

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

Завідуючий кафедрою

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему: Модернізація конструкції та дослідження роботи приводної частини бурового насоса

Пояснювальна записка

Керівник

Ст. викладач Міщук Ю.Є.

посада, дозв./ступінь, НІБ

[Підпис]
підпис, дата

Виконавець роботи

Степан Демис Юрійович

студент, НІБ

група 601-МН

[Підпис]
підпис, дата

Консультант за 1 розділом

к.т.н. доц. Михайлова О.В.

посада, наук. ступінь, НІБ, підпис

Консультант за 2 розділом

к.т.н. доц. Гестеранко Г.М.

посада, наук. ступінь, НІБ, підпис

Консультант за 3 розділом

к.т.н. доц. Михайлова О.В.

посада, наук. ступінь, НІБ, підпис

Консультант за 4 розділом

к.т.н. доц. Савук В.М.

посада, наук. ступінь, НІБ, підпис

Дата захисту 20.07.2025р.

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі розроблені наступні розділи:

1. У розділі “Вибір та опис технологічного обладнання” проведено загальний огляд комплексів технологічного обладнання для буріння свердловин та аналіз конструктивних особливостей бурових насосів, охарактеризовано позитивні та негативні сторони бурових установок і бурових насосів, проведено розрахунок основних параметрів та на його основі було вибрано бурову установку для буріння свердловини глибиною 5650 м, коротко розглянуто конструкційні та технологічні особливості бурового насоса ДГ3845А1.

2. В розділі “Техніко-економічне обґрунтування” та “Опис технічної пропозиції” проведено обґрунтування доцільності та економічної ефективності введення запропонованих технічних рішень з модернізації бурового насоса, запропонована модернізована конструкція приводної частини бурового насоса, обґрунтовано її технічну доцільність, при впровадженні запропонованої модернізації бурового насоса розрахований економічний ефект.

3. В розділі “Дослідно-конструкторська робота” проведені лабораторно-експериментальні дослідження роботи бурового насоса, побудовано часову залежність електромагнітного моменту двигуна АКЗ-15-41-8Б і моменту у пружній ланці привідного механізму під час пуску бурового насоса.

4. В розділі “Розрахунки працездатності” проведено розрахунки на довговічність, міцність та жорсткість деталей бурового насоса.

5. В розділі “Монтаж і експлуатація обладнання” було розглянуто підготовчі роботи перед монтажем, розміщення і монтаж складових частин насосного блоку бурової установки, його конструктивних елементів, а також пораховано чисельний склад монтажної бригади. Описано технічні заходи з обслуговування та ремонту бурових насосів, проаналізовані потенційні небезпеки при їх експлуатації, методи і засоби для забезпечення нормальних умов праці.

Навчально-науковий інститут нафти і газу

Кафедра нафтогазової інженерії та технологій

Освітньо-кваліфікаційний рівень: Магістр

Спеціальність 185 Нафтогазова інженерія та технології

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ПНТГ

“ ” _____ 20__ року

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Стогній Денис Юрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Модернізація конструкції та дослідження роботи приводної частини бурового насоса

Керівник роботи ст. викладач Міщук Юлія Сергіївна

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

затверджена наказом закладу вищої освіти від “09” 08 2024 року № 818-р.а

2. Строк подання студентом роботи _____ 20__ року

3. Вихідні дані до роботи _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Вибір та опис технологічного обладнання: 1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання. 1.2 Опис вибраного технологічного обладнання. 2 Опис технічної пропозиції: 2.1 Опис модернізованої конструкції. 2.2 Оцінка економічної ефективності. 3 Дослідно-конструкторська робота. 4 Розрахунки працездатності. 5 Монтаж і експлуатація обладнання: 5.1 Організаційно-технічні заходи з монтажу обладнання. 5.2 Експлуатація та ремонт обладнання. 5.3 Охорона праці при монтажі та експлуатації обладнання. Висновки. Список використаної літератури. Додатки

5. Перелік графічного матеріалу

Бурова установка БУ-5000 БУ, Насос буровий ДУ 3845 А1, Шатунний механізм

6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент



 (підпис)

 Гоголю Д.Ю.

 (прізвище та ініціали)

Керівник роботи



 (підпис)

 П.С. Шенчук

 (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ.....	4
1. Вибір та опис технологічного обладнання.....	6
1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання	6
1.2 Опис підбраного технологічного обладнання	14
2. Опис технічної пропозиції.....	20
2.1 Опис модернізованої конструкції обладнання.....	20
2.2 Оцінка економічної ефективності.....	24
3. Дослідно-конструкторська робота.....	44
3.1 Розробка схеми лабораторної насосної установки на базі бурового насоса і струминного апарату	44
3.2 Експериментальні дослідження струминного апарату.....	45
3.3 Схема обв'язки поршневого і струминного насосів	47
4. Розрахунки працездатності.....	50
4.1 Гідравлічний розрахунок проектного струминного апарату.....	50
4.2 Розрахунок циліндрової втулки бурового насоса.....	54
4.3 Розрахунок тарілки клапана бурового насоса.....	56
4.4 Розрахунок серцевини поршня бурового насоса.....	58
5. Монтаж і експлуатація обладнання.....	61
5.1 Технологія монтажу обладнання.....	61
5.2 Експлуатація і технічне обслуговування обладнання.....	67
5.3 Охорона праці при експлуатації та ремонті обладнання.....	80
Висновки.....	90
Список використаної літератури	92

ВСТУП

Актуальність теми. Насос буровий призначений для нагнітання промивальної рідини під високим тиском у свердловину з метою очищення вибою від вибуреної породи, виносу її на поверхню, охолодження долота та приводу вибійних двигунів.

До бурових насосів ставляться основні вимоги: потужність бурового насоса має бути достатньою для промивання свердловини і приведення вибійних гідравлічних двигунів; бурові насоси мають бути пристосовані для роботи з корозійно-активними промивальними розчинами різної густини; насоси повинні бути пристосовані до транспортування в зібраному вигляді на далекі та близькі відстані і переміщення волоком в межах бурової; конструкція насосів повинна допускати праве і ліве розташування двигунів насосного агрегату; вузли та деталі, які контактують з промивальною рідиною, повинні мати достатню довговічність і бути пристосованими до зручної і швидкої заміни при виході з ладу; вузли і деталі привідної частини повинні бути захищені від промивальної рідини та доступні для огляду і технічного обслуговування; подача насоса має бути регульованою в межах, які забезпечують ефективне промивання свердловини [2, 4, 15].

Ефективність функціонування бурових насосів напряму залежить від довговічності та надійності роботи деталей приводної частини насоса. У використовуваних бурових насосів НБТ-600 недоліками є неможливість плавного регулювання подачі насоса, що значно погіршує енерговитратність процесу буріння. Пояснюється це тим, що зміна подачі у буровому насосі здійснюється шляхом заміни циліндрової втулки для забезпечення необхідного діаметра. Таким способом отримують дискретну зміну подачі і даний спосіб вимагає значних трудових та матеріальних затрат на операції по розбиранню-збиранню гідравлічної частини бурового насоса. Інший спосіб регулювання подачі бурового насоса передбачає зміну частоти обертання ведучого вала приводного двигуна. Це пов'язано з низкою складностей, зокрема:

- у випадку використання двигуна внутрішнього згорання зміна частоти обертання може призвести до виведення двигуна з оптимального режиму роботи;

- при використанні асинхронного двигуна з короткозамкнутим ротором зміну частоти обертання проводять за допомогою зміни частоти струму тиристорними перетворювачами, які мають низьку надійність, високу вартість та складні в обслуговуванні;

- застосування електродвигунів постійного струму для приводу бурового насоса не завжди оправдане через складність їх конструкцій, низьку питому потужність та необхідність використання випрямлячів змінного струму на постійний.

Таким чином, на сьогодні конструкція приводної частини бурового насоса потребує модернізації та дослідження ефективності роботи модернізованого пристрою. Це все ще раз підтверджує актуальність проблеми і необхідність подальших науково-дослідницьких робіт, направлених на удосконалення конструкції бурового насоса з метою забезпечення високої якості процесу промивання свердловин під час їх буріння, яка суттєво залежить від ефективності налаштувань та надійності роботи приводної частини бурових насосів.

Мета роботи. Модернізація приводної частини 3-х поршневого бурового насоса та дослідження роботи бурових насосів.

Об'єкт дослідження. Процеси руху бурового розчину при закачуванні його у свердловину з використанням модернізованих бурових насосів.

Предмет дослідження. Властивості і характеристики бурового насоса, що оснащений модернізованою приводною частиною.

Наукова новизна отриманих результатів.

- побудовано часову залежність електромагнітного моменту двигуна і моменту у пружній ланці привідного механізму під час пуску бурового насоса;
- визначено коефіцієнт динамічності пульсацій тиску рідини, і таким чином отримано максимальне значення навантажень, які діють на гідравлічну

корпусну частину бурового насоса за різних режимів його роботи.

Можливі результати, які очікуються при виконанні роботи, їхня новизна та значення. При запровадженні даної конструкції бурового насосу, що оснащений модернізованою приводною частиною, очікується: одержання можливості встановлення значення продуктивності бурового насоса, яка необхідна для конкретних технологічних та гірничо-геологічних умов буріння свердловини; оптимізація енерговитрат у процесі спорудження свердловин.

Апробація роботи. Основні положення магістерської роботи доповідались та обговорювались на 75-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 37 найменувань, додатків. Основна частина магістерської роботи викладена на 91 сторінках комп'ютерного набору і містить 15 рисунки і 14 таблиць. Повний обсяг магістерської роботи становить 95 сторінок.

1 ВИБІР ТА ОПИС ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання

1.1.1 Вихідні дані для магістерської роботи

Конструкція свердловини глибиною 5650 м подана на рис. 1.1.

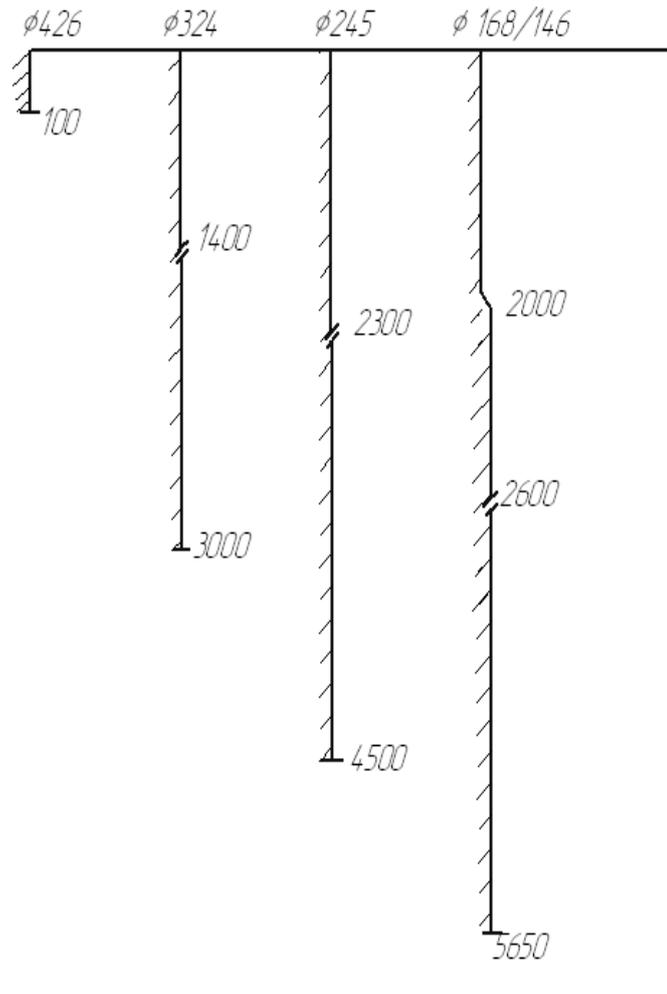


Рисунок 1.1 – Конструкція свердловини

Кондуктор $d = 426$ мм спускається на глибину 100 м з метою перекриття верхніх нестійких порід, схильних до поглинань і обвалів. Цементується по всій довжині.

Проміжна колона $d = 324$ мм спускається на глибину 3000 м двома секціями із стиковкою на глибині 1400 м з метою перекриття крейдових і

юрських відкладів, де можливі звуження ствола, жолобоутворення і поглинання. Цементується колона по всій довжині.

Проміжна колона $d = 245$ мм спускається на глибину 4500 м двома секціями із стиковкою на глибині 2300 м з метою перекриття верхніх і середніх карбонатних порід, схильних до обсіпань і обвалів. Цементується колона по всій довжині.

Експлуатаційна колона $d = 168/146$ мм спускається до проектної глибини 5650 м двома секціями із стиковкою на глибині 2600 м і переходом на глибині 2000 м. Цементується колона по всій довжині.

1.1.2 Розрахунок діаметрів доліт

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

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

де D_m – зовнішній діаметр муфти колони обсадних труб [7];

2Δ – величина проміжку між муфтою і стінками свердловини [7].

Під кондуктор $D_{\text{дол.}}^{426} = 451 + 48 = 499$ мм; приймаємо $D_{\text{дол.}}^{426} = 490$ мм.

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

Під проміжну колона $D_{\text{дол.}}^{245} = 270 + 30 = 300$ мм; приймаємо $D_{\text{дол.}}^{245} = 295$ мм.

Під експлуатаційну колона $D_{\text{дол.}}^{146} = 166 + 19 = 185$ мм; приймаємо $D_{\text{дол.}}^{146} = 190$ мм.

1.1.3 Розрахунки обсадних і бурильних колон

1.1.3.1 Визначення довжини ОБТ

Довжину ОБТ при бурінні під кожен обсадну колона визначаємо за формулою

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

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

G – осьове навантаження на долото [7];

$q_{\text{ОБТ}}$ – вага 1м.п. ОБТ [7];

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

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

Під кондуктор:

$$\ell_{\text{ОБТ}}^{426} = \frac{1,25 \cdot 65 \cdot 10^3}{1920 \left(1 - \frac{1150}{7850}\right)} = 49 \text{ м}$$

Під проміжну колону ϕ 324 мм:

$$\ell_{\text{ОБТ}}^{324} = \frac{1,25 \cdot 200 \cdot 10^3}{1920 \left(1 - \frac{1280}{7850}\right)} = 155 \text{ м}$$

Під проміжну колону ϕ 245 мм:

$$\ell_{\text{ОБТ}}^{245} = \frac{1,25 \cdot 190 \cdot 10^3}{1890 \left(1 - \frac{1560}{7850}\right)} = 157 \text{ м}$$

Під експлуатаційну колону:

$$\ell_{\text{ОБТ}}^{146} = \frac{1,25 \cdot 190 \cdot 10^3}{970 \left(1 - \frac{1720}{7850}\right)} = 314 \text{ м}$$

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 114мм із

товщиною стінки 9 мм групи міцності М. Визначаємо допустиму глибину бурильних труб за формулою:

$$\ell_{\text{дон}} = \frac{Q^I_{\text{дон}} - \ell_{\text{ОБТ}} \cdot q_{\text{ОБТ}} \left(1 - \frac{j_{\text{б.р.}}}{j_{\text{м}}}\right)}{q^I_{\text{нр.}} \left(1 - \frac{j_{\text{б.р.}}}{j_{\text{м}}}\right)} + \ell_{\text{ОБТ.}}, \quad (1.3)$$

де $q^I_{\text{нр.}}$ – вага 1 м.п. бурильної труби [6];

$Q^I_{\text{дон.}}$ – допустиме розтягуюче навантаження на тілі труби; визначаємо за формулою

$$Q^I_{\text{дон}} = \frac{Q^I_{\text{р.}}}{K}, \quad (1.4)$$

де Q_p – розтягуюче навантаження, при якому напруження у тілі труби досягає межі текучості [7];

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

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

$$\ell_{\text{дон}} = \frac{1892,8 \cdot 10^3 - 314 \cdot 970 \cdot \left(1 - \frac{1720}{7850}\right)}{277 \cdot \left(1 - \frac{1720}{7850}\right)} + 314 = 7651 \text{ м}$$

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

$$\ell^II_{\text{дон}} = \frac{Q^II_{\text{дон.}} - Q^I_{\text{дон.}}}{q^II_{\text{нр.}} \left(1 - \frac{j_{\text{б.р.}}}{j_{\text{м}}}\right)}, \quad (1.5)$$

де $q^II_{\text{нр.}}$ – вага 1 м.п. бурильної труби 2-ої секції;

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

$$Q^II_{\text{дон.}} = \frac{Q^II_{\text{р.}}}{K}. \quad (1.6)$$

$$Q^{II}_{дон} = \frac{3000}{1,4} = 2142,8 \text{ кН};$$

$$\ell^{II}_{дон.} = \frac{2142,8 \cdot 10^3 - 1892,8 \cdot 10^3}{305 \cdot (1 - \frac{1720}{7850})} = 1050 \text{ м}$$

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

$$\ell^{III}_{дон} = \frac{Q^{III}_{дон.} - Q^{II}_{дон.}}{q^{III}_{пр.} \cdot (1 - \frac{j_{б.р.}}{j_m})}; \quad (1.7)$$

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

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

$$Q^{III}_{дон.} = \frac{Q^{III}_p}{K}. \quad (1.8)$$

$$Q^{III}_{дон} = \frac{3300}{1,4} = 2357,2 \text{ кН}$$

$$\ell^{III}_{дон.} = \frac{2357,2 \cdot 10^3 - 2142,8 \cdot 10^3}{360 \cdot (1 - \frac{1720}{7850})} = 763 \text{ м}$$

Відповідно проведених розрахунків складаємо таблиці вибору компонування бурильного інструменту.

Таблиця 1.2 – 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	9М	360	763
127	9М	305	1050
114	9М	277	3523
ОБТ-108	-	970	314

Таблиця 1.3 – 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
127	9М	305	820
114	9М	277	3523
ОБТ-197	-	1890	157

Таблиця 1.4 – 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	9М	277	2845
ОБТ-203	-	1920	155

Таблиця 1.5 – 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	9М	277	51
ОБТ-203	-	1920	49

1.1.3.3 Визначення ваги колони бурильних і обсадних труб

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

$$Q_{\phi.k.} = (Q_{\phi.mp.} + Q_{OBT})K; \quad (1.9)$$

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

Q_{OBT} - вага колони ОБТ;

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

Під експлуатаційну колону:

$$Q_{\phi.k.}^e = (360 \cdot 763 + 305 \cdot 1050 + 277 \cdot 3523 + 970 \cdot 314) \cdot 1,3 = 2437995 \text{ Н} \approx 2438 \text{ кН}$$

Під проміжну колону ϕ 245 мм:

$$Q^{np}_{\phi.к.} = (305 \cdot 820 + 277 \cdot 3523 + 1890 \cdot 157) \cdot 1,3 = 1979511 \text{ Н} \approx 1980 \text{ кН}$$

Під проміжну колону ϕ 324 мм:

$$Q^{np}_{\phi.к.} = (277 \cdot 2845 + 1920 \cdot 155) \cdot 1,3 = 1411365 \text{ Н} \approx 1411 \text{ кН}$$

Під кондуктор:

$$Q^k_{\phi.к.} = (277 \cdot 51 + 1920 \cdot 49) \cdot 1,3 = 140669 \text{ Н} \approx 141 \text{ кН}$$

Вагу кожної секції обсадних колон визначаємо згідно з конструкцією свердловини, приймаючи коефіцієнт запасу допустимого навантаження на гаку для обсадної колони $k = 1,15$.

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

1-ша секція довжиною 3050 м:

$$Q^I_e = (2600 \cdot 277 + 600 \cdot 393 + 940 \cdot 360 + 1510 \cdot 337) \cdot 1,15 = 2073761 \text{ Н} \approx 2074 \text{ кН}$$

2-га секція довжиною 2600 м:

$$Q^{II}_e = (710 \cdot 435 + 230 \cdot 471 + 1060 \cdot 399 + 600 \cdot 337) \cdot 1,15 = 1083668 \text{ Н} \approx 1084 \text{ кН}$$

Визначаємо вагу кожної секції проміжної колони діаметром 245 мм.

1-ша секція довжиною 2200 м:

$$Q^I_{np} = (2300 \cdot 277 + 1200 \cdot 627 + 1000 \cdot 568) \cdot 1,15 = 2251115 \text{ Н} \approx 2251 \text{ кН}$$

2-га секція довжиною 2300 м:

$$Q^{II}_{np} = (1600 \cdot 649 + 700 \cdot 740) \cdot 1,15 = 1789860 \text{ Н} \approx 1790 \text{ кН}$$

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

1-ша секція довжиною 1600 м:

$$Q^I_{np} = (1400 \cdot 277 + 550 \cdot 992 + 350 \cdot 839 + 700 \cdot 757) \cdot 1,15 = 2020493 \text{ Н} \approx 2021 \text{ кН}$$

2-га секція довжиною 1400 м:

$$Q^{II}_{np} = 1400 \cdot 992 \cdot 1,15 = 1597120 \text{ Н} \approx 1597 \text{ кН}$$

Визначаємо вагу кондуктора діаметром 426 мм і довжиною 100 м:

$$Q_k = 100 \cdot 1350 \cdot 1,15 = 155250 \text{ Н} \approx 155 \text{ кН}$$

Таблиця 1.6 – Зведена вагова характеристика обсадних і бурильних колон

№ <i>n/n</i>	Назва колони	Діаметр труб, мм	Товщина стілки, 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	9М 9М 9М -	763 1050 3523 314	2438
2	Бурильний інструмент під проміжну колону Ø 245 мм	127 114 ОБТ-197	9М 9М -	820 3523 157	1980
3	Бурильний інструмент під проміжну колону Ø 324 мм	114 ОБТ-203	9М -	2845 155	1411
4	Бурильний інструмент під кондуктор	114 ОБТ-203	9М -	51 49	141
5	Експлуатаційна колона	114 146	9М 9,17Р110 11Л 11Е 10К	2600 600 550 390 1510	2074
		168 146	11К 12Д 11Д 10Д 9,17Р110	460 230 250 1060 600	1084
6	Проміжна колона Ø 245 мм	114 245	9М 12Л 11Е	2300 1200 1000	2251
		245	11,05Р110 12Л	1600 700	1790
7	Проміжна колона Ø 324 мм	114 324	9М 12Е 10К 10Д 9Д	1400 550 350 200 500	2021
		324	12Е	1400	1597
8	Кондуктор	426	12Д	100	155

1.1.4 Вибір категорії, класу та основних параметрів бурової установки

Таким чином, після проведення розрахунків в пункті 1.1.3, найважчою колоною є бурильний інструмент при бурінні під експлуатаційну колону. Вага колони складає 2438 кН. Згідно цих даних вибираємо бурову установку з електричним приводом БУ-5000 ЕУ, яка задовольняє розрахункам [15].

1.2 Конструкція бурового насоса ДГ3845А1

Насосний блок вибраної бурової установки комплектується двома насосами ДГ3845А1 з електричним приводом змінного струму.

Буровий насос ДГ3845А1 (рис. 1.2) є трипоршневий, горизонтальний, зворотньо-поступальний, односторонньої дії, складається з двох основних частин: гідравлічної та механічної, які функціонально зв'язані між собою і змонтовані на рамі-полозках.

Поршневі насоси односторонньої дії характеризуються підвищеною частотою і скороченою довжиною ходу поршнів. Внаслідок цього зменшуються габарити і маса в порівнянні з двохпоршневими насосами двохсторонньої дії. До інших переваг насосів односторонньої дії слід віднести відсутність ущільнень штока, зниження необхідної ступені редукції зубчастої передачі, скорочення числа клапанів насоса і манжет поршня.

Трипоршневий буровий насос односторонньої дії (рис. 1.1) відрізняється від двохпоршневого насоса односторонньої дії конструкцією однойменних вузлів і деталей.

Трансмiсійний вал встановлюється на спарених конічних підшипниках, що призначені для роботи при особливо важких перевантаженнях. Корінний вал складається з трьох литих ексцентриків, жорстко зв'язаних з прямим валом, що обертається на підшипниках, встановлених в стакані. Рівномірне кутове зміщення ексцентриків сприяє їх взаємному зрівноваженню і усуває шкідливий вплив дисбалансу на роботу корінних підшипників вала.

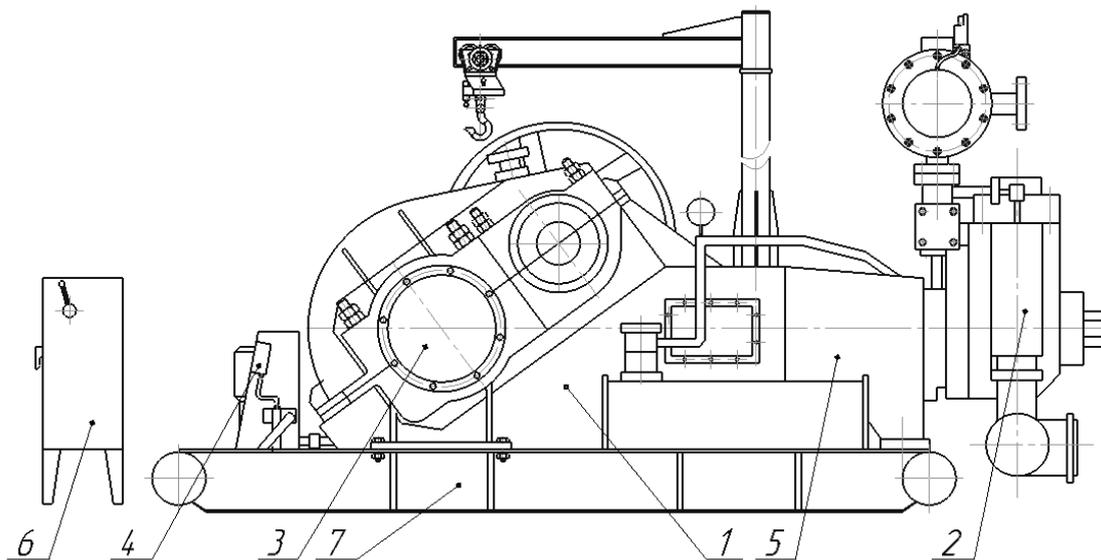


Рисунок 1.2 – Буровий поршневий насос односторонньої дії ДГ3845А1

Пневмокомпенсатори служать для вирівнювання пульсацій тиску, які викликаються коливаннями подачі рідини через нерівномірну швидкість поршнів в насосах. Пневмокомпенсатор являє собою закриту посудину, яка заповнена стисненим повітрям або азотом. При подачі рідини об'єм газу в ній зменшується і в результаті цього початковий тиск газу зростає до робочого тиску насоса. При роботі насоса об'єм газу в пневмокомпенсаторі періодично змінюється в межах зміни подачі насоса за один подвійний хід.

Висновки

За найбільшим навантаженням на гаку під час буріння свердловини глибиною 5650 м вибрана бурова установка БУ-5000 ЕУ, за допомогою якої будемо здійснювати технологічні операції в процесі спорудження даної свердловини.

В склад вибраної бурової установки входить трьохпоршневий буровий насос односторонньої дії ДГ3845А1. До недоліків використовуваного бурового насоса можна віднести неможливість плавного регулювання подачі насоса, що значно погіршує енерговитратність процесу буріння. Пояснюється це тим, що

зміна подачі у буровому насосі здійснюється шляхом заміни циліндрової втулки для забезпечення необхідного діаметра. Таким способом отримують дискретну зміну подачі і він вимагає значних трудових та матеріальних затрат на операції по розбиранню-збиранню гідравлічної частини бурового насоса. Інший спосіб регулювання подачі бурового насоса передбачає зміну частоти обертання ведучого вала приводного двигуна, що пов'язано з низкою складностей.

Для забезпечення плавної зміни подачі бурового розчину і за рахунок цього досягнення оптимізації енерговитрат при бурінні свердловин в даній магістерській роботі проводиться модернізація приводної частини 3-х поршневого бурового насоса ДГ3845А1.

2 ОПИС ТЕХНІЧНОЇ ПРОПОЗИЦІЇ

2.1 Опис модернізованої конструкції обладнання

До недоліків 3-х поршневого бурового насоса-аналога можна віднести неможливість плавного регулювання подачі насоса, що значно погіршує енерговитратність процесу буріння. Пояснюється це тим, що зміна подачі у буровому насосі здійснюється шляхом заміни циліндрової втулки для забезпечення необхідного діаметра. Таким способом отримують дискретну зміну подачі і він вимагає значних трудових та матеріальних затрат на операції по розбиранню-збиранню гідравлічної частини бурового насоса.

Інший спосіб регулювання подачі бурового насоса передбачає зміну частоти обертання ведучого вала приводного двигуна. Це пов'язано з низкою складностей, зокрема:

- у випадку використання двигуна внутрішнього згорання зміна частоти обертання може призвести до виведення двигуна з оптимального режиму роботи;

- при використанні асинхронного двигуна з короткозамкнутим ротором зміну частоти обертання проводять за допомогою зміни частоти струму тиристорними перетворювачами, які мають низьку надійність, високу вартість та складні в обслуговуванні;

- застосування електродвигунів постійного струму для приводу бурового насоса не завжди оправдане через складність їх конструкцій, низьку питому потужність та необхідність використання випрямлячів змінного струму на постійний.

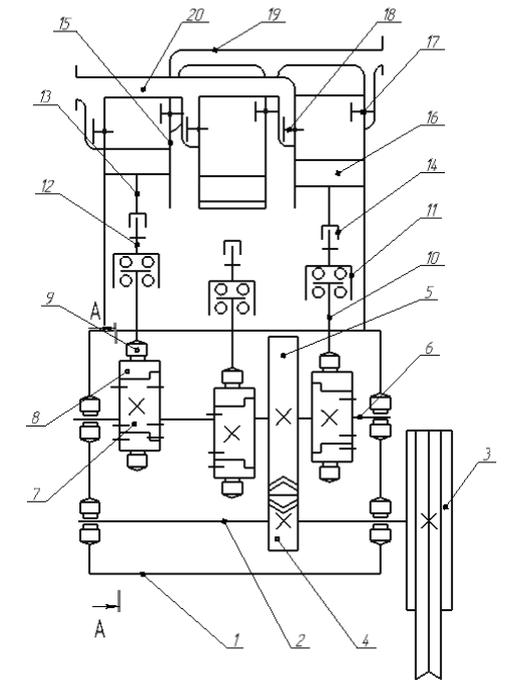
В основу модернізації поставлена задача вдосконалення бурового насоса, в якому шляхом модифікації ексцентрикових механізмів забезпечується плавна зміна їх ексцентриситету і, як наслідок, забезпечується плавна зміна подачі бурового розчину. За рахунок цього досягається оптимізація енерговитрат при бурінні свердловин.

Модернізований буровий насос (рис. 2.1) містить станину 1, у якій з

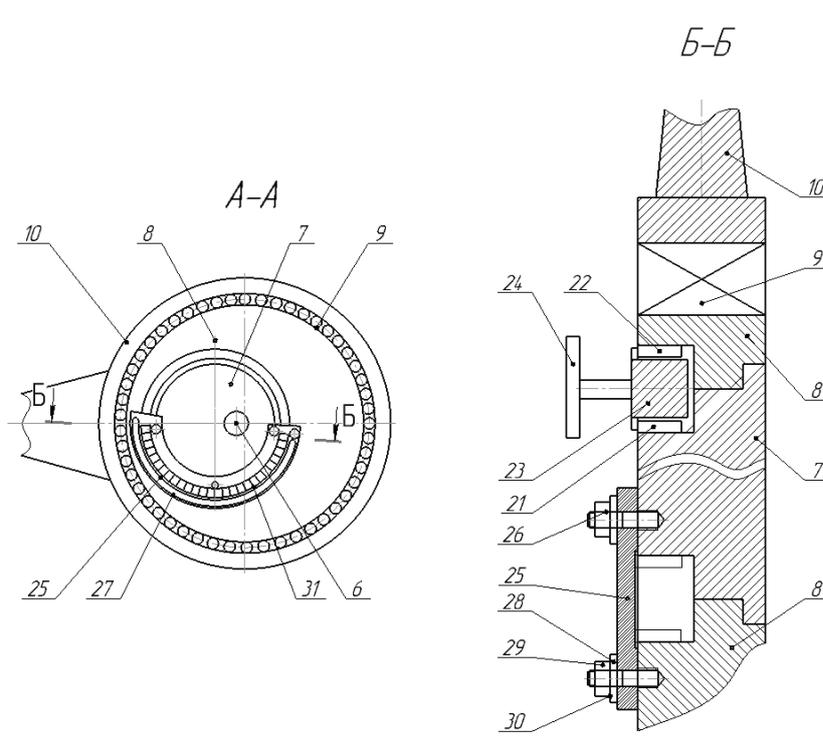
можливістю обертання встановлений трансмісійний вал 2 з шківом клинопасової передачі 3. Вал 2 за допомогою зубчастої передачі 4-5 передає обертовий момент на корінний вал 6, на якому розмішені три ексцентрики 7 (величина ексцентриситету a (рис. 2.2, а,б)) та ексцентрикові втулки 8 (величина ексцентриситету b (рис. 2.2, а,б)). Ексцентрики 7 у поєднанні із ексцентриковими втулками 8 утворюють ексцентрикові вузли. На ексцентрикових втулках 8 на підшипниках кочення 9 встановлені шатуни 10. Іншими кінцями шатуни 10 взаємодіють із крейцкопфними механізмами 11, які з'єднані із поршнями за допомогою контрштоків 12, штоків 13 та засобів для плавного видовження штоків 12. Гідравлічна частина бурового насоса складається із циліндрових втулок 15, у яких із можливістю зворотно-поступального переміщення на штоках 13 встановлені поршні 16 та гідрокоробок із всмоктувальними 17 і нагнітальними 18 клапанами. Крім того, гідравлічна частина насоса містить всмоктувальний 19 та нагнітальний 20 колектори.

Плавне повертання ексцентрикової втулки 8 відносно ексцентрика 7 здійснюється за допомогою зубчастого зачеплення (рис. 2.1). Для цього одна із торцевих поверхонь ексцентриків 7 і ексцентрикових втулок 8 виконується із виточками, на циліндричних поверхнях яких нарізуються зубчасті поверхні: зовнішня 21 на ексцентрику 7 і внутрішня 22 на ексцентриковій втулці 8. При виконанні налагодження насоса між ними вставляється зубчасте колесо 23 із ручкою для повертання 22. Фіксацію ексцентрикових втулок 8 відносно ексцентриків 7 зображено на рис. 2.1, б, в. Вона передбачає встановлення на ексцентриках 7 пластин 25 у вигляді сектора, які закріплені за допомогою гвинтів 26. У пластинах 25 виконані дугові канавки 27. В ексцентрикових втулках 8 виконані отвори під шпильки 28. Останні встановлені таким чином, що при повертанні ексцентрикових втулок 8 відносно ексцентриків 7 шпильки 28 рухаються у дугових канавках 27. Для фіксації положення ексцентрикових втулок 8 відносно ексцентриків 8 на шпильках 28 призначені гайки 29 з шайбами 30. На пластинах 25 виконані також шкали 31 для точного визначення

відносного положення ексцентрикових втулок 8 на ексцентриках 7.



а)



б)

в)

Рисунок 2.1 – Модернізований буровий насос:

а – схема модернізованого бурового насоса; б – конструкція ексцентрикового вузла – переріз А-А; б - конструкція фіксатора та засобу для точного переміщення втулки відносно ексцентрика – переріз Б-Б

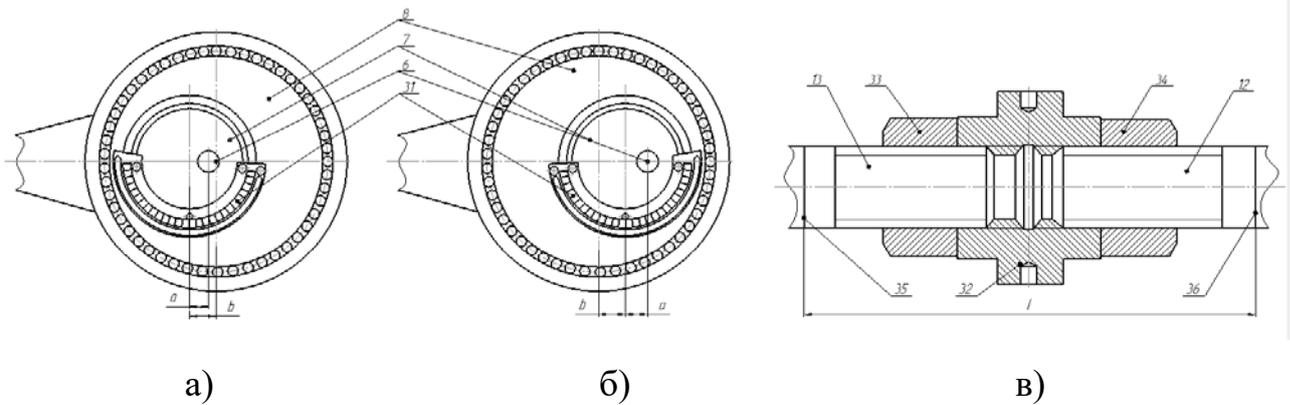


Рисунок 2.2 – Модернізовані вузли бурового насоса:

а і б – крайні положення вузла регулювання величини ходу поршня: найменший і найбільший хід відповідно; в – конструкція засобу для плавного регулювання видовження штока

Буровий насос оснащений також засобами для плавного регулювання видовження штока 14 (рис. 2.1), які виконані у вигляді гайок 32 (рис. 2.2, в) з різьбовою внутрішньою циліндричною частиною, причому одна половина різьби виконана лівою, а інша – правою. Відповідні різьби виконані на кінцях штоків 13 і контрштоків 12. Положення гайки 32 відносно штока 13 і контрштока 12 фіксується за допомогою контргайок 33 і 34 відповідно. На штоці 13 і контрштоці 12 виконані кільцеві мітки 35 і 36 відповідно для контролювання величини видовження l .

Буровий насос працює таким чином.

При вмиканні приводного двигуна обертання від нього через клинопасову передачу передається на шків 3, встановлений на трансмісійному валу 2. Через зубчасту передачу 4-5 обертовий момент передається на корінний вал 6, на якому встановлені три ексцентрики 7. Обидва вали: трансмісійний 2 та корінний 6 встановлені із можливістю обертання (на підшипниках кочення) на станині 1 бурового насоса. На ексцентриках 7 (величина ексцентриситету a (рис. 2.2, а,б)) встановлені та зафіксовані ексцентрикові втулки 8 (величина ексцентриситету b (рис. 2.2, а,б)). В залежності від відносного положення ексцентриків 7 та ексцентрикових втулок 8 формується сумарний

ексцентриситет e . Значення ексцентриситету повинне бути однаковим на всіх трьох ексцентрикових вузлах насоса. Ексцентрики 7 встановлюються під кутом 120° один відносно іншого. На рис. 2.2, а показано випадок, коли сумарний ексцентриситет ексцентрикового вузла мінімальний:

$$e = b - a;$$

а на рис. 2.2, б показаний інший крайній випадок, коли сумарний ексцентриситет ексцентрикового вузла максимальний:

$$e = b + a.$$

Рух від ексцентрикових втулок 8 передається на шатуни 10. Для зменшення втрат на тертя шатуни 10 взаємодіють із ексцентриковими втулками 8 через роликові підшипники кочення 9. Шатуни 10 надають зворотно-поступальне переміщення крейцкопфним механізмам 11. Зворотно-поступальний рух від крейцкопфних механізмів 11, через контрштоки 12, штоки 13 та засоби для плавного видовження штоків 14 передається поршням 16, які рухаються у циліндрових втулках 15. При русі поршнів 16 у напрямку штоків у циліндрових втулках 15 створюється розрідження і промивальна рідина з всмоктувального колектора 19 через всмоктувальні клапани 17 заповнює об'єм циліндрових втулок 15. Нагнітальний клапан 18 при цьому закритий. При зворотному русі поршнів 16 промивальна рідина стискається у циліндрових втулках 15, всмоктувальні клапани 17 закриваються, а нагнітальні 18 відкриваються. Промивальна рідина під тиском надходить у нагнітальний колектор 20.

Для зміни подачі бурового насоса змінюють величину ходу поршнів 16. Здійснюється це регулюванням сумарного ексцентриситету e ексцентрикового вузла. Для цього у буровому насосі передбачений фіксатор кутового положення ексцентрикової втулки 8 відносно ексцентрика 7. Він містить секторні пластини 25, закріплені за допомогою гвинтів 26 на ексцентриках 7 (рис. 2.1). Регулювання кутового положення ексцентрикової втулки 8 відносно ексцентрика 7 здійснюється відпусканням гайок 29, які разом із шайбами 30 встановлені на шпильках 28. Оскільки шпильки 28 мають можливість рухатись

у дугових канавках 27 створюється можливість відносного кутового переміщення деталей 7 і 8.

Кутове переміщення здійснюється зубчастою шестернею 23, яка вставляється між зубчастими поверхнями 21 і 22, що виконані на ексцентрику 7 і ексцентриковій втулці 8 відповідно. Зубчаста шестірня 23 провертається навколо осі за допомогою ручки 22. Величина кутового зміщення контролюється по шкалах 31, що розміщені на пластинах 25. Після досягнення необхідного кутового зміщення, яке забезпечує відповідний сумарний ексцентриситет e , гайки 29 затягуються, пластини 25 притискаються до торцевих поверхонь ексцентрикових втулок 8, чим забезпечується їх надійна фіксація відносно ексцентриків 7. Шайби 30 необхідні для підвищення точності фіксації шляхом вилучення тертя торця гайок 29 по пластинах 25. Після завершення процесу фіксації зубчасте колесо 23 виймається із зачеплення із зубчастими поверхнями 21 і 22. Такий процес виставлення ексцентриситету проводиться на всіх трьох ексцентрикових вузлах.

Після виставлення необхідного ексцентриситету e проводиться зміна положень мертвих точок поршнів 16 за допомогою засобу для плавного регулювання видовження штоків 12. Величину видовження l вибирають виходячи з умови незмінності положення мертвої точки поршнів 16, що знаходяться ближче до всмоктувальних 17 та нагнітальних 18 клапанів. Завдяки різному напрямку різьби гайки 32 (рис. 2.2, в), при її провертанні на певний кут буде змінюватися положення контрштока 12 та штока 13. Величину l заміряють між двома кільцевими мітками 35 і 36. Після досягнення необхідної величини шток 13 і контршток 12 фіксується відносно гайки 32 за допомогою контргайок 33 і 32.

Встановлення значень продуктивності бурового насоса, яка необхідна для конкретних технологічних та гірничо-геологічних умов, забезпечить оптимізацію енерговитрат у процесі спорудження свердловин.

2.2 Оцінка економічної ефективності

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

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

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

k_1 – коефіцієнт зростання продуктивності праці за варіантом модернізації;

k_2 – коефіцієнт зміни строків служби;

ΔI – економія експлуатаційних витрат, грн.

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

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

T_1, T_2 – строк служби бурового насоса ($T_1 = 8$ років, $T_2 = 9,2$ років);

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

2.2.1 Визначення собівартості та оптової ціни бурового насоса

Собівартість бурової установки з базовим буровим насосом визначимо за формулою

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

де $Ц_{AT}$ – балансова ціна бурової установки БУ 5000 ЕУ, грн.; за даними Полтавського ВБР $Ц_{AT} = 12500000$ грн.;

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

$$C_0^a = \frac{12500000}{1 + 0,3} = 9615385. \text{ грн.}$$

Коригування собівартості аналогічної бурової установки для розрахунку собівартості нової бурової установки ведеться за формулою

$$C_n^a = C_0^a \cdot \frac{\delta''}{\delta_n' \cdot \tau_n}, \text{ грн.}, \quad (2.3)$$

де δ_n' – коефіцієнт зміни собівартості при переході від серійності звітного року до серійності, що відповідає одиниці переведення;

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

τ_n – коефіцієнт зміни собівартості аналогічної техніки, що відповідає порядковому номеру розрахункового року.

$$C_n^a = 9615385 \cdot \frac{0,966}{0,953 \cdot 1} = 9746550 \text{ грн}$$

Собівартість модернізованої бурової установки визначимо за формулою

$$C_{HT} = C_n^a - B_{вив.}^{ед.} + B_{введ.}^{ед.}, \text{ грн.}, \quad (2.4)$$

де $B_{вив.}^{ед.}$ – вартість виведених вузлів і деталей з конструкції аналога після модернізації; у нашому випадку пропонується модернізувати буровий насос шляхом модифікації ексцентрикових механізмів не змінюючи його конструкції, тому $B_{вив.}^{ед.} = 0$.

$B_{введ.}^{ед.}$ – вартість додатково введених вузлів і деталей, грн.; $B_{введ.}^{ед.} = 5230$ грн

Собівартість бурової установки модернізованої конструкції

$$C_{HT} = 9746550 + 5230 = 9751780 \text{ грн.}$$

Балансова вартість бурової установки модернізованої конструкції розраховується за формулою

$$Ц_{HT} = C_{HT} \cdot (1 + P_c), \text{ грн.} \quad (2.5)$$

$$Ц_{HT} = 9751780 \cdot (1 + 0,3) = 12677314 \text{ грн}$$

Знайдемо розрахунково-балансову вартість бурової установки

$$Ц_{HT(AT)}^{\circ} = Ц_{HT(AT)} \cdot k_B, \text{ грн.,} \quad (2.6)$$

де k_B – коефіцієнт переходу від оптової ціни до розрахунково-балансової;

$$k_B = 1,12.$$

$$\ddot{O}_{\Delta \partial}^{\acute{a}} = 12500000 \cdot 1,12 = 14000000 \text{ грн.};$$

$$\ddot{O}_{i \partial}^{\acute{a}} = 12677314 \cdot 1,12 = 14198592 \text{ грн.}$$

2.2.2 Розрахунок річного фонду роботи бурового насоса в складі бурової установки

$$T_p = \frac{T_{\phi} \cdot k_B}{\frac{1}{k_{3M} \cdot t_{3M}} + D_p^I}, \text{ маш. - год.,} \quad (2.7)$$

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

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

t_{3M} – тривалість зміни у машино-годинах, для п'ятиденного робочого

тижня $t_{3M} = 8 \text{ год.}$;

k_B - коефіцієнт використання, $k_B = 0,5$;

D_p – простой в машино-днях у всіх видах технічного обслуговування та ремонту, що припадають на одну машино-годину роботи.

Простой у всіх видах технічного обслуговування та ремонту визначаються:

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

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

d_{pi} – тривалість перебування в i -му ремонті або технічному обслуговуванні;

d_{ni} – тривалість надання у ремонт або технічне обслуговування і повернення назад, при цьому для технічного обслуговування, оскільки воно виконується безпосередньо на місці роботи техніки, величина d_{ni} приймається рівною нулю; час у днях на доставку для поточного ремонту $d_{ni} = 0$ днів, у капітальний ремонт і назад приймається $d_{ni} = 10$ днів;

a_i – кількість i -х ремонтів або технічних обслуговувань за міжремонтний цикл;

$T_{\text{ц}}$ – час міжремонтного циклу.

Вихідні дані для розрахунку D_p занесемо до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Технічне обслуговування та ремонт бурового насоса

Вид технічного обслуговування, ремонту	Періодичність виконання тех. обслуговування та ремонтів, маш.-год ($T_{\text{ц}}$)	Кількість тех. обслуговувань та ремонтів в одному ремонтному циклі (a_i)	Тривалість одного технічного обслуговування та ремонту, роб.днів (d_{pi})	Трудомісткість виконання одного ТО й ремонту, норма-год (r_i)
Для аналогової техніки				
ТО	30	50	0,5	7

ПР	180	9	2,5	72
КР	1800	1	11	360
Для модернізованої техніки				
ТО	34,5	50	0,5	7
ПР	207	9	2,5	72
КР	2070	1	11	360

Розрахуємо прості в машино-днях у всіх видах технічного обслуговування та ремонту

$$D_p^{AT} = \frac{(0,5+0) \cdot 50 + (2,5+0) \cdot 9 + (11+10) \cdot 1}{1800} = 0,038 \frac{\text{маш.} - \text{днів}}{\text{маш.} - \text{год}};$$

$$D_p = \frac{(0,5+0) \cdot 50 + (2,5+0) \cdot 9 + (11+10) \cdot 1}{2070} = 0,033 \frac{\text{маш.} - \text{днів}}{\text{маш.} - \text{год}}$$

Знайдемо річний ефективний фонд роботи бурової установки до і після модернізації за рахунок зменшення часу ТО і ремонтів

$$T_p^{AT} = \frac{365 \cdot 0,5}{\frac{1}{8 \cdot 3} + 0,038} = 2380,4 \text{ год.};$$

$$T_p^{HT} = \frac{365 \cdot 0,5}{\frac{1}{8 \cdot 3} + 0,033} = 2444,2 \text{ год}$$

$$\Delta T^{TO,рем.} = T_p^{AT} - T_p^{HT}, \text{ год} \quad (2.9)$$

$$\Delta T^{TO,рем.} = 2444,2 - 2380,4 = 63,8 \text{ год}$$

Коефіцієнт зростання продуктивності праці за варіантом модернізації буде дорівнювати

$$k_1 = \frac{B_2}{B_1}, \quad (2.10)$$

B_1 — річна проходка базовою технікою;

B_2 — річна проходка новою технікою.

$$B_1 = \frac{V^{AT} \cdot 12,17}{K_{об}}, \quad (2.11)$$

де V_k^{AT} — комерційна швидкість буріння аналогічною технікою $\frac{M}{\text{верст.-міс.}}$; при бурінні свердловини глибиною 5650 м середня комерційна

швидкість складає $V_k^{AT} = 336,2 \frac{M}{\text{верст.-міс.}}$.

де H — глибина буріння, м;

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

T_k^{AT} — календарний час буріння свердловини, годин;

$$T_k^{AT} = T_{\text{м.б.}} + T_{\text{СПО}} + T_{\text{кр.}} + T_{\text{д.р.}} + T_{\text{р.р.}} + T_a + T_n ; \quad (2.12)$$

де $T_{\text{м.б.}}$ — час механічного буріння, $T_{\text{м.б.}}=2260$ год;

$T_{\text{с.п}}$ — час СПО, $T_{\text{с.п}}=1922$ год;

$T_{\text{к.р.}}$ — час кріплення свердловини, $T_{\text{к.р.}}=1647$ год;

$T_{\text{д.р.}}$ — час допоміжних робіт, $T_{\text{д.р.}}=2298$ год;

$T_{\text{р.р.}}$ — час ремонтних робіт, $T_{\text{р.р.}}=368$ год;

T_a — час аварій і ускладнень, $T_a=983$ год;

T_n — час простоїв, приймається 5,5% від календарного часу.

$$T_k^{AT} = 2140 + 1922 + 1647 + 2298 + 368 + 983 + 492 = 9850 \text{ год.}$$

де $K_{об}$ — коефіцієнт оборотності бурових установок; для даного значення комерційної швидкості під час експлуатаційного буріння $K_{об} = 1,2825$.

$$B_1 = \frac{336,2 \cdot 12,17}{1,285} = 3790 \text{ м}$$

$$B_2 = \frac{V_k^{HT} \cdot 12,17}{K_{об}} , \quad (2.13)$$

$$V_k^{HT} = \frac{H \cdot 720}{T_k^{AT} - \Delta T} \frac{M}{\text{верст.-міс.}} \quad (2.14)$$

де V_{κ}^{HT} — комерційна швидкість буріння новою технікою, $\frac{м}{верст.-міс.}$;

ΔT — загальне скорочення календарного часу буріння свердловини, годин; відбувається за рахунок зменшення часу ТО і ремонтів та за рахунок скорочення часу механічного буріння

$$\Delta T = \Delta T^{TO,рем.} + \Delta T^{мех.};$$

$\Delta T^{мех.}$ — скорочення часу механічного буріння, год.

$$\Delta T_{M.Б.} = T_{M.Б.}^{AT} \cdot (k_{M.ш} - 1); \quad (2.15)$$

де $T_{M.Б.}^{AT}$ — тривалість механічного буріння, $T_{M.Б.}^{AT} = 2260$ год.;

$K_{M.ш}$ — коефіцієнт зростання механічної швидкості за варіантом модернізації; завдяки модернізації ротора механічна швидкість буріння зростає на 2,5 %, тому $K_{M.ш} = 1,025$.

$$\Delta T_{M.Б.} = 2260 \cdot (1,025 - 1) = 56,5 \text{ год.}$$

Тому

$$\Delta T = 63,8 + 56,5 = 120,3 \text{ год}$$

$$V_{\kappa}^{HT} = \frac{5650 \cdot 720}{9850 - 120,3} = 418,1 \frac{м}{верст.-міс.}$$

$$B_2 = \frac{418,1 \cdot 12,17}{1,2843} = 3962 м$$

$$k_1 = \frac{3962}{3790} = 1,045$$

Знайдемо коефіцієнт зміни строків служби

$$k_2 = \frac{P_{AT} + E_H}{P_{HT} + E_H}, \quad (2.16)$$

P_{AT} , P_{HT} — частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення базового та нового обладнання, які розраховуються як величини, зворотні термінам служби обладнання, з урахуванням їх морального спрацювання;

$$P_i = 1/T_i \quad (2.17)$$

T_1, T_2 — строки служби базового і нового обладнання відповідно;

$$P_{AT} = 1/8 = 0,125;$$

$$P_{HT} = 1/9,2 = 0,11.$$

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

$$k_2 = \frac{0,125 + 0,15}{0,11 + 0,15} = 1,06$$

2.2.3 Визначення економії експлуатаційних витрат

Економія експлуатаційних витрат підприємства від виконання модернізації обладнання розраховується за формулою

$$\Delta I = S_{AT} - S_{HT}; \quad (2.18)$$

де S_{AT} – витрати підприємства під час експлуатації бурового насоса до модернізації;

S_{HT} – витрати підприємства під час експлуатації модернізованого бурового насоса.

Експлуатаційні витрати підприємства визначаємо за формулами

$$S_{AT} = S_{ЗП} + S_{КР} + S_{ТО}; \quad (2.19)$$

$$S_{HT} = S_{ЗП} + S_{КР} + S_{ТО} + S_{ел.} + S_{м.м.} \quad (2.20)$$

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

$S_{КР}$ – витрати на капітальний ремонт бурового насоса;

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

$S_{ТОМ}$ – витрати на матеріали та запчастини для бурового насоса;

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

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

Витрати на заробітну плату з нарахуваннями розраховуються за

формулою:

$$S_{3П} = k_{нв} \cdot \lambda \cdot T_p \cdot \sum_{i=1}^B C_{ti} (1+H), \text{ грн}, \quad (2.20)$$

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

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

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

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

складу ланки, приймаємо для робітника V розряду - 16,18 грн;

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

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

$$k_{нв} = 1 + \frac{H_{нв}}{100}, \quad (2.21)$$

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 2.20 ми отримаємо:

- для аналогового бурового насоса:

$$S_{\check{A}} = 1,3 \cdot 1,25 \cdot 2380,4 \cdot 16,18 \cdot (1 + 0,3852) = 86695,05 \text{ \check{A}i};$$

- для модернізованого бурового насоса:

$$S_{\check{A}} = 1,3 \cdot 1,25 \cdot 2444,2 \cdot 16,18 \cdot (1 + 0,3852) = 89018,7 \text{ \check{A}i};$$

Витрати на капітальний ремонт бурового насоса до модернізації і після.

$$S_{KP} = \frac{k_{нп} \cdot A_{кр} \cdot Ц_{AT(HT)}}{100}, \quad (2.22)$$

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

$$k_{нп} = 1 + \frac{H_{нп}}{100}, \quad (2.23)$$

де $H_{нп}$ – норма накладних витрат за всіма видами витрат, окрім

заробітної плати, $H_{нп} = 10\%$;

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

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

$$S_{кр}^{AT} = \frac{1,1 \cdot 5 \cdot 14000000}{100} = 770000 \text{ грн}$$

$$S_{кр}^{HT} = \frac{1,1 \cdot 5 \cdot 14198592}{100} = 780922,56 \text{ грн}$$

Розрахунок витрат на технічне обслуговування та поточні витрати проводимо за формулою

$$S_{т.о.} = S_{тов} + S_{том} \quad (2.24)$$

де $S_{тов}$ – витрати на заробітну плату ремонтних робітників із нарахуваннями, грн./рік;

$S_{том}$ – витрати на матеріали і запчастини, грн./рік.

Розрахуємо витрати на заробітну плату ремонтних робітників із нарахуваннями:

$$S_{тов} = \frac{T_{роб}}{T_{ц}} \cdot k_{нв} \cdot \lambda \cdot C_p \cdot \sum_{i=1}^n a_i r_i \cdot (1+H), \text{ грн}, \quad (2.25)$$

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

$$k_{нв} = 1 + \frac{H_{нв}}{100}, \quad (2.26)$$

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

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

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

C_p – середня тарифна ставка ремонтного робітника, що обслуговує техніку. Тарифна ставка приймається для робітника IV розряду $C_p = 14,65$ грн;

a_i – кількість ТО та ПР у ремонтному циклі;

r_i – трудомісткість і-го технічного обслуговування і поточного ремонту,

нормо-год;

H – норма нарахування на зарплату; $H = 38,52\%$.

$$S_{мов}^{AT} = \frac{2380,4}{1800} \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 14,65 \cdot (50 \cdot 7 + 9 \cdot 72) \cdot (1 + 0,3852) = 43522,3 \text{ грн} / \text{рік};$$

$$S_{мов}^{HT} = \frac{2444,2}{2070} \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 14,65 \cdot (50 \cdot 7 + 9 \cdot 72) \cdot (1 + 0,3852) = 38859,8 \text{ грн} / \text{рік}.$$

Витрати на матеріали і запчастини визначаємо за формулою:

$$S_{том} = k_{нп} \cdot \frac{S_{мов} \cdot (1-H)}{k_{нв}} \cdot k_{ер}, [\text{грн}], \quad (2.27)$$

де $k_{ер}$ – коефіцієнт переходу від витрат на заробітну плату до витрат на

матеріали та запчастини, приймаємо $k_{ер} = 1,25$.

$$S_{том}^{AT} = 1,1 \cdot \frac{43522,3 \cdot (1-0,3852)}{1,3} \cdot 1,25 = 28301 \text{ грн} / \text{рік};$$

$$S_{том}^{HT} = 1,1 \cdot \frac{38859,8 \cdot (1-0,3852)}{1,3} \cdot 1,25 = 25269,3 \text{ грн} / \text{рік}.$$

Витрати на технічне обслуговування та матеріали і запчастини

$$\Delta S_{т.о.}^{AT} = 43522,3 + 28301 = 71823,3 \text{ грн} / \text{рік}$$

$$\Delta S_{т.о.}^{HT} = 38859,8 + 25269,3 = 64129,1 \text{ грн} / \text{рік}$$

Експлуатаційні витрати підприємства визначаємо за формулами 2.18 і 2.19.

$$S_{AT} = 86695,05 + 770000 + 71823,3 = 928518,35 \text{ грн}.$$

$$S_{HT} = 89018,7 + 780922,56 + 64129,1 + 1387,9 + 36,7 = 935765,26 \text{ грн}.$$

Економія експлуатаційних витрат складає

$$\Delta I = 935765,26 - 928518,35 = 7246,91 \text{ грн}.$$

2.2.4 Визначення економічного ефекту від впровадження модернізованого ротора в складі бурової установки

Економічну ефективність модернізації ротора визначаємо за формулою 2.1.

$$E = \left[14000000 \cdot 1,008 \cdot 1,06 + \frac{7246,91}{0,11 + 0,15} - 14198592 \right] \cdot 1 = 788000 \text{ грн}$$

Висновки

Суть технічного рішення з модернізації бурового насоса полягає в тому, що порівняно із аналогом привідна частина насоса додатково містить ексцентрикові втулки, встановлені на зовнішніх циліндричних поверхнях ексцентриків, фіксатори кутового положення ексцентрикових втулок відносно ексцентриків та засоби для плавного регулювання видовження штока, які розміщені між штоком та контрштоком.

Введення у конструкцію насоса додаткових ексцентрикових втулок, що розміщені на ексцентриках, забезпечує можливість регулювати ексцентриситет і, відповідно, довжину ходу поршня насоса. Оскільки подача насоса прямо пропорційна довжині ходу поршня, то змінюючи ексцентриситет, тим самим регулюють подачу насоса. Засоби для плавного регулювання видовження штока призначені для попередження утворення значного об'єму шкідливого простору між поршнем та клапанами шляхом збереження постійного положення мертвої точки поршня, що знаходиться ближче до клапанів.

Модернізована конструкція привідної частини бурового насоса дозволяє встановлювати значення продуктивності бурового насоса, яка необхідна для конкретних технологічних та гірничо-геологічних умов буріння свердловини, що забезпечить оптимізацію енерговитрат у процесі спорудження свердловин.

При впровадженні запропонованої модернізації бурового насоса економічний ефект складатиме більше 78,8 тис. грн., що свідчить про доцільність запропонованого вдосконалення.

3 ДОСЛІДНО-КОНСТРУКТОРСЬКА РОБОТА

3.1 Опис математичної моделі

Розроблена математична модель процесів пуску агрегатів включає рівняння руху пружної механічної системи агрегату, які побудовані з урахуванням змінного зведеного моменту інерції поршневого насоса, а також рівняння електромагнітних явищ в асинхронному двигуні. Загальний вигляд математичної моделі дає можливість урахувати довільну кількість поршнів насоса як односторонньої, так і двосторонньої дії. Розрахункова модель насосного агрегату прийнята у вигляді механічної системи з двома ступенями вільності (рис. 3.1).

Рисунок 3.1 – Розрахункова схема механічної системи насосної установки

На схемі

J_1 – зведений до корінного вала насоса момент інерції ротора двигуна;

J_2 – зведений момент інерції механізму насоса;

c – зведена жорсткість послідовно з'єднаних шино-пневматичної муфти і пасової передачі;

ν – зведений коефіцієнт лінійного опору пружних ланок;

M_{E3} – зведений електромагнітний момент двигуна;

M_O – момент сил опору рухові, що діє на корінний вал насоса;

φ_1, φ_2 – кутові координати.

Диференціальні рівняння руху елементів агрегату, складені за схемою

рівняння Лагранжа другого роду, мають вигляд

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_1}{dt} &= \omega_1; \quad \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2; \\ J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + c(\varphi_1 - \varphi_2) + v(\omega_1 - \omega_2) &= M_{E3}; \\ J_2 \frac{d\omega_2}{dt} + \frac{1}{2} \frac{\partial J_2}{\partial \varphi_2} \omega_2^2 - c(\varphi_1 - \varphi_2) - v(\omega_1 - \omega_2) &= -M_o, \end{aligned} \quad (3.1)$$

де $M_{E3} = M_E \cdot u$, M_E – електромагнітний момент на валу двигуна;

u – передавальне відношення приводу.

Початкові умови інтегрування рівнянь (3.1) прийнято нульовими.

Сучасний буровий насос може налічувати від одного до шести циліндрів, поршні яких приводяться в рух кривошипно-повзунними механізмами. Кути повороту ведучих ланок механізмів φ_i ($i=1, 2, \dots, n$) зв'язані з кутом повороту корінного вала φ . Для визначення зведеного моменту інерції виконавчого механізму насоса одержана загальна аналітична залежність, яка дає можливість урахувати наявність довільного числа циліндрів та взаємне кутове зміщення ведучих ланок окремих кривошипно-повзунних механізмів.

$$\begin{aligned} J_2(\varphi) = \sum_{i=1}^n \left[J_{S1} + m_1 a_1^2 + m_2 u_i \frac{I_1^2 (\cos \varphi_i)^2}{h_i} + J_{S2} \frac{I_1^2 (\cos \varphi_i)^2}{h_i} + \right. \\ \left. + m_3 \left(-l_1 \left(\sin \varphi_i + \frac{l_1 \sin 2\varphi_i}{2\sqrt{h_i}} \right) \right)^2 \right], \end{aligned} \quad (3.2)$$

де

$$h_i = l_2^2 - l_1^2 (\sin \varphi_i)^2, \quad u_i = \frac{h_i}{(\cos \varphi_i)^2} + a_2^2 - 2a \frac{h_i}{l_2} + 2a_2 \frac{l_1 \cdot (\sin \varphi_i)^2 \cdot \sqrt{h_i}}{\cos \varphi_i \cdot l_2}.$$

У наведених рівностях кутова координата кривошипа окремо взятого механізму насоса позначається як φ_i ; маси кривошипа, шатуна і поршня – як m_1 , m_2 , m_3 , відповідно; центральні моменти інерції кривошипа і шатуна – як J_{S1} і J_{S2} ;

l_1 – довжина кривошипа;

l_2 – довжина шатуна; a_1 – віддаль від осі корінного вала до центра ваги кривошипа;

a_2 – віддаль від центру ваги шатуна до його шарнірного з'єднання з кривошипом.

Момент опору рухові визначається як сума моментів опору, які створює тиск рідини на i -ий поршень насоса.

Електромагнітний момент двигуна M_E , що фігурує в системі диференціальних рівнянь (3.1), визначається за формулою

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 L_m (I_{Rx} I_{Sy} - I_{Ry} I_{Sx}), \quad (3.3)$$

де I_{Sx} , I_{Sy} , I_{Rx} , I_{Ry} – проекції струмів статора і ротора на координатні осі x , y (індекси S і R вказують на приналежність величин до статора і ротора відповідно);

L_m – робоча індуктивність двигуна;

p_0 – число пар магнітних полюсів.

Проекції струмів на координатні визначаються шляхом інтегрування нелінійної системи диференціальних рівнянь електромагнітного стану двигуна.

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

В результаті сумісного інтегрування диференціальних рівнянь руху механічної системи (3.1) і рівнянь, що описують електромагнітні явища в асинхронному двигуні, отримано часові залежності величин φ_1 , φ_2 , ω_1 , ω_2 , M_E , а також крутний момент в пружній ланці під час пуску бурового насоса

$$M = c(\varphi_1 - \varphi_2) + v(\omega_1 - \omega_2). \quad (3.4)$$

За різних значень тиску на викиді насоса визначено момент в пружній ланці, електромагнітний момент, а також кутові швидкості ротора двигуна та корінного вала насоса як функції часу. Залежність, наведена на рис. 3.2, *a*, ілюструє інтенсивні коливання електромагнітного моменту в початковий

період пуску двигуна АКЗ-15-41-8Б з частотою, близькою до частоти коливання напруги в мережі живлення. Відношення максимального значення електромагнітного моменту до номінального із зростанням навантажень на поршні насоса зменшується, а тривалість та амплітуда коливань моменту – суттєво збільшуються. Залежність, наведена на рис. 3.2, б, засвідчує періодичну зміну крутного моменту у пружній ланці насосного агрегату для тиску на викиді насоса 10 МПа.

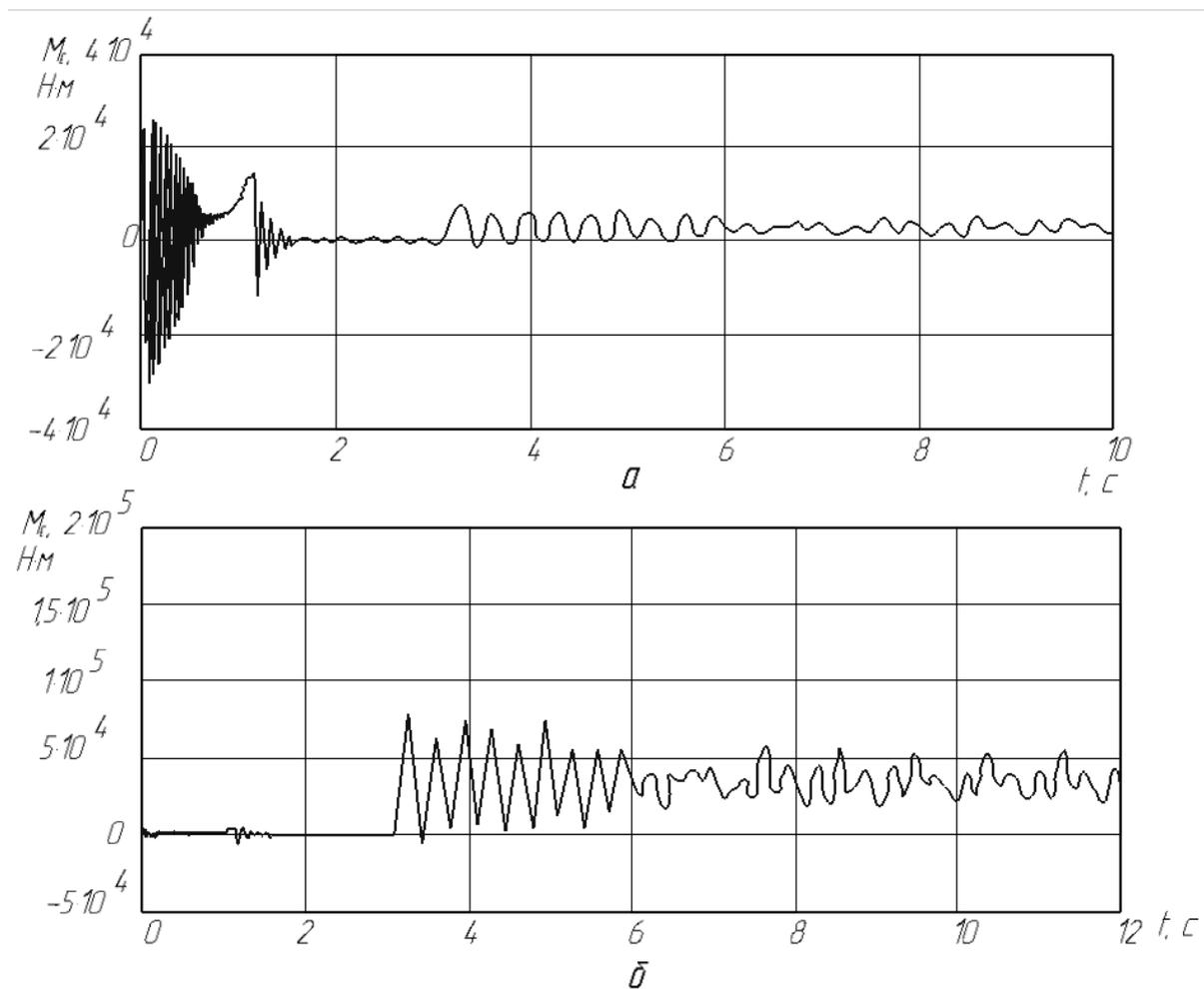


Рисунок 3.2 – Часова залежність електромагнітного моменту двигуна АКЗ-15-41-8Б (а) і моменту у пружній ланці привідного механізму (б) під час пуску бурового насоса

Після приведення в дію кривошипно-повзунних механізмів насоса момент в пружній ланці різко зростає. Його коливання обумовлені циклічною зміною навантаження на поршні і великою інерційністю ланок привідного

механізму. Зі збільшенням тиску на викиді насоса амплітуда коливань моменту сил пружності зростає.

Розроблена математична модель може бути застосована в системах автоматизованого проектування насосних агрегатів для забезпечення належної точності розрахунків на міцність і прогнозування ресурсу елементів конструкцій, а також з метою підвищення ефективності експлуатації насосів шляхом раціонального добору їх продуктивностей і робочих швидкостей.

Механічна система насосного агрегату (рис. 3.3) складається з асинхронного двигуна, шинопневматичної муфти, пасової передачі, редуктора та поршневого насоса.

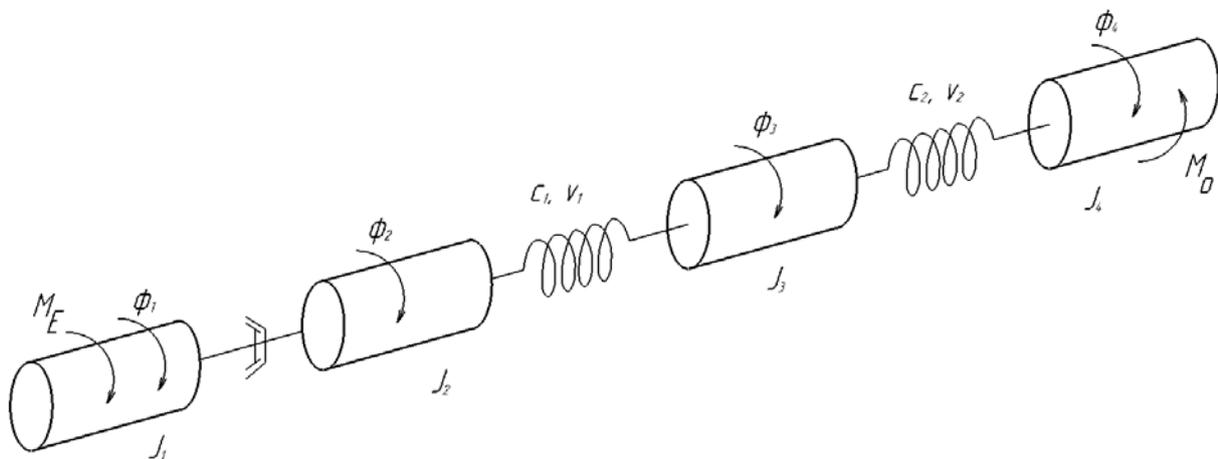


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема механічної системи насосного агрегату

На схемі

J_1 – зведений момент інерції ротора електричного двигуна з ведучою частиною шинопневматичної муфти;

J_2 – зведений момент інерції веденої частини шинопневматичної муфти з валом та ведучим шківом пасової передачі;

J_3 – зведений момент інерції трансмісійного вала із шестірнею та веденим шківом пасової передачі;

J_4 – зведений момент інерції кривошипно-повзунного механізму насоса; c_1 – зведена жорсткість клинових пасів;

ν_1 – зведений коефіцієнт демпфування пасів;

c_2 – зведена жорсткість зубчастої передачі редуктора;

ν_2 – зведений коефіцієнт демпфування зубчастої передачі;

M_E – зведений електромагнітний момент двигуна;

M_O – момент сил опору рухові, що діє на корінний вал насоса;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – зведені кутові координати.

Інерційні і пружно-дисипативні параметри механічної системи зведені до корінного вала насоса.

3.3 Розрахункова схема механічної системи насосного агрегату з компенсатором нерівномірності подачі

Розрахункова модель насосного агрегату (рис. 3.4) містить усі інерційні й пружно-дисипативні ланки, що й попередня модель (рис. 3.3) і додатково враховує взаємодію насоса з пневмокомпенсатором.

Диференціальні рівняння пневмокомпенсатора записуємо у вигляді:

$$\begin{aligned} m \frac{dx^2}{dt} - P_2 A_p + F(x) &= 0; \\ \frac{dx}{dt} &= K V_2, \end{aligned} \quad (3.5)$$

де m – маса пружного елемента (діафрагми);

A_p – площа діафрагми;

$F(x)$ – сила пружності стиснутого повітря;

K – коефіцієнт, що враховує зміну площі поперечного перерізу труби та компенсатора;

V_2 – швидкість переміщення діафрагми;

P_2 – тиск рідини у стояку пневмокомпенсатора.

Динамічні процеси в насосному агрегаті аналізуємо на основі сумісного розв'язування рівнянь руху механічної системи насосного агрегату, рівнянь електромагнітного стану асинхронного двигуна, рівнянь Бернуллі для неусталеного руху рідини по трубах та рівнянь нерозривності потоку рідини.

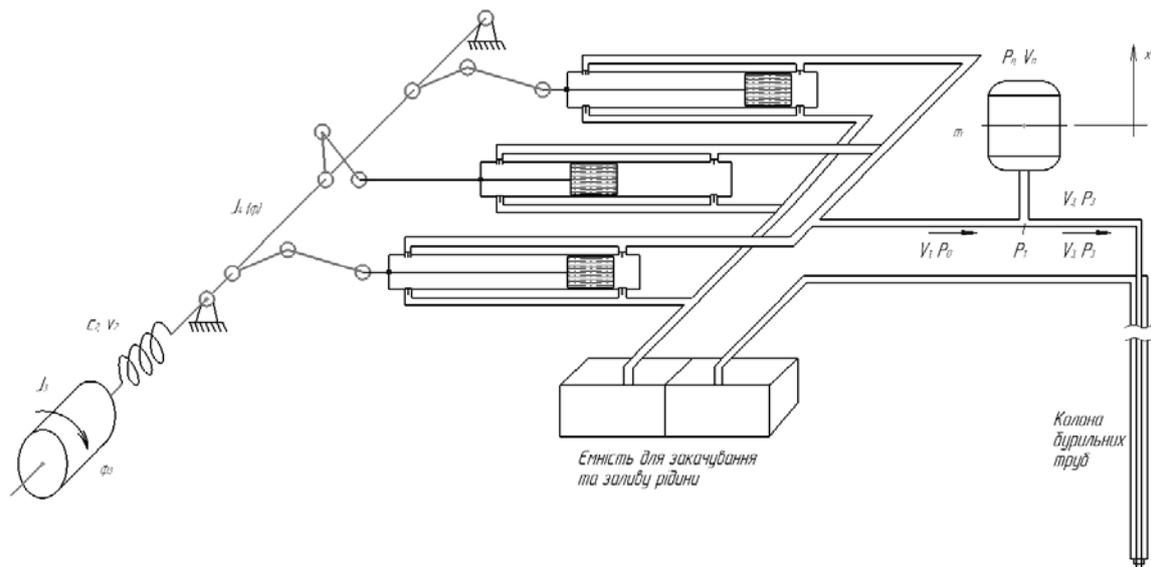


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема механічної системи насосного агрегату з компенсатором нерівномірності подачі

Дослідження динамічних процесів в насосному агрегаті дало можливість визначити коефіцієнт динамічності пульсацій тиску рідини, і таким чином отримати максимальне значення навантажень, які діють на гідравлічну корпусну частину бурового насоса за різних режимів його роботи.

З'єднання пневмокомпенсатора бурового насоса з його гідравлічним блоком навантажується в осьовому напрямі силами тиску промивальної рідини та силою ваги пневмокомпенсатора. Вага G пневмокомпенсатора разом з трійником, до якого кріпиться напірний викидний трубопровід у буровому насосі, становить близько 1000 кг. Максимальне значення тиску рідини на викиді насоса з урахування коефіцієнта динамічності становить $p=26,3$ МПа.

Внаслідок прикладання навантаження F до затягнутого з'єднання фасонне кільце розслаблюється, фланці додатково стискаються, а стержень шпильки розтягується. Алгебраїчна сума деформацій фасонної прокладки і фланців дорівнює деформації шпильки

$$\frac{\Delta F}{c_k} - \frac{F - \Delta F}{c_1} - \frac{F - \Delta F}{c_2} = \frac{F - \Delta F}{c_s}, \quad (3.6)$$

де ΔF – доля сумарного осьового навантаження F , на яку зменшується сила стискання фасонного кільця, $\Delta F = \chi F$; $F - \Delta F$ – доля сумарного осьового

навантаження F , на яку збільшується сила стискання фланців і сила розтягання шпильок; c_1 і c_2 – коефіцієнти жорсткості фланців; c_k – коефіцієнт жорсткості фасонного кільця; c_s – коефіцієнт жорсткості стержня шпильки; χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження,

$$\chi = \frac{c_k(c_s c_1 + c_s c_2 + c_1 c_2)}{c_k c_1 c_s + c_k c_2 c_s + c_1 c_2 c_s + c_1 c_2 c_k}. \quad (3.7)$$

Висновки

За результатами проведених досліджень роботи бурового насоса в процесі його експлуатації, що були одержані в процесі виконання дослідно-лабораторних робіт, побудовано їх графічну інтерпретацію – часову залежність електромагнітного моменту двигуна АКЗ-15-41-8Б і моменту у пружній ланці привідного механізму під час пуску бурового насоса.

Порівняння розрахункових даних з експериментальними показує задовільні співпадання, що підтверджує можливість ефективного використання розробленого в магістерській роботі модернізованого бурового насоса у буровій установці БУ-5000 ЕУ.

4. РОЗРАХУНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ

4.1 Визначення основних параметрів бурового насоса

Подача бурового насоса рівна [22]:

$$Q = \frac{z \cdot (2 \cdot F - f_{um}) \cdot S \cdot n}{60} \cdot \eta_0; \quad (4.1)$$

де F і f_{um} – площа поперечного перерізу поршня і штока;

z – кількість циліндрів;

S – хід поршня;

n – кількість подвійних ходів поршня в хвилину;

η_0 – об'ємний ККД насоса.

Для насоса НБТ-600 приймаємо $z=3$, $S=400$ мм, $\eta_0=0,95$, $n=64$. Значення подачі насоса змінюється в межах 19,6 – 51,6 л/с. Визначимо з рівняння значення площі поперечного перерізу поршня для максимальної і мінімальної подачі [6].

$$F = \frac{Q \cdot 60 + S \cdot n \cdot \eta_0 \cdot f_{um}}{2 \cdot z \cdot S \cdot n \cdot \eta_0} \quad (4.2)$$

Площа поперечного перерізу штока рівна

$$f_{um} = \frac{\pi \cdot d_{um}^2}{4} \quad (4.3)$$

де d_{um} – діаметр штока, $d_{um} = 70$ мм,

$$f_{um} = \frac{3,14 \cdot 0,07^2}{4} = 0,00385 \text{ м}^2.$$

При максимальній подачі насоса $Q = 51,6$ л/с

$$F = \frac{51,6 \cdot 10^{-3} \cdot 60 + 0,4 \cdot 66 \cdot 0,95 \cdot 0,00385}{2 \cdot 3 \cdot 0,4 \cdot 66 \cdot 0,95} = 0,0398 \text{ м}^2$$

Тоді діаметр циліндрової втулки буде рівний

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0398}{3,14}} = 0,19 \text{ м}.$$

При мінімальній подачі насоса $Q = 19,6$ л/с

$$F = \frac{19,6 \cdot 10^{-3} \cdot 60 + 0,4 \cdot 66 \cdot 0,95 \cdot 0,00385}{2 \cdot 3 \cdot 0,4 \cdot 66 \cdot 0,95} = 0,01268 \text{ м}^2$$

Тоді діаметр циліндрової втулки буде рівний

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,01268}{3,14}} = 0,107 \text{ м}$$

Порівнюючи отримані розрахункові значення діаметрів циліндрових втулок з паспортними даними для насоса відзначаємо незначну розбіжність, що свідчить про правильність розрахунку. Найбільший діаметр циліндрових втулок $D_{MAX} = 170 \text{ мм}$, а найменший – $D_{MIN} = 100 \text{ мм}$ [22].

Максимальний тиск нагнітання (при $D_{MIN} = 100 \text{ мм}$)

$$P = \frac{10,2 \cdot N_K}{Q}$$

де N_K – корисна потужність насоса в кВт, $N_K = 500 \text{ кВт}$

$$P = \frac{1,02 \cdot 500}{19,7} = 25,8 \text{ МПа}$$

Згідно технічної характеристики насоса $P_{MAX} = 25 \text{ МПа}$. Для даного тиску визначимо діаметр циліндрової втулки.

$$Q = \frac{1,02 \cdot N_K}{P_{MAX}} = \frac{1,02 \cdot 500}{25} = 20,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$$

По знайденій подачі визначаємо діаметр циліндрової втулки

$$F = \frac{Q \cdot 60 + S \cdot n \cdot \eta_0 \cdot f_{um}}{2 \cdot z \cdot S \cdot n \cdot \eta_0} = \frac{20,4 \cdot 10^{-3} \cdot 60 + 0,4 \cdot 66 \cdot 0,95 \cdot 0,00385}{2 \cdot 3 \cdot 0,4 \cdot 66 \cdot 0,95} = 0,012 \text{ м}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,012}{3,14}} = 0,1 \text{ м}$$

Таким чином, ми провели розрахунок основних параметрів насоса, регулярно порівнюючи їх з паспортними значеннями.

4.2 Розрахунок штока насоса на міцність

Для розрахунку штока на міцність необхідно визначити зусилля, діюче на нього. Для цього задаємося діаметром втулки $d = 100 \text{ мм}$. Додатковим зусиллям, що виникають в результаті тертя поршня із циліндровою втулкою

нехтуємо [22].

Визначаємо зусилля розтягу і стиску, які діють на шток

$$P_p = p \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{um}^2) = 25 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14}{4} (0,13^2 - 0,07^2) = 235,5 \text{кН} \quad (4.4)$$

$$P_{CT} = p \cdot \frac{\pi}{4} D^2 = 25 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,13^2 = 331,6 \text{кН} \quad (4.5)$$

Визначаємо зусилля розтягу і стиску з врахуванням тертя поршня з циліндровою втулкою:

$$P_p = \pi \cdot p \cdot \left(\frac{D^2 - d_{um}^2}{4} + D \cdot l_1 \cdot f_1 + k_c \cdot d_{um} \cdot l \cdot f_2 \right); \quad (4.6)$$

де l_1 – довжина самоущільнювальної частини поршня, $l_1 = 25 - 30$ мм, приймаємо $l_1 = 25$ мм;

f_1 – коефіцієнт тертя між гумовим ущільненням поршня і циліндровою втулкою, $f_1 = 0,06 - 0,016$, приймаємо $f_1 = 0,1$ [22];

k_c – коефіцієнт середньої величини радіального тиску на ущільнення штока, $k_c = 0,15$ [22];

f_2 – коефіцієнт тертя ущільнення з штоком, $f_2 = 0,05 - 0,2$, приймаємо $f_2 = 0,1$ [22];

l – довжина ущільнення сальника штока, $l = 50$ мм.

$$P_p = 3,14 \cdot 25 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,13^2 - 0,07^2}{4} + 0,13 \cdot 0,025 \cdot 0,1 + 0,15 \cdot 0,07 \cdot 0,05 \cdot 0,1 \right) = 265 \text{кН};$$

$$P_{CT} = \pi \cdot p \cdot \left(\frac{D^2}{4} + D \cdot l_1 \cdot f_1 + k_c \cdot d_{um} \cdot l \cdot f_2 \right) = 3,14 \cdot 25 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,13^2}{4} + 0,13 \cdot 0,025 \cdot 0,1 + 0,15 \cdot 0,07 \cdot 0,05 \cdot 0,1 \right) = 361,3 \text{кН}$$

Розрахунок штока на повздожній згин:

Матеріал штока – сталь 40Х

Границя міцності $\sigma_B = 900 - 1000$ МПа;

Визначаємо гнучкість штока

$$\lambda = \frac{l}{i} \quad (4.7)$$

де l – довжина штока, $l = 1390$ мм;

i – радіус інерції.

$$i = \sqrt{\frac{I}{F}}$$

де I – момент інерції поперечного перерізу штока;

F – площа поперечного перерізу;

$$I = \frac{\pi \cdot d_{um}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,07^4}{64} = 1,177 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; \quad (4.8)$$

$$F = \frac{\pi \cdot d_{um}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,07^2}{4} = 38,46 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$i = \sqrt{\frac{1,177 \cdot 10^{-6}}{38,46 \cdot 10^{-4}}} = 0,017 \text{ м}$$

$$\lambda = \frac{1,35}{0,017} = 77,18$$

Оскільки $\lambda \leq 100$ то визначаємо критичне напруження, яке виникає в тілі штока за формулою Ясинського

$$\sigma_{KP} = 335 - 6,2 \cdot \lambda = 335 - 0,62 \cdot 77,18 = 287,15 \text{ МПа} \quad (4.9)$$

Напруження стиску в перерізі штока

$$\sigma_{CT} = \frac{P_{CT}}{F} = \frac{361,3 \cdot 10^3}{38,46 \cdot 10^{-4}} = 93,94 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу міцності

$$n = \frac{\sigma_{KP}}{\sigma_{CT}} = \frac{287,15}{93,94} = 3,05$$

Запас міцності достатній.

Розрахунок напруження розтягу в різьбовій частині поршневого кінця штока.

$$\sigma_P = \frac{P_P}{F'} \quad (4.10)$$

де F' – площа перерізу по внутрішньому діаметру різьби М64х3

$$F' = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,061^2}{4} = 29,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

де d_1 – внутрішній діаметр різьби М64х3, $d_1 = 61 \text{ мм}$.

$$\sigma_P = \frac{265 \cdot 10^3}{29,2 \cdot 10^{-4}} = 90,7 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу міцності

$$n = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_P}$$

де σ_{-1P} – границя витривалості на розтяг при дії знакозмінних навантажень

$$\sigma_{-1P} = 0.36 \cdot \sigma_B = 0.36 \cdot 1000 = 360 \text{ МПа.}$$

$$n = \frac{360}{90,7} = 3,97.$$

Розрахунок напруження стиску в різьбовій частині штока.

Напруження стиску в різьбовій частині штока

$$\sigma'_{CT} = \frac{1,3 \cdot P_{CT}}{F''}$$

де F'' – площа перерізу по внутрішньому діаметру різьби М72х3;

1,3 – коефіцієнт, що враховує вплив попереднього затягування.

$$F'' = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.068^2}{4} = 36.29 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$\sigma'_{CT} = \frac{1,3 \cdot 361.3}{36.29 \cdot 10^{-4}} = 129.4 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу міцності

$$n = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma'_{CT}} = \frac{360}{129.4} = 2,78.$$

Запас міцності в усіх випадках достатній.

4.3 Розрахунок товщини стінки циліндрової втулки

Розрахунок будемо вести за формулою для товстостінних циліндрів

$$\sigma_r = \frac{r_1 P_1 - r_2 P_2}{r_1^2 - r_2^2} - \frac{r_1^2 \cdot r_2^2 (P_1 - P_2)}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2} \quad (4.11)$$

$$\sigma_o = \frac{r_1 P_1 - r_2 P_2}{r_1^2 - r_2^2} - \frac{r_1^2 \cdot r_2^2 (P_1 - P_2)}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2} \quad (4.12)$$

де σ_r і σ_o – радіальні і тангенціальні напруження;

r_1 і r_2 – зовнішній і внутрішній радіуси циліндра;

P_1 і P_2 – внутрішній і зовнішній тиск;

r – радіус розрахункових точок.

В нашому випадку $P_2 = 0$, максимальні напруження будуть на внутрішній стороні циліндра, тому $r < r_1$, а саме небезпечними будуть точки [22], що лежать на зовнішній поверхні циліндра. Так як діють два види напружень, то розрахунок краще вести по еквівалентному напруженню. Згідно третьої теорії міцності $\sigma_{EKB} = \sigma_1 - \sigma_3$. В нашому випадку $\sigma_1 = \sigma_0$ і $\sigma_3 = \sigma_r$.

Підставляючи замість σ_1 і σ_2 , σ_0 і σ_r і роблячи перетворення дістаємо:

$$\sigma_{EKB} = \frac{2P}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} \leq [\sigma]; \quad (4.13)$$

Матеріал циліндрової втулки сталь 70, для якої $\sigma_B = 640$ МПа, $\sigma_T = 380$ МПа.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n};$$

де n – коефіцієнт запасу міцності, приймаємо $n=2$.

Тоді

$$[\sigma] = \frac{380}{2} = 190 \text{ МПа.}$$

Запишемо наступним чином

$$\frac{2P}{r_2^2 - r_1^2} = r_2^2 [\sigma] \quad (4.14)$$

Перетворюючи даний вираз отримаємо

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 2P}}$$

Розраховуємо зовнішній діаметр циліндрової втулки при мінімальній товщині стінки, тобто при $d_{\text{вн}} = 200$ мм.

$$r_2 = 0.1 \cdot \sqrt{\frac{190 \cdot 10^6}{190 \cdot 10^6 - 2 \cdot 11 \cdot 10^6}} = 0.106 \text{ м.}$$

Мінімальна товщина циліндрової втулки

$$S = \frac{d_{3H} - d_{BH}}{2} = \frac{230 - 200}{2} = 15 \text{ мм}.$$

Шляхом розрахунку ми отримали значення

$$S = r_2 - r_1 = 106 - 100 = 6 \text{ мм}.$$

Розрахункове значення менше за реальне.

Напруження в стінках циліндрів

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot r_3^2 + 0,4 \cdot r_{BH}^2}{r_3^2 - r_{BH}^2} \cdot P = \frac{1,3 \cdot 0,106^2 + 0,4 \cdot 0,1^2}{0,106^2 - 0,1^2} \cdot 11 \cdot 10^6 = 75,59 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 190 \text{ МПа}.$$

Решта циліндрових втулок будуть мати стінки більшої товщини.

4.4 Розрахунок елементів клапана на міцність

Матеріал сідла клапана сталь 40ХНМ.

Горизонтальна посадочна поверхня тарілки клапана розраховується на зминання

$$\sigma_{3M} = \frac{Q}{F_{3M}} \leq [\sigma]; \quad (4.15)$$

де Q – зусилля, яке діє на таріль;

F_{3M} – площа зминання.

$$Q = P_p \times \frac{\pi \times d_T^2}{4}; \quad (4.16)$$

де d_T – діаметр тарілки;

P_p – робочий тиск (для розрахунку вибираємо максимальне значення);

$$Q = 25 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \times 0,142^2}{4} = 395,71 \text{ кН};$$

Зусилля перпендикулярне до посадочної поверхні тарілки:

$$Q_H = Q \cdot \sin(\alpha) = 395,71 \cdot \sin(45) = 279,81 \text{ кН}$$

Зусилля вздовж посадочної поверхні:

$$Q_K = Q \cdot \cos(\alpha) = 395,71 \cdot \cos(45) = 279,81 \text{ кН}.$$

$$F_{3M} = \frac{\pi}{4} \times (D_H^2 - D_{BH}^2) + 3V \times n;$$

де D_H і D_{BH} – зовнішній і внутрішній діаметри сідла,
в, n – ширина і довжина поясків сідла відповідно.

$$F_{зм} = \frac{\pi}{4} \times (0.146^2 - 0.095^2) + 3 \times 0,015 \times 0,022 = 0,00998 \text{ м}^2;$$

Отже, напруження зминання буде рівним:

$$\sigma_{зм} = \frac{395,71 \cdot 10^3}{0,00998} = 39,656 \text{ МПа};$$

Граничні допустиме напруження зминання:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T};$$

де σ_T – напруження текучості (границя текучості),

n_T – коефіцієнт запасу міцності, $n_T = 2$ [22].

$$[\sigma] = \frac{600}{2} = 300 \text{ МПа.}$$

Зовнішню поверхню сідла клапана перевіряємо на зминання. Найбільше діюче на сідло зусилля складає

$$Q = P \times \frac{\pi \times D^2}{4} = 25 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \times 0,146^2}{4} = 418,32 \text{ кН};$$

Бокова поверхня сідла буде рівна

$$F_{зм} = 0,7 \times \pi \times D_{cp} \times n = 0,7 \times \pi \times 0,095 \times 0,025 = 0,00522 \text{ м}^2;$$

Напруження зминання буде рівним:

$$\sigma_{зм} = \frac{Q}{F_{зм}} = \frac{418,32}{0,00522} = 80,13 \text{ МПа.}$$

Умова міцності виконується.

4.5 Розрахунок шпильок для закріплення фланців

Максимальний тиск нагнітання насоса – 25 МПа;

зовнішній діаметр фланця – 265 мм;

розмір шпильок – М36;

кількість шпильок – 12;

матеріал шпильок – Сталь 40Х ГОСТ 1050-75, $\sigma_T=600$ МПа, $\sigma_B=800$ МПа,
 $\sigma_{-1}=290$ МПа;
 діаметри кільцевої прокладки – $d_3=29$ мм та $d_{вн}=27$ мм.

Приймаємо тиск опресування рівним [22]

$$P_{\text{опр}}=1,5P=1,5 \cdot 25=37,5 \text{ МПа.} \quad (4.17)$$

Сила від дії реакції прокладки при $q=1,5P$ рівна

$$P_q = \frac{\pi(29^2 - 27^2)}{4} 37,5 = 32970 \text{ Н.}$$

Загальне зусилля на кришку від дії сили тиску рідини при опресуванні

$$P_{\text{заг}} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P_{\text{опр}} = \frac{3,14 \cdot 27^2}{4} 37,5 = 214600 \text{ Н.}$$

Розрахункове зусилля при опресуванні для однієї кришки

$$P_{\text{роз}} = \frac{P_q}{z} + x_1 \frac{P_{\text{заг}}}{z} = \frac{32970}{12} + 0,2 \frac{214600}{12} = 6324 \text{ Н.} \quad (4.18)$$

Нормальне напруження при роботі шпильки під час опресування

$$\sigma = \frac{P}{f_{\text{шп}}} = \frac{4P}{\pi D_{\text{шпвн}}^2} = \frac{6324 \cdot 4}{3,14 \cdot 32,1^2} = 80 \text{ МПа.} \quad (4.19)$$

Дотичне напруження в нарізній частині шпильки

$$\tau = \frac{M_k}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{0,12 \cdot d_{\text{шп}} \cdot P_{\text{пр}}}{0,2 \cdot d_{\text{вн}}^3} = \frac{0,12 \cdot 36 \cdot 2747,8}{0,2 \cdot 32,1^3} = 20 \text{ МПа,}$$

$$P_{\text{пр}} = \frac{P_q}{z} = \frac{32970}{12} = 2747,8 \text{ Н,}$$

де $d_{\text{шп}}$ – діаметр шпильки, мм; $d_{\text{шп}}=36$ мм;

$d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр різьби, мм; $d_{\text{вн}}=32,1$ мм.

Приведені напруження

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{80^2 + 3 \cdot 20^2} = 90 \text{ МПа.}$$

Запас міцності по границі текучості

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{кр}} = \frac{600}{90} = 6,7$$

Загальне зусилля на кришку від тиску рідини під час роботи насосу

$$P'_{заг} = \frac{\pi D^2}{4} P = \frac{3,14 \cdot 265^2}{4} 25 = 137817 \text{ Н.}$$

Зусилля на одну шпильку

$$P_{шп} = \frac{P'_{заг}}{z} = \frac{137817}{12} = 11485 \text{ Н.}$$

Амплітуда напружень під час циклічного навантаження

$$\sigma_a = \frac{x_1}{2} \cdot \frac{P_{шп}}{f_{шп}} = \frac{0,2 \cdot 11485}{1017} = 1,1 \text{ МПа.} \quad (4.20)$$

Середнє напруження циклу

$$\sigma_T = \frac{2P_{пр} + x_1 P_{q\max(шп)}}{2f_{шп}} = \frac{2 \cdot 2747,8 + 0,2 \cdot 11485}{2 \cdot 1017} = 38,3 \text{ МПа.} \quad (4.21)$$

Запас витривалості

$$n_B = \frac{1}{\frac{k_{-1}}{\varepsilon} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B}} = \frac{1}{\frac{4}{0,48} \cdot \frac{1,1}{290} + \frac{400}{800}} = 1,8. \quad (4.22)$$

$$n_B > [n] = 1,6$$

Умова виконується.

Висновки

Проведені розрахунки в даному розділі магістерської роботи штока на міцність, товщини стінки циліндрової втулки, елементів клапана підтверджують ефективність технічного рішення з модернізації конструкції привідної частини бурового насоса ДГ3845А1.

5. МОНТАЖ І ЕКСПЛУАТАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ

5.1 Технологія монтажу обладнання

5.1.1 Підготовчі роботи перед монтажем обладнання

Монтаж бурової установки повинен виконуватися в суворій відповідності з монтажними установочними і вузловими кресленнями бурової установки. Монтується бурова вежа і талева система. Вертлюг при агрегатному методі монтажу БУ транспортується на бурову автомашинами вантажопідйомністю до 4,5 т.

Основним документом на спорудження свердловин є робочий проект, розроблений відповідно до державних будівельних норм "Проектування. Склад, порядок розроблення, погодження та затвердження проектної документації для будівництва" (ДБН А.2.2-3-2004) з урахуванням вимог цих Правил та інших нормативно-технічних документів. Дозволяється спорудження свердловини за проектом прив'язки, виконаним відповідно до будівельних норм. Крім того, під час будівництва свердловини необхідно керуватись вимогами Єдиних технічних правил ведення робіт при будівництві свердловин на нафтових, газових і газоконденсатних родовищах, (НПАОП 11.2-1.18-82).

Підготовчі і вишкомонтажні роботи розпочинаються за наявності затвердженого робочого проекту на будівництво свердловини та видачі вишкомонтажній бригаді наряду на їх проведення.

У проекті визначаються:

- а) способи транспортування обладнання;
- б) траса пересування обладнання і шляхи руху підтримувальної техніки;
- в) способи подолання ровів, ярів, вирубки лісу, вирівнювання траси, переходу через дороги, лінії електропередач;
- г) кількість техніки – основної і допоміжної;

г) кількість і порядок розміщення членів бригади, які беруть участь у транспортуванні обладнання;

д) погодження з організацією, що експлуатує ЛЕП (у разі її перетинання).

Виконання робіт на висоті здійснюється згідно з вимогами Правил охорони праці під час виконання робіт на висоті, затверджених наказом Держгірпромнагляду від 25.03.2007 № 62, зареєстрованих в Міністерстві юстиції України 04.06.2007 за № 573/13840 (НПАОП 0.00-1.15-07). Не дозволяються роботи на висоті з монтажу, демонтажу та ремонту бурових вишок і щогл, а також пересування бурових вишок у вертикальному положенні в нічний час, при вітрі понад 15 м/с, під час грози, зливи і сильного снігопаду, при ожеледі, тумані з горизонтальною видимістю менше 50 м, при температурі повітря нижче мінус 30⁰ С. Не дозволяється одночасно перебувати на різній висоті бурової вишки працівникам, які не зайняті виконанням спільної роботи. Не дозволяється на час перерви монтажно-демонтажних робіт залишати в підвішеному стані вузли і частини обладнання. Не дозволяється монтаж, демонтаж бурової вишки, у тому числі стягування її з устя свердловини, за наявності тиску на усті свердловини [28].

5.1.2 Монтаж бурових насосів

Вимоги до монтажу насосів, що поставляються у комплекті бурових установок заводу, забезпечується конструкцією самих установок. Насос повинен бути встановлений на стійку металеву основу. Через значну вагу насоса кріплення його до підлоги не вимагається, але повинні використовуватись гвинтові розпорки між насосом і приводом, які встановлюються для натягу пасів.

Встановлення насоса виконують по рівню горизонтально як по довжині, так і по ширині. Відхилення від горизонтальності не більше 1,5 мм на довжині 1000 мм. Для забезпечення нормальної роботи насоса ємність з промивною

рідиною повинна встановлюватись так, щоб рівень рідини в ній був вище осі циліндрів.

На кінці трубопроводу, що з'єднує насос з ємністю, встановлюють фільтр, конструкція якого повинна дозволяти зручно очищати його від осаду, що накопичується. Сумарна площа всіх отворів фільтра повинна перевищувати прохідний переріз всмоктувального трубопроводу не менше, ніж у 4 рази. Діаметр прохідного перерізу всмоктувального трубопроводу повинен бути не менше 250 мм. Трубопровід повинен бути коротким, без різких вигинів і мати у своєму комплекті запірний пристрій, в якості якого використовують шибєрні засувки. Всмоктувальний трубопровід між запірним пристроєм і насосом повинен мати отвори для повного зливу промивної рідини.

На нагнітальному трубопроводі встановлюють манометр, пусковий та запірний пристрій. Манометр встановлюють на лінії до запірного пристрою, де неможливе накопичення осаду.

До клинопасової передачі підбирають паси однакової довжини – 10000 мм. Відхилення по довжині окремих пасів повинно бути не більше 15 мм. Контроль натягу пасів проводять зусиллям 180 Н, що прикладене перпендикулярно до середини прольоту кожного паса. Допустимий прогин паса при нормальному натягу повинен бути в межах 55-65 мм. Категорично забороняється виконувати безконтрольний натяг пасів тяговими засобами, так як в подальшому це може призвести до виходу з ладу трансмісійного валу.

5.1.3 Підготовчі роботи перед експлуатацією бурових насосів

Перед початком експлуатації бурового насоса проводять наступні роботи:

1. Перевіряють по рівню установку бурового насоса в горизонтальній площині.
2. Перевіряють положення шківів трансмісійного валу насоса відносно

шківа приводу.

3. Перевіряють натяг і стан клинових пасів.

4. Перевіряють стан огороження клинопасової передачі.

5. Оглядають рухомі частини насос.

6. Перевіряють наявність і стан масла в ванні.

7. Змащують ручним насосом підшипники трансмісійного і кривошипного валів згідно карти змащення.

8. Перевіряють розмір і стан циліндрових втулок і поршнів, а при необхідності замінюють на потрібний розмір.

9. Перевіряють стан клапанів і ущільнень клапанних кришок.

10. Заповнюють пневмокомпенсатори повітрям на тиск, передбачений в інструкції згідно умов буріння.

11. Встановлюють в запобіжний клапан діафрагму, яка відповідає робочому тиску в процесі буріння свердловини.

12. Перевіряють кріплення всіх вузлів бурового насоса.

5.1.4 Розрахунок чисельності монтажної бригади

Кількість основних робітників розраховують за професіями, виходячи з трудомісткості річної програми по видах робіт:

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

де $\sum T$ – сумарна трудомісткість річної програми монтажу бурової установки БУ-5000 ЕУ;

$F_{д.р.}$ – 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:

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

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

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

Звідси:

$$F_{Д.Р.}^{НОРМ.} = (D_K - D_B - D_{CB} - D_{ПСВ}) * D_{рз} / D_{рд} + D_{ПСВ} * T_{зм} , \quad (5.3)$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Для визначення трудомісткості виконання монтажу бурової установки БУ-5000 ЕУ використовуємо норми часу на її крупноблоковий монтаж, розроблені нормативно-аналітичним центром Національної акціонерної компанії “Нафтогаз України” [34] згідно табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Норми часу на монтаж бурової установки БУ-5000 ЕУ

№ п\п	Зміст робіт	Норма часу, год
1	Підготовчі роботи	2066,96
2	Монтаж вишково-лебідкового блоку	488,0
3	Монтаж насосного блоку	143,5
4	Монтаж блока приготування глинистого розчину	83,0
5	Монтаж зовнішньої частини ПВО	123,01
6	Монтаж маніфольда циркуляційної системи	303,89

7	Монтаж доливної ємності	41,3
8	Монтаж водяної ємності	10,6
9	Монтаж блока паливно-мастильних матеріалів	8,8
10	Монтаж блока рідких хімреагентів	19,54
11	Монтаж блока 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:		4574,04

Трудомісткість монтажу бурової установки БУ-5000 ЕУ, тому сумарна $\sum T = 1 \times 4574,04 = 4574,04$ люд.-год.

Монтаж бурової установки проводиться на протязі приблизно 1-го місяця, тоді дійсний фонд часу одного робітника буде дорівнювати 260 годин, а

$$F_{\text{д.р.}} = 260 - (0,12 * 260) = 240 \text{ год.}$$

Тоді кількість основних робітників по даному виду робіт буде рівна:

$$R = \frac{4574,04}{240} = 18 \text{ чол.}$$

Отже, для проведення робіт даного виду необхідно 18 робітників відповідної кваліфікації, подані в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Склад бригади при виконанні монтажних робіт бурової установки БУ-5000 ЕУ

Професії робітників	Розряд	Кількісний склад
Бригадир	VI	1
Вишкомонтажник	VI	1

Вишкомонтажник	V	3
Вишкомонтажник	IV	3
Вишкомонтажник	III	4
Вишкомонтажник	II	2
Вишкомонтажник-зварювальник	VI	1
Вишкомонтажник-зварювальник	IV	1
Вишкомонтажник-електромонтер	V	1
Вишкомонтажник-електромонтер	IV	1
Разом		18

Висновки

В даному розділі магістерської роботи розроблений комплекс підготовчих монтажних робіт бурової установки, особливості проведення монтажу бурових насосів, підготовчі роботи перед експлуатацією бурових насосів. Кількість робітників монтажної бригади розраховано згідно норм часу на виконання монтажу бурової установки. На основі проведених розрахунків потрібно 18 робітників. Склад бригади при виконанні монтажних робіт бурової установки поданий в табл. 5.2.

5.2 Експлуатація і технічне обслуговування обладнання

5.2.1 Умови експлуатації та аналіз діючих навантажень

Бурові насоси експлуатуються в дуже тяжких умовах. Вони перекачують в'язкі розчини, приготовлені звичайно на основі глинясто-водних сумішей з добавками гематиту або бариту. Розчини містять до 2 % абразивних часток вибуреної породи і перекачуються насосами при температурі 40 — 70 °С. Водні

розчини при цій температурі найбільш корозійно-активні. Крім того, вони часто містять активні хімічні реагенти: вапно, каустичну соду, дубильні кислоти, солі й інші речовини. Розчини характеризуються $pH = 5 — 12$.

Бурові розчини нерідко містять поверхнево-активні речовини, нафту і нафтопродукти. Щільність розчинів звичайно складає $1,2 — 1,3 \text{ г/см}^3$, може досягати $2,5 \text{ г/см}^3$ або знижуватися до $0,8 \text{ г/см}^3$. Іноді насоси перекачують корозійно-активні аеровані розчини. Хімічний склад і реологічні властивості розчинів можуть бути різними на різних родовищах, вони можуть змінюватися навіть у процесі проходки однієї свердловини.

Буровий насос повинний бути самовсмоктувальний і стійко працювати при висоті всмоктування $2 — 3 \text{ м}$. Він повинний допускати короткочасне підвищення тиску для продавки пробок і сальників, що утворюються в свердловині; бути простим по конструкції, досить надійний і зручним в експлуатації; дозволяти швидку зміну циліндрових втулок, поршнів, штоків, клапанів, сальників і інших швидкозношуваних деталей. Ресурс насоса повинний складати не менш 10 тис. год , конструкція його повинна дозволяти в $2 — 3$ рази збільшувати або зменшувати подачу і тиск за період буріння свердловини. Привід насоса повинний бути універсальним від дизеля, електродвигуна або групового приводу.

Бурові насоси повинні забезпечувати достатню рівномірність подачі, бути безпечними в експлуатації, зручними в обслуговуванні і ремонті в польових умовах. Буровий насос — звичайно найважчий агрегат бурової установки. Маса сучасних найбільш могутніх насосів досягає 50 т , тому його конструкція повинна допускати транспортування як за допомогою транспортних засобів, так і волоком у межах промислу. Для цього насоси повинні мати тверду раму-салазку.

Навіть при нормальних умовах експлуатації термін служби швидкозношуваних деталей обмежений і складає в год:

- поршні $100—200$;
- штоки $150—200$;

— циліндрові втулки 200— 300;

— клапани 300—400.

Іноді термін служби цих деталей скорочується до декількох десятків годин. Тому швидкість і зручність їхньої заміни, а також мала трудомісткість операцій мають велике значення.

5.2.2 Зміст технічного обслуговування обладнання. Перелік та послідовність робіт при технічному обслуговуванні (ТО) і поточному ремонті

Для збереження працездатності і підтримки готовності устаткування застосовують різні системи технічного обслуговування (ТО).

Основне в системі технічного обслуговування і ремонту — установлення необхідного складу робіт і структури обслуговування для різного устаткування бурової установки для того, щоб забезпечити готовність і безвідмовність його функціонування в процесі експлуатації.

Правильно організоване технічне обслуговування і відбудовні роботи устаткування в процесі проводки шпари значно скорочує його відмовлення і простої буравлення, викликані відбудовними роботами.

Міжремонтним періодом називається період перебування устаткування між двома ремонтами, а періодом відновлення — час, витрачений на відновлення робочого стану устаткування. Період, протягом якого виконуються ці роботи, називають ремонтним циклом. Його звичайно зв'язують із процесом проводки свердловини таким чином, щоб не зупиняти буріння для проведення трудомістких ремонтів, а використовувати технологічні зупинки, функціонування окремих видів устаткування.

Види технічного обслуговування:

— щоденне технічне обслуговування (ЩО) складається з наступних операцій: очищення і мийки устаткування від зовнішнього бруду; перевірки стану й усунення несправностей мастильних пристроїв; огляду і підтяжки

ослаблених болтових з'єднань; перевірки дії контрольних приладів, пускових і гальмових пристроїв; огляду щитів і огорожень; перевірки витоків води і змащення, стани і натяги клинових ременів, ланцюгів передач і тросів; змащення устаткування у відповідності с заводською картою;

— періодичне технічне обслуговування (ПО) складається з наступних операцій: проведення щоденного технічного обслуговування, перевірки і проведення регулювання окремих агрегатів і зборок, зміни швидкозношуваних елементів, штоків насоса, клапанів, очищення фільтрів, змащення і зміни мастила відповідно до карти.

Існують різні стратегії проведення періодичного технічного обслуговування і ведення відбудовних робіт:

— попереджувальне ведення робіт, що починається в момент, коли система працездатна і роботи спрямовані на попередження можливих відмовлень;

— аварійне ведення відбудовних робіт, що починається після того, як система вийшла з ладу — відмовила, а ремонтні роботи спрямовані на відновлення втраченої працездатності;

Поетапне технічне обслуговування — при цьому виді обслуговування проведення робіт з підтримки або відновлення працездатності бурової установки здійснюється по етапах, у міру відпрацьовування кожним агрегатом або механізмом визначеного ресурсу з урахуванням фактичного стану, установлюваного регулярним візуальним або приладовим діагностуванням.

При цьому виді технічного обслуговування широко використовується заміна окремого зношеного і потребуючого великого обсягу відбудовних робіт агрегатів і механізмів на нові або відремонтованими на ремонтних базах, наприклад ДВЗ, ротори, вертлюги й ін.

Вибирати стратегію обслуговування і застосовувати ту або іншу систему — аварійній, планово-попереджувальній або поетапну впливає в залежності від типу і конструкції обладнання. Для кожних умов повинні бути розроблені диференціальні критерії оцінки технічного ресурсу устаткування і

його ефективності. Система технічного обслуговування бурового устаткування повинна забезпечувати одержання необхідних показників надійності і терміну служби при мінімальних витратах.

У процесі експлуатації необхідно систематично спостерігати за станом устаткування і вести облік наробітку на відмовлення, аналізувати причини і характер відмовлень, їхня інтенсивність і терміни служби усіх видів устаткування.

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 знос них — тільки ремонтом.

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

У народному господарстві широко застосовується система планово-попереджувального обслуговування і ремонту машин (система ППР).

Система ППР — комплекс заходів щодо обслуговування і ремонту машин, виконуваних профілактично по заздалегідь складеному плані для підтримки машин у справному і працездатному стані.

Система ППР передбачає наступні основні положення:

- 1) ремонт устаткування виконується через плановані проміжки часу, називані міжремонтними періодами;
- 2) після планового капітального ремонту характеристика устаткування наближається до паспортних даних нового обладнання;
- 3) протягом ремонтного циклу устаткування в строгій черговості проходить усі планові ремонти, передбачені системою;
- 4) крім планових ремонтів виконується технічне обслуговування устаткування;
- 5) чергування, періодичність і обсяг обслуговування і ремонтів

визначаються призначенням, конструкцією й умовами експлуатації устаткування.

Технічне обслуговування, строго регламентоване за часом і обсягом, виконується по переліку обов'язкових операцій, а ремонт планується за часом і обсягом і виконується у встановленим планом термін в обсязі, що залежить від фактичного стану машини.

Технічне обслуговування складається з щодня виконуваних робіт — очищення від бруду, огляд і підтяжка ослаблених нарізних сполучень, перевірка і налагодження мастильних пристроїв, перевірка дії контрольних, захисних і гальмових пристроїв, — і періодичного технічного обслуговування — всі операції щоденного технічного обслуговування, плюс змащення машини і зміна мастила відповідно до карти змащення, мийка зовні, перевірка і регулювання окремих частин і деталей, перевірка і налагодження всіх систем керування і контролю.

Технічне обслуговування повинне по можливості виконуватися під час технологічних простоїв устаткування. Як видно з перерахованого обсягу робіт, технічне обслуговування передбачає ретельну ревізію устаткування — перевірку положення усіх фіксованих і рухливих з'єднань, регулювання зазорів, контроль кількості і якості палива, мастила, води, а також перевірку працездатності окремих приладів, агрегатів і установки в цілому.

Для бурового устаткування технічне обслуговування необхідно виконувати також після завершення буріння чергової свердловини для виявлення можливості наступного використання устаткування. Ретельна ревізія устаткування повинна бути завершальним етапом і монтажними роботами на новому місці буріння.

Операції технічного обслуговування виконуються, як правило, персоналом машини або установки (мотористом, механіком, оператором). Усі виконані роботи, а також замічені зношення та інші дефекти, заносяться в спеціальний журнал. Таким чином, накопичується матеріал для наступних ремонтів з урахуванням фактичного стану машини.

Ремонтні роботи в залежності від обсягу і складності поділяються на три категорії.

Поточний ремонт (ПР) ставить задачею підтримувати працездатність окремих частин у цілому справної машини.

Обсяг і складність операцій ПР порівняно невелика — перевірка стану устаткування, заміна швидкозношуваних деталей, заміна при необхідності змащення, усунення всіх дефектів, не потребуючого розбирання складних частин устаткування. Устаткування після ремонтних робіт перевіряють і регулюють.

Поточний ремонт виконується безпосередньо на місці установки й експлуатації устаткування.

Середнім ремонтом (СР) називають ремонт, при якому відновлюється працездатність важливих частин машини, втрачена в результаті природного зносу деталей. Цей ремонт зв'язаний зі значним обсягом складально-розбірних робіт на основних агрегатах машини.

Середній ремонт стаціонарного важкого і громіздкого устаткування виконується безпосередньо на місці експлуатації; для прискорення і полегшення робіт максимально використовуються раніше відремонтовані на базі змінні деталі і вузли (принцип вузлового ремонту).

Щоб звести до мінімуму простої комплексних технологічних установок (наприклад, бурових), бажано зношений агрегат замінити цілком відремонтованим, узятим з резерву (принцип агрегатного ремонту).

Усі ремонтні і монтажні роботи виконуються роз'їзними ремонтними бригадами, використовуються пересувні ремонтні майстерні.

Капітальним (КР) називають ремонт, здійснюваний з метою відновлення справності і повного, або близького до повного, відновлення ресурсу виробу з заміною або ремонтом будь-яких його частин, включаючи базові, і їх регулюванням.

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.

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

5.3 Охорона праці при експлуатації та ремонті обладнання

Безпека та безаварійність виробництва вже давно стали одним із факторів, які визначають його ефективність. Саме тому при бурінні, видобуванні, зборі, підготовці, транспортуванні і переробці нафти, газу і газового конденсату передбачаються заходи із забезпечення безпеки працівників, створення здорових і безпечних умов праці.

Міністерство енергетики та вугільної промисловості України розробляє і здійснює заходи з покращення умов охорони праці і санітарно-гігієнічних умов.

Головна мета заходів - створення умов, які сприяють високовиробничій праці і усуненню причин, що породжують виробничий травматизм і професійні захворювання.

Оскільки темою даної магістерської роботи є бурове обладнання, доцільно розглянути охорону праці при бурінні нафтових і газових свердловин.

Аналізи нещасних випадків в нафтогазовій промисловості свідчать про те, що більша частина їх відбувається саме на етапі буріння свердловин. Це зумовлюється важкими умовами праці, великою кількістю сконцентрованого на одному місці складного обладнання, великою ймовірністю виникнення надзвичайної ситуації, віддаленістю свердловин від населених пунктів, а також невеликою кількістю персоналу, що задіяний при бурінні.

Для того, щоб максимально знизити травматизм, необхідна висока кваліфікація робітників, знання ними технологічних особливостей буріння свердловин, призначення, конструкції і правил експлуатації обладнання та механізмів, правильних і безпечних прийомів виконання робіт, а також високий рівень технічного нагляду з боку керівників робіт. А також поліпшення організації праці, механізація важких і трудомістких робіт, раціоналізація технологічних процесів, впровадження нових, більш досконалих видів обладнання, механізмів та інструменту - основні напрямки підвищення продуктивності праці та створення здорової та безпечної виробничої обстановки на бурових підприємствах.

5.3.1 Аналіз небезпечних чинників обладнання

Науково-технічний прогрес та пов'язані з ним механізація і автоматизація, впровадження інформаційних технологій, застосування нових матеріалів, збільшення швидкості машин потужності установок, використання більш ефективних джерел енергії, привносить в сучасний процес життєдіяльності низку переваг та зручностей, робить працю більш продуктивною та з меншими фізичними навантаженнями. В той же час виникають нові небезпеки, які за своїм впливом та наслідками значно переважають попередні.

Серед джерел небезпеки виділяють три групи чинників: природні, техногенні, соціальні.

До чинників небезпеки в техногенній сфері відносяться технічні, санітарно-гігієнічні, організаційні та психофізіологічні.

Технічні чинники небезпеки визначаються рівнем надійності та ступенем ергономічності устаткування, застосуванням в його конструкції захисних загороджень, запобіжних пристроїв, засобів сигналізації та блокування, досконалістю технологічних процесів, правильною послідовністю виконуваних операцій тощо.

До технічних чинників небезпеки дизельних силових агрегатів можна віднести велику кількість частин, що обертаються і передають великі крутні моменти, а також використання для роботи дизельних двигунів великої кількості паливо-мастильних матеріалів та інших пожежонебезпечних технологічних речовин.

Санітарно-гігієнічні чинники небезпеки виникають при підвищеному вмісті в повітрі робочих зон шкідливих речовин, недостатньому чи нераціональному освітленні, підвищеному рівні шуму, вібрації, незадовільних мікрокліматичних умовах, наявності різноманітних випромінювань вище допустимих значень, порушенні правил особистої гігієни та ін.

До санітарно-гігієнічних чинників небезпеки дизельних силових агрегатів відносять: великий вміст в повітрі дизельного блоку вихлопних газів і парів паливо-мастильних матеріалів, великий рівень шуму і вібрації, високу температуру в дизельному і насосному блоках.

Організаційні чинники небезпеки характеризують структуру виробничих взаємозв'язків, систему правил, норм, інструкцій, стандартів стосовно виконання робіт, планово-попереджувального ремонту устаткування, організацію нагляду за небезпечними роботами, використанням устаткування, механізмів та інструменту за призначенням тощо.

До організаційних чинників небезпеки дизельних силових агрегатів можна віднести невеликий обслуговуючий склад працівників, які задіяні при

роботі і при ремонтах даного обладнання, велику кількість небезпечного інструменту і устаткування, яке використовується при ремонті і обслуговуванні силових агрегатів, а також великі витрати часу на ремонти і технічне обслуговування обладнання.

Психофізіологічні чинники безпеки визначаються втому працівника через надмірну важкість і напруженість роботи, монотонність праці, хворобливим станом людини, її необережністю, неуважністю, недосвідченістю, невідповідністю психофізіологічних чи антропометричних даних працівника використовуваній техніці чи виконуваній роботі.

До психофізіологічних чинників безпеки дизельних силових агрегатів можна віднести високу ймовірність отримання обслуговуючого персоналу хвороб, спричинених сильним шумом, вібрацією, запиленістю і загазованістю повітря на робочому місці, крім цього сюди ж необхідно віднести відносну

5.3.2 Інженерні рішення і пропозиції по забезпеченню безпеки експлуатації обладнання

Для забезпечення безпечної експлуатації силового Системи верхнього приводу вертлюга-ротора потрібно дотримуватися вимог, та техніки безпеки. До соціальних вимог належать безпеку роботи, легкість управління і забезпечення нормальних умов праці для обслуговуючого персоналу. Соціальні вимоги повинні розглядатися як обов'язкові внаслідок того, що умови роботи відносяться до важким і небезпечним. Конструкція СВП, монтаж і експлуатація повинні відповідати «Правилами безпеки в нафтовій і газовій промисловості» та вимогам ГОСТ 12.2.088-93, а також забезпечувати:

- пожежо - та вибухобезпечність;
- рівень акустичного тиску на робочих місцях при роботі ВСП-1200 не більше 85 дБ;
- параметри вібрації на місці оператора не повинні перевищувати значень, зазначених у Додатках 5 і 6 ГОСТ 12.2.019-86.

Система аварійно-попереджувальної сигналізації і захисту

відповідає типу СА 30 по ГОСТ 11928-87 і забезпечує захист, який неможливо відключити, шляхом зупинки за наступними параметрами:

тиск мастила в системі мащення дизеля нижче 78 кПа (0,8 кгс/см²);

частота обертання колінчастого вала дизеля менше 1600 ±25 об/хв;

Система автоматизації силового агрегата також забезпечує:

захист, який можна відключити, при перевищенні допустимої температури вихлопних газів, при перегріві охолоджуючої рідини і мастила;

- робочу зупинку з поста дизеліста;

аварійну зупинку з поста бурильника і видачу інформації про частоту обертання дизеля на пульт бурильника;

- блокування пуску при тиску мастила при прокачуванні нижче 0,4 кгс/см²;

світлову сигналізацію при:

а. наявності напруги живлення 24 В;

б. перегріві охолоджуючої рідини на виході із дизеля (більше 100°

С);

в. перегріві мастила на виході із дизеля (більше 100° С);

г. спрацюванні захисту при падінні тиску мастила;

д. спрацюванні захисту при збільшенні частоти обертання колінчастого вала дизеля;

е. забрудненості фільтроелементів мастила при різниці тисків більше 1,6 кгс/см².

Особливу увагу, для безпечної праці з системою верхнього приводу, треба віддати освітленню. Виробниче освітлення необхідно нормувати на робочих поверхнях. Освітленість вимірюється у люксах. Перед тим, як розраховувати освітленість виробничого приміщення треба:

- визначити систему освітлення;

- вибрати тип джерела світла і тип світильників;

- визначити розряд приміщення відповідно до санітарних норм і норму освітленості;

- розмістити світильники;
- розрахувати освітленість на робочих поверхнях;
- уточнити кількість світильників;

- визначити одиничну потужність ламп. Величина освітленості нормується залежно від характеристики зорової роботи, тобто найменшого лінійного розміру об'єкта розпізнавання, контрасту між об'єктом розпізнавання і фоном, типу системи освітлення і джерела світла. У виробничих приміщеннях, в яких виконуються роботи I-V розрядів, освітленість проходів та ділянок, де не проводяться роботи, має становити не менше 25% від освітленості, що створюється світильниками загального освітлення на робочих місцях, але не менше 75 лк при газорозрядних лампах. Для розрахунку штучного освітлення використовують в основному, два методи: точковий та питомої потужності.

Метод питомої потужності

Вважають найбільш простим, однак і найменш точним, тому його застосовують лише при наближених розрахунках. Цей метод дозволяє визначити потужність кожної лампи $P_{л}$, $B_{т}$ для створення в приміщенні нормованої освітленості.

$$P_{\text{ПИТ}} = \frac{nW_{л}}{S} = \frac{7 \cdot 125}{10} = 87,5 \text{ Вт/м}^2$$

де $P_{\text{ПИТ}}$ – питома потужність, Вт/м²;

S – площа приміщення, м²;

N – число ламп в освітлювальній установці.

Питома потужність залежить від типу світильників, висоти їхнього підвісу, коефіцієнта запасу і коефіцієнтів відбиття стін і стель. У спеціальних таблицях наведені питомі потужності освітлювальних установок в залежності від рівня нормованої освітленості. Якщо згідно з таблицею визначена питома потужність установки, то потужність однієї лампи визначають за формулою:

$$W_{л} = \frac{WS}{n} = \frac{87,5 \cdot 10}{7} = 125 \frac{\text{Вт}^2}{\text{м}}$$

Точковий метод розрахунку освітлення. Метод називається точковим тому, що дозволяє визначити потужність освітлювальної установки на основі розрахунку освітленості в будь-якій точці робочої поверхні. При цьому вважають, що відбите світло не грає значної ролі. Методом користуються у всіх випадках, коли метод коефіцієнта використання є не прийнятним (в приміщеннях, захищених обладнанням, затемнених і т. ін.), а також у випадку перевірки освітленості окремих ділянок. Він широко використовується при розрахунку освітлення конвеєрних ліній та галерей, охоронного освітлення, освітлення сходів, спусків, доріг, залізничних колій, підземних протяжних виробок і т. п.. Метод дає хороші результати у випадках використання світильників прямого та переважно прямого світла.

Для виконання розрахунку освітлення попередньо вибирають тип світильників та варіант їх розміщення (висоту підвісу та відстань між ними). В загальному випадку точковий метод дозволяє знайти освітленість робочої поверхні, довільно орієнтованої в просторі. В практиці проектування освітлювальних установок випадки розрахунку освітленості на похилих площинах зустрічається рідко, частіше виникає необхідність розрахунку освітлення або на поверхні, перпендикулярній вісі симетрії світильника (горизонтальна освітленість), або на поверхні, паралельній їй (вертикальна освітленість). Це дає можливість спростити схему розрахунку

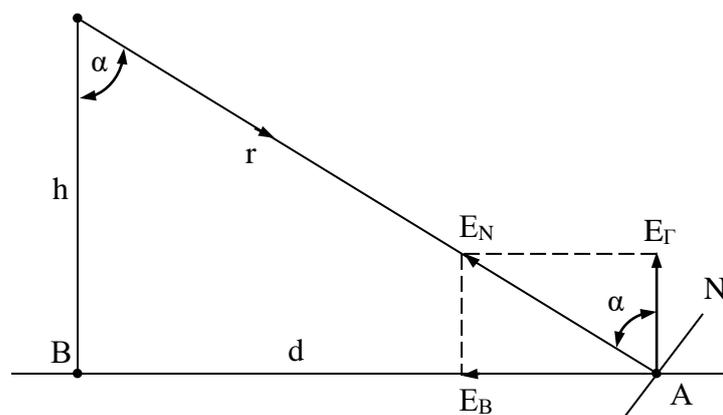


Рисунок 5.1 – Схема розрахунку

Принцип розрахунку освітленості на горизонтальній та вертикальній поверхні від світильника з круглосиметричним світлорозподіленням наглядно ілюструється на рисунку 5.1, де точка А на робочій поверхні, є точкою, в якій визначається освітленість. Рисунок 5. Графік до розрахунку освітленості.

Освітленість E_N в точці А на площині перпендикулярній променю світла, що падає в цю точку, залежить від сили світла I_α в цьому напрямку та віддаленості r джерела до точки

$$E_N = \frac{I_\alpha}{r^2}.$$

Освітленість в точці А на горизонтальній та вертикальній площині відповідно становить:

$$E_e = \frac{I_\alpha}{r^2} \cdot \cos \alpha,$$

$$E_r = \frac{478}{49} \cdot 0,5 = 4,8$$

$$E_s = \frac{I_\alpha}{r^2} \cdot \sin \alpha.$$

$$E_s = \frac{478}{49} \cdot 0,866 = 8,44$$

Для практичних розрахунків доцільно положення джерела світла (точка О) визначати через координати h , d та кута α . Тоді із трикутника АОВ можна знайти

$$\cos \alpha = \frac{h}{r}, \text{ тобто } r = \frac{h}{\cos \alpha}.$$

$$r = \frac{3,5}{0,5} = 7$$

$$I = \frac{\Phi}{4\pi};$$

$$I = \frac{6000}{4 \cdot 3,14} = 478$$

Тоді вище наведені залежності для освітленості можна представити

$$E_g = \frac{I_\alpha \cdot \cos^2 \alpha \cdot \sin \alpha}{h^2} = E_z \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

$$E_g = \frac{478 \cdot 0,25 \cdot 0,749}{12,25} = 7,306$$

Приймаючи до уваги, що криві розподілення сили світла світильників приводяться для умовної лампи з світловим потоком 1000 лм, для реальної лампи

$$I'_\alpha = c \cdot I_\alpha,$$

$$I'_\alpha = 6 \cdot 478 = 2868 ,$$

$$c = \frac{6000}{1000} = 6 \text{ лм}$$

$$\text{де } c = \frac{\Phi_{\text{л}}}{1000},$$

$\Phi_{\text{л}}$ – світловий потік реального джерела світла, лм.;

I_α – сила світла в напрямі точки A за характеристиками світло-розподілення світильника.

Тоді остаточна залежність для розрахунку освітленості в точці A

$$E_z = \frac{c \cdot I_\alpha \cdot \cos^3 \alpha}{h^2 \cdot k_3},$$

$$E_z = \frac{6 \cdot 478 \cdot 0,125}{12,25 \cdot 1,15} = 50,92,$$

де K_3 – коефіцієнт запасу, що враховує зниження світлового потоку в процесі експлуатації освітлювальної установки.

Освітленість в розрахунковій точці визначається від кожного світильника, тобто загальна освітленість в точці знаходиться як сума освітленостей $\sum E_{\Gamma}$ від всіх світильників.

Розрахунок вважається закінченим, якщо зберігається умова $E_{\min} \geq \sum E_{\Gamma}$.

Практично розрахункова освітленість може відрізнятись від нормованого значення в межах $-10 \div +20\%$, якщо умова з такими припущеннями не виконується, необхідно скоректувати розташування світильників.

В якості контрольних вибираються такі точки в межах приміщення для яких $\sum E_r$ є мінімальною.

Якщо використовується світильник з несиметричним світлорозподіленням положення розрахункової точки А відносно джерела світла буде визначатися висотою h_p , кутом α та кутом φ , що відраховується від площини симетрії світильника $OO'O''$. При цьому значення кутів визначається із малюнку

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{d}{h_p}; \quad \varphi = \operatorname{arctg} \frac{b}{a}.$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} 2,9 = 19,02$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} 3,8 = 75,25$$

Знайдені значення кутів α та φ дозволяють, користуючись кривими рівних значень сили світла, визначити значення сили світла в напрямі розрахункової точки і розрахувати освітленість елемента поверхні в цій точці

$$E_z = \frac{I_{\alpha,\varphi} \cdot \cos^3 \alpha}{h_p^2}.$$

$$E_r = \frac{94,27 \cdot 0,125}{182,25} = 0,064$$

Стосовно випадку розташування світильників світними лініями (світильники з люмінесцентними лампами) широко використовують видозмінений точковий метод – метод кривих рівної відносної освітленості. Характеристикою світних ліній є лінійна густина світлового потоку ламп (Φ'), лм/м, що визначається діленням сумарного потоку ламп Φ в лінії на її довжину (L). При цьому лінії з рівномірно розподіленими впродовж їх довжини розривами (l_p) розглядаються в розрахунках як безперервні якщо $l_p \leq 0,5 h$.

Розрахунок освітлення виконується за допомогою лінійних ізолюкс, які дають відносну горизонтальну освітленість ϵ при $h = 1$ м та $\Phi' = 1000$ лм/м, що приводяться в довідниках для проектування освітлення.

Відносна освітленість ε за графіками лінійних ізолюк визначається для точок, що знаходяться навпроти кінця ряду світильників, в залежності від координат:

$$L' = \frac{n \cdot (l_c + l_p)}{h} \text{ - відносна довжина світної лінії, } P' = \frac{P}{h} \text{ - відносна}$$

відстань від проекції вісі лінії до контрольної точки А (рисунок. 5.2).

Освітленість в точках, що знаходяться не навпроти кінця ряду світильників визначається шляхом розділу лінії на дві її частини або доповнення умовним відрізком з послідовним складанням чи відніманням освітленості, як показано на рисунку 5.2

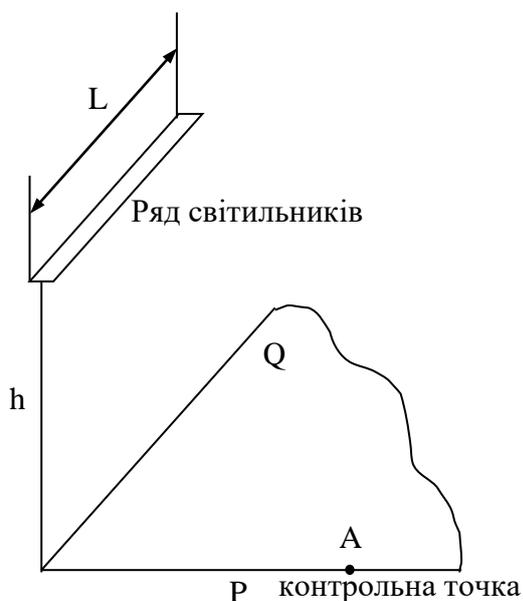


Рисунок 9.2. – До розрахунку люмінесцентного освітлення точковим методом.

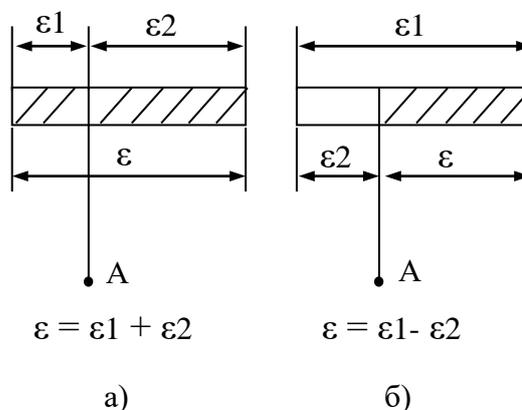


Рисунок 9.3 - Схема розрахунку для точок, що знаходяться не навпроти кінця ряду

Підсумовуючи значення ε для всіх рядів, що освітлюють контрольну точку, знаходять $\sum \varepsilon$.

Після цього знаходиться густина потоку Φ' , необхідна для одержання в точці заданої освітленості E при коефіцієнті запасу K_3

$$\Phi' = \frac{1000 \cdot 75 \cdot 1,15}{1,1 \cdot 4} = 19602, \text{ лм, м};$$

де μ – коефіцієнт, що враховує вплив віддалених світильників та відбитого світла ($\mu = 1,1 \div 1,2$ – для емальованих світильників прямого світла, $\mu = 1$ – для дзеркальних світильників).

Помноживши Φ' на довжину кожного ряду світильників l знаходиться повний світловий потік ламп ряду, на основі чого підбирається кількість та потужність ламп.

5.3.3 Техніка безпеки при експлуатації та обслуговуванні обладнання

При монтажі і експлуатації системи верхнього приводу висуваються наступні основні вимоги техніки безпеки: 1. Систему верхнього приводу необхідно монтувати під керівництвом досвідченого бригадира або майстра за допомогою монтажних пристосувань або крана. 2. Всі рухомі частини СПО повинні бути огорожені. 3. Роботи, пов'язані з оглядом або заміною окремих частин СПО, необхідно виконувати при зупинці системи. 4. Перед пуском системи слід переконатися, що система не знаходиться на гальмі, огорожі встановлені і закріплені, а в небезпечній зоні немає сторонніх осіб. 5. До початку ремонтних робіт на установці привід повинен бути відключений, а на пусковому пристрої укріплений плакат «Не вмикати — працюють люди». На свердловинах з автоматичним і дистанційним керуванням біля пускового пристрою повинен бути укріплений щит з написом «Увага! Пуск автоматичний». При обслуговуванні приводу персонал повинен працювати в діелектричних рукавичках. Штангова насосна установка перед пуском в експлуатацію повинна мати заземлення. Як заземлювач електроустаткування необхідно використовувати кондуктор свердловини, який повинен бути пов'язаний з рамою СПО двома заземлюючими провідниками (переріз кожного 50 мм²), привареними в різних точках рами, доступних для огляду. Заземлюючим провідником може бути кругла, смугова, кутова та

іншого профілю сталь, окрім каната. Для захисту від враження електричним струмом при обслуговуванні СПО застосовують ізолюючі підставки.

До соціальних вимог належать безпека роботи, легкість управління і забезпечення нормальних умов праці для обслуговуючого персоналу. Соціальні вимоги повинні розглядатися як обов'язкові внаслідок того, що умови роботи відносяться до тяжких і небезпечним. Конструкція ВСП-1200, монтаж і експлуатація повинні відповідати "Правилам безпеки в нафтовій і газовій промисловостіВ» і вимогам ГОСТ 12.2.088-93, а також забезпечувати: - пожежо-і вибухобезпечність; - рівень акустичного тиску на робочих місцях під час роботи ВСП-1200 не більше 85 дБ; - параметри вібрації на місці оператора не повинні перевищувати значень, зазначених у ГОСТ 12.2.019-86. Джерелами (носіями небезпек) є природні процеси і явища, техногенне середовище та людські дії. Основними причинами виникнення небезпечних та шкідливих факторів:

- до фізичних факторів належать (підвищені або понижені: температура, вологість, атмосферний тиск; підвищена швидкість руху повітря; недостатня освітленість; машини, механізми або їх елементи, що рухаються або обертаються; конструкції, що руйнуються; елементи середовища, нагріті до високих температур; устаткування, що має підвищений тиск або розрідження; підвищені рівні електромагнітного, іонізуючого та акустичного випромінювання; підвищений рівень статичної електрики; підвищений рівень електричної напруги; перебування на висоті; невагомість і ряд інших).- психофізіологічні фактори (належать фізичні (статичні та динамічні) і нервово-психічні перенавантаження (емоційні, аналізаторів, монотонність праці)).Небезпечні фактори викликають в окремих випадках травми чи раптове погіршення здоров'я (головний біль, погіршення зору, слуху, зміни психологічного та фізичного стану).

Шкідливі фактори можуть спричиняти захворювання чи зниження працездатності людини як у явній, так і прихованій формах. Розподіл факторів на вражаючі, небезпечні та шкідливі – досить умовний.

Один і той же фактор може спричинити загибель людини, захворювання, чи не завдати ніякої шкоди завдяки її силі, здатності організму до протидії.

Результатом прояву небезпеки є нещасні випадки, аварії, катастрофи, які можуть супроводжуватися смертельними випадками, зменшенням тривалості життя, шкодою для здоров'я, навколишнього середовища, дезорганізуючим впливом на суспільство або життєдіяльність окремих людей. Наслідки або ж кількісна оцінка збитків, заподіяних небезпекою, залежить від багатьох чинників, наприклад, від кількості людей, що знаходились у небезпечній зоні, кількості та якості матеріальних (у тому числі й природних) цінностей, що знаходились у цій зоні, природних ресурсів. Результати цих наслідків визначають як шкоду. Кожний окремий вид шкоди має своє кількісне вираження. Наприклад, кількість загиблих, кількість поранених, площа зараженої території, площа лісу, що вигоріла, вартість зруйнованих споруд тощо. Найбільш універсальний кількісний засіб визначення шкоди – це вартісний, тобто визначення шкоди у грошовому еквіваленті.

Висновки

В процесі виконання розділу магістерської роботи було розглянуто підготовчі роботи перед монтажем, розміщення і монтаж складових частин насосного блоку бурової установки, його конструктивних елементів, а також пораховано чисельний склад монтажної бригади, який складає 20 робітників.

Описано технічні заходи з обслуговування та ремонту бурових насосів, проаналізовані потенційні небезпеки при їх експлуатації, методи і засоби для забезпечення нормальних умов праці.

ВИСНОВКИ

В маістерській роботі зроблені наступні висновки:

1. У розділі “Вибір та опис технологічного обладнання” за найбільшим навантаженням на гаку під час буріння свердловини глибиною 4700 м вибрана бурова установка БУ-5000 ДГУ, за допомогою якої будемо здійснювати технологічні операції в процесі спорудження даної свердловини. У практиці буріння на початковому етапі спорудження глибоких свердловин потрібна підвищена продуктивність насосних установок, тому що через їх великі діаметри збільшується площа кільцевого простору, в якому потрібно забезпечити необхідну швидкість підйому промивальної рідини для виносу розбуреної породи. Через незначні глибини свердловини в цей період не потрібні високі тиски промивальної рідини. На практиці подача насосів збільшується за рахунок їх кількості або переустановлення в них циліндропоршневих груп на більший діаметр. Однак підвищення продуктивності бурових насосів переустановлення в них циліндропоршневих груп вимагає зупинки насосів (а, отже, і зупинки технологічного процесу) та певних трудовитрат на виконання цих операцій. Таким чином, стоїть завдання збільшення продуктивності існуючих бурових насосів без істотних витрат часу і коштів для виконання цього.

2. В розділі “Опис технічної пропозиції” обґрунтована доцільність та економічна ефективність введення запропонованих технічних рішень з удосконалення конструкції обладнання. Суть технічного рішення з модернізації насосного блоку бурової установки БУ 5000 ДГУ полягає в тому, що порівняно із аналогом послідовно із буровим насосом встановлений струминний насос із засобами переключення, який виконаний у вигляді блоку колоподібно розташованих струминних апаратів, які забезпечені трубними відводами із засобами перемикання (засувками), що утворюють додатковий колоподібний трубопровід. Модернізована конструкція насосного блоку бурової установки БУ 5000 ДГУ забезпечує широкий діапазон регулювання

подачі бурового насоса без використання змінних циліндрових втулок і коробок швидкостей. В результаті розрахунків економічний ефект від буріння свердловини глибиною 4700 м склав 681066 грн., що стало можливим за рахунок збільшення швидкості буріння свердловини та зменшення капіталовкладень на капітальний ремонт блоку.

3. В розділі “Дослідно-конструкторська робота” за результатами проведених досліджень роботи модернізованого струминного насоса побудовано графічні залежності впливу на коефіцієнт ежекції форми перерізу і відстані сопла від вхідної кромки дифузора. На ефективність роботи струминного насоса помітний вплив надає відстань від вихідної кромки сопла до вхідного каналу дифузора. Підвищення коефіцієнта ежекції здійснюється практично лінійно, що може бути використано для розробки конструкцій комбінованих насосів з плавною зміною подачі рідини. Комбінування струминних апаратів і поршневих насосів в процесі буріння свердловин великого діаметру на початковому етапі спорудження свердловин дозволяє підвищити ефективність процесу за рахунок можливості зміни подачі насосної установки в широких межах без її вимушеної зупинки для переустановлення циліндро-поршневих груп бурового насоса.

4. Проведені розрахунки в розділі “Розрахунки працездатності” підтверджують ефективність технічного рішення з модернізації насосного блоку шляхом встановлення послідовно до бурового насоса блоку струминних апаратів, т. як отримані коефіцієнти запасу міцності більші допустимих.

5. В розділі “Монтаж і експлуатація обладнання” було розглянуто підготовчі роботи перед монтажем, розміщення і монтаж складових частин насосного блоку бурової установки, його конструктивних елементів, а також пораховано чисельний склад монтажної бригади, який складає 20 робітників. Описано технічні заходи з обслуговування та ремонту бурових насосів, проаналізовані потенційні небезпеки при їх експлуатації, методи і засоби для забезпечення нормальних умов праці.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бедрій Я. І. Охорона праці : Навчальний посібник. Львів : ПТВФ Афіша, 1997. 258 с.
2. Бойко В. С. Підземний ремонт свердловин : підручник для вищих навчальних закладів; у 4-х частинах. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2002. Частина 1. 165 с.
3. Бойко В. С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ. Київ : Міжнародна економічна фундація, 2008. 488 с.
4. Бойко В. С. Довідник з нафтогазової справи / За загальною редакцією докторів технічних наук В. С. Бойка, Р. М. Кондрата, Р. С. Яремійчука. Львів, 1996. 620 с.
5. Бойко В. С., Ясюк В. М., Іванов С. І. Дослідження процесу руху піску у фільтровій зоні свердловини. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2004. № 3 (12). С. 51–54.
6. Войтенко В. С. Технологія і техніка буріння: узагальнююча довідникова книга. – Львів: Центр Європи, 2012. – 708 с.
7. Гандзюк М. П. Основи охорони праці. Київ : Основа, 2000. 318 с.
8. Економіка підприємства: навч. посіб. / Я. С. Витвицький та ін. Івано-Франківськ : ІМЕ, 2002. 318 с.
9. Жидецький В. Ц. Практикум з охорони праці: навчальний посібник / Жидецький В. Ц., Джигирей В. С., Сторожук В. М. – Львів: Афіша, 2000. – 352 с.
10. Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища». Закон від 25.06.1991 № 1264 – XII.
11. Злобін Ю. А. Основи екології : підручник. Київ : Лібра. 1998. 216 с.
12. Ісасєв 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.

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

14. Костриба І. В. Основи конструювання нафтогазового обладнання: навч. посіб. – Івано-Франківськ : Факел, 2007 – 256 с.

15. Копей Б. В., Копей І. Б. Аналіз надійності штангових свердловинних вставних і невставних насосів різного діаметра. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Серія: Нафтогазопромислове обладнання. 1995. Вип. 32. С.49 – 56.

16. Крижанівський Є. І., Міронов Ю. В., Романишин Л. І. Мобільні установки для буріння, ремонту і обслуговування свердловин : монографія – Івано-Франківськ : Факел, 2002. 209 с.

17. Коцаба В. І. Ефективні технічні засоби для аварійно-відновлювальних робіт при капітальному ремонті свердловин. II конференція молодих спеціалістів ДК Укргазвидобування. Харків, 2-5 жовт. 2001р. : Зб. доп. – Харків. 2001. С. 2 – 6.

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

19. Масвський Б. Й., Ярема А. В., Куровець С. С. Ємнісно-фільтраційні властивості глибокозалаючих палеогенових порід-колекторів Бориславського НГПР та особливості їх нафтогазоносності. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2011. № 1 (38). С. 32–39.

20. Мочернюк Д. Ю. Моделювання фізичних процесів на основі визначальних рівнянь. *Нафтова і газова промисловість*. 2001. №2. С. 12 – 14.

21. 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.

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

23. Організація і планування операційної діяльності нафтогазових підприємств: навч. посіб. / Я. С. Витвицький, І. В. Андрійчук, О. І. Лесюк, У. Я. Витвицька. За ред. М. О. Данилюк. Івано-Франківськ, 2009. 364 с.
24. Охорона праці в нафтогазовій галузі: навч. Посіб. / За редакцією Г. М. Лисяного. Івано-Франківськ : Симфонія форте, 2015. 304 с.
25. Основи цивільного захисту: навчальний посібник / В. О. Васійчук, В. Є. Гончарук, С. І. Качан та ін. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2010. – 384 с.
26. Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Е. С. Опір матеріалів. Київ : Вища школа, 2004. 655 с.
27. Пентюк Б.М. Основи патентознавства та інтелектуальної власності : навчальний посібник / Б.М. Пентюк, І.І. Назаренко, М.М. Вірник. – Вінниця : ВНТУ, 2007. – 195 с.
28. Перелік потенційно небезпечних об'єктів Полтавської області, які зареєстровані у Державному реєстрі потенційно небезпечних об'єктів. Електронний доступ: <http://sfd.archives.gov.ua/user-files/Poltava.pdf>.
29. Пістун І. П., Березовецька О. Г., Трунова І. О. Охорона праці : навч. пос. Львів : Тріада плюс, 2010. 648 с.
30. Проектування бурового і нафтогазопромислового обладнання: навч. посіб. / В. С. Білецький та ін. Полтава : ПолтНТУ, 2015. 196 с.
31. Поджаренко В. О., Василевський О. М., Кучерук В. Ю. Опрацювання результатів вимірювань на основі концепції невизначеності : навч. посіб. / Вінниця : ВНТУ, 2008. 128 с.
32. Світлицький В. М., Синок Б.Б., Троцький В. П. Техніка і технологія підземного ремонту свердловин. Харків, 2006. 235 с.
33. Shoham O. Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-phase Flow in Pipes. -SPE, 2006. 402 p.
34. Технологія виготовлення і ремонту машин та обладнання нафтогазової галузі/ Бучинський М.Я., Шахов А.М. навчальний посібник ч.1 і 2 м. Полтава ПДТУ, 2001. — 120 с.

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

36. Токаренко В. М. Технологія автодорожнього машинобудування і ремонт машин, курсове проектування : навч. посіб. Київ : Вища школа, 1992 – 127 с.

37. Ткачов В. В., Чернишев В. П., Одновол М. М. Технічні засоби автоматизації. Донецьк : Національний гірничий університет, 2008. 174 с.