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

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

До захисту

Завідувач кафедри
в.о. директора ННІНГ
_____
С. Г.

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему: Підвищення ефективності спорудженяя похило-скерованих і горизонтальних свердловин удосконаленими технічними засобами з гвинтовими вибійними двигунами

Пояснювальна записка

Керівник
Доцент Бучинський М.Я.
посада, наук. ступінь, ПІБ
_____
підпис, дата,

Виконавець роботи
Немченко Богдан Олександрович
студент, ПІБ
група 602-МН
_____
підпис, дата

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

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

Консультант за 3 розділом
к.т.н. доцент Рубель В.В.
_____
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

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

Дата захисту 20.01.2025

Полтава, 2025

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри НГІТ
_____
“___” _____20___ року

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

Кетченко Богдан Олександрович
(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема роботи: „Підвищення ефективності спорудження похило-скерованих і горизонтальних свердловин удосконаленими технічними засобами з метою видобутку нафти"
Керівник роботи к.т.н. Бучинський М.Я.
(прізвище, ім’я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 2024 року № _____
2. Строк подання студентом роботи_____ 20___ року
3. Вихідні дані до роботи _____
_____
_____
_____
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
1 Вибір та опис технологічного обладнання: 1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання. 1.2 Опис вибраного технологічного обладнання. 2 Опис технічної пропозиції: 2.1 Опис модернізованої конструкції. 2.2 Оцінка економічної ефективності. 3 Дослідно-конструкторська робота. 4 Розрахунки працездатності. 5 Монтаж і експлуатація обладнання: 5.1 Організаційно-технічні заходи з монтажу обладнання. 5.2 Експлуатація та ремонт обладнання. 5.3 Охорона праці при монтажі та експлуатації обладнання. Висновки. Список використаної літератури. Додатки
5. Перелік графічного матеріалу
_____
_____
_____
_____
_____
_____
6. Дата видачі завдання_____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент Нємченко Б.О
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи Бутинський М.Я.
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Стор.

Вступ..... 3

1. Вибір та опис технологічного обладнання..... 6

1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання 7

1.2 Конструкція, призначення та технічна характеристика приладу регулювання крутного моменту..... 7

1.3 Розрахунок обсадних і бурильних колон..... 7

1.4 Вибір категрорії та основних параметрів бурової установки..... 14

2. Опис технічної пропозиції..... 15

2.1 Опис модернізованої конструкції приладу регулювання крутного моменту 15

2.2 Оцінка економічної ефективності..... 20

3. Дослідно-конструкторська робота..... 33

3.1 Визначення і опис основних параметрів роботи запропонованого технічного рішення які вимагають проведення науково-дослідних робіт... 33

3.2 Математична модель крутильних коливань бурильної колони з пружною муфтою в компануванні 35

4. Розрахунки працездатності..... 43

4.1 Розрахунок на міцність та працесдатність модернізованого приладу для регулювання крутного моменту..... 43

5. Монтаж і експлуатація обладнання..... 51

5.1 Підготовчі роботи перед монтажем обладнання..... 51

5.2 Монтаж модернізованого обладнання..... 51

5.3 Розрахунок чисельності монтажної бригади..... 52

5.4 Охорона праці..... 55

Висновок..... 61

Список використаної літератури 62

ВСТУП

В реаліях стрімкого розвитку сучасних технологій та викликів нафтогазової галузі існують тренди підвищення ефективності буріння та техніко-економічних показників для скорочення загального часу спорудження нафтових та газових свердловин. При спорудженні свердловини найбільша доля часу припадає саме на поглиблення свердловини. В процесі будівництва свердловини також мають місце допоміжні та інші технологічні операції, такі як: монтаж / демонтаж бурового верстату, перепідготовка стовбуру свердловини, ГДС, кріплення, випробування, освоєння та ін. Справа в тому що більшість з перелічених операцій проводиться відповідно до затверджених в рамках галузі / підприємства регламентів та не може проводитися швидше з метою безпечного та безаварійного проведення робіт. Тому для бурових та видобувних компаній найбільш цікавим в плані пришвидшення процесу спорудження свердловини являється етап буріння. Для досягнення бажаного результату останнім часом все частіше залучаються передові технології та техніки буріння.

До такого обладнання відносяться: бурові долота з передовими дизайнами, роторно-керовані системи, вибійні двигуни, вибійні осцилятори, інструменти для зниження крутного моменту та вібрацій

Але в пришвидшенні процесу буріння є свої мінуси .Однією з головних проблем, яка сьогодні існує в нафтовій та газовій промисловості являється відкручування та зломи елементів компоновки низу бурильної колони (КНБК) під час буріння, а також надмірні пошкодження ріжучої структури бурових доліт.

В зв'язку з метою підвищення МШБ, останні 10 років в Україні широко використовуються долота типу PDC, шарошковими долотами буриться не більше 15-20% від загальної глибини свердловини. За рахунок іншого

характеру руйнування гірських порід та високої агресивності, доліт типу PDC на відміну від шарошкових створюють інший спектр вібрацій, а саме: поперечні, вихрові, крутильні та торсіонні. Чіткого моніторингу та боротьби з даним типом вібрацій не проводиться, в результаті це призводить до зламів елементів КНБК під дією циклічних знакозмінних навантажень, надмірного пошкодження озброєння доліт, високих енерговитрат, що зменшує швидкість поглиблення та призводить до необхідності в проведенні додаткових спуско-підіймальних операцій.

Одним з найбільш ефективних та розповсюджених інструментів для боротьби з осьовими вібраціями являється наддолотний амортизатор поступальної дії. Як всім відомо осьові вібрації в більшості випадків виникають при використанні шарошкових доліт, оскільки характер руйнування гірських порід обумовлений виникненням осьових коливань долота та бурильної колони відповідно. Вибійний амортизатор поступової дії являється високоефективним та перевірений часом інструментом для боротьби з осьовими вібраціями.

Мета роботи : Модернізація амортизатора який допоможе зменшити крутний момент та крутильні вібрації на кнбк та бурильній колоні .

Об'єкт дослідження : Процеси крутильних коливань бурильної колони та запобіганню створенню осьових вібрацій .

Предмет дослідження : Підвищення ефективності роботи амортизатора під час буріння свердловини.

Наукова новизна отриманих результатів:

- отримані нові дані щодо оцінки впливу осьових, торсіонних, поперечних, вихрових вібрацій на бурову колону та кнбк та розроблений новий амрортизор з вузлом перетворення обертання в поступальний рух
- Запропоновано формули для визначення відносних і переносних складників крутного моменту і дотичного напруження в *x*-перерізі

бурильної колони, коефіцієнта віброзахисту цього *x*-перерізу при крутильних коливаннях та коефіцієнта динамічності долота.

Можливі результати, які очікуються при виконанні роботи, їхня новизна та значення :

Такий пристрій буде найбільш ефективний при бурінні неоднорідних перешаруватих розрізів, гірських порід з різними фізико-механічними властивостями, твердих та міцних гірських порід.

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, 16.12.2024 р.

Структура й обсяг магістерської роботи :

Магістерська робота складається із вступу, п’яти розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел, який містить 30 найменувань, додатків. Основна частина магістерської роботи викладена на сторінках комп’ютерного набору і містить рисунків і таблиць. Повний обсяг магістерської роботи становить сторінку.

1 ВИБІР ТА ОПИС ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

1.1 Розрахунок та вибір основного технологічного обладнання

Вихідні дані для магістерської роботи

Конструкція свердловини глибиною 5000 м .

Свердловина має наступну конструкцію:

кондуктор d = 426 мм спускається на глибину 150 м з метою перекриття верхніх нестійких порід, схильних до поглинання. Цементується по всій довжині;

проміжна колона d = 324 мм спускається на глибину 2500 м однією секцією 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 4000 м двома секціями із стиковкою на глибині 2100 м з метою перекриття верхніх і середніх пермських відкладів, де можливі водопрояви, а також кам'яновугільних і поляницьких відкладів верхньої пермі, схильних до обвалів і жолобоутворень. Цементується колона по всій довжині;

експлуатаційна колона d = 146 мм спускається до проектної глибини 5000м двома секціями із стиковкою на глибині 3500 м. Цементується колона по всій довжині.

1.2 Розрахунок діаметрів доліт

Діаметр долота при бурінні під кожну обсадну колону визначаємо за

формулою:

$$D\partial ол. = D_м + 2\Delta, \qquad (1.1)$$

де $D_м$ – зовнішній діаметр муфти колони обсадних труб [19];

2Δ – величина проміжку між муфтою і стінками свердловини [19].

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

Під проміжну колону $D_{дол}^{324} = 351 + 35 = 386$ мм; приймаємо $D_{дол}^{324} = 394$мм.

Під проміжну колону $D_{дол}^{245} = 270 + 27 = 297$ мм; приймаємо $D_{дол}^{245} = 295$мм.

Під експлуатаційну колону $D_{дол}^{146} = 166 + 15 = 181$ мм; приймаємо $D_{дол}^{146} = 190$мм.

1.3 Розрахунки обсадних і бурильних колон

Визначення довжини ОБТ

Довжину ОБТ при бурінні під кожну обсадну колону визначаємо за формулою

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

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

G – осьове навантаження на долото [19];

$q_{ОБТ}$ – вага 1м.п. ОБТ [19];

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

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

Під кондуктор:

$$\ell_{ОБТ}^{426} = \frac{1{,}25 \cdot 70 \cdot 10^3}{1920\left(1 - \frac{1150}{7850}\right)} = 54 \text{ м}$$

Під проміжну колону ǿ 324 мм:

$$\ell_{ОБТ}^{324} = \frac{1{,}25 \cdot 170 \cdot 10^3}{1920\left(1 - \frac{1195}{7850}\right)} = 130 \text{ м}$$

Під проміжну колону ǿ 245 мм:

$$\ell_{ОБТ}^{245} = \frac{1.25 \cdot 185 \cdot 10^3}{1890\left(1 - \frac{1210}{7850}\right)} = 144 \text{ м}$$

Під експлуатаційну колону:

$$\ell_{ОБТ}^{146} = \frac{1{,}25 \cdot 210 \cdot 10^3}{970\left(1 - \frac{1350}{7850}\right)} = 326 \text{ м.}$$

Визначення довжини бурильного інструменту

Розраховуємо бурильний інструмент при бурінні під експлуатаційну колону.

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

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

де $q^I{}_{пр.}$ – вага 1 м.п. бурильної труби [19];

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

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

де Q_p – розтягуюче навантаження, при якому напруження у тілі труби досягає межі текучості [19];

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

$$Q^I{}_{доп} = \frac{2300}{1{,}4} = 1643\text{кН};$$

$$\ell^{I}_{доп} = \frac{1643\cdot10^3 - 326\cdot970\left(1-\frac{1350}{7850}\right)}{301\cdot\left(1-\frac{1350}{7850}\right)} + 326 = 5848 \text{ м}$$

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

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

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

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

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

$$Q^{II}_{доп.} = \frac{2550}{1,4} = 1821 \text{ кН};$$

$$\ell^{II}_{доп.} = \frac{1821\cdot10^3 - 1643\cdot10^3}{331\cdot\left(1-\frac{1350}{7850}\right)} = 647 \text{м}$$

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

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

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

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

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

$$Q^{III}_{доп.} = \frac{2850}{1,4} = 2036 \text{ кН};$$

$$\ell^{II}_{доп.} = \frac{2036\cdot10^3 - 1821\cdot10^3}{388\cdot\left(1-\frac{1350}{7850}\right)} = 668 \text{ м}$$

Відповідно проведених розрахунків складаємо таблиці вибору компонування бурильного інструменту.

Таблиця 1.1 – Робочий інструмент при бурінні під експлуатаційну колону

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
1	2	3	4
140	10К	338	668
127	10К	331	647
114	10К	301	3359
ОБТ-146	-	970	326

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

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
1	2	3	4
127	10К	331	497
114	10К	301	3359
ОБТ-197	-	1890	144

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

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
1	2	3	4
114	10К	301	2370
ОБТ-203	-	1920	130

Таблиця 1.4 – Робочий інструмент при бурінні під кондуктор

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності.	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
1	2	3	4
114	10К	301	96
ОБТ-203	-	1920	54

Визначення ваги колони бурильних і обсадних труб

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

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

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

$Q_{ОБТ}$ - вага колони ОБТ;

К – коефіцієнт прихвату; приймаємо К=1,3

Під експлуатаційну колону Ø146мм :

$$Q_{б.к}^{е} = (338 \cdot 658 + 331 \cdot 647 + 301 \cdot 3359 + 970 \cdot 326) \cdot 1.3 = 2292992H \approx 2293кН$$

Під проміжну колону Ø245 мм:

$$Q_{б.к}^{пр} = (497 \cdot 331 + 3359 \cdot 301 + 1890 \cdot 144) \cdot 1.3 = 1882043.8H \approx 1882кН$$

Під проміжну колону Ø324 мм:

$$Q_{б.к}^{пр} = (2370 \cdot 301 + 130 \cdot 1920) \cdot 1.3 = 1251861H \approx 1252кН$$

Під кондуктор Ø426 мм:

$$Q_{б.к}^{к} = (96 \cdot 301 + 54 \cdot 1920) \cdot 1.3 = 172348.8H \approx 172кН$$

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 146мм, яка спускається двома секціями:

1-ша секція довжиною 1500 м:

$$Q_e^I = (3359 \cdot 301 + 647 \cdot 331 + 494 \cdot 279 + 500 \cdot 294) \cdot 1.15 = 1736548 \text{ Н} \approx 1736 \text{ кН}$$

2-га секція довжиною 3500 м:

$$Q_e^{II} = (1100 \cdot 339 + 2100 \cdot 360 + 300 \cdot 328) \cdot 1.15 = 1411395 \text{ Н} \approx 1411 \text{ кН}$$

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

1-ша секція довжиною 1900 м:

$$Q_{\text{пр}}^I = (2100 \cdot 254 + 1900 \cdot 705) \cdot 1.15 = 2153835 \text{ Н} \approx 2154 \text{ кН}$$

2-га секція довжиною 2100 м:

$$Q_{\text{пр}}^{II} = 2100 \cdot 705 \cdot 1.15 = 1702575 \approx 1703 \text{ кН}$$

Визначаємо вагу проміжної колони діаметром 324мм, яка спускається на глибину 2500 м:

$$Q_{\text{пр}} = (1850 \cdot 992 + 500 \cdot 835 + 150 \cdot 757) \cdot 1.15 = 2721187.5 \text{ Н} \approx 2721 \text{ кН}$$

Визначаємо вагу кондуктора діаметром 426мм і довжиною 150 м:

$$Q_{\text{к}} = 150 \cdot 1113 \cdot 1.15 = 191992.5 \text{ Н} \approx 192 \text{ кН}$$

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

Таблиця 1.5 – Зведена вагова характеристика обсадних і бурильних колон

№ п/п	Назва колони	Діаметр труб, мм	Товщина стінки, мм і група міцн.	Глибина спуску, м	Вага секції, кН	Вага колони, кН
1	2	3	4	5	6	7
1	Бурильний інструмент під експлуатаційну	140 127 114	Д Д Д	668 647 3359	2293	2293

	колону	ОБТ-146	-	326		
2	Бурильний інструмент під проміжну колону ǿ 245 мм	127 114 ОБТ-197	10К 10К -	497 3359 144	1882	1882
3	Бурильний інструмент під проміжну колону ǿ 324 мм	114 ОБТ-203	10К -	2370 130	1252	1252
4	Бурильний інструмент під кондуктор	114 ОБТ-203	10К -	96 54	172	172
5	Експлуатаційна колона	127 114 146	10К 10К 9Д 8Д	647 3359 494 500	Іс. - 520	1736
		146	11Е 12К 10Е 10К 10Д 9Д	750 350 1500 350 250 300	IIс. - 1411	1411
6	Проміжна колона ǿ 245 мм	114 245	8М 12К 12Д	2100 1500 400	Іс. - 1023	2154
		245	12Е 12К	950 1150	IIс. - 1703	1703
7	Проміжна колона ǿ 324 мм	324	12Е 10К 10Д 9Д	1850 350 150 150	2721	2721
8	Кондуктор	426	12Д	150	192	192

1.4 Вибір категорії та основних параметрів бурової установки

Вибір бурової установки для одного і того ж класу визначається рядом чинників: умови буріння, метою буріння, типом свердловин, способом буріння, технологією буріння, геологічними умовами.

Згідно ГОСТ 16293-89 вибираємо п'ятий клас, для бурових установок якого регламентовані наступні параметри, що мають відношення до проектованого обладнання:

$$G_{б.у.} \geq G_{max};\ 4000 \geq 2721.$$

Отже максимальне навантаження на гак виникатиме від ваги бурильної колони і складатиме 2721 *кН*. Згідно максимального навантаження на гак та глибини буріння свердловини 5000 м виконаємо вибір бурової установки.

Бурові установки повинні володіти певною універсальністю або допускати швидку модифікацію і пристосованість до конкретних умов буріння безпосередньо на місці роботи.

Вибір БУ для одного і того ж класу визначається рядом чинників: глибиною буріння, метою буріння, типом свердловин, способом буріння, технологією буріння, геологічними умовами та з розрахованого максимального навантаження на гак. Враховуючи всі зазначені чинники, вибираємо бурову установку БУ 6500 ДГ, яка рекомендована для турбінного і роторного способів буріння свердловин на глибину 6500 м в неелектрифікованих районах, оснащені комплексом АСП, дизель-гідравлічним приводом від силових агрегатів 1АДГ-1000, сучасним електрообладнанням та буровими спорудами для дрібноблокового монтажу.

2 ОПИС ТЕХНІЧНОЇ ПРОПОЗИЦІЇ

2.1 Опис модернізованої конструкції гідравлічного ударника

У нафтовій і газовій промисловості вартість оренди бурових установок, які використовуються для буріння нафтових і газових свердловин, може становити від десятків тисяч до мільйонів доларів в день для наземних та морських установок відповідно. Очевидно, що чим швидше бурова установка пробурить свердловину, тим менша загальна вартість оренди. Отже, інновація, яка підвищує МШБ, являється дуже важливою. Однак інновація, яка тимчасово збільшує МШБ, може зменшити робочий ресурс бурового долота.

Починаючи приблизно з 1990-х років при бурінні нафтових і газових свердловин почали широко використовуватися бурові долота з полікристалічними різцями типу PDC. Долота PDC мають багато переваг перед трьохшарошковими, але ці переваги мають потенційні недоліки. Використання бурових доліт PDC вимагає збільшення осьового навантаження на долото для встановлення контактного зчеплення з твердими породами. Чим більше осьове навантаження, тим вище значення заглиблення різців. Глибину різання зазвичай розуміють як «глибину врізання» у породу, яку здійснюють різці бурового долота з кожним обертом. Якщо глибина різу більша, ніж бажано, долото може перестати обертатися – це називається «Stick». Ротор бурової установки не припиняє обертатання під час таких зупинок. По мірі зростання сил, долото раптово відновлює обертання – це називається «Slip». В поєднанні ці два явища відомі як «Stick-Slip». Іншими словами, долото зупиняється, а потім різко прискорюється. «Stick-Slip» також можна розглядати як «ривковий» рух долота. На додаток до тимчасового підвищення швидкості обертання, яка виникає під час «Slip», Stick-Slip також призводить до підвищення нагріву ріжучих елементів долота через тертя.

В області зменшення явища Stick-Slip проводились численні дослідження, але різноманітні методи не дали бажаного результату. Прикладом одного з таких рішень стало зменшення так званого «кута атаки» різців бурового долота.

Недоліком цього рішення є те, що різці долота мають менше значення заглиблення при кожному оберті ротора, відповідно знижується МШБ. Як обговорювалося вище, це небажано.

Для гасіння коливань, які виникають в бурильній колоні під дією знакозмінних навантажень, широко використовуються відомі динамічні демпфери. У бурильній колоні, довжиною кілька тисяч метрів, також можуть виникати коливання в результаті зміни крутного моменту.

Бурові амортизатори за принципом дії поділяються на два основних типи – для поздовжніх та крутильних коливань і складаються як правило з наступних основних складальних одиниць: механізм передачі осьового навантаження і крутного моменту та пружний елемент.

Серед бурових амортизаторів поздовжніх коливань найбільш широкого використання набули дизайни обладнанні прямобічними шліцьовими з'єднаннями, в якості механізму передачі осьового навантаження та крутного моменту та тарілчастих пружин в якості пружного елементу.

В амортизаторах крутильних коливань використовуються наступні механізми передачі осьового навантаження та крутного моменту: кульково-гвинтові пари торсіонні системи та гвинтова різь.

1) Останнім часом частіше використовують кульково-гвинтові пари з каналом перебігу кульок, або без нього. Використання в механізмах передачі осьового навантаження і крутного моменту пар кочення замість ковзання значно зменшує тертя в гвинтовій парі, підвищує її довговічність.

Серед амортизаторів, які в своїй конструкції використовують кульково-гвинтові передачі найбільш цікавим та працездатним виглядає інструмент Torque Absorber For Downhole Drilling Motor (Амортизатор крутного моменту для ГВД). Ключовою ідеєю при створенні даного інструменту являється регулювання осьового навантаження та поглинання реактивного моменту ГВД.

Амортизатор крутного моменту розташовується в бурильній колоні безпосередньо біля гвинтового вибійного двигуна та автоматично регулює осьове навантаження на долоті для зменшення ймовірності зупинки двигуна через опір, яке спричинює бурове долото. Амортизатор крутного моменту включає в себе верхній і нижній вузол. Верхній вузол включає верхній перехідник та кульковий корпус.

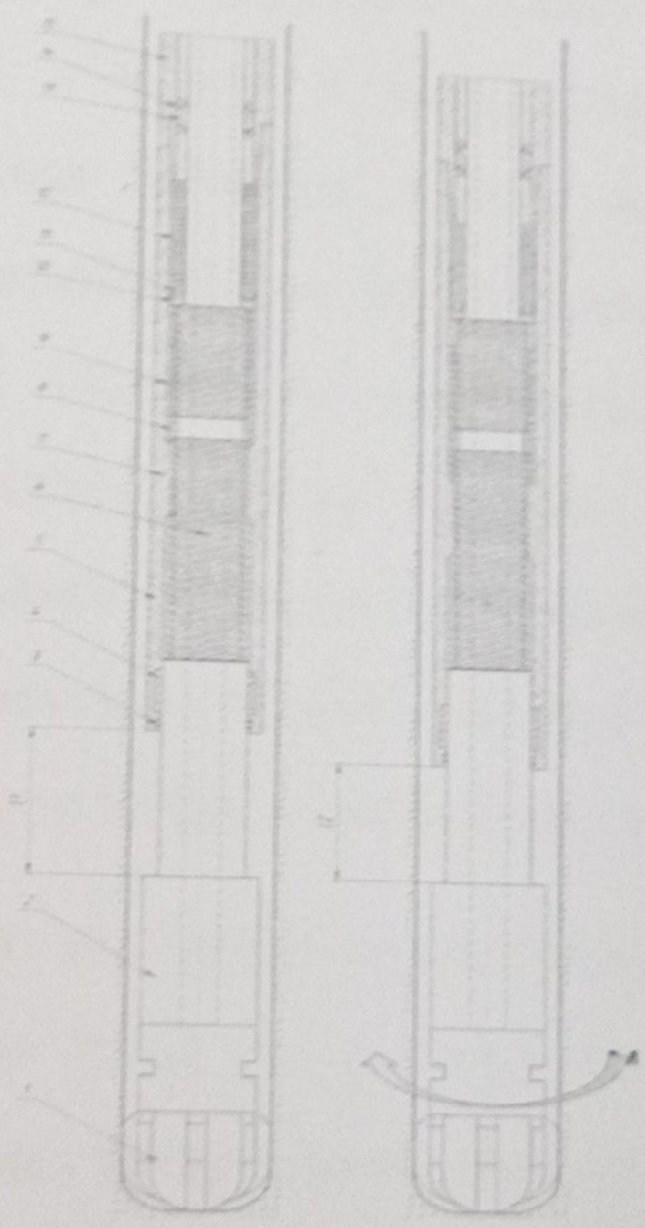
2) Добре зарекомендували себе так звані торсіонні системи у вигляді стержнів, що розміщені по периметру несучої ланки-оболонки пружного елемента із зовнішньої або внутрішньої її сторони. Можливе використання торсіона у вигляді циліндричної прорізної оболонки з прорізами вздовж твірної, а також одностру нних і багатострунних систем з гнучким зв'язком, наприклад у вигляді каната круглого чи плоского перерізу.

Серед амортизаторів, які в своїй конструкції використовують торсіонні системи найбільш успішним являється інструмент Torque and Torsion Limiting Tool виробництва компанії Neo Oil Tools. Ключовою ідеєю при створенні даного інструменту являється контроль крутного моменту та кручення, а також поглинання і гасіння вібрацій.

3) На особливу увагу претендують механізми передачі осьового навантаження і крутного моменту в яких використовують гвинтову різь. Бурові амортизатори обладнані такими механізмами здатні гасити як поздовжні так і крутні коливання. Гвинтова різь може бути трапеціеподібною, круглою, прямокутною, як правило правою, одно чи багатозахідною, але обов'язково циліндричною і несамогальмівною. Бурові амортизатори, що обладнані даним механізмом у вигляді гвинтової пари, мають дещо більшу вартість у порівняні з буровими амортизаторами поздовжніх коливань. Тому їх використання при бурінні глибоких свердловин є виправданим і економічно вигідним лише у випадках значних коливань крутного моменту, чи коли такі коливання негативно впливають на роботу вибійних двигунів, телеметричних та інших елементів бурильної колони,.

Серед амортизаторів, які в своїй конструкції використовують гвинтову різь найбільш успішним являється інструмент Anti Stick-Slip Tool виробництва компанії Tomax.

Провівши огляд існуючих систем одним з перспективних напрямків для зниження крутного моменту та крутильних вібрацій являється амортизатор з вузлом перетворення обертання в поступальний рух представленим гвинтовою багатозахідною трапецеїдальною різьбою та демпфуючим пристроєм в вигляді тарілчастих пружин. Такий пристрій буде найбільш ефективний при бурінні неоднорідних перешаруватих розрізів, гірських порід з різними фізико-механічними властивостями, твердих та міцних гірських порід.



1. Долото; 2. Вихідний вал; 3. Ущільнення вихідного валу; 4. Розрізна бронзова втулка; 5. Нижній корпус; 6. Зовнішня багатозахідна різьба вихідного валу; 7. Внутрішня різьба нижнього корпусу; 8. Розрізна центруюча втулка; 9. Бронзова направляюча втулка; 10. Натискне кільце; 11. Упорний роликовий підшипник; 12. Дискові пружини; 13. Герметизуючий поршень; 14. Ущільнення герметизуючого поршня; 15. Верхній корпус.

Принцип дії наступний: для ізоляції елементів компоновки від негативного впливу крутного моменту та радіальних коливань, інструмент встановлюється в КНБК якомога ближче до долота. Умовно складається з двох частин – вихідного

валу та корпусу (надалі гвинт та гайка відповідно). Гвинт підпружинений тарілчастими пружинами та в стані спокою має найбільший виліт відносно гайки. При зміні твердості порід та подальшому сприйнятті надлишкового крутного моменту від долота, гайка починає обертатись навколо гвинта та рухатись в напрямку вибою, що призводить до зменшення загальної довжини інструменту. Відбувається укорочення бурильної колони, що в свою чергу зменшує осьове навантаження на долоті та відповідно крутного моменту. Існує закономірність – при збільшенні осьового навантаження, підвищується крутний момент на долоті.

Для досягнення високої швидкості буріння методом підбору режимів буріння створюється оптимальне осьове навантаження, але враховуючи різну твердість порід в розрізі найбільш критично долото реагує саме на зміну типу породи. Наприклад при виході з м'якої в більш тверду, при сталому осьовому навантаженні відбуваються заклинки долота, які пов'язані з нерівномірним розподілом сил. Це викликано тим, що робоча (нижня) частина долота заходить в твердішу, а калібруюча частина ще знаходиться в більш м'якій породі. В подібних ситуаціях виникають вібрації та навіть миттєві заклинки долота, які супроводжуються подальшим стрімким прискоренням, оскільки бурильна колона продовжує постійно обертатись. Подібні ситуації дуже негативно впливають на різьбові з'єднання елементів КНБК та озброєння долота.

Дана проблема являється найбільш актуальною в нижніх інтервалах розрізу ДДЗ, в секціях діаметром 152,4 мм та 165,1 мм де буріння відбувається під експлуатаційний хвостовик. Враховуючи стандартний розмірний ряд бурового інструменту та елементів КНБК, які використовуються в даних діаметрах стовбуру свердловин, доцільно буде запроектувати вибійний амортизатор діаметром 127 мм. Враховуючи статистичні дані та емпіричні дослідження зібрані з різних джерел (вибійних реєстраторів крутного моменту, значень диференційних перепадів гвинтових вибійних двигунів, та інженерних розрахунків), робочий діапазон крутного моменту на долотах діаметром 152,4 /

165,1 мм знаходиться в межах 500-4500 Н·м при усередненому осьовому навантаженні на долоті 2-9 т. Звичайно крутний момент залежить від таких факторів, як: тип та дизайн бурового долота, глибина буріння, твердість гірських порід, густина та тип бурового розчину, швидкість обертання долота та ін. Але в середньому момент знаходиться ± в вищезазначених межах.

2.2 Оцінка економічної ефективності

Впровадження модернізованого амортизатора дасть змогу продовжити періодичність проведення його технічного обслуговування вдвічі. Зміни технічного обслуговування та ремонтів амортизатора відображені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічне обслуговування та ремонт амортизатора

Вид технічного обслуговування, ремонту	Періодичність виконання тех. обслуговування та ремонтів, маш.-год ($T_ц$)	Кількість тех. обслуговувань та ремонтів в одному ремонтному циклі (a_i)	Тривалість одного технічного обслуговування та ремонту, роб. днів (d_{pi})	Трудомісткість виконання одного ТО й ремонту, нормо-год (r_i)
	Для аналогової техніки			
ТО	47	25	0,5	4
ПР	1175	5	1	25
КР	7050	1	2	55
	Для модернізованої техніки			
ТО	94	12	0,5	4
ПР	1175	5	1	25
КР	7050	1	2	55

Економічний ефект від впровадження на виробництві модернізованої конструкції амортизатора визначається за формулою:

$$E = \left[Ц_{б}^{АТ} \cdot k_1 \cdot k_2 + \frac{\Delta И - E_{н} \cdot (K_2^{/} - K_1^{/})}{(1/T_2) + E_{н}} - Ц_{б}^{МТ} \right] \cdot n, [грн], \qquad (2.1)$$

де $Ц_{б}^{АТ}$, $Ц_{б}^{МТ}$ – вартість амортизатора до і після модернізації;

k_1 - коефіцієнт зростання продуктивності амортизатора;

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

$E_{н}$ - єдиний нормативний коефіцієнт економічної ефективності, $E_{н} = 0{,}15$;

$K_2^{/}, K_1^{/}$ - супутні капітальні вкладення;

T - термін служби амортизатора ($T_1 = T_2 = 7{,}23$ років);

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

$\Delta И$ - економія експлуатаційних витрат.

2.2.1 Розрахунок собівартості та ціни модернізованого обладнання

Розрахунок собівартості та оптової ціни амортизатора після модернізації виконується за формулою:

$$Ц = C \cdot (1 + P_c), грн. \qquad (2.2)$$

де С – собівартість обладнання;

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

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

$$C = C_{н}^{a} + B_{введ.}, грн. \qquad (2.3)$$

де $C_{н}^{a}$ – скоригована для розрахунку ціни нової техніки собівартісті

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

Коригування собівартості аналогічної техніки для розрахунку собівартості нової техніки ведеться за формулою:

$$C_н^а = C_с^а \cdot \frac{\delta''}{\delta_н' \times \tau_н'}, грн. \qquad (2.4)$$

де $C_с^а$ – собівартість обладнання-аналога, грн;

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

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

$\tau_н'$ – коефіцієнт зміни собівартості аналогічної техніки, що відповідає порядковому номеру розрахункового року.

Величина $C_с^а$ визначається розрахунком за формулою (2.2), в якій значення ціни аналогічної техніки приймається за діючими цінами:

$$C_с^а = \frac{Ц_{АТ}}{1+P_с} \qquad (2.5)$$

$Ц_{АТ}$ – вартість амортизатора-аналога; $Ц_{АТ} = 250000 грн.$

$$C_с^а = \frac{250000}{1+0,3} = 192308\ (грн.)$$

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

$$C_н^а = 192308 \cdot \frac{1}{0,946 \cdot 1} = 203285\ (грн.)$$

Собівартість доданого обладнання – це вартість вузлів, що будуть використані в процесі вдосконалення регулювання крутного моменту. Для

модернізації буде використано додатковий вузол вартістю 10000 грн., тому

$$C = C_н^a + B_{введ.} = 203285 + 1000 = 213285 \text{ грн.}$$

$$Ц_{МТ} = C \cdot (1 + P_c) = 203285 \cdot 1{,}3 \approx 264271 \text{ грн.}$$

2.2.2 Визначення розрахунково-балансової вартості обладнання

Для стаціонарного обладнання розрахунково-балансова вартість визначається за формулою:

$$Ц_б = k_б \cdot Ц, \text{ грн.} \tag{2.6}$$

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

$$Ц_б^{АТ} = k_б \cdot Ц_{АТ} = 1{,}10 \cdot 250000 = 275000 \text{ грн.}$$

$$Ц_б^{МТ} = k_б \cdot Ц_{МТ} = 1{,}10 \cdot 264271 = 290698 \text{ грн.}$$

2.2.3 Розрахунок річної продуктивності обладнання

Річний фонд роботи амортизатора визначаємо за формулою:

$$T_р = \frac{T_ф}{\frac{1}{t_{зм} \cdot k_{зм}} + Д_р}, [год], \tag{2.7}$$

де $T_ф$ - річний фонд робочого часу, $T_Ф = 365д$;

$t_{зм}$ - тривалість зміни, $t_{зм} = 6$ *год*;

$k_{зм}$ - коефіцієнт змінності роботи амортизатора , $k_{зм} = 4$;

$Д_р$ - простої у всіх видах технічного обслуговування та ремонту.

Простої у всіх видах технічного обслуговування та ремонту визначаються:

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

де m - кількість різновидів технічних обслуговувань та ремонтів протягом міжремонтного циклу, $m = 3$;

a_i - кількість технічних обслуговувань та ремонтів в одному ремонтному циклі, приймаємо відповідно до таблиці 2.1;

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

$T_ц$ - періодичність виконання технічного обслуговування та ремонтів, приймаємо відповідно до таблиці 2.1;

d_{ni} – тривалість надання у ремонт або технічне обслуговування і повернення назад, при цьому для технічного обслуговування, оскільки воно виконується безпосередньо на місці роботи техніки, величина d_{ni} приймається рівною нулю; час у днях на доставку для поточного ремонту $d_{ni} = 10$ днів, у капітальний ремонт і назад приймається $d_{ni} = 25$ днів.

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

$$Д_р^{АТ} = \frac{(0,5+0)\cdot 47 + (1+10)\cdot 5 + (25+25)\cdot 1}{7050} = 0,018 \frac{маш.-днів}{маш.-год};$$

$$Д_р^{МТ} = \frac{(0,5+0)\cdot 12 + (1+10)\cdot 5 + (25+25)\cdot 1}{7050} = 0,023 \frac{маш.-днів}{маш.-год};$$

Підставивши у формулу 2.4 отримані дані розрахуємо річний фонд роботи гідравлічного ударника:

$$T_р^{НТ} = \frac{365}{\frac{1}{6\cdot 4} + 0,018} = 6083 \ год;$$

$$T_р^{НТ} = \frac{365}{\frac{1}{6\cdot 4} + 0,023} = 5615 \ год;$$

Розрахунок річної продуктивності обладнання

Річні поточні витрати (S) у процесі експлуатації обладнання, які використовуються для розрахунків економічної ефективності, поділяються на наступні основні статті:

– витрати на заробітну платню обслуговуючого персоналу ($S_{зп}$);

– нарахування на заробітну платню ($S_н$);

– витрати на утримання та експлуатацію обладнання ($S_е$);

– витрати на керування і обслуговування виробництва ($S_к$) (ця стаття витрат в магістерській роботі не розглядається).

Витрати на заробітну плату з нарахуваннями розраховуються за формулою:

$$S_{ЗП} = k_{нв} \cdot \lambda \cdot T_р \cdot \sum_{i=1}^{Б} C_{ti} (1 + H) \cdot k_{ту}, грн, \qquad (2.9)$$

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

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

$Б$ - число робітників у ланці, приймаємо 1 робітника I розряду;

C_{ti} - годинна тарифна ставка робітника і-го розряду, що входить до складу ланки. Тарифна ставка приймається для робітника III розряду $C_р = 24$ грн.

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

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

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

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

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

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

Підставивши отримані дані у формулу 2.10, маємо:

– для аналогового амортизатора :

$$S_{зп}^{AT} = 1{,}3 \cdot 1{,}25 \cdot 6083 \cdot 24 \cdot (1 + 0{,}3852) = 328620 \text{ грн;}$$

– для модернізованого амортизатора ударника:

$$S_{зп}^{AT} = 1{,}3 \cdot 1{,}25 \cdot 5615 \cdot 24 \cdot (1 + 0{,}3852) = 303338 \text{ грн;}$$

Витрати на утримання та експлуатацію обладнання (S_e) включають:

– витрати на капітальний ремонт ($S_{кр}$);

– витрати на технічне обслуговування і поточні ремонти ($S_{то}$).

Визначаємо витрати на капітальний ремонт амортизатора ударника:

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

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

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

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

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

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

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

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

$$S_{кр}^{AT} = \frac{1{,}1 \cdot 4 \cdot 275000}{100} = 12100 \text{ грн.}$$

$$S_{кр}^{HT} = \frac{1{,}1 \cdot 5 \cdot 290698}{100} = 15988 \text{ грн.}$$

Витрати на технічне обслуговування і поточні ремонти визначаються:

$$S_{то} = S_{тов} + S_{том} \tag{2.13}$$

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

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

Витрати на заробітну плату ремонтних робітників із нарахуваннями:

$$S_{тов} = \frac{T_{р.}}{T_{и}} \cdot k_{нв} \cdot \lambda \cdot C_{р} \cdot \sum_{i=1}^{n} a_i r_i \cdot (1+H), грн, \tag{2.14}$$

де $C_{р}$ - середня тарифна ставка ремонтного робітника, що обслуговує амортизатор, тарифна ставка приймається для робітника IV розряду – 30 грн;

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

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

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

- для аналогового амортизатора :

$$S_{тов}^{АТ} = \frac{6083}{7050} \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}25 \cdot 30 \cdot (24 \cdot 4 + 5 \cdot 25) \cdot (1 + 0{,}3852) = 12880 \; грн;$$

- для модернізованого амортизатора :

$$S_{тов}^{НТ} = \frac{5615}{7050} \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}25 \cdot 30 \cdot (12 \cdot 4 + 5 \cdot 25) \cdot (1 + 0{,}3852) = 11886 \; грн;$$

Визначимо витрати на матеріали і запчастини:

$$S_{том} = k_{нп} \cdot \frac{S_{тов} \cdot (1-H)}{k_{нв}} \cdot k_{ер}, [грн], \tag{2.15}$$

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

Підставивши всі дані у формулу 2.15розрахуємо витрати на матеріали

- для аналогового амортизатора :

$$S_{том}^{АТ} = 1{,}1 \cdot \frac{12100 \cdot (1 - 0{,}3852)}{1{,}3} \cdot 1{,}25 = 7153 \text{ грн;}$$

$$S_{то}^{АТ} = 12100 + 7153 = 19253 \text{ грн.}$$

- для модернізованого амортизатора :

$$S_{том}^{НТ} = 1{,}1 \cdot \frac{11886 \cdot (1 - 0{,}3852)}{1{,}3} \cdot 1{,}25 = 7026 \text{ грн;}$$

$$S_{то}^{НТ} = 11886 + 7026 = 18912 \text{ грн.}$$

Приводимо дані попередніх розрахунків пункту 2.3 в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 – Калькулювання поточних річних витрат

№	Найменування статей витрат	Позначення	Сума витрат,грн.		Структура витрат,%	
			До модернізації	Після модернізації	До модернізації	Після модернізації
1	Заробітна плата з нарахуванням и	$S_{зп}$	328620	303338	83.80	82.19
2	Експлуатаційні витрати,	S_e	32133	30798	8.19	8.35
	в тому числі					
2.1	Витрати на капітальний ремонт	$S_{кр}$	12100	15988	3.09	4.33
2.2	Витрати на технічне обслуговування і поточний ремонт	$S_{то}$	19253	18912	4.91	5.13
	Разом	S	392106	369036	100	100

Визначаємо вартість роботи 1 маш.-год роботи амортизатора :

- для аналогового амортизатора :

$$S_{1мг}^{АТ} = \frac{392106}{6083} = 64.46 \text{ грн/маш.}-\text{год;}$$

- для модернізованого амортизатора:

$$S_{1мг}^{HT} = \frac{369036}{5615} = 65.72 \ грн/маш.-год.$$

2.2.5 Розрахунок економічного ефекту від впровадження модернізації

Для розрахунку економічного ефекту використовуємо формулу (2.1). Розрахуємо коефіцієнт зростання продуктивності амортизатора

$$k_1 = \frac{T_p^{HT}}{T_p^{AT}}, \tag{2.16}$$

де T_p^{HT} - річний фонд роботи модернізованого амортизатора ;

T_p^{AT} - річний фонд роботи аналоговогоамортизатора.

$$k_1 = \frac{6083}{5615} = 1.084$$

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

$$k_2 = \frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} \tag{2.17}$$

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

$$P_i = \frac{1}{T_i} \tag{2.18}$$

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

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

$$k_2 = 1$$

Економію експлуатаційних витрат розраховуємо за формулою:

$$\Delta И = (S_{1Мг}^{АТ} - S_{1Мг}^{НТ}) \cdot T_{р}^{НТ} + \Delta S_{ав.}, [грн], \quad (2.19)$$

де S_1^A, S_1^M - вартість 1 маш.-год роботи аналогового та модернізованого амортизатора відповідно;

T_p^M - річний фонд роботи модернізованого амортизатора;

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

Зменшення витрат на ліквідацію аварій при впровадженні модернізованого амортизатора визначимо за формулою

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

де $S_{ав.}^{лікв.}$ - витрати на ліквідацію аварій; під час ліквідації аварій через відсутність у амортизатора додаткового вузла на свердловинах Полтавського відділення бурових робіт за 2017 рік витрачено в середньому 57550 грн на одну свердловину (дані Полтавського ВБР);

α - коефіцієнт використання модернізованого гідравлічного амортизатора ;

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

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

N – кількість свердловин, які пробурені за рік,

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

де $T_ц$ – час будівництва свердловини, верстато-місяців, $T_ц = 7,15$ (згідно геолого-технічного наряду спорудження свердловини глибиною 6550 м (дані Полтавського ВБР).

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

Коефіцієнт використання модернізованого амортизатора ;

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

$k_{з.в.}$ - ймовірність зменшення витрат на ліквідацію аварій у зв'язку з введенням модернізованого амортизатора. При впровадженні модернізованого амортизатора витрати на ліквідацію аварій зменшаться на 25%, тобто $k_{з.в.} = 0,25$.

Зменшення витрат на ліквідацію аварій при впровадженні модернізованої конструкції гідравлічного ударника за формулою (2.20)

$$\Delta S_{ав.} = 57550 \cdot 0,59 \cdot 0,25 \cdot \frac{12,17}{7,15} = 14449 грн$$

Економію експлуатаційних витрат розраховуємо за формулою (2.19):

$$\Delta И = (57,55 - 57,21) \cdot 5615 + 14449 = 16358.1 \ грн.$$

Тоді, економічна ефективність модернізації гідравлічного ударника складатиме:

$$E = \left[275000 \cdot 1,044 \cdot 1 + \frac{11293,08}{\frac{1}{7,23} + 0,15} - 290698 \right] \cdot 1 = 35343 \ грн.$$

Висновки

Пропоноване технічні рішення спрямоване на підвищення ефективності та розширення області застосування амортизатора шляхом використання пристрою регулювання крутного моменту.

Для досягнення високої швидкості буріння методом підбору режимів буріння створюється оптимальне осьове навантаження, але враховуючи різну твердість порід в розрізі найбільш критично долото реагує саме на зміну типу породи. В подібних ситуаціях виникають вібрації та навіть миттєві заклинки долота, які супроводжуються подальшим стрімким прискоренням, оскільки бурильна колона продовжує постійно обертатись. Подібні ситуації дуже негативно впливають на різьбові з'єднання елементів КНБК та озброєння

долота.

Тому модернізований пристрій таким чином буде найбільш ефективний при бурінні неоднорідних перешаруватих розрізів, гірських порід з різними фізико-механічними властивостями, твердих та міцних гірських порід.

Впровадження модернізованого амортизатора забезпечить отримання сумарного економічного ефекту в розмірі 35343 грн., що свідчить про доцільність запропонованого вдосконалення.

3 ДОСЛІДНО-КОНСТРУКТОРСЬКА РОБОТА

3.1 Визначення і опис основних параметрів роботи запропонованого технічного рішення які вимагають проведення науково-дослідних робіт

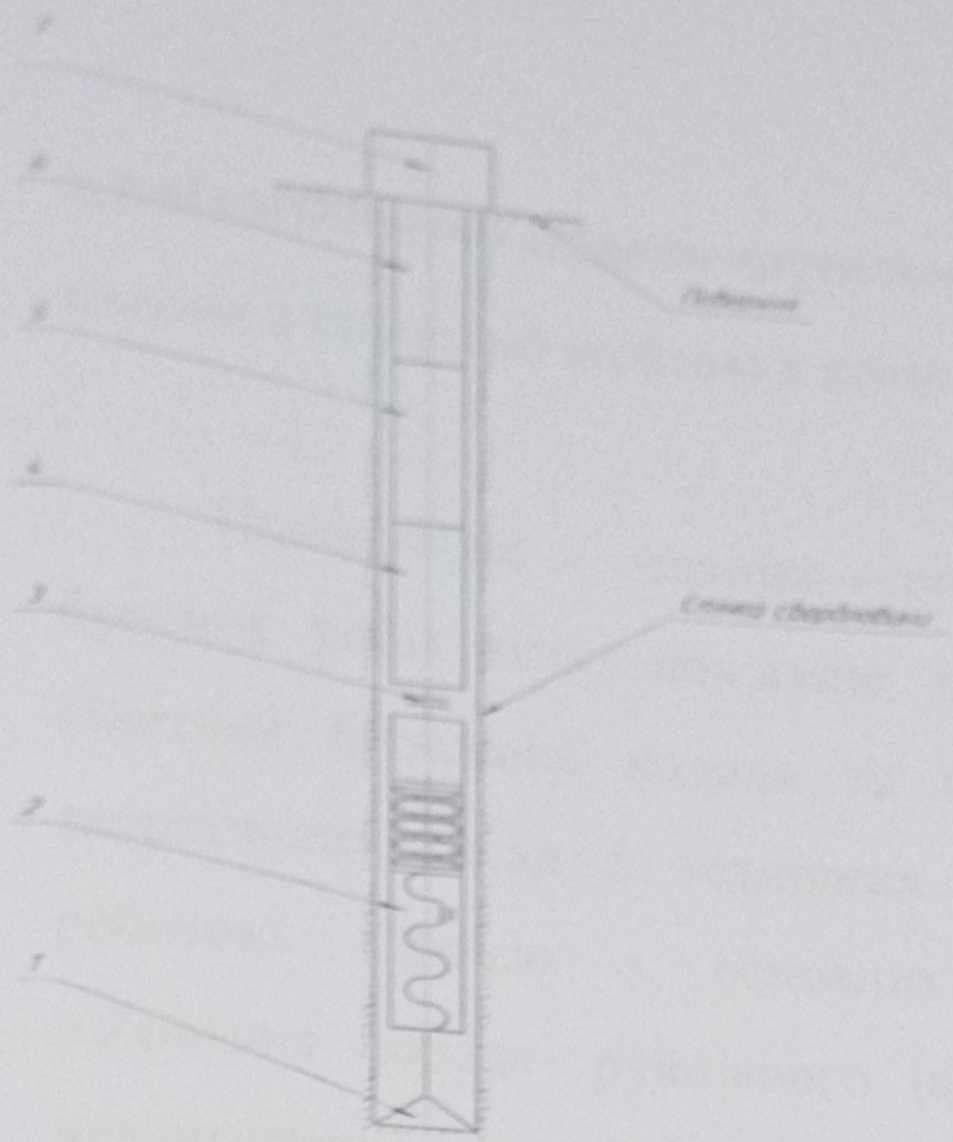
При бурінні крейдяної системи на одному з родовищ ДДЗ використовувалося долото типу PDC GT55Cs виробництва компанії Halliburton. В компоновку низу бурильної колони було включено вибійний амортизатор та гвинтовий двигун. Для ізоляції шпиндельної секції ГВД від осьових вібрацій замовник вирішив встановити амортизатор нижче вибійного двигуна, але не було досягнуто компромісу в плані вибору кількості та діаметру опорно-центруючих елементів. Використовувалася наступна схема КНБК:

долото GT55Cs Ø393.7мм Кз-152мм (0.48м) + перехідник Мз152хМз177 (0,38м) + амортизатор Ø241,3мм Кз177хМз177 (4,3м) + перехідник Кз177хКз177 (0,28м) + ГВД Ø241,3мм (10,55м) + перехідник Кз177хМз163 (0,35м) + КЛС Ø393,7 Кз163хМз163 (1,35м) + ОБТ Ø229х71 (17,65м) + КЛС Ø393,7х80 Кз163хМз163 (1,35м) + ОБТ Ø203х71 Кз1163хМз163 (24,07м) + перехідник Кз163хМз152 (0,45м) + Яс Ø203 (5,39м) + перехідник Кз152хМз163 (0,44м) + ОБТ Ø203 (51,08м) + перехідник Кз163хМз133 (0,33м) + ТБПК Ø127 (до устя).

В ході поглиблення свердловини на глибині 1009 м відбулося зменшення тиску та відмічено подальшу відсутність механічної швидкості буріння. Після підйому інструменту виявлено злом різьбового ніпеля перехідника між ГВД та наддолотним амортизатором де упорний торець різьбової муфти частина ніпеля перехідника, місце зламу, зона утворення та розповсюдження тріщини.

Основними причинами виникнення даного ускладнення являється недостатня стабілізація нижньої частини КНБК, а саме відсутність корпусного стабілізатора на ГВД та занадто висока жорсткість частини компоновки над двигуном, оскільки використовувалися повнорозмірні калібратори.

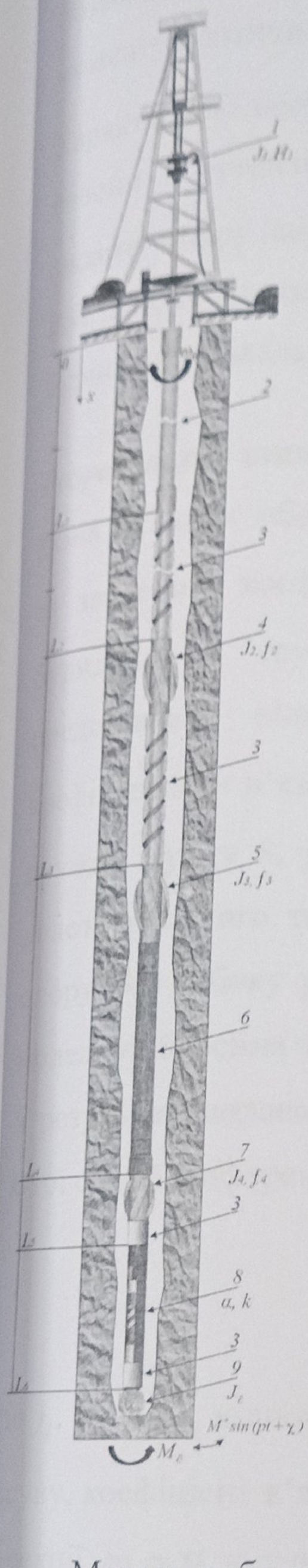
Тому данна модернізація низу кнбк та встановлення вибійного амортизатора діаметром 127 мм.



1. Долото (D=152.4 мм, L=0.25-0.4 м); 2. Пристрій регулювання крутного моменту (D=121-127 мм, L=4-5 м);
3. Жорстке різьбове з'єднання (D=121-127 мм); 4. Гвинтовий вибійний двигун (D=121-127 мм, L=7-8 м);
5. Обважнена бурильна труба (D=121-127 мм, L=100-200 м); 6. Бурильна труба (D=89 мм, L=2000-5000 м); 7. Ротор бурової установки / Система верхнього приводу

Дозволить змненшити ризик винекнення подібних ситуацій в яких можуть виникати вібрації та навіть миттєві заклинки долота, які будуть супроводжуватися подальшим стрімким прискоренням, оскільки бурильна колона продовжує постійно обертатись. Подібні ситуації дуже негативно впливають на різьбові з'єднання елементів КНБК та озброєння долота. Такий пристрій буде найбільш ефективний при бурінні неоднорідних перешаруватих розрізів, гірських порід з різними фізико-механічними властивостями, твердих та міцних гірських порід.

3.2 Математична модель крутильних коливань бурильної колони з пружною муфтою в компонуванні



Підвищення техніко-економічних показників бурових робіт тісно пов'язане з детальним вивченням кінетики бурильної колони та подальшим створенням теоретичних засад і технічних засобів управління її роботою. Однією з основних причин руйнування озброєння породо- руйнівного інструменту є динамічні навантаження, що діють різці при обертанні долота у процесі буріння свердловини. Відомим методом зменшення динамічних складників осьової сили і крутного моменту є встановлення в бурильній колоні віброзахисних пристроїв (амортизаторів, вібропоглиначів, пружних муфт).

У порівнянні з подовжніми крутильним коливанням бурильної колони в технічній літературі приділено менше уваги, хоча їхній вплив на динаміку бурильного інструменту загалом, і долота ріжучого типу зокрема, є досить вагомим. Визначення динамічних складників кутових зміщень, крутних моментів і дотичних напружень, які діють на елементи компонування бурильної колони, дозволить більш обґрунтовано проводити оцінку процесу поглиблення свердловини за різних значень параметрів режиму буріння.

Метою роботи є розробка узагальненої математичної моделі крутильних коливань бурильної колони, до складу якої входять опорно-центрувальні елементи, пружна муфта, гвинтовий вибійний двигун і долото ріжучого типу. За переносний рух бурильної колони взято усталений обертальний рух із заданою кутовою швидкістю, а за відносний – коливання, збурені долотом. Модель

дозволяє визначити відносні і переносні складники кута повороту, крутного моменту і дотичного напруження в поперечних перерізах колони.

Характерною особливістю моделей є врахування обертального руху бурильної колони з кутовою швидкістю ω_0 і початковою кута закручування труб φ^0 силами опору (аналог статики при поздовжніх коливаннях).

Розглянемо розрахункову схему типового компонування колони труб для буріння вертикальної та похилої свердловини з гідравлічним вибійним двигуном.

Розрахункова схема

Вона включає обертальні елементи ротора 1 зі зведеним моментом інерції $J1$ та зведеним коефіцієнтом сил опору H_1, секції бурильних 2 і обважених бурильних 3 труб, калібратори лопатеві спіральні 4, 5 і центратор 7, представлені відповідно полярними моментами інерції J_2 ,J_3 ,J_4 та коефіцієнтами в'язкого тертя $f2$, $f3$, $f4$, гвинтовий вибійний двигун (ГВД) 6, пружну муфту 8, репрезентовану кутовими жорсткістю k і демпфуванням α, і долото ріжучого типу 9 з полярним моментом інерції J_δ , на яке діє момент опору M_δ з боку розбурюваних порід і крутний момент $M^* sin\,(pt + x)$, що моделює збурення з амплітудою M^*, частотою p і зсувом фаз x .

У результаті додавання моментів, що діють на нескінченно малий елемент труби k-тої секції, диференціальні рівняння руху подаємо у вигляді

$$j_k G_k \frac{\partial^2 \varphi_k(x,t)}{\partial x^2} - h_k \frac{\partial \varphi_k(x,t)}{\partial t} = j_k q_k \frac{\partial^2 \varphi_k(x,t)}{\partial t^2} \qquad (1)$$

$$K = 1,6;\ L_{k-1} \le x \le L_k,\ L_0 = 0;\ t \ge 0;$$

де j_k, G_k, h_k, q_k відповідно полярний момент інерції поперечного перерізу, модуль зсуву, коефіцієнт в'язкого тертя, густина матеріалу, з якого виготовлено труби k-ї секції, $\varphi_k\,(x,t)$ кут повороту x -перерізу k -ї секції в момент часу t.

Переносний рух

Взявши рівномірний усталений обертальний рух бурильної колони з кутовою швидкістю ω_0 за переносний, кут повороту $\varphi_k^e\,(x, t)$ подамо сумою доданків

$$\varphi_k^e(x,t) = \omega_0 t + \varphi_k^0(x)$$

(2)

Наявність другого доданка засвідчує закручування колони силами опору на кут $\varphi_k^0 \square x \square$. Цей початковий кут визначатимемо з рівняння переносного руху

$$j_k G_k \frac{\partial^2 \varphi_k^0}{\partial x^2} = h_k \omega_0, k = 1,6$$

(3)

які одержують в результаті підкладання (2) в (1). Запишемо граничні умови для переносного руху: на усті свердловини

$$x = 0,\ \varphi_1^e = \omega_0 t$$

(4)

при з'єднанні секцій без проміжних елементів

$$x = L_1,\ \varphi_1^e = \varphi_2^e,\ j_1 G_1 \frac{\partial \varphi_1^e}{\partial x} = j_2 G_2 \frac{\partial \varphi_2^e}{\partial x} \qquad (5)$$

при з'єднанні секцій через опорно-центрувальні пристрої

$$x = L_n (n = 2,3,4)\ \varphi_n^e = \varphi_{n+1}^e,\ j_{n+1} G_{n+1} \frac{\partial \varphi_{n+1}^e}{\partial x} - j_n G_n \frac{\partial \varphi_n^e}{\partial x} = J_n \frac{\partial^2 \varphi_n^e}{\partial t^2} + f_n \frac{\partial \varphi_n^e}{\partial t} \qquad (6)$$

при з'єднанні секцій через пружну муфту

$$\left.\begin{array}{c} k(\varphi_5^e - \varphi_6^e) + \alpha\left(\frac{\partial \varphi_5^e}{\partial \tau} - \frac{\partial \varphi_6^e}{\partial \tau}\right) = j_5 G_5 \frac{\partial \varphi_5^e}{\partial x} \\ x = L_5 \\ j_5 G_5 \frac{\partial \varphi_5^e}{\partial x} = j_6 G_6 \frac{\partial \varphi_6^e}{\partial x} \end{array}\right\} \qquad (7)$$

на долоті

$$x = L_6,\ j_6 G_6 \frac{\partial \varphi_6^e}{\partial x} = -M_\partial$$

(8)

Початкові умови для переносного руху

$$\varphi_k^e(x,0) = \varphi_k^0(x),\ \frac{\partial \varphi_k^e(x,0)}{\partial t} = \omega_0$$

(9)

Розв'язок (2) задачі перепишемо у вигляді

$$\varphi_k^0(x,t) = \omega_0 t + \frac{h_k \omega_0}{2 j_k G_k} x^2 + C_k x + S_k \qquad (10)$$

Спочатку визначимо початковий кут закручування. Враховуючи (2), перепишемо умову (4)

$$x = 0 \quad \varphi_1^0 = 0 \qquad (11)$$

Після цього, взявши в рівняннях (3) – (9) $\varphi_k^0(x)$ замість $\varphi_k^o(x,t)$ знайдемо сталі Ck і Sk:

$$C_6 = -\frac{M_8 + h_6 \omega_0 L_6}{j_6 G_6}, C_5 = -\frac{\omega_0 L_5 (h_6 - h_5) + G_6 j_6 G_6}{j_5 G_5},$$

$$C_4 = -\frac{\omega_0 L_4 (h_5 - h_4) + C_5 j_5 G_5 - \omega_0 f_4}{j_4 G_4}, C_3 = \frac{\omega_0 L_3 (h_4 - h_3) + C_4 j_4 G_4 - \omega_0 f_3}{j_3 G_3},$$

$$C_2 = -\frac{\omega_0 L_2 (h_3 - h_2) + C_3 j_3 G_3 - \omega_0 f_2}{j_2 G_2}, C_1 = \frac{\omega_0 L_1 (h_2 - h_1) + C_2 j_2 G_2}{j_1 G_1},$$

$$S_1 = 0, S_2 = \frac{\omega_0 L_2^2}{2}\left(\frac{h_1}{j_1 G_1} - \frac{h_2}{j_2 G_2}\right) + L_1 (C_1 - C_2) + S_1$$

$$S_3 = \frac{\omega_0 L_2^2}{2}\left(\frac{h_2}{j_2 G_2} - \frac{h_3}{j_3 G_3}\right) + L_2 (C_2 - C_3) + S_2$$

$$S_4 = \frac{\omega_0 L_3^2}{2}\left(\frac{h_3}{j_3 G_3} - \frac{h_4}{j_4 G_4}\right) + L_3 (C_3 - C_4) + S_3$$

$$S_5 = \frac{\omega_0 L_4^2}{2}\left(\frac{h_4}{j_2 G_4} - \frac{h_5}{j_5 G_5}\right) + L_4 (C_4 - C_5) + S_4$$

$$S_6 = \frac{\omega_0 L_5^2}{2}\left(\frac{h_5}{j_5 G_5} - \frac{h_6}{j_6 G_6}\right) + L_5 (C_5 - C_6) + S_5 - \frac{h_5 \omega_0 L_5 + C_5 j_5 G_5}{k}$$

Відносний рух

Сформулюємо задачу для відносного руху. Диференціальні рівняння крутильних коливань довільної секції труб одержимо з (1) шляхом заміни $\varphi_k(x,t)$ на $\varphi_k^r(x,t)$.

Граничні умови подамо у вигляді:

на усті свердловини

$$x = 0 \quad J_1 \frac{\partial^2 \varphi_1^r}{\partial t^2} = j_1 G_1 \frac{\partial \varphi_1^r}{\partial x} - H_1 \frac{\partial \varphi_1^r}{\partial t} \qquad (12)$$

при з'єднанні секцій бурильних і обважених бурильних труб

$$x = L_1 \quad \varphi_1^r = \varphi_2^r, \quad j_1 G_1 \frac{\partial \varphi_1^r}{\partial x} = j_2 G_2 \frac{\partial \varphi_2^r}{\partial x} \tag{13}$$

за наявності в місці з'єднання опорно-центрувальних пристроїв

$$x = L(n = 2, 3, 4)\ \varphi_n^r = \varphi_{n+1}^r,\ j_{n+1} G_{n+1} \frac{\partial \varphi_{n+1}^r}{\partial x} - j_n G_n \frac{\partial \varphi_n^r}{\partial x} = J_n \frac{\partial^2 \varphi_n^r}{\partial t^2} + f_n \frac{\partial \varphi_n^r}{\partial x} \tag{14}$$

за наявності в місці з'єднання пружної муфти

$$\left.\begin{aligned} k(\varphi_5^r - \varphi_6^r) + \alpha\left(\frac{\partial \varphi_5^r}{\partial t} - \frac{\partial \varphi_6^r}{\partial t}\right) = j_5 G_5 \frac{\partial \varphi_5^r}{\partial x} \\ x = L_5 \\ j_5 G_5 \frac{\partial \varphi_5^r}{\partial x} = j_6 G_6 \frac{\partial \varphi_6^r}{\partial x} \end{aligned}\right\} \tag{15}$$

на долоті

$$x = L_6 \quad j_6 G_6 \frac{\partial \varphi_6^r}{\partial x} = -iM^* e^{i(pt+x)} \tag{16}$$

Оскільки коливний процес розглядаємо усталеним, а граничну умову подано гармонічною функцією, то задачу можна розглядати без початкових умов, а розв'язок шукати, згідно з методом механічного імпедансу, в комплекснозначному вигляді

$$\varphi_k^r(x,t) = B_k \sin(\beta_k x + b_k) e^{i(pt+x)} \tag{17}$$

Параметр β_k визначаємо зі співвідношення

$$\beta_k = \frac{p^2 q_k j_k - ip h_k}{j_k G_k} \tag{18}$$

комплексні коефіцієнти B_k, b_k складника кута повороту у відносному русі з раничних умов (12) – (16):

$$b_1 = arctg \frac{j_1 G_1 \beta_1}{ipH_1 - p^2 j_1}, \qquad b_2 = arctg \left| \frac{j_2 G_2 \beta_2}{j_1 G_1 \beta_1} tg(\beta_1 L_1 + b_1) \right| - \beta_2 L_1$$

$$b_3 = arctg\left|\frac{j_2G_2\beta_2}{j_3G_3\beta_3}ctg(\beta_2L_2+b_2)-\frac{ipf_2-p^2J_2}{j_3G_3\beta_3}\right|-\beta_3L_3,$$

$$b_4 = arctg\left|\frac{j_3G_3\beta_3}{j_4G_4\beta_4}ctg(\beta_3L_3+b_3)-\frac{ipf_3-p^2J_3}{j_4G_4\beta_4}\right|-\beta_4L_3,$$

$$b_5 = arctg\left|\frac{j_4G_4\beta_4}{j_5G_5\beta_5}ctg(\beta_4L_4+b_4)-\frac{ipf_4-p^2J_4}{j_5G_5\beta_5}\right|-\beta_5L_4,$$

$$b_6 = arctg\left|\frac{j_6G_6\beta_6}{j_5G_5\beta_5}tg(\beta_5L_5+b_5)-\frac{j_6G_6\beta_6}{k+ip\,\alpha}\right|-\beta_6L_5,$$

$$B_6 = \frac{-iM^*}{j_6G_6\beta_6\cos(\beta_6L_6+b_6)},\quad B_5 = B_6\frac{j_6G_6\beta_6\cos(\beta_6L_5+b_6)}{j_5G_5\beta_5\cos(\beta_5L_5+b_5)},$$

$$B_4 = B_5\frac{\sin(\beta_5L_4+b_5)}{\sin(\beta_4L_4+b_4)},\quad B_3 = B_4\frac{\sin(\beta_4L_3+b_4)}{\sin(\beta_3L_3+b_3)},$$

$$B_2 = B_3\frac{\sin(\beta_3L_2+b_3)}{\sin(\beta_2L_2+b_2)},\quad B_1 = B_2\frac{\sin(\beta_2L_1+b_2)}{\sin(\beta_1L_1+b_1)},$$

Характеристики відносного та переносного рухів компонування

Сумарний кут повороту довільного перерізу труб k-ї секції складе

$$\varphi_k(x,t) = \varphi_k^e(x,t) + \varphi_k^r(x,t),$$

де $\varphi_k^e(x,t) = \omega_0 t + \varphi_k^0(x)$ – складник кута повороту в переносному русі,

$\varphi_k^0(x) = \frac{h_k\omega_0}{2j_kG_k}x^2 + C_kx + S_k$ – початковий кут закручення;

$\varphi_k^r(x,t) = Re[B_k\sin(\beta_kx+b_k)e^{i(pt+x)}]$ – складник кута повороту у відносному русі бурильної БК.

Амплітуда останнього складника буде такою

$$[\varphi_k^r]\alpha = \sqrt{Re^2[B_k\sin(\beta_kx+b_k)] + Im^2[B_k\sin(\beta_kx+b_k)]}$$

Враховуючи зв'язки між кутами повороту і крутними моментами у відносному та переносному рухах

$$M_k^e(x,t) = -j_kG_k\frac{\partial\varphi_k^e(x,t)}{\partial x},\quad M_k^r(x,t) = -j_kG_k\frac{\partial\varphi_k^r(x,t)}{\partial x},$$

Значення сумарного крутного моменту та його складників у x -перерізі подаємо у вигляді

$$M_k(x,t) = M_k^e(x) + M_k^r(x,t), \quad M_k^e(x) = -h_k\omega_0 x - C_k j_k G_k,$$

$$M_k^r(x,t) = -j_k G_k Re\left[B_k\beta_k \cos(\beta_k x + b_k)e^{i(pt+x)}\right].$$

Амплітудне значення крутного моменту у відносному русі

$$[M_k^r(x)] \propto = j_k G_k \sqrt{Re^2[B_k\beta_k \cos(\beta_k x + b_k)] + Im^2[B_k\beta_k \cos(\beta_k x + b_k)]}.$$

Складники дотичного напруження з кутами повороту зв'яжемо залежностями

$$\tau_k^e(x,t) = -r_k G_k \frac{\partial\varphi_k^e(x,t)}{\partial x}, \quad \tau_k^r(x,t) = -r_k G_k \frac{\partial\varphi_k^r(x,t)}{\partial x},$$

де r_k віддаль від осі труби. Дотичне напруження буде максимальним при $r_k = D_k$ 2, де Dk зовнішній діаметр труби k -ї секції. Надалі, говорячи про дотичні напруження, матимемо на увазі максимальні дотичні напруження.

Сумарне значення дотичного напруження в x -перерізі k -ї секції труб визначають так

$$\tau_k(x,t) = \tau_k^e(x) + \tau_k^r(x,t),$$

де $\tau_k^e(x,t) = \frac{D_k}{2j_k} M_k^e(x)$ – дотичне напруження у переносному русі,

$\tau_k^r(x,t) = \frac{D_k}{2j_k} M_k^r(x,t)$ – дотичне напруження у відносному русі.

Поточне та максимальне значення коефіцієнта динамічності на долоті при крутильних коливаннях становитимуть

$$K_\partial(t) = \frac{M_6^r(L_6,t)}{M_\partial}, \quad K_\partial = \frac{[M_6^r(L_6)]\alpha}{M_\partial}$$

Поточне значення коефіцієнта віброзахисту х-перерізу бурильної колони при крутильних коливаннях дорівнює відношенню кутів $[\varphi_k^r(x,t)]m$ та $\varphi_k^r(x,t)$ відповідно при роботі з пружною муфтою і без неї

$$\psi(x,t) = \frac{[\varphi_k^*(x,t)]m}{\varphi_b^*(x,t)},$$

а його максимальне значення (надалі коефіцієнт віброзахисту x - перерізу при крутильних коливаннях) – відношенню кутів повороту у відносному русі

$$\psi(x) = \frac{[\varphi_k^*(x)]am}{[\varphi_b^*(x)]a},$$

Якщо збурення на долоті взяти полігармонічним $\sum_{s=1}^{l} M_s^* \sin(p_s t + x_s)$, то граничну умову (16) слід переписати у вигляді

$$x = L_6 \;\; j_6 G_6 \frac{\partial \varphi_6^k}{\partial x} = -i \sum_{s=1}^{l} M_s^* e^{i(p_s t + x_s)}$$

а розв'язок (17) і вираз для параметра β_k (18) шукати у вигляді

$$\varphi_{ks}^*(x,t) = \sum_{s=1}^{l} B_{ks} \sin(\beta_{ks} x + b_{ks}) e^{i(p_s t + x_s)}$$

$$\beta_{ks} = \frac{p_s^2 q_k j_k - i p_s h_k}{j_k G_k},$$

Зауважимо, що кутову швидкість обертання ω_1 вихідного валу ГВД враховано амплітудою M_s^* і частотою p_3 полігармонічного збурення та моментом M_∂ на долоті. Водночас в моделі взято $h_k \omega_0$ замість $h_k \omega_1$ $(k = 5,6)$, тобто знехтувано зміною в'язкого тертя вздовж п'ятої і шостої секцій, зважаючи на їхню незначну довжину. Одержану математичну модель нескладно поширити на інші компонування бурильної колони.

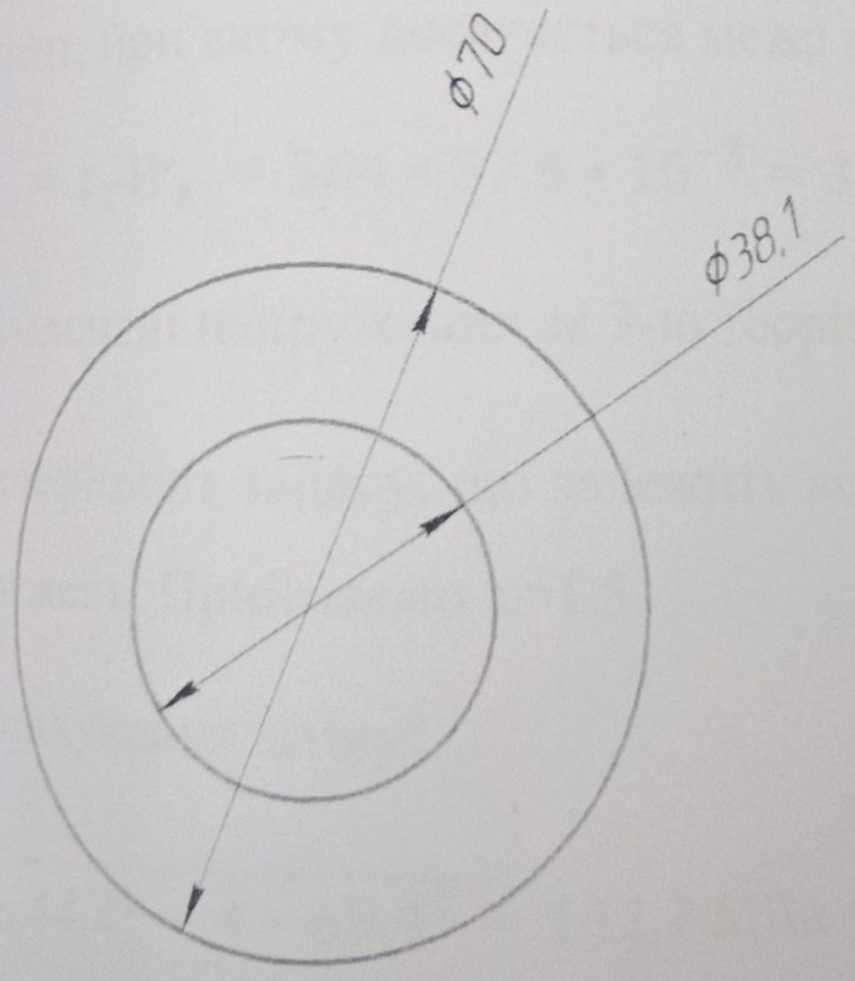
4. РОЗРАХУНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ

Головним критерієм працездатності є надійність , а надійність це міцність - це один із найважливіших процесів у проектуванні деталей, конструкцій та механізмів. Розрахунки на міцність та витривалість – це оцінка здатності конструкції чи матеріалу витримувати діючі на нього різних навантажень в різних умовах. Під час перевірки оцінюється насамперед ризик виникнення пошкоджень, деформацій та інших видів несправностей конструкцій чи матеріалів.

Міцністю деталі називається її здатність чинити опір дії навантажень, тобто. чинити опір руйнуванню чи виникненню неприпустимих пружних чи пластичних деформацій. Міцність деталі залежить від механічних властивостей матеріалу, характеру напруженого стану та інших факторів.

Механічні властивості металу визначаються характеристиками опору статичному руйнуванню (межі міцності при розтягуванні, стиску), опору пластичним деформаціям (межі плинності), опору втомному руйнуванню (межі витривалості), опору тривалому статичному руйнуванню, опору миттєвому руйнуванню, а також ударною в'язкістю і твердістю.

Перевірочні розрахунки на міцність під дією тиску, осьової сили та крутного моменту будемо проводити по найбільш напруженим січенням.



Малюнок 46. Січення №1 – Вихідний вал.

ранниця текучості при НВ 300 ... 320 приблизно σ_T =940 МПа.

$\sigma_T = 0{,}6 * 940 = 564$ МПа

раниця міцності $\sigma_B = 1080$ МПа

раниці витривалості:

$_{-1} = 0.28\sigma_B = 0.28 * 1080 = 302$ МПа: $\sigma_{зг}^{-1} = 0{,}4\sigma_B = 432$МПа: $\tau^{-1} = 0{,}23\sigma_B$
$= 250$МПа

обоче навантаження $F = 90kH$

Площа перерізу $A = \frac{\pi(70^2 - 38.1^2)}{4} = 2708.36$ мм^2

$$_н = \frac{F}{A} = \frac{90000}{2708.36} = 33{,}2 \text{ МПа}$$

Зусилля розтягу/стиснення, при якому досягається межа плинності:

$$_{max} = \sigma_T A = 940 * 2708{,}36 * 10^{-3} = 2545{,}5\ kH$$

Момент опору згину $W = 0.1(7^3 - 3{,}81^3) = 28.8$ см^3

Момент опору кручення $W_к = 0.2(7^3 - 3{,}81^3) = 57.6$ см^3

$$_{зг} = \frac{M}{W}$$

$$\tau = \frac{T}{W_к} = \frac{4000}{57{,}6} = 69{,}4 \text{ МПа}$$

Момент, при якому досягається межа плинності:

$$_{max} = \tau_T W_K = 564 * 57.6 * 10^{-3} = 32{,}5 \text{ кНм}$$

Еквівалентні напруження за 3-ю теорією міцності $\sigma = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_n)^2 + 4\tau^2} \leq \frac{\sigma_T}{k}$

k - коефіцієнт запасу, що залежить від форми, габаритів і наявності концентрації напружень. Приймаємо k=1.5.

Без врахування згину:

$$\sigma = \sqrt{33{,}2^2 + 4 * 69{,}4^2} = 142{,}7 \text{ МПа} < \frac{940}{1.5} = 627 \text{ МПа}$$

Визначимо допустимий згинаючий момент при заданих значеннях осьової сили і крутного моменту:

$$\sigma_{зг} = \sqrt{(\frac{\sigma_T}{k})^2 - 4\tau^2} - \sigma_n$$

при k=1 $\sigma_{зг} = 578$ МПа; $M_{зг}^{max}$=578*28.8=16646 Нм=16,6 кНм

Зважаючи на циклічність навантажень, перевіряємо переріз на витривалість.

Визначається коефіцієнт запасу міцності:

$$s = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}$$

Розрахункове значення s повинне бути не нижче $[s] = 2.0$

Коефіцієнт запасу по нормальним напруженням:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \sigma_V}{\beta \varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \sigma_m}$$

k_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень;

В нашому випадку для виточки приймаємо $k_\sigma = 2$

Масштабний коефіцієнт $\varepsilon_\sigma = 0{,}65$ для діаметра 70 мм

$\beta = 0{,}95$ при нормальній обробці поверхні

$\psi_\sigma = 0{,}25$ для легованих сталей.

Нормальне навантаження змінюється по віднульовому циклу, тому:

$$\sigma_V = \sigma_m = \frac{\sigma_n}{2} = \frac{33.2}{2} = 16.6 \text{ МПа}$$

$$s_\sigma = \frac{302}{\frac{2 * 16.6}{0{,}95 * 0{,}65} + 0{,}25 * 16.6} = 5.2$$

Коефіцієнт запасу по дотичним напруженням:

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \tau_V}{\beta \varepsilon_\tau} + \psi_\tau \tau_m}$$

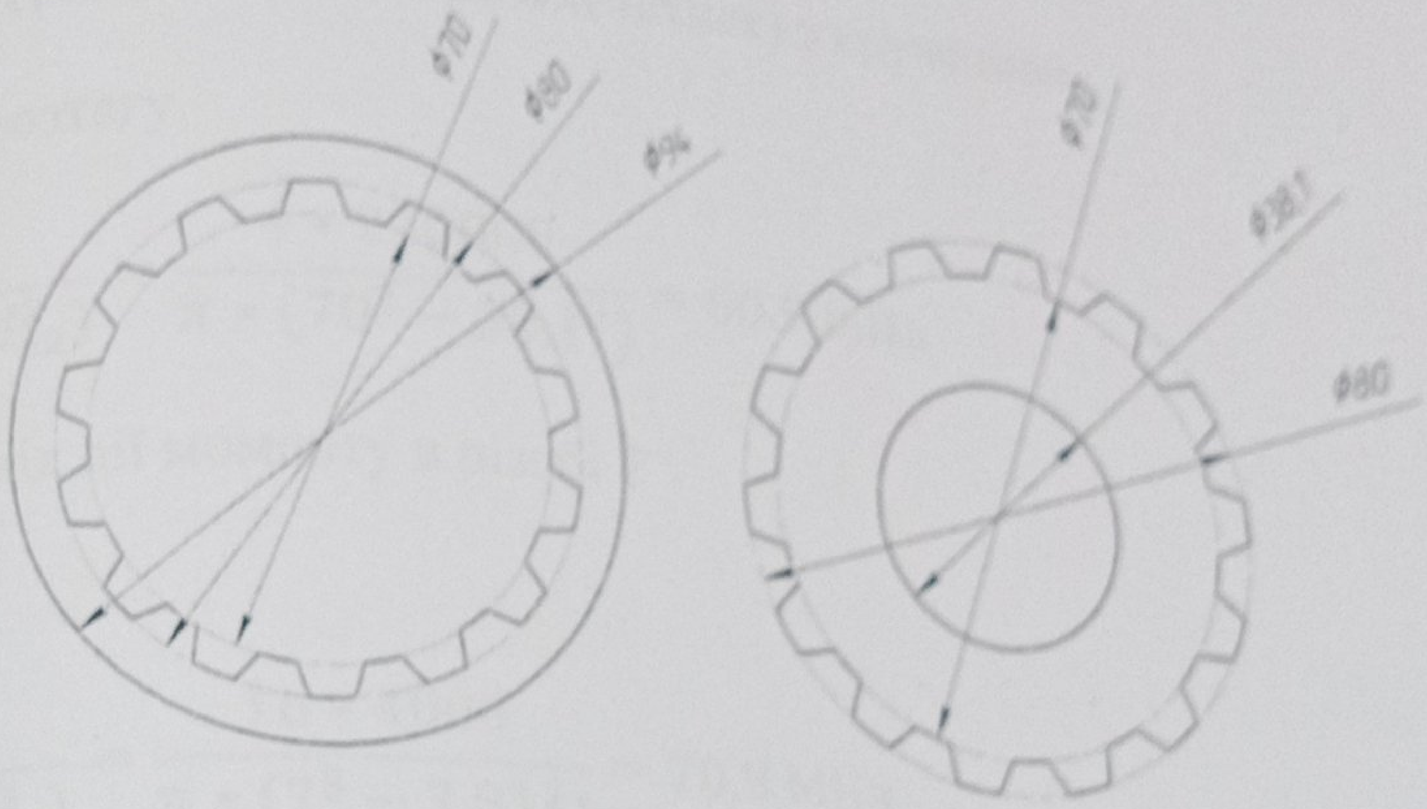
Дотичні напруження також мають віднульовий цикл

$= 1,4;\ \varepsilon_\tau = 0,65;\ \beta = 0,95;\ \psi_\tau = 0,1$

$\sigma_{im} = \frac{69,4}{2} = 34.7$ МПа

$= \frac{250}{\frac{1,4 * 34.7}{0,95 * 0,65} + 0,1 * 34.7} = 3$

$= \frac{(5.2 * 3)}{\sqrt{5.2^2 + 3^2}} = 2.6$



Малюнок 47. Січення №2 – Гвинтова пара (гайка та гвинт)

Параметри різьби: d – зовнішній діаметр; d_2 - середній діаметр; d_1 – внутрішній діаметр; P – крок; $z\,P$ – хід; z – число заходів різьби; $Pz = P \cdot z$; α – кут профілю; h - робоча висота профілю.

Розрахунок витків різьби на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F_a}{\pi dkH} \leq [\tau_{зр}]$$

Тут k - коефіцієнт повноти різьби.

Для трикутної різьби $k = 0,87$;

трапецеїдальної $k = 0,65$;

прямокутної $k = 0,5$.

Осьове зусилля приймаємо рівним максимальному зусиллю стиснених пружин.

Напруження зрізу

$$\tau_{ср} = \frac{210000}{\pi * 80 * 0.65 * 165} = 7.8 \text{ МПа} < \frac{\tau_T}{k} = \frac{540}{1.5} = 360 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

Розрахунок корпуса гайки на розтяг з крученням.

$$\sigma_n = \frac{4F_a\beta}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 * 210000 * 1.3}{\pi(94^2 - 80^2)} = 142{,}7 \text{ МПа} \leq \frac{\sigma_T}{k} = 627 \text{ МПа}$$

β=1,3 - коефіцієнт, що враховує закручування гайки.

Розрахунок стержня гвинта на розтяг (стиск) з крученням.

Напруження розтягу

$$\sigma_n = \frac{4F_a}{\pi(d_1^2 - d_{вн}^2)} = \frac{4 * 210000}{\pi * (70^2 - 38{,}1^2)} = 60.9 \text{ МПа}$$

Напруження від дії моменту в різьбі T

$$\tau = \frac{16T}{\pi(d_1^3 - d_{вн}^3)} = \frac{16 * 4000}{\pi * (7^3 - 3.81^3)} = 70{,}8 \text{ МПа}$$

Еквівалентні напруження $\sigma = \sqrt{{\sigma_n}^2 + 4\tau^2} \leq \frac{\sigma_T}{k}$

$$\sigma = \sqrt{60{,}9^2 + 4 * 70{,}8^2} = 154.1 \text{ МПа} \leq \frac{\sigma_T}{k} = 627 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

Перевірка стержня гвинта на витривалість

Розрахунок аналогічний задачі 1. Коефіцієнти концентрації беремо для різьби як для шліцевого вала.

$k_\sigma = 1{,}7;\ k_\tau = 1{,}55;\ \varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0{,}65;\ \beta = 0{,}95;\ \psi_\sigma = 0{,}25;\ \psi_\tau = 0{,}1$

$$\sigma_V = \sigma_m = \frac{\sigma_n}{2} = \frac{60.9}{2} = 30.5 \text{ МПа}$$

$$= \frac{302}{\frac{1,7 * 30.5}{0,95 * 0,65} + 0,25 * 30.5} = 3.3$$

$$= \tau_m = \frac{70,8}{2} = 35,4 \text{ МПа}$$

$$= \frac{250}{\frac{1,55 * 35,4}{0,95 * 0,65} + 0,1 * 35,4} = 2,7$$

$$s = \frac{(3.3 * 2,7)}{\sqrt{3.3^2 + 2,7^2}} = 2.1 > [s]$$

Умова міцності виконується.

Розрахунок корпуса на міцність при осьовому навантаженні і крученні.

Осьове навантаження $F = 90kH$

Крутильний момент Т=4 кНм

Зовнішній діаметр $d_{\text{зовн}} = 122,3$ мм

Внутрішній діаметр $d_{\text{внутр}} = 98,6$ мм

Площа перерізу $A = \frac{\pi(122,3^2 - 98,6^2)}{4} = 4112$ мм^2

Момент опору кручення $W_к = \frac{\pi}{16}(12.23^3 - 9.86^3) = 171$ см^3

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{90000}{4112} = 21.9 \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{T}{W_к} = \frac{4000}{171} = 23,4 \text{ МПа}$$

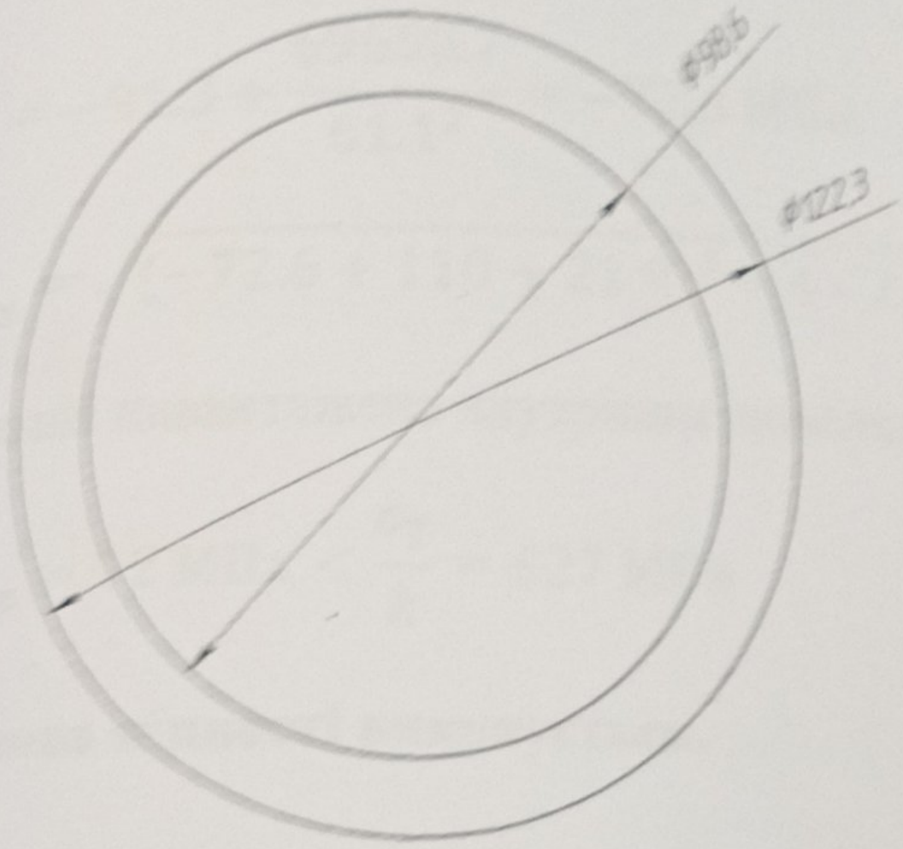
Еквівалентні напруження

$$\sigma = \sqrt{21.9^2 + 4 * 23,4^2} = 51,7 \text{ МПа} < \frac{940}{1.5} = 627 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується

Як бачимо, даний переріз є менш навантаженим, ніж переріз вала, тому на витривалість його не перевіряємо.

В якості пружного елементу вибрані тарілчасті пружини. Підбір жорсткості та необхідної кількості пружин проведено на основі силового розрахунку гвинтової пари та прикладеного осьового навантаження, нижче зображено залежність, де M – крутний момент від долота, P0 – осьове навантаження, Q – зусилля стиснення пружин. Пружини підбирались таким чином, що максимальне зусилля стиску складає 210 кН (при осьовому навантаженні 8 т та крутному моменті на долоті 3750 Н·м). При перевищенні значення зусилля стиску, спрацьовує жорсткий обмежувач, який не дає далі стискати пружини.



Малюнок 48. Січення №3 – Пружинний корпус

Відповідно до задачі Ляме напруження в циліндрі:

$$\sigma_r = \frac{P_1 a^2 - P_2 b^2}{b^2 - a^2} - \frac{P_1 - P_2}{r^2}\frac{b^2 a^2}{b^2 - a^2}$$

$$\sigma_\phi = \frac{P_1 a^2 - P_2 b^2}{b^2 - a^2} + \frac{P_1 - P_2}{r^2}\frac{b^2 a^2}{b^2 - a^2}$$

$P_1 = 120$ МПа, $P_2 = 110$ МПа – внутрішній і зовнішній тиски відповідно;

$$a = \frac{d_{внутр}}{2} = \frac{98{,}6}{2} = 49{,}3 \text{ мм}; b = \frac{d_{зовн}}{2} = \frac{122{,}3}{2} = 61{,}1 \text{ мм};$$

Позначимо $A = \frac{P_1 a^2 - P_2 b^2}{b^2 - a^2} = \frac{120 \cdot 49{,}3^2 - 110 \cdot 61.1^2}{61.1^2 - 49{,}3^2} = -91.3$ МПа

$$B = (P_1 - P_2)\frac{b^2 a^2}{b^2 - a^2} = \frac{(120 - 110)61.1^2 * 49{,}3^2}{61.1^2 - 49{,}3^2} = 69650.7 \text{ МПа} * \text{мм}^2$$

На внутрішній поверхні $\sigma_r^a = -91{,}3 - \frac{696507}{49{,}3^2} = -120$ МПа

$$\sigma_\theta^a = -91{,}3 + \frac{696507}{49{,}3^2} = -62{,}6 \text{ МПа}$$

Еквівалентні напруження $\sigma_{екв} = \sqrt{(\sigma_\theta - \sigma_r + \sigma_n)^2 + 4\tau^2}$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{(-62{,}6 + 120 + 21{,}9)^2 + 4 * 23{,}4^2} = 92 \text{ МПа}$$

На зовнішній поверхні $\sigma_r^b = -91{,}3 - \frac{696507}{61{,}1^2} = -110$ МПа

$$\sigma_\theta^b = -91{,}3 + \frac{69650{,}7}{61{,}1^2} = -72{,}6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{(-72{,}6 + 110 + 21{,}9)^2 + 4 * 23{,}4^2} = 75{,}5 \text{ МПа}$$

Більше навантажена внутрішня поверхня.

$$\sigma_{екв} = 92 \text{ МПа} < \frac{\sigma_T}{k} = 627 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

5. МОНТАЖ І ЕКСПЛУАТАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ

5.1 Підготовчі роботи перед монтажем обладнання

Планування бурового майданчика починається до будівництва самої бурової, після ретельної перевірки грунту знімається верхній родючий шар землі і складується для подальшої рекультивації обраної місцевості після завершення робіт. Потім вибирають покриття для майданчика , в основному це битонні плити , але із-за геологічних складностей місцевості може трапитися таке що міцності плит буде мало тому їх відокремлюють від основного шару грунту глиняним шаром товщиною 30 см і утрамбовують після укладають шар геотекстилю і встановлюють міжпросторову решітку висотою 20см, яку засипають по краях дрібнозернистим щебенем і після укладають дорожні плити.

Щоб захистити навколишнє середовище від впливу відходів бурової установки на майданчику монтуються комори для зберігання бурового розчину і встановлюються системи очищення даного розчину.

Після всього цього прокладають сам шлях під'їзду до місця буріння щоб доставити бурову установку, матеріали для неї і буровиків.

5.2 Монтаж модернізованого обладнання

Сборка та спуск модернізованого пристрою регулювання крутного моменту в свердловину наступна.

Амортизатор спускаємо в свердловину за допомогою двох елеваторів. Для цього беремо з містків амортизатор і затискаємо у вишко-лебідковому блоці до ротора, потім вставляємо верхній кінець даного пристрою в елеватор, який підвішений до стропів гакоблока і піднімаємо над свердловиною.

Потім за допомогою ротора і машинних ключів прикручуємо долото до амортизатора .

Початок кнбк спускаємо в свердловину і ставимо елеватор на ротор. Потім вже приєднуємо за допомогою жорсткого різьбового з'єднання гвинтовий вибійний двигун потім додаємо обважненні бурильні труби та прості бурильні труби потім всю бурильну колону спускаємо до свердловини .

5.3 Розрахунок чисельності монтажної бригади

Кількість основних робітників для монтажу бурової установки розраховують за професіями, виходячи з трудомісткості річної програми по видах робіт [15]:

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

де $\sum T$ – сумарна трудомісткість річної програми монтажу бурової установки БУ 6500 ДГ;

$F_{Д.р.}$ – 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 [15]:

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

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

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

Нормативний дійсний фонд часу одного робітника визначаємо за формулою [15]

$$F^{НОРМ.}_{Д.Р.} = (Д_К - Д_В - Д_{СВ} - Д_{ПСВ}) \cdot 40/5 + Д_{ПСВ} \cdot 7\ , \qquad (5.3)$$

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

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

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

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

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

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

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

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

Тоді

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

Для визначення трудомісткості виконання монтажу бурової установки БУ 6500 ДГ використовуємо норми часу на її крупноблоковий монтаж [41], розроблені нормативно-аналітичним центром Національної акціонерної компанії "Нафтогаз України" згідно таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Норми часу на монтаж бурової установки БУ 6500 ДГ

№ п\п	Зміст робіт	Норма часу, год.
1	2	3
1	Підготовчі роботи	2066,96
2	Монтаж вишково-лебідкового блоку	488,0
3	Монтаж приводного блока	145,8
4	Монтаж насосного блока	143,5
5	Монтаж блока приготування глинистого розчину	83,0
6	Монтаж зовнішньої частини ПВО	123,01
7	Монтаж маніфольда циркуляційної системи	303,89
8	Монтаж доливної ємності	41,3
9	Монтаж водяної ємності	10,6
10	Монтаж 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:	4740,14

Монтаж бурової установки БУ 6500 ДГ проводиться на протязі приблизно 1-го місяця, тоді дійсний фонд часу одного робітника буде дорівнювати

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

Тоді кількість основних робітників по даному виду робіт буде рівна:

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

Отже, для проведення монтажних робіт бурової установки БУ 6500 ДГ необхідно 32 робітники.

Таблиця 5.2 – Склад бригади при виконанні монтажних робіт бурової установки БУ 6500 ДГ

Професії робітників	Розряд	Кількісний склад
Бригадир	VI	1
Вишкомонтажник	VI	2
Вишкомонтажник	V	6
Вишкомонтажник	IV	4
Вишкомонтажник	III	5

Вишкомонтажник	II	2
Вишкомонтажник-зварювальник	VI	2
Вишкомонтажник-зварювальник	IV	4
Вишкомонтажник-електромонтер	V	3
Вишкомонтажник-електромонтер	IV	3
Разом		32

5.4 Охорона праці

У компанії повинні бути створені здорові й безпечні умови праці для кожного працівника. При цьому необхідно дотримуватися таких основних принципів запобігання небезпекам:

- виключення небезпек, якщо це є можливим і реальним;
- обмеження небезпек, яких уникнути неможливо;
- усунення небезпек у їх першоджерелах, виключення або максимальне обмеження впливу небезпечних і шкідливих виробничих чинників;
- забезпечення пріоритету колективних засобів захисту над індивідуальними;
- урахування людського фактора, зокрема під час вибору засобів виробництва, технології, організації праці, устаткування робочих місць.

Під час виконання робіт в умовах впливу шкідливих і небезпечних факторів із використанням технологічного оснащення, устаткування, стосовно яких вимоги безпечного виконання робіт цим ТР, ДБН А.3.2-2, ДБН В.1.2-8, НПАОП 11.1-1.01-08 не передбачені, необхідно застосовувати технічні рішення й дотримуватися вимог охорони праці, зазначених в інших нормативних документах і проектно-технологічній документації

.

Майданчик для буріння і підготовки БО, робочі місця повинні бути забезпечені необхідними засобами колективного та індивідуального захисту, первинними

засобами пожежогасіння, а також засобами зв'язку.

Під час буріння і підготовки БО необхідно забезпечити безпечний доступ до всіх необхідних для цього місць, перебування в яких не повинно бути загрозою життю і здоров'ю працівників.

Засоби праці, які надаються у розпорядження працівників, повинні відповідати своєму призначенню для певного виду робіт і бути належним чином налагоджені з метою гарантування безпеки і захисту здоров'я працівників.

Під час вибору засобів праці слід ураховувати вимоги технічної документації, умови і специфіку робіт, а також наявні на робочих місцях фактори, що загрожують безпеці і здоров'ю працівників, і/або додаткові небезпечні фактори, пов'язані із застосуванням цих засобів праці

Виконання робіт із застосуванням інструменту та пристроїв необхідно здійснювати відповідно до вимог Правил охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями, затверджених наказом Міністерства енергетики та вугільної промисловості України від 19 грудня 2013 року № 966, зареєстрованих у Міністерстві юстиції України 25 лютого 2014 року за № 327/25104 (НПАОП 0.00-1.71-13).

Якщо немає можливості в повному обсязі забезпечити належну безпеку і захист здоров'я працівників під час застосування засобів праці, необхідно вжити відповідних заходів із тим, щоб максимально зменшити небезпеку.

Працівники під час прийняття на роботу і в процесі трудової діяльності відповідно до ст. 18 Закону України «Про охорону праці» та НПАОП 0.00-4.12-05 повинні проходити за рахунок роботодавця навчання і перевірку знань із питань охорони праці, надання першої долікарської допомоги потерпілим у разі нещасного

випадку або аварії.

Під час виконання робіт на буровому майданчику кількома компаніями необхідно дотримуватися вимог 4.13 ДБН А.3.2-2. У разі діяльності кількох суб'єктів господарювання одночасно на одній території або в одній робочій зоні має бути налагоджено співробітництво між ними, взаємне інформування, координація дій та осіб, які відповідають за виконання вимог охорони праці, з урахуванням характеру діяльності щодо захисту від небезпек і запобігання їм відповідно до чинного законодавства.

Освітлення бурового майданчика і ділянок, де виконуються роботи, повинно відповідати вимогам НПАОП 11.1-1.01-08. Розрахунок освітлення визначають згідно з ДБН В.2.5-28 та ДСТУ Б А.3.2.

Перед початком робіт генпідрядник (субпідрядник, підрядник) повинен визначити небезпечні для працівників зони, в яких існує постійний вплив або може існувати потенційний вплив небезпечних факторів, пов'язаних чи не пов'язаних із характером виконуваних робіт.

Роботодавець повинен одержати дозвіл на виконання робіт підвищеної небезпеки та на експлуатацію (застосування) машин, механізмів, устаткування підвищеної небезпеки відповідно до Порядку видачі дозволів на виконання робіт підвищеної небезпеки та на експлуатацію (застосування) машин, механізмів, устаткування підвищеної небезпеки, затвердженого постановою Кабінету Міністрів України від 26 жовтня 2011 року № 1107.

Об'єкти підвищеної небезпеки підлягають ідентифікації та обліку згідно з Порядком ідентифікації та обліку об'єктів підвищеної небезпеки, затвердженим постановою Кабінету Міністрів України від 11 липня 2002 року № 956 та декларуванню безпеки згідно з Порядком декларування безпеки об'єктів

підвищеної небезпеки, затвердженим постановою Кабінету Міністрів України від 11 липня 2002 року № 956.

Роботодавець розробляє і затверджує план локалізації і ліквідації аварій для кожного об'єкта підвищеної небезпеки відповідно до статті 11 Закону України «Про об'єкти підвищеної небезпеки».

Роботодавець повинен розробити і затвердити перелік робіт із підвищеною небезпекою відповідно до Переліку робіт з підвищеною небезпекою, затвердженого наказом Державного комітету України з нагляду за охороною праці від 26.01.2005 № 15, зареєстрованого в Міністерстві юстиції України 15.02.2005 за № 232/10512 (НПАОП 0.00-2.01-05).

До виконання робіт із підвищеною небезпекою в умовах дії небезпечних і/або шкідливих виробничих факторів допускаються особи, які не мають медичних протипоказань, пройшли попередні та періодичні медичні огляди відповідно до Порядку проведення медичних оглядів працівників певних категорій (наказ Міністерства охорони здоров'я України від 21.05.07 № 246) і визнані придатними до виконання даного виду робіт; пройшли спеціальне навчання безпечним методам і прийомам праці, інструктаж із безпеки праці, стажування на робочому місці перевірку знань із безпеки праці і мають відповідну професійну підготовку.

Особи, що перебувають на території бурового майданчика, на робочих місцях ділянках робіт, у виробничих приміщеннях, зобов'язані виконувати правил внутрішнього трудового розпорядку даної компанії.

Розслідування та облік нещасних випадків, професійних захворювань та ава на виробництві здійснюються відповідно до Порядку проведення розслідування ведення обліку нещасних випадків, професійних захворювань і аварій виробництві, затвердженого постановою Кабінету Міністрів України від

дистопада 2011 року № 1232.

На території бурового майданчика повинні бути проїзди для руху автомобілів і пішохідні доріжки, що мають тверде покриття, які повинні своєчасно очищатися від бруду, а взимку – від снігу і льоду.

Заглиблені резервуари, колодязі, люки повинні бути закриті врівень з прилеглою територією, а під час проведення ремонтних робіт – огороджені й освітлюватись у темну пору доби.

Створення безпечних умов праці, дотримання прав працівників відповідно до вимог чинного законодавства у сфері охорони праці у компанії покладається Законом України «Про охорону праці» на роботодавця.

Висновок

В даному розділі магістерської роботи розроблений комплекс робіт з підготовки до проведення монтажних робіт з обладнанням бурової установки БУ 6500 ДГ, особливості проведення монтажу приладу для регулювання крутного моменту для зменшення осьових та поперечних коливань, отримані нові дані щодо оцінки впливу осьових, торсіонних, поперечних, вихрових вібрацій на бурову колону та кнбк та розроблений новий амортизор з вузлом перетворення обертання в поступальний рух , запропоновано формули для визначення відносних і переносних складників крутного моменту і дотичного напруження в *x*-перерізі бурильної колони, коефіцієнта віброзахисту цього *x*-перерізу при крутильних коливаннях та коефіцієнта динамічності долота.

Виконані підготовчі роботи перед експлуатацією обладнання. Кількість робітників монтажної бригади розраховано згідно норм часу на виконання монтажу бурової установки, отримано 32 робітники.

За даними експлуатації проаналізовано призначення та комплектність

обладнання, конструктивне виконання та характеристику обладнання, умови експлуатації та діючі навантаження .

ВИСНОВОК

В магістерській роботі зроблені наступні висновки:

1. Згідно даних проектування вибрана бурова установка БУ 6500 ДГ за умовною глибиною буріння і найбільшим навантаженням на гаку, дана її технічна характеристика; описана конструкція та принцип роботи пристрою для зниження крутного моменту. Проаналізовано переваги і недоліки використовуваного амортизатора.

2. Пропоноване технічні рішення спрямоване на підвищення ефективності та розширення області застосування амортизатора з вузлом перетворення обертання в поступальний рух представленим гвинтовою багатозахідною трапецеїдальною різьбою та демпфуючим пристроєм в вигляді тарілчастих пружин. Такий пристрій буде найбільш ефективний при бурінні неоднорідних перешаруватих розрізів, гірських порід з різними фізико-механічними властивостями, твердих та міцних гірських порід. Впровадження модернізованого гідравлічного ударника забезпечить отримання сумарного економічного ефекту в розмірі 35343грн., що свідчить про доцільність запропонованого вдосконалення.

3.Були проведені дослідження по виникненню ускладнення стабілізації нижньої частини кнбк, була продемонстрована модернізована компоновка кнбк с модернізованим амортизатором , яка дозволяє зменшити ризик подібних ситуацій .

Запропонована математична модель крутильних коливань бурильної колони з пружною муфтою в компонуванні .

4. Проведені розрахунки на міцність та витривалість амортизатора .

5. Розроблений комплекс робіт з підготовки до проведення монтажних робіт з обладнанням бурової установки БУ 6500 ДГ, особливості проведення монтажу амортизатора с кнбк та бурової колони та підготовчі роботи перед експлуатацією обладнання. Кількість робітників монтажної бригади розраховано згідно норм часу на виконання монтажу бурової установки, отримано 32 робітники.

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. 465 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. Гандзюк М. П. Основи охорони праці. Київ : Основа, 2000. 318 с.

7. Економіка підприємства: навч. посіб. / Я. С. Витвицький та ін. Івано-Франківськ : ІМЕ, 2002. 318 с.

8. Злобін Ю. А. Основи екології : підручник. Київ : Лібра, 1998. 246 с.

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

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

11. 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.

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

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

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

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

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

17. Івасів В.М., Артим В.І., Гладун В.В., Дейнега Р.О. Модель багатоциклового корозійно-втомного пошкодження деталей машин. *Механічна втома металів:* Праці колоквіуму. Тернопіль, 2006. – С. 198 - 203.

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

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

20. Карпаш О.М. Методи та засоби забезпечення роботоздатності трубних колон: автореф. дис. ... докт. техн. наук. Івано-Франківськ, 1996. – 47 с.

21. Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафінистих нафт: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12 / Івано-Франківськ, 2004.

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

23. Копей Б.В. Науково-технологічні методи комплексного підвищення ресурсу деталей нафтогазового обладнання: дис. ... д-ра техн. наук: 05.15.07 / Івано-Франківськ, 1996.

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

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

26. Світлицький В. М, Синюк Б.Б ., Троцький В. П. Техніка і технологія підземного ремонту свердловин. Харків, 2006. 235 с.

27. Shoham O. Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-phase Flow in Pipes. -SPE, 2006. 402 p.

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

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

30. Типовий проект безпечної організації вишкомонтажних робіт при монтажі, демонтажі бурової установки БУ-6500 ДГ. Загальні вимоги. – Чернігів, 2002. – 30 с.