot K_{\text{н}}} = \frac{166155}{3,14 \cdot 170,612 \cdot 3 \cdot 0,65 \cdot 35,6 \cdot 0,085} = 52,6 \text{ МПа,}$$

де  $d_1$  – внутрішній діаметр різьби РКТ – 177;

$P$  – крок різьби;

$K_{\text{п}}$  – коефіцієнт повноти різьби;

$K_{\text{н}}$  – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження

між витками:

$$K_{\text{н}} = 5 \square P/d = 5 \square 3/177 = 0,085,$$

де  $d$  – зовнішній діаметр різьби;

$Z_{\text{р}}$  – кількість робочих витків:

$$Z_{\text{р}} = H/P = 107/3 = 35,6,$$

де  $H$  – довжина різьби.

$$[\square_{\text{ср}}]_{\text{ст3}} = 75 \text{ МПа} \square \square_{\text{ср}} = 52,6 \text{ МПа.}$$

Умова міцності витків різьби на зрізання виконується.

3. Визначаємо напруження зминання витків різьби [37]:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{F_{\text{зкс}}}{A_{\text{зм}}} = \frac{F_{\text{зкс}}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot Z_{\text{р}} \cdot K_{\text{н}}} = \frac{166155}{\frac{3,14}{4} \cdot (177^2 - 170,612^2) \cdot 35,6 \cdot 0,085} = 31,5 \text{ МПа,}$$

$$[\square_{\text{зм}}]_{\text{ст3}} = 190 \text{ МПа} \square \square_{\text{зм}} = 31,5 \text{ МПа.}$$

Умова міцності витків різьби на зминання виконується.

#### 4.4 Перевірочний розрахунок вала шпindelьної секції

Перевірочний розрахунок валів на міцність виконують на сумісну дію згини і кручення. Мета розрахунку – визначити коефіцієнти запасу міцності в небезпечних перерізах валу і порівняти їх із допустимими [37]:

$$S \square [S] = 1,3 \dots 1,5$$

1. Визначаємо напруження в небезпечному перерізі валу:

а) Нормальні напруження змінюються по симетричному циклу, при якому амплітуда напружень  $\square_a$  дорівнює розрахунковим напруженням згини  $\square_z$ , тобто [37]:

$$\square_a = \square_z = 78,06 \text{ МПа.}$$

б) Дотичні напруження змінюються по віднульовому циклу, при якому амплітуда циклу  $\square_a$  дорівнює половині розрахункових напружень кручення  $\square_k$ :

$$\square_a = \square_k / 2 = M_k / (2 \square W_{\square \text{ нетто}}) = 8 \square 10^3 / (2 \square 206,06) = 19,4 \text{ МПа,}$$

де  $M_k$  – крутний момент;

$W_{\square \text{ нетто}}$  – полярний момент опору перерізу валу:

$$W_{\square \text{ нетто}} = 0,2 \square d^3 = 0,2 \square 101^3 = 206060 \text{ мм}^3,$$

де  $d = 101 \text{ мм}$  – найменший діаметр валу.

2. Визначаємо коефіцієнт концентрації нормальних  $(K_{\square})_D$  і дотичних напружень  $(K_{\square})_D$  для розрахункового перерізу валу [37]:

$$(K_{\sigma})_D = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y} = \left( \frac{1,35}{0,62} + 1,05 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,6} = 1,39,$$

де  $K$  – ефективний коефіцієнт концентрації напружень при  $r/d = 1/101 = 0,01$ ;

$K_F$  – коефіцієнт впливу шорсткості при  $\square_b = 600 \text{ МПа}$  і параметр шорсткості поверхні  $R_a = 2,5 \dots 0,63 \text{ мкм}$ ;

$K_y$  – коефіцієнт впливу поверхневого зміцнення при  $\square_b = 600 \text{ МПа}$  [37].

$$(K_{\tau})_D = \left( \frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y} = \left( \frac{1,3}{0,62} + 1,05 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,6} = 1,34,$$

3. Визначаємо границі виносливості в розрахунковому перерізі валу [37]:

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D} = \frac{260}{1,39} = 187,05 \text{ МПа},$$

де  $\sigma_{-1}$  – границя вносливості гладких зразків при симетричному циклі згину для сталі 45 с термообробкою нормалізація і  $\sigma_B = 600$  МПа;

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D} = \frac{150,8}{1,34} = 112,54 \text{ МПа},$$

де  $\tau_{-1}$  – границя вносливості гладких зразків при симетричному циклі кручення для сталі 45 с термообробкою нормалізація і  $\sigma_B = 600$  МПа:

$$\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 260 = 150,8 \text{ МПа}.$$

4. Визначаємо коефіцієнти запасу міцності по нормальних  $S_\sigma$  і дотичних напруженнях  $S_\tau$  [37]:

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_{a,1}} = \frac{187,05}{78,06} = 2,396 \text{ МПа},$$

$$S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a} = \frac{112,54}{19,4} = 5,8 \text{ МПа}.$$

5. Визначаємо загальний коефіцієнт запасу міцності в небезпечному перерізі [37]:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{2,396 \cdot 5,8}{\sqrt{2,396^2 + 5,8^2}} = 2,2 \geq [S] = 1,5.$$

Умова виконується із запасом міцності 2,2.

#### 4.5 Розрахунок втрат у гвинтовому вибійному двигуні

Рух робочих елементів гідродвигуна супроводжується втратами потужності на механічне тертя у вузлах машини, а також на подолання гідравлічних опорів протіканню рідини в каналах двигуна.

1. Визначаємо гідромеханічний коефіцієнт корисної дії [23]:

$$\eta_{ГМ} = M/M_T = 8/34,242 = 0,234,$$

де  $M$  – фактичний крутний момент;

$M_T$  – теоретичний крутний момент [23]:

$$M_T = p \cdot D_{cp} \cdot T \cdot e \cdot Z_2 / 2 = 7 \cdot 10^6 \cdot 0,369 \cdot 0,6349 \cdot 0,00464 \cdot 9 / 2 = 34,242 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де  $D_{\text{сер}}$  – середній діаметр зубів ротора:

$$D_{\text{сер}} = (d_{\text{вер}} - d_{\text{вн}})/2 + d_{\text{вн}} = (41,2 - 32,6)/2 + 32,6 = 36,9 \text{ мм},$$

де  $d_{\text{вер}}$  – діаметр вершин зубів ротора;

$d_{\text{вн}}$  – діаметр впадин зубів ротора.

2. Визначаємо витрати потужності на гідромеханічні втрати [23]:

$$N_{\text{гм}} = \Delta M \omega / 9554 = 26242 \cdot 102 / 9554 = 280,2 \text{ Вт},$$

де  $\Delta M$  – різниця між теоретичним крутним моментом  $M_{\text{т}}$  фактичним моментом  $M$  на валу двигуна:

$$\Delta M = M_{\text{т}} - M = 34,242 - 8 = 26,242 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

3. Визначаємо ефективний або загальний коефіцієнт корисної дії двигуна [37]:

$$\eta_{\text{еф}} = N_{\text{еф}} / N_{\text{підв}} = 85,4 / 210 = 0,41,$$

де  $N_{\text{еф}}$  – ефективна (корисна) потужність [37]:

$$N_{\text{еф}} = M \omega / 9554 = 8 \cdot 10^3 \cdot 102 / 9554 = 85,4 \text{ кВт};$$

$N_{\text{підв}}$  – підведена гідравлічна потужність [37]:

$$N_{\text{підв}} = p \cdot Q = 7 \cdot 30 = 210 \text{ кВт}.$$

#### Висновки

Проведені розрахунки в даному розділі магістерської роботи підтверджують ефективність технічного рішення з модернізації гвинтового вибієного двигуна, т. як отримані коефіцієнти запасу міцності більші допустимих.

## 5. МОНТАЖ І ЕКСПЛУАТАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ

### 5.1 Технологія монтажу обладнання

#### 5.1.1 Підготовчі роботи перед монтажем обладнання

Будівельний майданчик під бурову установку НБО-4Е готують до початку робіт із спорудження бурової. Одночасно з підготовкою майданчика прокладають під'їзні шляхи, лінії електропередач, водопровід і готують трасу для транспортування блоків обладнання.

При проектуванні трасу для переміщення блоків бурової установки НБО-4Е вибираємо прямолінійною. Вибрана траса не повинна мати різних переходів від спуску до підйому і навпаки [15].

При відведенні місця спорудження бурової установки враховуємо рельєф місцевості із тим, щоб обсяг будівельно-монтажних робіт, а відповідно і можливість виникнення нещасних випадків були найменшими, й разом з тим необхідно, щоб вибій майбутньої свердловини розміщувався в строго визначеному місці, яке визначене геологічною службою.

Розбивку майданчика для бурової установки необхідно проводити таким чином, щоб схил місцевості забезпечував рух стічних вод в сторону шламового амбару, а також з урахуванням рози вітрів. Напрямок факельних ліній вибирається в сторону від прилеглих комунікацій (доріг, ЛЕП та ін.) і населених пунктів [15]. Для нормального проведення вишкомонтажних робіт бригада повинна бути забезпечена необхідною технічною документацією.

По границях ділянки будівельного майданчика робимо обваловку з метою недопущення забруднення навколишньої території технічною водою й хімічними реагентами, які використовуються при бурінні свердловини. Для збирання технічної води і шламу (розбуреної породи) на майданчику риємо земляні амбари, які покриваються поліетиленою плівкою [40].

Процес транспортування вибійного двигуна на бурову та з бурової по закінченню буріння вимагає виконання наступних вимог [23]:

- транспортування проводиться автомобільним транспортом;
- різьбові елементи верхнього і наддолотного перевідників повинні бути захищені запобіжними пробками.
- транспортування волоком не допускається.

### 5.1.2 Монтаж модернізованого обладнання

Початок робіт з вибійним двигуном складається з одержання обладнання та його обов'язкової ревізії, яка проводиться на базі виробничого обслуговування бригадою з експлуатації турбобурів і гвинтових вибійних двигунів. Спочатку виконується монтаж основних вузлів двигуна: шпindelної секції, що кріпиться за допомогою різьбового перевідника до робочої пари. Зверху двигуна монтується верхній перевідник, що сполучає колону бурильних труб з двигуном. Стенд для розкріплення, випресовування вибійних двигунів монтується з двох частин. Привід з електродвигуном кріпиться на бетонному фундаменті за допомогою анкерних болтів. Рухома частина – візок з кулачковим механізмом монтується з урахуванням його осьового переміщення на колісній базі на відстань до 11м. Тому його встановлюють на направляючий швелер [15, 40].

Послідовність збирання і спуску модернізованого гідравлічного вибійного двигуна в свердловину наступна [15].

1. Перед початком буріння гвинтовим вибійним двигуном рекомендується очистити вибій від металу.

2. Над гирлом свердловини перед спуском необхідно провести випробування двигуна на плавність і легкість запуску (двигун повинен легко запускатись при тискові не більше 2,5 МПа і перевірити герметичність різьбових з'єднань.

3. При перевірці двигуна на запуск одночасно слід перевірити роботоздатність переливного клапана. При подачі промивальної рідини в двигун клапана повинен закритися. При припиненні подачі рідини (припиненні

циркуляції) клапан повинен відкриватися.

Комплектовку з гідравлічним вибійним двигуном спускаємо в свердловину за допомогою двох елеваторів. Для цього беремо з містків гідравлічний вибійний двигун і затискаємо у вишко-лебідковому блоці до ротора, потім вставляємо верхній кінець гідравлічного вибійного двигуна в елеватор, який підвішений до стропів гакоблока бурової установки НБО-4Е і піднімаємо над свердловиною. Потім за допомогою ротора і машинних ключів прикручуємо долото до вала гідравлічного вибійного двигуна.

Гідравлічний вибійний двигун спускаємо в свердловину і ставимо елеватор на ротор. Далі до гідравлічного вибійного двигуна приєднуємо обважені бурильні труби, потім бурильні труби і всю бурильну колону разом з гідравлічним вибійним двигуном спускаємо в свердловину [15, 40].

### 5.1.3 Підготовчі роботи перед експлуатацією обладнання

Доцільно перед спуском двигун випробувати над столом ротора. Запускатися він повинен при тиску 1-1,5 МПа. Перепад тиску необхідно фіксувати в його паспорті і буровому журналі. При випробуванні турбобур повинен працювати без ривків і плавно зупинятися при припиненні подачі розчину.

В процесі буріння свердловини вибійним двигуном бурильник повинен слідкувати за перепадом тиску на долоті, не допускати резонансних явищ. У випадку появи інтенсивних вібрацій бурильної колони необхідно змінити навантаження на долото. Після підйому вибійного двигуна на поверхню вимірюються його осьовий і радіальний люфти [15, 40].

Порядок роботи при запуску:

1. При спуску двигуна в свердловину заповнення бурильних труб промивальною рідиною відбувається через переливний клапан, при спуску без клапана чи із зворотнім клапаном необхідно проводити періодичний долив рідини в бурильну колону [15].

2. З метою запобігання шламування двигуна забороняється підходити до вибою свердловини при відсутності циркуляції промивальної рідини.

3. Під ведучу бурильну трубу на першій свічі слід обов'язково встановлювати фільтр з отворами діаметром 5-6 мм довжиною 1.5-2 м, для виключення попадання в робочі органи крупного шламу, металічних або інших предметів.

4. Запуск двигуна ударами до вибою забороняється. Дозволяється запуск двигуна на вибої обертанням інструмента з одночасним прокручуванням рідиною [15, 40].

5. При виборі раціональних параметрів режиму буріння двигуном гвинтовим вибійним необхідно враховувати наступне:

- з підвищенням витрат промивальної рідини, при постійному осьовому навантаженню, швидкість обертання долота підвищується, що призводить до збільшення механічної швидкості буріння;

- з підвищенням осьового навантаження і моменту на долоті, при постійній витраті промивальної рідини, росте перепад тиску і знижується швидкість обертання долота, при цьому до деякої величини осьового навантаження спостерігається зростання механічної швидкості буріння.

6. З метою запобігання лівого обертання інструменту під дією реактивного моменту двигуна ведуча труба бурильна повинна бути зафіксована від провертання в роторі [15].

7. Буріння гвинтовими вибійними двигунами похило направлених свердловин повинно здійснюватись у відповідності з діючого «Інструкцією по бурінню похило-направлених свердловин». При бурінні інтервалів зміна параметрів кривизни похило-направлених свердловин в гвинтовому двигуні шпindelна секція замінюється шпindelем-відхилювачем ШО1-195. Експлуатація двигуна за шпindelем-відхилювачем проводиться у відповідності з інструкцією по експлуатації цього виробу. При визначенні компоновок низу бурильної колони з гвинтовим двигуном необхідно пам'ятати, що наварювання елементів на корпус статора недопустимо. Елементи компоновки

встановлюються між долотом і двигуном, між секціями двигуна або над двигуном, на корпусі шпинделя (центратор чи стабілізатор).

5. При бурінні гвинтовим вибійним двигуном необхідно [15]:

- приробку нового долота вести з пониженим осьовим навантаженням, згідно вимог по експлуатації одного типу долота;

- подачу бурового інструменту проводити плавно, без ривків, інструмент слід періодично повертати;

- витрати промивальної рідини вибирати виходячи із умов необхідної очистки вибою. По мірі зносу робочої пари двигуна для зберігання його робочої характеристики витрати промивальної рідини доцільно збільшувати на 20-25%;

- не допускати резонансних явищ: у випадку появи інтенсивних вібрацій бурильної колони необхідно змінити навантаження на долото.

9. Момент необхідного підйому (заміни) долота після спрацювання його озброєння визначається по стійкому зниженню механічної швидкості в 3 - 4 рази по відношенню до початкової. При спрацюванні опор долота, що супроводжується заклинюванням шарошок, сигналом служить повторювані різкі підвищення тиску в нагнітальній лінії, які відбуваються навіть при пониженні осьових навантажень [15, 23].

#### 5.1.4 Розрахунок чисельності монтажної бригади

Кількість основних робітників для монтажу бурової установки НБО-4Е розраховують за професіями, виходячи з трудомісткості річної програми по видах робіт [38]:

$$R = \frac{\sum T}{F_{д.р.} \times k}, \quad (5.1)$$

де  $\sum T$  – сумарна трудомісткість річної програми монтажу бурової установки НБО-4Е;

$F_{д.р.}$  – дійсний фонд часу одного робітника, год.

$k$  – коефіцієнт використання робочого часу робітника.

Дійсний фонд часу одного робітника розраховуємо, виходячи з нормативного фонду часу, за формулою [38]:

$$F_{Д.Р.} = F_{Д.Р.}^{норм} - (0,12 \cdot F_{Д.Р.}^{норм}), \quad (5.2)$$

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

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

Нормативний дійсний фонд часу одного робітника визначаємо за формулою [38]

$$F_{Д.Р.}^{норм} = (D_K - D_B - D_{СВ} - D_{ПСВ}) \cdot 40/5 + D_{ПСВ} \cdot 7, \quad (5.3)$$

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

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

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

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

$D_{рт}$  – кількість робочих годин у тижні,  $D_{рт} = 40$  год.;

$D_{рл}$  – кількість робочих днів в тиждень;  $D_{рл} = 5$  год.;

$T_{зм}$  – кількість робочих годин у передсвяткові дні,  $T_{зм} = 8$  год.

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

Тоді

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

Для визначення трудомісткості виконання монтажу бурової установки НБО-4Е використовуємо норми часу на її крупноблоковий монтаж [42], розроблені нормативно-аналітичним центром Національної акціонерної компанії “Нафтогаз України” згідно таблиці 5.1.

Монтаж бурової установки НБО-4Е проводиться на протязі приблизно 1-го місяця, тоді дійсний фонд часу одного робітника буде дорівнювати

$$F_{Д.Р.} = 1760 : 12 = 146,6 \text{ год.}$$

Тоді кількість основних робітників по даному виду робіт буде рівна:

$$R = \frac{3984,7}{146,6} = 27 \text{ чол.}$$

Таблиця 5.1 – Норми часу на монтаж бурової установки НБО-4Е

№ п/п	Зміст робіт	Норма часу, год.
1	2	3
1	Підготовчі роботи	1566,4
2	Монтаж вишково-лебідкового блоку	488,0
3	Монтаж приводного блоку	145,8
4	Монтаж насосного блоку	143,5
5	Монтаж блоку приготування глинистого розчину	63,0
6	Монтаж зовнішньої частини ПВО	93,1
7	Монтаж маніфольда циркуляційної системи	273,8
8	Монтаж доливної ємності	37,3
9	Монтаж водяної ємності	10,6
10	Монтаж блоку рідких хімреагентів	19,5
11	Монтаж блоку допоміжного обладнання	23,4
12	Монтаж приймального моста	73,6
13	Монтаж енергообладнання	28,6
14	Установка запасних ємностей	22,0
15	Монтаж пневмосистеми	34,1
16	Монтаж трубопроводів	135,7
17	Електромонтажні роботи	755,8
18	Заключні роботи	70,5
	Всього:	3984,7

Отже, для проведення монтажних робіт бурової установки НБО-4Е необхідно 27 робітників. Склад бригади при виконанні монтажних робіт бурової установки НБО-4Е наведений в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Склад бригади при виконанні монтажних робіт бурової установки

НБО-4Е

Професії робітників	Розряд	Кількісний склад
Бригадир	VI	1
Вишкомонтажник	VI	2
Вишкомонтажник	V	5
Вишкомонтажник	IV	3
Вишкомонтажник	III	4
Вишкомонтажник	II	2
Вишкомонтажник-зварювальник	VI	2
Вишкомонтажник-зварювальник	IV	4
Вишкомонтажник-електромонтер	V	2
Вишкомонтажник-електромонтер	IV	2
Разом		27

## 5.2 Експлуатація і технічне обслуговування обладнання

### 5.2.1 План-графік планово-попереджувальних ремонтів обладнання

У деталях, вузлах і машинах в міру експлуатації поступово знижується рівень роботоздатності від виникнення в них зношення та неполадок (забруднення, порушення надійності й щільності з'єднань та регулювання). Вони усуваються технічним обслуговуванням машин, а зношення – тільки ремонтом.

У нашій країні застосовується система планово-попереджувального ремонту (ППР). Система ППР – це комплекс заходів з обслуговування і ремонту

машин, які виконуються профілактично, за попередньо розробленим планом для підтримки машин у справному та роботоздатному стані [1, 40].

Система ППР передбачає такі основні положення:

1. Ремонт обладнання виконується через заплановані проміжки часу, що називається міжремонтним періодом.
2. Після планового капітального ремонту характеристика обладнання наближується до паспортних даних нового обладнання.
3. За ремонтний цикл обладнання в суворій послідовності проходить усі планові ремонти, передбачені системою.
4. Окрім планових ремонтів, виконується технічне обслуговування обладнання.
5. Черговість, періодичність та обсяг обслуговування і ремонтів визначаються призначенням, конструкцією та умовами експлуатації обладнання.

ТО суворо регламентоване в часі й обсязі, виконується за переліком обов'язкових операцій, а ремонт планується за часом і обсягом та виконується впродовж встановленого плану часу в обсязі, який залежить від фактичного стану машини. Як бачимо зі схеми, ТО (табл. 6.1) складається зі щоденно виконуваних робіт: очищення від сміття, огляд та підтягнення ослаблених різьбових з'єднань, перевірка і налагодження мастильних пристроїв, перевірка дії контрольних, захисних та гальмівних пристроїв і періодичного технічного

Таблиця 5.3 – Схема технічного обслуговування

Система ППР і ТО машин					
Технічне обслуговування			Ремонт		
Щоденне	Періодичн	Сезонне	Поточний	Середній	Капітальний
Т. О.	е Т. О.	Т. О.			

обслуговування спуско-піднімальних операцій (СПО), всі операції щоденного технічного обслуговування, мащення машини відповідно до карти мащення,

миття машин та регулювання окремих вузлів деталей, перевірка й налагодження всіх систем керування і контролю [40].

ТО повинно, якщо є можливість, виконуватися під час технологічних простоїв обладнання. Як бачимо з переліку обсягу робіт, ТО передбачає ретельну ревізію обладнання, перевірку положення всіх фіксованих і рухомих з'єднань, регулювання проміжків, контроль кількості та якості палива, мастила і води, а також перевірку роботоздатності окремих приладів, агрегатів, вузлів та обладнання *КР*.....

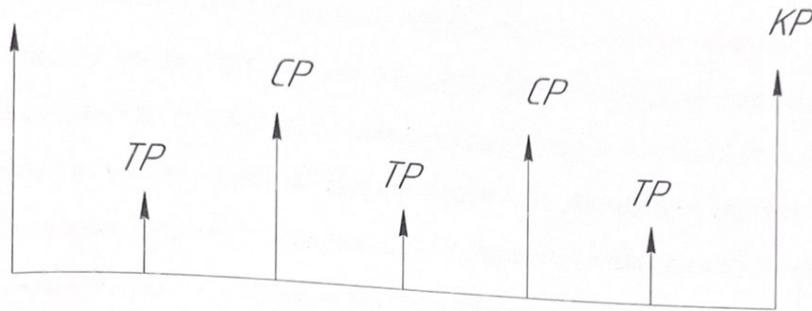


Рисунок 5.1 – Структура ремонтного цикла:

*КР* – капітальний ремонт; *СР* – середній ремонт; *ТР* – текучий ремонт

У нафтовій промисловості накопичено багатий досвід експлуатації машин і обладнання в різних умовах.

Оброблення великої кількості статистичних даних, критичний аналіз їх та узагальнення дозволили розробити з достатньою для потреб експлуатації точністю систему експлуатаційних і ремонтних нормативів, покладених в основу системи ППР бурового та нафтопромислового обладнання. Окрім загальних питань організації обслуговування й ремонту обладнання, на підприємствах галузі розроблена раціональна структура, періодичність обслуговування та ремонту машин, диференційовані коефіцієнти використання обладнання, встановлені номенклатура та трудомісткість кожного, розраховані норми витрат запасних частин, основних і допоміжних матеріалів, а також наведені форми звіту та обліку.

Основними показниками системи ППР бурового та експлуатаційного

обладнання є такі [40]:

Ремонтний цикл  $T_{ц}$  – період роботи обладнання між двома черговими капітальними ремонтами, а для нового обладнання – це період роботи від уведення його в експлуатацію до чергового капітального ремонту.

Міжремонтний період  $T_{п}$  – час роботи обладнання між двома будь-якими черговими плановими ремонтами.

Структура міжремонтного циклу – кількість і порядок чергування різних видів планових ремонтів у межах одного ремонтного циклу:

Парк обладнання нафтогазових підприємств України відпрацював свій ресурс із багатьох видів агрегатів і вузлів. Припинено виробництво різних видів запчастин та комплектуючих, а більшість заводів, що їх виробляли, залишилися поза межами України. Значно зросли ціни на ремонтні роботи, державні перевірки та технічне обслуговування. З'явилися обмеження на придбання запчастин, матеріалів, устаткування, інструментів для проведення ремонтів (особливо через їх вартість) та ін.

У зв'язку із цим, приймаючи рішення про доцільність проведення ремонтів, що плануються, необхідно попередньо розрахувати ефективність ремонтів та обов'язково врахувати фактичний технічний стан кожного виду обладнання, окремих його вузлів і систем.

Інформаційна технологія формування плану-графіка ППР полягає в послідовному виконанні таких алгоритмічно-програмних операцій [1, 40]:

- вибір стратегії планування;
- збирання та підготовка вхідної інформації як загальної, так і індивідуальної для кожної стратегії;
- розрахунок капітальних та фактичних дат ремонтів за єдиним для всіх стратегій алгоритмом;
- пересування дат ремонтів відповідно до індивідуальних алгоритмів кожної стратегії;
- урахування загальних обмежень для всіх стратегій;
- формування оптимального плану-графіка ремонтів.

## 5.2.2 Типові види і причини несправностей

Таблиця 5.4 – Технічні несправності та методи їх усунення

Характер несправності	Причина несправності	Метод усунення	
		На буровій	В турбін цеху
1	2	3	4
Незапуск двигуна над гирлом свердловини (чи запуск тиску більше 5,88 МПа)	а) великий натяг по резині в робочій парі б) відслоювання чи пошкодження резинової обкладки статора	Змінити двигун Те ж саме	Змінити робочу пару Змінити статор
Підвищення тиску в нагнітальній лінії при роботі двигуна в свердловині (при відриві від забою тиск не знижається)	а) кривизна каналу більше 0,5мм б) засорення фільтра під клапаном в) зашламування двигуна	Змінити двигун Прочистити фільтр Змінити двигун	Змінити статор Очистити від шламу Очистити від шламу
Зниження механічної швидкості проходки двигун погано сприймає осьове навантаження	а) знос робочих органів (ротора статора) б) знос осьової і радіальних опор шпінделя в) проворот пакета опор шпінделя із за неправильного регулювання	Змінити двигун те ж те ж Замінити	Змінити робочу пару Змінити опори підшипника те ж Змінити зношені деталі

Зниження тиску в нагнітальній лінії зупинки двигуна при осьовому навантаженні	г) негерметичність переливного клапану	клапан	клапана
	а) промив переливного клапану	Змінити клапан	Змінити деталі клапана
	б) черезмірний знос робочих органів	Змінити двигун	Заміна робочих органів
	в) вихід із строю торсіону	Те ж	Перевірити торсіон

### 5.2.3 Зміст технічного обслуговування обладнання

1. Гвинтові вибійні двигуни підлягають наступним видам технічного обслуговування: профілактичного огляду, середньому ремонту, капітальному ремонту. Профілактичному огляду підлягають всі двигуни, які тривалий час знаходились на зберіганні. Поламані двигуни повинні бути в короткі строки доставлені в турбінний цех і підлягають ревізії.

2. Профілактичний огляд проводиться в наступному порядку [1, 40]:

- проводиться зовнішній огляд деталей і приєднувальних різьб;
- від'єднують секцію робочих органів від шпинделя і торсіон від вала шпинделя, розвернувши різьбу між перевідником і корпусом шпинделя;
- від'єднують перевідник від статора і вивільняють ротор із статора, перевіряють натяг по гумі в парі ротор-статор;
- звільняють вал з пакетом закріплених на ньому деталей із корпуса шпинделя;
- перевіряють регулювання затяжки пакета на валу шпинделя ;
- перевіряють регулювання затяжки пакету деталей в корпусі шпинделя з контролем величини регулюючої втулки і моменту затяжки;
- збирають шпиндель, перевіряють легкість обертання вала, осьовий і радіальний люфт;

- збирають секцію робочих органів;
- з'єднують секцію робочих органів з секцією шпindelною, підкріплюють всі корпусні різьби.

3. Середній ремонт проводиться в наступному порядку [1, 40]:

- в зимовий час відігривають двигун у ванні з гарячою водою чи витримують у приміщенні при кімнатній температурі на протязі доби;
- проводять повну розборку двигуна, деталі миють;
- проводять відбраковку деталей, зношені деталі замінюють новими із комплекту запчастин;

4. При капітальному ремонті додатково виконують наступні роботи [1, 40]:

- проводять дефектоскопію корпусу, торсіона і вала шпindelя;
- при пошкодженні різьби і невідповідності їх натягів необхідно провести перенарізку різьб корпусів, валів і перевідників.

Порядок розборки двигуна і обладнання застосовуємого при ремонті.

### 5.3 Охорона праці при експлуатації та ремонті обладнання

#### 5.3.1 Аналіз шкідливих і небезпечних факторів, які виникають в процесі експлуатації обладнання

При проведенні бурових робіт на людей, екологічні системи і інженерно-технічний комплекс негативну дію надають такі антропогенні фактори: фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні.

До фізичних факторів, що діють на території підприємства, можна віднести: ударні хвилі і осколкові поля, що виникають внаслідок вибухів скупчення газу; теплові і світлові випромінювання в результаті загоряння горючих рідин в ємностях, технологічних апаратах; електричний струм високої напруги на трансформаторах і на приводах силових установок; рухомі машини і механізми підйомного обладнання; віброакустичні фактори – шум, вібрація –

джерелами є електродвигуни, компресори, ударні процеси і т.д.

Дія шкідливих речовин, що застосовують допоміжні матеріали – нафту і її фракції, а також граничні вуглеводневі гази, сірководень. В буріння свердловин промислово-виробничий персонал нижчої виробничої ланки – бурильники і помічники бурильників піддаються впливу несприятливих метеорологічних умов, що виділяються в атмосферу з легких фракцій газів. Таке забруднення повітряного середовища може привести до інтоксикації організму [5].

Фізичні і нервово-психічні перевантаження людського організму, напруги окремих органів, нерациональна робоча поза, несприятливі умови праці призводять до перевтоми. Джерелами шуму і вібрації є: двигуни внутрішнього згоряння, електродвигуни; компресори, пневмооборудование; лебідки.

Крім антропогенних, діють ще й природні негативні фактори: геологічні, метеорологічні, гідрологічні небезпечні явища, ландшафтні пожежі, інфекційні захворювання і т. д. [5, 17].

Основним джерелом небезпеки, пов'язаної з бурінням свердловини глибиною 5100 м, є: пари вуглеводнів, сірководню, токсичних речовин, а також окису вуглецю, що містяться в атмосфері; обертові деталі різних механізмів; електроустановки, що знаходяться під високою напругою; загоряння, вибухи і пожежі обладнання, отруєння внаслідок розливу застосовуваних допоміжних матеріалів (метанолу, промивальної рідини).

Нафта і її фракції, а також граничні вуглеводневі гази, є одночасно наркотичними отрутами і отрутами крові. Токсичність нафт і нафтових газів зростає при вмісті в них сірчистих сполук. Сира нафта, потрапляючи на шкіру людини, знежирює, сушить її, викликає свербіж, почервоніння. При цьому відбувається розтріскування тканини, розвиваються шкірні захворювання (екзема). Нафта і її пари можуть викликати гострі та хронічні отруєння всього організму [5, 33].

При високих рівнях впливу негативних факторів на людину спостерігаються гострі або хронічні захворювання, травмування людей і їх загибель. Екологічні системи можуть отримати оборотні чи необоротні

ушкодження, що часто призводить до загибелі тварин, рослин, риб та інших живих організмів, а також до серйозного порушення стійкості і функціонування екосистем. Будівлі, споруди, обладнання та технічні системи під дією фізичних і хімічних негативних факторів можуть отримувати різні види ушкодження (від незначної деформації до повного руйнування або втрати працездатності). Наслідки дії негативних чинників оцінюють в наступних формах: нещасний випадок, надзвичайна подія (НП) і надзвичайна ситуація (НС) [32].

Забезпечення безпеки життєдіяльності на буровому підприємстві здійснюється за наступними напрямками [9, 32]:

- розробка і впровадження заходів, що забезпечують безпеку праці;
- забезпечення надійного захисту працівників та інженерно-технічного комплексу підприємства в НС;
- проведення комплексу заходів щодо забезпечення екологічної безпеки в районі діяльності господарського об'єкта.

Відділ охорони праці і техніки безпеки здійснює свою діяльність у взаємодії з іншими службами підприємства, уповноваженими особами з охорони праці професійних спілок, а також з органами державного управління охороною праці, нагляду і контролю за охороною праці. Крім цього, ведуть постійний нагляд служби, що не відносяться до підприємства: районні екологічні служби, пожежний нагляд, Держгіртехнагляд, санепідстанція та ін. Планування дій щодо попередження та ліквідації наслідків НС здійснює відділ у справах цивільної оборони і надзвичайних ситуацій підприємства [9, 33].

### 5.3.2 Технічні рішення та організаційні заходи по забезпеченню безпеки технологічного процесу і обладнання

Для запобігання виникненню аварійних ситуацій і забезпечення особистої безпеки обслуговуючого персоналу передбачаються [9, 30, 33]:

- 1) на всіх технологічних лініях, апаратах встановлюються манометри для контролю тиску;

2) на всіх апаратах, де може виникнути тиск, який перевищує розрахунковий, передбачається встановлення запобіжних клапанів;

3) всі запобіжні клапани перед пуском в експлуатацію підлягають ревізії, випробуванню, налаштуванню на встановлений тиск спрацьовування, перевірці на щільність затвора, а також гідравлічному випробуванню на міцність корпусу;

4) передбачаються технічні засоби контролю тиску в двигуні та його об'язці, сигналізації перевищення або зниження гранично-допустимих значень тиску в системі.

Вибір методів та засобів, розробка послідовності спрацьовування елементів системи захисту, локалізація та запобігання розвитку аварій визначається в проектній документації за результатами аналізу схем можливого розвитку цих аварій з урахуванням особливостей технологічного процесу та категорії вибухонебезпечності технологічних блоків та відображаються в технологічному регламенті.

На буровій необхідно мати резервуари для змісту робочого і запасного об'ємів бурового розчину, а також пристрою для перемішування і обігріву при низьких негативних температурах [9, 33].

Гирло свердловини, в якій геолого-технічним нарядом передбачаються нафтогазопрояви, потрібно оснастити противикидним устаткуванням (превентором), а під провідною трубою встановити зворотний клапан (кульовий кран).

Після проходки ствола свердловини на довжину ведучої труби нарощують колонку бурильних труб. В процесі нарощування труб встановлювати ведучу трубу в шурф слідє тільки за допомогою спеціальних пристосувань, наприклад автозатаскувача. При установці ведучої труби в шурф робітники не повинні знаходитися на шляху її руху [9, 33].

Робота долота на вибої свердловини при обертовому бурінні викликає вібрації бурильного інструменту, які негативно впливають на довговічність і надійність його роботи та в кінцевому підсумку на техніко-економічні

показники буріння. Особливо інтенсивні коливання виникають при розбурюванні твердих і міцних гірських порід шарошковими долотами. Для захисту бурильного інструменту від вібрацій застосовують бурові амортизатори.

### 5.3.3 Інженерні розрахунки з техніки безпеки, передбачені в проекті Розрахунок освітленості площадки бурової вежі точковим методом

Мінімально допустиму висоту установки прожекторів визначасмо за формулою [5]:

$$H_{\min} \geq \sqrt{\frac{I_{\max}}{300}} \text{ або } H_{\min} \geq 0,058 \sqrt{I_{\max}} \quad (5.1),$$

де  $I_{\max}$  – максимальна осьова сила світла прожекторів в св (для прожекторів типу ПЗС-45 з лампами потужністю 1000 вт, 220 в.

Штучне освітлення розраховують методом визначення загального світлового потоку – визначення середньої освітленості або точковим методом – визначення освітленості в даній точці.

Під освітленістю  $E$  розуміють поверхневу щільність світлового потоку, тобто відношення падаючого на поверхню світлового потоку  $F$  до площини цієї поверхні  $S$  [5]:

$$E = \frac{F}{S} \quad (5.2),$$

Із основ світлотехніки відомо, що [5]

$$F = \frac{I_a \cdot S \cdot \cos \alpha}{L^2} \text{ так, як } L = \frac{H}{\cos \alpha} \text{ то } F = \frac{I_a \cdot \cos^3 \alpha}{H^2} \quad (5.3).$$

Тоді формули, які визначають освітленість, приймають вигляд, для елемента поверхні в горизонтальній площині в точці А [5].

$$E_e = \frac{I_a \cdot \cos^3 \alpha}{H^2 \cdot K} \quad (5.3);$$

де  $I_a$  – сила світла світильника по напрямленню до точки А в св;

$\alpha$  – кут між направленням світлового потоку до розрахункової точки і

віссю симетрії світильника;

$H$  – висота підвісу світильника над горизонтальною площиною, яка проходить через розрахункову точку, в м;

$R$  – найкоротша відстань від проекції вісі симетрії світильника на горизонтальну площину, яка проходить через точку розрахунку, до лінії перерізу горизонтальної і вертикальної площин, в м;

$L$  – відстань від світильника до елемента поверхні в м;

$K$  – коефіцієнт запасу.

Освітленість від симетрично розміщених світильників загального освітлення рекомендується розраховувати в такій послідовності:

- Визначити тангенс кута падіння світлового променя в розрахункову точку;

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{l}{H} \quad (5.4),$$

де  $l$  – відстань від розрахункової точки до проекції вісі симетрії світильника на перпендикулярну площину, яка проходить через розрахункову точку, в м (рисунок 1);

- за найменшим тангенсом визначити кут  $\alpha$  і  $\cos^3 \alpha$ ;
- за кривою сили світла заданого світильника визначити силу світла  $I_a$  для знайденого кута  $\alpha$ ;

- підрахувати освітленість горизонтальної площини.

Розрахунок освітленості роторної площадки точковим методом.

Визначити освітленість роторної площадки, яка розміщена на перетині діагоналей поля світильників.

Дано: Роторна площадка, освітлюється лампами накаливання: потужністю – 500 вт, напруга – 220 в ( $F_{\text{л}} = 10000$  лм); Світильники розміщені в кутах бурової вежі із сторонами 5 м. Висота підвісу світильників  $H=20$  м.

1. Визначимо тангенс кута падіння світлового променя від світильника в розрахункову точку:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{l}{H} \quad (5.5)$$

Так, як світильники розміщені по сторонам бурової вежі, а розрахункова точка знаходиться в центрі цієї вежі, то для кожного світильника

$$l = \sqrt{\left(\frac{5}{2}\right)^2 + \left(\frac{5}{2}\right)^2}, \text{ а } \operatorname{tg} \alpha = \frac{\sqrt{\left(\frac{5}{2}\right)^2 + \left(\frac{5}{2}\right)^2}}{20} = 0,18.$$

2. Визначимо кут  $\alpha$  і  $\cos^3 \alpha$ :

$$\alpha = 25^\circ; \cos^3 \alpha = 0,745;$$

3. Визначимо силу світла  $I_a$ . Фактична сила світла

$$I_a = 5000 \cdot \frac{10000}{1000} = 50000 \text{ св.}$$

4. Підрахуємо освітленість горизонтальної площини роторної площадки від одного світильника при коефіцієнті запасу  $K=1,5$  [5]:

$$E_p = \frac{I_a \cdot \cos^3 \alpha}{H^2 \cdot K} = \frac{50000 \cdot 0,18}{20^2 \cdot 1,5} = 15 \text{ лк.}$$

Так як кожний із шести світильників створює в розрахунковій точці однакову освітленість, то сумарна освітленість буде

$$\sum E_p = 15 \cdot 6 = 90 \text{ лк.}$$

### 5.3.4 Заходи з пожежної безпеки

З метою забезпечення безпеки праці на буровому підприємстві проводиться комплекс організаційних та інженерно-технічних заходів [9, 33]:

- забезпечення пожежовибухобезпеки;
- захист від дії шкідливих речовин, при їх викидах і скидах;
- захист від ураження електричним струмом і статичною електрикою;
- забезпечення безпеки експлуатації герметичних систем, що знаходяться під тиском;
- забезпечення безпеки експлуатації машин, механізмів та виробничих приміщень;
- забезпечення комфортних умов праці працівників;
- захист від шкідливого впливу шуму та вібрації.

Для забезпечення пожежної безпеки проводяться заходи для виключення джерел займання. Робітники під час монтажу, обслуговування та ремонту обладнання повинні дотримуватися протипожежні правила [30]:

- 1) не допускати утворення вибухонебезпечної суміші;
- 2) мати первинні засоби пожежогасіння (вогнегасник, лопата, пісок);
- 3) всі струмоведучі кабелі, проводи повинні бути добре ізольовані і повинні періодично перевірятися;
- 4) паливно-мастильні матеріали зберігати у відведених для цього місцях і спеціальних ємностях;
- 5) усунення утворенню вибухонебезпечного середовища внаслідок витоків газу у фланцевих з'єднаннях;
- 6) запобігання утворенню джерел запалювання в виробничому середовищі має бути забезпечено захистом від блискавки згідно з РД 3421.112-97;
- 7) електро- та газозварювальні роботи на гирлі свердловини повинні проводитися під керівництвом відповідального працівника, за окремим для кожного випадку письмовим дозволом технічного керівника.

Щоб уникнути порушень протипожежного режиму весь персонал, що обслуговує об'єкти при зарахуванні на роботу, а також при переведенні на роботу за новою професією повинен пройти інструктаж про заходи пожежної безпеки.

#### Висновки

В даному розділі магістерської роботи розроблений комплекс робіт з підготовки до проведення монтажних робіт з обладнанням бурової установки НБО-4Е, яка вибрана для спорудження свердловини глибиною 5100 м, особливості проведення монтажу бурового обладнання та гвинтових вибійних двигунів, підготовчі роботи перед експлуатацією вибійних двигунів. Розрахована кількість робітників бригади для монтажу бурової установки. Згідно норм часу на монтажні-демонтажні роботи при спорудженні свердловини рекомендований склад бригади по монтажу обладнання – 27 робітників.

За даними експлуатації описано план-графік планово-попереджувальних ремонтів, розглянуто типовий процес ремонту модернізованого гвинтового вибійного двигуна, проаналізовано деталі, які необхідно зміцнювати, проаналізовані потенційні небезпеки при експлуатації гвинтового вибійного двигуна, методи і засоби для забезпечення нормальних умов праці та пожежної безпеки.

## ВИСНОВКИ

В магістерській роботі зроблені наступні висновки:

1. У розділі “Вибір та опис технологічного обладнання” проведено порівняльно-критичний аналіз технологічних комплексів для буріння свердловин та вибійних двигунів, охарактеризовано позитивні та негативні сторони бурових установок та обладнання для буріння вибійними двигунами, проведено розрахунок основних параметрів та на його основі було вибрано бурову установку для буріння свердловини глибиною 5100 м, коротко розглянуто конструктивні та технологічні особливості вибраного вибійного обладнання.

2. В розділі “Опис технічної пропозиції” запропоновано вдосконалення конструкції гвинтового вибійного двигуна Д2-195, обґрунтовано її технічну доцільність. Суть технічного рішення з модернізації гвинтового вибійного двигуна полягає у тому, що порівняно із аналогом модернізований двигун складається з двох секцій – верхньої і нижньої, кожна з яких включає до свого складу гвинтові робочі органи, шпindel з вихідним валом, шарнірний вузол з'єднання ротора гвинтових робочих органів з вихідним валом і канали для проходження рідини, причому статор гвинтових робочих органів верхньої секції нерухомо закріплений на колоні бурильних труб, а вихідний вал нижньої секції пов'язаний з породоруйнівним інструментом. Вихідний вал верхньої секції за допомогою жорсткого зв'язку з'єднаний зі статором гвинтових робочих органів нижньої секції, і здійснює концентричне обертання в радіальній опорі з'єднувального перевідника. В результаті модернізації гвинтового вибійного двигуна Д2-195 зменшується довжина двигуна, зменшуються витрати на виготовлення двигуна при поліпшенні технологічності виготовлення деталей двигуна, збільшується надійність роботи двигуна порівняно з аналогом, підвищується ефективність буріння долотами типу PDC у зв'язку із можливістю реалізації оптимальних швидкісних режимів їх відпрацювання. Впровадження запропонованої

модернізованої конструкції гвинтового вибійного двигуна Д2-195 економічний ефект складатиме 230 тис. грн.

3. В розділі “Дослідно-конструкторська робота” описана конструкція стенда та дослідження модернізованого гвинтового вибійного двигуна, теоретичні обґрунтування розрахунків коливань гвинтового вибійного двигуна в процесі експлуатації, проаналізовані одержані результати. В результаті теоретичних і експериментальних досліджень виявлено діапазон робочих частот і навантажувальної характеристики гвинтового вибійного двигуна, при яких забезпечується його стійка експлуатація. Робочий діапазон частот обертання вала гвинтового вибійного двигуна необхідно підтримувати в межах 15-20% від його частоти роботи в режимі холостого ходу. Найбільше зниження частоти обертання в процесі буріння повинно складати до 30% від максимальної частоти обертання валу на холостому ходу. Амплітуда коливань в нижній частині гвинтового вибійного двигуна різко зростає при експлуатації двигуна в екстремальному режимі. Це призводить до виникнення напівхвиль згину і втрати стійкості інструменту. Отримані результати вказують на можливість ефективного використання модернізованого в магістерській роботі гвинтового вибійного двигуна Д2-195.

4. Проведені розрахунки в розділі “Розрахунки працездатності” підтверджують ефективність технічного рішення з модернізації гвинтового вибійного двигуна Д2-195, т. як отримані коефіцієнти запасу міцності більші допустимих.

5. В розділі “Монтаж і експлуатація обладнання” описані підготовчі роботи перед монтажем обладнання бурової установки НБО-4Е, особливості проведення монтажу модернізованого обладнання та підготовчі роботи перед експлуатацією обладнання. Описано технічні заходи з обслуговування та ремонту обладнання для турбінного буріння, проаналізовані потенційні небезпеки при експлуатації вибійного обладнання, методи і засоби для забезпечення нормальних умов праці.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Артим В.І., Яциняк І.І., Гриців В.В., Юрич А.Р., Рачкевич Р.В. Аналіз корозійно-втомних руйнувань елементів бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. № 2 (43). С. 197 - 202.
2. Бедрій Я.І. Охорона праці: Навчальний посібник / Я.І. Бедрій та ін. – Львів: ПТВФ «Афіша», 1997. – 258с.
3. Бойко В. С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ / Бойко В.С.– Київ: Міжнародна економічна фундація, 2008. – 488 с.
4. Буняк Б.Т., Розенфельд І.М., Бубликова Н.Г., Коцаба В.І., Чепіль І.І. Нові регламенти з експлуатації бурильних і насосно-компресорних труб. *Нафтова і газова промисловість*. 2005. № 1. – С. 29 - 30.
5. Brusco G., Lewis P., Williams M. Rotary steerable drilling technology its rapid evolution with a new system created specifically for vertical drilling. *Oilfield Review*. 2004. Autumn. – P. 14 - 17.
6. Величкович А.С., Величкович С.В., Шопа В.М. Комплекс засобів віброзахисту та регулювання динамічного режиму бурильної колони. - Івано-Франківськ: Сіверсія ЛТД, 2000. – 86 с.
7. Величкович А.С., Шопа В.М. Бурові амортизатори як засіб підвищення техніко- економічних показників буріння свердловин // *Нафтова і газова промисловість*. - 2000. - № 3. – С. 16-18.
8. Войтенко В.С. Технологія і техніка буріння: узагальнююча довідникова книга. – Львів: Центр Європи, 2012. – 708 с.
9. Vaisberg O., Vincke O., Perrin G. etc. Fatigue of drillstring: state of the art. *Oil & Gas Science and Technology*. 2002. № 1 (Vol. 57). P. 7 - 37.
10. Гандзюк М.П. Основи охорони праці – Київ: Основа, 2000. – 318 с.
11. Гуляєв В.І., Гайдайчук В.В., Гловач Л.В. Теоретичний аналіз впливу профілю криволінійної свердловини на силу опору руху в ній бурильної колони. *Нафтова і газова промисловість*. 2010. № 3. – С. 20 - 22.

12. Дейнега Р., Артим В., Рачкевич Р. та ін. Урахування корозійного чинника при розрахунку довговічності деталей машин. *Вісник Тернопільського Державного технічного університету*. 2009. № 4. – С. 12 - 18.

13. Економіка підприємства: Навчальний посібник / Я.С. Витвицький, у.я. Витвицька, М.О. Данилюк, А.О. Устенко, І.І. Цигилик. За ред. Я.С. Витвицького – Івано-Франківськ: ІМЕ, 2002. – 318 с.

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

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

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

17. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Юрич А.Р., Юрич Л.Р. Використання пружних елементів для реалізації параметрів проектного профілю свердловини. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. 2015. № 57 (1166). – С. 45.

18. Ісаєв І. А. Види негативного впливу на навколишнє середовище та заходи з охорони навколишнього середовища при будівництві (бурінні) нафтогазоконденсатних свердловин // *Молодий вчений*. – 2014. – №10. – С. 112-116.

19. Israel R., Aburto M. Drilling through salt. *Offshore engineer*. 2008. June. – P. 55 - 58.

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

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

22. Коцкулич Я.С., Кочкодан Я.М. Буріння нафтових і газових свердловин: Підручник. Коломия, 1999. – 504 с.

23. Крижанівський Є.І., Малько Б.Д., Івасів В.М. та ін. Визначення навантаженості бурильних труб в колоні при спуско-підймальних операціях.

*ROM-2000*: Доповіді міжн. наук.-техн. конф. (Івано-Франківськ, 2000). Івано-Франківськ, 2000. – С. 301-308.

24. 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.

25. Мислюк М.А. Буріння свердловин: довідник : в 5 т. / М.А. Мислюк, І.А. Рибчич, Р.С. Яремійчук. – Київ: Інтерпрес ЛТД, 2002. Т. 3: Вертикальне та скероване буріння – 2004. – 294 с.

26. Mitchell R.F. The effect of friction on initial buckling of tubing and flowlines. *SPE Drilling & Completion*. 2007. № 22 (2). – P. 112 - 118.

27. Miller T.J., Su T., Dussan E.B., Pabon J., Wicks N., Bertoldi K., Reis R.M. Buckling-induced lock-up of a slender rod injected into a horizontal cylinder. *International Journal of Solids and Structures*. 2015. vol. 72. – P. 153 - 164.

28. Мойсишин В.М., Борисевич Б.Д., Гаврилів Ю.Л., Зінченко С.А. Стійкість і коливання бурильної колони. Івано-Франківськ, 2013. – 590 с.

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

30. Оболонкові пружини / Шопа В.М., Величкович А.С., Величкович С.В. та ін. – Івано-Франківськ: Факел, 2002. – 92 с.

31. 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.

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

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

34. Пат. № 18799 України. Свердловинний амортизатор / *Островський І.Р., Лісниченко В.А., Сірик В.Ф. та ін.*; опубл. 2006, Бюл. № 11.

35. Пат. № 7442 України. Хвилевий відбивач / Малярчук Б.М., Огородніков П.І. та ін.; опубл. 2005, Бюл. № 6.
36. Пат. № 7279 України. Антивібраційна компоновка низу бурильної колони / Малярчук Б.М., Огородніков П.І. та ін.; опубл. 2005, Бюл. № 6.
37. Пат. № 15483 України. Амортизатор бурильної колони / Рибчич І.Й., Малярчук Б.М., Огородніков П.І. та ін.; опубл. 2006, Бюл. № 7.
38. Пентюк Б.М. Основи патентознавства та інтелектуальної власності: навчальний посібник / Б.М. Пентюк, І.І. Назаренко, М.М. Вірник. – Вінниця: ВНТУ, 2007. – 195 с.
39. Писаренко Г.С. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський. - К.: Вища школа, 2004. – 655 с.
40. Пістун І. П. Охорона праці (Законодавство. Організація роботи) : навчальний посібник / Пістун І. П., Березовецька О. Г., Трунова І. О. – Львів : Тріада плюс, 2010. – 648 с.
41. Проектування бурового і нафтогазопромислового обладнання: навчальний посібник / В.С. Білецький, В.Г. Вітрик, А.М. Матвієнко та ін. // Полтава, ПолтНТУ, 2015. – 196 с.
42. Поджаренко В.О. Опрацювання результатів вимірювань на основі концепції невизначеності: навч. посіб. / В.О. Поджаренко, О.М. Василевський, В.Ю. Кучерук. – Вінниця: ВНТУ, 2008. – 128 с.
43. Рачкевич Р.В. Вдосконалення методів прогнозування довговічності бурильної колони в ускладнених умовах буріння свердловин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Івано-Франківськ, 2006. 20 с.
44. Riyami M., Edwards J., Vache E., Ojiduma O., Johnson S., Darwish W. Operator finds cost-effective rotary steerable applications in Oman's low-cost environments. *Drilling contractor*. 2008. July - August. – P. 54 - 62.
45. Свердан П.Л. Вища математика. Математичний аналіз і теорія ймовірностей: Підручник. Київ, 2008. – 450 с.

46. Типовий проект безпечної організації вишкомонтажних робіт при монтажі, демонтажі бурової установки НБО-3Д. Загальні вимоги. – Чернігів, 2002. – 30 с.

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

48. Цивільна оборона / В.М. Шоботов: Навчальний посібник. – К.: Центр навч. л-ри, 2004. – 436 с.

49. Шаруда В.Г. Практикум з теорії автоматичного управління / В.Г. Шаруда. – Д.: Національний гірничий університет, 2002. – 414 с.