

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. Дичак
С.Г. Бабенко

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему: Дослідження обладнання для буріння вибійними двигунами

Пояснювальна записка

Керівник

Доцент Савик В.М.

посада, наук. ступінь, ПІБ

В.М. Савик

підпис, дата

Виконавець роботи

Бабенко Олександр Сергійович

студент, ПІБ

група 601-МН

підпис, дата

Консультант за 1 розділом

к.т.н. доц. Михайло Давиденко О.Д.

посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 2 розділом

доц. к.т.н. Рубель В.П.

посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 3 розділом

к.т.н. Савик В.М.

посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 4 розділом

доц. к.т.н. Рубель В.П.

посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Дата захисту

24.01.2025

Полтава, 2025

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

(цифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри НГІТ

В. О. Заремко 08.04.2024
" " " 20__ року

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

Бабенко Олександр Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Дослідження обладнання для буріння вибійними двигунами

Керівник роботи: доцент Савик Василь Миколайович

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

затверджена наказом закладу вищої освіти від "09" 08 2024 року № 818/24

2. Строк подання студентом роботи 27.12 2024 року

3. Вихідні дані до роботи Технічна характеристика бурової установки НБ0-3Д, технічна характеристика турбобура ЗТСМ-172, зведена валова характеристика абсолютна і бурових потужностей

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

Складання креслення статора для проведення випробувань модернізованого турбобура, креслення турбобура ЗТСМ-172, креслення функціональної схематичної бурової амортизатору.

6. Дата видачі завдання 14.10.2024**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)

Рабенко А.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи



(підпис)

Савчук В.М.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі на тему “ Дослідження обладнання для буріння вибійними двигунами ”:

1. У розділі “Вибір та опис технологічного обладнання” проведено порівняльно-критичний аналіз бурових комплексів та вибійних двигунів, обґрунтовано вибір бурової установки та турбінного 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 вибійних двигунів, запропонована модернізована конструкція турбобура ЗТСС-172, обґрунтовано її технічну доцільність, розрахований економічний ефект від впровадження модернізованої конструкції турбобура ЗТСС-172.

3. В розділі “Дослідно-конструкторська робота” на основі досліджень модернізованого турбобура побудовано енергетичну характеристику турбобура, баланси тисків у турбінах, залежність коефіцієнта корисної дії від частоти обертання турбіни модернізованого турбобура.

4. В розділі “Розрахунки працездатності” проведено розрахунки на довговічність, міцність та жорсткість деталей модернізованого турбобура ЗТСС-172.

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.

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ.....	4
1. Вибір та опис технологічного обладнання.....	6
1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання	6
1.2 Конструкція вибраного обладнання.....	15
2. Опис технічної пропозиції.....	20
2.1 Опис модернізованої конструкції турбобура.....	20
2.2 Оцінка економічної ефективності.....	25
3. Дослідно-конструкторська робота.....	37
3.1 Опис стенда для проведення випробувань модернізованого турбобура	37
3.2 Програма проведення досліджень з обладнанням	39
3.3 Аналіз одержаних результатів та визначення раціональних або оптимальних конструктивних та експлуатаційних рішень.....	41
4. Розрахунки працездатності.....	48
4.1 Визначення швидкості обертання валу турбобура	48
4.2 Розрахунок корпусу турбобура на надлишковий тиск	50
4.3 Розрахунок вала амортизатора на кручення	50
4.4 Розрахунок вала турбобура на змінання	51
5. Монтаж і експлуатація обладнання.....	53
5.1 Технологія монтажу обладнання.....	53
5.2 Експлуатація і технічне обслуговування обладнання.....	57
5.3 Охорона праці при експлуатації та ремонті обладнання.....	64
Висновки.....	78
Список використаної літератури	80

ВСТУП

Актуальність теми. Для буріння нафтових і газових свердловин застосовують гідравлічні та електричні вибійні двигуни, які перетворюють відповідно гідравлічну енергію промивальної рідини або електричну енергію в механічну на вихідному валу двигуна.

Гідравлічні двигуни (турбобур, гвинтовий вибійний двигун) встановлюють безпосередньо над породоруйнівним інструментом, а джерелом енергії й крутного моменту є тиск потоку рідини, що рухається під напором бурового насоса. З метою спрощення експлуатації турбобурів осьова опора винесена в окрему секцію – шпindel. Це дозволяє проводити зміну на буровій найбільш швидкозношуваного вузла турбобура – його опори.

Характеристика турбобурів визначається головним чином вимогами ефективного використання породоруйнівного інструменту. На сьогодні найбільшого розповсюдження одержали 3-х секційні шпindelні турбобури, які складаються із з трьох турбінних і однієї шпindelної секції [18, 41]. Недоліком турбобурів є низький коефіцієнт корисної дії, обумовлений значними об'ємними втратами в зазорі між ротором і статором, особливо при збільшеному осьовому люфті осьової опори.

Це все ще раз підтверджує актуальність проблеми і необхідність подальших науково-дослідницьких робіт, направлених на удосконалення конструкції шпindelних турбобурів з метою підвищення коефіцієнта корисної дії турбобура, що дає можливість застосовувати більш енергоємні долота, скоротити цикл спорудження свердловини.

Мета роботи. Модернізація конструкції турбіни турбобура та дослідження роботи 3-х секційного шпindelного турбобура.

Об'єкт дослідження. Процеси руху бурового розчину при бурінні свердловин вибійними двигунами з використанням 3-х секційного шпindelного турбобура.

Предмет дослідження. Властивості і характеристики 3-х секційного

шпиндельного турбобура, оснащеного модернізованою турбіною.

Наукова новизна отриманих результатів:

- встановлено, що в центральній і правій зоні енергетичної характеристики турбіна модернізованого турбобура працює в майже безударному режимі, забезпечуючи максимальні значення ККД на рівні 0,45...0,57;

- розроблено стенд для проведення випробувань модернізованого турбобура, який забезпечує можливість випробувань моменту сили на вихідному валу в режимі від мінімальної до максимальної потужності всього діапазону використовуваних турбобурів.

Можливі результати, які очікуються при виконанні роботи, їхня новизна та значення. При запровадженні модернізованої конструкції 3-х секційного шпиндельного турбобура, який оснащений удосконаленою турбіною, очікується підвищення коефіцієнта корисної дії турбобура, скорочення циклу спорудження свердловини, можливість застосування більш енергоємних доліт.

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 79 сторінках комп'ютерного набору і містить 14 рисунків і 12 таблиць. Повний обсяг магістерської роботи становить 84 сторінки.

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 4900 м подана на рис. 1.1.

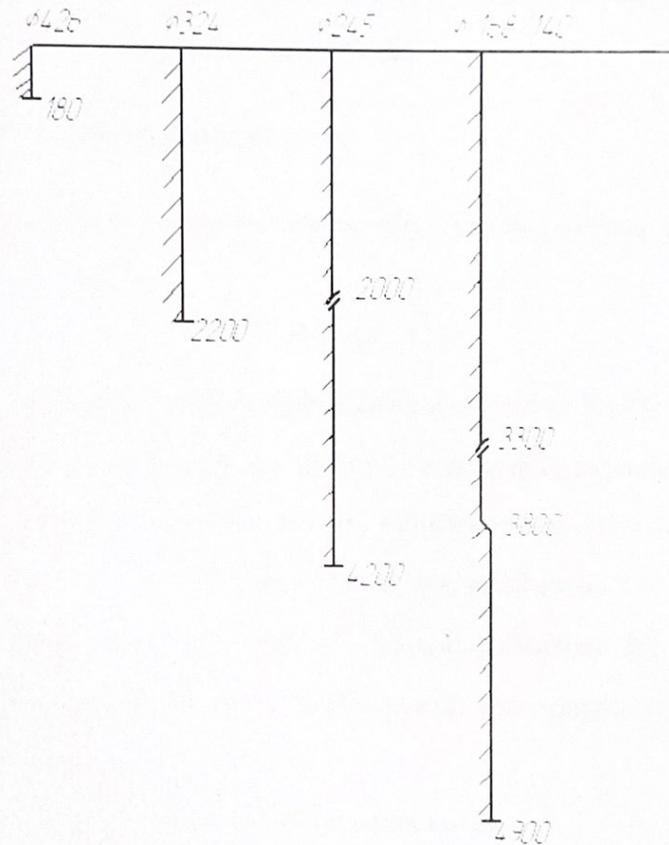


Рисунок 1.1 – Конструкція свердловини

Кондуктор $d = 426$ мм спускається на глибину 180 м з метою перекриття верхніх нестійких порід. Цементується по всій довжині.

Проміжна колона $d = 324$ мм спускається на глибину 2200 м з метою перекриття відкладів пермі, схильних до поглинань, а також кам'яно-вугільних

відкладів, схильних до обсіпань і обвалів, ізоляції пластів з нижчим пластовим тиском. Цементується колона по всій довжині.

Проміжна колона $d = 245$ мм спускається на глибину 4200 м двома секціями із стиковкою на глибині 2000 м з метою перекриття частини стрийських відкладів з аномально-високим пластовим тиском. Цементується колона по всій довжині.

Експлуатаційна колона $d = 168/140$ мм спускається до проектної глибини 4900 м двома секціями із стиковкою на глибині 3300 м і переходом на глибині 3800 м. Цементується колона по всій довжині.

1.1.2 Розрахунок діаметрів доліт

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

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

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

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

Під кондуктор $D_{\text{дол}}^{426} = 451 + 45 = 496$ мм; приймаємо $D_{\text{дол}}^{426} = 490$ мм.

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

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

Під експлуатаційну колону $D_{\text{дол}}^{140} = 156 + 16 = 172$ мм; приймаємо $D_{\text{дол}}^{140} = 172$ мм.

1.1.3 Розрахунки обсадних і бурильних колон

1.1.3.1 Визначення довжини ОБТ

Довжину ОБТ при бурінні під кожну обсадну колону визначаємо за формулою

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

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

G – осьове навантаження на долото [8];

$q_{\text{обт}}$ – вага 1 м.п. ОБТ [8];

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

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

Під кондуктор:

$$\ell_{\text{обт}} = \frac{1,25 \cdot 55 \cdot 10^3}{1920 \cdot \left(1 - \frac{1120}{7850}\right)} = 42 \text{ м}$$

Під проміжну колону ϕ 324 мм:

$$\ell_{\text{обт}} = \frac{1,25 \cdot 210 \cdot 10^3}{1920 \cdot \left(1 - \frac{1160}{7850}\right)} = 160 \text{ м}$$

Під проміжну колону ϕ 245 мм:

$$\ell_{\text{обт}} = \frac{1,25 \cdot 180 \cdot 10^3}{1890 \cdot \left(1 - \frac{1160}{7850}\right)} = 140 \text{ м}$$

Під експлуатаційну колону:

$$\ell_{\text{обт}} = \frac{1,25 \cdot 180 \cdot 10^3}{970 \cdot \left(1 - \frac{890}{7850}\right)} = 262 \text{ м.}$$

1.1.3.2 Визначення довжини бурильного інструменту

Розраховуємо бурильний інструмент при бурінні під експлуатаційну колону.

Для I-ої секції бурильної колони приймаємо бурильну трубу ϕ 114 мм із товщиною стінки 9 мм групи міцності Л. Визначаємо допустиму глибину бурильних труб за формулою:

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

де $q_{\text{вр}}^I$ – вага 1 м.п. бурильної труби [8];

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

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

де Q_p – розтягуюче навантаження, при якому напруження у тілі труби досягає межі текучості [8];

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

$$Q_{\text{дон}}^I = \frac{2400}{1,4} = 1714 \text{ кН};$$

$$\ell_{\text{дон}}^I = \frac{1714 \cdot 10^3 - 262 \cdot 970 \cdot \left(1 - \frac{890}{7850}\right)}{277 \cdot \left(1 - \frac{890}{7850}\right)} + 262 = 6323 \text{ м}$$

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

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

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

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

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

$$Q_{\text{дон}}^{II} = \frac{2650}{1,4} = 1892,8 \text{ кН};$$

$$\ell_{\text{дон}}^{II} = \frac{1892,8 \cdot 10^3 - 1714 \cdot 10^3}{305 \cdot \left(1 - \frac{890}{7850}\right)} = 661 \text{ м}$$

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

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

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

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

$$Q_{\text{дон}}^{\text{III}} = \frac{2950}{1.4} = 2107,1 \text{ кН}$$

$$l_{\text{дон}}^{\text{III}} = \frac{2107,1 \cdot 10^3 - 1892,8 \cdot 10^3}{360 \cdot \left(1 - \frac{890}{7850}\right)} = 671 \text{ м}$$

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	9Л	360	671
127	9Л	305	661
114	9Л	277	3306
ОБТ-108	-	970	262

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

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
1	2	3	4
140	9Л	360	93
127	9Л	305	661
114	9Л	277	3306
ОБТ-197	-	1890	140

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

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
1	2	3	4
114	9Л	277	2040
ОБТ-203	-	1920	160

Таблиця 1.4 – Робочий інструмент при бурінні під кондуктор

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
1	2	3	4
114	9Л	277	138
ОБТ-203	-	1920	42

1.1.3.3 Визначення ваги колони бурильних і обсадних труб

Вагу бурильного інструмента при бурінні під кожен обсадну колону визначасмо за формулою:

$$Q_{\sigma_k} = (Q_{\sigma_{mp}} + Q_{OBT})K; \quad (1.9)$$

де $Q_{\sigma_{mp}}$ - вага колони бурильних труб;

Q_{OBT} - вага колони ОБТ;

K – коефіцієнт прихвату; приймаємо K=1,3

Під експлуатаційну колону:

$$Q_{\sigma_k}^e = (360 \cdot 671 + 305 \cdot 661 + 277 \cdot 3306 + 970 \cdot 262) \cdot 1,3 = 2096987 \text{ Н} \approx 2097 \text{ кН}$$

Під проміжну колону ϕ 245 мм:

$$Q_{\sigma_k}^{mp} = (360 \cdot 93 + 305 \cdot 661 + 277 \cdot 3306 + 1890 \cdot 140) \cdot 1,3 = 1840081 \text{ Н} \approx 1840 \text{ кН}$$

Під проміжну колону ϕ 324 мм:

$$Q_{\sigma_k}^{mp} = (277 \cdot 2040 + 1920 \cdot 160) \cdot 1,3 = 1133964 \text{ Н} \approx 1134 \text{ кН}$$

Під кондуктор:

$$Q_{\sigma_k}^s = (277 \cdot 138 + 1920 \cdot 42) \cdot 1,3 = 154526 \text{ Н} \approx 155 \text{ кН}$$

Вагу кожної секції обсадних колон визначаємо згідно з конструкцією

свердловини, приймаючи коефіцієнт запасу допустимого навантаження на гаку для обсадної колони $k = 1,15$.

Визначасмо вагу кожної секції експлуатаційної колони діаметром 168/140 мм, яка спускається двома секціями:

1-ша секція довжиною 1600 м:

$$Q'_{e} = (3300 \cdot 277 + 300 \cdot 435 + 400 \cdot 399 + 900 \cdot 336) \cdot 1,15 = 1732590 \text{ Н} \approx 1733 \text{ кН}$$

2-га секція довжиною 3300 м:

$$Q''_{e} = (1400 \cdot 435 + 900 \cdot 499 + 1000 \cdot 435) \cdot 1,15 = 1717065 \text{ Н} \approx 1717 \text{ кН}$$

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

1-ша секція довжиною 2200 м:

$$Q'_{пр} = (2000 \cdot 277 + 200 \cdot 693 + 670 \cdot 627 + 1330 \cdot 568) \cdot 1,15 = 2148349,5 \text{ Н} \approx 2148 \text{ кН}$$

2-га секція довжиною 2000 м:

$$Q''_{пр} = (1100 \cdot 787 + 900 \cdot 693) \cdot 1,15 = 1712810 \text{ Н} \approx 1713 \text{ кН}$$

Визначаємо вагу проміжної колони діаметром 324 мм, яка спускається на глибину 2200 м:

$$Q_{пр} = (650 \cdot 845 + 1000 \cdot 696 + 550 \cdot 845) \cdot 1,15 = 1966500 \text{ Н} \approx 1967 \text{ кН}$$

Визначаємо вагу кондуктора діаметром 426 мм і довжиною 180 м:

$$Q_k = 180 \cdot 1062 \cdot 1,15 = 219824 \text{ Н} \approx 220 \text{ кН}$$

Складасмо зведену таблицю ваги всіх колон (табл. 1.5).

Найбільше навантаження на гаку при бурінні свердловини буде 2148 кН від ваги першої секції проміжної колони при її спуску у свердловину.

Таблиця 1.5 – Зведена вагова характеристика обсадних і бурильних колон

№ n/n	Назва колони	Діаметр труб, мм	Товщина стінки, мм і група міцн.	Глибина спуску, м	Вага колони, кН
1	2	3	4	5	7
1	Бурильний інструмент під експлуатаційну колону	140 127 114 ОБТ-146	9Л 9Л 9Л -	671 661 3306 262	2097
2	Бурильний інструмент під проміжну колону ø 245 мм	140 127 114 ОБТ-197	9Л 9Л 9Л -	93 661 3306 140	1840
3	Бурильний інструмент під проміжну колону ø 324 мм	114 ОБТ-203	9Л -	2040 160	1134
4	Бурильний інструмент під кондуктор	114 ОБТ-203	9Л -	138 42	155
5	Експлуатаційна колона	114 168 140 168	9Е 11Д 10Д 10,54Р110 11К 12Д 11Д	3300 300 400 900 1400 900 1000	1733 1717
6	Проміжна колона ø 245 мм	114 245 245	9Е 11Д 10К 9Д 9К 13,84Р110 11Д	2000 200 670 740 590 1100 900	2148 1713
7	Проміжна колона ø 324 мм	324	12Д 10Д 12Д	650 1000 550	1967
8	Кондуктор	426	12Д	180	220

1.1.4 Вибір типу бурової установки та її характеристика

Згідно ГОСТ 16293-89 вибираємо п'ятий клас, для бурових установок якого регламентовані наступні параметри, що мають відношення до проєктованого обладнання: $G_{б.у.} \geq G_{\max}$, $2500 \geq 2148$.

Вибір бурової установки для одного і того ж класу визначається рядом чинників: умови буріння, метою буріння, типом свердловин, способом буріння, технологією буріння, геологічними умовами [18]. Враховуючи всі зазначені чинники, в т. ч. найбільше навантаження на гаку, яке згідно розрахунків складає 2148 кН, вибираємо бурову установку НБО-3Д. Для буріння свердловини будемо використовувати шпindelний 3-х секційний турбобур ЗТСШ-171.

Таблиця 1.6 – Технічна характеристика бурової установки НБО-3Д [18]

Параметри	Бурова установка
1	2
Допустиме навантаження на гаку, кН	2500
Умовна глибина буріння, м,	5000
Загальна встановлювальна потужність, кВт	1650
Найбільша оснастка талевого механізму	5x6
Діаметр талевого каната, мм	32
Привід бурової установки	Дизельний
Силкові агрегати	-
Привід лебідки, ротора і насосів	Змішаний
Двигуни в приводі: лебідки, насосів ротора	В2-450АВ
Лебідка	ЛБУ-1200
Потужність лебідки, кВт	809
Буровий насос	УНБ-600
Число насосів	2
Потужність насоса, кВт	585
Найбільший тиск на виході і насоса, МПа	25

1	2
Ротор	Р – 560
Діаметр прохідного отвору в столі ротора, мм	560
Потужність приводу ротора, кВт	368
Статична вантажопідйомність ротора, т	320
Число швидкостей ротора	4
Вертлюг	УВ - 250
Статична вантажопідйомність вертлюга, т	250
Бурова вежа	ВБ – 53 - 320
Вантажопідйомність вежі, т	320
Кронблок	УКБ – 6 - 270
Вантажопідйомність кронблока, т	270
Зовнішній діаметр шківів, мм	1120
Талевий блок	УТБ – 5 - 225
Вантажопідйомність талевого блока, т	225
Дизель-генераторна станція	ТМЗ – ДЕ – 104 - С3
Потужність станції, кВт	100x2
Компресори: з дизельним приводом; з електричним приводом	К5 – М; КСЕ – 5
Тиск повітря, МПа	0,8
Подача, приведена до умов усмоктування, м/с	0,0835
Засоби механізації та автоматизації: подачі інструмента; спуско-підйомних операцій	ПКР-560; АКМ-3М2
Допоміжне гальмо	УТГ - 1450
Маса комплекту поставки, т	168

1.2 Конструкція вибраного обладнання

У шпindelних секційних вибійних двигунах осьову опору встановлюють в окремому вузлі – шпindelі [41]. Основний парк серійних турбобурів, що діють в даний час, складають шпindelні секційні машини.

Технічна характеристика вибраного турбобура подана в табл. 1.7.

Таблиця 1.7 – Технічна характеристика турбобура ЗТСШ-172

№	Параметри	ЗТСШ-172
1	2	3
1	Зовнішній діаметр корпусу, мм	172
2	Довжина, мм	25400
3	Маса, кг	3530
4	Загальна кількість секцій, в т.ч. турбінних шпindelьних	4
		3
		1
5	Кількість ступеней в турбобурі	327
6	Кількість осьових опор в шпindelьній секції	25
7	Кількість радіальних опор: в турбінній секції в шпindelьній секції	4
		2
8	Приєднувальна різьба: до бурильної колони до долота	3-121
		3-121
9	Витрата рідини (води), л/с	18-20
10	Момент сили на вихідному валу, Нм: на гальмівному режимі на робочому режимі	1760-2180
		880-1090
11	Частота обертання вихідного вала, об/хв.: в режимі холостого ходу в робочому режимі	900-1000
		690-740
12	Перепад тиску, МПа: в режимі холостого ходу в робочому режимі	4,3
		5,4

Вибраний в процесі розрахунків шпindelьний секційний турбобур ЗТСШ-172 (рис. 1.2) складається з 3-х турбінних і 1-ї шпindelьної секції. Корпуси шпindelя і нижньої секції з'єднується за допомогою конічної різьби. По конструкції вал шпindelя має тільки центральний наскрізний отвір без спеціальних промивальних вікон, і з валом нижньої секції з'єднується за допомогою конусно-шліцьової напівмуфти. Це дозволяє істотно підвищити міцність вала шпindelя.

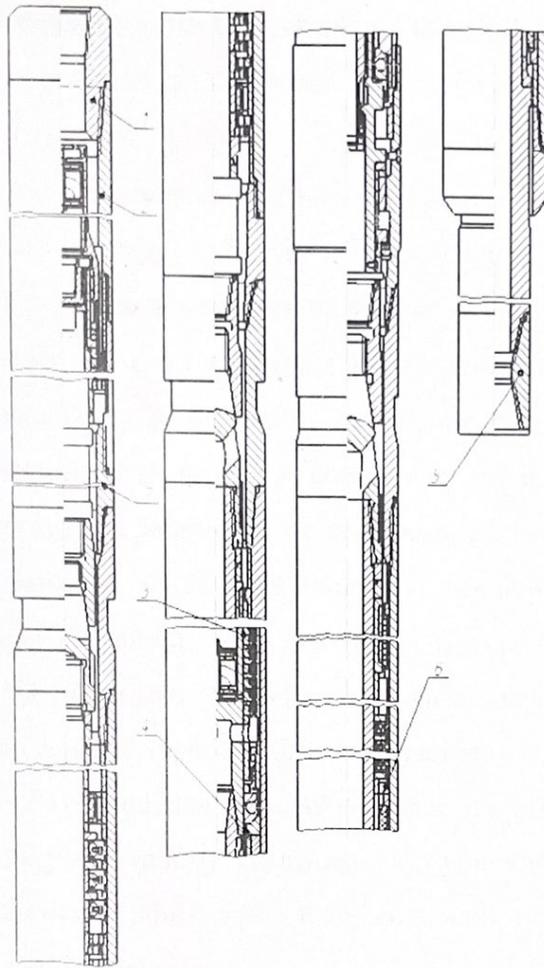


Рисунок 1.2 – Шпindelний 3-х секційний турбобур типу ЗТСШ-172:
 1 – перевідник до бурильних труб; 2 – верхня турбінна секція; 3 – середня турбінна секція; 4 – нижня турбінна секція; 5 – перевідник наддолотний;
 6 – шпindelна секція; 7 – перевідник

Осьова опора шпindelя сприймає гідравлічне навантаження і вагу обертових деталей турбінних секцій. Вона також виконує роль сальника, що дозволяє знизити витікання на виході вала турбобура. Гумові втулки, які розташовані над п'ятою і під нею, виконують функції радіальних опор в шпindelі турбобура.

Кількість турбінних секцій турбобура вибрана із врахуванням

подовжнього згину турбобура під дією осьового навантаження і відцентрових сил від обертання вала. Проте збільшенням кількості турбінних секцій можна отримувати турбобури з різними характеристиками, які необхідні технологічними умовами буріння конкретної свердловини [16].

Вплив деформації корпусу турбобура ЗТСШ-172 при подовжньому згині на характеристики турбобура перевірявся на буровому стенді. Оскільки осьова опора турбобура внизу, то вали турбінних секцій розвантажені від осьових навантажень. Дослідження на буровому стенді показали, що при цьому зменшується подовжній згин валів, а коефіцієнт корисної дії турбобура збільшується. Також промисловими випробуваннями підтвержено збільшення осьового навантаження на 10–20% порівняно із секційними турбобурами. Також створені спеціальні конструкції тихохідних турбін, які виготовляються методом точного лиття за литими моделями. Цим досягнуто поліпшення характеристик шпindelьних турбобурів. Конструктивні особливості профілю тихохідної турбіни, які пов'язані з необхідністю зменшення швидкостей обертання, полягають у наступному. Це великий кут установки лопаток ($72-75^\circ$ проти $62-65^\circ$ звичайних турбін). Крім того, тихохідні турбіни мають малу товщину вихідних кромek лопаток.

Принцип уніфікації конструкцій шпindelьних машин передбачає можливість використання в турбобурі турбін і осьових опор будь-якого, необхідного за умовами буріння типу, що запроваджено в уніфікованому турбобурі типа ЗТСШ [41]. Для поліпшення експлуатаційних якостей в уніфікованих турбобурах кріплення деталей на валу шпинделя і секцій відбувається за допомогою напівмуфт на конічній різьбі з внутрішнім упорним торцем. Це дозволяє усунути просідання напівмуфт на гладких конусних поверхнях (конусність 1 : 10), що призводить до передчасного їх зношення. У секціях уніфікованих турбобурів встановлюються:

- швидкохідні суцільнолиті турбіни напівкокільного лиття;
- тихохідні турбіни, проточні частини яких виконуються методом точного лиття;

- пластмасові турбіни.

У шпинделі уніфікованих турбобурів ЗТСШ-172 передбачена можливість установки сальника (гумометалевої п'яти), що володіє низькою працездатністю. Оскільки потік рідини між валом і ніпелем направлений вниз, він запирає вихід шламу в потоці зверху вниз. При цьому шлам знову повертається до долота, другий раз перемелюється і т. д. У вала шпинделя турбобура значний радіальний люфт, що дає можливість долоту коливатися з великою амплітудою в поперечному перерізі, а це, в свою чергу, негативно впливає на працездатність опор.

Висновки

За найбільшим навантаженням на гаку під час буріння свердловини глибиною 4900 м вибрана бурова установка НБО-3Д, за допомогою якої будемо здійснювати технологічні операції в процесі спорудження даної свердловини з використанням 3-х секційного шпиндельного турбобура ЗТСШ-172. В ході експлуатації встановлено, що шпиндель турбобура-аналога не забезпечує віброзахист багаторядної радіальної опори при бурінні в твердих породах.

В наступних розділах магістерської роботи для усунення даного недоліку модернізується конструкція шпинделя 3-х секційного турбобура ЗТСШ-172 шляхом введення в його конструкцію додаткового амортизатора для збільшення швидкості буріння та більш ефективного використання енергії турбобура з одночасним збільшенням моторесурсу упорно-радіальної опори.

2 ОПИС ТЕХНІЧНОЇ ПРОПОЗИЦІЇ

2.1 Опис модернізованої конструкції турбобура

На основі інформаційного огляду та короткого критичного аналізу існуючих конструкцій вибійних двигунів встановлено недоліки турбобура ЗТСШ1-172, основним з яких є низький коефіцієнт корисної дії, обумовлений значними об'ємними втратами в зазорі між ротором і статором, особливо при збільшеному осьовому люфті осьової опори.

У модернізованому турбобурі, порівняно із аналогом, проточні частини роторів 1 виконані з полімерного матеріалу і обладнані полімерною ступицею 2, при цьому площа торцевої поверхні обода статора становить не менше 0,16 площі кільця, яке обмежене зовнішнім і внутрішнім діаметрами проточної частини статора, а радіальний зазор між ротором і ступицею статора 7 більше радіального зазору між статором і металевою ступицею ротора 3 (рис. 2.1).

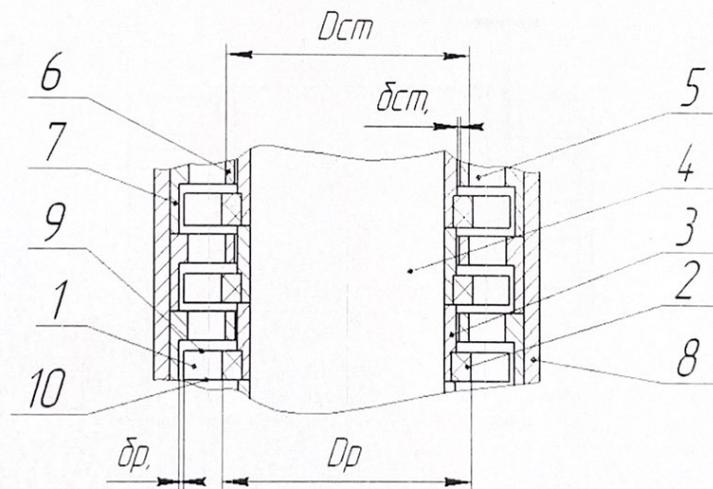


Рисунок 2.1 – Багатоступінчата турбіна турбобура

Полімерна проточна частина 1 ротора разом з полімерною ступицею 2 укріплена на металевій ступиці 3, яка встановлена на валу 4 турбобура. Металевий статор, проточна частина 5 і обод 6 якого встановлені на ступиці 7, закріплений в корпусі 8. Внутрішній діаметр проточної частини ротора D_p

визначає торцеві поверхні його полімерної ступиці, які у випадку осьового контакту ротора і статора взаємодіють з торцевими поверхнями ободів 6 сусідніх статорів.

Внутрішній діаметр проточної частини статора $D_{ст}$ вибраний так, що площа торцевої поверхні обода статора становить величину, яка визначається виходячи з максимально допустимої напруги на поверхні дотичної з ним полімерної ступиці ротора і з урахуванням мінімального впливу на гідромеханічні параметри проточної частини статора. Радіальний зазор між ротором і ступицею статора виконаний по величині більшим радіального зазору між статором і металевою маточиною ротора. Вхідні 9 і вихідні 10 кромки розташовані між площинами торцевих поверхонь полімерної ступиці ротора або між ними (рис. 2.2).

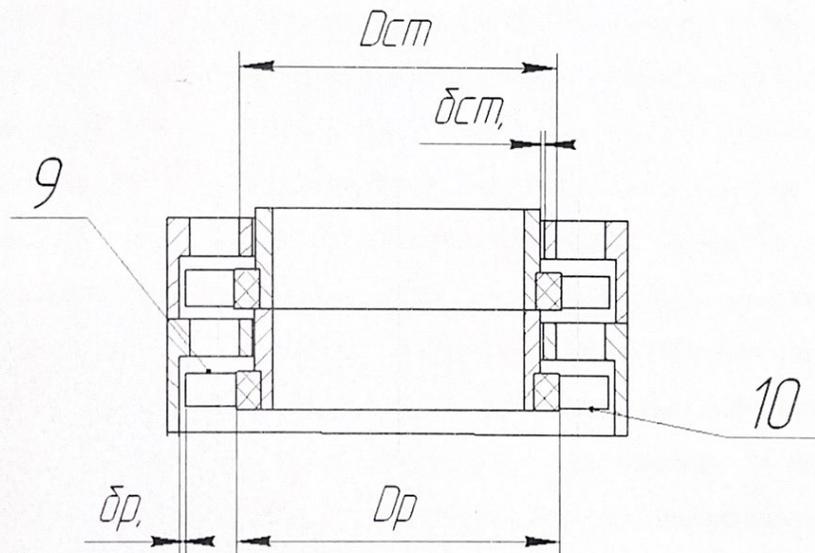


Рисунок 2.2 – Ступені турбіни при плоскому розміщенні вхідних і вихідних кромek проточних гайок ротора

Вхідні і вихідні кромки проточної частини ротора розташовані на поверхнях умовних конусів з вершинами, що знаходяться на осі турбіни або близько до неї (рис. 2.3).

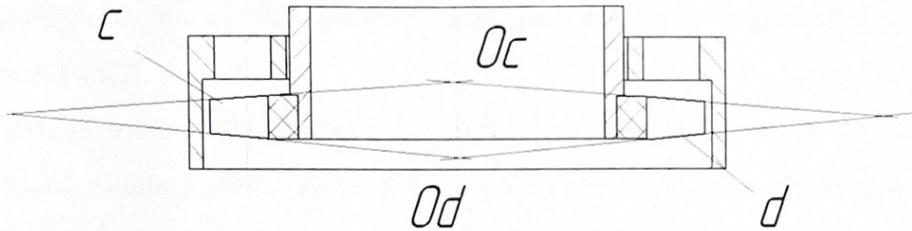


Рисунок 2.3 – Ступені турбіни при конічному розміщенні вхідних і вихідних кромek проточних гайок ротора

Багатоступенева турбіна працює аналогічно металевій турбіні турбобура ЗТСШ1-172, однак при цьому вона забезпечує можливість підвищення надійності при збереженні високого ККД і зниженні металоємності і трудомісткості її виготовлення.

У процесі роботи при виробленні осьового люфту опори до величин, які перевищують осьовий люфт турбіни, дотик статора і ротора відбувається не по проточних частинах, як це має місце у конструкції турбобура-аналога, а по торцевих поверхнях обода 6 статора і ступиці 2 проточної частини 1 ротора. Збільшення D_{cm} (для забезпечення збільшення площі контакту) обмежене вимогами збереження енергетичної характеристики турбіни, зменшення D_{cm} (зменшення контактної поверхні) призводить до зростання контактних напружень і небезпеки поломки полімерної проточної частини ротора. Найбільша небезпека такої поломки виникає при монтажі та демонтажі турбінних секцій, коли зусилля, що діють на систему, складають величини порядку 150-250 кН. Для матеріалу проточної частини ротора (поліамід-12) руйнуючі напруги при стисненні складають 60-63 МПа. Враховуючи, що кількість ступенів, які одночасно вступають в контакт, може скласти (найгірший варіант) близько 10 % від загальної кількості ступеней у секції, величина D_{cm} , яка забезпечує умову збереження проточної частини ротора, повинна бути такою, щоб площа торцевої поверхні обода статора склала не менше 0,16 від площі кільця, обмеженого зовнішнім і внутрішнім діаметрами проточної частини статора. При зазначеному співвідношенні гідравлічні

характеристики ступені (і її ККД) зберігаються ще на високому рівні. Подальше збільшення цього співвідношення веде до зростання гідравлічних втрат і зниження ККД.

Зазначений дотик статора і ротора не по лопаткам, а по торцевих поверхнях обода статора і полімерної ступиці ротора, який може відбуватися як під час роботи турбобура, так і в процесі монтажу і демонтажу турбінних секцій, забезпечується конструкцією проточних частин, а саме розташуванням вхідних і вихідних кромek проточних частин. При виникненні контакту по торцевих поверхнях проточні частини статора і ротора не контактують одна з одною, так як вхідні 9 і вихідні 10 кромки проточних частин 5 ротора розташовані між площинами торцевих поверхонь полімерної ступиці ротора (рис. 2.2). Аналогічним чином виключається контакт між проточними частинами статора і ротора 10 при розташуванні вхідних і вихідних кромek проточних частин ротора за варіантом, зображеним на рис. 2.3.

У процесі роботи турбобура в результаті зносу радіальних опор викривлення валу статора і ротора відбувається не по полімерних проточних частинам ротора, а по металевих кільцевих поверхнях внутрішнього обода 5 статора і ступиці 3 ротора, так як радіальний зазор b_p виконаний більшим від радіального зазору b_{cm} .

Таке конструктивне рішення підвищує експлуатаційну надійність та знижує металоємність турбіни турбобура.

Крім того, в роторі виконані реборда і опорний виступ ступиці (рис. 2.4). Реборда виконана на вихідній частині ротора на одному рівні з упорним виступом ступиці. Турбіна включає статор 1 і ротор 2. Статор 1 закріплюється в корпусі 3, а ротор 2 – на валу 4. Ротор на вихідній стороні оснащений ребордою 6 (рис. 2.5). На вихідній стороні реборда виконана урівень з опорним виступом.

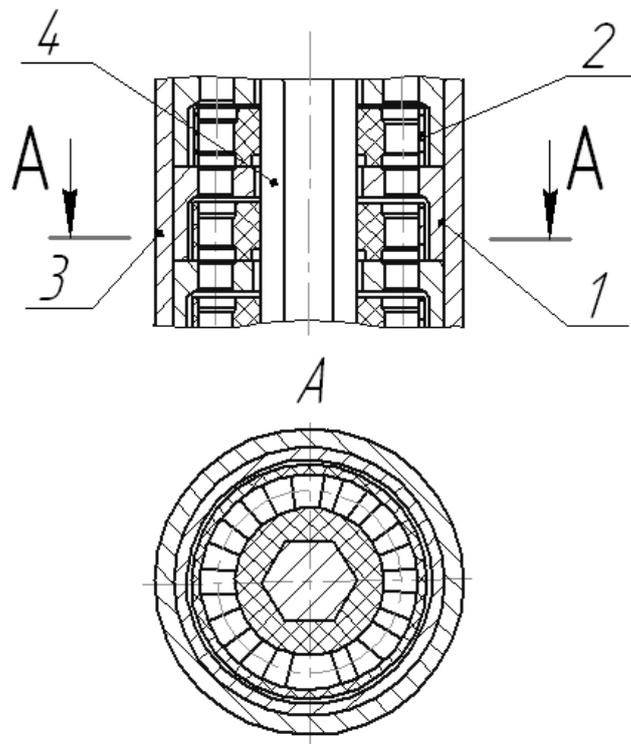


Рисунок 2.4 – Модернізована турбіна турбобура

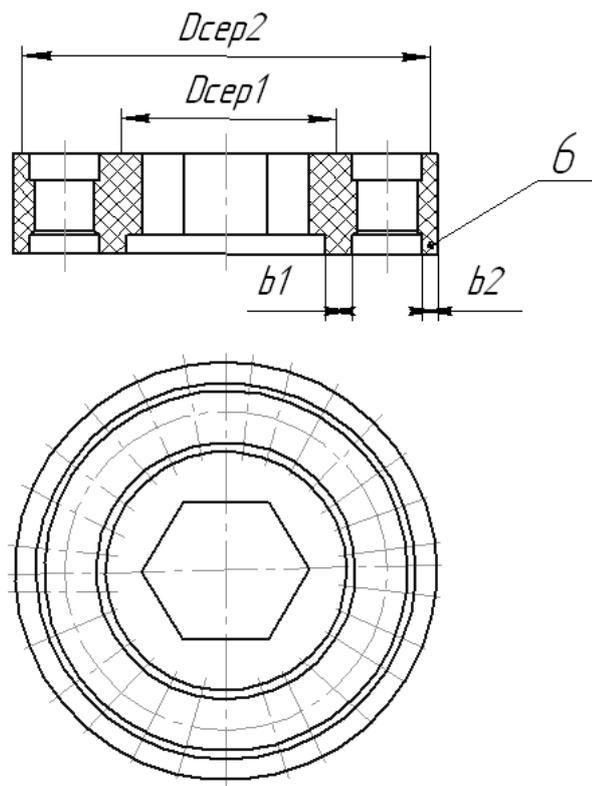


Рисунок 2.5 – Ротор модернізованої турбіни турбобура

При подачі в турбобур промивальної рідини в турбіні відбувається перетворення гідродинамічної енергії потоку в обертальний рух ротора турбобура. На вихідній стороні турбіни ротор опирається на статор реборди упорним виступом. Контакт по реборді знижує об'ємні втрати в парі статор-ротор.

Застосування даної турбіни дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії турбобура, застосовувати більш енергоємні долота, скоротити цикл спорудження свердловини.

2.2 Оцінка економічної ефективності

Впровадження модернізованого турбобура ЗТСП-172 дасть змогу продовжити періодичність проведення його технічного обслуговування вдвічі. Зміни технічного обслуговування та ремонтів турбобура відображені у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічне обслуговування та ремонт турбобура

Вид технічного обслуговування, ремонту	Періодичність виконання тех. обслуговування та ремонтів, маш.-год ($T_{ц}$)	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	47	24	0,5	4
ПР	1175	5	1	25
КР	7050	1	2	55
Для модернізованої техніки				
ТО	94	12	0,5	4
ПР	1175	5	1	25
КР	7050	1	2	55

Економічний ефект від впровадження на виробництві модернізованої

конструкції турбобура визначається за формулою [12]:

$$E = \left[C_6^{AT} \cdot k_1 \cdot k_2 + \frac{\Delta I - E_H \cdot (K_2' - K_1')}{(1/T_2) + E_H} - C_6^{MT} \right] \cdot n, [\text{грн}], \quad (2.1)$$

де C_6^{AT} , C_6^{MT} – вартість турбобура до і після модернізації;

k_1 – коефіцієнт зростання продуктивності турбобура;

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

E_H – єдиний нормативний коефіцієнт економічної ефективності,

$E_H = 0,15$;

K_2', K_1' – супутні капітальні вкладення;

T – термін служби турбобура ($T_1 = T_2 = 7,23$ років);

n – річний обсяг впровадження модернізації, приймаємо $n = 1$;

ΔI – економія експлуатаційних витрат.

2.2.1 Розрахунок собівартості та ціни модернізованого обладнання

Розрахунок собівартості та оптової ціни турбобура після модернізації виконується за формулою [13]:

$$C = C \cdot (1 + P_c), \text{ грн.} \quad (2.2)$$

де C – собівартість обладнання;

P_c – норматив рентабельності в долях від собівартості. За даних умов приймаємо рівним 0,30.

На стадії ескізного проекту собівартість нової техніки визначається за допомогою формули [13]:

$$C = C_n^a + B_{\text{введ.}}, \text{ грн.} \quad (2.3)$$

де C_n^a – скоригована для розрахунку ціни нової техніки собівартість аналогічної техніки;

$B_{\text{введ.}}$ – собівартість доданого обладнання.

Коригування собівартості аналогічної техніки для розрахунку собівартості нової техніки ведеться за формулою [12]:

$$C_n^a = C_c^a \cdot \frac{\delta''}{\delta'_n \times \tau'_n}, \text{ грн.} \quad (2.4)$$

де C_c^a – собівартість обладнання-аналога, грн;

δ'' – коефіцієнт зміни собівартості при переході від серійності звітного року до серійності, що відповідає одиниці приведення;

δ'_n – коефіцієнт зміни собівартості при переході від серійності, що відповідає одиниці приведення до планованої серійності випуску нової техніки в розрахунковому році;

τ'_n – коефіцієнт зміни собівартості аналогічної техніки, що відповідає порядковому номеру розрахункового року.

Величина C_c^a визначається розрахунком за формулою (2.2), в якій значення ціни аналогічної техніки приймається за діючими цінами [12]:

$$C_c^a = \frac{C_{AT}}{1+P_c} \quad (2.5)$$

C_{AT} – вартість турбобура-аналога; $C_{AT} = 120000 \text{ грн.}$

$$C_c^a = \frac{120000}{1+0,3} = 92307,69 \text{ (грн.)}$$

Значення коефіцієнтів δ'_n , δ'' та τ'_n приймаються за інструкцією [Інструкція з визначення економічної ефективності створення нових будівельних, дорожніх, меліоративних, торфових машин, лісозаготівельного і протипожежного устаткування і ліфтів. – Київ: 2013].

$$C_n^a = 92307,69 \cdot \frac{1}{0,946 \cdot 1} = 97576,84 \text{ (грн.)}$$

Собівартість доданого обладнання – це вартість вузлів, що будуть використані в процесі вдосконалення турбобура. Для модернізації буде

використано додатковий вузол вартістю 7500 грн., тому

$$C = C_n^a + B_{\text{введ.}} = 97576,84 + 7500 = 105076,84 \text{ грн.}$$

$$C_{MT} = C \cdot (1 + P_c) = 105076,84 \cdot 1,3 \approx 136600 \text{ грн.}$$

2.2.2 Визначення розрахунково-балансової вартості обладнання

Для стаціонарного обладнання розрахунково-балансова вартість визначається за формулою [13]:

$$C_{\bar{o}} = k_{\bar{o}} \cdot C, \text{ грн.} \quad (2.6)$$

де $k_{\bar{o}}$ – коефіцієнт переходу від оптової ціни до розрахунково-балансової вартості ($k_{\bar{o}} = 1,10$).

$$C_{\bar{o}}^{AT} = k_{\bar{o}} \cdot C_{AT} = 1,10 \cdot 120000 = 132000 \text{ грн.}$$

$$C_{\bar{o}}^{MT} = k_{\bar{o}} \cdot C_{MT} = 1,10 \cdot 136600 = 150260 \text{ грн.}$$

2.2.3 Розрахунок річної продуктивності обладнання

Річний фонд роботи турбобура визначаємо за формулою [12]:

$$T_p = \frac{T_{\phi}}{\frac{1}{t_{zm} \cdot k_{zm}} + D_p}, [\text{год}], \quad (2.7)$$

де T_{ϕ} – річний фонд робочого часу, $T_{\phi} = 365\text{д}$;

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

k_{zm} – коефіцієнт змінності роботи турбобура, $k_{zm} = 4$;

D_p – простой у всіх видах технічного обслуговування та ремонту.

Простой у всіх видах технічного обслуговування та ремонту визначаються:

$$D_p = \frac{\sum_{i=1}^m (d_{pi} + d_{ni}) \cdot a_i}{T_{\psi}}, \left[\frac{\text{маш.-днів}}{\text{маш.-год}} \right], \quad (2.8)$$

де m – кількість 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 2.1;

d_{pi} – тривалість одного технічного обслуговування та ремонту, приймаємо відповідно до таблиці 2.1;

$T_{ц}$ – періодичність виконання технічного обслуговування та ремонтів, приймаємо відповідно до таблиці 2.1;

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 $d_{ni} = 10$ днів, у капітальний ремонт і назад приймається $d_{ni} = 20$ днів.

Підставивши дані у формулу 2.6 визначимо прості у всіх видах ТО та ремонту:

$$D_p^{AT} = \frac{(0,5 + 0) \cdot 47 + (1 + 10) \cdot 5 + (20 + 20) \cdot 1}{7050} = 0,01681 \frac{\text{маш.} - \text{днів}}{\text{маш.} - \text{год}};$$

$$D_p^{MT} = \frac{(0,5 + 0) \cdot 12 + (1 + 10) \cdot 5 + (20 + 20) \cdot 1}{7050} = 0,01433 \frac{\text{маш.} - \text{днів}}{\text{маш.} - \text{год}};$$

Підставивши у формулу 2.4 отримані дані розрахуємо річний фонд роботи турбобура:

$$T_p^{HT} = \frac{365}{\frac{1}{6 \cdot 4} + 0,01681} = 6240 \text{ год};$$

$$T_p^{HT} = \frac{365}{\frac{1}{6 \cdot 4} + 0,01433} = 6517 \text{ год};$$

2.2.4 Розрахунок річної продуктивності обладнання

Річні поточні витрати (S) у процесі експлуатації обладнання, які

використовуються для розрахунків економічної ефективності, поділяються на наступні основні статті:

- витрати на заробітну платню обслуговуючого персоналу ($S_{зп}$);
- нарахування на заробітну платню (S_n);
- витрати на утримання та експлуатацію обладнання (S_e);
- витрати на керування і обслуговування виробництва (S_k) (ця стаття витрат в дипломному проекті не розглядається).

Витрати на заробітну плату з нарахуваннями розраховуються за формулою [12]:

$$S_{зп} = k_{нв} \cdot \lambda \cdot T_p \cdot \sum_{i=1}^B C_{ti} (1+H) \cdot k_{my}, \text{ грн}, \quad (2.9)$$

де $k_{нв}$ – коефіцієнт, що враховує накладні витрати по заробітній платі;

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

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

C_{ti} – годинна тарифна ставка робітника i -го розряду, що входить до складу ланки. Тарифна ставка приймається для робітника III розряду $C_p = 28,77$ грн.

k_{my} – коефіцієнт трудової участі (приймаємо $k_{my} = 0,35$).

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

Коефіцієнт, що враховує накладні витрати на заробітну плату, розраховується за формулою [13]:

$$k_{нв} = 1 + \frac{H_{нв}}{100}, \quad (2.10)$$

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

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

Підставивши отримані дані у формулу 2.10, маємо:

- для аналогового турбобура:

$$S_{зп}^{AT} = 1,3 \cdot 1,25 \cdot 6240 \cdot 28,77 \cdot (1+0,3852) = 333871,71 \text{ грн};$$

– для модернізованого турбобура:

$$S_{zn}^{AT} = 1,3 \cdot 1,25 \cdot 6517 \cdot 28,77 \cdot (1 + 0,3852) = 348692,62 \text{ грн};$$

Витрати на утримання та експлуатацію обладнання (S_e) включають:

- витрати на капітальний ремонт ($S_{кр}$);
- витрати на технічне обслуговування і поточні ремонти ($S_{мо}$).

Визначаємо витрати на капітальний ремонт турбобура [12]:

$$S_{кр} = \frac{k_{нп} \cdot A_{кр} \cdot Ц_{\sigma}^{AT(MT)}}{100}, [\text{грн}], \quad (2.11)$$

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

$A_{кр}$ – норма амортизаційних відрахувань на капітальний ремонт у відсотках від вартості турбобура, приймаємо $A_{кр}^{AT} = 4\%$, $A_{кр}^{HT} = 5\%$.

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

$$k_{нп} = 1 + \frac{H_{нп}}{100}, \quad (2.12)$$

де $H_{нп}$ – норма накладних витрат за всіма видами витрат, окрім заробітної плати, $H_{нп} = 10\%$; [12]

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

Підставивши отримані дані у формулу 2.11, визначимо витрати на капітальний ремонт турбобура:

$$S_{кр}^{AT} = \frac{1,1 \cdot 4 \cdot 132000}{100} = 5808 \text{ грн.}$$

$$S_{кр}^{HT} = \frac{1,1 \cdot 5 \cdot 150260}{100} = 8264,30 \text{ грн.}$$

Витрати на технічне обслуговування і поточні ремонти визначаються:

$$S_{мо} = S_{мов} + S_{мом} \quad (2.13)$$

де $S_{мов}$ – витрати на заробітну платню ремонтних робітників з нарахуваннями;

$S_{мом}$ – витрати на матеріали та запчастини.

Витрати на заробітну плату ремонтних робітників із нарахуваннями [13]:

$$S_{мов} = \frac{T_p}{T_{\psi}} \cdot k_{нв} \cdot \lambda \cdot C_p \cdot \sum_{i=1}^n a_i \cdot r_i \cdot (1+H), \text{ грн}, \quad (2.14)$$

де C_p – середня тарифна ставка ремонтного робітника, що обслуговує турбобур, тарифна ставка приймається для робітника IV розряду – 33,45 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.

Підставивши всі дані у формулу 2.14, розрахуємо витрати на заробітну плату ремонтних робітників із нарахуваннями:

- для аналогового турбобура:

$$S_{мов}^{AT} = \frac{6240}{7050} \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 33,45 \cdot (24 \cdot 4 + 5 \cdot 25) \cdot (1 + 0,3852) = 11764,95 \text{ грн};$$

- для модернізованого турбобура:

$$S_{мов}^{HT} = \frac{6517}{7050} \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 33,45 \cdot (12 \cdot 4 + 5 \cdot 25) \cdot (1 + 0,3852) = 9618,49 \text{ грн};$$

Визначимо витрати на матеріали і запчастини [12]:

$$S_{мом} = k_{нп} \cdot \frac{S_{мов} \cdot (1-H)}{k_{нв}} \cdot k_{ер}, [\text{грн}], \quad (2.15)$$

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

Підставивши всі дані у формулу 2.15 розрахуємо витрати на матеріали і запчастини:

- для аналогового турбобура:

$$S_{мом}^{AT} = 1,1 \cdot \frac{11764,95 \cdot (1 - 0,3852)}{1,3} \cdot 1,25 = 7650,38 \text{ грн};$$

$$S_{мо}^{AT} = 11764,95 + 7650,38 = 19415,33 \text{ грн}.$$

- для модернізованого турбобура:

$$S_{том}^{HT} = 1,1 \cdot \frac{9618,49 \cdot (1 - 0,3852)}{1,3} \cdot 1,25 = 6254,61 \text{ грн};$$

$$S_{то}^{HT} = 9618,49 + 6254,61 = 15873,10 \text{ грн}.$$

Приводимо дані попередніх розрахунків пункту 2.3 в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 – Калькулювання поточних річних витрат

№	Найменування статей витрат	Позначення	Сума витрат, грн.		Структура витрат, %	
			До модернізації	Після модернізації	До модернізації	Після модернізації
1	Заробітна плата з нарахуваннями	$S_{зн}$	333871,71	348692,62	92,98	93,53
2	Експлуатаційні витрати,	S_e	25223,33	24137,40	7,02	6,47
	в тому числі					
2.1	Витрати на капітальний ремонт	$S_{кр}$	5808,00	8264,30	1,62	2,22
2.2	Витрати на технічне обслуговування і поточний ремонт	$S_{то}$	19415,33	15873,10	5,41	4,26
	Разом	S	359095,04	372830,02	100	100

Визначаємо вартість роботи 1 маш.-год роботи турбобура:

- для аналогового турбобура:

$$S_{1мг}^{AT} = \frac{359095,04}{6240} = 57,55 \text{ грн / маш. - год};$$

- для модернізованого турбобура:

$$S_{1мг}^{HT} = \frac{372830,02}{6517} = 57,21 \text{ грн / маш. - год}.$$

2.2.5 Розрахунок економічного ефекту від впровадження модернізації

Для розрахунку економічного ефекту використовуємо формулу (2.1).

Розрахуємо коефіцієнт зростання продуктивності турбобура:

$$k_1 = \frac{T_p^{HT}}{T_p^{AT}}, \quad (2.16)$$

де T_p^{HT} – річний фонд роботи модернізованого турбобура;

T_p^{AT} – річний фонд роботи аналогового турбобура.

$$k_1 = \frac{6517}{6240} = 1,044$$

Через те, що модернізація не потребує додаткових супутніх капітальних вкладень, то $K_2' = K_1'$, тоді $K_2' - K_1' = 0$. [12]

$$k_2 = \frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} \quad (2.17)$$

де P_1, P_2 – частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення базового і нового обладнання, які розраховуються як величини, що зворотні термінам служби обладнання, з врахуванням їх морального спрацювання

$$P_i = \frac{1}{T_i} \quad (2.18)$$

$T_1 = T_2$ – строк служби обладнання до модернізації і після, $T_1 = T_2 = 7,23$ роки.

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

$$k_2 = 1$$

Економію експлуатаційних витрат розраховуємо за формулою [13]:

$$\Delta I = (S_{1мг}^{AT} - S_{1мг}^{HT}) \cdot T_p^{HT} + \Delta S_{ав.}, [зрн], \quad (2.19)$$

де S_1^A, S_1^M – вартість 1 маш.-год роботи аналогового та

модернізованого турбобура відповідно;

T_p^M – річний фонд роботи модернізованого турбобура;

$\Delta S_{ав.}$ – зміна витрат підприємства, пов'язаних з ліквідацією аварій при впровадженні модернізованого турбобура.

Зменшення витрат на ліквідацію аварій при впровадженні модернізованого турбобура визначимо за формулою [12]

$$\Delta S_{ав.} = S_{ав.}^{лікв.} \cdot \alpha \cdot k_{з.в.} \cdot \frac{12,17}{T_u} \quad (2.20)$$

де $S_{ав.}^{лікв.}$ – витрати на ліквідацію аварій; під час ліквідації аварій на свердловинах Полтавського відділення бурових робіт за 2023 рік витрачено в середньому 45195 грн на одну свердловину (дані Полтавського ВБР);

α – коефіцієнт використання модернізованого турбобура;

$$\alpha = \frac{n}{N}; \quad (2.21)$$

де n – кількість свердловин, на яких виникла аварія $n = 1$;

N – кількість свердловин, які пробурені за рік,

$$N = \frac{12,17}{T_u}, \quad (2.22)$$

де T_u – час будівництва свердловини, верстато-місяців, $T_u = 7,15$ (згідно геолого-технічного наряду спорудження свердловини глибиною 4900 м (дані Полтавського ВБР)).

$$N = \frac{12,17}{7,15} = 1,7,$$

Коефіцієнт використання модернізованого турбобура;

$$\alpha = \frac{1}{1,7} = 0,59;$$

$k_{з.в.}$ – ймовірність зменшення витрат на ліквідацію аварій у зв'язку з введенням модернізованого турбобура. При впровадженні модернізованого турбобура витрати на ліквідацію аварій зменшаться на 20%, тобто $k_{з.в.} = 0,2$.

Зменшення витрат на ліквідацію аварій при впровадженні модернізованої турбобура за формулою (2.19)

$$\Delta S_{ав.} = 45195 \cdot 0,59 \cdot 0,2 \cdot \frac{12,17}{7,15} = 9077,3 \text{ грн}$$

Економію експлуатаційних витрат розраховуємо за формулою (2.20):

$$\Delta И = (57,55 - 57,21) \cdot 6517 + 9077,3 = 11293,08 \text{ грн.}$$

Тоді, економічна ефективність модернізації турбобура складатиме:

$$E = \left[132000 \cdot 1,044 \cdot 1 + \frac{11293,08}{\frac{1}{7,23} + 0,15} - 150260 \right] \cdot 1 = 267170 \text{ грн.}$$

Висновки

Суть технічного рішення з удосконалення конструкції турбобура полягає в тому, що порівняно із аналогом проточні частини роторів виконані з полімерного матеріалу і обладнані полімерною ступицею, при цьому площа торцевої поверхні обода статора становить не менше 0,16 площі кільця, яке обмежене зовнішнім і внутрішнім діаметрами проточної частини статора, а радіальний зазор між ротором і ступицею статора більше радіального зазору між статором і металевою ступицею ротора. Це дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії турбобура ЗТСШ-172, скоротити цикл спорудження свердловини, дає можливість застосовування більш енергоємних доліт турбобура.

Впровадження модернізованого турбобура із удосконаленою турбіною забезпечить отримання сумарного економічного ефекту в розмірі 267170 грн., що свідчить про доцільність запропонованого вдосконалення.

3 ДОСЛІДНО-КОНСТРУКТОРСЬКА РОБОТА

3.1 Опис стенда для проведення випробувань модернізованого турбобура

Стенд для випробувань модернізованого турбобура [31] складається із рами 1, основного бака об'ємом 10 м³ для робочої рідини (води), насоса подавання робочої рідини в двигун. Гідравлічні пристрої 2 і 3 для закріплення корпусу 4 турбобура встановлені на рамі. З валом 7 двигуна з'єднаних перший і другий послідовно встановлені гальмівні механізми 6. При цьому кожен з гальмівних механізмів 6 – це електромагнітне порошкове гальмо 8 (ПТ-250М1), яке містить комп'ютерну систему вимірювання параметрів вибійних двигунів. Для цього використовують датчики тиску і витрати робочої рідини, датчик частоти обертання і крутного моменту (К-Т10FM-020R-SU2-S-1-S).

Феромагнітний порошок використовується у кожному з гальмівних механізмів ПТ-250М1 як механічний зв'язок. Феромагнітним порошком заповнений зазор в електромагнітній системі між ротором і статором гальма. Робочою сумішшю в гальмі є суміш індустріального мастила (ГОСТ 207-99) та феромагнітного порошку із середнім розміром частинок 1,3...3,5 мкм.

Принцип дії гальмівного механізму наступний. При пропусканні електричного струму через обмотки електромагнітної системи на феромагнітному порошку утворюється магнітне поле. При пропусканні магнітного потоку через зазор між ротором і статором електромагнітний порошок своїми частинками згруповується в напрямку силових магнітних ліній. Намагнічені частинки порошку труться між собою при повороті ротора, при цьому виникає опір повороту ротора. Тангенціальні сили фрикційного зчеплення феромагнітних частинок робочого шару створюють момент від їх взаємодії при їх тяжінні в магнітному полі. Гальмівний момент, який створюється на валу гальма, не залежить від частоти обертання. Він змінюється пропорційно намагніченню струму обмотки системи збудження.

Якщо магнітне поле відсутнє, то відповідно відсутні сили зчеплення між

ротором і статором, а отже, ротор і статор не пов'язані між собою. Однак вони володіють залишковою намагніченістю, величина похибки якої становить до 10% максимального моменту навантаження [31].

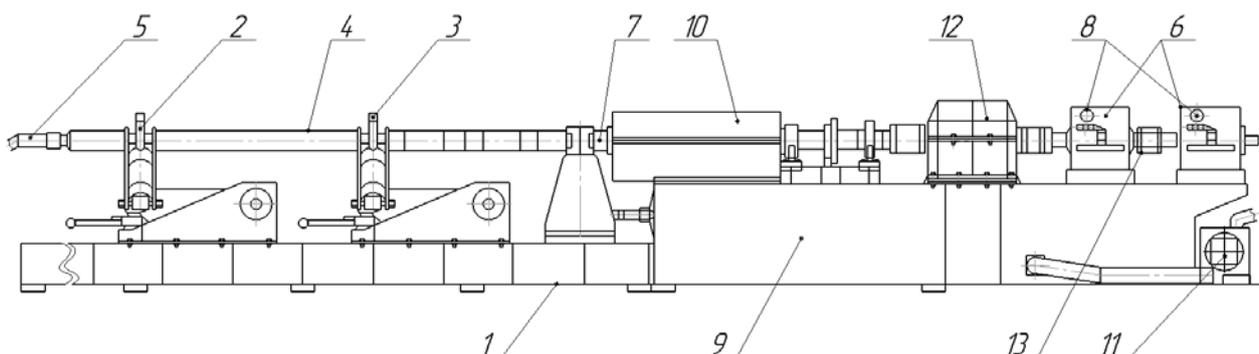


Рисунок 3.1 – Стенд для проведення випробувань модернізованого турбобура:

1 – рама; 2, 3 – гідравлічні пристрої; 4 – корпус турбобура; 5 – патрубок подачі робочої рідини в двигун; 6 – гальмівні механізми; 7 – вал двигуна; 8 – порошкові гальма; 9 – додатковий бак; 10 – кожухи; 11 – відкачуючий насос; 12 – мультиплікатор; 13 – зубчаста муфта

Стенд оснащений додатковим баком 9 об'ємом 1,6 м³ для робочої рідини, відкачуючим насосом 11 (АНС-130), кожухом 10, який виконаний у вигляді рознімного короба, та призначений для прийому виходячої з двигуна робочої рідини. Двигун встановлений між основним і додатковим баками.

Перед гальмівними механізмами 6 встановлений мультиплікатором 12, передавальне відношення якого становить 0,333. При цьому максимальний момент гальмування становить 15000 Н·м, а мінімальний момент гальмування становить 250 Н·м.

Стенд також оснащений зубчастою муфтою 13 між гальмівними механізмами 6, яка регулює підключення або відключення крутного моменту від валів мультиплікатора на гальмівний механізм.

Основні характеристики насосної установки наступні [31]:

- витрати робочої рідини при діаметрі плунжерів 140 мм, л/с 11,3...35;
- витрати робочої рідини при діаметрі плунжерів 80 мм, л/с 3,73...11,3;

- максимальні тиски робочої рідини при діаметрі плунжерів 140 мм, МПа 12...36;

- максимальні тиски робочої рідини при діаметрі плунжерів 80 мм, МПа 37...100

Допустимі межі крутного моменту вибійного двигуна діаметром від 40 мм до 250 мм в межах від 250 Н·м до 15000 Н·м, які забезпечує стенд для випробувань модернізованого турбобура. Для всіх діапазонів використовуваних турбобурів стенд забезпечує можливість випробувань крутного моменту на вихідному валу в режимі від мінімальної до максимальної потужності.

Після визначення розрахунковим шляхом енергетичні характеристики турбін і турбобурів перевірялись експериментально на стенді [31]. При цьому визначались наступні величини енергетичних втрат: крутний момент з врахуванням тертя в осьових і радіальних опорах шпинделя і турбінних секцій модернізованого турбобура, тертя в ущільнювальних елементах вала шпинделя, між колесами і ступенями турбін; перепад тиску при протіканні промивальної рідини в переходах між секціями і в напівмуфті модернізованого шпинделя турбобура. Встановлено, що сумарний вплив цих факторів може привести до значної (до 30%) розбіжності між експериментальними та розрахунковими параметрами характеристики турбобура [24].

3.2 Програма проведення досліджень з обладнанням

Програма і методика випробувань – документ, який вміщує усі технічні дані, що підлягають перевірці при випробуванні виробів. Даний документ також регламентує порядок і методи контролю випробуваних параметрів. Структура документу визначається згідно вимог, які ставляться у [32] та відноситься до ЄСКД.

Опис документу

Документ може розроблятися як на виріб у цілому, так і на його складові частини.

Зміст програми і методики випробувань забезпечує об'єктивну оцінку якості виробу.

Програма і методика випробувань в повинна складатися з наступних розділів [32]:

Загальні положення

Загальні вимоги до умов, забезпеченню та проведенню випробувань: визначаються вимоги безпеки; визначаються показники (характеристики) і точність їх вимірювання; наводяться режими випробувань виробу; наводяться методи випробувань і (або) вимірювань.

Звітність

Допускається об'єднання чи виключення окремих розділів, а також включення додаткових розділів залежно від особливостей виробу та специфіки його випробувань.

Структура документу

Структура й оформлення документа встановлюється відповідно до [32].

Документ «Програма і методика випробувань» повинен містити наступні розділи:

- об'єкт випробувань;
- мета випробувань;
- вимоги до програми;
- вимоги до програмної документації;
- склад і порядок випробувань;
- методи випробувань.

Далі ознайомимось зі змістом розділів [32]:

У розділі «Об'єкт випробувань» вказують найменування, область застосування та позначення випробуваної програми.

У розділі «Мета випробувань» зазначається мета проведення випробувань.

У розділі "Вимоги до програми" вказуються вимоги, які підлягають перевірці під час випробувань і задані в технічному завданні на програму.

У розділі "Вимоги до програмної документації" вказується склад

програмної документації, яка запропонована на випробування, а також спеціальні вимоги (при потребі).

У розділі "Засоби і порядок випробувань" зазначаються технічні і програмні засоби, які використовуються під час випробувань, а також порядок проведення випробувань.

У розділі "Методи випробувань" приводяться описи використовуваних методів випробувань. Рекомендується методи випробувань за окремими показниками розташовувати в послідовності, в якій ці показники розташовані в розділах "Вимоги до програми" і "Вимоги до програмної документації". У даному розділі приводяться описи перевірок із зазначенням результатів проведених випробувань [32].

3.3 Аналіз одержаних результатів та визначення раціональних або оптимальних конструктивних та експлуатаційних рішень

Згідно своїх властивостей турбіна турбобура має "м'яку" моментну характеристику. Однак, буріння турбобуром не можна здійснюватися в усіх режимах: від холостого до гальмівного. Характеристика турбіни турбобура показує, що при збільшенні крутного моменту частота обертання вала турбобура спочатку зменшується. В подальшому турбобур починає нестабільно працювати, оскільки зростає амплітуда коливань частоти обертання, а далі взагалі різко зупиняється. Частота обертання при цьому, як правило, буває не нижче 0,4 від частоти холостого ходу [39].

Дослідженнями встановлено, що на зупинку турбобура впливають багато різних факторів, а саме: низькочастотні коливання моменту опору вала через вібрації і нерівномірність подачі бурового інструменту; нелінійне зростання моментів опору на долоті та опорах вала турбобура при збільшенні осьового навантаження на долото та зниження частоти обертання вала [5, 23]. Цим доводиться, що стійка робота турбобура можлива тільки на режимах, які розташовані близько до режиму найбільшої потужності, що характеризуються в

процесі буріння найбільшим значенням механічної швидкості проходки.

Аналізуючи стабільність роботи турбобура встановлено, що до зростання амплітуди частот обертання вала турбобура призводить збільшення коефіцієнта динамічності осьового навантаження на долото. Це зростання тим більше, чим менша частота зміни осьового навантаження. Низькочастотні коливання приводять до значного збільшення амплітуди коливань частоти обертання, що може привести до зупинки турбобура [39].

Найзначніше збільшення динамічних навантажень відбувається в зоні статичного розвантаження осьової опори турбобура в той момент, коли реакції вибою свердловин і суми гідравлічної сили від перепаду тиску рівні. Відповідно зменшення динамічної складової осьового навантаження на долото в певних межах є ефективним способом підвищення показників турбінного буріння. Збільшення динамічної складової осьового навантаження на ступінь та рівень повздовжніх коливань бурильних колон відбувається, коли упорний підшипник знаходиться в стані роз'єднання.

Всі серійні турбобури працюють у правій зоні кривої потужності, що не дозволяє реалізувати низькообертові режими в турбінному бурінні. Чим свердловина глибша, чим більше відхилення ствола свердловини від вертикалі, чим менший запас крутного моменту турбобура, тим більше відхилення режиму роботи турбобура від розрахункового. Все це впливає на звужування робочої зони частот обертання турбобура, і тому реальні режими турбінного буріння можуть коливатись в межах частот обертання 600...800 об/хв. (10...13,3 с⁻¹). При оптимізації процесу турбінного буріння ці фактори обов'язково враховуються [39].

Необхідно відмітити, що при бурінні роторним способом вибір основних параметрів, а саме витрати бурового розчину, осьового навантаження на долото, частоти обертання здійснюється незалежно одне від іншого. Це забезпечує оптимальне об'єднання цих параметрів в процесі буріння свердловини. Що ж стосується буріння вибійними двигунами, то оптимальні параметри визначаються прийнятим типом двигуна (у нашому випадку

турбобура). Енергетична характеристика турбобура незмінна і тому це не завжди відповідає дійсно оптимальному режиму буріння свердловини.

Встановлено, що при правильному використанні вузлів турбобура (редуктора, турбінного двигуна, ступенів гідродинамічного гальмування, використання в одному турбобурі двох і більше типів турбін, багатосекційні турбінні зборки) енергетична характеристика турбобура може регулюватися в широкому діапазоні зміни робочих параметрів, що розширить зону робочих режимів турбобура [39].

Завдяки цьому можна проектувати характеристики турбобурів для конкретних геолого-технічних умов буріння [5], визначаючи типи і кількість ступеней турбін (за необхідності редукторних та гальмівних пристроїв). При цьому будуть забезпечуватись задані значення крутного моменту та частоти обертання при заданих величинах витрати и густини промивальної рідини. Раціональна характеристика вибирається та, яка забезпечує задані параметри при меншому перепаді тиску на турбобурі і дозволяє обійтись мінімальною кількістю турбінних секцій. Техніко-економічний аналіз результатів експериментального буріння повинен підтвердити вибір раціонального варіанта характеристики.

Оптимальне значення осьового навантаження на долото в зоні стійкої роботи турбобура відповідає максимуму механічної швидкості проходки при бурінні турбобуром. Це явище відбувається при частоті обертання, яка рівна половині холостого значення. В цьому випадку турбобур працює в зоні максимальних значень потужності та ККД турбіни [39]. Енергетичні характеристики турбобурів показані на рис. 1.

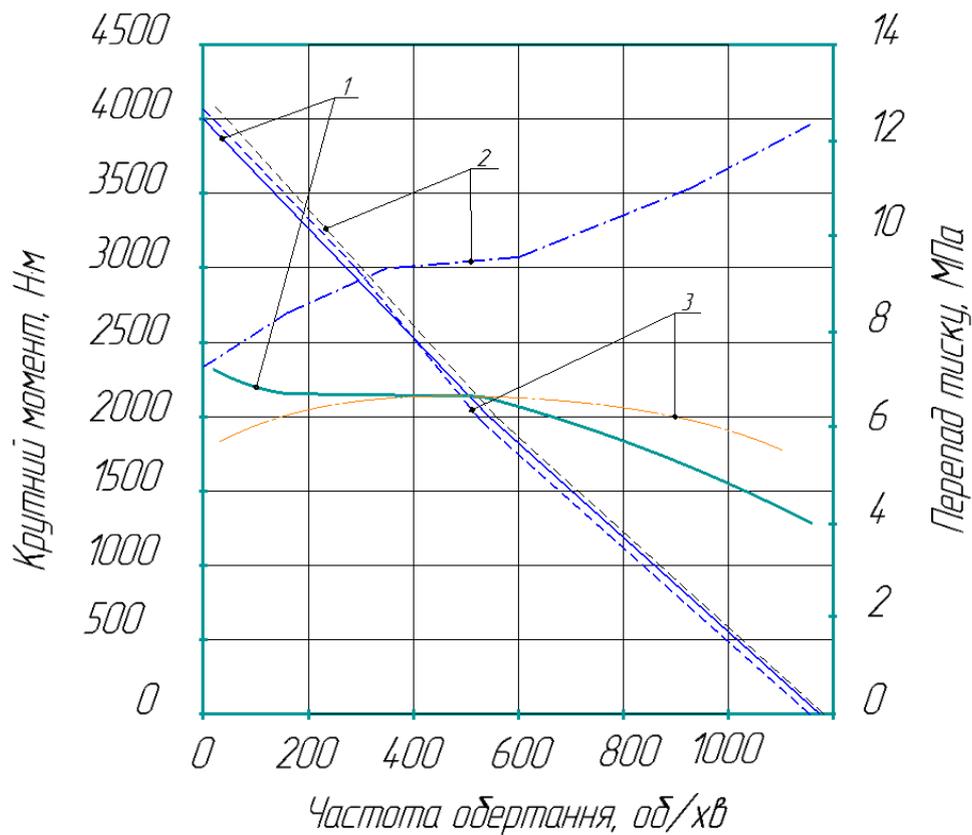


Рисунок 3.2 – Енергетичні характеристики турбобурів промивальна рідина – технічна вода густиною 1000 кг/м³:

- 1 – модернізований турбобур; 2 – серійний турбобур ЗТСШ-172;
3 – серійний турбобур А7Ш

В процесі випробувань на стенді було встановлено, що у турбобура-аналога перепад тиску збільшується з 7,7 до 12,8 МПа від гальмівного режиму до холостого. В той же час у модернізованого турбобура перепад тиску зменшується з 8,0 до 5,2 МПа. Такий характер лінії тиску вказує на переваги модернізованого турбобура порівняно з аналогом, оскільки робота турбобура при бурінні глибоких інтервалів в основному відбувається в правій зоні характеристики. Робимо висновок, що при роботі розглядуваних турбобурів різниця в величинах перепадів тисків становить приблизно 3,0...4,0 МПа. У тих випадках, коли турбобури працюють на холостому режимі різниця перепадів тиску буде ще більшою (6,0 МПа і більше). Це відбувається при підриві бурильного інструменту, зависанні його над вибоєм, при опрацюваннях ствола свердловини. В результаті випробувань також було встановлено, що

напрацювання на відмову шпинделя модернізованого турбобура склало 349 год., що порівняно з шпинделем турбобура-аналога в 3,15 разів більше [39].

Аналіз балансів тисків показує, що на відміну від турбобура-аналога забезпечується безударна робота в правій зоні енергетичної характеристики [39]. Турбіна турбобура ЗТСШ-172 розрахована на роботу в зоні максимальної потужності і ККД (рис. 3.3,а), тому вона забезпечує безударний режим саме в даній зоні.

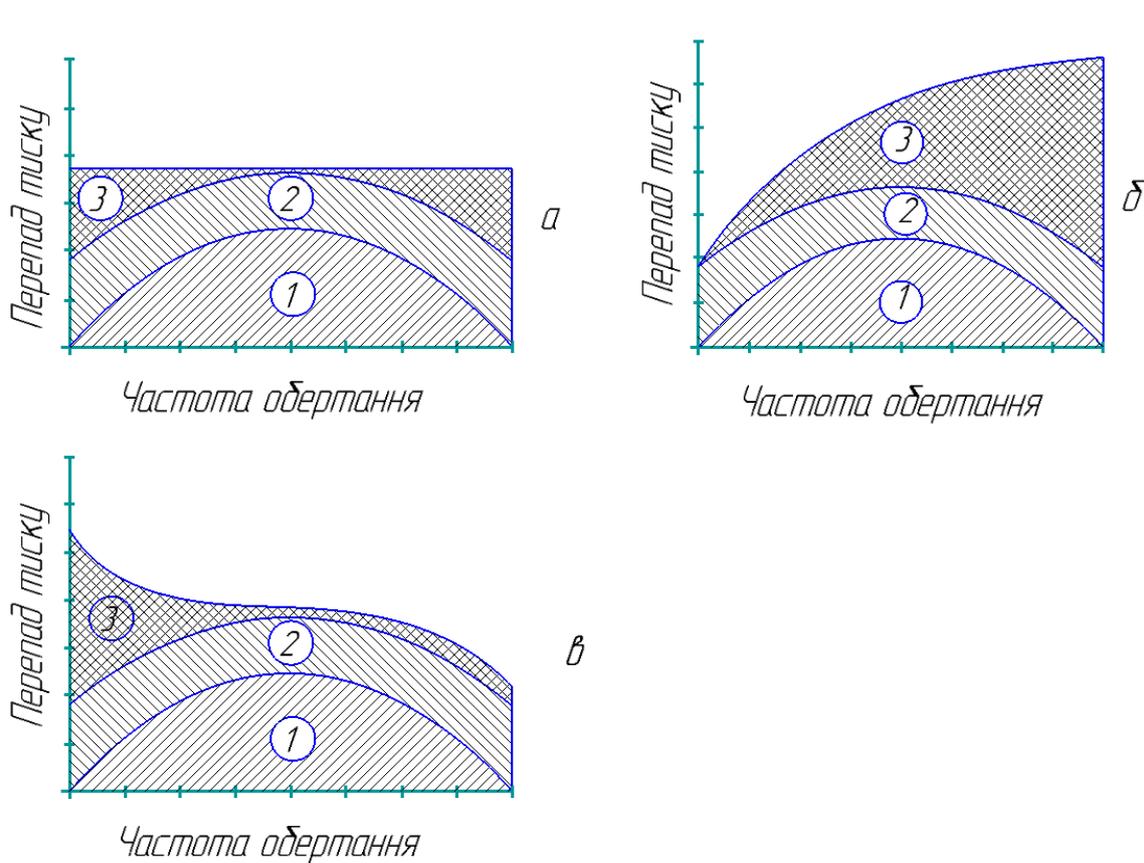


Рисунок 3.3 – Баланс тисків, які працюють в турбінах:

а – турбіна турбобура ЗТСШ-172; б – турбіна турбобура А7Ш; в – турбіна модернізованого турбобура;

1 – ефективний напір; 2 – втрати на тертя; 3 – ударні втрати

Однак на практиці безударний режим обтікання лопаток у турбіні турбобура ЗТСШ-172 практично не реалізується, тому що часто має місце неспівпадання розрахункового робочого режиму турбобура з фактичним режимом буріння. Значення коефіцієнта корисної дії турбіни на робочих

режимах є досить низьким – 0,35...0,50 (рис. 3.4), оскільки турбобури переважно працюють в правій зоні енергетичної характеристики, при $n = (0,5...0,7) n_x$.

У турбіні турбобура А7Ш ставилась мета спільної роботи з клапаном-регулятором, який має змінювати витрати промивальної рідини через турбіну залежно від режиму її роботи. Тому її застосування в турбобурах А7Ш без клапана-регулятора призводить до того, що вона має в правій зоні характеристики максимальні значення ударних втрат, що знижують її ККД до величин 0,20...0,37 (рис. 3.4). Зона безударної роботи цієї турбіни знаходиться в лівій частині енергетичної характеристики (рис. 3.3,б) [39].

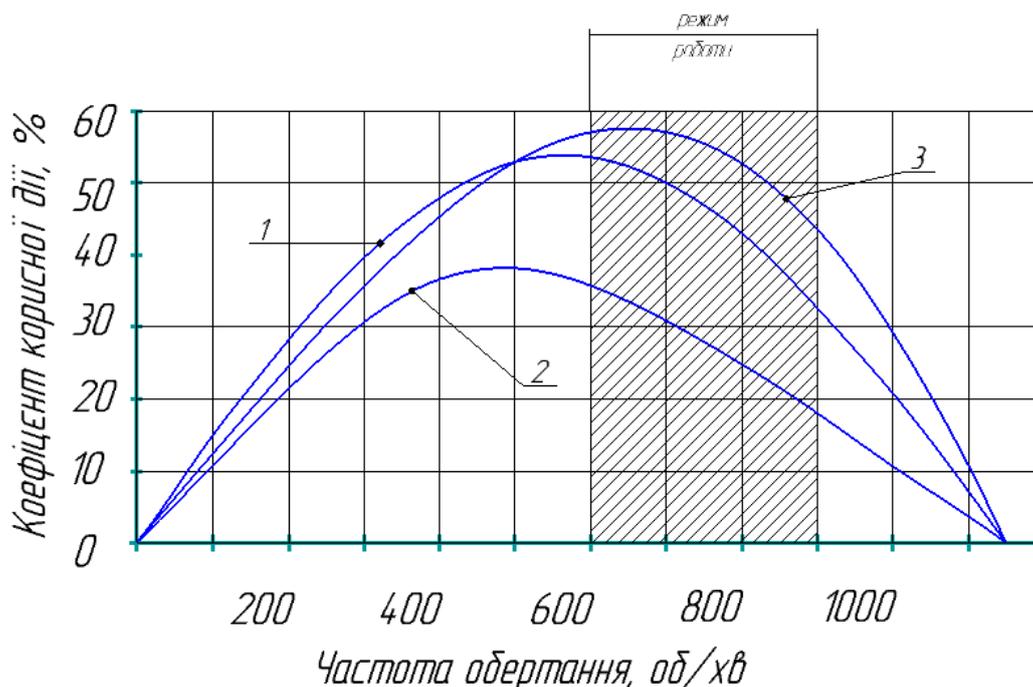


Рисунок 3.4 – Залежність коефіцієнта корисної дії від частоти обертання турбіни:

- 1 – турбіна турбобура ЗТСШ-172; 2 – турбіна турбобура А7Ш; 3 – турбіна модернізованого турбобура

Найкращі результати отримані при випробуваннях модернізованого турбобура. При аналізі балансу тисків турбіни модернізованого турбобура встановлено, що основна робота турбобура при бурінні відбувається близько

зони максимальної потужності і ККД. При цьому результуюча лінія тиску огинає сумарну криву ефективного напору і незмінних опорів на тертя (рис. 3.3,в). Отже, робимо висновок, що в центральній і правій зоні енергетичної характеристики турбіна модернізованого турбобура працює в майже безударному режимі (рис. 3.4). Також забезпечуються найвищі значення коефіцієнту корисної дії (на рівні 0,45...0,57).

Висновки

У розділі магістерської роботи було розглянуто стенд для проведення випробувань модернізованого турбобура, який забезпечує можливість випробувань моменту сили на вихідному валу в режимі від мінімальної до максимальної потужності всього діапазону використовуваних турбобурів. Наведено точну послідовність виконання проведення досліджень.

При аналізі балансу тисків турбіни модернізованого турбобура його робота при бурінні відбувається близько і правіше зони максимальної потужності і коефіцієнтів корисної дії, результуюча лінія тиску практично огинає сумарну криву ефективного напору і незмінних опорів на тертя. Це означає, що в центральній і правій зоні енергетичної характеристики турбіна модернізованого турбобура працює в майже безударному режимі, забезпечуючи максимальні значення ККД на рівні 0,45...0,57.

Отримані результати вказують на можливість ефективного використання модернізованого в магістерській роботі турбобура ЗТСШ-172 в складі обладнання для буріння свердловин вибійними двигунами в процесі спорудження свердловини глибиною 4900 м.

4 РОЗРАХУНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ

4.1 Визначення швидкості обертання валу турбобура

Швидкість обертання валу турбобура при бурінні в інтервалі 1000 -1500 м визначають за формулою:

$$n = n_x - n_x / n_{\text{опт}} (M_{\text{попт}} + M_n) \quad (4.1)$$

де n_x – швидкість обертання валу турбобура при холостому режимі, тобто при $G = 0$.

$$n_x = 2n_{\text{опт}} \quad (4.2)$$

$n_{\text{опт}}$ – швидкість обертання валу турбобура при продуктивності насосів Q .

$$n_{\text{опт}} = A_n Q \quad (4.3)$$

A_n – коефіцієнт швидкості обертання валу турбобура; $A_n = 14,1$

$$n_{\text{опт}} = 14,1 * 44,8 = 632 \text{ об/хв}$$

$$n_x = 2 * 632 = 1264 \text{ об/хв}$$

M_T – гальмівний момент турбобура; $M_T = 6200 \text{ Н*м}$;

M_n – момент тертя в п'яті турбобура

$$M_n = r_{\text{ср}} \mu_p |G_{\text{ос}} - G| \quad (4.4)$$

де $r_{\text{ср}} = 0,06193 \text{ м}$; $\mu_p = 0,082$; $G_{\text{ос}} = 144\,200 \text{ Н}$; $G = 160 \text{ кН}$.

Тоді

$$M_n = 0,06193 \cdot 0,082 |144200 - 160000| = 81 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Далі визначаємо момент, який необхідний для подолання опорів, що зустрічаються долотами в процесі руйнування вибою

$$M_d = 4,53 K G D_d, \quad (4.5)$$

де K – коефіцієнт, для зношеного шарошкового долота, рівний 0,2– 0,3; для нового долота $K = 0,1—0,2$;

S – осьове навантаження на долото;

M_T – діаметр долота.

Приймаємо $K = 0,1$; $G = 160 \text{ Н}$; $D_d = 269 \text{ мм}$, отримуємо:

$$M_d = 4,53 \cdot 01 \cdot 160 \cdot 269 = 1940 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді швидкість обертання долота в інтервалі 1000–1500 м рівна:

$$n = 1264 - \frac{1267}{620} (8,1 + 194) = 854 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Визначимо коефіцієнт корисної дії всієї бурової установки при бурінні в інтервалі 1000–1500 м.

$$\eta = \frac{N_d}{N} * 100\%$$

де N_d – потужність, що витрачається валом турбобура на руйнування породи.

$$N_d = 46,4 * 10^{-4} KGD_d * n$$

Підставляючи дані, отримуємо:

$$N_d = 46,4 * 10^{-4} * 0,1 * 16 * 26,9 * 854 = 107 \text{ кВт}$$

У такій же послідовності розраховуємо n , N_d для кожного інтервалу окремо. Результати розрахунків зводимо в табл. 4.1

Таблиця 4.1 – Зведена таблиця режиму турбінного буріння

Інтервал, м	n , об/хв	N_d л. з.	η , %
0-150	725	290	28,0
150-640	678	169	14,2
640—1000	532	168	16,1
1000-1500	854	107	10,3
1500-2700	374	46,5	4,47
2700-3000	346	42,7	4,1

4.2 Розрахунок корпусу турбобура на надлишковий тиск

Розрахунок корпусу турбобура на надлишковий тиск, при якому напруження в корпусі досягає границі текучості [45]:

$$P_m = \frac{0,875 \cdot 2 \cdot S \cdot s_m}{D} \quad (4.6)$$

де S – товщина стінки; $S = 11,6$ мм;

s_m – границя текучості матеріалу труби; для матеріалу Сталь 40ХН $s_m = 835$ МПа;

D – внутрішній діаметр корпусу турбобура; $D = 171,724$ мм.

Коефіцієнт 0,875 враховує різностінність матеріалу корпусу турбобура.

Отримаємо

$$P_m = \frac{0,875 \cdot 2 \cdot 11,6 \cdot 0,835}{171,724} = 98,7 \text{ МПа.}$$

4.3 Розрахунок вала амортизатора на кручення

Розрахунок вала амортизатора на кручення проводимо за формулою [45]

$$t = \frac{T}{W_p} \leq [t] \quad (4.7)$$

де T – крутний момент на валу турбобура; $T = 1,5$ кНм;

W_p – полярний момент опору для шестигранного перерізу;

t – дотичні напруги в перерізі.

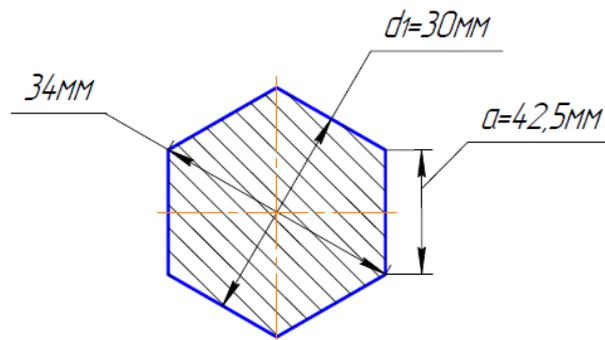


Рисунок 4.1 – Переріз вала амортизатора модернізованого турбобура

Полярний момент опору [45]

$$W_p = 0,16 \cdot d^3 \quad (4.8)$$

Отримуємо

$$W_p = 0,16 \cdot 0,07^3 = 5,49 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Тоді

$$t = \frac{1,5 \cdot 10^3}{5,49 \cdot 10^{-5}} = 27,3 \text{ МПа} \leq [t] = 835 \text{ МПа} ,$$

що достатньо для матеріалу Сталь 40ХН.

4.4 Розрахунок вала турбобура на зминання

Розрахунок вала турбобура на зминання проводимо за формулою [45]

$$t_{зм.} = \frac{F_t}{A_{зм.}} \leq [t_{зм.}] \quad (4.9)$$

де F_t – тангенційне зусилля на валу амортизатора;

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_1} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 10^3}{0,03} = 100 \text{ кН} \quad (4.10)$$

$A_{зм.}$ – площа поверхні зминання грані вала амортизатора

$$A_{зм.} = L \cdot a = 2 \cdot 0,0425 = 0,085 \text{ м}^2 \quad (4.11)$$

Тоді дотичні напруги зминання

$$t_{зм.} = \frac{100 \cdot 10^3}{0,085} = 1,176 \text{ МПа} \leq [t_{зм.}]$$

Визначимо коефіцієнт запасу міцності за формулою

$$n = \frac{[s]}{s_{\max}} \geq [n] = 1,3 \quad (4.12)$$

Для вала амортизатора

$$n = \frac{320 \cdot 10^6}{212 \cdot 10^6} = 1,5 \geq [n] = 1,3$$

що повністю достатньо.

Висновки

Проведені розрахунки в даному розділі магістерської роботи підтверджують ефективність технічного рішення з модернізації шпинделя турбобура, 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

Для зменшення обсягу будівельно-монтажних робіт та можливості виникнення нещасних випадків враховуємо рельєф місцевості при відведенні місця спорудження бурової установки НБО-3Д, яка вибрана в процесі розрахунків у 2 розділі магістерської роботи. При цьому також враховуємо висновки геологічної служби, тобто щоб вибій майбутньої свердловини розміщувався в строго визначеному нею місці [11].

Будівельний майданчик, який відведений в установленому порядку організації-будівельникові, готують до початку робіт із спорудження бурової. Із поверхні будівельного майданчика зрізають родючий шар і переміщують його за межі будівельного майданчика за допомогою бульдозерів, грейдерів, розрихлювачів та інших землерийних машин. Це здійснюється для складування й наступного використання родючого шару з метою відновлення (рекультивациі) порушених сільськогосподарських земель.

У той же час по границях ділянки будівельного майданчика робиться обваловка, за допомогою якої не допускається забруднення навколишньої території технічною водою й хімічними реагентами, що будуть застосовуватися при бурінні свердловини глибиною 4900 м. Для збирання технічної води і вибуреної породи на будівельному майданчику риють земляні амбари, які покриваються поліетиленовою плівкою [11, 20, 37].

При проектуванні трасу для переміщення блоків бурової установки, яка готується одночасно із підготовкою будівельного майданчика, вибираємо прямолінійною. Траса для переміщення блоків бурової установки не має різких переходів від підйому до спуску і навпаки. Усі передбачені проектом роботи з підготовки траси виконуються до початку перевезення блоків бурової

установки. Очищення траси від снігу в зимовий час для запобігання заносів проводиться в день перевезення блоків.

5.1.2 Монтаж модернізованого обладнання

Послідовність збирання і спуску модернізованого турбобура в свердловину наступна.

Комплектовку з амортизаторною вставкою спускаємо в свердловину за допомогою двох елеваторів. Для цього беремо з містків турбобур і затискаємо у вишко-лебідковому блоці до ротора, потім вставляємо верхній кінець турбобура в елеватор, який підвішений до стропів гакоблока і піднімаємо над свердловиною. Потім за допомогою ротора і машинних ключів прикручуємо долото до вала модернізованого шпинделя турбобура.

Турбобур спускаємо в свердловину і ставимо елеватор на ротор. Далі до турбобура приєднуємо обважені бурильні труби, потім бурильні труби і всю бурильну колону разом з модернізованим турбобуром спускаємо в свердловину.

5.1.3 Розрахунок чисельності монтажної бригади

Кількість основних робітників для монтажу бурової установки розраховують за професіями, виходячи з трудомісткості річної програми по видах робіт [12, 13, 16]:

$$R = \frac{\sum T}{F_{д.р.} \times k}, \quad (5.1.1)$$

де $\sum T$ - сумарна трудомісткість річної програми монтажу бурової установки НБО-3Д;

$F_{д.р.}$ — 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 [28, 35]:

$$F_{Д.Р.} = F_{Д.Р.}^{норм} - (0,12 \cdot F_{Д.Р.}^{норм}), \quad (5.1.2)$$

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 [28, 35]

$$F_{Д.Р.}^{норм.} = (D_K - D_B - D_{СВ} - D_{ПСВ}) \cdot 40 / 5 + D_{ПСВ} \cdot 7, \quad (5.1.3)$$

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;

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

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

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

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

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

Для визначення трудомісткості виконання монтажу бурової установки НБО-3Д використовуємо норми часу на її крупноблоковий монтаж [43], розроблені нормативно-аналітичним центром Національної акціонерної компанії “Нафтогаз України” згідно табл. 5.1.1.

Монтаж бурової установки НБО-3Д проводиться на протязі приблизно 1-го місяця, тоді дійсний фонд часу одного робітника буде дорівнювати

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

Таблиця 5.1 – Норми часу на монтаж бурової установки НБО-3Д

№ п/п	Зміст робіт	Норма часу, год
1	2	3
1	Підготовчі роботи	2066,96
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	83,0
6	Монтаж зовнішньої частини ПВО	123,01
7	Монтаж маніфольда циркуляційної системи	303,89
8	Монтаж доливної ємності	41,3
9	Монтаж водяної ємності	10,6
10	Монтаж блоку рідких хімреагентів	19,54
11	Монтаж блоку допоміжного обладнання	27,4
12	Монтаж приймального моста	83,6
13	Монтаж енергообладнання	28,6
14	Установка запасних ємностей	24,0
15	Монтаж пневмосистеми	42,1
16	Монтаж трубопроводів	182,71
17	Електромонтажні роботи	825,08
18	Заключні роботи	71,95
	Всього:	4740,14

Тоді кількість основних робітників з монтажу бурової установки НБО-3Д буде рівна:

$$R = \frac{4740,14}{146,6} = 32 \text{ чол.}$$

Отже, для проведення монтажних робіт бурової установки НБО-3Д необхідно 32 робітники.

Таблиця 5.2 – Склад бригади при виконанні монтажних робіт бурової установки НБО-3Д

Професії робітників	Розряд	Кількісний склад
Бригадир	VI	1
Вишкомонтажник	VI	2
Вишкомонтажник	V	6
Вишкомонтажник	IV	4
Вишкомонтажник	III	5
Вишкомонтажник	II	2
Вишкомонтажник-зварювальник	VI	2
Вишкомонтажник-зварювальник	IV	4
Вишкомонтажник-електромонтер	V	3
Вишкомонтажник-електромонтер	IV	3
Разом		32

5.2 Експлуатація і технічне обслуговування обладнання

5.2.1 План – графік планово – попереджувальних ремонтів

Система ППР передбачає чітке планування термінів і обсягів усіх робіт з обслуговування і ремонту. Базуючись на затвердженій структурі і періодичності ремонтних робіт для кожного виду устаткування й інтенсивності його використання, служба головного механіка підприємства складає річний у помісячному розрізі план–графік обслуговування і ремонту машин, або частіше окремо річний план ремонту й оперативні графіки технічного обслуговування.

Виконувана при періодичному обслуговуванні ревізія машин використовується для нагромадження даних до наступного ремонту – дані

ревізії ретельно заносяться в експлуатаційний журнал машини і є базою для складання дефектної відомості на ремонт машини. Базуючись на даних експлуатаційних журналів, можна передбачати обсяг майбутнього ремонту і підготуватися до нього багато раніше розбирання і дефектування машини. Оскільки система ППР передбачає при чіткому виконанні термінів ремонту обсяг виконуваних робіт залежно від фактичного стану машин, значення даних ревізії і дефектної відомості очевидне [37].

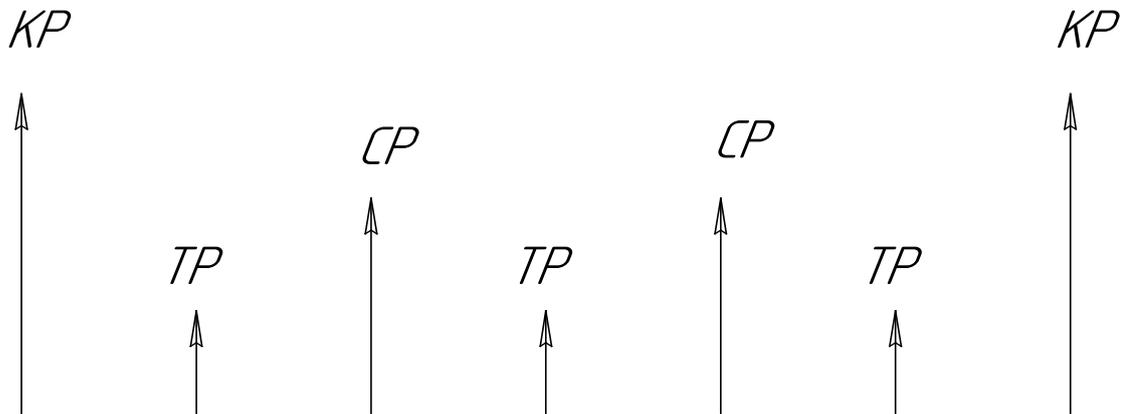


Рисунок 5.1 – Структура ремонтного циклу:

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

План-графік ремонту обладнання, що підлягає контролю, який складається окремо, повинен бути пов'язаний з основним планом.

При складанні плану важливо витримати встановлені міжремонтні періоди і забезпечити досить рівномірне помісячне завантаження ремонтної бази і бригад поточного ремонту машин. Для цього роботи кожного місяця оцінюються в одиницях складності ремонту, що дуже зручно для оцінки загальної трудомісткості плану.

При складанні плану–графіка ремонту всього обладнання підприємства можливості до маневрування завантаженням незрівнянно більше, допускається зміна термінів ремонту в межах 10–15% залежно від стану машини. Крім того, рівномірність завантаження ремонтної бази може бути відрегульована замовленнями експлуатаційних підприємств.

Знаючи план–графік ремонту і базуючись на встановлених системою ППР

нормах трудомісткості робіт і витрати запчастин і матеріалів, підраховують обсяг ремонтних робіт з видів (слюсарно–складальні, механічна обробка, зварювання й ін.) і визначають завантаження ремонтної бази, планують придбання матеріалів і запасних частин [37].

Експлуатаційні підприємства, які не цілком забезпечені власними ремонтними засобами, обґрунтувавши потребу в ремонті річним планом, мають право одержати фонди на ремонт устаткування на заводах. Складений у такому виді план дозволить підрахувати основні економічні показники підприємства – кількість робітників по професіях, фонд заробітної плати, витрата матеріалів, собівартість робіт, випуск продукції на одного робітника, на один верстат і ін.

Переваги системи планово–попереджувального обслуговування і ремонту устаткування очевидні – основою технічної експлуатації машин стає профілактика, тобто попередження прискороеного зносу деталей і частин, виключення з практики експлуатації машин аварійних ситуацій. Система ППР є гарним організуючим початком для планування роботи ремонтних і обслуговуючих підприємств, планування виробництва запасних частин і створення їхніх резервів у мінімально необхідній кількості, а також для зведення до мінімуму простою машин у чеканні ремонту і при ремонті [37].

5.2.2 Типовий процес ремонту

Турбобури, що підлягають ремонту, повинні бути розібрані після закінчення ними буріння. Ця вимога обумовлена тим, що глинистий розчин, що потрапив в зазори між статорами і корпусом, може засохнути і міцно пов'язати турбіну з корпусом, що утрудняє розбирання турбобура.

Турбобури ремонтують в спеціально обладнаних приміщеннях — тур-бінних цехах. Зміст і обсяг ремонту турбобура вирішуються після часткового або повного його розбирання.

Залежно від стану турбобура і його деталей ремонт може складатися з наступних робіт:

- повне розбирання турбобура;
- відбракування і комплектація змінних деталей;
- заміна зношених деталей;
- перевірка прямолінійності валу і корпусу;
- перевірка різьб і їх ремонт;
- зборка турбобура;
- обкатка турбобура на стенді з перевіркою регулювання і зняттям його робочої характеристики (повної або часткової).

При збиранні турбобурів застосовують нові деталі, запасні частини, а також деталі, відремонтовані в механічних майстернях контор буріння. Якість зборки у великій мірі залежить від правильної комплектації, заміни і відбракування зношених деталей турбобура. Якість деталей визначається зовнішнім оглядом і шляхом вимірювання контрольних розмірів [37].

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

При огляді валу і корпусу звертають увагу на наявність вм'ятин, тріщин, раковин і інших зовнішніх дефектів. Особливу увагу слід звертати на прямолінійність цих деталей і стан їх різьб.

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

Кривизна корпусу під турбіни (відхилення каналу від прямолінійності) не повинна перевищувати 1,5 мм на всій довжині. Місцева кривизна не повинна перевищувати 1,0 мм на довжині 2000 мм.

Стан різьб деталей турбобура перевіряють зовнішнім оглядом і різьбовими калібрами, а також шляхом згвинчення різьбового з'єднання. Перед перевіркою різьба повинна бути очищена щіткою і промита бензином.

Деталі, що поступають в збірку, не повинні мати дефектів в різьбі (вигин і знос витків різьби, потянутість і вифарбовування витків, загострення профілю. Упорні торці повинні бути рівними, без забоїн і раковин. Недопустимі забоїни,

поперечні торцю і віддалені від кромки торця менш ніж на 2 мм з кожного боку.

При перевірці конічних різьб вимірюється натяг різьби. Різьбові калібри нагвинчують із зусиллям 200-250 Н, прикладеним на довжині важеля, рівній трьом діаметрам калібру. При перевірці натягу (зазору між торцями) різьбового з'єднання деталі згвинчуються крутним моментом 200-250 Н·м. Перед перевіркою натягу згвинченням різьбове з'єднання змащується машинним маслом [37].

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

У більшості випадків стани перерахованих параметрів взаємозв'язані, що дає можливість показник одного параметра встановити через значення іншого. Діагностування технологічного обладнання за точністю, жорсткістю, вібростійкістю і шумовідтворенням слід проводити методами та засобами, які вказані у відповідних стандартах.

Залежно від умов виконання діагностування застосовуються такі види технічної діагностики.

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

Технічна діагностика, котра виконується у статиці за структурними параметрами (зношення деталей, проміжок у сполученні і т. ін.) [20, 37].

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

Ці відомості дозволяють більш цілеспрямовано проводити подальшу діагностику із застосуванням технічних засобів, за допомогою котрих

перевіряють показники ефективності й роботоздатності обладнання в цілому, його агрегатів і механізмів.

Діагностування машини за структурними параметрами називають прямим діагностуванням. Перевага прямих методів – одержання більш точних результатів, простота конструкцій засобів вимірювань. Пряме діагностування здійснюють за допомогою вимірювальних інструментів: масштабної лінійки, рулетки, штангенциркуля, індикатора годинникового типу, мікрометрів, нутромірів, кутомірів, зубомірів, пневматичних калібраторів та ін. [37]. Діагностування за структурними параметрами доцільно проводити в тих випадках, коли виміряти ці параметри можна без розбирання деталей тертя і, отже, без порушення припрацювання. До таких параметрів належать: проміжки в клапан-механізмі, провисання полотнин гусениць, проміжок у деяких підшипникових вузлах, хід важелів та педалей, проміжок у фрикційних муфтах і т. п.

5.2.3 Умови експлуатації та аналіз діючих навантажень

Після монтажу системи необхідно перевірити надійність кріплення всіх з'єднань; упевнившись в тому, що всі підшипники вільно обертаються; перевірити наявність мастила. Більшість деталей бурового і нафтогазопромислового устаткування при роботі піддається значним статичним і динамічним навантаженням, а також інтенсивному зношуванню і корозії. Велике число деталей працює абразивних і корозійних середовищах при високих і низьких температурах.

5.2.4 Зміст технічного обслуговування обладнання. Перелік та послідовність робіт при технічному обслуговуванні і поточному ремонті

Технічне обслуговування – щоденне виконання робіт по перевірці мастила, контроль приладів, гальмівних пристроїв, системи контролю

керування, манометри, правила техніки безпеки. Технічне обслуговування виконується кожну зміну або після закінчення свердловини і після капітального ремонту. Ретельна ревізія обладнання повинна бути кінцевим етапом. Технічне обслуговування виконується мотористами, механіками і записується в спеціальні журнали [37].

Деталі, вузли і машина в цілому в міру експлуатації поступово знижують рівень працездатності від виникнення в них неполадок і зносу. Неполадки (забруднення, порушення надійності і щільності з'єднань і регулювання) усуваються технічним обслуговуванням машин, а їх знос – тільки ремонтом.

Основою правильної експлуатації машин є планове забезпечення їх обслуговуванням і ремонтом, що виключає або зводить до мінімуму можливість раптових відмов.

Тут важливо підкреслити, що система ППР припускає використання при ремонті машин частково зношених деталей. Отже, капітальний ремонт не завжди може забезпечити повне відновлення ресурсу машини, що необхідно враховувати при розробці технічних умов на ремонт. Системами ППР технологічного устаткування машинобудівних заводів і устаткування будівельної індустрії передбачене зниження приблизно на 10% часу міжремонтного циклу капітально відремонтованих машин у порівнянні з термінами роботи нового обладнання. Капітальний ремонт виконується на ремонтних заводах або добре оснащених великих ремонтних базах. Іноді капітальний ремонт сполучається з роботами по модернізації устаткування, наприклад, міняється цілком або частково апаратура централізованого змащення або запуску машини, при відновленні окремих відповідальних деталей або вузлів частково міняється конструкція, застосовуються більш сучасні матеріали і методи обробки, щоб підвищити довговічність деталей або вузлів і перевести них у більш високу по зносостійкості групу деталей [37].

У роботі з модернізації устаткування ремонтним підприємствам допомагають машинобудівні заводи–виготовлювачі.

5.3 Охорона праці при експлуатації та ремонті обладнання

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

Гідравлічні вибійні двигуни призначені для буріння нафтових і газових свердловин з використанням у якості робочої рідини води і бурових розчинів при температурі на вибої не вище 373 К.

Область раціонального застосування турбобурів [18]:

- буріння свердловин із застосуванням шарошкових доліт з герметизованими маслonaповненими опорами;
- буріння похило-направлених свердловин в інтервалах змін напрямлення ствола свердловини до зенітного куту й азимуту;
- буріння гідромоніторними долотами з підвищеними швидкостями течії рідини із насадок (100-120 м/с);
- буріння алмазними долотами типу 4СМ;
- буріння свердловин з відбором керна.

До небезпечних режимів роботи устаткування відносяться:

- 1) високий тиск у вибійному двигуні;
- 2) значна вібрація при роботі;
- 3) електробезпека працюючих приладів і устаткування.

На етапі “Підготовчі і будівельно-монтажні роботи і демонтаж устаткування” найбільш небезпечними є роботи по монтажу, демонтажу вибійного двигуна й устаткування, а також монтаж (демонтаж) великогабаритного і важкого бурового устаткування з використанням вантажопідйомних механізмів.

Значна кількість нещасних випадків пов'язана з тим, що при веденні робіт застосовуються несправний інструмент і устаткування, не використовуються захисні засоби (рукавиці, запобіжні пояси, діелектричні рукавички, ізолюючі підставки та ін.), недостатньо використовуються пристосування з техніки

безпеки і малої механізації, що полегшують працю і запобігають виникненню небезпечних ситуацій під час виконання робіт [27].

Основні причини нещасних випадків в процесі буріння свердловин наступні [27]:

1. відсутність огорож рухомих частин бурового устаткування, їх несправність або ж невідповідність умовам роботи;
2. недоліки в організації робочого місця;
3. падіння з висоти різних предметів, залишених на майданчиках вежі незакріпленими, а також деталей вежі і обшивки бурової;
4. відсутність або несправність контрольно-вимірювальних приладів для нагляду за параметрами виробничого процесу;
5. порушення вимог технології буріння;
6. вживання небезпечних прийомів праці;
7. порушення трудової дисципліни.

Найбільш небезпечні, з огляду на можливе виникнення травм і професійних захворювань, шкідливі і небезпечні фактори наведені у табл. 5.3.

Таблиця 5.3 – Найбільш небезпечні і шкідливі фактори

№ з.п	Назва фактору	Небезпечний/ шкідливий спосіб дії на людину	Можливі наслідки для працівника	Норма та документ, що її визначає
1	Ураження електричним струмом.	– Термічна дія – біологічна дія; – електролітична дія	– електричні травми; – електричний удар; – електричні опіки; – електричний шок; – втрата свідомості	Стандарти і правила експлуатації електроустановок відповідно до НПАОП 40.1– 1.21– 98 "Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів" R _{норм} =10 Ом
2	Шум:	– Через органи слуху.	– зменшення слухової чутливості; – глухота;	ГОСТ 12.1.003– 83 та ДСН 3.3.6.037– 99 „Державні санітарні норми виробничого шуму,

			– ендокринія; – астено– вегетативний синдром; ангіоспастични й синдром.	ультразвуку та інфразвуку” Lдоп=80 дБ
3	Вібрація	Через тіло працівників	– Вібраційна хвороба, – зниження уваги, – неврози	ДСН 3.3.6.039– 99 «Державні санітарні норми загальної та локальної вібрації» Lдоп=112 дБ
4	Загазованіс ть	Через органи дихання Через органи зору	– алергія; – пневмоконіоз.	ГОСТ 12.1.005– 88 «Загальні санітарно– гігієнічні вимоги до повітря робочої зони»
5	Механічні ушкоджен ня	Доторкання до оберткових частин	Травми різного ступеня	Вимоги до обладнання
6	Пожежа внаслідок роботи зварюваль ногнапівав томат	Утворення пожежо – та вибухо– небезпечних газоповітряних сумішей	– опіки; – отруєння.	НАПБ Б.03.002-2007, ДБН В.2.5.– 13– 98 „Інженерне обладнання будинків і споруд”

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

5.3.2.1 Технічні рішення по забезпеченню безпеки технологічного процесу

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 [27].

На буровій необхідно мати резервуари для робочого і запасного об'ємів

бурового розчину, а також пристрої для перемішування і обігріву при низьких температурах.

Гирло свердловини, в якій можливі нафтогазопрояви, потрібно оснастити противикидним устаткуванням, а під ведучою трубою встановити зворотний клапан (кульовий кран).

Після проходці ствола свердловини на довжину ведучої труби нарощують колону бурильних труб. В процесі нарощування труб встановлювати ведучу трубу в шурф потрібно тільки за допомогою спеціальних пристосувань. При установці ведучої труби в шурф робітники не повинні знаходитися на шляху її руху. Для захисту бурильного інструменту від вібрацій в магістерській роботі пропонується застосовувати бурові амортизатори.

Буровий амортизатор (рис. 5.1) – це пристрій з податливим елементом, який забезпечує передачу осьового навантаження і обертового моменту на долото та поглинання вібрацій та ударів.

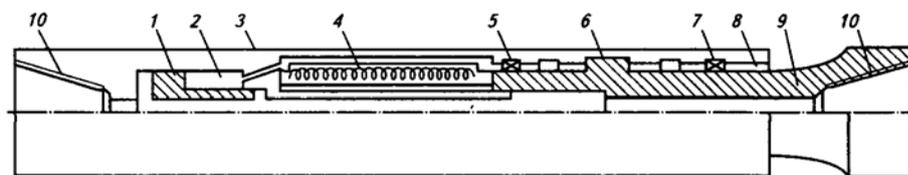


Рисунок 5.1 – Функціональна схема бурового амортизатора:

1 – поршень для компенсації тиску; 2 – ємність із мастилом; 3 – корпус;
4 – пружний елемент; 5, 7 – підшипник; 6 – пристрій для передачі обертового моменту; 8 – ущільнення; 9 – вал; 10 – муфта для приєднання амортизатора до бурильної колони, турбобура

Конструкція амортизатора [26] включає корпус і внутрішній вал (шпиндель, шток), які рухаються один відносно іншого і розділені пружним елементом, що має значну податливість і здатний служити механічним фільтром частот.

У процесі роботи пружний елемент забезпечує передачу осьового навантаження на долото та сприймає реакцію вибою. Роботоздатність пружного елемента визначається рівнем напружень та параметрами навколишнього

середовища.

Основною характеристикою пружного елемента є його жорсткість. Чим менша жорсткість пружного елемента, тим менша динамічна складова осьового навантаження.

Для ефективності роботи амортизатор повинен бути достатньо чутливим до гасіння невеликих осьових переміщень і коливань навантаження, мати досить великий статичний прогин (76-102 мм) і довжину ходу. Пружний елемент повинен також мати високу стійкість до циклічних навантажень, дії температури і середовища [26].

За принципом роботи бурові амортизатори поділяються на:

- амортизатори ударної дії (з вільно рухомою та інерційною масою);
- амортизатори механічної дії (з гумовими еластометалевими і металевими пружними елементами);
- амортизатори гідравлічної дії;
- амортизатори пневмогідравлічної і гідромеханічної дії.

5.3.2.2 Організаційні заходи по забезпеченню безпеки технологічного процесу та обладнання

При експлуатації турбобура при гранично допустимих осьових навантаженнях на долото або у разі переходу в пласт, який складається із в'язких порід, можлива зупинка турбобура і різке збільшення тиску в нагнітальній лінії. Щоб уникнути пориву діафрагми насоса буровий інструмент треба негайно підвести, а потім обережно опустити до вибою і продовжити буріння при низькому осьовому навантаженні на долото.

Забороняється проводити ремонт турбобура на буровій [37].

Ремонт турбобура повинен проводитись спеціально навчена бригада ремонтників. При розбиранні і збиранні турбобура необхідно застосовувати наступне обладнання [37]:

1. Механічний ключ для згвинчування і розгвинчування різьбових

з'єднань;

2. Кран-балку вантажопідйомністю не менше 1,5 т для установки і зняття турбобура з механічного ключа і перевезення в межах цеху з ремонту труб і вибійних двигунів;

3. Ланцюгові ключі для виконання допоміжних операцій.

При транспортуванні повинно бути забезпечено надійне кріплення турбобура. Перед пуском в роботу турбобур повинен бути підданий зовнішньому огляду. Особливу увагу слід звернути на відсутність тріщин і вм'ятин на статорі і корпусі шпинделя, на стан приєднувальних різьб до бурильних труб і до долота, а також на щільність згвинчення проміжних різьб, які з'єднують корпусні деталі турбобура [37].

Осьове навантаження на долото в процесі буріння свердловини регулюється за допомогою регуляторів подачі бурильного інструменту. Основним обов'язком бурильника при використуванні регулятора є безперервний контроль за роботою приладів. Відмова одного з вузлів регулятора подачі долота викликає перевантаження бурильної колони. Щоб правильно встановити задане навантаження на долото, бурильник перед початком буріння повинен підвести інструмент на 2-3 м над вибоєм, запустити бурові насоси. При турбінному бурінні важливо вибрати і підтримувати таке навантаження на долото, при якому турбобур працює найбільш ефективно.

Не слід працювати турбобуром при малих навантаженнях і великих швидкостях оборотів, щоб уникнути інтенсивного зносу долота. Якщо при бурінні виникають сильні вібрації колони бурильних труб, то слід змінити, величину осьового навантаження. Щоб забезпечити безаварійну провідку свердловини, бурова бригада повинна строго дотримувати встановлені геолого-технічним нарядом частоту обертання долота, витрату і параметри промивальної рідини. Змінити величини параметрів бурового розчину в порівнянні з вказаними в геолого-технічному наряді можна тільки за розпорядженням керівництва бурового підприємства [27].

При турбінному бурінні частота обертання долота залежить від типу

турбобура, витрати промивальної рідини і величини осьового навантаження.

Продуктивність бурових насосів при роторному бурінні повинна забезпечувати повне очищення вибою від вибуреної породи. Інакше не виключена можливість ускладнень в проводці свердловини.

При турбінному бурінні кількість прокачаного бурового розчину і тип турбобура повинні забезпечити використання $2/3$ тиску бурових насосів.

При бурінні газових свердловин необхідно контролювати параметри бурового розчину: густина і в'язкість через кожні 30 хв., статичну напругу зсуву і водовіддачу – двічі за вахту. При відхиленні будь-якого параметра бурового розчину від норми і необхідності його вирівнювання заміряють параметри через 5-10 хв., поки вони не будуть відновлені.

Існує декілька ознак, по яких визначають необхідність припинення буріння і початку підйому інструменту [27].

1. Якщо при процесі нормального буріння відбувається заклинювання шарошок долота на вибої, що викликає зупинку турбобура.

2. Якщо при бурінні, особливо в м'яких і середніх неабразивних породах, час роботи долота на вибої перевершив час роботи попереднього долота або норми, встановленої геолого-технічним нарядом.

3. Якщо відбулося, особливо при турбінному бурінні в твердих і міцних породах, різке падіння швидкості проходки або зниження її до 25 % від початкової в м'яких і середніх породах, унаслідок спрацювання периферії зуба і опор, яке спричиняє за собою швидкий знос всього озброєння.

Іноді, особливо при бурінні в м'яких породах, по зовнішніх ознаках дуже важко правильно визначити кінець буріння по спрацюванню долота або зниженню швидкості, оскільки зниження швидкості може відбутися і унаслідок зміни розбурюваності породи. Тому якщо швидкість буріння різко знизилася, то ще деякий час продовжують буріння. Залежно від породи це складає 5-10 хв. Якщо породи абразивні і тверді, то цей час повинен бути меншим, якщо породи м'які і немає побоювання, що унаслідок перетримання долота можна залишити на вибої шарошки, то його дещо збільшують.

При зносі робочих елементів долота зменшується діаметр свердловини в кінці буріння. Тому при спуску наступного долота необхідно перед початком поглиблення свердловини розширити і пропрацювати нижню частину ділянки ствола свердловини, пробуреної попереднім долотом [8].

Недопустимі тривалі перерви в роботі свердловини без промивання. У разі вимушених тривалих простоїв або тимчасової консервації свердловини продуктивний пласт високого тиску повинен бути ізольований від решти ствола свердловини установкою цементного моста. При виникненні оперативних простоїв на свердловині, що розкрила газовий пласт, необхідно проводити періодичні промивання ствола, перерви між якими і їх тривалість, встановлюються на підставі характеру розкритого пласта.

При короткочасних зупинках буріння необхідно підвести інструмент на висоту, що виключає можливість його прихвата, але не менше ніж на довжину ведучої труби. У разі небезпеки газонафтопроявів на ведучій трубі слід встановити зворотний клапан. Якщо при бурінні з свердловини виділяється сірководень, то бригада повинна бути додатково проінструктована про запобіжні засоби, забезпечена протигазами, поглинаючими сірководень, і приладами для визначення вмісту його в повітрі.

Експлуатація турбобура [37].

При турбінному способі буріння, щоб не допустити заклинювання ніпеля на валу турбобура при пуску і зупинці насоса, слід закривати і відкривати засувки з невеликою швидкістю. Тоді частинки шламу, що осіли в насосі і нагнітальному трубопроводі, поступають в турбобур не масою, а окремими рідкісними скупченнями. Це дозволяє промити турбобур і уникнути його зашламування.

Для виключення заклинювання ніпеля необхідно також стежити за його гумовими обкладками. Відшаровування їх і накопичення між ними і ніпелем шламу може також привести до заклинювання.

Для забезпечення безаварійної експлуатації турбобура перед спуском в свердловину турбобур повинен піддаватися огляду і перевірці. Необхідно

перевірити [37]:

1. легкість запуску турбобура перед пуском через нього промивальної рідини від одного насоса; турбобур повинен запускатися при тиску в насосі, рівному 50 % тиску при холостій роботі турбобура з ведучою трубою;

2. плавність зупинки турбобура після відключення насоса: у разі різкої його зупинки необхідно провести примусову обкатку його протягом 10-15 хв., після чого повторно перевірити на плавність зупинки;

3. герметичність різьбових з'єднань і перепад тиску в турбобурі – пропусканням через нього промивальної рідини від двох бурових насосів;

4. осьовий і радіальний люфт турбобура: осьовий люфт не повинен перевищувати 5-6 мм, а радіальний – 2 мм.

Особливі вимоги ставляються до транспортування турбобурів. Їх транспортують на спеціально пристосованих машинах так, щоб турбобур мав три точки опори. На різьбах турбобурів при транспортуванні повинні бути захисні ковпаки. При завантаженні і розвантаженні турбобурів робітники повинні дотримувати запобіжні засоби і використовувати крани і накати.

5.3.3 Інженерні розрахунки з техніки безпеки, передбачені в проекті

5.3.3.1 Розрахунок освітленості площадки бурової вежі точковим методом

Мінімально допустиму висоту установки прожекторів визначаємо за формулою [14]

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

де l_{\max} – максимальна осьова сила світла прожекторів.

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 [14]:

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

Із основ світлотехніки відомо, що [14]

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

Тоді формули, які визначають освітленість, приймають вигляд, для елемента поверхні в горизонтальній площині [14]

$$E_z = \frac{I_a \cdot \cos^3 \alpha}{H^2 \cdot K} \quad (5.4)$$

де I_a – сила світла світильника;

α – кут між направленням світлового потоку до розрахункової точки і віссю симетрії світильника;

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

P – найкоротша відстань від проекції осі симетрії світильника на горизонтальну площину, яка проходить через точку розрахунку, до лінії перерізу горизонтальної і вертикальної площин;

L – відстань від світильника до елемента поверхні;

K – коефіцієнт запасу.

Освітленість від симетрично розміщених світильників загального освітлення рекомендується розраховувати в такій послідовності [14]:

- Визначити тангенс кута падіння світлового променя в розрахункову точку;

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

де l – відстань від розрахункової точки до проекції осі симетрії світильника на перпендикулярну площину, яка проходить через розрахункову точку;

- За найменшим тангенсом визначити кут α і $\cos^3 \alpha$;

▪ За кривою сили світла заданого світильника визначити силу світла I_a для знайденого кута α ;

▪ Підрахувати освітленість горизонтальної площини.

Розрахунок освітленості підлоги бурової точковим методом.

Визначити освітленість підлоги бурової, яка розміщена на перетині діагоналей поля світильників.

Дано: підлога бурової освітлюється лампами накаливання: потужність – 500 Вт, напруга – 220 В ($F_{\text{л}}=10000$ лм); світильники розміщені по 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:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{l}{H} \quad (5.6)$$

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 α і $\cos^3\alpha$:

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

3. Визначимо силу світла I_a . Фактична сила світла

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

4. Підрахуємо освітленість горизонтальної площини підлоги бурової від одного світильника при коефіцієнті запасу $K=1,5$ [14]:

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

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

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

5.3.3.2 Розрахунок рівнів шуму в робочій зоні

На відкритій території під час проведення робіт працює 2 насосних агрегати з такими характеристиками:

- рівень звукової потужності даного осередку шуму $L_p = 102$ дБ;
- фактор спрямованості $\Phi = 2$;
- просторовий кут випромінювання звуку $\Omega = 4\pi$;
- відстань від осередку шуму до розрахункової точки $r = 60$ м;
- середньо-геометрична частоти октавної полоси – 250 Гц.

Розрахунок:

1. Середньо-геометричній частоті октавної полоси 250 Гц відповідатиме нормативне значення рівня звукового тиску на постійному робочому місці, $L_n = 82$ дБ, для кабін спостереження і дистанційного управління.

2. Визначаємо допустиме значення звукового тиску згідно залежності [14]:

$$L_{\text{доп}} = L_n + \sum_i \Delta_{\text{пн}}, \quad (9.7)$$

де поправка $\Delta_n = +10$ дБ, оскільки розрахункова точка знаходиться ззовні приміщення.

$$L_{\text{доп}} = 82 + 10 = 92 \text{ дБ}$$

3. Визначаємо октавний рівень звукового тиску у розрахунковій точці за формулою [14]:

$$L = L_p - 20 \lg r + 10 \lg \frac{\Phi_i}{\Omega} - \frac{\beta_a r}{1000}, \quad (9.8)$$

де $\beta_a = 1,5$ дБ/км – затухання звуку в атмосфері, приймається згідно [3].

$$L = 102 - 20 \lg 60 + 10 \lg \frac{2}{2\pi} - \frac{1,5 \cdot 60}{1000} = 61,39 \text{ дБ}$$

5.3.4 Заходи з пожежної безпеки

Оцінка вибухопожежонебезпеки різних об'єктів полягає у визначенні

можливих руйнівних наслідків пожеж та вибухів в цих об'єктах, а також небезпечних факторів цих явищ для людей.

Вибух або пожежа можуть виникнути за наступних необхідних умов: наявність пального в певному співвідношенні з повітрям (у межах вибухонебезпечних концентрацій), поява джерела або імпульсу займання з достатньою для запалювання енергією. Відсутність хоча б однієї з цих умов виключає можливість горіння – швидкого полум'яного окиснення з великим виділенням тепла і продуктів згоряння (гази, пари, сажа, дим). Причинами займання можуть бути відкритий вогонь, сильне нагрівання, іскри від електрообладнання, ударів, тертя, розрядів статичної і атмосферної електрики, самозаймання.

Під час виконання процесу буріння застосовуються установки із дизельними приводами, а в якості рідини розриву використовують в'язку нафту. Тобто ці складові підвищують пожежні вимоги щодо проведення цього процесу, адже нафта і газ відносяться до легкозаймистих речовин, які можуть призвести до виникнення пожеж [27].

На всіх вихлопних трубах ДВЗ, які знаходяться в буровій установці, встановлені глушники з іскрогасниками, які виведені на висоту не менше 2 метрів від підлоги бурової. У видному і легкодоступному місці встановлені щити з пожежним інвентарем (ящики з піском ємністю 1м³, бочка з водою ємністю 200 літрів, два відра, совкові лопати і два вогнегасники ВХП-10). Також встановлені первинні засоби пожежогасіння. До цих засобів входять: два пінних вогнегасники ОХП-10, один вуглекислотний УО-8 або бромистометилловий ОУБ-7. Увесь протипожежний інвентар пофарбований у червоний колір.

Крім того, також організована безвідмовно діюча пожежна сигналізація та пожежний водопровід з гідратами. Для швидкого виявлення пожеж існує система попередження про пожежу і протипожежна сигналізація, радіо і телефонний зв'язок [14].

Висновки

В даному розділі магістерської роботи розроблений комплекс робіт з підготовки до проведення монтажних робіт з обладнанням бурової установки НБО-3Д, яка вибрана для спорудження свердловини глибиною 4900 м, особливості проведення монтажу бурового обладнання та вибійних двигунів, підготовчі роботи перед експлуатацією вибійних двигунів. Розрахована кількість робітників бригади для монтажу бурової установки. Згідно норм часу на монтажно-демонтажні роботи при спорудженні свердловин рекомендований склад бригади по монтажу обладнання – 32 робітники. Склад бригади при виконанні монтажних робіт бурової установки НБО-3Д подано в табл. 5.2. За даними експлуатації описано план-графік планово-попереджувальних ремонтів, розглянуто типовий процес ремонту модернізованого турбобура, проаналізовано деталі, які необхідно зміцнювати, проаналізовані потенційні небезпеки при експлуатації турбобурів, методи і засоби для забезпечення нормальних умов праці.

ВИСНОВКИ

В магістерській роботі зроблені наступні висновки:

1. У розділі “Вибір та опис технологічного обладнання” проведено порівняльний огляд бурових комплексів та аналіз конструктивних особливостей вибійних двигунів, охарактеризовано позитивні та негативні сторони бурових установок і турбобурів, проведено розрахунок основних параметрів та на його основі було вибрано бурову установку для буріння свердловини глибиною 4900 м, коротко розглянуто конструкційні та технологічні особливості вибраного турбобура.

2. В розділі “Опис технічної пропозиції” обґрунтована доцільність та економічна ефективність введення запропонованих технічних рішень з удосконалення конструкції турбобура, запропонована модернізована конструкція турбобура, обґрунтовано її технічну доцільність. Суть технічного рішення з удосконалення конструкції турбобура полягає в тому, що порівняно із аналогом проточні частини роторів виконані з полімерного матеріалу і обладнані полімерною ступицею, при цьому площа торцевої поверхні обода статора становить не менше 0,16 площі кільця, яке обмежене зовнішнім і внутрішнім діаметрами проточної частини статора, а радіальний зазор між ротором і ступицею статора більше радіального зазору між статором і металевою ступицею ротора. Це дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії турбобура ЗТСШ-172, скоротити цикл спорудження свердловини, дає можливість застосування більш енергоємних доліт турбобура. Впровадження модернізованого турбобура із удосконаленою турбіною забезпечить отримання сумарного економічного ефекту в розмірі 267170 грн., що свідчить про доцільність запропонованого вдосконалення.

3. В розділі “Дослідно-конструкторська робота” розглянуто стенд для проведення випробувань модернізованого турбобура, який забезпечує можливість випробувань моменту сили на вихідному валу в режимі від мінімальної до максимальної потужності всього діапазону використовуваних

турбобурів. Наведено точну послідовність виконання проведення досліджень. При аналізі балансу тисків турбіни модернізованого турбобура його робота при бурінні відбувається близько і правіше зони максимальної потужності і коефіцієнтів корисної дії, результуюча лінія тиску практично огинає сумарну криву ефективного напору і незмінних опорів на тертя. Це означає, що в центральній і правій зоні енергетичної характеристики турбіна модернізованого турбобура працює в майже безударному режимі, забезпечуючи максимальні значення ККД на рівні 0,45...0,57. Отримані результати вказують на можливість ефективного використання модернізованого в магістерській роботі турбобура ЗТСШ-172 в складі обладнання для буріння свердловин вибійними двигунами в процесі спорудження свердловини глибиною 4900 м.

4. Проведені розрахунки в розділі “Розрахунки працездатності” підтверджують ефективність технічного рішення з модернізації шпинделя турбобура, т. як отримані коефіцієнти запасу міцності більші допустимих.

5. В розділі “Монтаж і експлуатація обладнання” розроблений комплекс робіт з підготовки до проведення монтажних робіт з обладнанням бурової установки НБО-ЗД, яка вибрана для спорудження свердловини глибиною 4900 м, особливості проведення монтажу бурового обладнання та вибійних двигунів, підготовчі роботи перед експлуатацією вибійних двигунів. Розрахована кількість робітників бригади для монтажу бурової установки. Згідно норм часу на монтажно-демонтажні роботи при спорудженні свердловин рекомендований склад бригади по монтажу обладнання – 32 робітники. За даними експлуатації описано план-графік планово-попереджувальних ремонтів, розглянуто типовий процес ремонту модернізованого турбобура, проаналізовано деталі, які необхідно зміцнювати, проаналізовані потенційні небезпеки при експлуатації турбобурів, 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. Є. 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. Свєрдан П.Л. Вища математика. Математичний аналіз і теорія ймовірностей: Підручник. Київ, 2008. – 450 с.

46. Типовий проект безпечної організації вишкоомонтажних робіт при монтажі, демонтажі бурової установки НБО-ЗД. 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.