

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. Зичківська
С.Савчук

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему: Покращення надійності пневмокомпенсатора бурового насоса

Пояснювальна записка

Керівник

Доцент Бучинський М.Я.
посада, наук. ступінь, ПІБ

[Підпис]
підпис, дата

Виконавець роботи

Костюк Станіслав Олександрович
студент, ПІБ

група 601-МН

[Підпис]
підпис, дата

Консультант за 1 розділом

к.т.н. доц. Михайловський

[Підпис]
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 2 розділом

к.т.н. Савчук В.М.

[Підпис]
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 3 розділом

к.т.н. Савчук В.М.

[Підпис]
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Консультант за 4 розділом

Л.М.А., доцент Шкереженко Т.М.

[Підпис]
посада, наук. ступінь, ПІБ, підпис

Дата захисту

22.01.2025/2

Полтава, 2025

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі розроблені наступні розділи:

1. У розділі "Вибір та опис технологічного обладнання" проведено порівняльний огляд бурових комплексів та аналіз конструктивних особливостей бурових насосів, обґрунтовано вибір бурової установки та обладнання насосно-циркуляційної системи. Коротко описано призначення, будову, комплектність та принципи дії вибраного обладнання. Проаналізовано конструкції пневмокомпенсаторів, встановлено їх основні недоліки.

2. В розділі "Опис технічної пропозиції" проведено обґрунтування доцільності та економічної ефективності введення запропонованих технічних рішень з модернізації бурового насоса, запропонована модернізована конструкція пневмокомпенсатора, обґрунтовано її технічну доцільність.

3. В розділі "Дослідно-конструкторська робота" описані основні параметри роботи запропонованого технічного рішення, які вимагають проведення науково-дослідних робіт, описана конструкція лабораторної установки для дослідження модернізованого бурового насоса із удосконаленим пневмокомпенсатором.

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

5. В розділі "Монтаж і експлуатація обладнання" розглянуто основний комплекс робіт з організації робіт з експлуатації бурового насосу, а також особливості проведення монтажу насосів та порядок дій під час монтажу, підготовку обладнання до запуску, вказівки заходів безпеки при експлуатації бурових насосів, розроблений комплекс робіт з технічного обслуговування приводної та гідравлічної частини бурового насоса, пневмокомпенсаторів. Описано характеристика несправностей бурових насосів, їх причини та методи усунення. Проаналізовані потенційні небезпеки при монтажі, експлуатації та ремонті бурових насосів, методи і засоби для забезпечення нормальних умов їх експлуатації, дано пропозиції по забезпеченню безпеки технологічного процесу, описані заходи з пожежної безпеки.

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ.....	4
1. Вибір та опис технологічного обладнання.....	6
1.1 Розрахунок та вибір технологічного обладнання	6
1.2 Вибір і конструкція бурового насоса	14
2. Опис технічної пропозиції.....	28
2.1 Опис модернізованої конструкції пневмокомпенсатора.....	28
2.2 Оцінка економічної ефективності.....	31
3. Дослідно-конструкторська робота.....	41
3.1 Опис математичної моделі	41
3.2 Аналіз одержаних результатів та визначення раціональних або оптимальних конструктивних та експлуатаційних рішень.....	43
3.3 Розрахункова схема механічної системи насосного агрегату з компенсатором нерівномірності подачі	46
4. Розрахунки працездатності.....	49
4.1 Розрахунок об'єму пневмокомпенсатора	49
4.2 Розрахунок товщини стінки компенсатора.....	50
4.3 Розрахунок кришки пневмокомпенсатора	50
4.4 Розрахунок шпильок на міцність	51
5. Монтаж і експлуатація обладнання.....	53
5.1 Організаційно-технічні заходи з монтажу обладнання	53
5.2 Експлуатація та ремонт обладнання	60
5.3 Охорона праці при монтажі та експлуатації обладнання	70
Висновки.....	80
Список використаної літератури	80

ВСТУП

Актуальність теми.

Бурові насоси призначені для: нагнітання в свердловину промивальної рідини з метою очищення вибою і ствола від вибуреної породи (шламу) і винесення її на денну поверхню; охолодження і змащення долота; створення гідромоніторного ефекту при бурінні струминними долотами; приведення в дію вибійних гідравлічних двигунів.

На маніфольді бурового насоса встановлюються пневмокомпенсатори, які служать для вирівнювання пульсації тиску, викликаних коливаннями подачі рідини через нерівномірні швидкості поршнів у насосах. Пневмокомпенсатор являє собою закриту посудину, що заповнюється стисненим повітрям або азотом. При подачі рідини об'єм газу в ньому 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.

Основними недоліками пневмокомпенсатора є недостатня надійність розділюючої діафрагми, зумовлена тим, що при її циклічних складних деформаціях (згин, розтяг, стиск), які виникають під дією пульсацій тисків в газовій і гідравлічній порожнинах, в деформованих перерізах діафрагми в результаті багатократного сухого тертя гуми по гумі, відбувається зношування, яке усугубляють підвищення температури внаслідок цього тертя і багатоциклові деформації в зоні тертя. Всі ці фактори викликають швидке втомне руйнування гуми.

Це все ще раз підтверджує актуальність проблеми і необхідність подальших науково-дослідницьких робіт, направлених на підвищення надійності роботи пневмокомпенсаторів бурових насосів.

Мета роботи. Збільшення загальної надійності пневмокомпенсатора за рахунок подовження ресурсу роботи еластичної діафрагми.

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

Предмет дослідження. Властивості і характеристики бурового насоса, що оснащений модернізованим пневмокомпенсатором.

Можливі результати, які очікуються при виконанні роботи. При запровадженні розробленої конструкції модернізованого пневмокомпенсатора бурового насоса очікується підвищення його довговічності внаслідок змочування поверхні діафрагми піною.

Наукова новизна отриманих результатів.

- 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;

- побудовано часову залежність електромагнітного моменту двигуна і моменту у пружній ланці привідного механізму під час пуску бурового насоса.

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

Структура й обсяг магістерської роботи.

Магістерська робота складається із вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел, який містить 46 найменувань. Основна частина магістерської роботи викладена на 87 сторінках комп'ютерного набору і містить 17 рисунків і 4 таблиці. Повний обсяг магістерської роботи становить 91 сторінку.

1 ВИБІР ТА ОПИС ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

1.1 Розрахунок та вибір технологічного обладнання

1.1.1 Обґрунтування конструкції свердловини

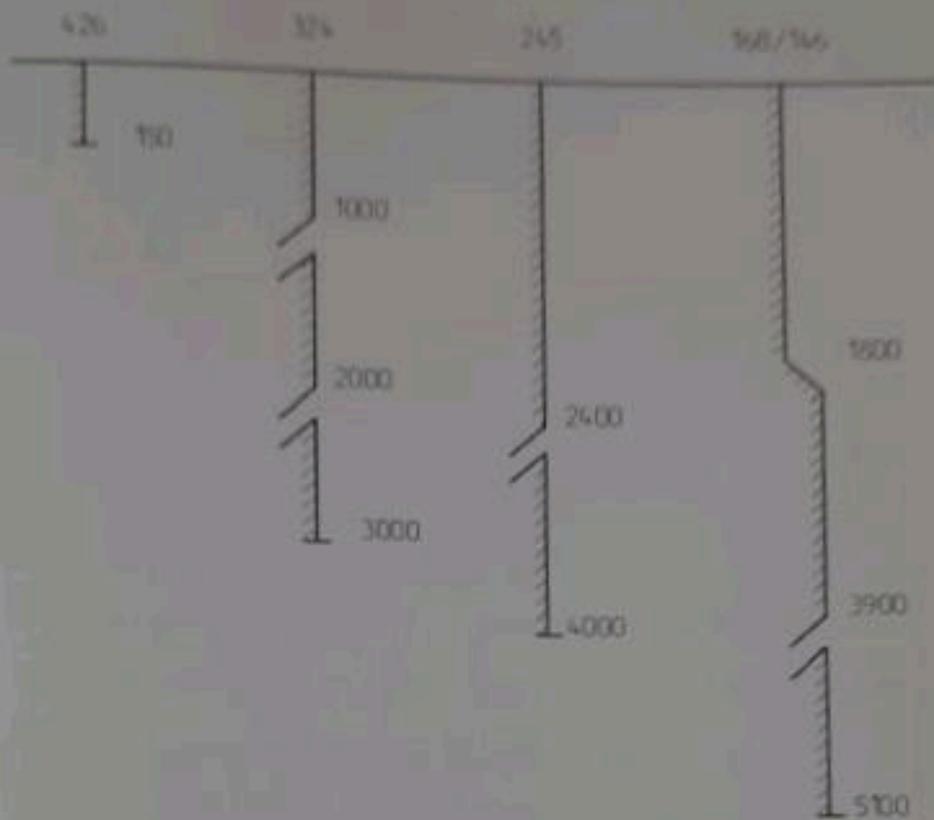


Рисунок 1.1 – Конструкція свердловини глибиною 5100 м

Кондуктор $d = 426$ мм спускається на глибину 150 метрів з метою перекриття верхніх нестійких порід. Цементуються по всій довжині.

Проміжна колона $d = 324$ мм спускається на глибину 3000 метрів трьома секціями із стиковками на глибинах 1000 і 2000 метрів з метою перекриття середньо крейдових, а також частини неогенових відкладів, де можливі обвали і жолобоутворення. Цементується колона по всій довжині.

Проміжна колона $d = 245$ мм спускається на глибину 4000 метрів двома секціями із стиковкою на глибині 2400 метрів з метою перекриття нижньої частини неогенових відкладів, де є текучі солі. Цементується

колона по всій довжині.

Експлуатаційна колона $d = 168/146$ мм спускається до проектної глибини 5100 метрів двома секціями із стиковкою на глибині 3900 метрів з переходом на глибині 1800 метрів. Цементується колона по всій довжині.

1.1.2 Розрахунок навантаження на гаку

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

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

де: D_M – зовнішній діаметр муфти обсадних труб; Δ – величина зазору між муфтою і стінками свердловини.

Діаметр долота підбираємо із стандартного ряду шарошкових доліт: 140, 145, 151, 161, 172, 190, 214, 243, 269, 295, 320, 346, 370, 394, 445, 490.

Діаметр долота під кондуктор $D_M = 451$ мм, $\Delta = 45$ мм:

$$D_{\text{дол}}^{\text{кон}} = 451 + 45 = 496 \text{ мм.}$$

Вибираємо із стандартного ряду $D_{\text{дол}}^{\text{кон}} = 490$ мм.

Діаметр долота під 1 проміжну колону $D_M = 351$ мм, $\Delta = 35$ мм:

$$D_{\text{дол}}^{\text{пр1}} = 351 + 35 = 386 \text{ мм.}$$

Вибираємо із стандартного ряду $D_{\text{дол}}^{\text{пр1}} = 394$ мм.

Діаметр долота під 2 проміжну колону $D_M = 270$ мм, $\Delta = 30$ мм:

$$D_{\text{дол}}^{\text{пр2}} = 270 + 30 = 300 \text{ мм.}$$

Вибираємо із стандартного ряду $D_{\text{дол}}^{\text{пр2}} = 320$ мм.

Діаметр долота під експлуатаційну колону $D_M = 188$ мм, $\Delta = 20$ мм:

$$D_{\text{дол}}^{\text{експ}} = 188 + 20 = 208 \text{ мм.}$$

Вибираємо із стандартного ряду $D_{\text{дол}}^{\text{експ}} = 214$ мм.

Діаметр долота під експлуатаційну колону $D_M = 166$ мм, $\Delta = 20$ мм,

$$D_{\text{дол}}^{\text{експ}} = 166 + 20 = 186 \text{ мм.}$$

Вибираємо із стандартного ряду $\varnothing_{\text{ст}}^* = 190$ мм.

Визначення довжини ОБТ

Довжину ОБТ при бурінні під кожну обсадну колону визначаємо за формулою:

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

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

G – осьове навантаження на долото;

$Q_{\text{обс}}$ – вага 1 м.п. ОБТ;

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

$j_{\text{м}}$ – питома вага матеріалу труб; приймаємо $j_{\text{м}} = 7850$ кг/м³.

Довжина ОБТ при бурінні під кондуктор $\varnothing 426$ мм:

$$\lambda_{\text{обт}}^{\text{к}} = \frac{1,25 \cdot 40000}{1920 \cdot \left(1 - \frac{1300}{7850}\right)} = 312,1 \text{ м};$$

З урахуванням довжини однієї свічі 25 м приймаємо $\lambda_{\text{обт}}^{\text{к}} = 325$ м.

Довжина ОБТ при бурінні під проміжну колону 1 $\varnothing 324$ мм:

$$\lambda_{\text{обт}}^{\text{пр1}} = \frac{1,25 \cdot 40000}{1920 \cdot \left(1 - \frac{1300}{7850}\right)} = 312,1 \text{ м};$$

Приймаємо $\lambda_{\text{обт}}^{\text{пр1}} = 325$ м.

Довжина ОБТ при бурінні під проміжну колону 2 $\varnothing 245$ мм:

$$\lambda_{\text{обт}}^{\text{пр2}} = \frac{1,25 \cdot 40000}{1890 \cdot \left(1 - \frac{1300}{7850}\right)} = 317 \text{ м};$$

Приймаємо $\lambda_{\text{обт}}^{\text{пр2}} = 325$ м.

Довжина ОБТ при бурінні під експлуатаційну колону $\varnothing 168/146$ мм:

$$\lambda_{\text{вст}}^{\text{вст}} = \frac{1,25 \cdot 40000}{1920 \cdot \left(1 - \frac{1300}{7850}\right)} = 401,53 \text{ м};$$

Приймаємо $\lambda_{\text{вст}}^{\text{вст}} = 400 \text{ м}$.

$$\lambda_{\text{вст}}^{\text{вст}} = \frac{1,25 \cdot 40000}{1920 \cdot \left(1 - \frac{1300}{7850}\right)} = 339,8 \text{ м}.$$

Приймаємо $\lambda_{\text{вст}}^{\text{вст}} = 350 \text{ м}$.

Визначення довжини бурильного інструменту

Для 1-ої секції бурильної колони приймаємо бурильну трубу $\varnothing 114$ мм із товщиною стінки 9 мм групи міцності М.

Визначаємо допустиму довжину бурильних труб за формулою:

$$\lambda_{\text{доп}} = \frac{Q'_{\text{доп}} - l_{\text{вст}} \cdot q'_{\text{вст}} \cdot \left(1 - \frac{j_{\text{вст}}}{j_{\text{н}}}\right)}{q'_{\text{н}} \cdot \left(1 - \frac{j_{\text{вст}}}{j_{\text{н}}}\right)}, \quad (1.3)$$

де: $q'_{\text{нр}}$ – приведена вага 1 п.м. бурильної труби;

$Q'_{\text{доп}}$ – допустиме розтягуюче навантаження в тілі труби; визначаємо за формулою:

$$Q'_{\text{доп}} = \frac{Q'_p}{K}. \quad (1.4)$$

Q'_p – розтягуюче навантаження, при якому напруження у тілі труби досягає границі текучості. $Q'_p = 2650 \text{ кН}$;

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

Отже,

$$\lambda_{\text{вст}}^{\text{н}} = \frac{2650}{1,1} = 1892,9 \text{ кН},$$

$$\lambda_{\text{дм}} = \frac{1892,9 \cdot 10^3 - 350 \cdot 970 \cdot \left(1 - \frac{1300}{7850}\right)}{277 \cdot \left(1 - \frac{1300}{7850}\right)} + 350 = 7318 \text{ м.}$$

Верхню частину колони складемо із труб $\varnothing 127$ мм із товщиною стінки 9 мм і групою міцності М. Визначаємо допустиму довжину 2-ої секції за формулою

$$\lambda_{\text{дм}}^1 = \frac{Q_{\text{дм}}^1 - Q_{\text{дм}}^2}{q_{\text{дм}}^1 \cdot \left(1 - \frac{J_{\text{дм}}^1}{J_{\text{дм}}^2}\right)} \quad (1.5)$$

$$\lambda_{\text{дм}}^1 = \frac{(2142,9 - 1892,9) \cdot 10^3}{305 \cdot \left(1 - \frac{1300}{7850}\right)} = 982 \text{ м.}$$

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

$Q_{\text{дм}}^2$ – допустиме розтягуюче зусилля на тілі труби 2-ої секції.

$$Q_{\text{дм}}^2 = \frac{Q_r^2}{K} \quad (1.6)$$

$$Q_{\text{дм}}^2 = \frac{3000}{1,4} = 2142,9 \text{ кН.}$$

Третю секцію бурильних труб складемо із труб $\varnothing 140$ мм із товщиною стінки 9 мм групи міцності М.

Допустиму довжину 3-ої секції визначасмо за формулами:

$$\lambda_{\text{дм}}^3 = \frac{Q_{\text{дм}}^3 - Q_{\text{дм}}^2}{q_{\text{дм}}^3 \cdot \left(1 - \frac{J_{\text{дм}}^3}{J_{\text{дм}}^2}\right)} \quad (1.7)$$

$$\lambda_{\text{дм}}^3 = \frac{2357 - 2142,9}{360 \cdot \left(1 - \frac{1300}{7850}\right)} = 713 \text{ м.}$$

$$Q_{\text{дм}}^3 = \frac{Q_r^3}{K} \quad (1.8)$$

$$Q_{\text{ст}} = \frac{3300}{1,4} = 2357 \text{ кН.}$$

Відповідно до проведених розрахунків визначення довжини бурильного інструменту та обважених бурових труб, складалася таблицю вибору комплектування бурильного інструменту (таблиця 1.1).

Таблиця 1.1 – Бурильний інструмент при бурінні під кожну колону

Умовний діаметр бурильної труби, мм	Товщина стінки, мм і група міцності	Вага 1 м.п., Н	Довжина, м
1.	2.	3.	1.
Робочий інструмент при бурінні під експлуатаційну колону			
140	9М	360	713
127	9М	305	982
114	9М	277	3055
ОБТ-146	-	970	350
Робочий інструмент при бурінні під проміжну колону 2 Ø245 мм			
127	9М	305	595
114	9М	277	3055
Робочий інструмент при бурінні під проміжну колону 1 Ø324 мм			
114	9М	277	2650
Робочий інструмент при бурінні під кондуктор			
ОБТ-203	-	970	150

Визначення ваги колони бурильних і обсадних труб.

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

$$Q_{\text{ст}} = (Q_{\text{ст.тр}} + Q_{\text{ст.к}}) \cdot K, \quad (1.9)$$

де: $Q_{обс}$ – вага колони бурильних труб;

$Q_{обт}$ – вага колони ОБТ;

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

Розрахуємо вагу бурової колони під експлуатаційну колону:

$$Q_{обс}^{оп} = (970 \cdot 350 + 277 \cdot 3055 + 305 \cdot 982 + 360 \cdot 713) \cdot 1,3 = 2264 \text{ кН.}$$

Розрахуємо вагу бурової колони під проміжну колону 2 Ø245 мм:

$$Q_{обс}^{оп2} = (970 \cdot 350 + 277 \cdot 3055 + 305 \cdot 982 + 305 \cdot 595) \cdot 1,3 = 1777 \text{ кН.}$$

Розрахуємо вагу бурової колони під проміжну колону 1 Ø324 мм:

$$Q_{обс}^{оп1} = (970 \cdot 350 + 277 \cdot 3055) \cdot 1,3 = 1400 \text{ кН.}$$

Розрахуємо вагу бурової колони під кондуктор:

$$Q_{обс}^к = (970 \cdot 150) \cdot 1,3 = 189 \text{ кН.}$$

Вагу обсадних колон визначаємо згідно з конструкцією свердловини.

Вага кондуктора. Кондуктор спускається на глибину 150 м однією секцією:

$$Q_{обс}^к = (150 \cdot 1260) \cdot 1,15 = 217 \text{ кН.}$$

Вага проміжної колони. Проміжна колона $d = 324$ мм спускається на глибину 3000 метрів секціями із стиковками на глибинах 1000 і 2000 метрів:

$$Q_{обс}^{сек. нижня} = (640 \cdot 839 + 310 \cdot 839 + 50 \cdot 918 + 2000 \cdot 277) \cdot 1,15 = 1606$$

$$\text{кН; } Q_{обс}^{сек. верхня} = (410 \cdot 918 + 390 \cdot 918 + 200 \cdot 996 + 1000 \cdot 277) \cdot 1,15 = 1392 \text{ кН;}$$

$$Q_{обс}^{сек. верхня} = (780 \cdot 996 + 220 \cdot 996) \cdot 1,15 = 1147 \text{ кН.}$$

Проміжна колона $d = 245$ мм спускається на глибину 4000 метрів двома секціями із стиковкою на глибині 2400 метрів:

$$Q_{обс}^{сек. нижня} = (640 \cdot 568 + 740 \cdot 568 + 220 \cdot 627 + 2400 \cdot 277) \cdot 1,15 = 1824$$

кН;

$$Q_{\text{max}}^{\text{max}} = (400 \cdot 627 + 900 \cdot 693 + 1100 \cdot 787) \cdot 1,15 = 2001 \text{ кН.}$$

Експлуатаційна колона $d = 168/146$ мм спускається до проектної глибини 5100 метрів двома секціями із стиковою на глибині 3900 метрів з переходом на глибині 1800 метрів:

$$Q_{\text{max}}^{\text{max}} = (950 \cdot 294 + 250 \cdot 360 + 3055 \cdot 277 + 845 \cdot 305) \cdot 1,15 = 1694 \text{ кН.}$$

$$Q_{\text{max}}^{\text{max}} = (240 \cdot 360 + 300 \cdot 360 + 460 \cdot 393 + 270 \cdot 393 + 330 \cdot 393 + 500 \cdot 39 + + 1800 \cdot 341) \cdot 1,15 = 1634 \text{ кН}$$

Отже, співставивши результатами проведених розрахунків бачимо, що найбільше навантаження діятиме при утримуванні колони бурильних труб в процесі буріння під експлуатаційну колоду, а саме $Q_{\text{max}} = 2264$ кН.

1.1.3 Вибір типу бурової установки

Клас комплексу бурового обладнання визначається за умови дотримання наступних залежностей:

$$L_{\text{CB}} \leq L_{\text{доп}}; \quad (1.10)$$

$$P_{\text{max}} \leq P_{\text{CBK}}; \quad (1.11)$$

де: $L_{\text{CB}}, L_{\text{доп}}$ – спроектована та допустима глибина буріння даною буровою установкою при її виборі;

$P_{\text{max}}, P_{\text{CBK}}$ – діюче та допустиме навантаження на гаку бурової установки при її виборі.

Тому, використовуючи розрахунки даного пункту та дотримуючись наведених умов вибираємо з деяким запасом по допустимому навантаженню та глибині бурову установку. Згідно найбільшого навантаження, яке складає 2264 кН вибираємо бурову установку "GARDNER DENVER" з найбільшою вантажопідйомністю 2700 кН.

1.2 Вибір і конструкція бурового насоса

Для раціонального вибору насоса, яким буде оснащено насосний блок, дослідимо матеріаломісткість бурових насосів.

Одним з найважливіших показників, який поряд з іншими визначає технічний рівень бурових насосів є матеріаломісткість. Важливість цього параметра підтверджена державною нормативною регламентацією. Матеріаломісткість бурових насосів є фактором, що визначає експлуатаційні витрати та вартість капітальних ремонтів, а також суттєво впливає на монтажоздатність та транспортабельність.

На сьогодні розроблено та впроваджено не мало технічних рішень і технологічних способів, спрямованих на зниження матеріаломісткості бурових насосів. Серед них можна назвати збільшення швидкості із зменшенням ходу поршня, виготовлення корпусних деталей із прокатно-зварних, лито-зварних і штампо-зварних заготовок, застосування порожнистих ексцентриків на привідному валу, привід через передачі з багаторядними втулковими ланцюгами, монтаж привідних електродвигунів безпосередньо на самому насосі, тощо.

Для дослідження матеріаломісткості бурових насосів з однаковими або приблизно рівними показниками необхідно задатися рядом параметрів.

Об'єктивними і корисними для поставленої мети будуть питомі показники: маса, віднесена до одиниць експлуатаційних параметрів. Такими параметрами вибрано потужність насоса N_{np} та його максимальний робочий тиск P_{max} .

Між параметрами N_{np} і P_{max} встановлено існування лінійної залежності, яка для три поршневих насосів описується рівнянням:

$$P_{max} = 31,5 + 0,0068 \cdot N_{np}$$

Використовуючи наведену залежність можна визначити мінімальну подачу Q_{min} будь якого насоса за його параметром N_{np} , що дозволя

відмовитися від дослідження впливу параметра Q_{max} на матеріаломісткість.

Найбільший робочий тиск P_{max} або пов'язаний з ним тиск гідравлічного випробування визначає товщину стінок всіх корпусних деталей гідравлічної частини та їх кришок, діаметр штока, прикладене до нього і до шатуна зусилля, навантаження кривошипно-шатунного механізму, перерізи і масу його деталей.

Таким чином, на підставі викладеного прийнято рішення дослідити матеріаломісткість бурових насосів на основі аналізу їх показників M , $M/N_{пр}$ і M/P_{max} .

Для дослідження технічного рівня бурових насосів зібрано вихідну інформацію – технічні характеристики 10 моделей насосів виготовлених найбільшими в світі виробниками із США (Lewco, Nation Oilwell Varco, White Star Pump), Німеччини (Bentec), Китаю (CPTDC) та Росії (УНБТ). Для зручності дослідження насосів їх технічні показники зведено в одну таблицю 1.1.

У таблиці 1.1 представлено показники головних технічних характеристик бурових насосів, а також проведено обчислення питомих показників $M/N_{пр}$ і M/P_{max} . Використані показники досить відрізняються одне від одного, але існують інші параметри, співставивши які маємо:

- насоси трициліндрові односторонньої дії;
- внутрішній діаметр циліндрової втулки 228,6 – 101,6 мм;
- кількість ходів поршня за хвилину 40 – 145;

Результати обробки даних виконані за такою методикою:

- 1) Обчислення питомих показників $M/N_{пр}$ і M/P_{max} ;
- 2) Віднесення показників до середньостатистичних значень;
- 3) Проведення функціональної залежності маси бурових насосів від привідної потужності (Рисунок 1.1);
- 4) Проведення залежності питомої матеріаломісткості бурових насосів від їх привідної потужності (Рисунок 1.2);

5) Проведення залежності питомої матеріаломісткості бурових насосів від їх найбільшого робочого тиску (Рисунок 1.3);

6) Винайдення моделі насоса з найкращими показниками.

Таблиця 1.2 – Зведена технічна характеристика головних показників насосів

№	Марка насоса	Привідна потужність $N_{пр}$, кВт	Максимальна подача Q_{max} , л/с	Тиск P_{max} , МПа	Маса M , кг	$M/N_{пр}$
1.	Bentec T-1600-AC	1193	52,1	52,4	38300	32,1
1.	Lewco W-1712 Triplex Piston	1268	52,1	52,7	27900	22,0
3.	Lewco WH-1612 Triplex Piston	1193	52,1	52,7	27700	23,2
1.	National Oilwell Varco 12-P-160	1193	42,2	52,7	24800	20,8
5.	National Oilwell Varco FD-1600	1193	45,4	35,2	23800	20,0
6.	White Star Quatro 1600 HP	1193	83,4	51,7	24200	20,2
7.	White Star Triplex 1600 HP	1193	52,1	52,7	28200	23,6
8.	CPTDC F-1600 HL	1193	51,8	51,9	30000	25,1
9.	УНБТ - 1180	1180	46,1	40,0	24400	20,6
10.	УНБТ - 1200	1200	51,0	40,0	25800	21,5

Використовуючи одержані залежності маси і питомої матеріаломісткості від параметрів привідної потужності $N_{пр}$ та найбільшого робочого тиску P_{max} , оцінюємо технічний рівень насосів.

Проаналізувавши кожну із трьох залежностей та співставляємо їх значення, робимо висновок, що насос White Star Quatro 1600 HP відповідає найсучаснішим технічним рішенням і відповідає чинному стандарту щодо матеріаломісткості. Даний насос має значно меншу масу на одиницю потужності і на одиницю тиску, менші габарити та ступінь нерівномірності тиску в порівнянні з трьохпоршневими насосами, а також має високу ремонтпридатність, легкість в обслуговуванні завдяки L-подібній схемі розташування клапанів, меншу нерівномірність подачі і зручність в спостереженні за станом деталей під час роботи насоса.

Буровий насос White Star Quatro 1600 HP (рисунок 1.4) виробництва фірми White Star Pump Company є чотирьохпоршневим насосом односторонньої дії. Маючи найвищі на ринку показники продуктивності і стандартного тиску, а також подолавши багато технічні недоліків традиційних трьохциліндрових насосів, «Quatro» робить величезний крок вперед у технології бурових насосів.

Технічна характеристика насоса наведена в таблиці 1.2.

Напірний колектор насосу White Star являє собою цільний виріб з легованої сталі, який виготовляють куванням, а потім піддають механічній обробці для забезпечення максимальної міцності і терміну служби. Модуль гідравлічної частини виготовляється цільними або з двох частин, з використанням загартованої і відпущеної кованої легованої сталі.

Пневмокомпенсатори насосів виконуються з кованої легованої сталі і розраховані на номінальний тиск в 80 МПа. Вони можуть повністю обслуговуватися в польових умовах, а їх еластичні елементи взаємозамінні з елементами провідних виробників. Стандартна легка заміна нижня тарілка дозволяє знизити експлуатаційні витрати при прокачуванні абразивних або агресивних рідин. Верхній фланець дозволяє виконати заміну діафрагмового елемента з уретану або каучуку (нітрилу) без демонтажу блока з насоса.

Клапанна часина виконана з високоякісної легованої сталі. Таке

поєднання матеріалів забезпечує низьке тертя між контактними поверхнями з видаленням невеликої кількості тепла, в результаті чого знос скорочується до мінімуму.

Колінчастий вал насоса White Star виготовляється з кованої сталі марки 4140 з високим вмістом нікелю для зменшення виникнення і розповсюдження тріщин. Сплав також містить велику кількість хрому для запобігання корозії. Колінчасті вали насосів проходять статичне балансування для забезпечення плавності обертання з низьким рівнем шуму і вібрації, що сприяє збільшенню терміну служби підшипників і колінчастого валу. Шестерний вал і зубчасте колесо виготовляються з матеріалу, аналогічного матеріалу колінчастого вала, і з високоточним шевронним колесом та меншим окружним зазором, ніж на інших наявних насосах. Високоточні шестерні забезпечують передачу потужності по всій ширині сусідніх шестерень, а менша величина мертвого ходу запобігає ударному ефекту, який зазвичай виникає при зміні швидкості. Шатуни насосів виготовляються з легованої сталі з високими характеристиками та піддаються високоточною механічній обробці, щоб забезпечити гарантоване поєднання між колінчастим валом і крейцкопфами [28].

Таблиця 1.2 – Технічна характеристика бурового насоса White Star Quattro

1600 HP

Параметри	Показники
1	2
Потужність насоса, кВт	1193
Ефективна потужність насоса, кВт	1193
Кількість поршнів	4
Кількість робочих камер циліндра	1
Максимальне число подвійних ходів поршня за 1 хв	145
Висота поршня, мм	254
Внутрішній діаметр циліндрових втулок, мм:	
- найбільший	228,6
- найменший	101,6
Витрата, л/с:	100,8
- найбільша	6,8
- найменша	

Тиск на виході з насоса, МПа:	
- найменший	10,7
- найбільший	51,71
Габарити насоса, мм:	
- довжина	4902
- ширина	2133
- висота	2146
Маса, кг	24267

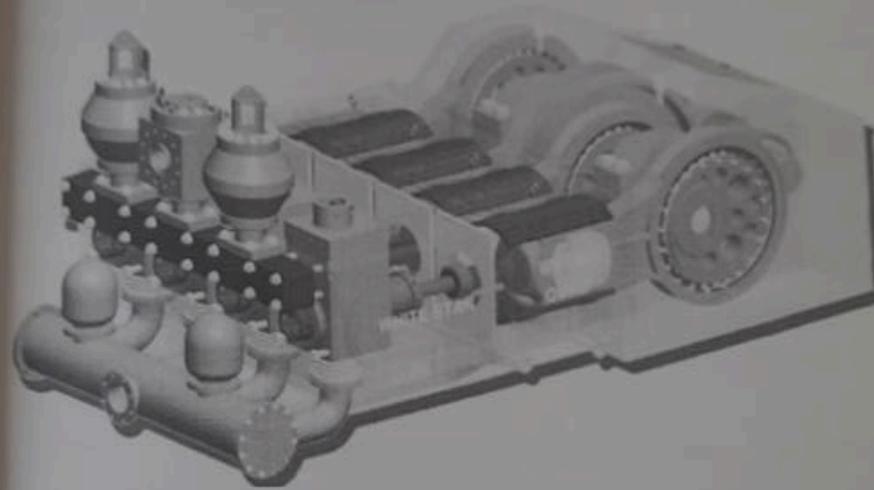


Рисунок 1.4 – Чотирипоршневий буровий насос WS-1600 односторонньої дії виробництва компанії White Star Pump Company (США)

Розглянемо ряд переваг бурового насосу White Star Quatro 1600 HP:

1. Забезпечення подвійної подачі бурового розчину при сталому числу ходів поршнів еквівалентних потужності насоса. Це сприятливо вплине на буріння свердловин у верхніх інтервалах та зменшить кількість одночасно працюючих насосів в фазі буріння з двох до одного.

1. Посилена станина в районі установки підшипників колінчастого валу. Це дасть можливість уникнути утворення тріщин під час прогинання колінчастого валу під навантаженням.

3. Менша маса та габарити дають можливість у полегшеному монтажі та транспортуванні насоса.

4. Вдосконалена конструкція гідравлічної частини дозволяє в короткий проміжок часу замінити циліндро-поршневу групу насоса.

5. Удосконалена будова колінчастого валу. Для порівняння розглянемо будову колінчастих валів три та чотири поршневих насосів.

У трипоршневому насосі, поршень направляє напругу на колінчастий вал. Потім вага валу переходить на основні підшипники колінчастого валу, які знаходяться в рамі. Поршень, який знаходиться посередині, направляє напругу на колінний вал в сім разів більший, ніж два інших зовнішніх поршня внаслідок чого колінний вал піддається згину і розтріскуванню.

Оскільки відстань між середнім кулачковим механізмом і зовнішніми підшипниками досить велика, то підвищується рівень прогинання і розтріскування колінчастого валу, коли середній поршень знаходиться під тиском і сила тиску проходить через середину шатуна до кулачкового механізму. Тому прогинання і розтріскування колінчастого валу не уникнути (рисунк 1.5).

Дане явище є одним з негативних аспектів механізму трьохциліндрового насоса. Такі ситуації досить поширені, оскільки сучасним бурильникам доводиться працювати довше і бурити глибше. Із-за частих підвищених навантажень, термін придатності колінчастого валу зменшується і навіть призводить до виходу з ладу насоса.

Проблема цього методу полягає в тому, що виробник ставить підшипники по краях колінчастого валу. Таким чином середня частина колінчастого валу у більшості сучасних насосів знаходиться без підтримки і вихід з ладу колінчастого валу майже не уникнути. Якість і тип підшипника може зменшити або збільшити навантаження на колінний вал. Якщо використовувати підшипники кочення, то рух колінчастого валу обмежений внаслідок чого підвищується рівень

напруги між колінчастим валом і підшипником.

Оскільки в сучасних технологічних розробках бурової промисловості вимагається застосування багатоциліндрових насосів вирішення проблеми до теперішнього часу була установка підшипників на близькій відстані від основного джерела дії.

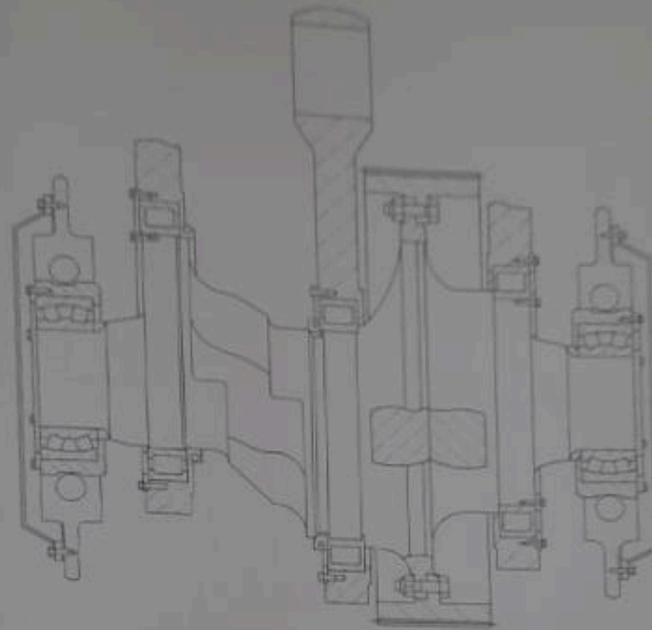


Рисунок 1.5 – Колінчастий вал трипоршневого насоса

Установка сферичного підшипника є оптимальним варіантом, який не сковує дію колінчастого вала і тим самим допомагає підвищити плавність обертання, яка в свою чергу знижує рівень напруги.

Незважаючи на те, що такий колінчастий вал відрізняється міцністю будови, дуже складно уникнути таких дефектів при зварюванні, як пористість і жорсткість, які майже не помітних при інспекції. При зварюванні колінчастих валів дуже часто змінюється розмір в діаметрі, внаслідок чого виникають проблеми, пов'язані з концентрацією високої

напрягів.

Оптимальним способом, щоб уникнути проблеми при зварюванні є використання змонтованої моделі колінчастого вала, яка монтується і розбирається без зварювання або якого-небудь іншого застосування високотемпературних приладів. Компоненти вала збираються з частин високої якості, які прослужать довше, з меншою ймовірністю того, що вони вийдуть з ладу при екстремальних навантаженнях в точках напружень, за умови міцної основи колінчастого вала.

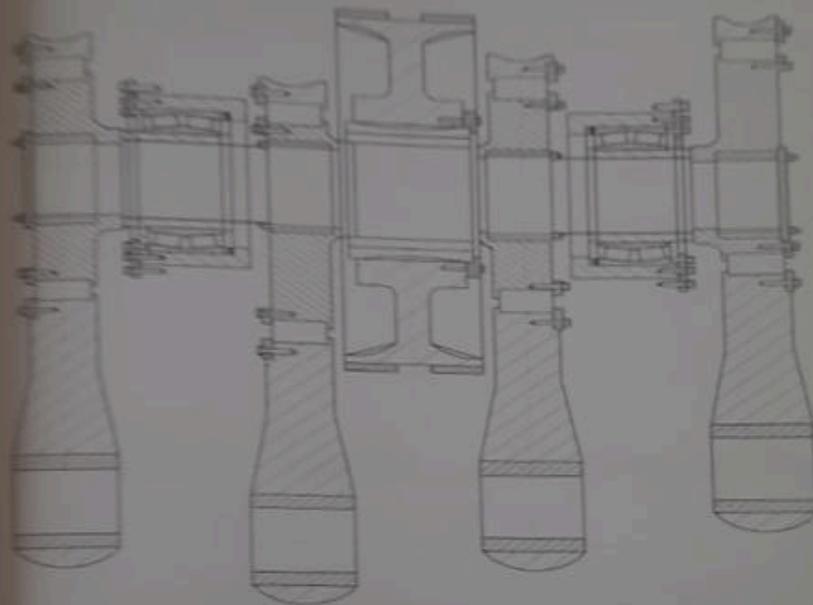


Рисунок 1.6 – Колінчастий вал чотирипоршневого насоса

Насос White Star Quatro розроблений беручи до уваги всі вище описані аспекти та вважається оптимальним варіантом. Чотирициліндровий вал (рисунок 1.6) сприймає мінімальні згинальні моменти так як підшипники знаходяться близько від кулачкових механізмів. Самим найкращим способом для установки декількох

підшипників на близькій відстані від кулачкових механізмів є вмонтований колінчастий вал. Незважаючи на те, що такий механізм надто статичний, сферичний підшипник знижує навантаження в точках напрути. Коли кулачковий механізм знаходиться на відстані не більше 254 мм, згинальний момент колінчастого вала чотирициліндрового насоса на чверть менше згинального моменту трьохциліндрового насоса [47].

6. Використання двох пневмокомпенсаторів в чотирициліндровому насосі. Насос з рівною кількістю циліндрів, в якому синусоїдальна хвиля компенсується на піках і падіннях, утворить постійну амплітуду пульсації, яка може бути погашена відрегульованими пневмокомпенсаторами.

Крива тиску чотирициліндрового насоса, яку показано на рисунку 1.7, представляє самий кращий результат тиску в сучасних зворотно поступальних насосах одинарної дії [28].

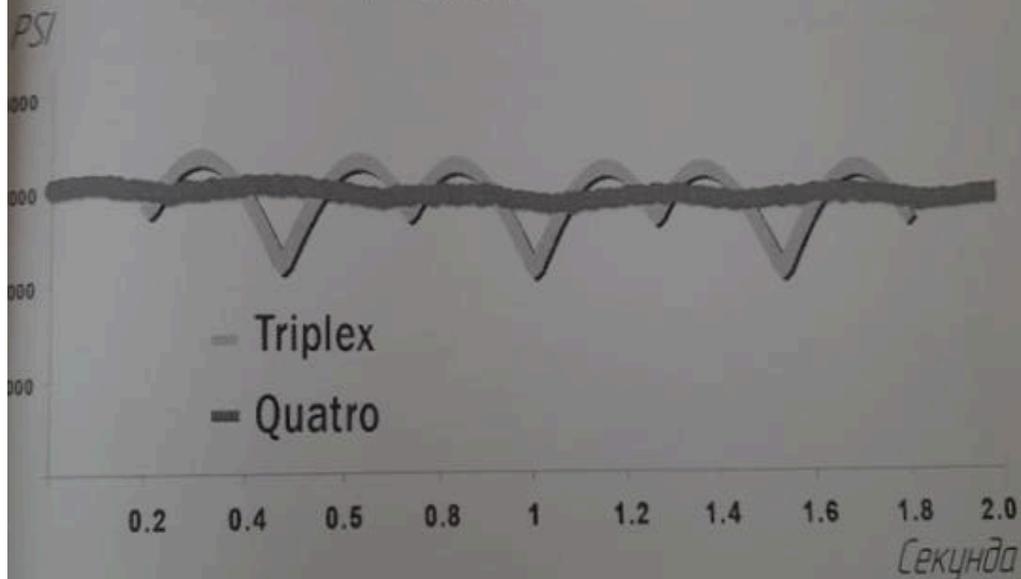


Рисунок 1.7 – Крива реального тиску в чотирициліндровому насосі

Висновки

За найбільшим навантаженням на гаку під час буріння свердловини

глибиною 5100 м вибрана бурова установка "GARDNER DENVER", за допомогою якої будемо здійснювати технологічні операції в процесі спорудження даної свердловини.

Для раціонального вибору насоса, яким буде оснащено насосний блок, досліджено матеріаломісткість бурових насосів.

Проаналізувавши конструкції пневмокомпенсаторів, встановлено, що основними їх недоліками є недостатня надійність розділюючої діафрагми, зумовлена тим, що при її циклічних складних деформаціях (згин, розтяг, стиск), які виникають під дією пульсацій тисків в газовій і гідравлічній порожнинах, в деформованих перерізах діафрагми в результаті багатократного сухого тертя гуми по гумі, відбувається зношування, яке усугубляють підвищення температури внаслідок цього тертя і багатоциклові деформації в зоні тертя. Всі ці фактори викликають швидке втомне руйнування гуми.

В наступних розділах магістерської роботи для усунення даних недоліків модернізується конструкція пневмокомпенсатора.

2 ОПИС ТЕХНІЧНОЇ ПРОПОЗИЦІЇ

2.1 Опис модернізованої конструкції пневмокомпенсатора

Пневмокомпенсатор призначений для зменшення коливань тиску, що викликані нерівномірністю подачі перекачуваної рідини.

Основними недоліками пневмокомпенсатора є недостатня надійність розділюючої діафрагми, зумовлена тим, що при її циклічних складних деформаціях (згин, розтяг, стиск), які виникають під дією пульсуючих тисків в газовій і гідравлічній порожнинах, в деформованих перерізах діафрагми в результаті багатократного сухого тертя гуми по гумі, відбувається зношування, яке усугубляють підвищення температури внаслідок цього тертя і багатоциклові деформації в зоні тертя. Всі ці фактори викликають швидке втомне руйнування гуми.

В основу модернізації поставлена задача збільшення загальної надійності пневмокомпенсатора за рахунок подовження ресурсу роботи еластичної діафрагми.

Поставлена задача досягається тим, що пневмокомпенсатор, який складається з корпусу, в якому установлені еластична розділююча діафрагма, що утворює газову і гідравлічну порожнини, і диск, жорстко закріплений на діафрагмі в газовій порожнині, кришки з вентилями для заправки газом і штуцера для підводу рідини, згідно з модернізацією містить пелюстки, установлені радіально під диском на діафрагмі, диск перфорований наскрізними отворами, а газова порожнина частково заповнена захисною рідиною для запобігання розтріскуванню і старінню гуми.

Як захисну рідину використано незамерзаючий розчин з піноутворюючими галогеномісткими компонентами, насиченими хлором, бромом або фтором, а пелюстки виконані із пружного матеріалу, гофрованими, у вигляді набору послідовно з'єднаних між собою пакетів.

Модернізований пневмокомпенсатор (рис. 2.1) складається із сферичного корпусу 1, еластичної розділюючої діафрагми 2, що розділяє гідравлічну 3 і газову 4 порожнини, штуцера для підводу рідини 5. Діафрагма 2 має сферичну форму з горловиною, ущільненою в проточках корпусу 1 та кришки 6. На кришці 6 встановлений вентиль 7 для заповнення газової порожнини стиснутим газом (азотом) або повітрям.

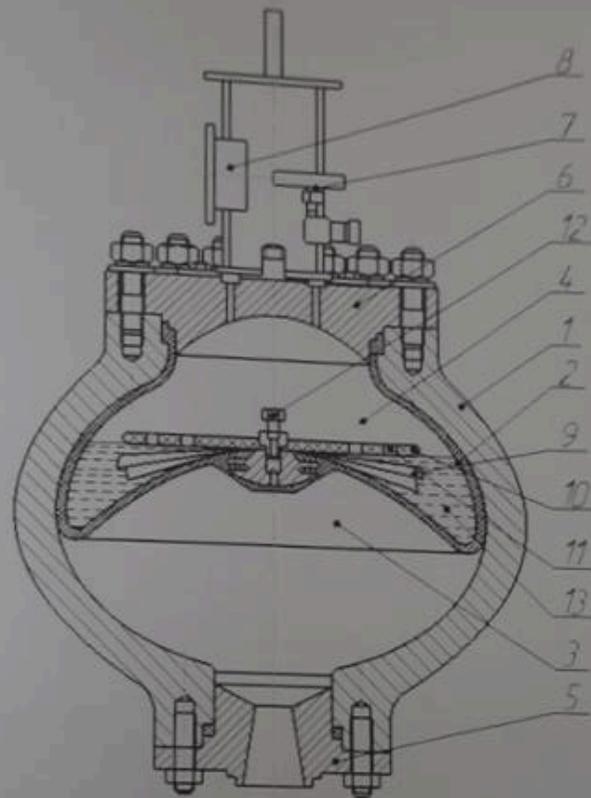


Рисунок 2.1 – Модернізований пневмокомпенсатор:

1 – корпус; 2 – діафрагма; 3 – гідравлічна порожнина; 4 – газова порожнина;
 5 – штуцер для підведення рідини; 6 – кришка; 7 – вентиль; 8 – манометр;
 9 – пелюстки; 10 – диск; 11 – отвори; 12 – болт; 13 – захисна рідина
 Тиск газу контролюється манометром 8. В порожнині 4 над діафрагмою 2

радіально розміщені гофровані пелюстки 9 і перфорований диск 10 з концентричними наскрізними отворами 11. Пелюстки 9 і диск 10 жорстко з'єднані з діафрагмою 2 за допомогою болта 12. Порожнина 4 над діафрагмою 2 частково заповнена шаром незамерзаючої піноутворюючої галогеномісткої захисної рідини 13.

Модернізований пневмокомпенсатор працює наступним чином.

Через вентиль 7, який встановлений на кришці 6, газ подається у газову порожнину 4 корпусу 1. При подачі рідини через штуцер 5, об'єм газу в порожнині 4 зменшується, в результаті чого початковий тиск газу зростає до робочого тиску насоса. Під час роботи насоса об'єм газу в порожнині 4 періодично змінюється в межах подачі насоса за один подвійний хід, викликаючи тим самим, пульсацію тисків в порожнинах 3 та 4, коливальні переміщення в них і деформації діафрагми 2. Зміни тисків в порожнині фіксуються манометром 8. Переміщення діафрагми 2, разом з приєднаними до неї спеціальним болтом 12 перфорованим диском 10, і радіально розташованими, гофрованими пружними пелюстками 9, які занурені безпосередньо в піноутворюючий галогеномісткий розчин 13, викликають значальні автоколивання пелюстків 9, які збуджуючи коливання розчину 13, перемішують його. Інтенсивності перемішування захисного розчину 13 сприяють не тільки набори пелюсток 9, а й струмені газу та розчину, які при змінах тиску з великою швидкістю проходять через наскрізні отвори 11 диску 2.

В результаті в порожнині 4 над діафрагмою 2 безперервно і інтенсивно утворюється піна. Ця піна змочує всю внутрішню поверхню діафрагми 2 порожнини 4, змащує її, зменшуючи в декілька разів коефіцієнт тертя гуми при контактних переміщеннях в деформованих перерізах діафрагми, запобігаючи розтріскуванню і старінню гуми, а, отже, дозволяє збільшити ресурс безремонтної роботи діафрагми 2 і пневмокомпенсатора в цілому.

Заповнення частини газової порожнини пневмокомпенсатора шаром захисної незамерзаючої піноутворюючої рідини та встановлення в цій по-

режимні пружних гофрованих пелюстків, дозволяє при циклічних деформаціях і відповідних рухах діафрагми, що виникають під дією пульсуючих тисків у пневмокомпенсаторі, утворювати велику кількість піни.

Виконання диска перфорованим наскрізними отворами не тільки інтенсифікує піноутворення, але й створює газові струмені в газовій порожнині при переміщеннях діафрагми. При взаємодії газових струменів з гофрованими пелюстками, останні здійснюють згинальні автоколивання, що збуджують коливання рідини, сприяючи її перемішуванню. В результаті відбувається неперервне піноутворення. Внаслідок змочування поверхні діафрагми піною з високим вмістом газогенів, виникає змащувальний ефект, який в декілька разів зменшує коефіцієнт тертя гуми під час контактів в деформованих перерізах діафрагми, а також запобігає розтріскуванню гуми.

Наразі, з ефектом збільшення довговічності діафрагми, застосування піноутворюючої речовини в пневмокомпенсаторі є ще й індикатором для виявлення дефектів в герметизації останнього.

Довговічність роботи модернізованих пневмокомпенсаторів збільшиться в 3-4 рази, що дозволить комерціалізувати запропоновані конструкції пневмокомпенсаторів, отримати по нафтогазовій галузі України значний економічний ефект.

2.2 Оцінка економічної ефективності

Впровадження нової конструкції пневмокомпенсатора бурового насоса дасть змогу продовжити міжремонтний цикл на 5%, але, оскільки підтвердження (теоретичного і виробничого) на даний час немає, то вважатимемо, що міжремонтний цикл не зміниться.

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

$$E = \left[U_{AT} \cdot k_1 \cdot k_2 + \frac{\Delta M - E_n \cdot (K_2' - K_1')}{(1/T_1) + E_n} - U_{MT} \right] \cdot n, [\text{грн.}], \quad (2.1)$$

де U_{AT}, U_{MT} - вартість бурового насоса до і після модернізації;

k_1 - коефіцієнт зростання продуктивності бурового насоса;

E_n - одиниць нормативний коефіцієнт економічної ефективності,

$E_n = 0,15$;

K_2', K_1' - супутні капітальні вкладення; у зв'язку із тим, що модернізація не потребує додаткових супутніх капітальних вкладень то $K_2' = K_1'$, тоді $K_2' - K_1' = 0$.

T - термін служби бурового насоса; $T_1 = T_2 = 10$ років;

k_2 - коефіцієнт зміни строків служби; оскільки термін служби бурового насоса не змінюється, то $k_2 = 1$;

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

ΔM - економія експлуатаційних витрат.

Зміни технічного обслуговування та ремонтів бурового насоса відображені у таблиці 2.1.

2.2.1 Визначення вартості модернізованого обладнання

Собівартість базового обладнання визначається розрахунком з формули визначення оптової ціни обладнання, в які значення ціни аналогічного обладнання приймається по діючим цінам, тобто:

$$U_{AT} = C_1 \cdot (1 + P_c), \text{ грн.}, \quad (2.2)$$

звідки:

$$C_1 = \frac{U_{AT}}{1 + P_c}, \text{ грн.}, \quad (2.3)$$

де C_1 – собівартість базового обладнання, грн.;

C_2 – оптова ціна базового обладнання, грн.; ціна базового бурового насоса за ринковими цінами складає $C_{\text{бул}} = 850500$ грн.;

Таблиця 2.1 - Технічне обслуговування та ремонт бурового насоса

Вид технічного обслуговування, ремонту	Періодичність виконання тех. обслуговування та ремонтів, маш.-год (T_n)	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	200	20	3,5	80
ПР	600	9	10	800
КР	6000	1	20	1200
Для модернізованої техніки				
ТО	200	20	3,5	85
ПР	600	9	9	850
КР	6000	1	17	1300

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

$$C_1 = \frac{850500}{1 + 0,3} = 654230 \text{ грн.}$$

Ціна модернізованого бурового насоса визначається за формулою:

$$C_{\text{нт}} = C_2 \cdot (1 + P_c), \text{ грн.}, \quad (2.4)$$

де C_2 – собівартість модернізованого обладнання, грн.; визначається за формулою:

$$C_2 = C_1 - B_{\text{ан}}^{\text{м}} + B_{\text{анс}}^{\text{м}}, \text{ грн.}, \quad (2.5)$$

де $B_{\text{ан}}^{\text{м}}$ – вартість виведених вузлів та деталей з конструкції аналога складає 1550 грн.;

$B_{\text{анс}}^{\text{м}}$ – вартість введених вузлів і деталей в конструкцію аналога після модернізації складає 2515 грн.

Собівартість модернізованого бурового насоса складатиме

$$C_2 = 654230 - 1350 + 2515 = 655195 \text{ грн.}$$

Ціну модернізованого бурового насоса визначимо за формулою 2.4:

$$C_{\text{пр}} = 655195 \cdot (1 + 0,3) = 851753 \text{ грн.}$$

Знайдемо розрахунково-балансову вартість бурового насоса

$$C_{\text{пр}}^{\text{рб}} = C_{\text{пр}} \cdot k_{\text{рб}} \text{ грн.} \quad (2.6)$$

де $k_{\text{рб}}$ - коефіцієнт переходу від оптової ціни до розрахунково-балансової;

$$k_{\text{рб}} = 1,12.$$

$$C_{\text{пр}}^{\text{рб}} = 850500 \cdot 1,12 = 952560 \text{ грн.}$$

$$C_{\text{пр}}^{\text{рб}} = 851753 \cdot 1,12 = 953964 \text{ грн.}$$

2.2.2 Визначення продуктивності модернізованого обладнання

Розрахуємо коефіцієнт зростання продуктивності:

$$k_1 = \frac{T_P^M}{T_P^A} \quad (2.7)$$

де T_P^M - річний фонд роботи модернізованого бурового насоса;

T_P^A - річний фонд роботи аналогового бурового насоса.

Річний фонд роботи бурового насоса визначимо за формулою:

$$T_P = \frac{T_{\phi} \cdot k_B}{1 + \frac{k_{2M}}{i_{2M}} + D_P} \cdot [360d] \quad (2.8)$$

робочого часу, $T_{\phi} = 365d$;

i_{2M} - тривалість зміни, $i_{2M} = 6300d$;

k_{2M} - коефіцієнт змінності роботи бурового насоса, $k_{2M} = 4$;

k_B - коефіцієнт використання обладнання за часом, $k_B = 0,5$;

L_P - простої у всіх видах технічного обслуговування та ремонту;

Простої у всіх видах технічного обслуговування та ремонту визначаються:

$$L_P = \frac{\sum_{i=1}^m (d_{pi} + d_{mi}) \cdot a_i}{T_q} \left[\frac{\text{маши. - днів}}{\text{маши. - год}} \right] \quad (2.9)$$

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

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

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

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

d_{mi} - 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_{mi} приймається рівною нулю, час у днях на доставку для поточного ремонту $d_{mi} = 10 \text{ днів}$, у капітальний ремонт і назад приймається $d_{mi} = 20 \text{ днів}$.

Підставивши дані у формулу 2.9 визначимо простої у всіх видах ТО та ремонту:

- для аналогового бурового насоса:

$$L_P = \frac{(3,5 + 0) \cdot 20 + (10 + 10) \cdot 9 + (20 + 20) \cdot 1}{6000} = 0,048 \frac{\text{маши. - днів}}{\text{маши. - год}}$$

- для модернізованого бурового насоса:

$$L_P = \frac{(3,5 + 0) \cdot 20 + (9 + 10) \cdot 9 + (17 + 20) \cdot 1}{6000} = 0,046 \frac{\text{маши. - днів}}{\text{маши. - год}}$$

Підставивши у формулу 2.8 отримані дані розрахуємо річний фонд роботи бурового насоса:

- для аналогового бурового насоса:

$$T_P = \frac{365 - 0,5}{\frac{1}{6,4} + 0,048} = 2035,2 \text{ год.}$$

- для модернізованого бурового насоса:

$$T_P^M = \frac{365 - 0,5}{\frac{1}{6,4} + 0,046} = 2081,7 \text{ год.}$$

Підставивши у формулу 2.17 отримані дані розрахуємо коефіцієнт зростання продуктивності бурового насоса:

$$k_1 = \frac{2081,7}{2035,2} = 1,023$$

2.2.3 Визначення економічного ефекту від модернізації бурового насоса

Економію експлуатаційних витрат розрахуємо за формулою:

$$\Delta M = (S_1^A - S_1^M) \cdot T_P^M \cdot [\text{грн}], \quad (2.10)$$

де S_1^A, S_1^M - вартість 1 маш.-год роботи аналогової та модернізованого бурового насоса відповідно;

T_P^M - річний фонд роботи модернізованого бурового насоса.

Визначимо вартість 1 маш.-год роботи бурового насоса:

$$S_1 = \frac{S}{T_P} \cdot [\text{грн/ маш.-год}], \quad (2.11)$$

де S - загальні поточні витрати бурового підприємства, пов'язані з експлуатацією бурового насоса.

Загальні поточні витрати бурового підприємства визначаються за формулою:

$$S = S_{KP} + S_{TOB} + S_{TOM} + S_{екс.} + S_{зм.} \cdot [\text{грн}], \quad (2.12)$$

де S_{KP} - витрати на капітальний ремонт бурового насоса;

S_{ZM} - витрати на заробітну плату ремонтним робітникам із нормативними;

S_{ZM} - витрати на матеріали та запчастини для бурового насоса;

S_{SE} - витрати на силову електроенергію;

S_{SM} - витрати на мастильні матеріали.

Визначимо витрати на капітальний ремонт бурового насоса:

$$S_{KP} = \frac{k_{\text{нп}} \cdot A_{\text{кр}} \cdot H_{\text{AT}}(MT)}{100} [\text{грн}]. \quad (2.13)$$

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

$A_{\text{кр}}$ - норма амортизаційних відрахувань на капітальний ремонт у відсотках від вартості бурового насоса, приймаємо $A_{\text{кр}} = 5\%$.

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

$$k_{\text{нп}} = 1 + \frac{H_{\text{нп}}}{100}, \quad (2.14)$$

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

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

Підставивши отримані дані у формулу 2.13, визначимо витрати на капітальний ремонт бурового насоса:

$$S_{KP}^A = \frac{1,1 \cdot 5 \cdot 952560}{100} = 52390,8 \text{ грн.}$$

$$S_{KP}^M = \frac{1,1 \cdot 5 \cdot 953963,6}{100} = 52468,7 \text{ грн.}$$

Розрахуємо витрати на заробітну плату ремонтних робітників із

нарахуваннями:

$$S_{\text{том}} = \frac{T}{T_u} \cdot k_{\text{ин}} \cdot \lambda \cdot C_p \cdot \sum_{i=1}^n a_i \tau_i \cdot (1+H), \quad (2.15)$$

де C_p - середня тарифна ставка ремонтного робітника, що обслуговує буровий насос, тарифна ставка приймається для робітника V розряду - 22,3 грн;

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

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

Підставивши всі дані у формулу 2.15, розрахуємо витрати на заробітну плату ремонтних робітників із нарахуваннями:

- для аналогового бурового насоса:

$$S_{\text{том}} = \frac{2035,2}{6000} \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 22,3 \cdot (20 \cdot 80 + 9 \cdot 800) \cdot (1 + 0,3852) = 159833,5 \text{ грн.}$$

- для модернізованого бурового насоса:

$$S_{\text{том}} = \frac{2081,7}{6000} \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 22,3 \cdot (20 \cdot 85 + 9 \cdot 850) \cdot (1 + 0,3852) = 162835,5 \text{ грн.}$$

Визначимо витрати на матеріали і запчастини:

$$S_{\text{там}} = k_{\text{ин}} \cdot \frac{S_{\text{том}} \cdot (1-H)}{k_{\text{ин}}} \cdot k_{\text{ер}} \cdot [\text{грн}], \quad (2.16)$$

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

Підставивши всі дані у формулу 2.16, розрахуємо витрати на матеріали і запчастини:

- для аналогового бурового насоса:

$$S_{\text{там}} = 1,1 \cdot \frac{159833,5 \cdot (1 - 0,3852)}{1,3} \cdot 1,25 = 103934,8 \text{ грн.}$$

- для модернізованого бурового насоса:

$$S_{\text{том}} = 1,1 \cdot \frac{162835,5 \cdot (1 - 0,3832)}{1,3} \cdot 1,25 = 105887 \text{ грн}$$

Витрати на мастильні матеріали для бурового насоса визначимо за формулою

$$S_{\text{м}} = 0,1 \cdot \sigma \cdot W_{\text{м}} \cdot T_{\text{м}} \quad (2.17)$$

де σ – вартість мастильних та допоміжних матеріалів на 10 кВт-год. витраченої енергії; приймаємо $\sigma = 0,3 \text{ грн}$.

Підставивши всі дані у формулу 2.17, розрахуємо витрати на мастильні матеріали для бурового насоса:

- для аналогового бурового насоса:

$$S_{\text{м}} = 0,1 \cdot 0,3 \cdot 226,5 \cdot 2035,2 = 13829,1 \text{ грн}$$

- для модернізованого бурового насоса:

$$S_{\text{м}} = 0,1 \cdot 0,3 \cdot 226,5 \cdot 2081,7 = 14145,2 \text{ грн}$$

Підставивши всі отримані дані у формулу 2.12, визначимо загальні поточні витрати бурового підприємства на експлуатацію бурового насоса:

- для аналогового бурового насоса:

$$S = 52390,8 + 159833,5 + 103934,8 + 62876,7 + 13829,1 = 392864,9 \text{ грн}$$

- для модернізованого бурового насоса:

$$S = 52468 + 162835,5 + 105887 + 64313,3 + 14145,2 = 399649 \text{ грн}$$

Таблиця 2.3 - Поточні витрати бурового підприємства

№	Найменування статей витрат	Позначення	Сума витрат, грн	
			Аналогов а техніка	Модерні зована техніка
1	Витрати на капітальний ремонт	$S_{\text{КР}}$	52390,8	52468
2	Витрати на заробітну плату ремонтним робітникам із нарахуваннями	$S_{\text{том}}$	159833,5	162835,5
3	Витрати на матеріали і запчастини	$S_{\text{том}}$	103934,8	105887
4	Витрати на силову електроенергію	$S_{\text{ел}}$	62876,7	64313,3
5	Витрати на мастильні матеріали	$S_{\text{м}}$	13829,1	14145,2
6	Разом	S	392864,9	399649

Визначасмо вартість роботи 1 маш.-год роботи бурового насоса:

- для аналогового бурового насоса:

$$S_1 = \frac{392864,9}{2035,2} = 193,04 \text{ грн / маш.-год.}$$

- для модернізованого бурового насоса:

$$S_1 = \frac{399649}{2081,7} = 191,98 \text{ грн / маш.-год.}$$

Економія експлуатаційних витрат складе:

$$\Delta H = (193,04 - 191,98) \cdot 2081,7 = 2206,6 \text{ грн.}$$

Тоді, економічний ефект від модернізації бурового насоса складатиме:

$$E = \left[952560 - 1,023 \cdot 1 + \frac{2206,6}{0,1 + 0,15} - 953963,6 \right] \cdot 1 = 295070 \text{ грн.}$$

Висновки

Суть технічного рішення з модернізації пневмокомпенсатора полягає в тому, що порівняно з аналогом, він містить пелюстки, установлені радіально до диска, диск перфорований наскрізними отворами, а газова порожнина простору частково заповнена захисною рідиною для запобігання розтріскуванню старінню гуми. Як захисну рідину використано незамерзаючий розчин, що містить піноутворюючі галогеновмісні компоненти, насичені хлором, бромом або фтором.

За рахунок даного технічного рішення довговічність роботи модернізованих пневмокомпенсаторів збільшиться в 3...4 рази. З ефектом збільшення довговічності діафрагми, застосування піноутворюючої речовини в пневмокомпенсаторі є ще й індикатором для виявлення дефектів в герметизації останнього.

За результатами економічних розрахунків видно, що сумарний економічний ефект від впровадження модернізованого пневмокомпенсатора бурового насоса складає 295070 грн., що вказує на економічну доцільність модернізації.

3 ДОСЛІДНО-КОНСТРУКТОРСЬКА РОБОТА

3.1 Опис математичної моделі

Розроблена математична модель процесів руху агрегатів виключає вплив руху пружної механічної системи агрегату, які побудовані з урахуванням змінного зведеного моменту інерції поршневого насоса, а також вплив 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).

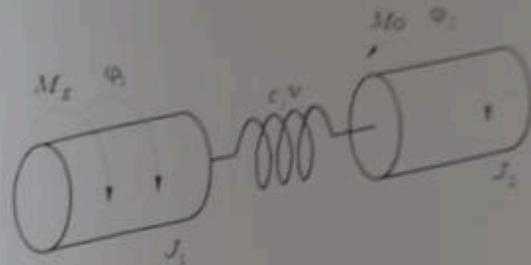


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема механічної системи насосної установки

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 шинно-пневматичної муфти і шестової передачі;

v – зведений коефіцієнт лінійного опору пружних ланок;

M_E – 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

... Лагранжа другого роду, мають вигляд

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1, \quad \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2, \\ J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + c(\varphi_1 - \varphi_2) + v(\omega_1 - \omega_2) = M_{L1}, \\ J_2 \frac{d\omega_2}{dt} + \frac{1}{2} \frac{\partial J_2}{\partial \varphi_2} \omega_2^2 - c(\varphi_2 - \varphi_1) - v(\omega_2 - \omega_1) = -M_{L2}, \end{aligned} \quad (3.1)$$

де $M_{L1} = M_L \cdot u$, M_L – 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, поршни 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 врахувати наявність довільного числа циліндрів та взаємне кутове зміщення ведучих ланок окремих кривошипно-повзунних механізмів.

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

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

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;

ω_2 – швидкість обертання 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

$$M_e = \frac{3}{2} p_n L_m (I_{Ry} I_{Sy} - I_{Rz} I_{Sz}), \quad (3.3)$$

де $I_{Sx}, I_{Sy}, I_{Rz}, I_{Ry}$ – 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_n – число пар магнітних полюсів.

Проекції струмів на координатні визначаються шляхом інтегрування нелинійної 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 $\varphi_1, \varphi_2, \omega_1, \omega_2, M_e$, 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, а, ілюструє інтенсивні коливання електромагнітного моменту в початковий

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

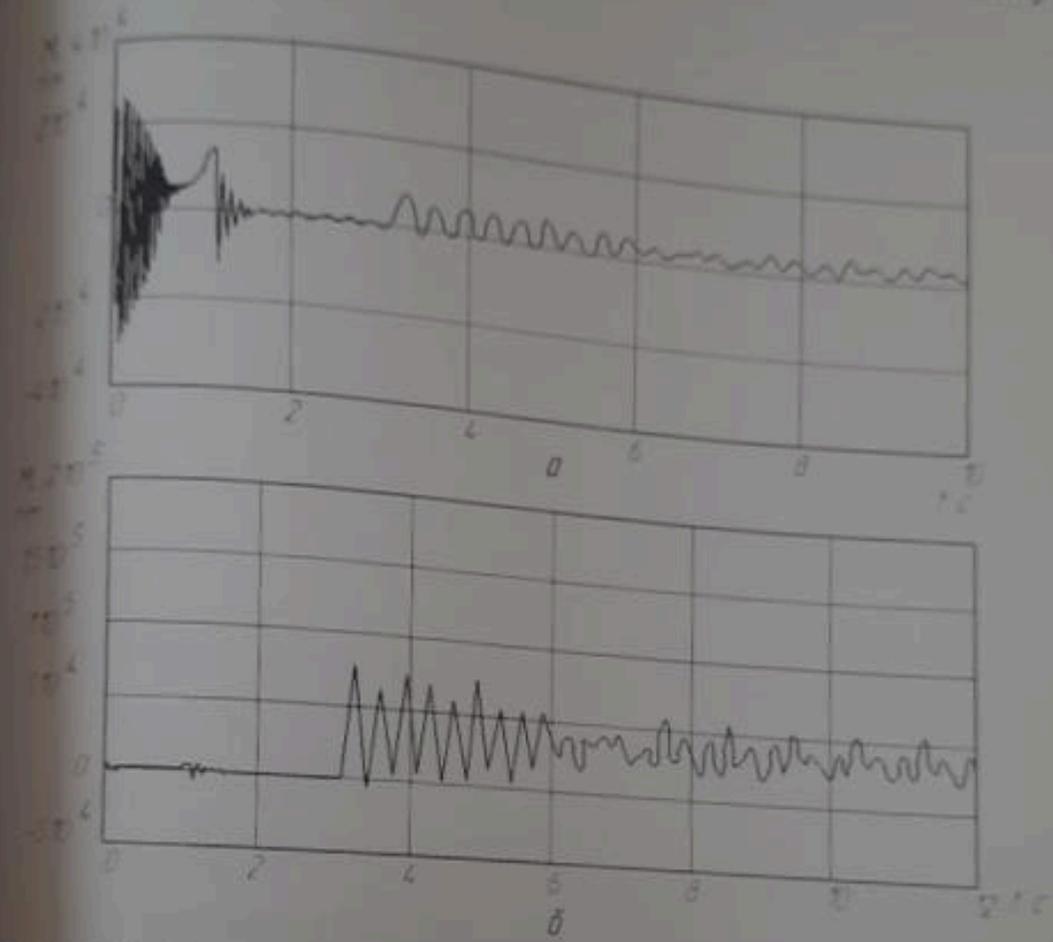


Рисунок 3.2 – Часова залежність електромагнітного моменту двигуна АКЗ-15-41-8Б (а) і моменту у пружній ланці привідного механізму (б) під час пуску бурового насоса

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

Розроблена математична модель може бути застосована в системах автоматизованого проектування насосних агрегатів для забезпечення належної точності розрахунків на міцність і прогнозування ресурсу елементів конструкції, 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 електричного двигуна, шинопневматичної муфти, пасової передачі, редуктора та шестерневого насоса.

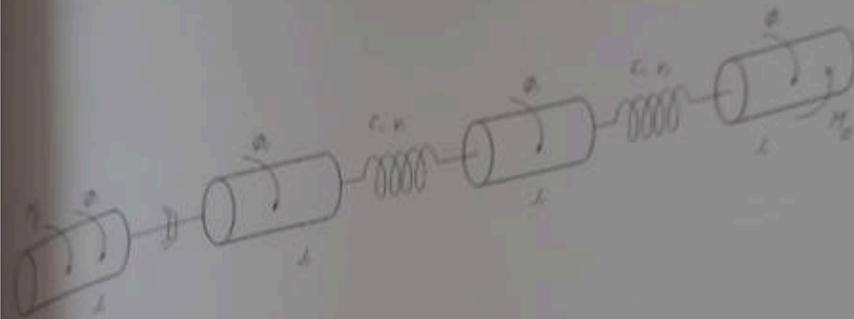


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема механічної системи насосного агрегату

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 ведучим 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;

γ_1 – зведений коефіцієнт демпфування пасів;
 c_2 – зведена жорсткість зубчастої передачі редуктора;
 γ_2 – зведений коефіцієнт демпфування зубчастої передачі;
 M_2 – зведений електромагнітний момент двигуна;
 M_0 – 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:

$$\begin{aligned}
 m \frac{dx^2}{dt} - P_2 A_p + F(x) &= 0; \\
 \frac{dx}{dt} &= KV_2,
 \end{aligned}
 \tag{3.5}$$

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 зв'язування рівнянь руху механічної системи насосного агрегату, рівнянь електромагнітного стану асинхронного двигуна, рівнянь Бернуллі для встановленого руху рідини по трубах та рівнянь нерозривності потоку рідини.

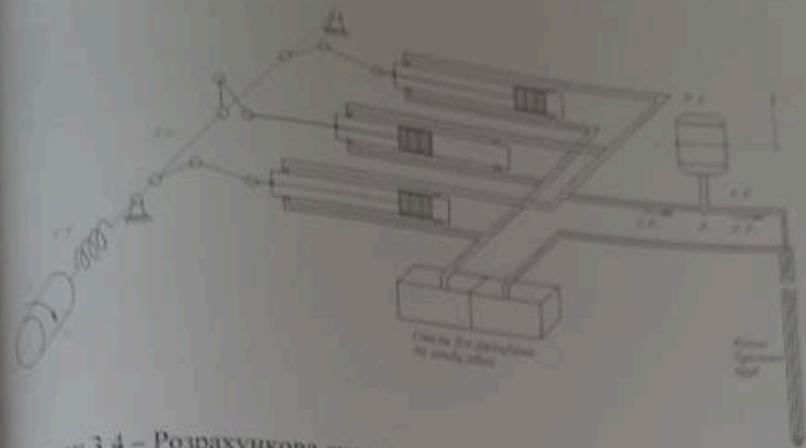


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема механічної системи насосного агрегату з компенсатором нерівномірності подачі

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 випускную 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 приймком, до якого кріпиться напірний викидний трубопровід у буровому насосі, становить близько 1000 кг. Максимальне значення тиску рідини на виході 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

$$\frac{\Delta F}{c_k} + \frac{F - \Delta F}{c_1} + \frac{F - \Delta F}{c_2} = \frac{F - \Delta F}{c_3}, \quad (3.6)$$

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

навантаження F , на яку збільшується сила стискування фланців і сила розтягання шпильки; c_1 і c_2 – коефіцієнти жорсткості фланців; c_3 – коефіцієнт жорсткості фланцевого кільця; c_4 – коефіцієнт жорсткості стержня шпильки; χ – коефіцієнт меншого навантаження,

$$\chi = \frac{c_4(c_1c_2 + c_1c_3 + c_2c_3)}{c_1c_2c_3 + c_1c_3c_4 + c_1c_2c_4} \quad (3.7)$$

Висновки

За результатами проведених досліджень роботи бурового насоса в процесі його експлуатації, що були одержані в процесі виконання дослідно-виробничих 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 співпаданя, що підтверджує можливість ефективного використання зробленого в магістерській роботі модернізованого бурового насоса у буровій установці.

4 РОЗРАХУНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ

4.1 Розрахунок об'єму пневмокомпенсатора

Визначимо об'єм газової камери компенсатора згідно за формулою:

$$W_{\text{сп}} = 2 \cdot \chi \cdot F_p \cdot S \cdot \frac{P_{\text{max}}}{P_{\text{min}}}, \quad (4.1)$$

де χ – коефіцієнт ефективності роботи компенсатора, $\chi = 0,2$;

S – довжина ходу поршня, $S = 0,4$ м;

P_{max} – макс. тиск нагнітання, $P_{\text{max}} = 25$ МПа;

P_{min} – тиск попереднього закачування газу, $P_{\text{min}} = 0,3 \cdot 25 = 7,5$ МПа;

F_p – площа поршня; $F_p = \pi \cdot D_p^2 / 4$;

D_p – діаметр поршня.

Діаметр поршня розраховуємо за формулою:

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 60 \cdot Q_p}{\eta_0 \cdot k \cdot S \cdot n \cdot \pi} - \frac{2 \cdot d_{\text{min}}^2}{k}}, \quad (4.2)$$

де η_0 – коефіцієнт об'ємної подачі, $\eta_0 = 0,96$;

k – кількість камер, $k = 4$;

n – число подвійних ходів поршня, $n = 65 \text{ хв}^{-1}$;

Q_p – подача при максимальному тиску, $Q_p = 0,02 \text{ м}^3 / \text{с}$;

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 60 \cdot 0,02}{0,95 \cdot 4 \cdot 0,4 \cdot 65 \cdot 3,14} - \frac{2 \cdot 0,07^2}{4}} = 0,124 \text{ м},$$

Приймаємо $D_p = 0,13$ м.

$$F_p = 3,14 \cdot 0,13^2 / 4 = 0,013 \text{ м}^2;$$

$$W_{\text{сп}} = 2 \cdot 0,2 \cdot 0,13 \cdot 0,4 \cdot 25 / 7,5 = 69,3 \text{ м}^3;$$

Енергосміність пневмокомпенсатора

$$V = W \cdot D = 0,069 \cdot 25 \cdot 10^6 = 1,73 \text{ МДж} \quad (4.3)$$

42 Розрахунок товщини стінки компенсатора
 Об'єм компенсатора сферичної форми:

$$W = \frac{3}{4} \pi \cdot r^3$$

де r – внутрішній радіус пневмокомпенсатора

$$r = \sqrt[3]{\frac{3W}{4\pi}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 0,069}{4 \cdot 3,14}} = 0,254 \text{ м};$$

Напруження в корпусі компенсатора сферичної форми визначається по формулі:

$$\sigma = \frac{3R^2}{2(R^3 - (r+d)^3)} \cdot P ; \quad \sigma = \frac{\sigma_1}{n} \quad (4.4)$$

σ_1 – границя текучості для сталі 40Х, $\sigma_1 = 600$ МПа;

$$\sigma = 600 / 2 = 300 \text{ МПа};$$

n – коефіцієнт запасу міцності, $n = 2$;

R – зовнішній радіус компенсатора;

d – товщина діафрагми, $d = 10$ мм;

$$R = \sqrt[3]{\frac{-2\sigma(r+d)^3}{3p - 2\sigma}} = \sqrt[3]{\frac{-2 \cdot 300 \cdot (0,256 + 0,01)^3}{3 \cdot 25 - 2 \cdot 300}} = 0,278 \text{ м};$$

Товщина стінки компенсатора дорівнює

$$D = R - r = 0,278 - 0,254 = 0,024 \text{ мм}.$$

4.3 Розрахунок кришки пневмокомпенсатора

Напруження в пластині рівномірно розподілено по всій площі

$$\sigma_{\max} = \frac{3 \cdot P}{4 \cdot \sigma^2} R^2 \quad (4.5)$$

σ_{\max} – максимальне напруження що виникає в кришці:

σ_{st} – границя текучості для даного матеріалу;
 $\sigma_{st} = 340$ МПа – для сталі 45;
 n – коефіцієнт запасу, $n = 2$.

$$\sigma_{max} = \sigma_{st} / n$$

(4.6)

δ – товщина пластини;

R – радіус пластини;

$$\sigma_{max} = 340/2 = 170 \text{ МПа.}$$

Звідси

$$\delta = \sqrt{\frac{3PR^2}{4\sigma_{max}}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 25 \cdot 10^6 \cdot 0.15^2}{4 \cdot 170 \cdot 10^6}} = 0.056 \text{ м}$$

4.4 Розрахунок шпильок на міцність

Приймаємо тиск опресовки системи рівним

$$1,5p = 1,5 \cdot 25 = 37,5 \text{ МПа.}$$

Сила від реакції в прокладці рівна:

$$P_d = \frac{\pi \left(d_2^2 - d_1^2 \right)}{4} \cdot q, \quad (4.7)$$

Де Q – питоме навантаження, МПа

d_1, d_2 – діаметри кільцевої прокладки,

$d_1 = 50$ мм. $d_2 = 58$ мм.

$$P_d = \frac{3.14(0.058^2 - 0.05^2)}{4} \cdot 37.5 \cdot 10^6 = 48858 \text{ Н.}$$

Загальне зусилля на кришку від дії тиску при опресовці:

$$P_{zar} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P_{op} \frac{3.14 \cdot (0.05)^2}{4} \cdot 37.5 \cdot 10^6 = 94247 \text{ Н.}$$

Розрахункове зусилля при опресовці для однієї шпильки

$$P_{roz} = P_d / Z + \alpha_1 P_{zar} / Z$$

X_1 – коефіцієнт, що враховує вплив жорсткості деталей, $X_1 = 0,2$ (4.8)

Нормальні напруження при роботі шпильки під час опресовки:

$$P_{\text{пр}} = 48858 / 12 = 0,2 \cdot 94247 / 12 = 5642 \text{ Н}$$

Дотичні напруження в нарізаній частині шпильки:

$$\sigma = P_{\text{роз}} / I_{\text{пр}} = 5642 / \frac{\pi(0,018)^3}{4} = 222 \text{ МПа} \quad (4.9)$$

$$\tau = \frac{M_{\text{к}}}{0,2d_1^3} = \frac{0,12d_{\text{шп}} \cdot P_{\text{пр}}}{0,2d_1^3}$$

$d_{\text{шп}}$ – діаметр шпильки, $d_{\text{шп}} = 18 \text{ мм}$.

d_1 – внутр. Діаметр різьби, $d_1 = 20 \text{ мм}$.

$$P_{\text{пр}} = \frac{P\lambda}{12} = \frac{48858}{12} = 4071,5 \text{ Н}$$

$$\tau = \frac{0,12 \cdot 0,018 \cdot 4071,5}{0,2 \cdot (0,02)^3} = \frac{48858}{12} = 5,5 \text{ МПа}$$

Приведене напруження

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{22,2^2 + 4 \cdot 5,5^2} = 24,8 \text{ МПа}$$

Запис міцності по границі текучості:

$$n_t = \sigma_s / \sigma_{\text{пр}} = 340 / 24,8 = 13,7 \quad (4.10)$$

$\sigma_s = 340 \text{ МПа}$ – границя текучості для сталі 44.

Великий запас міцності $n_t = 13,7$ вказує на те, що й попередня затяжка дає можливість стиснення прокладки до межі, яка забезпечує герметичність.

Висновки

Проведені розрахунки працездатності деталей модернізованого теплокомпенсатора вказують на його працездатність, так як отримані коефіцієнти міцності більші за допустимі.

5 МОНТАЖ І ЕКСПЛУАТАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ

5.1 Організаційно-технічні заходи з монтажу обладнання

5.1.1 Організація робіт по монтажу та експлуатації бурового насоса

Своєчасно усувати всі несправності, знайдені при огляді і під час роботи, і постійно проводити заміну непридатних для експлуатації частин і деталей.

Постійно стежити за надійним затигуванням різьбових з'єднань. Особливою увагою вимагають високо навантажені різьбові з'єднання гідравлічної частини, оскільки незначне послаблення приводить до передчасної поломки різьбових з'єднань.

Своєчасно проводити зміну мастила у ванні приводної частини і шестеринкових вузлах трансмісійного і кривошипного валів, а в баку системи перекачування і мастила штоків проводити заміну мастила у міру забруднення глинистим розчином.

Не допускати тривалої роботи насоса при тиску, що перевищує вказані в паспортній характеристиці; допускається лише короточасне перевищення робочого тиску, але не більше ніж на 10% протягом 5 хвилин. Всі деталі гідравлічної частини, що працюють під тиском 25 МПа, випробовуються статичним тиском 37,5 МПа протягом 5 хвилин на заводі-виготівнику.

При необхідності змінити напрям обертання слід провести накочення шестеринного зачеплення без навантаження для отримання плями торкання зубів не менше 40% по висоті і не менше 50% по довжині.

В зимовий час при мінусових температурах і тривалих зупинках насоса необхідно з гідравлічної частини повністю видаляти перекачувану рідину, а після пуску в зимовий час при мінусових температурах гідравлічну частину прогріти до +10... +15 °С або залити гарячою перекачуваною рідиною.

Слід ретельно стежити за якістю глинистого розчину, не допускаючи вмісту піску в ньому більше 0,5%. При вмісті піску більш 0,5% завод не може гарантувати довговічну роботу змінних деталей.

Виготовлення змінних деталей повинне проводитися тільки по робочих кресленнях деталей.

Глибина всмоктування у випадку, коли рівень рідини нижче осі циліндра насоса, не перевищує на втулках $\varnothing 200$ мм - 1,5 метри, а на втулках $\varnothing 130$ - 0,5 метри.

В бездієвому насосі не слід залишати циліндрові втулки навіть на великий час, оскільки через корозію, пісок, обважувач і затверділий буровий розчин їх потім буде важко витягнути з гідравлічних коробок без пошкодження встосування і самої втулки.

Перед пуском насоса, після його установки, необхідно виконувати наступні роботи.

Провести розконсервування, розкрити всі люки і кришки насоса, оглянути частини, що рухаються, і прибрати всі сторонні предмети.

Промити гасом масляну ванну. Наповнити мастилом підшипникові вузли і масляну ванну.

Перевірити правильність натягнення клинопасової передачі, оскільки надмірна натяжка може привести до поломки трансмісійного валу.

Підтягти і закріпити всі болти і гайки.

Поставити в запобіжній клапан мембрану і змінне кільце на тиск, відповідне граничному тиску для встановлених в насосі циліндрових втулок.

Перевірити в пневмокомпенсаторі наявність газу і величину тиску, який повинен відповідати початковому тиску газу, визначеному по графіку залежно від найбільшого очікуваного тиску на виході з насоса. При роботі одним насосом відхилення від величини тиску, визначеного по графіку, не допускається, оскільки приведе до зниження терміну служби гумової діафрагми або збільшенню ступеня нерівномірності подачі і відповідно тиску, тобто більше 12 %, що вимагаються стандартами. Щільно закрити вентиль, переконавшись у відсутності витікання газу.

Відкрити замочні і пускові пристрої на нагнітальному і всмоктуючому трубопроводах.

Пуск насоса проводиться включенням шинопневматичної муфти або двигуна. Після пуску необхідно стежити за скиданням промивальної рідини через пусковий пристрій в місткість. Переконавшись в повній подачі насоса, можна перекривати отвір пускового пристрою.

Не можна допускати запуск насоса при закритому пусковому пристрої.

У разі роботи відразу двох насосів необхідно запустити обидва насоси з подачею рідини через пусковий пристрій і лише після цього почати перекривати його.

Покази тиску на манометрі повинні зростати плавно, без ривків, починаючи з тиском, рівним тиску газу в пневмокомпенсаторі, а до цього тиску стрілка манометра переміщатиметься ривками, оскільки пневмокомпенсатор ще не вступив в роботу.

Досягши нормального робочого тиску необхідно перевірити надійність роботи елементів ущільнювачів підтискного типу. У разі виявлення витоків перекачуваної рідини через зазори в деталях або через сигнальні отвори слід негайно підтягти відповідні болти і гайки до усунення витікання. У разі продовження витікання зупинити насос і перевірити якість ущільнень і правильність їх установки.

Перші 100-150 годин роботи насоса для кращого прироблення підшипників, зубчастого зачеплення і інших робочих вузлів рекомендується новий насос навантажувати не більше, ніж на 60 % його номінальної потужності.

Стежити за нормальним надходженням мастила на шток поршня.

Під час роботи насоса контролювати нагрів підшипників кочення, пальців і направляючих крейцкопфів. Найбільша допустима температура нагріву + 70 °С.

Зупинка насоса проводиться виключенням шинопневматичної муфти або електродвигуна. Зниження тиску в нагнітальному трубопроводі проводиться шляхом відкриття отвору пускового пристрою тільки після зниження в нагнітальному трубопроводі тиску до величини початкового тиску газу в пневмокомпенсаторі.

Періоди заміни долота, ремонту і інших вимушених зупинок слід

... транспортувати для огляду насоса, особливо клапанів і поршневих груп, для
... недоліків і заміни пошкоджених деталей.

Консервація, упаковка, зберігання та транспортування.
Перед транспортуванням буровий насос піддається консервації. При
транспортуванні насоса на великі відстані виконуються наступні роботи.

Доки станниці для обслуговування ущільнюють штоків і отвір приймальної
... закриваються шитками.

Вихідні отвори насоса закриваються пробками.
Всі змінні і запасні деталі ретельно змащуються консервуючим мастилом і
... в ящик, обшитий усередині. Гумові діафрагми і гумові деталі, що
... в складки, упаковуються окремо від металевих деталей в тверду тару
... змащування їх мастилом.

Буровий насос можна транспортувати будь-яким видом транспорту
... вантажопідйомністю не менше 25 тонн.

Насос транспортується в зібраному вигляді. На великі відстані насос може
... перевозитися на важковозних візках.

Для запобігання від корозії при транспортуванні і зберіганні оброблені
... поверхні деталей насоса піддаються консервації згідно заводської інструкції.
Внутрішні оброблені поверхні механічної частини консервуються в процесі
... змазки насоса масла із спеціальною консервуючою добавкою. При введенні в
... експлуатацію внутрішні поверхні деталей механічної частини розконсервування
... не вимагають.

Запасні частини, циліндрові втулки, виступаючі шийки трансмісійного
... валу, відкриті поверхні штоків поршня і крейцкофа консервуються густим
... мастилом.

Насос слід берегти в місцях, захищених від прямого попадання опадів,
... сонячного проміння і пилу. Запасні частини і змінні деталі потрібно зберігати в
... складських приміщеннях або будках, спеціально призначених для цього. Гумові
... деталі повинні зберігатися окремо від металевих деталей вдалі від
... опалювальних приладів.

Вимоги до установки і монтажу насосів, що поставляються в комплекті з агрегатом, зазначаються в технічній документації на агрегат. Вимоги на установку і монтаж насосів, отриманих не в комплекті з агрегатом, викладені вище.

Насос повинен бути встановлений на жорстку основу 300x300 з відстанню між ними не більше 500 мм.

Зважаючи на значну вагу кріплення насоса до основи не потрібне. Між корпусом і приводом повинні бути гвинтові розпірки, які встановлюються після монтажу клинових пасів.

Для нормальної роботи насоса установку його проводити по рівню горизонтально як по довжині, так і по ширині. Відхилення від площини не більше 1,5 мм на довжині 1000 мм. Зазори між основою і рамою вибрати прокладками.

Для забезпечення нормальної продуктивності насоса смість з промивальною рідиною повинна бути встановлена так, щоб рівень рідини в ній був вище осі циліндрів. Якщо рівень рідини нижче, то продуктивність насоса може знизуватися.

На кінці трубопроводу, що з'єднує насос з смістю, повинен бути встановлений фільтр, конструкція якого повинна дозволити зручно очищати та перекачувати рідину від опадів. Сумарна площа всіх отворів фільтру повинна перевищувати прохідний переріз всмоктуючого трубопроводу не менше ніж в 4 рази. Діаметр прохідного перерізу всмоктуючого трубопроводу повинен бути не менше 250 мм. Трубопровід повинен бути коротким, без різких вигинів і мати запірний пристрій. Окрім цього, при роботі насоса, коли рівень рідини нижче осі циліндрів, на кінці всмоктуючого трубопроводу рекомендується встановлювати зворотний клапан.

Всмоктуючий трубопровід між запірним пристроєм і насосом повинен мати отвори для повного зливу промивальної рідини.

На нагнітальному трубопроводі повинні бути встановлені манометр, пусковий і запірний пристрій. Манометр необхідно встановлювати до запірного

...струмо в місці, що виключає накопичення онанів.

При монтажі клинопасової передачі на циліндровий кінець трансмісійного валу встановлюється шків. Розрізну маточину шківів стягнути двома болтами, які заздалегідь нагрівати до температури $+120 - +150^{\circ}\text{C}$.

Для клинопасової передачі паси слід підбирати однакової довжини - понад 15 мм. Відхилення по довжині окремих пасів в комплекті не допускається понад 15 мм. Контроль натягнення пасів проводиться тиском 100 Н, викладеним перпендикулярно до середини прольоту кожного пася. Допустиме відхилення пася при нормальному натягненні повинне бути в границях $\pm 0,125$ мм. Натяжку пасів слід проводити пристроєм, спеціально для цього призначеним. Категорично забороняється проводити натяжку пасів, оскільки це може приводити надалі до поломки трансмісійного валу.

5.1.2 Вказівки заходів безпеки

При експлуатації бурового насоса необхідно керуватися діючими ~~правилами~~ безпеки в нафтогазовидобувній промисловості. Манометр на ~~вхідному~~ трубопроводі повинен встановлюватися так, щоб покази його були виразно видні обслуговуючому персоналу: при цьому циферблат повинен знаходитися у вертикальній площині. Манометр вибирається з такою шкалою, щоб при найбільшому робочому тиску стрілки його знаходилася в середній третині шкали. На шкалі тиск 25 МПа відзначити червоною межею.

Насос повинен запускатися в роботу по сигналу і лише після установки необхідних огорож.

При заповненні сферичного компенсатора нейтральним газом або повітрям повинні бути вжиті заходів, що виключають можливість попадання в газову порожнину масел та інших горючих речовин. Перед розбиранням компенсатора його повинен бути повністю випущений заповнюючий його газ, знизивши тиск до атмосферного. Перевірку тиску газу в сферичному компенсаторі проводити при зупиненому насосі.

При заміні циліндрових втулок, якщо треба змінити їх діаметр, потрібно замовити змінити кільце в запобіжному клапані. Категорично забороняється встановити кільце, не відповідним діаметру циліндрової втулки.

В зимовий час при навколишній температурі нижче 0°C перед запуском насоса після тривалої зупинки, тобто більше 8 годин, необхідно корпус пневматичного компенсатора і трубу прогріти до температури $+40\text{--}+50^{\circ}\text{C}$.

На працюючому насосі не можна виконувати будь-які роботи, за винятком робіт, пов'язаних з підтяжкою ущільнень штока, кришки клапана і циліндрової втулки.

Необхідно стежити за міцністю посадки клинопасового шківів.

Особи, що не вивчили інструкцію і що не пройшли інструктаж та перевірку знань по техніці безпеки, до роботи не допускаються.

5.1.3 Розрахунок кількості задіяних працівників по монтажу та експлуатації пневматичного насосу

Технічне обслуговування гідравлічної частини вимагає особливої уваги і високої кваліфікації персоналу, оскільки додатково до високого робочого тиску і навантажень вона працює в абразивному і корозійному середовищі. Вимоги по обслуговуванню вузлів і деталей гідравлічної частини описані окремо.

Заміну циліндрової втулки проводять за наявності на внутрішній поверхні втулки кількості подряпин і значного зносу по внутрішньому діаметру (більше 0,5-2 мм).

Довговічність циліндрової втулки в першу чергу залежить від своєчасної заміни зношених або пошкоджених поршнів, навіть трохи прониклих промивальною рідиною. Промивальна рідина, проходячи між втулкою і поршнем під високим тиском, викликає розмивання циліндрової втулки і поршня за декілька ходів.

Обслуговування пневмокомпенсатора полягає в регулярній перевірці тиску початкового стиснення газу, яке повинне строго відповідати тиску, визначеному

по графіку залежно від робочого тиску, оскільки правильно встановлений тиск газу визначає робоче положення діафрагми і тим самим її довговічність, а також допустимий ступінь нерівномірності подачі і тиску, тобто не більш 12%. Наприклад, очікуваний на виході з насоса тиск 12 МПа згідно графіку, початковий тиск газу в площині пневмокомпенсатора в цьому випадку повинен бути 4,9 МПа. Одночасно по графіку можна визначити діапазон тиску, на якому насос може працювати без зміни початкового тиску газу. Для нашого прикладу цей діапазон змінюється від 10,5 до 14,5 МПа.

Обслуговування приводної частини насоса вимагає постійного відходу і регулярної зміни мастила.

При короткочасних зупинках насоса слід проводити зовнішній огляд стану рами, чавунного корпусу станини, зубчатого зачеплення, перевірку рівня мастила і його забрудненість у ваннах III, IV і затягування кріплення.

При тривалих зупинках проводять перевірку зносу бронзової втулки, накладок і направляючих крейцкопфа, а також ущільнення штока крейцкопфа і надійність затягування болтів, що кріплять конусний палець.

Знос накладок і направляючих приводить до передчасного виходу з ладу поршнів, ущільнень штоків. Допустимий знос визначається по зазору між верхньою направляючою і верхньою накладкою, який повинен бути не більше 1 мм.

Для забезпечення безперебійної роботи системи охолодження і мастила штоків необхідно стежити за чистотою бака.

Необхідно періодично проводити очищення бака через спеціальні знімні кришки, оскільки в процесі роботи насоса через ущільнення штока відбуваються певні витіки перекачуваної рідини.

Не можна допускати роботу насоса із зношеними ущільненнями штоків, оскільки це приведе до швидкого забруднення мастила. В крайніх випадках в літній період експлуатації як охолоджуюча рідина допускається використання чистої води, але вода володіє дуже низькою змащувальною здатністю.

5.2 Експлуатація та ремонт обладнання

5.2.1 Технічне обслуговування бурового насоса

Технічне обслуговування гідравлічної частини бурового насоса вимагає особливої уваги і високої кваліфікації персоналу, оскільки доцільно до високого робочого тиску і навантажень вона працює в абразивному і корозійному середовищі. Вимоги по обслуговуванню вузлів і деталей гідравлічної частини описані окремо.

Зміну циліндрової втулки 56 (рис. 5.1) проводять за наявності на внутрішній поверхні великої кількості подрятин і шорного износу по внутрішньому діаметру (більше 1,5-2 мм).

Для витягання необхідно виконати наступне:

ослабити болти 12;

відкрутити гайки 15, що кріплять кришки циліндра 14;

зняти кришку циліндра 14;

випустити телескопічний стакан 7 з ущільненнями 8, 13;

вивернути шток 45 з поршнем 9 і вийняти його з циліндрової втулки;

встановити знімач циліндрових втулок і витягнути втулку 56.

Перед установкою нової циліндрової втулки 56 (рис. 5.1) посадочні місця гідравлічної коробки 2 ретельно промити, протерти і змастити консистентним мастилом. Циліндрову втулку очистити від піску, бруду і консервувального мастила, оглянути зовнішні і внутрішні поверхні - вм'ятини, задирки на втулках не допускаються. Зачистка задирів проводиться слюсарним шляхом. Установка циліндрових втулок проводиться таким чином: на безбуртову втулку надіти комплект ущільнень 4,5 см і кільце 3 (I=70 мм) замінити на кільце 55 (I=30 мм). Завести циліндрову втулку в гідравлічну коробку і провести запресовку до упору «до». В циліндрову втулку встановити шток з поршнем, встановити в гидрокоробку 2 телескопічний стакан 7, ущільнення 8, 13 і надіти на шпильки кришки 14 з болтом 12, гайки 15, що кріплять кришку, затягнути рівномірно

5.2.1 Технічне обслуговування бурового насоса

Технічне обслуговування гідравлічної частини бурового насоса вимагає особливої уваги і високої кваліфікації персоналу, оскільки додатково до високого робочого тиску і навантажень вона працює в абразивному і корозійному середовищі. Вимоги по обслуговуванню вузлів і деталей гідравлічної частини описані окремо.

Зміну циліндрової втулки 56 (рис. 5.1) проводять за наявності на внутрішній поверхні великої кількості подряпин і значного зносу по внутрішньому діаметру (більше 1,5-2 мм).

Для витягання необхідно виконати наступне:
ослабити болти 12;

відкрутити гайки 15, що кріплять кришки циліндра 14;

вийняти кришку циліндра 14;

витягнути телескопічний стакан 7 з ущільненнями 8, 13;

первернути шток 45 з поршнем 9 і вийняти його з циліндрової втулки;

встановити знімач циліндрових втулок і витягнути втулку 56.

Перед установкою нової циліндрової втулки 56 (рис. 5.1) посадочні місця гідравлічної коробки 2 ретельно промити, протерти і змастити консистентним мастилом.

Циліндрову втулку очистити від піску, бруду і консервуючого мастила, оглянути зовнішні і внутрішні поверхні - вм'ятини, задири на втулках не допускаються.

Зачистка задирир проводиться слюсарним шляхом. Установка циліндрових втулок проводиться таким чином: на безбуртову втулку надіти комплект ущільнень 4,5 см і кільце 3 (I=70 мм) замінити на кільце 55 (I=30 мм).

Ввести циліндрову втулку в гідравлічну коробку і провести запресовку до упору «а».

В циліндрову втулку встановити шток з поршнем, встановити в гідравлічну коробку 2 телескопічний стакан 7, ущільнення 8, 13 і надіти на шпильки кришки 14 з болтом 12, гайки 15, що кріплять кришку, затягнути рівномірно болти 12.

...вість повністю і лише після цього затягнути болт 12. Після заміни втулки
 ...ти насос і по сигнальному отвору «с» перевірити надійність
 ...вання комплекту ущільнень циліндрової втулки. За наявності витікань
 ...ти болти 12 до усунення.

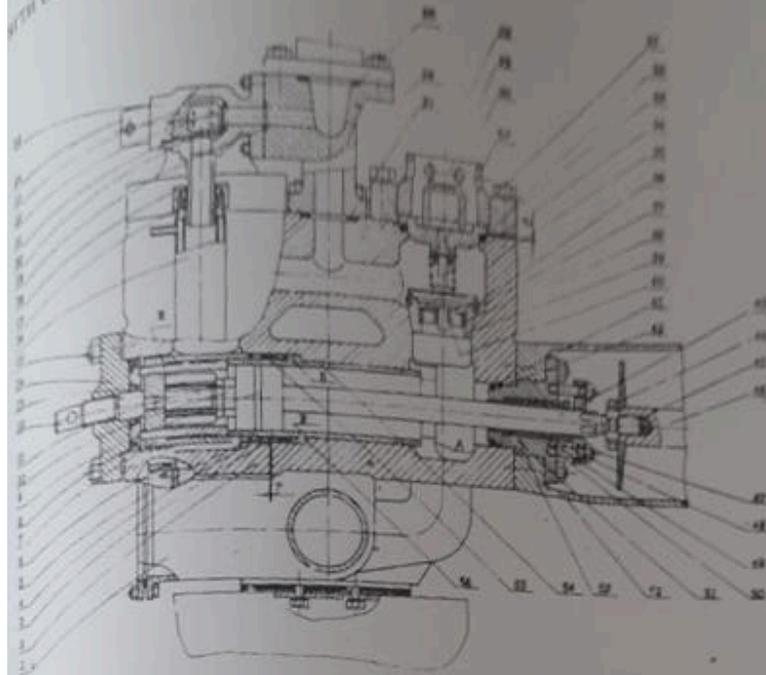


Рисунок 5.1 – Гідравлічна частина бурового насоса

Під час роботи насоса циліндрова втулка повинна знаходитися в
 ...уванні гідрокоробки без руху. Категорично забороняється робота насоса
 ...переміщенні циліндрової втулки в гідрокоробці, оскільки це приведе до
 ...шкодження опорних поверхонь.

Довговічність циліндрової втулки в першу чергу залежить від своєчасної
 ...ни зношених або пошкоджених поршнів 9 (рис. 5.1), навіть трохи
 ...законних промивальну рідину. Промивальна рідина, проходячи між втулкою
 ...поршнем 9 під високим тиском, викликає розмив циліндрової втулки і
 ...рідина за декілька ходів.

При заміні поршнів 9 особливу увагу необхідно приділяти стану

ушільнюючих кромок і чистоті конусних поверхонь (< 1:24) контакту поршня 9 і штока 45. Прилягання конічної поверхні штока з конусом поршня повинно бути суцільним по кільцю не менше 60% поверхні конуса. Конусні поверхні поршня і штока ретельно очистити від бруду і знежирити, встановити поршень на шток і запресувати на конус штока за допомогою пристосування для запресовки поршнів, запресований поршень на штоку затягнути гайками 10. Шток 45 і поршень 9 встановити у втулку 56, заздалегідь змастивши консистентним мастилом. Рекомендується в нові циліндрові втулки встановлювати нові поршні, оскільки пара втулка – поршень володіє здатністю зношуватися.

У випадку, якщо шток придатний до роботи, зношений поршень можна запресувати за допомогою пристосування для розпресовки поршнів. Під час розпресовки гайку 1 повністю скручуювати з штока не можна. Зазор «а» між гайкою 1 і поршнем повинен бути рівний 25-35 мм.

Перед установкою комплект ушільнень штока 48, 49, 50, 51 змастити мастилом. Встановити його в корпус сальника 53 в тому порядку, як показано на рис. 5.1, тобто першими встановлюються втулка 48, кільце 51, чотири манжети 50, кільце опорне 49, втулка 48. Кромки манжет 50, що самоушільнюються, повинні бути завжди повернуті у бік тиску промивальної рідини. При протяганні штока через ушільнення на різьбовий кінець, рекомендується надягати монтажний ковпачок, оберігаючи кромки ушільнювачів манжет від пошкоджень.

Ушільнення штока необхідно затягувати двома гайками М36 через фланець 43 і втулку 47 обережно до усунення просочування рідини по штоку під час його руху. Перетяжка викликає підвищений тиск на шток з боку ушільнення, внаслідок чого порушуватиметься мастило, наступить перегрів і швидкий знос штока і ушільнень. Слабке затягування дасть можливість ушільненню переміщатися в корпусі сальника 53 при зміні ходу поршня, а це викликає підвищений знос отвору корпусу сальника 53 і передчасні промивання по зовнішньому діаметру ушільнення штока. Окрім цього, буде підвищена

ушкодження можна витягнути з корпусу сальника пристосуванням для витягання ущільнення штока.

Працездатність клапанного вузла порушується в той момент, коли ущільнення 36 на сидлі 39 втрачає здатність герметизувати зазор між тарілкою клапана 34 і сидлом 39. Після цього тарілка 34 і сидло 39 можуть бути швидко замінені.

Для витягання зношених деталей вузла клапана необхідно відкрутити гвинт, щоб витягнути кришку клапана 30, пружину 57 і тарілку клапана 34. В зношене місце встановити пристосування для випресовки сидел клапанів і витягнути його за допомогою гідроз'ємника. Перед установкою нового сидла необхідно ретельно видалити з конічних поверхонь гідралічної коробки 2 і сидла 39 бруду і мастило, протерши їх досуха чистим полотном, перевірити правильність виготовлення конусних поверхонь. Тільки за наявності чистих, знежирених конічних поверхонь дозволяється провести установку нового сидла, яке повинне бути запресоване пристосуванням для запресовки сидла.

Категорично забороняється проводити запресовку сидла в гідрокоробку за наявності бруду, мастила, задирів на їх конусних поверхнях. Дрібні забоїни перед запресовкою необхідно зачистити урівень слюсарним шляхом. У разі виявлення сидел з дефектами на поверхні конуса вони повинні бути забраковані. Установка бракованих сидел не допускається, оскільки це приводить до промивання гідравлічних коробок.

Під час заміни сидла необхідно контролювати стан направляючої втулки 33. При збільшенні внутрішнього діаметра ($\varnothing 31$ до $\varnothing 33$) втулку слід замінити на нову. Під час роботи необхідно уважно стежити за гвинтами 29 всмоктуючих клапанів і при необхідності проводити їх підтяжку.

Необхідно постійно стежити за нерухомістю гідравлічних коробок 2, а при виявленні переміщень при зупинці насоса провести підтяжку кріпильних гайок гідрокоробки до станини 52.

В зимовий час при мінусових температурах всі гумові і капрітові деталі

деталі помістити в гарячу воду або в промислову рідину на 30 - 60 хвилин. Допускається підігрів деталей паром впродовж 10 - 15 хвилин.

Обслуговування пневмокомпенсатора
Пневмокомпенсатори пов'язані з регуляційною мережею газу стиснення газу, що повинні працювати відповідно тиску, визначеному по графіку залежно від робочого тиску, окрім прикладеного тиску газу визначає робоче положення діафрагми і тиск газу в камері, а також допустимий ступінь нерівномірності тиску і тиску, який не більш 12%.

Не можна допускати роботу насоса на тиску рідких, рідких або близьких до початкового тиску газу в пневмокомпенсаторі ПК-70-250, оскільки це призводить до дуже швидкого зносу гумових діафрагм. Тому під час роботи насосами і при почерговому запуску їх при відновленні циркуляції слід керуватися наступних рекомендацій. При одночасній роботі двох насосів з пневмокомпенсаторами ПК-70-250 початковий тиск газу в пневмокомпенсаторах повинен складати 60% від величини початкового тиску газу, визначеного по графіку залежно від тиску в нагнітальній лінії. Наприклад, тиск в нагнітальній лінії при роботі двох насосів 12 МПа по графіку початковий тиск складає 4,9 МПа, а для довготривалої роботи діафрагми початковий тиск повинен бути рівно 3 МПа ($4,9 \times 0,6 = 2,94$ МПа).

При тривалих зупинках, більше 8 годин, тиск газу в пневмокомпенсаторі необхідно знижувати до 0 з метою збереження працездатності гумової діафрагми. Газ випустити через вентиль.

При виході з ладу гумової діафрагми через вентиль по манометру перевірити відсутність стислого газу в корпусі і лише після цього почати розбирання. Відкрутити гайки, зняти кришку, відкрутити болт, витягнути пружинну шайбу і стабілізатор.

У випадку утруднення при витяганні зношеної діафрагми її можна порізати і витягнути по частинах. Перед установкою діафрагму слід ретельно

можливо на відсутність дефектів, наприклад таких, як тріщини і складки.

Перед установкою в корпус діафрагму скрутити так, що б її горловина була розташована всередину діафрагми, а потім скласти поволам і завести в отвір корпусу. Усередині корпусу діафрагму розпрямити і встановити. Після цього встановити всередині діафрагми стабілізатор, закріпити його пружинною шпилькою і болтом. Внутрішню порожнину діафрагми пересипати меленим графітом. Встановити кришку, затягнути її гайками повністю.

В зимовий час, перш ніж почати згортати діафрагму, її необхідно прогріти до температури $+15...+20^{\circ}\text{C}$, оскільки при мінусових температурах гума стає крихкою і може тріснути під час згортання і установки.

Приводна частина.

Обслуговування приводної частини насоса вимагає постійного нагляду і регулярної заміни мастила.

При короткочасних зупинках насоса слід проводити зовнішній огляд стану масти, чавунного корпусу станини, зубчатого зачеплення, перевірку рівня мастила і його забрудненість у ваннах і затягування кріплення.

При тривалих зупинках проводять перевірку зносу бронзової втулки, накладок і направляючих крейскопфа, а також ущільнення штока крейскопфа надійність затягування болтів, що кріплять конусний палець.

Знос накладок і направляючих приводить до передчасного виходу з ладу шпіннів, ущільнень штоків. Допустимий знос визначається по зазору між верхньою направляючою і верхньою накладкою, який повинен бути не більше $0,3\text{ мм}$.

Регулювання положення крейскопфа проводять за рахунок установки додаткових регулювальних прокладок під нижні накладки. Зазор після регулювання повинен бути в межах $0,2...0,5\text{ мм}$.

Надмірний знос бронзової втулки приводить до появи ударних навантажень. Знос бронзової втулки допустимий до утворення зазору не більше $0,3\text{ мм}$ між втулкою і пальцем крейскопфа.

Під час роботи бурового насоса слід перевіряти температуру нагріву підшипникових вузлів, пальця крейскофа і пакладок. Температура нагріву допускається не більше $+70^{\circ}\text{C}$. При нагріві цих вузлів більш $+70^{\circ}\text{C}$ насос слід зупинити, з'ясувати причину нагріву.

На заводі всі підшипникові вузли, що складаються із шарених конічних роликопідшипників, ретельно відрегульовані і забезпечують безперебійну роботу підшипників. Нормальний осьовий зазор повинен складати для шарених конічних роликопідшипників опорних і шатунних 0,1...0,2 мм. При порушенні нормальних зазорів в підшипникових вузлах з'являється глухий звук і дренчання сепараторів. В цьому випадку регулювання проводиться за допомогою зменшення товщини регульовальних прокладок.

При нагріві конічних роликопідшипників до температури більше $+70^{\circ}\text{C}$ і зотримання умов нормального змащення необхідно збільшити товщину прокладок, довівши зазор до нормальної величини.

Регулювання підшипників шатунно-кривошипного механізму повинне проводитися під наглядом технічного персоналу.

Для забезпечення безперебійної роботи системи охолодження і змащення штоків необхідно стежити за чистотою бака.

Необхідно періодично проводити очищення бака через спеціальні з'єднання кришки, оскільки в процесі роботи насоса через ущільнення штока відбуваються незначні витoki перекачуваної рідини.

Не можна допускати роботу насоса із зношеними ущільненнями штоків, оскільки це приведе до швидкого забруднення мастила. В крайніх випадках в літній період експлуатації як охолоджуюча рідина допускається використання чистої води, але вода володіє дуже низькою змащувальною здатністю.

Система мащення насоса комбінована.

Змащення зубчатої пари і підшипників великих головок шатунів виконується рідким маслом шляхом запуску зубів колеса і підшипників в масляну ванну.

Роликотідшипники корінного валу і сферичні роликотідшипники трансмісійного валу змащуються консистентним мастилом через пружинні пачотинці. Змащення їх проводиться за допомогою ручного насоса.

5.2.2 Характеристика несправностей і методи їх усунення

Таблиця 5.1

Вид несправності	Можливі причини несправності	Методи усунення несправності
1. Гідравлічна частина		
Насос при пуску в роботу не подає рідину	Закрита засувка на всмоктуючій лінії	Відкрити засувку
	Дуже велика висота всмоктування	Перевірити роботу рідинною і зменшити, якщо можливо, висоту всмоктування
Кількість рідини, що подається насосом, дуже мала і не відповідає розрахунковій виробничій	Спрацював запобіжний клапан	
	Значні підсоси повітря через нещільність всмоктуючої частини	Ретельно перевірити герметичність всіх'єднань всмоктуючої частини
Тиск падає	Підсоси повітря	Усунути підсоси повітря
	Клапани насоса несправні і пропускають рідину	Очистити клапани, перевірити густину прилягання ущільнень
		Клапани і сідла, що прийшли в непридатність замінити
	Засмічення фільтру на всмоктуючій лінії	Фільтр очистити
	Пропускають рідину зношені поршні	Замінити поршні
	В камеру штока станини пробиває промивальна рідина	Підтягти ущільнення або замінити шток, якщо він має ризики глибиною більше 2 мм
Під час роботи насоса чути стукоти в гідравлічній частині насоса, при цьому може бути:	Ослаблення посадки поршнів на штоках	Замінити ущільнення штока, якщо воно зношено
		Закріпити поршні на штоках за допомогою пристосування для напресовки поршнів

	Ослаблено ушліщення циліндрової втулки	Перевірити сайлик, що криється в циліндрову втулку
	Ослаблено ушліщення шпильки поршня з шпилькою крейшонок або шпильки крейшонок з крейшонок Сайликів або шпильки зружних клапанів, шпильки ушліщення клапанів	Зачекати сайликів / шпильки зружних клапанів
	Недостатньо ушліщення циліндрових втулок рівномірно ушліщення відносно поверхні або надмірною шпору на всьому довжині	Змастити / розкрутити сайликів поверхні. Перевірити, чи виправно розміщено сайликів на відповідній шпильці, чи не заклепананий сайлик, чи можливо підтягнути шпильку клапанів
Високий початковий тиск і відсутність масла	Промивати сайликів циліндрової втулки або поршня	Зачекати деталі, що вибиті з місця
Високий тиск через неправильний отвір «Г» (мал. 14) сайликів гідросервоклапанів	Промивати конусний поверхню сайликів клапанів	Зачекати деталі, що вибиті з місця
Високий тиск через отвори «В» (мал. 13) в корпусі сервоклапанів вище за ушліщення кришок клапанів	Порушено ушліщення циліндрової втулки	Підтягнути ушліщення або замінити сайликів
Високий тиск в циліндровій частині	Порушені ушліщення кришок клапанів	Підтягнути або замінити шпильку ушліщення кришки клапанів
Високий початковий тиск в пневмокомпенсаторі	Відсутність або недостатній початковий тиск газу в пневмокомпенсаторі. Розривши діафрагми в результаті неправильної експлуатації, наприклад, робота насоса на тиску ближчих або рівних початковому тиску газу в пневмокомпенсаторі	Усувати дротяну шпильку зачекати газ до тиску, визначеного по графіку (мал. 15). Зачекати діафрагму
Зниження початкового тиску в пневмокомпенсаторі	Різке відкриття пускової засувки, тобто раніше зниження робочого тиску до величини початкового тиску газу в пневмокомпенсаторі	Зачекати насос на робочий тиск вище наявного тиску газу в пневмокомпенсаторі і провести зупинку насоса з відкриттям засувки після зниження тиску до величини початкового тиску газу в пневмокомпенсаторі
Надмірний нагрів пальців, що направляють і штока крейшонок	Слабке надходження масла внаслідок недовліку масла у ванні або засмічення	Перевірити наявність масла у ванні, додати його до верхньої відмітки

2. Приводна частина

	масло погиршало	Масло погиршало. Очистити бак від масла та заповнити станцію, використавши крейдоконфа і чисте масло.
	Низьке вуглеводневе у вуглевод	Випустити масло з баки, замістити нове.
низька продуктивність	недостатня кількість масла	Випустити зайве масло, заповнити до потрібного рівня.
	Підвищена температура	Випустити зайве масло, заповнити до потрібного рівня.
	Перевантаження	Випустити зайве масло, заповнити до потрібного рівня.
	Знос підшипників	Випустити зайве масло, заповнити до потрібного рівня.
	Забрудненість підшипників	Промити і заправити чистим маслом.
зменшення або збільшення підсилення масла	недостатня кількість масла в баку III (макс. 1)	Перевірити рівень масла, додати масла, додати масло, прочистити фільтр.
	несправність електронасоса ПА-45	Перевірити чи правильно працює насос, збільшити напругу обертання.
	Змінений напруг обертання електронасоса ПА-45	Змінити напругу обертання електронасоса ПА-45.
	Залито масло з великою в'язкістю	Змінити на масло з меншою в'язкістю або додати дизельного палива.
	Бак заповнився глинистим розчином	Очистити бак від глинистого розчину і залити чисте масло або профільтроване масло з дизеля або мастилки високої якості.
шуми електродвигуна	Слабнула посадка шківів на валу	Болти М48x3, що кріплять шків, в піднятому стані до +120, 150 їх затягнути гайками повністю.
шуми удари в механічній частині	Слабнула кріплення конусного пальця	Підтягнути болти, що кріплять палець крейдоконфа.
	Зносилася бронзова втулка	Замінити бронзову втулку.
	Підносилися шатунні або корінні підшипники, збільшився зазор між роликом і кільцем	Відрегулювати підшипники шляхом зменшення кількості регулювальних прокладок.

8.3 Охорона праці при монтажі та експлуатації обладнання

безпеки та безпечності, виробництва вже давно стали одним із факторів, які визначають його ефективність. Саме тому при бурінні, складуванні, зборі, підготовці, транспортуванні і переробці нафти, газу і газового конденсату передбачається захлан 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 сприятимуть високовиробничій праці і усуненню причин, що породжують виробничий травматизм і професійні захворювання.

Оскільки темою даної магістерської роботи є бурове обладнання, зокрема 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 в одному місці складного обладнання, великою ймовірністю виникнення незвичайної 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 робочої обстановки на бурових підприємствах.

3.3.1 Аналіз небезпечних чинників обладнання

Науково-технічний прогрес та пов'язані з ним механізація і автоматизація, впровадження інформаційних технологій, застосування нових форм ефективних джерел енергії, привносить в сучасний процес діяльності 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 ефективності устаткування, застосуванням в його конструкції механізмів захоронень, запобіжних пристроїв, засобів сигналізації та блокування, досвідченістю 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 пожежо-небезпечних технологічних речовин.

Санітарно-гігієнічні чинники небезпеки виникають при підвищеному вмісті в повітрі робочих зон шкідливих речовин, недостатньому чи нерациональному освітленні, підвищеному рівні шуму, вібрації, незадовільних

5.3.2 Інженерні рішення і пропозиції по збільшенню безпеки експлуатації обладнання

Для забезпечення безпечної експлуатації силового Електрогенератора (ЕГ) необхідно дотримуватися вимог, та зокрема безпеки. Соціальних вимог належать безпеку роботи, зокрема управління і забезпечення нормальних умов приїду для обслуговування персоналу. Технічні вимоги повинні розглядатися як обов'язкові внаслідок того, що безпека роботи відноситься до важким і небезпечним. Конструкція ЕГ, монтаж і експлуатація повинні відповідати «Правилам безпеки в нафтовій і газовій промисловості» та вимогам ГОСТ 12.2.088-93, а також забезпечувати:

- та вибухобезпечності;
 - рівень акустичного тиску на робочих місцях при роботі ВСП-1200 не більше 85 дБ;
 - параметри вібрації на валу ЕГ не повинні перевищувати значень, зазначених у Додатках 5 і 6 ГОСТ 12.2.019-86.
- Система аварійно-попереджувальної сигналізації і захисту типу СА 30 по ГОСТ 11928-87 і забезпечує захист, який можливо відключити, шляхом зупинки за наступними параметрами:
- тиск мастила в системі мащення дизеля нижче 78 kPa ($0,8 \text{ кгс/см}^2$);
 - частота обертання колінчастого вала дизеля менше $1600 \pm 25 \text{ об/хв}$;
- Система автоматизації силового агрегата також забезпечує:
- захист, який можна відключити, при перевищенні допустимой 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 $0,4 \text{ кгс/см}^2$;
 - світлову сигналізацію при:
 - а наявності напруги живлення 24 В;

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

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

г. спрацюванні захисту при падінні тиску мастила;

д. спрацюванні захисту при збільшенні частоти обертання

швидкохідного вала дизеля;

е. забрудненості фільтроелементів мастила при різниці тисків більше 100 kPa .

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 проектувати 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

залежить від характеристики зорової роботи, тобто найменшого кутного 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 використовують лише при наближених розрахунках. Цей метод дозволяє визначити потужність кожної лампи P_{λ} , W , для створення в приміщенні нормованої освітленості.

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

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:

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

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 конвексних ліній та галерей, одностороннього 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 світловальних установок випадки розрахунку освітленості на позитивних висотах зустрічається рідко, частіше виникає необхідність розрахунку освітленості або на поверхні, перпендикулярній вісі симетрії світильника (горизонтальна освітленість), або на поверхні, паралельній їй (вертикальна освітленість). Це дає можливість спростити схему розрахунку

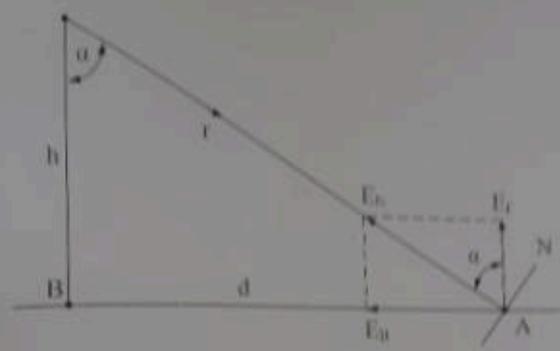


Рисунок 5.1 – Схема розрахунку

Принцип розрахунку освітленості на горизонтальній та вертикальній поверхні від світильника з круглосиметричним світлорозподіленням наглядно зображено 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_a в цьому напрямку та відстаності r джерела до точки

$$E_N = \frac{I_a}{r^2}$$

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

$$E_h = \frac{I_a}{r^2} \cdot \cos^2 \alpha$$

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

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

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

Для практичних розрахунків доцільно положення джерела світла (точка А) 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

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

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

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

$$I_\alpha = c \cdot I_\alpha.$$

$$I_\alpha = 6 \cdot 478 = 2868.$$

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

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

Φ_α – світловий потік реального джерела світла, лм.;

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

Тоді остаточною залежністю для розрахунку освітленості в точці А

$$E_r = \frac{c \cdot I_{\text{св}} \cdot \cos^3 \alpha}{h^2 \cdot k_3}$$

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

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 $\sum E_r$ від всіх світильників.

Розрахунок вважається закінченим, якщо зберігається умова $E_{\text{вир}} \geq \sum E_r$.

Практично розрахункова освітленість може відрізнитися від встановленого значення в межах $-10\% - +20\%$, 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 розподіленням 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 за малюнку

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

$$\alpha = \arctg 2,9 = 19,02$$

$$\varphi = \arctg 3,8 = 75,25$$

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

$$E_s = \frac{I_{a,s} \cdot \cos^3 \alpha}{h_s^3}$$

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

Стосовно випадку розташування світильників світними лініями (світильники з люмінесцентними лампами) широко використовують узагальнений точковий метод – метод кривих рівної відносної освітленості. Характеристикою світних ліній є лінійна густина світлового потоку ламп (Φ), який, 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 мають відносну горизонтальну освітленість ε при $h = 1$ м та $\Phi = 1000$ дм/м, що приводяться в довідниках для проектування освітлення.

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

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

відстань від проєкції вісі лінії до контрольної точки A (рисуюк. 5.2).

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

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

Після цього знаходиться густина потоку Φ , необхідна для одержання потрібної заданої освітленості E при коефіцієнті запасу K_s .

$$\Phi' = \frac{1000 \cdot 75 \cdot 1,15}{11 \cdot 4} = 19602, \text{ лм, м;}$$

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

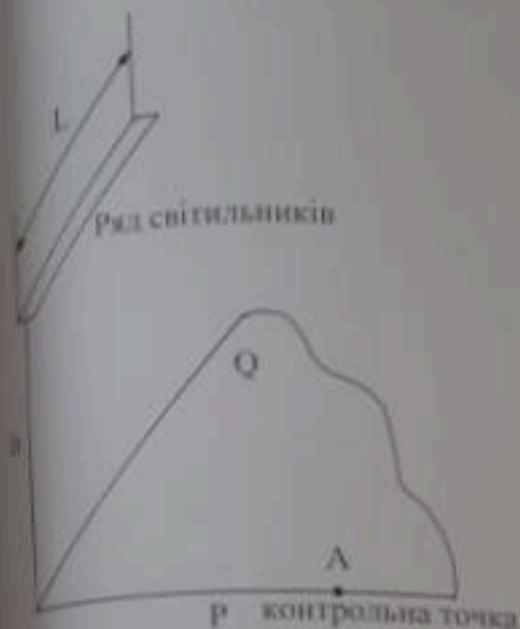


Рисунок 5.2. – До розрахунку люмінесцентного освітлення точковим методом.

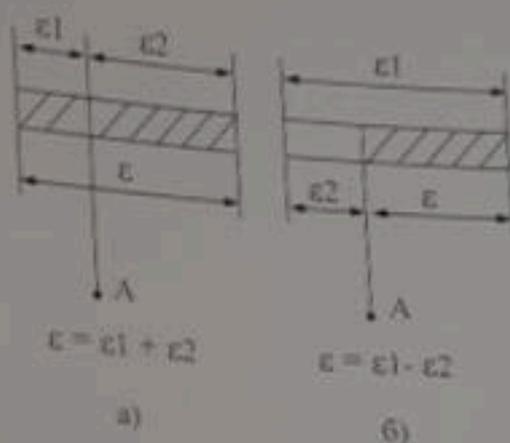


Рисунок 5.3 - Схема розрахунку для точок, що знаходяться не навпроти кінця ряду

Помноживши Φ' на довжину кожного ряду світильників l знаходиться
 який 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 пускової частини СПО, необхідно виконувати при зупинці системи.4. Перед пуском системи слід переконатися, що система не знаходиться на гальмі, 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 укріпленій 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 небезпечних. 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: - високу 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 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). Психологічні 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 спричинити 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 ураженої території, площа лісу, що вигоріла, вартість зруйнованих споруд тощо. Найбільш універсальний кількісний засіб визначення шкоди – це

Висновки

У даному розділі магістерської роботи розглянуто основний комплекс робіт з організації робіт з експлуатації бурового насоса, а також особливості проведення монтажу насосів та порядок дій під час монтажу, підготовки до запуску, вказівки заходів безпеки при експлуатації бурових насосів. Також було проведено розрахунки по чисельності складу обслуговуючого персоналу: для монтажу та експлуатації бурового насоса вистачить двох працівників.

У розділі також розроблений комплекс робіт з технічного обслуговування приводної та гідравлічної частини бурового насоса, пневмокомпенсаторів. Описано характеристика несправностей бурових насосів, їх причини та методи усунення. Проаналізовані потенційні небезпеки при монтажі, експлуатації та ремонті бурових насосів, методи і засоби для забезпечення нормальних умов їх експлуатації, дано пропозиції по забезпеченню безпеки технологічного процесу, описані заходи з пожежної безпеки.

ВИСНОВКИ

1. У розділі "Вибір та опис технологічного обладнання" за найбільшим навантаженням під час буріння свердловини глибиною 5100 м вибрана бурова установка "GARDNER DENVER", за допомогою якої будемо здійснювати технологічні операції в процесі спорудження даної свердловини. Для раціонального вибору насоса, яким буде оснащено насосний блок, досліджено матеріаломісткість бурових насосів. Проаналізувавши конструкції пневмокомпенсаторів, встановлено, що основними їх недоліками є недостатня надійність розділюючої діафрагми, зумовлена тим, що при її циклічних складних деформаціях (згин, розтяг, стиск), які виникають під дією пульсацій тисків в газовій і гідравлічній порожнинах, в деформованих перерізах діафрагми в результаті багатократного сухого тертя гуми по гумі, відбувається зношування, яке усугубляють підвищення температури внаслідок цього тертя і багаточислові деформації в зоні тертя. Всі ці фактори викликають швидке руйнування гуми.

2. В розділі "Опис технічної пропозиції" обґрунтована доцільність та економічна ефективність введення запропонованих технічних рішень з модернізації бурового насоса, запропоновано вдосконалення конструкції пневмокомпенсатора, обґрунтовано технічну доцільність. Суть технічного рішення з модернізації пневмокомпенсатора полягає в тому, що порівняно з аналогом, він містить пелюстки, установлені радіально під диском, диск перфорований наскрізними отворами, а газова порожнина корпусу частково заповнена захисною рідиною для запобігання розтріскуванню і старінню гуми. Як захисну рідину використано незамерзаючий розчин, що містить піноутворюючі галогеновмісні компоненти, насичені хлором, бромом або йодом. За рахунок даного технічного рішення довговічність роботи модернізованих пневмокомпенсаторів збільшиться в 3..4 рази. З ефектом збільшення довговічності діафрагми, застосування піноутворюючої речовини в пневмокомпенсаторі є ще й індикатором для виявлення дефектів в

модернізації останнього. За результатами економічних розрахунків видно, що сумарний економічний ефект від впровадження модернізованого пневмокомпенсатора бурового насоса складає 295070 грн., що вказує на економічну доцільність модернізації.

3. В розділі "Дослідно-конструкторська робота" описані основні параметри роботи запропонованого технічного рішення, які вимагають проведення науково-дослідних робіт, описана конструкція лабораторної установки для дослідження модернізованого бурового насоса із вдосконаленим пневмокомпенсатором. Порівняння розрахункових даних з експериментальними показує задовільні співпадення, що підтверджує можливість ефективного використання розробленого в магістерській роботі модернізованого бурового насоса у буровій установці.

4. Проведені розрахунки в розділі "Розрахунки працездатності" підтверджують ефективність технічного рішення з модернізації пневмокомпенсатора бурового насоса, т. як отримані коефіцієнти запасу міцності більші допустимих.

5. В розділі "Монтаж і експлуатація обладнання" розглянуто основний комплекс робіт з організації робіт з експлуатації бурового насоса, а також необхідності проведення монтажу насосів та порядок дій під час монтажу: підготовку обладнання до запуску, вказівки заходів безпеки при експлуатації бурових насосів. Також було проведено розрахунки по чисельності складу обслуговуючого персоналу: для монтажу та експлуатації бурового насоса достатньо двох працівників. У розділі також розроблений комплекс робіт з технічного обслуговування приводної та гідравлічної частин бурового насоса, пневмокомпенсатора. Описано характеристика несправностей бурових насосів, їх причини та методи усунення. Проаналізовані потенційні небезпеки при монтажі, експлуатації та ремонті бурових насосів, методи і засоби для забезпечення нормальних умов їх експлуатації, дано пропозиції по забезпеченню безпеки технологічного процесу, описані заходи з пожежної безпеки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Калжанин Р.А. Атлас деталей машин: Навч. посібник для вищ. навч. закл. / Р.А. Калжанин. - Львів: СЛІТ, 1996. - 134 с.
2. Бодрий Ж. І. Охорона праці: Навчальний посібник. Львів: ГІТМОФ, 1997. 258 с.
3. Бойко В. С. Довідник з нафтогазової справи / Бойко В.С., Косарук Р.М., Косарук Р.С. - Львів: Світ, 1996. - 620 с.
4. Бойко В. С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ / Бойко В.С. - Львів: Міжнародна економічна фундація, 2008. - 488 с.
5. Бойчук Ю. Д. Шульга М. В. Основи екології та екологічного права. Навч. посіб. Університетська книга - Суми-Київ, 2005. - 235 с.
6. Вольченко О.І. Курс лекцій з деталей машин та тестові завдання / О.І. Вольченко, В.С. Ловейкін, Д.Ю. Журавльов, В.Я. Малик - Івано-Франківськ: Видав. Прикарпатського університету ім. Василя Стефаника, 2011. - 246 с.
7. Войтенко В.С. Технологія і техніка буріння: узагальнююча навчальна книга. - Львів: Центр Європи, 2012. - 708 с.
8. Гандзюк М.П. Основи охорони праці - Київ: Основа, 2000. - 318 с.
9. Горбійчук М. І., Семенов Г. Н. Оптимізації процесу буріння скважинних свердловин. Івано-Франківськ: Факел, 2003. 493 с.
10. ДНАОП 0.00-1.32-01. Електрообладнання спеціальних установок.
11. ДСанПін 3.3.2.007-98. Норми опромінення при виконанні робіт.
12. ДБН В. 1.1.-7-2002. Державні будівельні норми України. Захист від пожежі. Пожежна безпека об'єктів будівництва - К.: - 2002.
13. Деталі машин. Методичні вказівки до самостійної роботи. Розділ «Механічні передачі» для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. / Стаценко В.С. - Житомир: ЖДТУ, 2008. - 82 с.
14. Економіка підприємства: Навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. / Я. С. Витвицький, У. Я. Витвицька, М. О. Данилюк, А. О. Устенко, І. І. Циглик. За ред. Я.С.Витвицького - Івано-Франківськ: ІМЕ, 2002. - 318 с.

28. Мислюк М. А., Рибичен І. А., Яремійчук Р. С. Буріння свердловин : у 5 т. Київ : Інтерпрес ЛТД, 2002. Т. 2 : Промислова свердловинна буріння доліт. 303 с.
29. Мислюк М.А. Буріння свердловин: довідник : у 5 т. / М.А. Мислюк, Р.С. Яремійчук. – Київ: Інтерпрес ЛТД, 2002. Т. 3: Виробництво та експлуатація буріння. – 2004. – 294 с.
30. Мочернюк Д. Ю. Моделювання фізичних процесів на основі диференціальних рівнянь. *Нафтова і газова промисловість*. 2001. №3. С. 12 – 14.
31. НПАО 1.1-21.1-20-08. Правила безпеки в нафтогазовидобувній промисловості України.
32. Овчаров Б.З. Розрахунки і проектування деталей машин / Б.З. Овчаров, А.В. Міняйло, Д.І. Мазоренко, Д.М. Тищенко – Харків: ХНТУСТ, 2008. – 315 с.
33. Організація і планування операційної діяльності нафтогазових підприємств: Навч. посіб. / Я. С. Витвицький, І. В. Андрийчук, О. І. Лещок, Я. Витвицька, В. М. Чарковський. За ред. М. О. Данилюк. – Івано-Франківськ, 2009. – 364 с.
34. Основи цивільного захисту: навчальний посібник / В. О. Васійчук, В. С. Гавчарук, С. І. Качан та ін. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2010. – 36 с.
35. Охорона праці в нафтогазовій галузі: навч. Посіб. / За редакцією Г. М. Лещога. Івано-Франківськ : Симфонія форте, 2015. 304 с.
36. Покропивний С.Ф. Економіка виробництва. - К:КНЕУ, 2001. - 23 с., іл.
37. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В.Т. Павлице. – К.: Вищ. шк., 2003. – 560 с.
38. Павловський М.А. Теоретична механіка. / М.А. Павловський – К.: Техніка, 2002. – 512 с.

39. Перелік потенційно небезпечних об'єктів Полтавської області, які реєстровані у Державному реєстрі потенційно небезпечних об'єктів. Електронний доступ: <http://sfd.archives.gov.ua/user-files/Poltava.pdf>.
40. Писаренко Г.С. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, С.С. Уманський – К.: Вища школа, 2004. – 655 с.
41. Пістун І.П. Охорона праці (Законодавство. Організація роботи): навчальний посібник / Пістун І. П., Березовецька О. Г., Трунова І. О. – Львів: Видавництво «Львівська друкарня плюс», 2010. – 648 с.
42. Проектування бурового і нафтогазопромислового обладнання: навчальний посібник / В.С. Білецький, В.Г. Вітрик, А.М. Матвієнко та ін. // Полтава, ПолтНТУ, 2015. – 196 с.
43. Райковська Г.О. Деталі машин. Курсове проектування: навч.-метод. посібник / Г.О. Райковська, В.Д. Головня. – Житомир: ЖДТУ, 2016. – 126 с.
44. Світлицький В.М. Машини та обладнання для видобування нафти і газу: Довідковий посібник. В.М. Світлицький, С.В. Кривуля, А.М. Матвієнко, В.І. Коцаба – Харків. – КП «Міська друкарня», 2014. – 352 с.
45. Типовий проект безпечної організації вишкомонтажних робіт при монтажі, демонтажі бурової установки. Загальні вимоги. Чернігів, 2002. 30 с.
46. Устюгов І.І. Деталі машин / І.І. Устюгов – К.: Вища школа, 1984. – 400 с.