Міністерство освіти і науки України

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Інститут інженерної механіки

Кафедра нафтогазових машин та обладнання

Ярощук Богдан Романович
(прізвище, ім'я, по-батькові)

УДК 622

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

Дослідження конструкції бурового насоса 3NB-1600

(назва роботи)

Обладнання нафтових і газових промислів
(назва освітньої програми)
185 – «Нафтогазова інженерія та технології»
(шифр і назва спеціальності)

_____
(підпис, ініціали та прізвище здобувача освітнього рівня)

Науковий керівник
Михайлюк В.В. канд. техн. наук, доцент
(прізвище, ім'я, по-батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Допущено до захисту
Завідувач кафедри

доцент _____ Я. Т. Федорович
(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Рецензент
професор _____ Романишин Л.І.
(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Івано-Франківськ – 2025 рік

З М І С Т

Вступ 5
1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО БУРОВІ НАСОСИ 7
1.1 Загальні відомості про насоси 7
1.2 Аналіз конструкцій бурових насосів 9
2 КЛАСИФІКАЦІЯ БУРОВИХ НАСОСІВ 23
3 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ БУРОВОГО НАСОСА 3NB-1600 29
3.1 Загальні відомості про насос 3NB-1600 29
3.2 Технічні характеристики насоса 3NB-1300F/1600F 30
3.3 Конструкція основних деталей 31
3.4 Монтаж насосу 3NB-1300F/1600F 35
3.5. Підготовчі робота силового блоку 39
3.6 Насос обмивання штоків 41
3.7 Монтаж основних вузлів гідравлічного блоку 42
3.8 Складання та розбирання основних вузлів силового блоку 46
3.9 Монтаж головних вузлів силового блока 47
3.10 Мащення бурового насоса 51
4 ІНЖЕНЕРНІ РОЗРАХУНКИ 56
4.1 Розрахунок штока насоса 56
4.2 Розрахунок циліндрової втулки насоса 59
5. МОНТАЖ, ПУСК НАСОСА ТА КОНТРОЛЬ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, КОНСЕРВАЦІЯ 63
5.1 Монтаж 63
5.2 Пуск насоса 63
5.3 Контроль насоса під час експлуатації 65
5.4 Обслуговування та догляд за насосом 65
5.5 Можливі дефекти та метод ліквідації 69
5.6 Консервація 70
Висновки 71

ВСТУП

Актуальність роботи.

Нафтогазова промисловість України відіграє ключову роль у розвитку національної економіки, особливо в умовах дефіциту енергетичних ресурсів. Основні обсяги нерозвіданих ресурсів зосереджені на глибинах 5000–7000 м. Значні глибини та складні геологічні умови, зумовлені високим пластовим тиском, істотно ускладнюють буріння та видобуток. Проблему посилює нестача високоміцних бурильних труб, устьової арматури та спеціалізованого обладнання для роботи в умовах надвисоких тисків.

Якість буріння визначається низкою техніко-економічних чинників, однак підвищення його ефективності можливе насамперед за такими напрямами:

– спрощення та оптимізація конструкції свердловин;

– збільшення проходки на долото та підвищення механічної швидкості буріння;

– розширення номенклатури та покращення якості матеріалів і інструментів;

– підвищення рівня механізації та автоматизації бурових процесів;

– удосконалення організації робіт, зменшення непродуктивних витрат часу, матеріалів і праці.

Вирішальним чинником, що впливає на показники буріння, є рівень розвитку бурової техніки, зокрема її продуктивність, довговічність, зручність монтажу та транспортування. Бурові насоси працюють у середовищі з високим вмістом абразивних частинок і під дією значних тисків, що висуває підвищені вимоги до їх конструкції, експлуатації та технічного обслуговування.

Сьогодні широкого застосування набувають бурові насоси трипоршневі односторонньої дії. Також використання старих конструкцій насосів (НБТ-

600) є обмеженим. Натомість застосовуються бурові насоси китайського виробництва, конструкцію, особливості принципу дії необхідно детально вивчати з метою їх ефективної експлуатації.

Мета і завдання дослідження.

Метою роботи висвітлення питань будови, монтажу і технічного обслуговування бурового насоса 3NB-1600

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- проаналізувати конструкції моделей бурових насосів на прикладі НБТ-600;

- проаналізувати літературні джерела стосовно класифікації бурових насосів;

- висвітлити особливості будови та технічного обслуговування бурового насоса 3NB-1600.

Об’єкт досліджень. Дослідження конструкції, монтаж і функціонування бурового насоса 3NB-1600.

Предмет дослідження: конструктивні особливості бурового насоса та особливості монтажу.

Практична цінність підвищення ефективності експлуатації бурового насоса 3NB-1600.

Методи дослідження. Використано статистичні методи обробки інформації, аналіз і синтез науково-технічної літератури, порівняльний метод, метод технічного аналізу, метод узагальнення та класифікації.

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО БУРОВІ НАСОСИ

1.1 Загальні відомості про насоси

Буровий насос (англ. Slush (mud) pump) – гідравлічна машина для нагнітання промивної рідини в бурову свердловину з метою очищення вибою і стовбура від вибуреної породи та винесення її зі свердловини, охолодження і змащення долота, створення гідромоніторного ефекту при бурінні струминними долотами, приведення в дію вибійних гідравлічних двигунів [1].

Найбільш поширені двопоршневі насоси двосторонньої дії, на зміну яким останнім часом приходять трипоршневі насоси односторонньої дії.

Бурові насоси призначені для [1, 2]:

– нагнітання в свердловину промивної рідини з метою очищення вибою і стовбура 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.

Усі поршневі насоси мають приводну і гідравлічну частини. Приводна частина складається з шківа, трансмісійного вала, пари зубчастих коліс, корінного вала з кривошипами чи ексцентриками, двох шатунів і двох крейцкопфів.

Подача насоса змінюється за допомогою змінних циліндрових втулок або зміною числа ходів насоса. Пульсації тиску, викликані нерівномірною швидкістю поршнів, знижуються до практично прийнятного рівня за допомогою пневматичних компенсаторів.

У бурових насосних агрегатах використовуються переважно електродвигуни і дизелі, обертання яких передається трансмісійному валу насоса клинопасовою чи ланцюговою передачею.

Для геолого-розвідувального буріння застосовуються бурові насоси корисною потужністю 0,63; 4,1; 7,8; 16,0; 33,1; 52,3 кВт.

Для геофізичного структурно-пошукового і геолого-розвідувального – 32,50, 80, 125 кВт.

Для глибокого експлуатаційного і геолого-розвідувального буріння на нафту і газ – 190, 235, 300, 375, 475, 600, 750, 950, 1180 кВт.

Робочі органи Б.н. мають підвищену стійкість до дії частинок абразиву, нафти, хімічних реактивів і ін.

Виходячи з призначення до умов експлуатації, до бурових насосів висувають такі основні вимоги:

- подача насосу повинна бути регульованою в межах, що забезпечують ефективну промивання свердловини;

- потужність насоса повинна бути достатньою для промивання свердловини і приводу забійних гідравлічних двигунів;

- швидкість промивної рідини на виході з насоса повинна бути рівномірним для усунення інерційних навантажень і пульсацій тиску, що викликають ускладнення у бурінні, додаткові енергетичні витрати і утомні руйнування;

- насоси повинні бути пристосовані для роботи з абразиво- і маловмісними корозійно-активними промивними розчинами різної щільності;

- вузли і деталі, які контактують з розчином для промивання, повинні володіти достатньою довговічністю і бути пристосованими до зручної та швидкої заміни при виході з ладу;

- великогабаритні вузли і деталі повинні бути обладнані пристроями для надійного захоплення і переміщення при ремонті і технічному обслуговуванні;

- вузли і деталі привідної частини повинні бути захищені від розчину для промивання і доступні для огляду і технічного обслуговування;

- насоси повинні бути пристосовані до транспортування в зібраному вигляді на далекі й близькі відстані і переміщення волоком в межах бурової;

- конструкція насосів повинна допускати праве і ліве розташування двигунів насосного агрегату;

- надійність і довговічність насосів повинні поєднуватися з їх економічністю і безпекою експлуатації [2, 3].

1.2 Аналіз конструкцій бурових насосів

У сучасних умовах для обертового буріння з перервною циркуляцією промивальної рідини застосовуються привідні поршневі насоси різних типів. Найбільш поширеними є двопоршневі насоси двосторонньої дії та трипоршневі насоси односторонньої дії, які ефективно використовуються на бурових установках різних конструкцій. Попри складнішу будову порівняно з прямодіючими паровими насосами та більшу нерівномірність подачі, вони відзначаються вищою економічністю [4, 5].

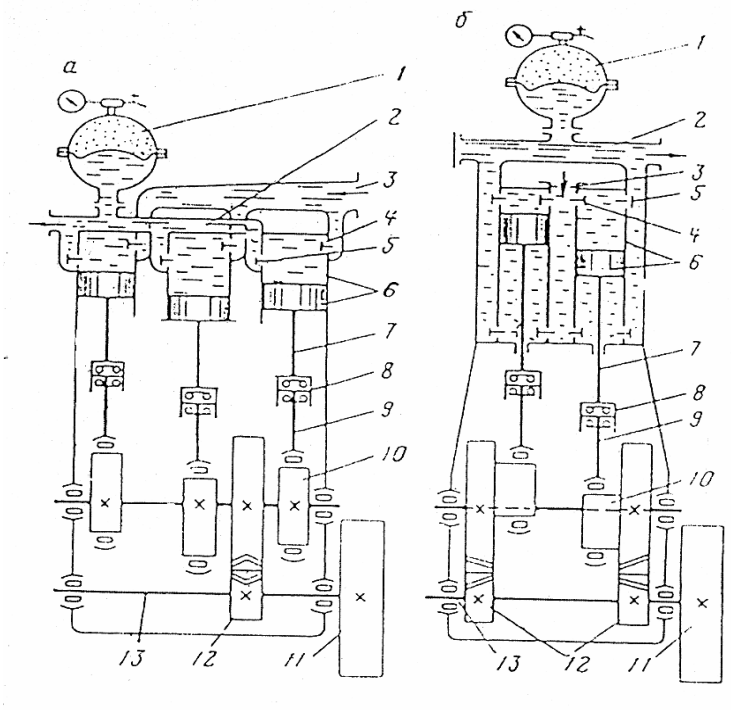
Багатопоршневі насоси не набули широкого застосування через складність експлуатації, значну кількість швидкозношуваних деталей і потребу у частій їх заміні, що вимагає додаткових витрат часу та ресурсів.

Суттєва пульсація миттєвої подачі зумовлена перетворенням обертального руху у зворотно-поступальний за допомогою кривошипно-шатунного механізму. Для зменшення негативного впливу цих коливань насоси комплектуються компенсаторами, які амортизують пульсації.

Оцінка ефективності різних конструктивних схем насосів повинна базуватися на таких критеріях, як простота конструкції, технологічність виготовлення, кількість швидкозношуваних деталей, надійність роботи, маса обладнання та коефіцієнт корисної дії.

Нині в буровій практиці застосовуються переважно двопоршневі насоси двосторонньої дії та трипоршневі насоси односторонньої дії. Для

трипоршневих агрегатів характерна частота подвійних ходів у межах 35–180 за хвилину при довжині ходу до 0,3 м, тоді як для двопоршневих – 35–90 ходів за хвилину з довжиною ходу до 0,5 м. Діаметр циліндрових втулок у таких насосах становить 120–200 мм [4, 5].



а– трипоршневий насос односторонньої дії; б – двопоршневий насос двосторонньої дії; 1 – компенсатор; 2 – колектор вхідний; 3 – колектор вихідний; 4 – клапан усмоктувальний; 5 – клапан нагнітальний: 6 – циліндро – поршнева група; 7– штокпоршня; 8 – повзун; 9 – шатун; 10 – вал корінний; 11– шків; 12 – редуктор; 13–вал трансмісійний.

Рисунок 1.1 – Принципові схеми бурових насосів

Тривалість експлуатації основних деталей насоса становить: для поршнів – 100–200 годин, штоків – 150–220 годин, циліндрових втулок – 200–300 годин, а клапанів – 300–400 годин. Важливе значення мають як зносостійкість цих елементів, так і зручність їх заміни.

Трипоршневі насоси односторонньої дії зазвичай виконуються за єдиною схемою (рис. 1.1, а). Найбільш поширеним варіантом

двопоршневих насосів двосторонньої дії є конструкція з трансмісійним валом на двох опорах (рис. 1.1, б). Крім того, застосовуються модифікації з трансмісійним валом на чотирьох опорах та різними варіантами виконання корінних валів.

Для визначення переваг і недоліків насосів складаються таблиці, у яких наведено кількість швидкозношуваних деталей (табл. 1.1). На основі цих даних приймається рішення щодо вибору оптимальної конструктивної схеми насоса [4, 5].

Таблиця 1.1 - Число швидкозношуваних деталей гідравлічної частини бурових насосів різних типів

п/п	Деталі	Двосторонньої дії		Односторонньої дії		Послідовної дії
		Кількість поршнів, шт				
		3	2	6	3	2
1	Втулки циліндрів	3	2	6	3	2
2	Манжети поршня	6	4	6	3	4
3	Штоки	3	2	0	0	2
4	Клапани	12	8	12	6	6
5	Сальники штоків	3	2	0	0	2

Аналіз таблиць показує, що найбільш вигідними характеристиками відзначаються трипоршневі насоси односторонньої дії. У порівнянні з двопоршневими насосами двосторонньої дії вони забезпечують майже удвічі рівномірнішу подачу та мають кращий баланс за кількістю змінних швидкозношуваних деталей. Завдяки меншій масі поршнів і втулок їх заміна виконується швидше й простіше, що підвищує зручність експлуатації. Крім того, зменшена у 1,5–2 рази маса всього агрегата покращує його транспортабельність і монтажоздатність.

Таблиця 1.2 – Порівняльна характеристика бурових поршневих насосів з різними структурними схемами

№ п/п	Показники	Дво - поршневі	Три - поршневі	Шести - Поршневі	Дво - поршневі послідовної дії	
		Двосторонньої дії		Односторонньої дії		
		Кут зміщення кривошипів, град.				
		90	120	120	60	120
1	Кількість камер нагнітання	4	6	3	6	4
2	Коливання подачі, % Вище середнього Нижче середнього Повна амплітуда	 24 21-32 45-56	 5-7 9-22 14-29	 5-12 9-16 14-28	 6 9 15	 22 25 47
3	Питома маса, кг/к ВТ	25-28	20-22	10-15	13-15	24-26

Давніше в Україні використовуються наступні насоси :

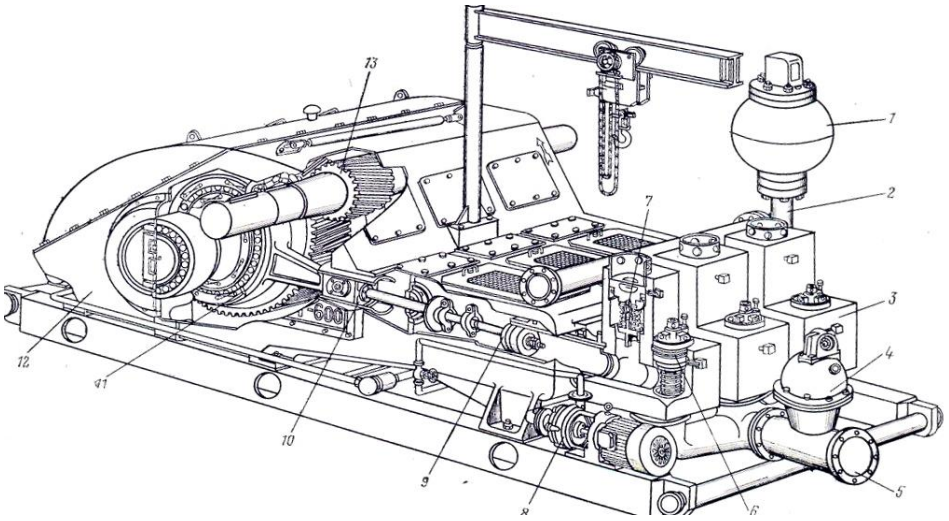
- двоциліндрові двосторонньої дії: 9Т, 10Т, 11Т, 12МГР, 13МГР, У8-3, У8-4, У8-6, У8-6-МА2 (УНБ-600), У8-7-МА-2 (УНБ-750), УНБ-860, УНБ-960.

- трициліндрові односторонньої дії: НБТ-600, УНБТ-960, УНБ-1118, WH -770, УНБТ-1118, УНЕ-1260, ДГ-3845.

Конструктивні особливості та принцип роботи насоса НБТ-600

Бурові насоси складаються з двох основних вузлів – гідравлічного та трансмісійного, змонтованих на спільній рамі. Хоча конструктивні рішення таких насосів можуть відрізнятися, окремі елементи виконуються за уніфікованими принципами. Так, у трипоршневому насосі трансмісійна частина відрізняється від двопоршневого тим, що корінний вал обладнаний

трьома ексцентриками або кривошипами, тоді як у двопоршневому – лише двома.



а– загальний вигляд; 1– компенсатора; 2– вихідний колектор; 3– гідравлічна коробка; 4 – компенсатор всмоктуючий; 5 – колектор вхідний; 6, 7 – клапани всмоктуючий і нагнітальний; 8 – насос змащувальний; 9 – поршень з штоком; 10 – повзун; 11 – вал корінний з шатунами; 12 – станина; 13 – трансмісійний вал.

Рисунок 1.2 – Трипоршневий насос односторонньої дії НБТ–600

Як трипоршневі, так і двопоршневі бурові насоси мають подібні схеми трансмісій та монтуються на рамах, що забезпечують їх транспортування. На рис. 1.2 зображено трипоршневий насос односторонньої дії з литою станиною. У клапанній коробці розташовані всмоктувальні та нагнітальні клапани, а гідравлічний блок кріпиться до станини приводної частини за допомогою шпильок. Кожен клапан обладнаний кришкою, що дозволяє здійснювати його огляд і заміну [4, 5].

У трипоршневих насосах односторонньої дії клапани можуть встановлюватися лише перед циліндрами, оскільки бічне розташування клапанів середнього циліндра призвело б до збільшення ширини насоса.

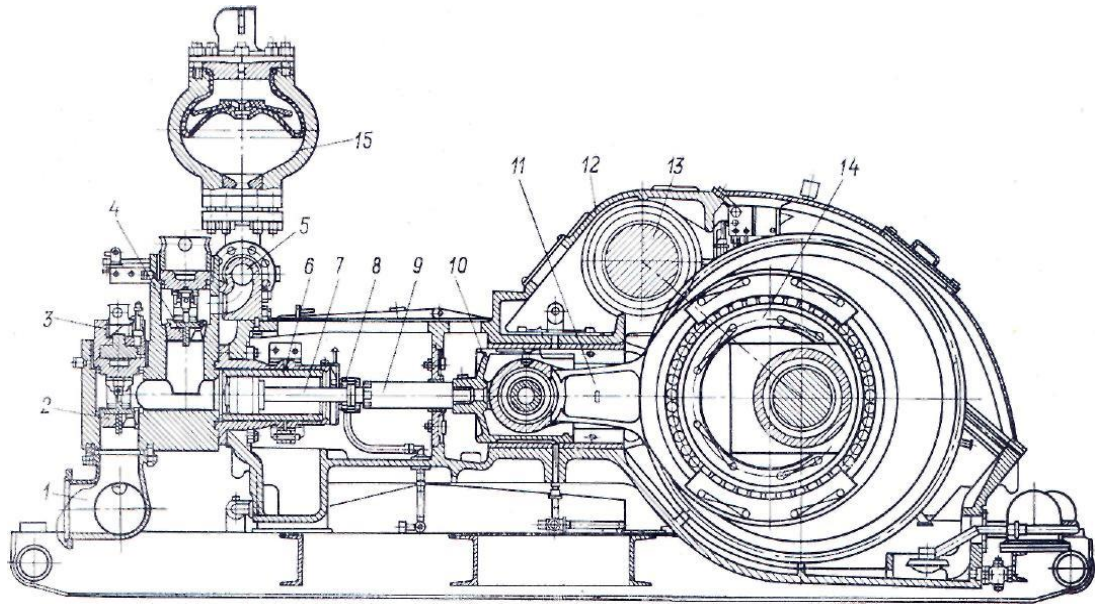
При цьому ширина станини визначається виключно параметрами трансмісійної частини.

Принцип роботи насоса такий: обертання від двигуна через трансмісію передається корінному валу з кривошипами, на яких закріплені шатуни, з'єднані з повзунами. Поршень здійснює рух у циліндрі, де в нижній частині розташований всмоктувальний, а у верхній – нагнітальний клапан. При русі поршня вправо буровий розчин надходить із всмоктувального колектора в нагнітальну камеру через всмоктувальний клапан, а при русі вліво – витісняється через нагнітальний клапан у напірний колектор, на якому встановлено шаровий діафрагмовий компенсатор [4, 5].

Робочими органами бурових насосів здебільшого є поршні. Найбільш поширеними залишаються двопоршневі насоси двосторонньої дії, однак останнім часом їх поступово замінюють трипоршневі насоси односторонньої дії. У двосторонніх насосах рідина переміщується як у поршневій, так і у штоковій порожнинах, що забезпечує два цикли всмоктування та нагнітання за один подвійний хід поршня. В односторонніх насосах робочий процес відбувається лише в поршневій порожнині, і за один подвійний хід здійснюється один цикл всмоктування та нагнітання [4, 5].

У конструкції бурових насосів застосовуються самодіючі пружинні клапани тарілчастого типу, при цьому всмоктувальні та нагнітальні клапани є взаємозамінними. Поршні розташовуються паралельно в горизонтальній площині з одного боку від приводу насоса. Ведуча ланка, що забезпечує рух поршнів, може виконуватися у вигляді ексцентрикового, кривошипного, пальчикового або колінчастого вала. Прямодіючі насоси, де ведуча ланка здійснює зворотно-поступальний рух, у сучасних вітчизняних бурових установках не застосовуються.

Обертання ведучого вала здійснюється від трансмісійного вала насоса через циліндричну зубчасту передачу. Переміщення промивальної рідини відбувається за одноступінчастою та однопотоковою схемою – через спільну приймальну лінію та єдиний відвід. Регулювання подачі насоса здійснюється шляхом заміни циліндрових втулок або зміною кількості ходів поршня.



1– всмоктуючий колектор; 2– всмоктуючий клапан; 3 – кришка клапанної коробки; 4 – нагнітальний клапан; 5 – нагнітальний колектор; 6 – циліндрова втулка; 7 – шток; 8 – швидкознімний хомут;
9 – контршток; 10 – повзун; 11 – шатун; 12 – станина насоса; 13 – трансмісійний вал; 14 – корінний вал; 15 – компенсатор.

Рисунок 1.3 – Буровий поршневий насос односторонньої дії

Пульсації тиску, що виникають через нерівномірність руху поршнів, знижуються до допустимого рівня за допомогою пневматичних компенсаторів. У складі бурових насосних агрегатів найчастіше застосовуються електродвигуни та дизельні приводи, обертання яких

передається трансмісійному валу насоса через клинопасову або ланцюгову передачу [4, 5].

Поршневі насоси односторонньої дії відрізняються підвищеною частотою та зменшеною довжиною ходу поршнів, що забезпечує менші габарити та масу порівняно з двопоршневими насосами двосторонньої дії. До їхніх переваг належать відсутність ущільнень штока, зменшення необхідного ступеня редукції зубчастої передачі, скорочення кількості клапанів і манжет поршня. Трипоршневі насоси односторонньої дії відрізняються від двопоршневих аналогів конструктивним виконанням окремих вузлів і деталей [4-6].

Трансмісійна частина бурового насоса виконує функцію перетворення обертального руху трансмісійного вала у зворотно-поступальний рух поршнів, а також знижує частоту обертання корінного вала. Вона монтується у литій або зварній станині та включає корінний вал із зубчастим колесом, трансмісійний вал із шестернею та шківом (або зірочкою), шатуни, повзуни та проміжні штоки [4, 5].

У трипоршневому насосі корінний вал складається з трьох частин, з’єднаних зварюванням, і встановлений у корпусі на дворядних конічних роликопідшипниках. Шатуни змонтовані на дворядних сферичних роликопідшипниках, що забезпечує їх самоустановку у випадку перекосу осей пальця головки шатуна та корінного вала. Ексцентрики з шатунами розташовані симетрично відносно осей циліндрів.

Станина є основним, найбільш складним і дорогим елементом насоса. Вона являє собою металевий коробчастий корпус, у якому розміщуються всі механізми трансмісійної частини. До станини за допомогою шпильок кріпиться гідравлічний блок насоса [4, 5].

Виготовляють станины литими зі сталі марки 35Л або високоміцних чавунів, а також зварними – із сталевого листа та профільного прокату. Порівняно зі сталевими литими чи чавунними, зварні сталеві станини

мають перевагу: за однакової міцності вони відрізняються меншою товщиною стінок і зниженою масою.

Внутрішня порожнина станини повинна бути герметично закритою та сполучатися з атмосферою через фільтр, розташований у сапуні у верхній частині корпусу. Приводна частина відділяється від гідравлічної сальником проміжного штока, встановленим у роздільній стінці корпусу [4-6].

Для відведення тепла в корпусі насоса передбачають масляну ванну, об’єм якої визначається потужністю агрегата (0,3–0,4 л/кВт). Станина обладнана покажчиком рівня, заправною горловиною, зливним отвором, трубкою для відведення масла, а також змійовиком, що забезпечує охолодження мастила влітку та його підігрів у зимових умовах.

Зубчаста передача використовується для зниження частоти обертання трансмісійного вала та передачі крутного моменту корінному валу. Оскільки двигуни, що приводять бурові насоси, зазвичай працюють із частотою 700–1500 об/хв, між ними та корінним валом встановлюють редукторні передачі, які зменшують оберти у 5–20 разів. Таке зниження зазвичай реалізують у дві або три ступені: перша (клинопасова або, при великих потужностях, багаторядна ланцюгова) має передавальне відношення 2–3,5; друга, розташована безпосередньо в насосі, з’єднує трансмісійний і корінний вали та виконується у вигляді циліндричних косозубих (з кутом нахилу 6–10°) або шевронних коліс із евольвентним чи новіковським зачепленням [4, 5].

Для косозубих передач застосовують підшипники, що сприймають осьові навантаження. У шевронних і прямозубих передачах осьові зусилля не виникають, проте один із валів повинен мати можливість вільного осьового переміщення. Зубчасті вінці виготовляють із легованих хромонікелевих сталей (40ХН, 38ХМ), а шестерні – зі сталей 40ХН,

38ХН3МФА та інших, із поверхневим гартуванням зубців ТВЧ до твердості 54–57 HRC [4, 5].

Трансмісійний вал потужних насосів зазвичай має дво-, рідше чотириопорну конструкцію. На ньому встановлюють один або два приводні шківи. При одному шківі підшипник протилежного кінця практично не навантажується. Більшість насосів мають односторонній напрям обертання корінного вала, що позначається стрілкою на корпусі. У випадку довгих трансмісійних валів їх іноді монтують на трьох-чотирьох опорах для зменшення прогинів, що потребує високої точності виготовлення станини.

Шестерня та вал можуть бути виконані як єдина кована деталь або як окремі елементи, з’єднані з натягом і шпонками.

Кривошипно-шатунний механізм є одним із найбільш відповідальних вузлів насоса. Він повинен бути міцним, довговічним, простим у виготовленні та зручним у складанні й розбиранні в заводських умовах, а також настільки надійним, щоб не потребувати ремонту в польових умовах. До його складу входять корінний вал із зубчастим колесом, шатуни, повзуни та штоки повзунів.

Корінний вал може бути кованим (колінчастим або кривошипним) чи литим (ексцентриковим або пальцьовим). У сучасних потужних насосах колінчасті вали не застосовуються. У трипоршневих насосах кривошипи розташовуються під кутом 120° один до одного. На їхніх шийках встановлюють головки шатунів на здвоєних конічних або сферичних роликопідшипниках. Корпус вала виготовляють зі сталі 35Л або високоміцних легованих чавунів із добавками нікелю, хрому, ванадію тощо.

Через ударні навантаження підшипники кочення монтують із попереднім натягом. У опорах застосовують дворядні конічні, сферичні, голчасті та циліндричні підшипники. Їхній ресурс становить не менше 10

000 годин, що відповідає $(3–4)\cdot10^7$ обертів корінного та $(12–20)\cdot10^6$ обертів трансмісійного валів у насосах двосторонньої дії, і вдвічі більше – для насосів односторонньої дії [4, 5].

Шатуни виготовляють кованими або литими зі сталей марок 30 чи 40, із цільною або роз'ємною головкою. Для зменшення маси та забезпечення жорсткості тіло шатуна виконують двотаврового або круглого перерізу.

Повзуни застосовуються для спрямування штока поршня та зняття тангенціальних зусиль кривошипа. Для цього використовують проміжні елементи – повзуни та їхні штоки. Співвідношення довжини повзуна до діаметра становить 0,9–1,2. Для захисту напрямних у станині встановлюють накладки. Робочий зазор між ними має бути 0,2–0,5 мм, точність прилягання – до 0,08 мм, а зазор між підшипниками ковзання та пальцем – 0,05–0,1 мм.

У передній частині корпусу повзуна передбачено різьбовий отвір для кріплення штока, який далі з'єднується з поршневим штоком різьбленням або хомутами. Усі різьбові з'єднання фіксуються контргайками для запобігання самовідгвинчуванню [4, 5].

У гідравлічній частині насоса енергія від трансмісії через штоки та поршні передається рідині, переміщуючи її з вхідної лінії у вихідну. Конструктивні рішення гідравлічної частини можуть відрізнятися залежно від розташування та виконання клапанних, поршневих і циліндрово-втулкових вузлів.

Перевагою насосів односторонньої дії є те, що поршень контактує з буровим розчином лише з одного боку. Це дозволяє під час нагнітання промивати дзеркало циліндра, видаляючи абразивні частинки, а також охолоджувати й змащувати його. При зносі ущільнення рідина не перетікає між камерами, як у насосах двосторонньої дії, а витікає назовні, що спрощує діагностику. Відсутність другої камери зі штоком усуває

потребу в сальниках і зменшує знос. Шток поршня працює лише на стиск, що значно спрощує конструкцію [4, 5].

До теперішнього часу випускалися трипоршневі насоси з гідравлічними коробками трьох типів. Найбільш вдалою вважається конструкція з різновисоким ступінчастим розташуванням всмоктувальних і нагнітальних клапанів та роздільними кришками, що забезпечують незалежне встановлення й демонтаж клапанів, а також зручне виймання циліндрової втулки у бік трансмісійної частини.

Гідравлічна коробка може бути виготовлена із сталі литої, кованої або зварної з окремих елементів. Перевага такої коробки - простота виготовлення, невелика маса при великому тиску насоса.

Циліндрова втулка бурових насосів є однією з найважливіших змінних деталей, що визначає працездатність агрегата. Для кожного насоса передбачено комплект втулок із різними внутрішніми діаметрами, що дозволяє регулювати подачу ступінчастим способом. У насосах із нерегульованим приводом для цього застосовують втулки чотирьох, п’яти або більше проміжних розмірів.

У крайніх положеннях поршень не повинен доходити до торців втулки на 20–25 мм, що гарантує його правильне розташування всередині втулки навіть при можливих зсувах, пов’язаних із підтяжкою чи заміною ущільнень.

Зовнішня поверхня втулки може бути гладкою або з наполегливим буртом, який запобігає осьовим переміщенням. У двосторонніх насосах фіксація здійснюється коронкою з боку штока, а в односторонніх – різними спеціальними пристроями. Розташування бурта залежить від конструктивного виконання [4, 5].

Для підвищення зносостійкості внутрішню поверхню втулки шліфують і хонінгують до шорсткості 0,25. Поверхнева твердість повинна

бути високою: раніше втулки виготовляли з цементованих сталей (15, 12ХПЗ, 12ХН2 та ін.) із твердістю 50–60 HRC.

Кріплення та ущільнення втулки в гідравлічній коробці мають забезпечувати:

– надійну фіксацію без осьових зсувів;

герметичність посадки, що виключає протікання розчину між втулкою та корпусом;

– збереження герметичності при багаторазовій заміні втулок;

– можливість сигналізації про появу витоків.

Складність вузла полягає в необхідності одночасного ущільнення та кріплення двох елементів – кришки циліндра і самої втулки. В односторонніх насосах притискне зусилля діє на торець втулки, що контактує з розточуванням гідравлічної коробки, а ущільнювальний елемент розташовують з боку рідини.

Ущільнення здійснюється гумо-металевими кільцями різних конструкцій. Найчастіше застосовують натискні ущільнення, що складаються зі сталевого дренажного кільця та двох гумових кілець, які стискаються буртом втулки. Недоліком є поступове розхитування при зворотно-поступальному русі поршня, що потребує регулярної підтяжки.

Кришки циліндрів у насосах малої потужності виготовляють кованими або литими зі сталі, а у потужних – збірними з кількох деталей для полегшення монтажу, демонтажу та захисту коробки від зносу. Такі кришки можуть складатися з диска, притиснутого втулкою з різьбовим з’єднанням, або з кільцевої кришки [4, 5].

Поршень бурового насоса виконує функцію ущільнення, забезпечує довговічність роботи та можливість швидкої заміни при зносі чи зміні діаметра втулки. Він складається зі сталевого сердечника та однієї або двох гумових манжет (знімних або привулканізованих).

Попередній натяг створюється завдяки збільшенню діаметра ущільнювальної «губи» манжети на 2–3 мм відносно внутрішнього діаметра втулки. Це забезпечує самоущільнення: під дією тиску рідини гума щільніше притискається до робочої поверхні втулки. Конічна частина «губи» має довжину 25–27 мм при загальній довжині поршня 135–150 мм.

Поршень насоса односторонньої дії має опорну частину з гумотканинного матеріалу з підкладкою з поліуретану або гуми. Така конструкція забезпечує високу зносостійкість манжети та спрощує її заміну під час ремонту. Внутрішнє ущільнення здійснюється за рахунок стискання торця манжети шайбою. Іноді з боку штока поршень додатково обладнується манжетою, яка виконує функцію очищення циліндра [4, 5].

Шток бурового насоса, що з’єднує повзун із поршнем, передає потужність від приводної частини до гідравлічної. У насосах двосторонньої дії він ущільнюється сальником у гідравлічній коробці, де працює під дією високого тиску та абразивних частинок, що призводить до інтенсивного зношування як самого штока, так і сальника. У роздільній перегородці гідравлічної частини насосів обох типів (одно- і двосторонньої дії) встановлюють сальник для ущільнення штока повзуна. Це запобігає проникненню бурового розчину в картер трансмісійної частини та витіканню мастила. У цьому вузлі сальник працює без перепаду тиску.

У насосах односторонньої дії штоки виготовляють із середньовуглецевих сталей без додаткового зміцнення поверхні, оскільки вони не контактують із сальником і не піддаються його зносу [4, 5].

2 КЛАСИФІКАЦІЯ БУРОВИХ НАСОСІВ

Різноманітні умови буріння потребують застосування поршневих бурових насосів різних конструкцій та принципів дії. Їх класифікацію здійснюють за такими критеріями [6–8]:

– за типом виштовхувача: поршневі або плунжерні;

– за розташуванням циліндрів: горизонтальні, вертикальні, кутові;

– за принципом роботи: односторонньої чи двосторонньої дії;

– за схемою гідравлічного блоку: з прямоточним або непрямоточним гідроблоком;

– за способом регулювання подачі: нерегульовані, зі ступінчастим регулюванням (заміна циліндрових втулок, зміна частоти ходів поршня, довжини ходу виштовхувача), безступінчастим (зміна частоти ходів або довжини ходу виштовхувача);

– за типом приводу: електродвигуни, двигуни внутрішнього згоряння, гідроприводи;

– за кількістю виштовхувачів;

– за швидкохідністю;

– за створюваним тиском і діаметрами поршнів.

Бурові насоси експлуатуються в широкому діапазоні кліматичних умов при температурах від 223 до 323 К, а тривалість їх безперервної роботи становить від 30 хв до 100 год [9]. У процесі роботи можливі короткочасні перевантаження, спричинені руйнуванням стінок свердловини, засміченням промивних каналів долота, підвищенням густини та в’язкості бурового розчину [10, 11]. Сучасні насоси досягають потужності 1500 кВт і більше, забезпечують тиск нагнітання до 40 МПа та подачу близько 0,08 м³/с.

Нині найбільш поширеними є дво- та трипоршневі насоси з горизонтальним розташуванням осей циліндрів, оскільки вони найкраще відповідають вимогам бурової технології, здатні перекачувати забруднені

розчини, мають кращі умови всмоктування та простіші в обслуговуванні порівняно з вертикальними чи кутовими [10].

Аналіз [12–14] свідчить, що для буріння глибоких свердловин доцільніше застосовувати трипоршневі насоси односторонньої дії, оскільки:

– вони забезпечують більшу подачу розчину за одиницю часу, мають вищу потужність і створюють більший тиск, що особливо важливо при зростанні глибини буріння;

– схема «триплекс» у порівнянні з «дуплекс» характеризується меншою металомісткістю (маса зменшена на 30–40%), меншою кількістю та масою швидкозношуваних деталей, що полегшує обслуговування, скорочує час на заміну, транспортування та монтаж [12];

– зменшена маса здешевлює транспортування;

– механічний ККД двопоршневих насосів становить 0,82–0,83, об’ємний – 0,9, тоді як у трипоршневих механічний ККД сягає 0,9, а об’ємний при роботі з підпірним насосом – 0,97–0,99;

– нерівномірність подачі у трипоршневих зменшена більш ніж удвічі, а коливання тиску – у п’ять разів, що дозволило підвищити швидкохідність і зменшити розміри та масу пневмокомпенсаторів;

– при потужності до 140 кВт вони можуть працювати без пневмокомпенсаторів;

– передбачена можливість охолодження робочої поверхні втулки в зоні контакту з поршнем;

– реалізована схема гідравлічної коробки «клапан над клапаном», що зменшує шкідливий об’єм і підвищує коефіцієнт подачі, а отже й ККД;

– вони більш швидкохідні та використовують клапани меншого діаметра.

Трипоршневі насоси працюють у комплекті з підпірними відцентровими насосами, які забезпечують [12]: підвищення коефіцієнта

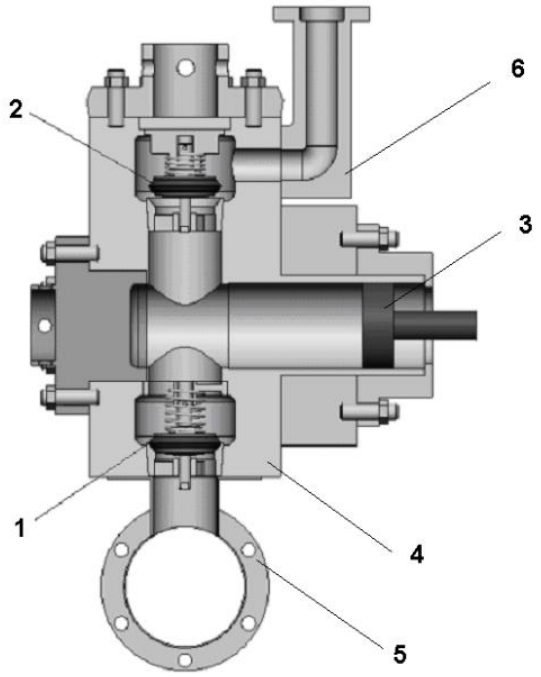
наповнення при зростанні частоти ходів поршня; збільшення гідравлічної потужності та тиску нагнітання; зменшення вібрацій у вхідних трубопроводах; зниження зношування деталей; рівномірніше подавання розчину; можливість перекачування рідин із газовими домішками.

Сьогодні трипоршневі бурові насоси випускають численні компанії, серед яких: Bethlehem Supply Company (США), Cardwell mfg. Co. Inc (США), Snyder (США), SALJ of America (США), «National» (США), «Gardner-Denver» (США), «Oilwell» (США), «Armco-National» (США), «Continental-Emsco» (США), «Wirth» (Німеччина), «Ideco-Dresser» (США), «Supply-Division» (США), «Wilson» (США), «Skytop Brewster» (США), «OPI Pump» (США), «Industriaiexport-import» (Румунія) [13, 15, 19, 20]. Основні параметри насосів: потужність N (кВт), максимальна подача Q ($м^3/с$), максимальний тиск нагнітання P (МПа), частота ходів поршня n ($хв^{-1}$), коефіцієнт подачі ηо та загальний ККД.

Взаємозамінність стандартних змінних деталей (клапанів, поршнів, штоків) у зарубіжних насосах забезпечується відповідністю приєднувальних розмірів стандартам API.

Незалежно від виробника, принципова конструктивна схема механічної частини трипоршневих насосів односторонньої дії залишається практично однаковою. Відмінності стосуються переважно гідравлічної частини, що дозволяє умовно поділити насоси «триплекс» на три типи:

1) конструкція з прямоточною гідравлічною частиною, де клапани розташовані один над одним уздовж спільної осі (рис. 1).



1 – вхідний клапан; 2 – вихідний клапан; 3 – поршень; 4 – гідравлічна коробка; 5 – вхідний трубопровід; 6 – вихідний трубопровід

Рисунок 1 – Конструкція прямоточної гідравлічної частини насоса “триплекс” (тип 1)

2) L-подібна конструкція гідравлічної частини з установкою всмоктувального клапана по осі руху поршня (рис. 2).

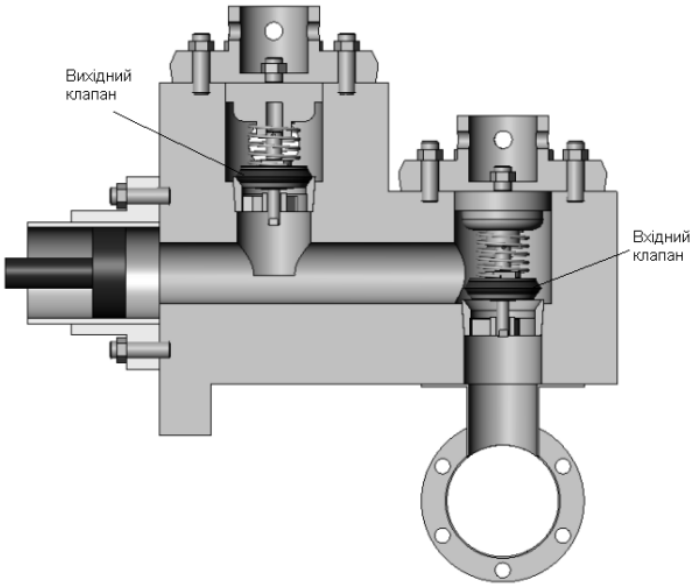


Рисунок 2 – Конструкція L-подібної гідравлічної частини насоса “триплекс” із розміщенням вхідного клапана на осі руху поршня (тип 2)

3) L-подібна конструкція гідравлічної частини з установкою всмоктувального клапана нижче осі ходу поршня (рис. 3).

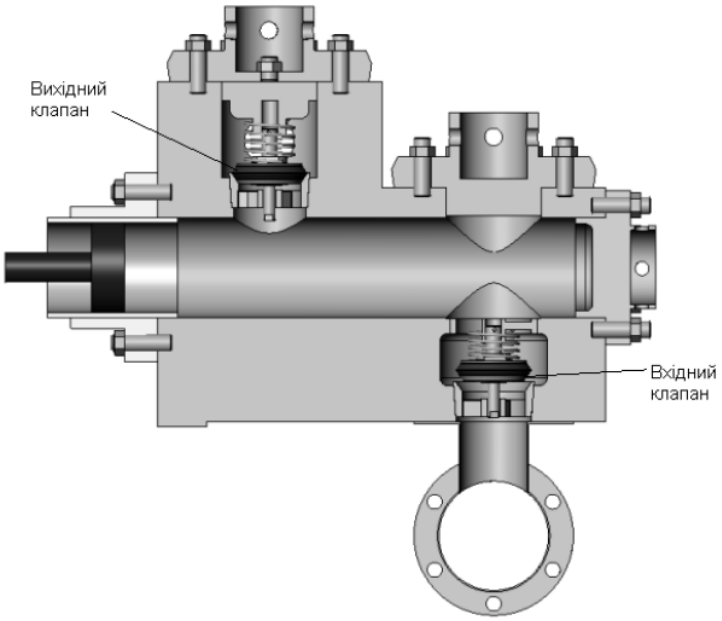


Рисунок 3 - Конструкція L-подібної гідравлічної частини насоса “триплекс” з розміщенням вхідного клапана нижче осі руху поршня (тип 3)

Кожна з конструктивних схем має власні переваги та недоліки, тому вибір типу гідравлічної частини виробники здійснюють, виходячи з конкретних завдань і потреб споживачів. Для умов руху бурового розчину в гідравлічній частині насоса найбільш ефективною вважається конструкція типу 1, оскільки потік рідини спрямовується шляхом найменшого гідравлічного опору. Така схема відзначається високою ремонтопридатністю циліндро-поршневої пари та мінімальним шкідливим об’ємом гідравлічної частини. Водночас її недоліком є ускладнений доступ до всмоктувального клапана під час заміни [12].

Для полегшення обслуговування клапанного вузла застосовують насоси з гідравлічними частинами типу 2. Проте така конструкція, забезпечуючи зручніший доступ до вхідного клапана, супроводжується збільшенням гідравлічних втрат і ускладнює заміну циліндрових втулок

та поршнів, які доводиться демонтувати у напрямку до механічної частини.

З метою забезпечення можливості демонтажу циліндрових втулок і поршнів у напрямку «вперед» виробники випускають насоси з гідравлічними частинами, де вхідний клапанний вузол розташований нижче осі руху поршня (тип 3). Така схема покращує ремонтопридатність, однак призводить до збільшення габаритів конструкції та вважається менш технологічною у виготовленні [12].

Основні варіанти конструктивних схем гідравлічних частин бурових насосів різних виробників наведено в, а з доповненнями – у табл. 1.

Таблиця 1 – Конструктивні схеми гідравлічних частин

Фірма-виробник	Тип гідравлічної частини	Напрямок заміни	
		поршня	циліндрової втулки
“National” (США)	3	назад	назад
“Gardner-Denver” (США)	1	вперед	вперед, назад
“Oilwell” (США)	3	назад	назад
“Continental-Emsco” (США)	1	вперед	вперед
“Wirth” (Німеччина)	3	вперед, назад	назад
“Ideco-Dresser” (США)	1	вперед, назад	назад
“Skytop Brewster” (США)	1	вперед	вперед
“OPI Pump” (США)	3	назад	назад
“Industrial export-import” (Румунія)	1	вперед	вперед

На сучасному етапі проєктування бурових насосів вироблено компромісне рішення: у випадку L-подібної гідравлічної частини з розташуванням вхідного клапана нижче осі руху поршня його демонтаж здійснюється у напрямку «вперед», тоді як циліндрова втулка знімається у бік «назад».

Таким чином, під час вибору типу гідравлічної частини бурового насоса необхідно враховувати такі параметри: продуктивність (подачу), коефіцієнт корисної дії, рівень ремонтопридатності, надійність та довговічність швидкозношуваних елементів.

3 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ БУРОВОГО НАСОСА 3NB-1600

3.1 Загальні відомості про насос 3NB-1600

Буровий насос 3NB-1300F/1600F є агрегатом одинарної дії, конструктивно поділеним на два основні вузли – силовий та гідравлічний блоки. Його відрізняють сучасна конструкція, компактність, висока надійність у роботі, зручність обслуговування та добра взаємозамінність деталей. Швидкозношувані елементи (підшипники, ущільнювачі) та технічні характеристики відповідають насосам серії F.

Силовий блок включає корпус, шків, ексцентриковий вал, хрестовину та інші деталі. До складу гідравлічного блоку входять циліндр, клапанний вузол, втулка, поршень, вхідний і вихідний трубопроводи тощо. Для запобігання перевищенню номінального тиску на виході встановлено відсікаючий запобіжний клапан. Насос комплектується підпірним насосом, що забезпечує стабільну подачу промивальної рідини при великих витратах.

У силовому блоці застосовується примусова розбризкувальна система змащування шестерень, підшипників і крейцкопфа, що створює оптимальні умови роботи. Окремий насос зрошення забезпечує змащування, очищення та охолодження втулок циліндра й поршня водою. Для зручності експлуатації передбачено комплект інструментів для складання та розбирання.

За умови належного технічного догляду буровий насос 3NB-1300F/1600F є надійним обладнанням, здатним забезпечити високу продуктивність і значний економічний ефект.

3.2 Технічні характеристики насоса 3NB-1300F/1600F

№ з/п	Тип	3NB-1300F	3NB-1600F
1	Тип	Горизонтального виконання	
2	Номінальна вхідна потужність	960kW（1300hp）	1180kW（1600hp）
3	Номінальна кількість ходів	120 шт/хв（120SPM）	
4	Хід×макс діаметр втулки	305×180mm(12″×7.0867″)	
5	Вид шестерні	шевронна зубчаста	
6	Передатне відношення шестерні	4.206:1	
7	Мастило	примусова та розбризкувальна мастильна система	
8	З'єднувальний вхід	12″ Фланець	
9	З'єднувальний вихід	51/ ″ Фланець 5000#API	
10	Діаметр маленького шківа та подовжуюча, довжина	215.9×337mm(81/ ″×131/ ″	
11	Клапана	API 7	
12	Габаритний розмір (довжина × ширина×висота)	4426×3260×2004mm 1741/ ″×1283/ ″×787/ ″	
13	Ширина×довжина основи	1880×4426mm(74″×174)1/ ″）	
14	Вага насосу	24532kg/54084Ib	24715kg/54487Ib

3.3 Конструкція основних деталей

Буровий насос 3NB-1300F/1600F складається з двох частин, силового блоку та гідравлічного блоку. Силовий блок забезпечує гідравлічний блок приводною силою. Гідравлічний блок передає механічну енергію у внутрішню енергію транспортування розчину. Каркас, основа, гідроциліндр, вхідний трубопривід і вихідний трубопривод з'єднують і складають цілісний моноблок високої жорсткості та компактної конструкції (рис. 3.1)

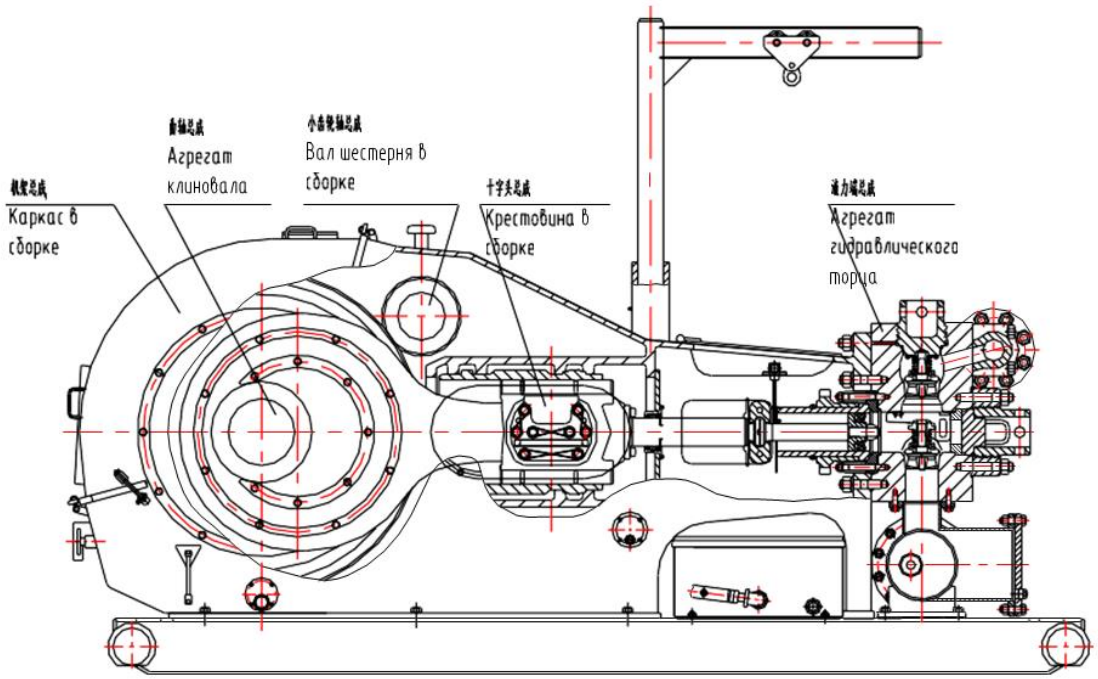


Рисунок 3.1 – Конструкція насоса 3NB-1300F/1600F

Силовий блок. Силовий блокскладається з каркасу у зборі, малого шківа у зборі, ексцентрикового валу у зборі, крейцкопфа у зборці.

1 Каркас у зборі. Каркас у зборі насоса 3NB-1300F/1600F є основою бурового насоса, складається з каркасу та відповідних деталей. Інші деталі встановлюються на каркас у зборі. Каркас складається із зварного сталевого листа, має високу, жорсткість, міцність. Усередині каркаса встановлена масляна ванна та система масляного трубопроводу для змащування та охолодження.

2 Малий шків у зборі. Вал малого зубчастого шевронного колеса, виготовлений із сплаву кованої сталі. У шийці валу встановлено внутрішнє кільце без бурта, роликові підшипники валу 1 ряду, вони є досить зручними у демонтажі, перевірці та ремонті. Два виступаючі кінці валу, в будь-який кінець, дозволяють монтувати ремінний шків для приводу насоса.

3 Ексцентриковий вал у зборі. На кривошипному валі роздільно розташовуються великі зубчасті кільця, стрижень шатуна, підшипник і ін. Шевронні великі зубчасті кільця і маленькі зубчасті кільця з'єднані зубами, внутрішнім отвором і диск кривошипного валу маркованими гайками. Великий кінець стрижня шатуна через однорядний роликовий підшипник і малий кінець колонки окремо монтується в трьох місцях, що знаходяться від центру колінного валу. Малий кінець стрижня шатуна через роликовий підшипник довгого кільця колонки монтується на крейцкопф. Шийки головного валу у двох кінцях встановлюються в отвори опори підшипника за допомогою стакана підшипника, встановленого на зовнішньому колі підшипника.

4 Крейцкопф у зборі. Крейцкопф та середній стрижень шатуна фіксують пальцем і з'єднують болтом, щоб забезпечити хрестовину та середній стрижень шатуна на одній осі. З'єднувальний болт закручують по регламентному моменту та фіксують від відгвинчування дротом.

Середину крейцкопфа з'єднують штифтом з хрестоподібного кінця і шатуна. Для зручного складання та розбирання застосовується конусна посадка на хрестовині та штифті з хрестоподібним кінцем.

Гідравлічний блок. Гідравлічний блок складається з трьох взаємозамінних циліндрів та укомплектований впускними та випускними клапанами. Під циліндрами встановлений впускний трубопровід, над циліндром встановлений випускний трубопровід, на якому передбачено двосторонній вихід.

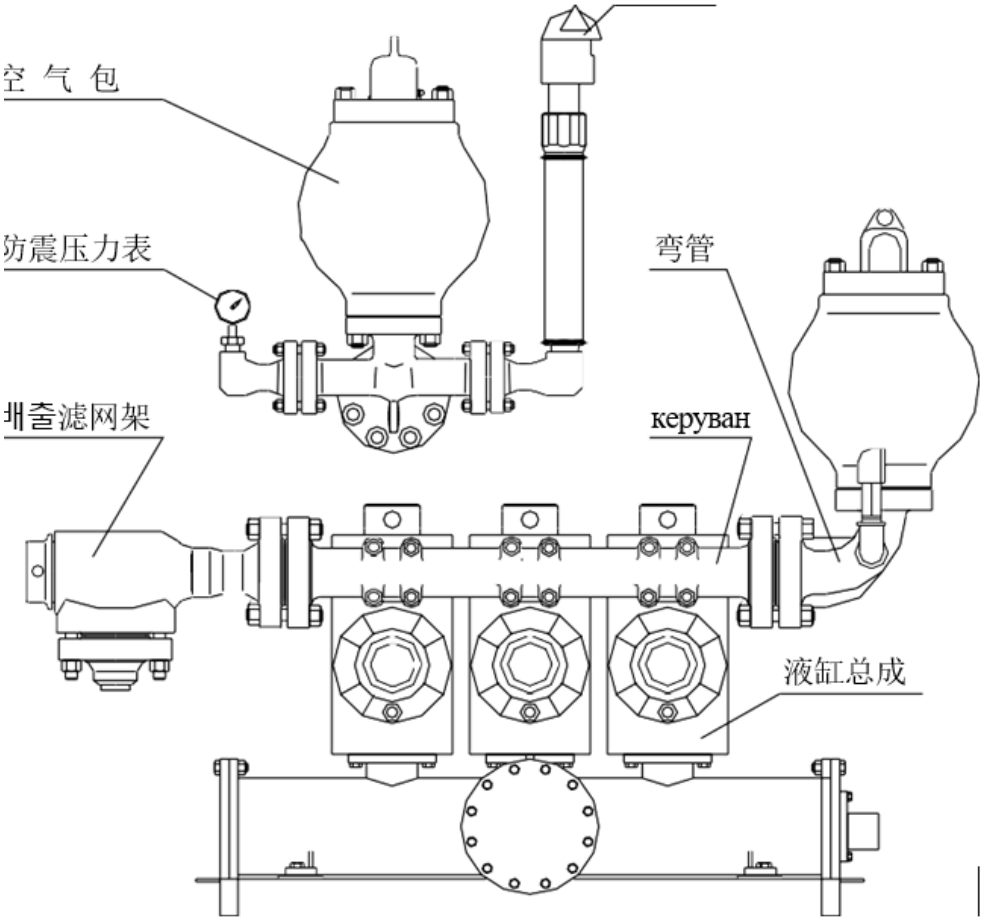


Рисунок 3.2 – Конструкція випускного маніфольду

Впускну фільтраційну сітку в зборі можна встановити на будь-якому кінці, а на іншому кінці встановити випускну криву трубу. Можна встановити пневмокомпенсатор, запобіжний клапан та буферний манометр на випускній трубі у зборі (рис. 3.2).

1 Циліндр виготовлено з кованої легованої сталі. Швидкість руху рідини однакова на всіх циліндрах, і відповідно рідина, що визодиить із кожного циліндра не впливає на клапанний вузол. Габарит порожнини клапана відповідає стандарту API.

Втулка, поршень, хомут штока та насос застосовують біметалеву втулку. Внутрішній кожух біметалевої втулки виготовляють із зносостійкого чавуну твердістю HRC 60-65, вона є зносостійкою та антикорозійною. Має низьку шорсткість поверхні. Внутрішній діаметр біметалічної втулки та поршня від

130 до 180 мм. При різному робочому режимі насоса необхідно вибрати відповідну втулку та поршень.

Поршень складається з манжети, затискної плити, пружини та головки поршня. Поршень і шток з'єднують, ущільнюють кільцем ущільнювача, встановлюють замкову гайку з натискним кільцем. Кріплення цієї гайки уникає послаблення гайки, і відіграє роль ущільнення.

Шток поршня і середній стрижень шатуна з'єднують через шток хомутом, фіксують через з'єднання, щоб забезпечити шток поршня і середній стрижень шатуна на одній осі.

2 Флаанець кришки циліндра, кришка циліндра, заглушка кришки циліндра. Фланець кришки циліндра з'єднує з циліндром через шпилькові з'єднання, з'єднують із кришкою циліндра через різьбу, кріплять заглушку кришки циліндра.

3 Клапан у зборі. Впускний клапан та випускний клапан є взаємозамінними. Конусність сідла становить 1:6, габарити відповідно до API 7.

Впускний та випускний пневмокомпенсатор.

1 Впускний пневмокомпенсатор встановлюється на торці впускного трубопроводу, щоб компенсувати вхідну пульсацію та підвищувати об'ємну ефективність.

2 Випускний пневмокомпенсатор встановлюється на випускному трубопроводі (рис. 3.2), складається з корпусу, балонета, кришки, кожуха манометра і т.д.

У пневмокомпенсатор заправляють азот або повітря, не дозволяється заправляти киснем і воднем.

Максимальний тиск пневмокомпенсатора – не більше 4,5 МРа, після дозаправки повітрям повинен спрацювати запобіжний клапан.

3 Запобіжний клапан. Встановлено зрізні запобіжні клапани на торці вихідного трубопроводу (рис. 3.2). При перевищенні тиску насоса робочому

тиску зрізуючий запобіжний клапан швидко випускатиме повітря для збереження обладнання. На корпусі клапана відмічено робочий тиск на кожне технологічне навантаження, при регулюванні тиску вставлений зрізний штифт у відповідний отвір за вказаним тиском.

Насос обмиву штоків. Насос обмиву штоків у зборі складається з насоса, ємності, сопла тощо. При роботі насос охолоджує та змащує втулку та поршень, подовжує термін обслуговування втулки та поршня. Насос обмиву штоків є відцентровим насосом.

3.4 Монтаж насосу 3NB-1300F/1600F

Насос 3NBF серії вироблений Компанією ХунХуа, змонтований, випробуваний під навантаженням. Перед використання насоса необхідно вживати наступних заходів для перевірки, обслуговування та ремонту. Для запобігання виникненню аварії під час обслуговування та перевірки необхідно вимкнути обладнання та встановити всі захисні пристрої двигуна та трансмісії у надійне положення.

Установка насоса. Фундамент насоса 3NBF серії відповідає належному монтажу, але необхідно знати, що конструкція квадратного каркаса силового блоку має високу стійкість до згинання, але його жорсткість на кручення трохи гірша. Тому опора фундаменту насосного агрегату обов'язково має бути горизонтальною, і повинна мати достатню жорсткість, щоб витримати вагу насосного агрегату і силу, що виникла в процесі роботи.

Монтаж землі. При наземному монтажі насоса потрібно підкладати не менше 8 пластин (76×305мм) під основою насоса (рис. 3.3). Опора під пластинами має бути ширшою за основу насоса на 300 мм або більше. На вологому та болотному ґрунті потрібна більш надійна опора під основу.

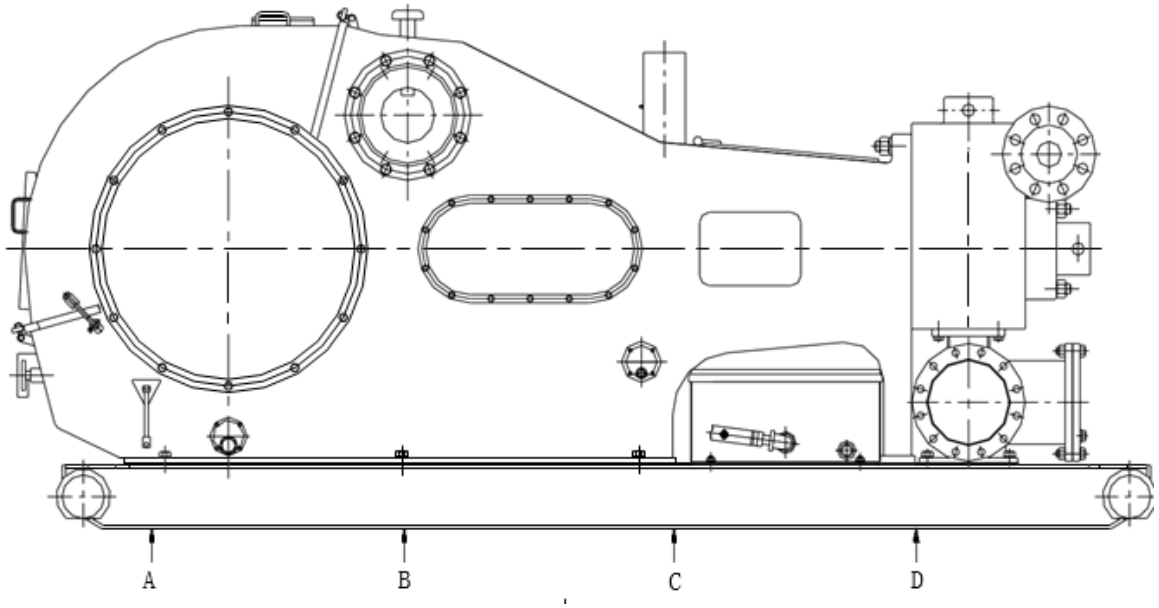


Рисунок 3.3 – Схема монтажу насоса

Первинний монтаж. Насос встановлено на сталевому та бетонному фундаменті бурильного майданчика, кріплення болтове з підкладками для уникнення можливого виникнення кручення та викривлення каркаса силового блоку.

Під час монтажу насоса на фундамент його кріплять до балки Т подібними болтами.

Монтаж трансмісії. Передаточний елемент між насосом та силовим приводом повинен бути встановлений акуратно для забезпечення максимального терміну обслуговування. При встановленні передавального пасового шківа або ланцюгового колеса необхідно видалити консерваційну олію та антикорозійну рідину з торця валу та посадкового отвору. Також потрібно підібрати шпонку, щоб вона відповідала шпонковому пазу на валу та передавального елемента. Далі необхідно змастити мастилом або клейкою олією торець валу маленької шестерні, встановити пасову або ланцюгову маточину, і кріпити болти з необхідним крутним моментом (згідно табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Рекомендовані моменти затягування ступиці

Тип насосу	Ступиця	Крутний момент для кріплення
3NB-1300F	W	813
3NB-1600F	W	813

До монтажу перевірити пас на знос.

Перевірки центрування шківа. Необхідно перевірити центрування клинопасового шківа після закінчення монтажу. При рівній відстані необхідно натягнути ремені шківа, по борту шківа перевірити центрування, один ремінь повинен знаходитися під центральною лінією, а другий над центральною лінією, потім відрегулювати привід маленького шківа до стикання ременями з чотирма точками борту шківа.

Регулювання початкової затяжки клинового паса. Змінювати міжцентрову відстань ремінного шківа для регулювання натягу ремня із набігаючої сторони, після цього підвищується міжцентрова відстань.

2 Трансмісія

Монтаж. Правильний монтаж та обслуговування є необхідним засобом для тривалого терміну роботи трансмісії. Для розрахунку допустимого відхилення центрованості необхідно розрахувати багато елементів, наприклад, зазор, міжцентрову відстань, швидкість і навантаження і т.д. Але поки що відсутня досконала практика для цього. Основне центрування: натягнути ремені шківа, по борту шківа перевірити центрування, один ремінь повинен знаходитися під центральною лінією, а другий над центральною лінією, потім відрегулювати привід малого шківа до стикання ременями з чотирма точками борту шківа.

Змащення приводного ланцюга. Мастильна система трансмісії насоса серії 3NBF, виробленого компанією ХунХуа, є індивідуальною системою, має насос, масляний бак та приводний пристрій, щоб долити мастила в ланцюговий бак до вказаної висоти мастила.

Для апробованого мастила та додаткового регламенту необхідно дивитися прийняту карту мазщення. Якщо буде різниця між мастильною інструкцією та картою, мащення виконати по мастильній карті.

До того ж мастильна система трансмісії є індивідуальною системою.

Робота з мастильною системою передбачає щоденну перевірку кількості оливи, перевірку форсункт розбризкувального соплового пристрою.

Також необхідно перевіряти трансмісію (клинопас або ланцюг).

Насос 3NBF серії вимагає надлишкового тиску бурового розчину на вхідному трубопроводі для отримання хорошої впускної здатності. При оптимальному тиску у впускному трубопроводі 0.14~0.21MPa насос має максимальну об'ємну ефективність і найдовший термін служби деталей, що швидко зношуються. Отримати позитивний напір із підпірного насоса 5×6 (комплектований електродвигун 40 л, 1150 об/хв) необхідно для синхронного автоматичного запуску та зупинки підпірного насоса та бурового насоса. На буровій установці з електродвигуном постійного струму прийнято отримання синхронізації для включення електромагнітного пускача з пульта постійного струму або повітряний перемикач муфти насоса має контакти для подачі живлення електромагнітного пускача при зчепленні муфти.

Підпірний насос може застосовувати ремінний привід. Проте такий приводний варіант не діє при повільній швидкості через в'язкість бурового розчину. Іноді буровий насос 3NBF серії може працювати без підпірного насоса, але рівень бурового розчину при цьому повинен знаходитись у ємності і бути вище верхньої частини втулки бурового насоса, в'язкість розчину повинна бути низькою, трубопровід коротким, мінімальний діаметр впускного трубопроводу дорівнює діаметру входу в буровий насос.

Всмоктувальна лінія має шиберні засувки для з'єднання з підпірним насосом і прямий відвід. Так при дефекті або ремонті підпірного насоса буровий насос може працювати далі сам. Без підпірного насоса буровий насос

теж добре працює, для цього потрібно лише поміняти пружини всмоктуючого клапана.

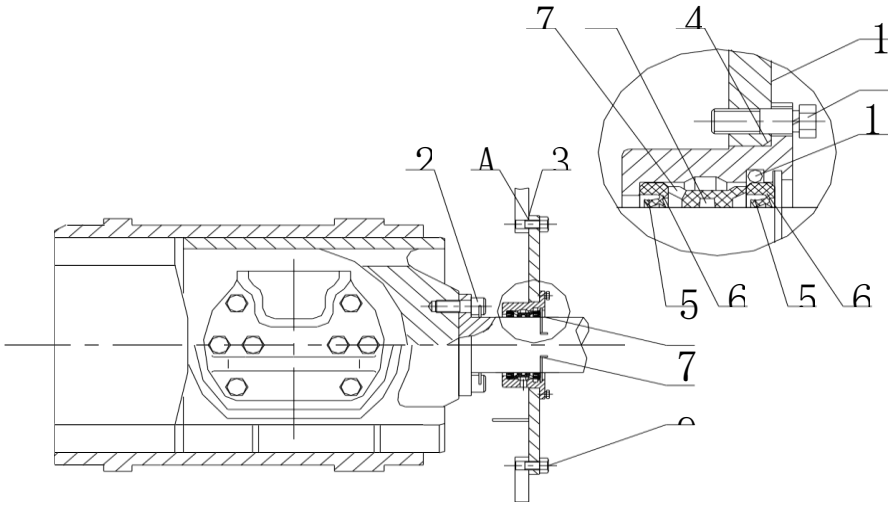
3.5. Підготовчі робота силового блоку

Насос 3NBF серії, вироблений Компанією ХунХуа, змонтований, випробуваний під навантаженням перед доставкою на родовище. До роботи насос необхідно провести наступні операції та перевірки.

Перед доливкою оливи відкрити перевірні двері кришки, перевірити наявність мастила в масляному баку насоса. Потім відкрити засувки бічних поверхонь насоса, злити оливу і очистити внутрішню порожнину силового блоку. Після цього долити оливу в силовий блок по етикетці, прикріпленій на корпусі.

Запустити насос в роботу на 15 хвилин, ще раз перевірити рівень оливи при зупинці насоса протягом 5 хвилин, перевірити рівномір, прийнято долити 10 літрів масла, щоб додати витрату мастила через залишок оливи на хрестовині та порожній порожнині корпусу.

За схемою наведеною на кресленні 3.5 зняти сальник і бризковик та обертати, щоб хрестовина знаходилася в переді ходу, очистити передній торець хрестовини і середнього стрижня шатуна, потім встановити фіксований виступ середнього стрижня шатуна на отвір хрестовини. Після цього загвинтити болт по моменту 475~500N.m, законтрити дротом.



1 – пластина; 2 – болт; 3 – прокладка ущільнювача; 4 – ущільнююче кільце; 5 – пружина; 6 – сальник двостороннього ущільнення; 7 – мастильне кільце; 8, 12 – О-подібне кільце; 9 – стопорна пружина 10 – болт

Рисунок 3.5 – Сальник двостороннього ущільнення

Начисто очистити торець бризковика і каркаса, (у місці А рис. 3.5) встановити прокладку ущільнювача (3) і болт (10), загвинтити болт з крутним моментом 120~160N.m.

Очистити внутрішню порожнину і торець бризковика, очистити поверхню сальника та фланця, змастити поверхню сальника оливою, встановити кільце ущільнювача О-подібне (4). Після цього встановити сальник на бризковик і закручувати болт до моменту 16~24N.m.

1. Зняти пружину із двостороннього ущільнення 6, встановити ущільнення на торець середнього стрижня шатуна. Потім встановити пружину 5 на ущільнення і покласти в сальник.

2. Встановити О-подібне кільце 12 в мастильне кільце 7, встановити їх на середині стрижня шатуна, потім перемітити в сальник.

3. Покласти О-подібне кільце 8 у паз сальника.

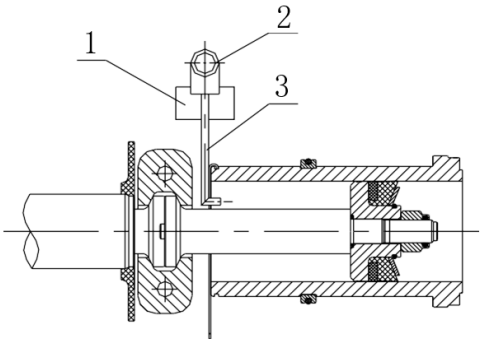
Монтувати двостороннє ущільнення 6 згідно рис. 3.5.

4. Встановити стопорну пружину 9.

3.6 Насос обмивання штоків

Система охолодження штока та циліндра насоса складається з відцентрового насоса, бака, труби і т д. Увесь період роботи насоса необхідно контролювати, щоб холодильна рідина вдосталь надходила на втулки та поршень. При припиненні подачі холодильної рідини швидко пошкоджуються втулки та гумові вузли поршня.

Буровий насос 3NBF серії застосовує постійну соплову трубу (рис. 3.6).



1 – кріплення каркаса; 2 – з’єднувальні патрубки; 3 – сопловий пристрій

Рисунок 3.6 – Система охолодження штока та циліндра

Система охолодження складається з кріплення корпуса 1, з'єднувальних патрубків 2 і соплового пристрою 3. Соплова труба розбризкує охолоджувальну рідину на втулоки та поршні. Необхідно відрегулювати подачу охолоджувальної рідини. Необхідно перевіряти на налаштовувати сопловий пристрій для чіткого та точного розбризкування охолоджуючої рідини прямо на поршень.

Охолоджуюча рідина повертається із випускного виходу корпусу у відстійну камеру водяного бака. При перепуску охолоджувальної рідини через сітку фільтрації тверді частинки відстоюються.

Необхідно часто проводити чистку холодильника, за об’ємом охолодженої рідини чистити бак та міняти рідину. Не допускається наявність

піску у охолоджувальній рідині, оскільки буде відбуватися пошктодження поршня і втулки, а також розбризкуючого пристрою.

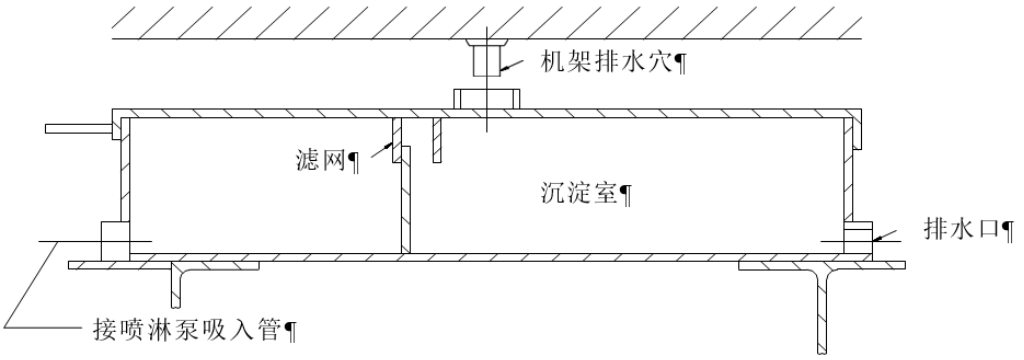


Рисунок 3.7

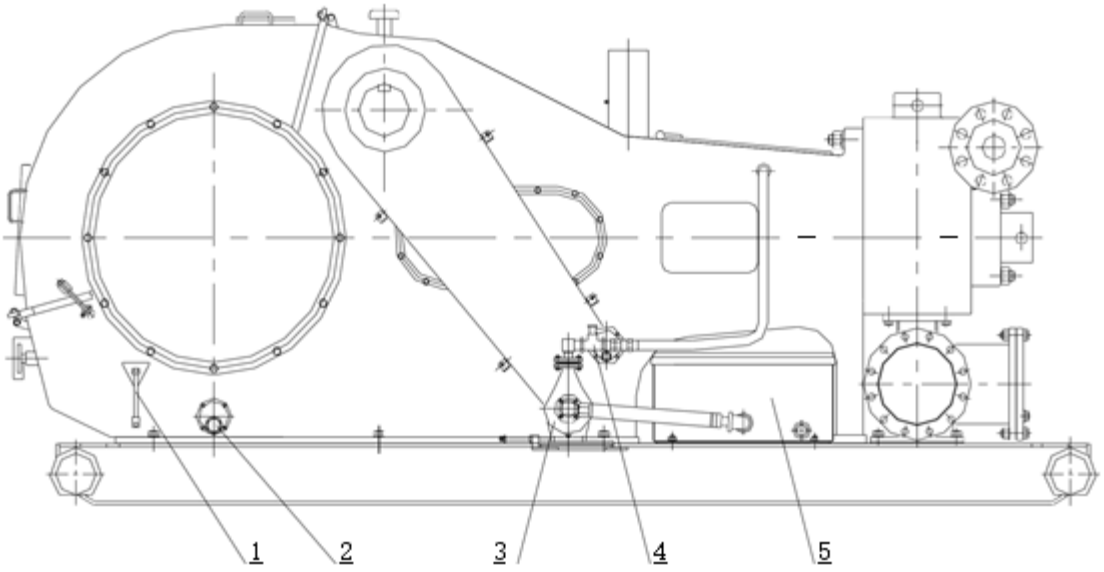


Рисунок 3.8

3.7 Монтаж основних вузлів гідравлічного блоку

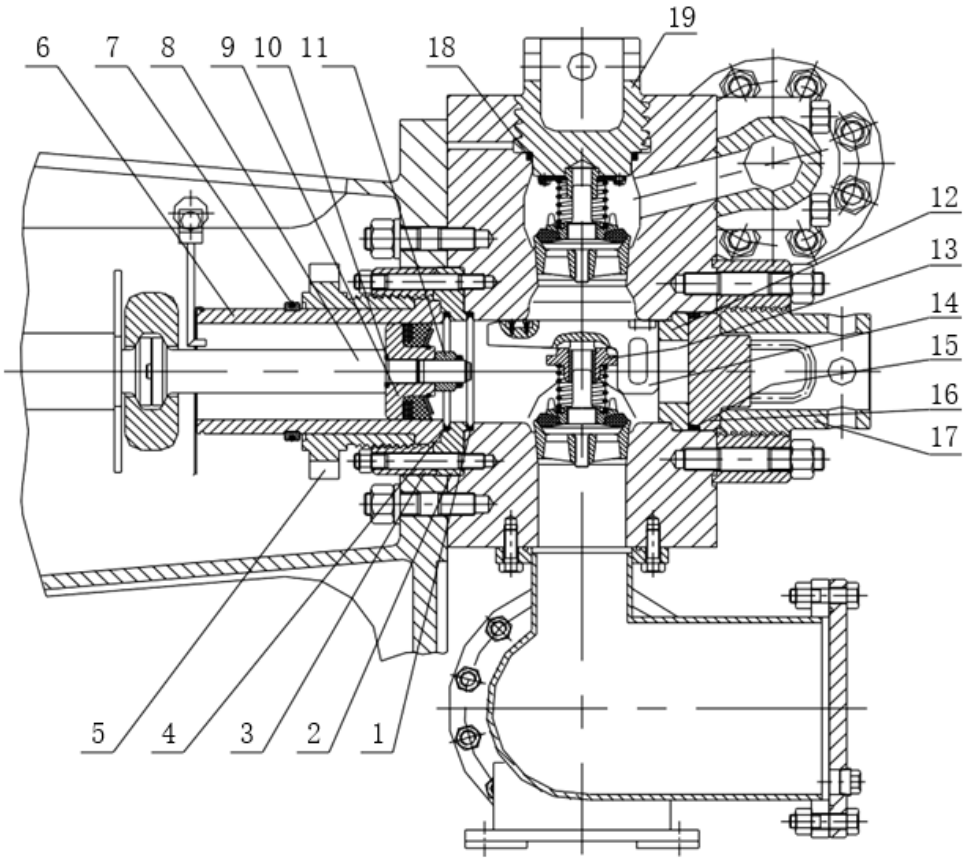
Очистити та встановити вузли гідравлічного блоку за наступним порядком.

Клапан та сідло клапана. Зняти 3 кришки клапанів 19, 3 кришки циліндра 17 і заглушки 16, очистити поверхні гідравлічного блоку розчинником.

Підготувати сідла клапана (відсутній бруд, олива та антикорозійна рідина). Наждачним папером прошліфувати усі поверхні.

Начисто очистити і висушити сідло клапана, вставити сідла вхідних та вихідних клапанів у корпус. Встановити сідло на робоче положення молотком.

Втулка. Встановити кільце ущільнювача 1 зносотійкого диска у отвір циліндра. Закріпити зносостійкий диск 2 болтом у робочому положенні. Установити фланець циліндра 3. При встановленні кріпити болт по моменту 800~858N.m.



1 – ущільнювальне кільце; 2 – диск; 3 – фланець циліндра;
4 – ущільнювальне кільце; 5 – кришка притискна; 6 – 7 – втулка;
8 – шток; 9 – поршень; 10 – ущільнююче кільце; 11 –

Рисунок 3.9 – Гідравлічна частина насоса

Покласти ущільнююче кільце 4 в отвір зносостійкого диска 2. Замастити внутрішню поверхню кришки притискної 5 втулки, потім накрити втулку притискною кришкою. Прикріпити втулкою 7 на пазу втулки, бандажувати стопорне кільце двох половинних втулок О-подібним кільцем.

Шток поршня. Очистити шток поршня 8 та поршень 9 та перевірити відсутність задирів та подряпин.

Покласти ущільнююче кільце 10 в паз поршня, встановити поршень 9 на шток 8. Закріпити болт штока поршня з крутним моментом 1625~2165N.m.

Замазати мастилом внутрішнє кільце втулки та зовнішнє кільце поршня.

Перевірити торець штока поршня та середнього стрижня шатуна, забезпечити відсутність зазорів. Покласти шток поршня у втулку, щоб шток поршня утримувався та зцентровувався у втулці. Встановити поршень у втулку за допомогою деревяної оправки або спеціального інструменту.

Хомут штока поршняю. Якщо шток поршня і хомут є новими, наявність вільного зазору 5,5мм хомута є сприятливим у з'єднанні. Після зношування хомут потрібно замінити. Далі слід устанити кришку втулки.

Кришка втулки та напрямна клапана. Встановити напрямну клапана 13 та встановити його сідло клапана. За допомогою вставної перегородки 14 натиснути направляючу стрижня клапана і одночасно натиснути пружину. Вставити фіксуючий диск 12 в отвір циліндра, одночасно встановити кільце ущільнювача 15 на напрямну циліндрової кришки 16. Змастити зовнішню поверхню кільця ущільнювача і циліндрової кришки маслом. Покрити різьбу циліндрової кришки мастилом, повернути напрямну 16 у циліндровій кришці 17, закріпити циліндрову кришку з допомогою молотка.

Якщо рідина просочується через випускний отвір, значить ущільнення пошкоджене або присутнє ослаблення кришки. Не допускається глушити випускний отвір, тому що може бути пошкодження різьби циліндрової кришки або інший вузол.

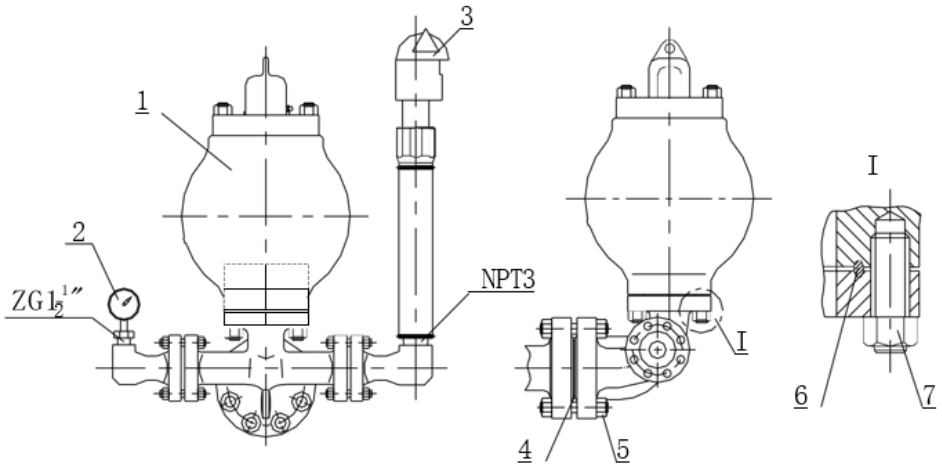
Циліндрова кришка. Вставити кільце ущільнювача 18 у отвір, після змащування ущільнювальної та різьбової частини маслом кріпити кришку клапана.

Випускний маніфольд. Фланець випускного маніфольду (127mm) 1500ANSI. Після зняття фланця та ущільнюнення необхідно приварити

фланець на випускний маніфольд. Кріпити фланцеве з'єднання з моментом 2134~2202N.m.

Фланець впускного трубопроводу є сполучним фланцем 12 （305mm） , відповідає фланцю входу впускного трубопроводу. Ущільнити з'єднання у фланцях О-подібним кільцем. До з'єднання необхідно очистити паз О-подібного кільця і торець фланця, потім затягувати болт lo моменту 490~665N.m.

Допоміжний трубопровід показаний у кресленні 10.



1 – пневмокомпенсатор; 2 – манометр; 3 – клапан; 4 – ущільнювальний бандаж; 5 – гайка; 6 – ущільнювальний бандаж; 7 – гайка

Рисунок 3.10 – Допоміжний трубопровід

Встановити на випускному трубопроводі проти впускної фільтраційної сітки. Цей допоміжний трубопровід з'єднує з пневмокомпенсатором КВ-75 1 через випускну трубу, і з'єднується із запобіжним клапаном 3 та манометром 2.

Допоміжний трубопровід з'єднується з випускним трубопроводом за допомогою фланця. До монтажу слід очистити паз ущільнювального бандажа на фланці, встановити ущільнювальний бандаж 4, затягувати гайки 5 фланця з крутним моментом 2134~2202N.m.

Зрізуючий запобіжний клапан 3, встановлений на допоміжному трубопроводі, усуває стрибок високого тиску (більше номінального), забезпечує безпеку бурового насоса. Запобіжний клапан необхідно розташовувати так, щоб він прямо стикався з розчином.

На корпусі запобіжного клапана позначені робочі тиски на кожну технологічну операцію. При регулюванні тиску використовуються відповідні зрізні штифти.

Донний фланець 1 пневмокомпенсатора укомплектований ущільнювальним бандажем 6. До монтажу пневмокомпенсатора необхідно чистити бандаж і паз. Після монтажу слід затягувати гайку 7 з крутним моментом 1287~ 1355N.m.

До пуску необхідно наповнити пневмокомпенсатор повітрям, тиск якого не повинен бути менше 2/3 вихідного тиску насоса, а максимальний тиск – не більше 4.5MPa. Наповнювати пневмокомпенсатор слід азотом чи повітрям. Киснем та воднем наповнювати пневмокомпенсатор заборонено.

3.8 Складання та розбирання основних вузлів силового блоку

Розбирання ексцентрикового валу

1. Демонтувати хомут між поршнем і контрштоком та зняти контршток шатуна і сальник.

2. Демонтувати правий і лівий палець з хрестовиною та середній палець з хрестовиною.

3 Зняти торцеву кришку та задню кришку правого та лівого головного валу. Демонтувати кришку головного підшипника, зняти ексцентриковий вал у зборі, потім демонтувати інший вузол за потребою.

Розбирання валу шестерні.

1 Демонтувати кришки двох торців валу шестерні, зняти болт стакана підшипника з будь-якого торця валу шестерні, вийняти вал шестерні та стакан підшипника з отвору валу шестерні.

2 При непотрібному демонтажі ексцентрикового валу демонтувати вал шестерні, потрібно спочатку відокремити два торці ексцентрикового валу, вийняти стакан підшипника, щоб вал шестерні вийшов з великого зубчастого вінця, потім вийняти вал шестерні з отвору корпусу.

3 При непотрібному демонтажі валу шестерня для зняття пошкодженого підшипника потрібно спочатку вийняти стакан підшипника, потім зняти внутрішній вінець підшипника з вала шестерня.

3.9 Монтаж головних вузлів силового блока

1 Монтаж шестеренного валу в зборі (рис. 3.11):

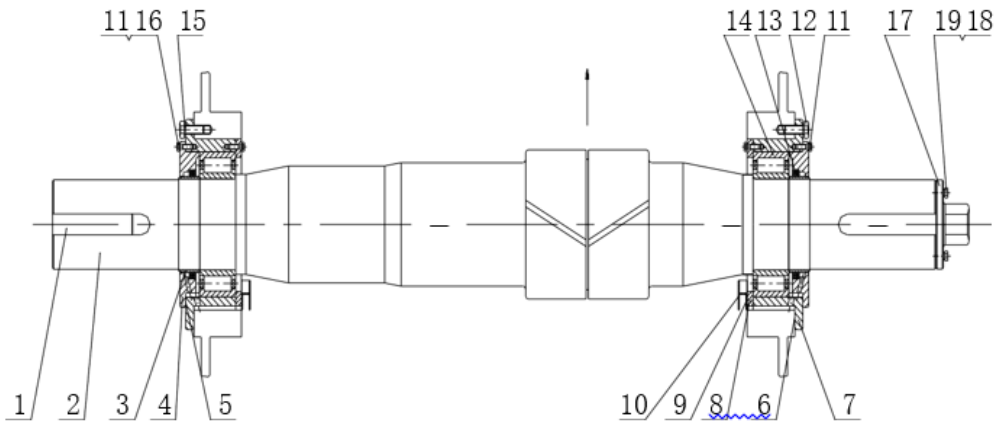


Рисунок 3.11 – Конструкція валу шестерня

– нагріти внутрішній вінець підшипника до 100°С, встановити на вал і зробити позначку для встановлення підшипника;

– нагріти антифрикційний стакан на 210-220°С і встановити направляючи торець при куті 15° назовні.

– нагріти підшипник до 110-120°C, встановити комплектний зовнішній вінець підшипника на стакан підшипника і зробити необхідні відмітку.

– встановити стакан підшипника у отвір корпусу, затягнути болтом до моменту 190～225 N.m.

– встановити на вал шестірні другий стакан підшипника.

– при закінченні монтажу ексцентрикового валу монтувати вал шестерні, спочатку встановити вал шестерні з внутрішнім вінцем і антифрикційним стаканом в корпус, щоб з'єднати зубчасте колесо валу шестерні і велике зубчасте колесо.

2 Монтаж ексцентрикового валу наведено на рис. 3.12.

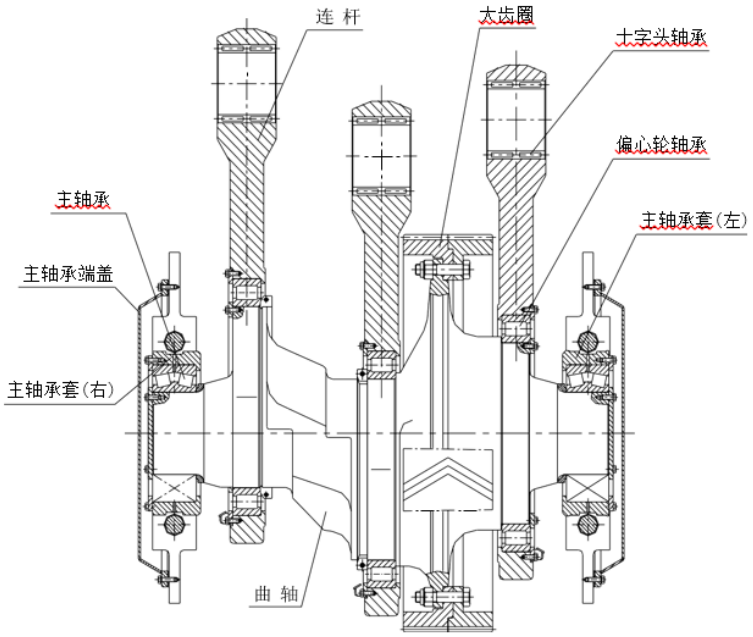


Рисунок 3.12 – Вал

3. Монтаж великого зубчастого колеса

– нагріти велике зубчасте колесо до температури 120-140°C протягом 1 години, потім встановити його на ексцентриковий вал. Після зниження температури до кімнатної, закріпити болтом M39×3 з крутним моментом 2455 N.m.

Нагріти внутрішній вінець підшипника шківа ексцентрика до температури 110-120°C і встановити його в ексцентриковому валі, зробити

позначку, спочатку встановити середній вінець, а потім – два бічні. При монтажі внутрішнього вінця підшипника правого шківа ексцентрика спочатку необхідно монтувати фіксоване кільце 1. Далі кріпити шестигранний гвинт до моменту 60～90 N.m.

Після нагріву торця шатуна до температури 100-110°C становити зовнішній вінець підшипника шківа ексцентрика, зробити відмітку. Після зниження температури до кімнатної встановити борткільце, затягувати болт до моменту 60~90 N.

Після нагріву іншого торця шатуна до 100-120°C вкласти зовнішній вінець підшипника з хрестовиною у отвір торця шатуна по відмітці.

Встановити шатун на внутрішній вінець підшипника шківа ексцентрика і встановити внутрішній борт кільце, потім плавно затягувати болт до моменту 60~90 N.

З допомогою гарячої посадки встановити головний підшипник у стакан підшипника, потім встановити на вал, після зниження температури до кімнатної встановити борткільце і бризковик, плавно затягувати болт до моменту 60~90 N.m.

Під час монтажу ексцентрикового валу необхідно підкладати шматок дерева під кожну напрямну (рис. 3.13).

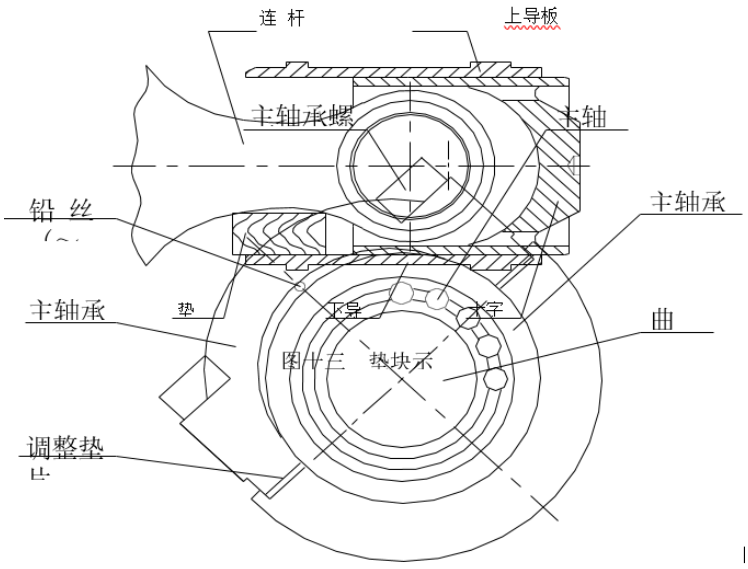


Рисунок 3.13

Встановити ексцентриковий вал в корпус, з'єднати з попередньо встановленою хрестовиною, затягувати болт 6×M24 бризковика штифта з хрестовиною до моменту 225~240 N.m.

Ругулювання вільного зазору головного валу може здійснюватись за двома варіантами:

1) розрахункова методика:

– виміряти діаметр стакану валу;

– виміряти діаметр внутрішнього отвору сідла підшипника валу (або прямо відраховувати з торця сідла головного валу корпусу;

– товщина фактичної необхідної планки = 0.25-[0.10-(AB)]мм.

– затягнути болт 3-8UN-3A головного підшипника до необхідного крутного моменту.

2) Налагодження

– підкласти сталеву планку (0,5мм) на поверхню кришки головного підшипника;

– додати свинцеву прокладку між підшипником і внутрішнім отвором кришки підшипника;

– затягнути болт головного підшипника за необхідним крутним моментом;

– демонтувати кришку підшипника та виміряти товщину свинцевої прокладки;

Товщина необхідної фактичної планки дорівнює товщині регулювальної планки 0,5мм - товщина свинцевої прокладки – несуча область кришки підшипника 0.10 мм.

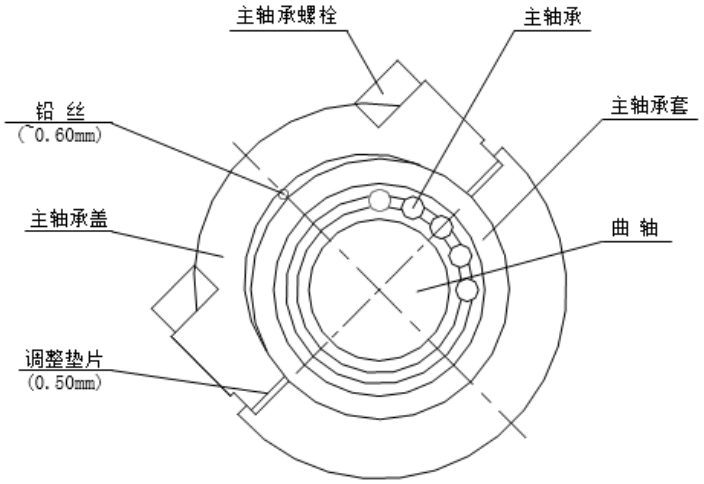


Рисунок 3.14

3.10 Мащення бурового насоса

Достатнє мащення є дуже важливим для насоса, оскільки прямо впливає на термін експлуатації. Для отримання максимального терміну служби силового блоку без дефектів необхідно проводити поточне обслуговування та перевірку, щоб забезпечити необхідне мащення всіх рузомих вузлів.

Для бурового насоса 3NBF серії застосовується примусова мастильна система, що розбризкує. Змащувати цілий силовий блок, мастильний вигляд з тиску управляє мінімальним ходом на хвилину при роботі насоса, значить, мінімальна швидкість насоса, що змащує головного підшипника, підшипника вала шестерня, підшипника з хрестовиною і хрестовини, 25об/хв при роботі, в цьому часі мінімальний тиск

Мінімальна робоча швидкість. У всіх насосів серії 3NBF є комплектована мастильна система. Насоси здатні працювати при швидкості 25 об/хв (при тиску 0,035 МПа).

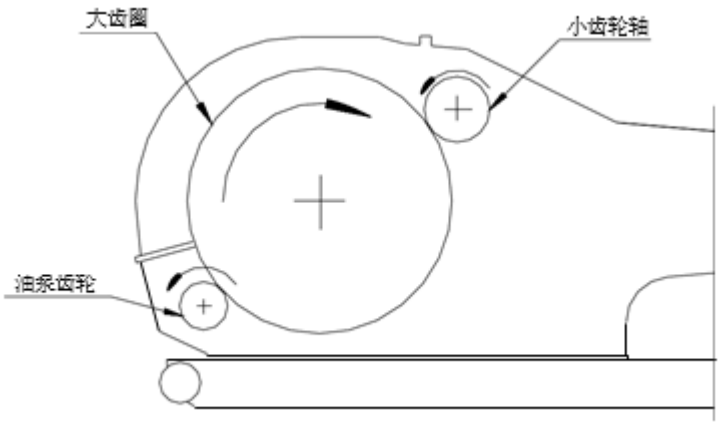


Рисунок 3.15

Змащення розбризкуванням. Система мащення містить велике зубчасте колесо, яке захоплює оливу з картеру, яке далі розбризкує мастило. Згідно рис. 17 мастило розбризкується в масляний паз 7 і через отвір 8 тече на підшипники двох бічних валів шестерні.

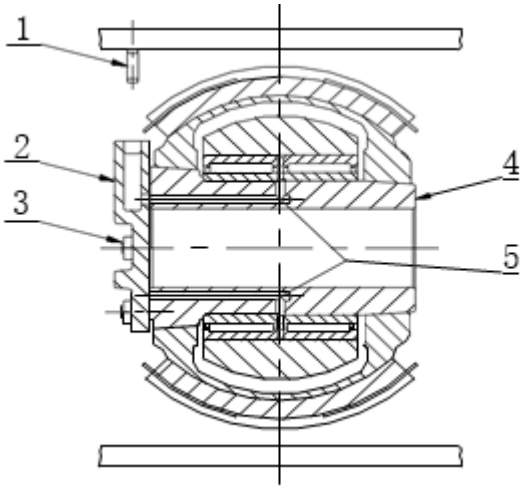


Рисунок 3.16 – Креслення

Мастильна система з тиском. У мастильній системі насоса серії 3NBF наявний мастильний насос (рис. 3.17). Всмоктується відфільтроване масло в масляний насос через фільтр 1, потім через з'єднання 2 масло подається на форсунку вала шестерні 3, на масляний трубопровід 4 головного підшипника

порожнини хрестовини, потім через з'єднання 1 олива подається на хрестовину та підшипник.

Для контролю величини тиску встановлено манометр на задній поверхні карпуса. Величина тиску залежить від швидкості роботи насоса.

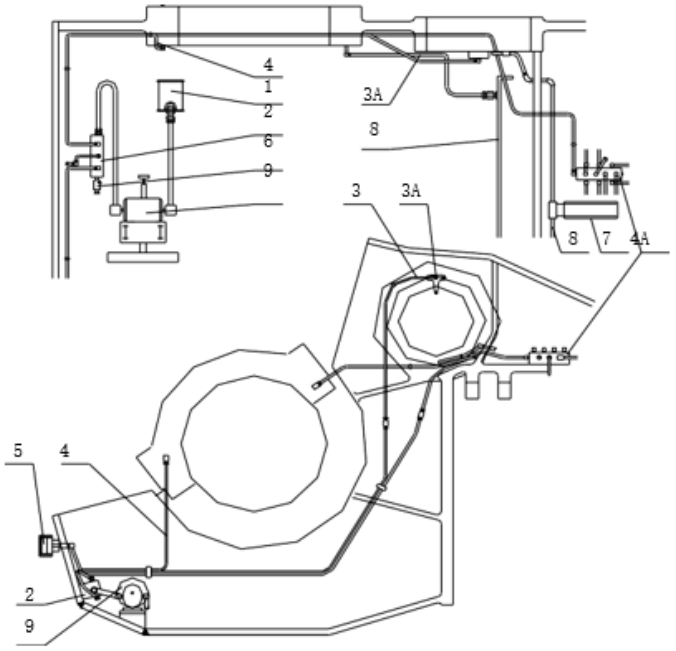


Рисунок 3.17

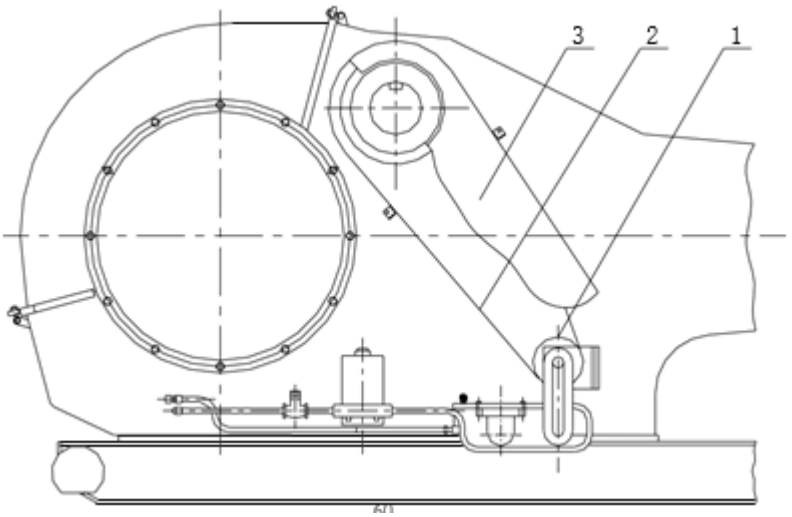


Рисунок 3.18

Запобіжний клапан 6 встановлено на штуцері 2 і він призначений для запобігання пошкодженню приводу насоса через перевищення тиску. Тиск запобіжного клапана налаштовується на величину 0.27МРа.

При установці мастильного насоса в корпус необхідно фіксувати його мастильний насос згідно вимог.

Схема обв'язки приводного мастильного насоса виконується згідно рис. 3.18. Масляний насос 1 з'єднується з трубопроводом через шланг і впускний і випускний штуцер в стінці силового блоку.

Обслуговування мастильної системи. Достатнє мащення вузлів та деталей бурового насоса є важливим моментом, оскільки подовжує термін служби без пошкодження насоса.

При кожній перевірці рівня мастила кожна бригада повинна перевіряти його рівень у баку та підтримувати його на встановленому рівні. При зниженому рівні масла дозволяється працювати насосу на низькій швидкості протягом 5 хвилин.

Перевірка проводиться один раз через 6 місяців. За наявності в олії піщаного образу або ерозійного компаунду необхідно злити всю олію, вичистити масляний бак, долити чистої нової олії. Злив олії здійснюється через пробку, яка встановлена на корпусі насоса. У процесі чищення необхідно прочистити всі масляні баки і масляну порожнину. Синхронно необхідно вичистити і замінити впускний фільтр.

Необхідно періодично перевіряти стан мастила.

При зниженні тиску масла слід перевірити:

– наявність закупорки фільтра;

– наявність низького рівня оливи;

– наявність буксування клиноремня;

– наявність ослаблення та розриву перехідника;

– наявність зносу та пошкодження масляного насоса;

– наявність дефекту запобіжного клапана.

При підвищенні масляного тиску перевірити такі елементи:

– наявність закупорки трубопроводу;

– наявність вязкості оливи;

– наявність поломки запобіжного клапана;

– наявність ушкодження манометра.

4 ІНЖЕНЕРНІ РОЗРАХУНКИ

4.1 Розрахунок штока насоса

Шток насоса односторонньої розраховується на стійкість при поздовжньому згині, а при стиску – на статичну міцність. Матеріалом штока є сталь 40Х з такими характеристики:

- межа міцності $\sigma_в = 900$ МПа;
- межа витривалості $\sigma_{-1} = 325$ МПа;
- межа плинності $\sigma_т = 630$ МПа [10].

Розміри штока наступні:

– діаметр $d_{шт}$=0,06 м;

– довжина $l_{шт}$=0,44 м;

– довжина поверхні контакту ущільнення поршня по циліндровій втулці b=0,025 м.

На рисунку 4.1. наведена розрахункова схема штока

Перевірочний розрахунок штока на статичну міцність при дії навантажень стиску.

Напруження стиску, які діють у перерізі штока визначаються за формулою [11]:

$$\sigma_{ст} = P_{ст}/F, \qquad (4.1)$$

де P_{max} –навантаження на шток (максимальне);

F – площа поперечного перерізу штока:

$$F = \pi d^2/4 = 3{,}14 \cdot 0{,}06^2/4 = 2{,}83 \cdot 10^{-3}\ м^2, \qquad (4.2)$$

$$P_{ст} = P_н \cdot (\pi/4) D_ц^2 + P_н \cdot D_ц \cdot \pi \cdot b \cdot f, \qquad (4.3)$$

де $P_н$ – максимальний тиск, який створює насос, $P_н$= $25 \cdot 10^3$ МПа;

$D_ц$ – діаметр циліндрової втулки;

f – коефіцієнт тертя (між гумою і металом), приймаємо рівним f = 0,15 [11] .

Вираховуємо добутки $P_{нi} \cdot D_{цi}^2$ для всіх діаметрів $D_{цi}$ циліндрових втулок за відповідних їм допустимих тисків $P_{нi}$:

$$P_{н1} \cdot D_{ц1}^2 = 25 \cdot 10^6 \cdot 0{,}12^2 = 360 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$P_{н2} \cdot D_{ц2}^2 = 21 \cdot 10^6 \cdot 0{,}13^2 = 355 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

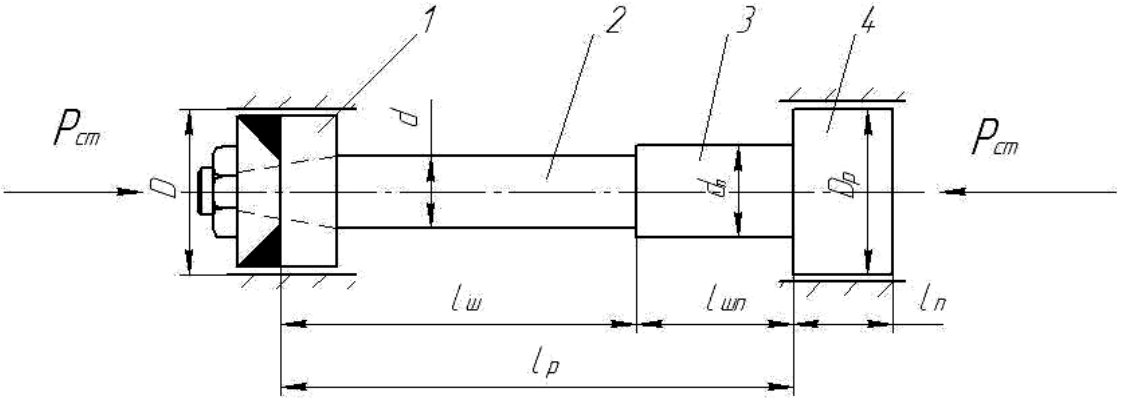
$$P_{н3} \cdot D_{ц3}^2 = 18 \cdot 10^6 \cdot 0{,}14^2 = 353 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$P_{н4} \cdot D_{ц4}^2 = 16 \cdot 10^6 \cdot 0{,}15^2 = 360 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$P_{н5} \cdot D_{ц5}^2 = 14 \cdot 10^6 \cdot 0{,}16^2 = 358 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$P_{н6} \cdot D_{ц6}^2 = 12 \cdot 10^6 \cdot 0{,}17^2 = 345 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$P_{н7} \cdot D_{ц7}^2 = 11 \cdot 10^6 \cdot 0{,}18^2 = 356 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$



1 – поршень; 2 – шток; 3 – шток повзун а; 4 - повзун

Рисунок 4.1 – Розрахункова схема штока насоса

Для наступних розрахунків приймаємо найбільшу величину.

$$P_{ст} = 360 \cdot 10^3 (3{,}14/4) + 25 \cdot 10^6 \cdot 0{,}12 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}025 \cdot 0{,}15 = 317{,}9 \text{ кН}.$$

За формулою (4.1) визначаємо:

$$\sigma_{ст} = 318 \cdot 10^3 / 2{,}83 \cdot 10^{-3} = 112 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Коефіцієнт запасу міцності штока по межі плинності матеріалу:

$$n = \sigma_т / \sigma_{ст} = 630/112 = 5{,}6. \quad (4.4)$$

Коефіцієнт запасу міцності штока по межі плинності матеріалу – достатній, так як n › [n] = 2 [11].

Розрахунок штока насоса на стійкість при дії навантаження поздовжного згину.

Унучкість штока визначається за формулою:

$$\lambda = (\mu \cdot l_{шт}) / i_{min}, \quad (4.5)$$

де μ – коефіцієнт приведення довжини, для даного випадку (стрижень з одного кінця защемлений, а з іншого – закріплений у напрямній, μ = 1 [11].

$l_{шт}$ – довжина штока;

i_{min} – мінімальний радіус інерції штока.

$$i_{min} = d_{шт} / 4 = 0{,}06/4 = 0{,}015 \text{мм}. \quad (4.6)$$

За формулою (3.5):

$$\lambda = 1 \cdot 0{,}44 / 0{,}015 = 29{,}3.$$

За гнучкості штока λ‹105 коефіцієнт запасу стійкості:

$$n = \sigma_{кр} / \sigma_{ст}; \quad (4.7)$$

де $\sigma_{кр}$ – критичне напруження стиску. Для легованих сталей:

$$\sigma_{кр} = 335 - 0{,}6 \cdot \lambda = 335 - 0{,}6 \cdot 29{,}3 = 317 \text{ МПа}. \quad (4.8)$$

За формулою (4.7):

$$n = 317/112 = 2{,}8;$$

Стійкість штока є достатньою, оскільки $n \rangle n_{min}=2$.

4.2 Розрахунок циліндрової втулки насоса

Розрахунок циліндрової втулки на міцність проводимо по межі плинності матеріалу, з якого вона виготовлена. У цьому випадку втулка розглядається як циліндр (або товстостінний або тонкостінний), який піддається навантаженню внутрішнім тиском.

Матеріалом втулки є сталь 40ХН, яка покращена за рахунок гартування робочої поверхні СВЧ та має границю плинності $\sigma_т = 630$ МПа [10].

Зовнішній діаметр втулки становить: D=230 мм.

Необхідно встановити до якого класу циліндрів відноситься циліндрова втулка.

Для цього використовуємо нерівність:

$$\delta/R_{ср} \rangle 0{,}1, \quad (4.9)$$

де δ – товщина стінки циліндрової втулки;

$R_{ср}$ – середній радіус циліндрової втулки.

Ця нерівність справедлива для товстостінних циліндрових втулок.

За величини вутрішнього діаметру d=180мм:

$$\delta = (D-d)/2=(230-180)/2=25 \text{ мм}, \quad (4.10)$$

$$R_{ср}= (D+d)/4=(230+180)/4=102,5 \text{ мм}. \quad (4.11)$$

$$\delta/R_{ср} = 25/102,5 = 0,24 \rangle 0,1.$$

Оскільки циліндрова втулка належить до товстостінних циліндрів, то інші циліндрові втулки, які є меншими за діаметром (ті, які йдуть у комплекті з насосом), також відносяться до тієї ж категорії.

З метою визначення еквівалентного напруження, яке виникає у перерізі циліндрової втулки використаємо третьою теорією міцності:

$$\sigma_{екв}=\sigma-\sigma_З, \quad (4.12)$$

Для випадку товстостінного циліндра:

$$\sigma_{екв}=\sigma_\theta-\sigma_r, \quad (4.13)$$

де σ_θ – дотичне напруження (виникають у перерізі втулки);

σ_r – радіальні напруження (виникають у перерізі втулки).

Дотичне напруження визначаємо за формулою:

$$\sigma_\theta=P_{вип}(1+k^2)/(1- k^2), \quad (4.14)$$

де k – відношення внутрішнього і зовнішнього діаметрів;

$$k=d/D=180/230=0,78, \quad (4.15)$$

P – допустимий робочий тиск для втулки даного діаметра, $P=11\cdot10^6$ Па.

Для випробовування гідрокоробки застосовують тиск $P_{вип}=1,5P_{роб}=16,5$ МПа. Отже за формулою (4.14)

$$\sigma_\theta=16,5\cdot10^6(1+0,78)/(1-0,78)=68\cdot10^6 \text{ Па}.$$

Оскільки $\sigma_r= -P_{вип}$, то підставивши дані у (4.13) отримаємо:

$$\sigma_{екв}= 68\cdot10^6-(-016,5\cdot10^6)=84,5\cdot10^6 \text{ Па}.$$

Коефіцієнт запасу міцності:

$$n_т =\sigma_т/\sigma_{екв}\geq[n_т], \qquad (4.16)$$

$$n_т =630/84,5=7,5.$$

Умова міцності виконується, оскільки мінімальний коефіцієнт запасу міцності $[n_т] = 1,5$ [11].

Міцність втулки за мінімального внутрішнього діаметра d = 120 мм. Максимально допустимий робочий тиск для втулки цього діаметра p =25 МПа.

Проте, під час проведення розрахунку необхідно врахувати, що на гідрокоробку діє випробувальний тиск величиною $p_{вип}=1,5p=1,5\cdot25=$ =37,5МПа.

Коефіцієнт k визначається за формулою (4.15):

$$k = 120/230 = 0,52.$$

Дотичне напруження:

$$\sigma_{\theta}=37,5\cdot10^{6}(1+0,52)/(1-0,52)=62,5\cdot10^{6}\ \text{Па}.$$

Оскільки $\sigma_{r}= -P_{вип}=-37,5$ МПа, то підставивши дані у рівняння (4.13):

$$\sigma_{екв}= 62,5\cdot10^{6}+37,5\cdot10^{6}=100\cdot10^{6}\ \text{Па}.$$

Коефіцієнт запасу міцності

$$n_{т} =630/100=6,3.$$

Умова міцності виконується, оскільки $n_{т} = 6,3 \geq [n_{т}] = 1,5$.

5. МОНТАЖ, ПУСК НАСОСА ТА КОНТРОЛЬ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, КОНСЕРВАЦІЯ

5.1 Монтаж

1 Необхідно встановити буровий насос на горизонтальному фундаменті або на похилому фундаменті до гідравлічного блоку (градус викривлення ≤ 3 °) для перебігу мастила.

2 Положення встановлення насоса можливе нижче, а положення бака розчину можливе вище, щоб підвищувати ефективність бурового насоса.

3 Вхід впускного шланга насоса повинен бути нижчим від рівня розчину на 300мм, і внутрішній діаметр впускного шланга повинен бути однаковий.

4Надійно закріпити впускні та випускні трубопроводи, щоб уникнути неналежної напруги та зменшити вібрацію. Не можна підвішувати трубопроводи на насос без достатнього кріплення.

5.2 Пуск насоса

1підготовка до запуску насоса

Перевірити буркун каркаса силового блоку, за наявності мастила необхідно все випустити та вичистити масляний бак. Якщо пусий бак, перевірити чистий чи ні. Потім долити мастила по найвище положення олії. Марка мастила за такою таблицею:

сезон	Влітку	Взимку
Марка мастила	N320	N220

Відкрити кришку верхнього оглядового вікна насоса долити достатні мастила в масляний паз підшипника шестірня та хрестовини, щоб усі фрикційні вузли змащувалися до пуску.

Перевірити вільний зазор хрестовини, вільний зазор між хрестовиною і верхнім щитом не менше 0.5mm(0.02″), дозволяється більший вільний зазор на хрестовині. За робочою характеристикою насоса при прямому обертанні насоса тиск хрестовини завжди на низький щит, а при зворотному обертанні тиск хрестовини на верхній щит тому вільний зазор між щитами від 0,45мм до 0,55мм(0.0177~0.0217″).

Перевірити холодну рідину у водяному баку насоса, що розбризкує, відповідно до вимоги.

Затягнути всі болти, перевірити кріплення кришки клапана та циліндра, перевірити болт між хомутом штока середнього стрижня та поршнем, перевірити у корпусі насоса та каркаса наявність шламу.

Подивитися на відкриття або закриття будь-яких клапанів на трубопроводі розчину до запуску.

Перевірити доведення тиску компенсатора на 4±0.5 МПа

Відкрити клапан входу розбризкуючої та підпірної системи (якщо укомплектований).

Перевірити манометр і запобіжний клапан, що зрізає.

Долити води або розчин у впускний трубопровід і випустити повітря.

2 Пуск

Пускати по можливій низькій швидкості та поступово підвищити швидкість, щоб підвищити об'ємну ефективність.

При зупинці підпірного насоса повинна знижуватися макс. швидкість насоса на вимогу нормальної роботи. При високій швидкості насоса необхідно застосувати підпірний насос.

Перевірити показання манометра мастильного трубопроводу гідравлічного блоку, при недостатньому тиску зробити ремонт.

Перевірити температуру всіх вузлів, не можна наявність часткового перегрівання.

До пуску насоса необхідно контактувати з оператором та інспектором.

При пуску насоса інспектор повинен оглянути показник манометра, не можна відійти від перемикача пневмо до повернення розчину в ємність.

При зчепленні муфти застосовується вторинний запуск для того, щоб насос отримав рух і також можна спостерігати, чи є перешкода при запуску. Якщо все гаразд, то зчепити муфту.

5.3 Контроль насоса під час експлуатації

1 Перевірити наявність ненормального шуму між поршнями та хомутом штока середнього стрижня шатуна. Перевірити наявність ослаблення гайок та кришок клапана та циліндра. При виявленні ненормального стану необхідно виявити причину та вчасно усунути її.

2 Перевірити наявність протікання ущільнювальних вузлів з високим тиском. При виявленні ненормального стану необхідно виявити причину та вчасно її усунути.

3 Спостерігати тиск насоса, при виявленні ненормального стану необхідно вчасно її усунути.

4 Перевірити роботу насоса, що розбризкує.

5 Перевірити температури підшипників, щитів хрестовини та інших вузлів, що рухаються.

6.Перевірити показник манометра масляного трубопроводу силового блоку на задній стороні каркасу.

5.4 Обслуговування та догляд за насосом

Правильно та своєчасно проведення обслуговування та технічного догляду за насосом є необхідним заходом для забезпечення нормальної роботи та продовження терміну служби насоса.

Щоденне обслуговування

1 Під час зупинки насоса перевірити масляне положення силового торця. Для ланцюгового приводу ще має перевірити олійне положення в ланцюговій коробці.

2 Перевірити роботи втулки та поршня. Дозволяється протікання малого розчину. При виявленні протікання розчину більше нормального необхідно змінити втулку та поршень.

3 Перевірити порожнину втулки, за наявності шламів необхідно очистити.

4 Перевірити достатність холодильних вод водяного бака насоса, що розбризкує, якщо не достатні, то потрібно доповнити. При забрудненні холодильної води потрібно поміняти на чисті, і очистити водяний бак.

5 Перевірити тиск випускного повітряного компенсатора відповідно до вимог режиму буріння.

6 Періодично перевіряти надійність запобіжного клапана, що зрізає.

7 Щодня послаблювати хомут штока поршня, повернути на чверть поршень, затягнути хомут штока. Мета цієї справи для продовження терміну служби поршня та втулки.

8 До затягування кришки циліндра та клапана спочатку змастити різьблення мастилом, і через 4 години перевірити наявність ослаблення.

Щотижневе обслуговування

1 Щотижня демонтувати кришки клапана та циліндра, очистити, намазати мастила з двоокисом молібдену і ваннадій-сірчаного кальцію. Перевіритивнутрішню втулкою більше 3мм) необхідно провести заміну.

2 Перевірити клапан та сідло клапана, поміняти зношений клапан, сідло клапана та гуму клапана (при заміні сідла клапана потрібно синхронно поміняти і корпус клапана).

3 Перевірити гайку для кріплення поршня, при корозії та пошкодженні необхідно замінити (після трьох кріплень гайки позбавляються можливості надійного затягування).

4 Випустити воду із пробки-болта кришки випускного отвору до появи олії.

Щомісячне обслуговування

1. Перевірити всі болти та гайки з двох кінців, наприклад, гайку фланця кришки циліндра, гайку між циліндром та каркасом, болти та гайки між впускним та випускним трубопроводом.

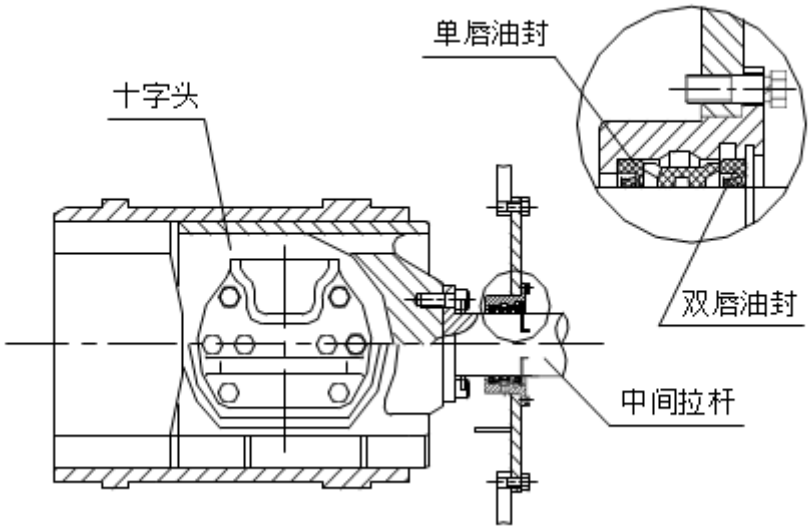


Рисунок 5.1 – Схема з монтажу масляного ущільнення

1. Перевірити кільце ущільнювача сальника середнього стрижня шатуна, повинно замінюватися після зносу, прийнято через кожен 3 місяці змінювати. (рис. 5.1).

2. Демонтувати та очистити фільтраційну шахту фільтраційної сітки.

3. Через кожний 6 місяців змінити міняти масло в масляному баку силового блоку і масляному пазі хрестовини, синхронно очистити ці масляні баки.

Щорічне обслуговування

1. Перевірити наявність ослаблення направляючого щита хрестовини, вільний зазор хрестовини відповідно до вимоги, за допомогою додаткових

підкладок під направляючим щитом провести регулювання. При демонтажі агрегат колінвала після обертання хрестовини на 180 ° провести.

2. Рекомендовано через 2-3 роки проводити всебічну перевірку комплектації насоса. Перевірити наявність зносу та пошкодження головного валу, підшипника шківа ексцентрика, підшипника хрестовини, підшипника валу шестерні. Якщо не може далі працювати, необхідно замінити на новий.

3. Перевірити зношування шестерні, при великому зношуванні потрібно синхронно змінювати кривошип і вал шестерні.

Інші обслуговування

1. До встановлення хомута штока середнього стрижня шатуна та поршня необхідно очистити конусну частину 25°.

2. При зміні втулки необхідно разом міняти кільце ущільнювача втулки.

3. Після зупинки насоса взимку необхідно випустити розчин із порожнини клапана і втулки.

4. Закривати вікно для контролю насоса, щоб уникнути попадання піску.

5, Тільки допускається заповнювати азот в випускну повітряну камеру,компенсатора не можна доповнювати кисень та водень.

5.5 Можливі дефекти та метод ліквідації

Можливий дефект	Причина	Спосіб усунення
1.Тиск манометра знижується, невипускається розчин.	1 Погане ущільненнявпускний трубопровод, повітря в насосі. 2. Фільтраційна сітка заглушена.	1, Затягувати болт фланця впускного трубопроводу або замінити прокладку. 2. Зупинити насос,очистити фільтраційну сітка
2, Витрата рідини не стабільна, велика зміна тиску манометра, шум з впускного трубопроводу.	1. Поршень чи клапан був із великим зносом чи ушкодженням. 2. Повітря в циліндрі насоса	1. Поршень, відкрити кришку клапана та перевірити наявність пошкодження чи заїдання.
3. Звук удару на втулці.	1 Було ослаблення гайки поршня. 2 Було ослаблення притискної кришки циліндра. 3 Погане надходження води, може виникнути удар водою.	1 Затягувати гайку поршня. 2 Затягувати притискну кришку циліндра. 3 причинупоганого впуску.
4. Було протікання розчину з отвору кришки клапана,кришки циліндра та втулки.	1. затягнута кришка клапана та циліндра. 2 Пошкоджено кільце ущільнювача.	1 Затягнути кришку клапана та циліндра. 2 Змінити кільце ущільнювача.
5. Витік повітря з випускної повітряної камери компенсатора чи повітря не впускає у камеру.	1. Заглушено з'єднання для заправки повітрям. 2 повітряний балон. 3 Погано ущільнена голкова засувки	1. Ліквідувати бруд у з’єднанні. 2. Замінити повітряний балон. 3. Ремонтувати або поміняти засувку.
6 Навантаження силового приводу більше номінальну.	1 фільтраційна сітка.	1 Демонтувати фільтраційну сітку та вичистити бруд.

Дефекти силового блоку

Можливі дефекти	Причина	Способи усунення
1 Дуже гарячий підшипник.	1. Забруднений масляний трубопровід та отвір. 2. Брудне мастило 3. Знос та пошкодження підшипника.	1. Очистити масляний трубопровід та отвір. 2. Замінити чисту олію. 3. Демонтувати підшипник і перевірити причину,змінити підшипник.
2. Звукудару на силовому блоці	1. Напрямний щит хрестовини. 2. Зношений підшипник. 3. Ослаблений напрямний щит. 4. Удар водою на гідравлічному блоці.	1. Відрегулювати вільний зазор або змінити зношений напрямний щит. 2. Замінити підшипник. 3. Затягувати кріплення. 4. Поліпшити впускну здатність.

5.6 Консервація

При не роботі у довгому часу необхідно зберегти.

До консервації потрібно уважно вичистити бруд, випорожнити всі вузли гідравлічного блоку, очистити водою та витерти.

Випустити масло з піддону масляного бака силового блоку та вичистити донні шлами.

Намазати всі поверхні підшипника, хрестовини, шестірні, поршні і середніх стрижнів шатуна щільним маслом.

Змастити всі поверхні вузлів гідравлічного блоку.

Закрити вхід та вихід заглушками.

Необхідно суворо закрити задні та передні кришки отвору хрестовини та отвори для спостереження.

Висновки

У роботі розглянуто конструкцію, принцип дії, класифікацію та особливості експлуатації бурових насосів, які є основним елементом циркуляційної сис-теми при бурінні свердловин. У першому розділі наведено загальні відомості про насоси, проаналізовано їх будову, функціональні характеристики та основні типи, що застосовуються в буровій техніці.

Другий розділ присвячено класифікації бурових насосів за конструкційни-ми, технологічними та експлуатаційними ознаками.

У третьому розділі здійснено детальний аналіз конструкції бурового насоса 3NB-1600 та його модифікації 3NB-1300F/1600F. Розглянуто технічні характе-ристики, конструкцію основних деталей і вузлів, порядок монтажу силового та гідравлічного блоків, систему мащення та особливості складання.

Четвертий розділ містить інженерні розрахунки ключових елементів насоса – штока та циліндрової втулки, що дає змогу оцінити їх міцність і надійність у процесі роботи.

У п’ятому розділі описано монтаж, пуск, контроль, технічне обслуговуван-ня та консервацію насоса. Подано методи діагностики, усунення можливих дефектів і рекомендації з продовження терміну служби обладнання.

Отримані результати можуть бути використані для навчальних цілей, при підготовці фахівців з буріння свердловин, а також під час розроблення, модернізації та експлуатації бурових насосних установок.

Перелік джерел інформації

1) Мислюк М. А., Рибчич І. Й., Яремійчук С. Р. Буріння свердловин : довідник : у 5 т. Київ : Інтерпрес ЛТД, 2002–2012. 363 с.

2) Білецький В. С., Орловський В. І., Дмитренко А. М., Похилко О. Основи нафтогазової справи. Полтава : ПолтНТУ, 2017. 312 с.

3) Орловський В. М., Білецький В. С., Вітрик В. Г., Сіренко В. І. Бурове і технологічне обладнання. Харків : Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова, 2021. 358 с.

4) Иогансен К. В. Спутник буровика : справочник. 3-е изд., перераб. и доп. Москва : Недра, 1990. 303 с.

5) Баграмов Р. А. Буровые машины и комплексы. Москва: Недра, 1988.

6) Дудля Н. А. Проектирование буровых машин и механизмов. Киев : Высшая школа, 1990. 272 с.

7) Лобачев П. В. Насосы и насосные станции. Москва: Стройиздат, 1990. 320 с.

8) Молчанов А. Г., Чичеров В. Л. Нефтепромысловые машины и механизмы. Москва : Недра, 1983. 308 с.

9) Лесецкий В. А., Ильский В. А. Буровые машины и механизмы. Москва: Недра, 1980. 391 с.

10) Ильский А. Л., Касьянов В. М., Порошин В. Г. Буровые машины, механизмы и сооружения. Москва : Недра, 1967. 472 с.

11) Кардыш В. Г., Мурзаков Б. В., Окмянский А. С. Современное состояние, тенденции развития основных параметров и конструктивные особенности зарубежных буровых насосов : обзорная информация. Техника и технология геолог. разв. работ, орг-я произв. Москва : ВИЭМС, 1980. 42 с.

12) Ильский А. Л. Трехцилиндровые насосы простого действия и их применение в буровых установках / А. Л. Ильский та ін. Москва : ВНИИОЭНГ, 1972. 55 с.

13) Григорчук М. С., Кузьменко В. І. Бурові машини та обладнання : навч. посіб. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2012. 312 с.

14) Кузьменко В. І., Григорчук М. С. Обладнання для буріння нафтових і газових свердловин : підручник. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2015. 420 с.

15) Коровяка Є. А., Хоменко В. Л., Винников Ю. Л., Харченко М. О., Расцвєтаєв В. О. Буріння свердловин : навч. посіб. Дніпро : Нац. гірничий ун-т, 2016. 312 с.

16) Римчук Д. В., Пономаренко В. В., Шудрик О. Л. Обладнання для буріння свердловин і видобутку нафти та газу : підручник. Харків : НТУ «ХПІ», 2019. 248 с.

17) Дудля М. А. Бурові машини і механізми : підручник. Кривий Ріг : КДПУ, 2017. 280 с.

18) Машини та обладнання для буріння свердловин : навчальний курс 184БОК26. Полтава : Полтавський нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка, 2021.

19) Яремійчук Р. С. Теоретичні основи, техніка і технологія будівництва свердловин. Наукові праці Полтавського нац. техн. ун-ту ім. Ю. Кондратюка, 2020, № 2 (58), с. 45–53.