

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»

Бакбергенов Шынгыс Муратович

Модернизация гидравлической части бурового насоса УНБТ - 950

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ  
ЗАПИСКА**

к дипломному проекту

Специальность 5В072400 – Технологические машины и оборудование

Алматы 2022

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»



**ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ**  
Заведующий кафедрой  
Технологические машины  
и транспорт»  
Бортебаев С.А.  
« 25 » 05 2022 г.

**ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ**

На тему: «Модернизация гидравлической части 3-х поршневого насоса мощностью 950 кВт»

по специальности: 5В072400 - Технологические машины и оборудование

Выполнил:

Бакбергенов Ш.М.

Рецензент  
докт. техн. наук, профессор

(ученая степень, звание)  
Кабулов С.З.  
подпись

" 25 " 05 2022 г.



Научный руководитель:  
канд. техн. наук, профессор,

Заурбеков С.А.

" 25 " 05 2022 г.

Алматы 2022

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»

5B072400 – Технологические машины и оборудование

**УТВЕРЖДАЮ**

Заведующий кафедрой  
«Технологические машины  
и транспорт»  
  
Бортебаев С.А.  
«20»    2022 г.

**ЗАДАНИЕ**

**на выполнение дипломного проекта**

Обучающимся Бакбергенов Ш.М.

Тема: «Модернизация гидравлической части 3-х поршневого насоса мощностью 950 кВт»

Утвержден приказом ректора Университета № 489-П/Ө от «24» декабря 2021 г.

Срок сдачи законченной работы: "22" мая 2022 г.

Исходные данные дипломного проекта: буровой насос УНБТ-950

Перечень подлежащих разработке в дипломном проекте вопросов или краткое содержание дипломного проекта:

а) В технической части – рассматривается конструкция бурового насоса, обзор существующих конструкции, принцип работы выбор прототипа;

б) Расчетная часть – определение действующих нагрузок, конструктивных геометрических параметров и прочностные расчеты подтверждающие работоспособность поршня из полиуретана;

в) Раздел модернизация гидравлической части бурового насоса – рассматриваются причины регулярных поломок насосов;

Рекомендуемая основная литература: из 15 наименований

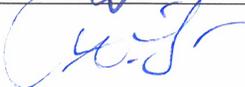
## ГРАФИК

подготовки дипломного проекта

Наименования разделов	Сроки представления научному руководителю и консультантам	Примечание
Техническая часть	10.03.2022 г.	
Расчетная часть	24.03.2022 г.	
Специальная часть	03.05.2022 г.	

### Подписи

консультантов и нормоконтролера на законченный дипломный проект с указанием относящихся к ним разделов проекта

Наименования разделов	Научн. руководитель, консультанты, Ф.И.О. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Техническая часть	к.т.н., профессор, Заурбеков С.А.	20.05.22.	
Расчетная часть	к.т.н., профессор, Заурбеков С.А.	23.05.22.	
Специальная часть	к.т.н., профессор, Заурбеков С.А.	27.05.22.	
Охрана труда	к.т.н., профессор, Заурбеков С.А.	24.05.22.	
Нормоконтролер	м.т.н., лектор Сарыбаев Е.Е.	25.05.22	

Научный руководитель:

 к.т.н., проф., Заурбеков С.А.

Задание принял к исполнению студент

 Бакбергенов Ш.М.

Дата « \_\_\_ »

## ОТЗЫВ

### научного руководителя

на дипломный проект «Модернизация гидравлической части 3-х поршневого насоса мощностью 950 кВт» выполненного студентом

**Бакбергеновым Шынгыс Муратовичем**

Казахского национального исследовательского технического университета имени К.И.Сатпаева

Специальность 5В072400 – Технологические машины и оборудование  
(по отраслям)

Тема дипломного проекта посвящена решению актуальной задачи совершенствования конструкции гидравлической части 3-х поршневого бурового насоса.

Дипломантом обоснованно выбран объект для внесения усовершенствования наиболее нагруженный элемент гидравлической части - поршень. Совершенствование конструкции поршня путем применения современных материалов, позволит существенно увеличить межремонтный период работы устройства.

Разделы дипломного проекта логически и последовательно, дополняют друг друга, обладают внутренним единством и направленностью на решение поставленной задачи. Считаю, что проект выполнен на должном уровне.

Проект студентом Бакбергеновым Ш.М. выполнен самостоятельно, с использованием соответствующих методик расчетов на проектирование и современных средств поиска необходимой информации из литературных, патентных источников и Интернета. Графическая часть проекта выполнена в соответствии с требованиями ЕСКД и ГОСТ с применением программы «Компас».

Считаю, что дипломант Бакбергенов Ш.М. может быть допущен к защите и заслуживает присвоения квалификации и академической степени «Бакалавр техники и технологии» по специальности 5В072400 – Технологические машины и оборудование (по отраслям).

**Руководитель**  
**канд.техн.наук,**  
**профессор**  
24.05.2022 года



**Заурбеков С.А.**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН  
СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский  
технический университет имени К.И. Сатпаева

«23» 05 2022г

Бакбергенов Шынгыс Муратович  
(фамилия, инициалы)

Направление на рецензию

Кабдулов Серик Зейнуллич

(фамилия, инициалы)

Институт Энергетики и машиностроение

Казахского национального исследовательского  
технического

университета имени К.И. Сатпаева

направляет Вам на рецензию проект студента

4 курса по специальности

5B072400 – Технологические машины и  
оборудование (по отраслям)

050013, г. Алматы, ул. Сатпаева 22

На тему: Модернизация гидравлической части 3-х поршневого насоса мощностью 950  
кВт.

Рецензия должна отражать следующие вопросы:

1 Актуальность темы дипломного проекта (работы).

2 Анализ содержания расчетно-пояснительной записки, положительные и отрицательные стороны  
проекта (работы).

3 Возможность внедрения проекта (работы) в производство.

4 Качество графической части проекта (работы).

5 Заключение (с оценкой) по проекту (работы).

Просим представить рецензию к «\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ года

М.П.

Директор института  
Заведующий кафедрой



/ К.К.Елемесов /  
/ С.А.Бортебаев /

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И  
НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный  
исследовательский технический  
университет имени К.И. Сатпаева

«23» 05 2022г

Бакбергенов Шынгыс Муратович  
(фамилия, инициалы)

Направление на рецензию

Кабдулов Серик Зейнуллич

(фамилия, инициалы)

Институт Энергетики и машиностроение

Казахского национального исследовательского  
технического

университета имени К.И. Сатпаева

направляет Вам на рецензию проект студента

4 курса по специальности

5B072400 – Технологические машины и  
оборудование (по отраслям)

050013, г. Алматы, ул. Сатпаева 22

На тему: Модернизация гидравлической части 3-х поршневого насоса мощностью 950 кВт.

Рецензия должна отражать следующие вопросы:

1 Актуальность темы дипломного проекта (работы).

2 Анализ содержания расчетно-пояснительной записки, положительные и отрицательные  
стороны проекта (работы).

3 Возможность внедрения проекта (работы) в производство.

4 Качество графической части проекта (работы).

5 Заключение (с оценкой) по проекту (работы).

Просим представить рецензию к «\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ года

М.П.

Директор института  
Заведующий кафедрой



/ К.К.Елемесов /  
/ С.А.Бортебаев /

## ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день решение задач с ускорением технического прогресса в нефтяной промышленности прочно связано с улучшением технико-экономических показателей буровых работ.

Улучшение технико-экономических показателей буровых работ является важной задачей для ускорения технического прогресса в нефтяной промышленности.

За последние несколько лет собраны новые образцы буровых насосов, повлиявших на производительность буровых работ. Успехи бурения тесно связаны с новыми научными разработками в области расчета и проектирования буровых машин.

Большой объем опытных работ повлиял на появление трехпоршневых насосов. Уменьшение массы двухпоршневых насосов примерно в 2 раза удалось достичь за счет увеличения быстроходности трехпоршневых насосов.

## **1 Техническая часть**

### **1.1 Функциональное назначение бурового насоса**

Предназначением буровых насосов является подача промывочной жидкости на забой при бурении скважин. При роторном бурении промывочная жидкость подаётся через колонну бурильных труб на забой скважины для охлаждения и выноса разрушенной долотом горной породы, а также для передачи энергии потока турбобуру и связанному с ним долоту. В качестве промывочной жидкости можно применять воду или глинистый раствор с наличием нефти, щелочи, соды и других компонентов.

Исходя из назначения и условий эксплуатации к буровым насосам предъявляются следующие основные требования:

1) подача насоса должна быть регулируемой в пределах, обеспечивающих эффективную промывку скважины;

2) скорость промывочной жидкости на выходе из насоса должна быть равномерной для устранения инерционных нагрузок и пульсаций давления, вызывающих осложнения в бурении, дополнительные энергетические затраты и усталостные разрушения;

3) мощность насоса должна быть достаточной для промывки скважины и привода забойных гидравлических двигателей;

4) насосы должны быть приспособлены для работы с абразиво- и маслосодержащими коррозионно-активными промывочными растворами различной плотности;

5) узлы и детали, контактирующие с промывочным раствором, должны обладать достаточной долговечностью и быть приспособленными к удобной и быстрой замене при выходе из строя;

6) узлы и детали приводной части должны быть защищены от промывочного раствора и доступны для осмотра и технического обслуживания;

7) крупногабаритные узлы и детали должны быть обеспечены устройствами для надежного захвата и перемещения при работе и техническом обслуживании;

8) конструкция насосов должна допускать правое и левое расположение двигателей насосного агрегата;

9) насосы должны быть приспособлены к транспортировке в собранном виде на далекие и близкие расстояния и перемещению волоком в пределах буровой;

10) насос должен иметь предохранительный клапан на случай повышения давления выше предельного. Предохранительный клапан должен иметь линию, сброса в приемные амбары;

11) приводная часть насоса должна быть надежно защищена от грязи, пыли и воды;

12) конструкция должна допускать привод от электродвигателей и дизельного силового привода;

13) надежность и долговечность насосов должны сочетаться с их экономичностью и безопасностью эксплуатации.

С ростом глубины бурения значительно увеличиваются и мощности буровых насосов.

Наблюдающаяся в современном бурении тенденция к увеличению гидравлической мощности буровых установок объясняется тем, что путем возможно полного использования этой мощности удастся получить увеличение проходки за рейс и скорости бурения.

В зависимости от назначения, типа буровой установки и способа бурения в каждом отдельном случае выбираются насосы необходимой мощности, производительности и давления.

Для обеспечения полной надежности в работе буровая установка должна иметь не менее двух насосов, один из которых может быть резервным. Обвязка и конструкция насосов должны допускать возможность отдельной и параллельной их работы.

Буровые насосы устанавливаются на расстоянии до 100 м от устья скважины под навесом или в обычно необогреваемом легкоразборном укрытии. Насосы эксплуатируются в различных климатических условиях при температуре воздуха до  $\pm 500$  С и температуре промывочной жидкости от  $+1$  до  $+70^\circ$  С.

Рабочие органы буровых насосов преимущественно выполняются в виде поршней. Наиболее распространены двухпоршневые насосы двустороннего действия, на смену которым в последние годы приходят трехпоршневые насосы одностороннего действия. В насосах двустороннего действия жидкость перемещается в поршневой и штоковой полостях и за один двойной ход поршня совершаются два цикла всасывания и нагнетания. При одностороннем действии жидкость перемещается в поршневой полости рабочей камеры и за один двойной ход совершается один цикл всасывания и нагнетания.

В буровых насосах используются самодействующие пружинные клапаны тарельчатой конструкции. Всасывающие и нагнетательные клапаны взаимозаменяемы. Оси поршней параллельны и располагаются в горизонтальной плоскости по одну сторону от привода насоса. Ведущее звено буровых насосов, сообщающее движение поршням, выполняется в виде вращающегося эксцентрикового, кривошипного, пальцевого либо коленчатого вала. Прямодействующие насосы, ведущее звено которых имеет возвратно – поступательное движение, в современных отечественных буровых установках не используются.

Ведущий вал приводится от трансмиссионного вала насоса посредством цилиндрической зубчатой пары. Промывочная жидкость перемещается по одноступенчатой и однопоточной схеме, через общую приемную линию и один отвод. Подача насоса изменяется с помощью сменных цилиндрических втулок либо изменением числа ходов насоса. Пульсации давления, вызываемые неравномерной скоростью поршней, снижаются до практически приемлемого уровня при помощи пневматических компенсаторов. В буровых насосных агрегатах используются преимущественно электродвигатели и дизели, вращение

которых передается трансмиссионному валу насоса клиноременной либо цепной передачей.

## 1.2 Принцип работы и устройство буровых насосов

Все виды буровых насосов имеют один и тот же принцип работы, который заключается в передаче вращательного движения от двигателя через трансмиссию к коренному валу, снабженному механизмом с кривыми шипами и шатунами. Данный механизм посредством возвратно-поступательных движений поршня, штока и крейцкопфа совершает вращательное движение вала.

Двигающийся в цилиндре поршень посредством клапанов создает давление, которое обеспечивает всасывание жидкости. При движении жидкости влево всасывающий клапан закрывается, однако после этого, когда давление в трубопроводе повышается, клапан всасывания вновь открывается и рабочая жидкость выбегает. Данный процесс повторяется беспрерывно, пока работает насос.

Более правильным считается применение 3-цилиндровых аппаратов, которые работают в одностороннем режиме. Такие устройства владеют большими показателями мощности, чем двусторонние установки с двумя цилиндрами. 3-цилиндровые устройства, имея повышенную мощность, обеспечивают более равномерную и стабильную подачу раствора, используемого при бурении.

Устройство буровых насосов и их конструкция довольно просты для понимания. Так, механическая часть агрегата, собрана на общей раме, и взаимодействует с частью гидравлической. В механическую часть входят такие элементы, как распределительный блок, приводной шкив, трансмиссионный вал, ползунной механизм с кривыми шипами и редуктор, которые устанавливаются в корпус, содержащий узлы системы смазки. Особенностью конструкции, кроме прочего, считаются биметаллические втулки для буровых насосов, которые также входят в механическую часть.

Гидравлическая часть состоит из:

- предохранительного клапана;
- группы поршней с цилиндрами;
- блока, охлаждающего цилиндры и поршни;
- гидравлического блока;
- выходных клапанов, расположенных попарно;
- пневматического компенсатора.

Примечательно, что такие виды оборудования просты как в установке, так и в ремонте, так как все детали легко поддаются замене.

Принципиальная схема бурового насоса приведена на рисунке 1.

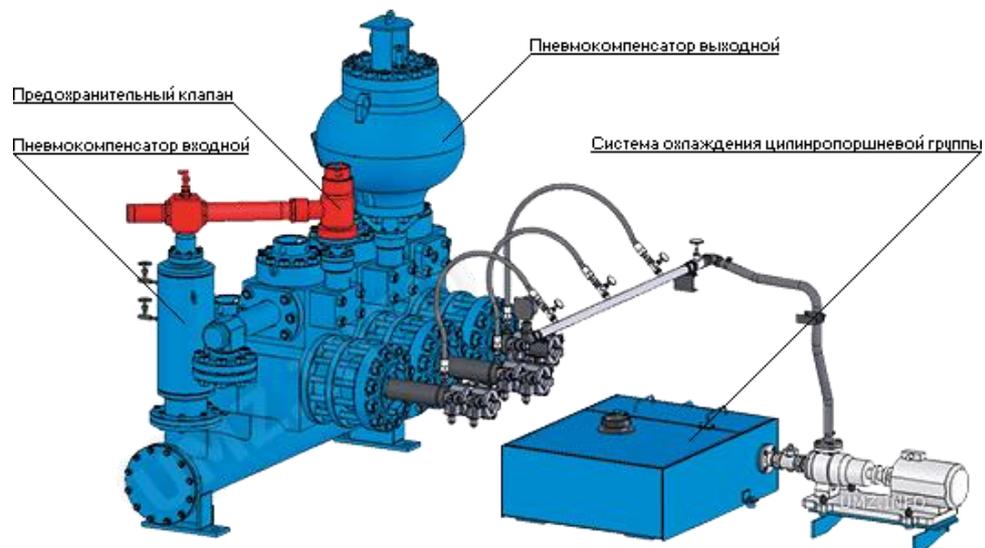


Рисунок 1 – Принципиальная схема бурового насоса

### 1.3 Обзор буровых насосов российского и китайского производств

1.3.1 *Буровые насосы российского производства.* Формирование объемов производства и моддинг конструкции привели к убавлению стоимости насосов триплекс, которые вследствие этому стали применяться при бурении на суше и старательно вытеснять насосы дуплекс. Буровые насосы триплекс зарубежного и отечественного производства различаются огромным разнообразием схем гидравлической части. Далее в таблице 1 показаны несколько образцов насосов российского производства.

Таблица 1 – Технические характеристики буровых насосов российского производства

Параметры	БрН-1	НБ-600	У8- 6МА2	У8- 7МА2	УНБТ-800	УНБТ-950	УНБТ-1180
Мощность насоса, кВт	365	600	585	850	800	950	1180
Полезная мощность насоса, кВт	330	540	500	710	720	855	1160
Число поршней	2	2	2	2	3	3	3
Максимальное число двойных ходов поршня в 1 мин	72	135	66	66	135	125	125

Ход поршня, мм	300	250	400	400	250	290	290
Внутренний диаметр цилиндровых втулок, мм:							
- наибольший	180	180	200	200	180	180	180
- наименьший	130	120	130	140	130	140	140
Подача, дм <sup>3</sup> /с:							
- наибольшая	34,8	42,9	50,9	50,9	41,4	46,0'	46,0
- наименьшая	16,4	19,1	18,9	22,7	22,4	28,8	28,8
Давление, МПа:							
- наибольшее	9,8	11,3	9,6	14,2	17	19	24
- наименьшее	20	25	25	32	32	32	40
Максимальная частота вращения трансмиссионного вала, об/мин	330	425	325	337	412	566	566
Диаметр штока поршня, мм	65	65	80	80	70	60	60
Передаточное число зубчатой пары	4,15	3,15	4,92	5,11	3,05	4,53	4,53
Диаметр проходного отверстия седла клапана, мм	145	145	145	145	145	135	145
Диаметр проходного отверстия коллектора, мм:							
- всасывающего	200	200	275	275	230	230	230
-нагнетающего	95	95	109	125	100	100	100
Габариты насоса, мм:							
- длина	4160	4460	5000	5340	4470	5550	5550
-ширина	2430	2720	3000	3340	2980	3250	5400
-высота	2710	1640	3240	3400	2200	3250	3400
Масса насоса со шкивом, т	13,2	19	27,7	37,3	22,4	22,7	23,5

#### Конструктивные особенности:

- мощность и давление насоса на каждом диаметре поршня позволяют реализовывать технологию проводки скважины с использованием форсированного режима бурения;

- двухкамерное уплотнение штока ползуна для избежания потери масла из картера и засорения его буровым раствором;

- кованные гидрокоробки из высокопрочной легированной стали;

- ионное азотирование зубчатой передачи;

- гидрозатворное устройство цилиндропоршневой группы;

- смазка редукторной части из двух систем:

- всасывающий и нагнетательный коллекторы для присоединения трубопроводов с обеих сторон;

- принудительная с автоматическим поддержанием постоянного давления масла в маслопроводах;
- самотечная из накопительных лотков;
- предохранительный клапан блокирующего устройства;
- трансмиссия привода с любой стороны насоса или с обеих сторон;

*1.3.2 Буровые насосы китайского производства.* В наше время на отечественном рынке бурильных работ все более обширное распространение приобретает буровое оборудование китайского производства из-за рационального сочетания соотношения «цена – качество».

В Китае буровые насосы выпускаются 2-х серий - F и 3NB, в соответствии с техническими условиями АНИ.

Буровые насосы серии F выпускаются последующих пяти модификаций F-500, F-800, F-1000, F-1300 и F-1600. Первые три модели изготавливаются в соответствии с технологическим процессом, импортированным в 1985 году у американской компании LTV Energy Product Company. На основе импортированной технологии уже в Китае сконструированы и изготовлены буровые насосы F-1300 и F-1600, соответствующие техническим условиям АНИ. Технические характеристики насосов серии F приведены в таблице 2.

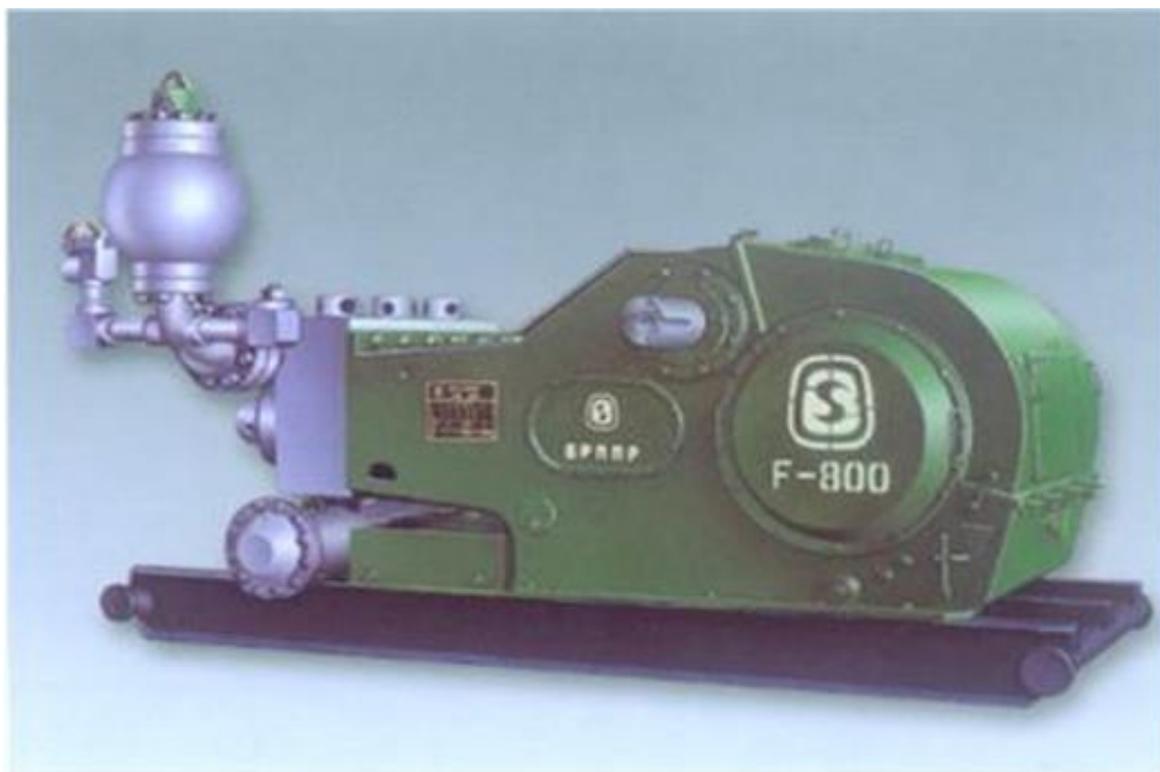


Рисунок 2 – Внешний вид бурового насоса триплекс F-800

Насосы серии F имеют удлиненную длину хода и относительно низкое число двойных ходов в минуту. Таким образом, они улучшают рабочие

характеристики всасывания и продлевают срок службы расходных частей в нагнетательной части насоса.

Особенностью насосов серии F является:

- непрерывная шевронная зубчатая передача;
- цельный коленчатый вал из легированной стали;
- сменная направляющая крейцкопфа;
- рама, изготовленная из сварных стальных пластин;
- разделенная на два отсека конструкция для удлиняющего стержня;
- на приводных частях применяется комбинированная система смазки с принудительной смазкой и смазка разбрызгиванием;
- нагнетательная часть насоса состоит из трех взаимозаменяемых кованых клапанов над клапанной конструкцией, которая может быть никелирована в зависимости от требований заказчика;
- вкладыши устанавливаются в позицию резьбовой полостью;
- буровые насосы F-1300/1600 оснащены подъемным устройством для легкой замены вкладышей в верхней части рамы.

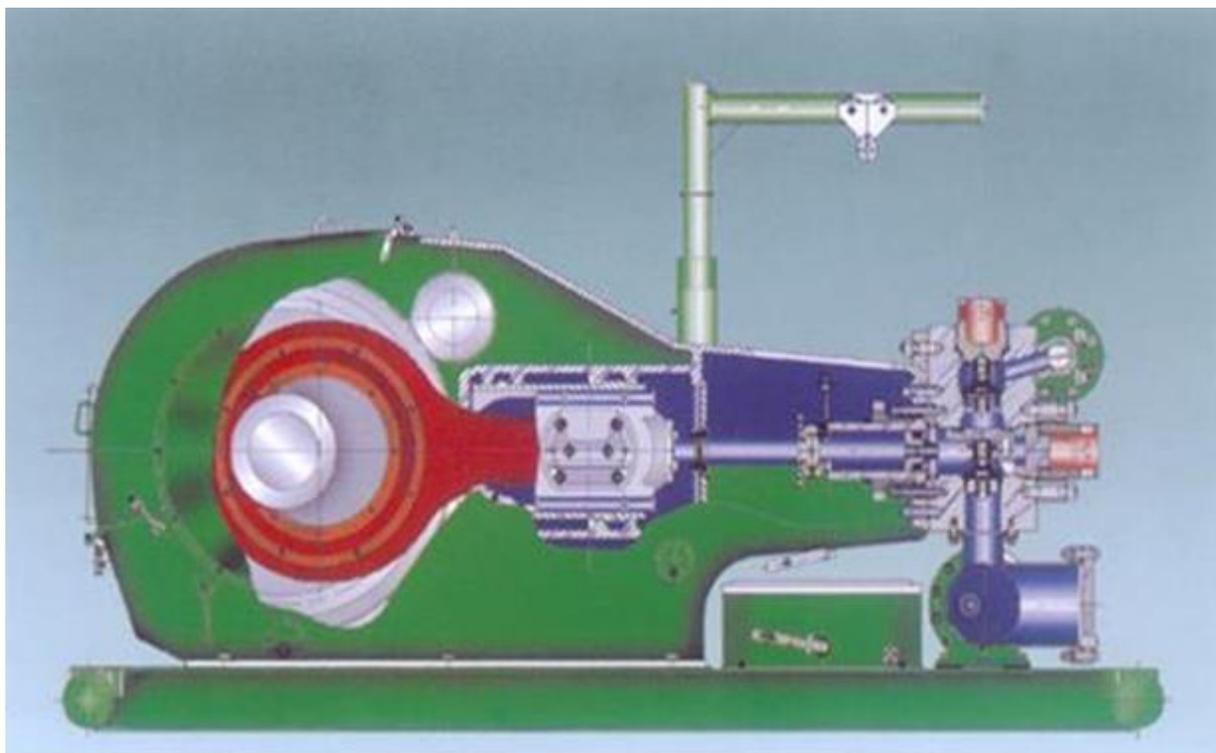


Рисунок 3 – Буровой насос F – 800 в разрезе

Ниже приводятся технические характеристики буровых насосов серии F для каждой модификации.

Таблица 2 – Характерные параметры трехцилиндровых буровых насосов F-800

Ход/мин	Номинальная л.с.		Диаметр (дюйм) и номинальное давление МПа (psi)					
			6 3/4	6 1/2	6 1/4	6	5 1/2	5
			13.6 (1967)	14.6 (2122)	15.8 (2295)	17.2 (2490)	20.4 (2963)	24.7 (3586)
	кВт	л.с.	Объем, л/мин (гал/мин)					
			160	150*	140	130	120	110
	637	853	2,533 (669)	2,348 (621)	2,172 (574)	2,110 (529)	1,682 (444)	1,390 (367)
	597	800	2,375 (627)	2,202 (582)	2,036 (538)	1,876 (496)	1,577 (416)	1,303 (344)
	557	747	2,217 (585)	2,055 (543)	1,900 (502)	1,751 (463)	1,472 (388)	1,216 (321)
	517	693	2,058 (543)	1,908 (504)	1,764 (466)	1,626 (430)	1,367 (360)	1,129 (298)
	478	640	1,900 (502)	1,762 (466)	1,629 (430)	1,501 (397)	1,262 (333)	1,042 (275)
	438	587	1,742 (460)	1,615 (427)	1,493 (394)	1,376 (364)	1,156 (305)	955 (252)
			15.8 (4.18)	14.7 (3.88)	13.6 (3.59)	12.5 (3.30)	10.5 (2.78)	8.7 (2.29)

#### 1.4 Выбор прототипа бурового насоса и типа привода

При конструировании насосов сначала выбирают прототип конструкции и устанавливают структуру конструкции. Выбор прототипа конструкции насоса, на базе которого в соответствии с заданными исходными данными конструируется новый, должен основываться на всестороннем анализе уже существующих конструкций и данных об их эксплуатации.

В буровой технике распространение получили два типа горизонтальных приводных возвратно-поступательных объемных насосов: двухпоршневые двустороннего действия (дуплексы) и трехпоршневые одностороннего действия (триплексы). В последние годы буровые установки преимущественно оснащаются быстроходными трехпоршневыми насосными агрегатами с регулируемым приводом, обладающими лучшими массогабаритными показателями по сравнению с дуплексами:

- более простая по конструкции и технологичная в изготовлении гидравлическая часть насоса благодаря простой форме и меньшим размерам клапанных коробок и компенсатора;

- более эффективная система смазки, охлаждения и контроля за состоянием рабочих органов в связи с наличием доступа непосредственно к поршню с обратной стороны;
  - более высокий КПД из-за обильной смазки цилиндропоршневых пар (ЦПП) и исключение уплотнений штоков;
  - более высокий коэффициент готовности (на 5–7%) из-за резкого сокращения времени восстановления сменных частей гидроблоков;
  - меньшая неравномерность подачи: 14-29%, против 45-56%.
- В данной дипломной работе выбран трехпоршневой буровой насос УНБТ-950.

### 1.5 Конструкционные особенности буровых насосов УНБТ – 950

Буровой насос УНБТ – 950 расшифровывается как Уралмашевский Насос Буровой Трехпоршневой. Цифры обозначают мощность оборудования, т.е. в нашем случае 950 кВт. Основные технические характеристики приведены в таблице 2.

Таблица 3 – Технические характеристики УНБТ – 950

Технические характеристики	Параметры
Мощность насоса, кВт	950
Число цилиндров	3
Номинальная частота хода поршня в минуту	125
Максимальная идеальная подача насоса, л/с	46
Максимальное давление на выходе, МПа	320
Давление на выходе, МПа	0.2
Гидравлический блок	кованый
Размеры бака габаритные, мм высота/ширина/длина	1830/2627/5400
Масса, кг (без шкива и компенсатора)	21500
Частота вращения входного вала, предельная (об/мин)	9,26
Направление линий зуба зубчатой передачи	шевронное
Тип компенсатора на выходе из насоса	ПК 70 – 350

УНБТ – 950 имеет трехпоршневую конструкцию, поршни одностороннего действия, горизонтального исполнения как и большинство буровых насосов. Схема устройства УНБТ – 950 представлен на рисунке 4

Насос состоит из двух основных функционально связанных между собой частей: гидравлической части и редуктора, смонтированных на раме насоса или раме модуля буровой установки.

Гидравлическая часть включает: гидравлический блок 3, в котором размещены попарно, ступенчато, в трех гидрокоробках, состоящих из двух частей, входной и выходной клапаны 2, пневмокомпенсатор 4 и

предохранительный клапан, установленные на выходном коллекторе, цилиндро-поршневая группа 1, блок охлаждения ЦПГ 5. В нижней части гидравлического блока установлен входной коллектор, на котором смонтированы два пневмокомпенсатора и шибер для оперативного слива перекачиваемой жидкости.

Гидравлические блоки буровых насосов состоят из корпусных и сменных деталей. К корпусным деталям относятся гидрокоробки и их крышки, приемный и нагнетательный коллекторы, к сменным – цилиндрические втулки и поршни, седло и тарель клапана, уплотнения неподвижных и подвижных соединений.

Гидравлические блоки предназначены для преобразования механической энергии в гидравлическую. В трехпоршневом насосе гидравлический блок состоит из трех гидрокоробок, объединенных общими всасывающими и нагнетательными коллекторами.

В каждой гидравлической коробке размещены поршни со штоками. Поршни представляют собой стальные сердечники, гуммированные резиновой смесью, образующей уплотнительную манжету поршня. Поршни со штоками устанавливаются в сменные цилиндрические втулки. Изменение давления и подачи насоса достигается установкой поршней и цилиндрических втулок соответствующего диаметра.

Редуктор включает: корпус в сборе с узлами системы смазки, блок распределения, кривошипно – ползунный механизм, трансмиссионный вал, шкиф и крышку.

Консольно – поворотный кран 6, смонтированный на корпусе, служит для механизации ремонтных работ гидравлического блока.

Трансмиссионный вал 8 через цепную или ременную передачу получает вращение от привода и через зубчатую пару передает момент вращения кривошипному валу. Шатунными механизмами вращательное движение кривошипного вала преобразуется в возвратно – поступательное движение поршней. Поршни, перемещаясь в цилиндрах, совершают поочередно такт всасывания и нагнетания.

При такте всасывания в цилиндрах создается разрежение (при работе насоса в режиме самовсасывания) и входные клапаны открыты, а выходные закрыты.

При такте нагнетания выходные клапаны открыты, входные закрыты. Потоки жидкости из цилиндров суммируются в выходном коллекторе.

Суммирование синусоидальных по характеру изменения потоков приводит к пульсации подачи и давления. Пульсирующий поток на входе в насос выравнивается входными пневмокомпенсаторами типа ПК50-6, а на выходе – пневмокомпенсаторами типа ПК70-320.

Смазка узлов трения редукторной части осуществляется маслом, заливаемым в картер. Подача масла в узлы трения производится двумя способами:

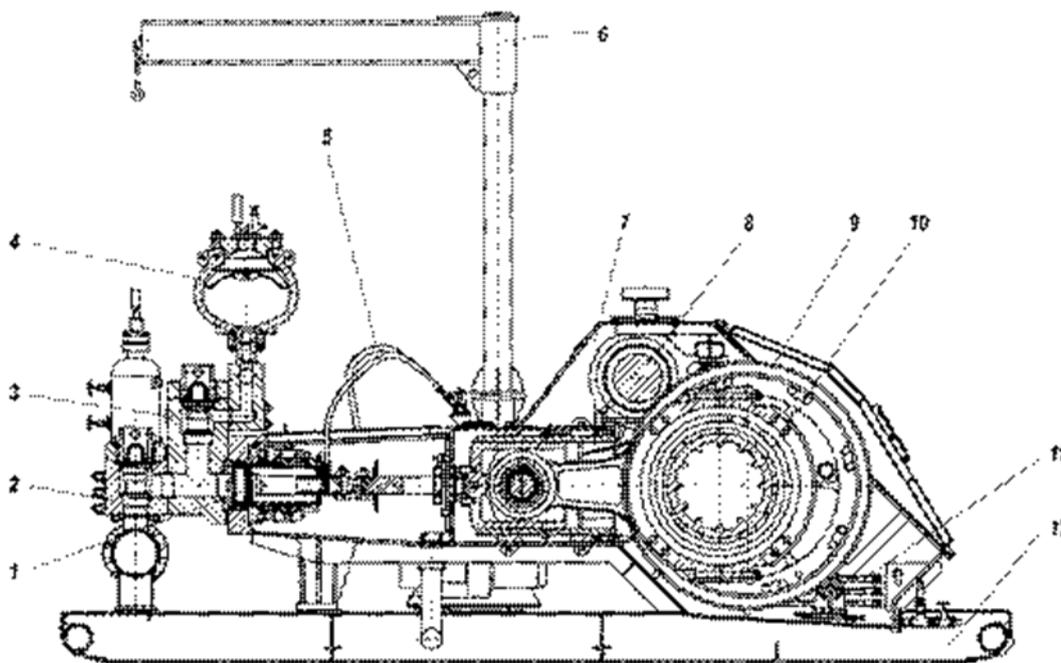
- а) принудительно от шестеренного насоса;
- б) самотеком из накопительных лотков, окупанием и разбрызгиванием.

Самотечная смазка является дублирующей. Шестеренный насос принудительной системы смазки располагается снаружи насоса и получает вращение от электродвигателя.

При принудительной подаче распределения масла в точки слива производится гидроаппаратурой блока распределения, там же располагаются контрольно-измерительные приборы (КИП).

С включением в работу бурового насоса автоматически включаются в работу вспомогательные механизмы и агрегаты: блок охлаждения цилиндро-поршневых групп, система принудительной и самотечной смазки редукторной части, а также КИП.

При превышении предельной нагрузки, на которую рассчитана конструкция насоса, срабатывает предохранительный клапан, и давление снижается до безопасного уровня. Одновременно происходит автоматическое отключение привода насоса, благодаря наличию путевого выключателя, закрепленного на корпусе предохранительного клапана, сигнал от которого поступает в управляющую цепь привода.



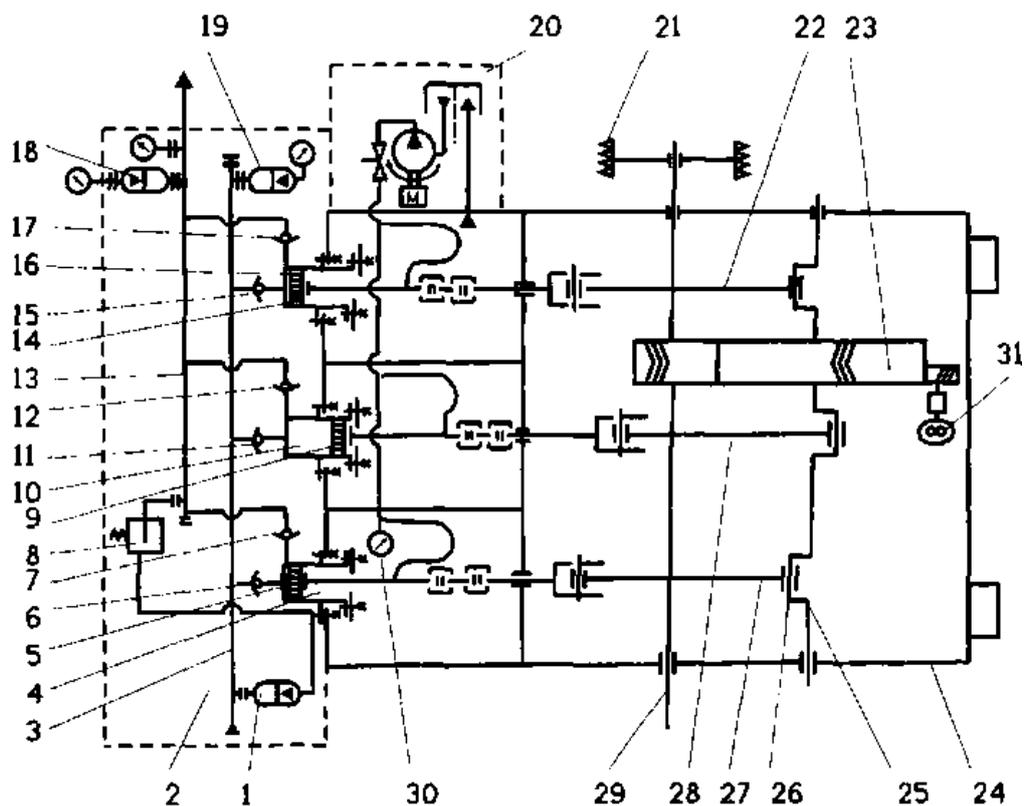
1 – цилиндро-поршневая группа; 2 – клапан; 3 – блок гидравлический; 4 – пневмокомпенсатор; 5 – система СОЖ; 6 – кран консольно-поворотный; 7 – корпус; 8 – трансмиссионный вал; 9 – редуктор; 10 – механизм кривошипно-ползунный; 11 – система смазки; 12 – рама.

Рисунок 4 – Устройство УНБТ – 950

В буровых насосах применяются предохранительные клапаны мембранного, гвоздевого и пружинного типов. Более совершенными являются клапаны пружинного типа с регулировочным устройством, которыми оснащают современные буровые насосы производства ОАО «Уралмаш».

## 1.6 Принцип работы УНБТ-950

Принцип работы насоса поясняется гидрокинематической принципиальной схемой рис. 5. Трансмиссионный вал 29 через приводной шкив 21 получает вращение от привода и через зубчатую пару 23 передает крутящий момент кривошипному валу 25. Шатунными механизмами 22, 27 и 28 вращательное движение кривошипного вала преобразуется в возвратно-поступательное движение поршней 5, 9 и 14 гидроблока 2. Поршни, перемещаясь в цилиндрах, 4, 10 и 16, совершают поочередно всасывание и нагнетание бурового раствора. При такте всасывания входные клапаны 6, 11 и 15 открыты, а выходные клапаны 7, 12 и 17 закрыты. При такте нагнетания выходные клапаны открыты, а входные закрыты. Потoki раствора из цилиндров суммируются в выходном коллекторе 13. Для сглаживания пульсаций бурового раствора на насосе установлены пневмокомпенсаторы на входном коллекторе 1 и 19, а на выходном - 18.



1,18,19 - пневмокомпенсатор; 2 - гидравлический блок; 3 - входной коллектор; 4,10,16 - цилиндр; 5,9,14 - поршень; 6,11,15 - всасывающий клапан; 7,12,17 - нагнетательный клапан; 8 - предохранительный клапан; 13 - входной коллектор; 20 - блок охлаждения ЦПГ; 21 - шкив; 22,27,28 - шатунный механизм; 23 - зубчатая пара; 24 - станина; 25 - кривошипный вал; 26 - кривошип; 29 - трансмиссионный вал; 30 - манометр; 31 - шестеренный насос

Рисунок 5 – Гидрокинематическая схема насоса

Подача смазки на поверхности трения производится принудительно от шестеренчатого насоса 31, а зубчатая передача и шатунные подшипники смазываются окунанием. Кроме этого, опорные подшипники кривошипно-шатунного механизма и трансмиссионного вала имеют дублирующую систему смазки, осуществляемую самотеком из накопительных лотков. Шестеренчатый насос с приводом от зубчатого колеса 23 расположен в картере. Распределение смазки по точкам производится гидроаппаратурой блока распределения, там же располагаются контрольно-измерительные приборы 30. С включением в работу бурового насоса автоматически включается система смазки и блок охлаждения 20 цилиндропоршневых групп.

При превышении предельного давления срабатывает предохранительный клапан 8, и давление снижается до безопасного уровня, одновременно происходит отключение привода насоса.

Блок охлаждения цилиндропоршневых групп обеспечивает подачу смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ) в зону трения пары втулка - поршень для отвода тепла, уменьшения коэффициента трения скольжения, очистки зеркала скольжения втулки от абразивных частиц, содержащихся в буровом растворе, и образования гидрозатвора, предотвращающего попадание воздуха в цилиндры.

Буровые насосы УНБТ-950 могут работать в режиме самовсасывания и в режиме принудительного подпора на входе. Однако работа насоса в режиме самовсасывания может быть обеспечена только при достаточном кавитационном запасе. Для обеспечения устойчивой бескавитационной работы насоса необходимо в каждом конкретном случае установки насосов производить гидравлический расчет входного трубопровода.

При недостаточном кавитационном запасе возникают явно выраженные гидравлические удары в цилиндрах, которые исключают безаварийную работу насосов. Режим работы бурового насоса с принудительным подпором на входе осуществляется с созданием давления на входе не менее 0,2 МПа, при помощи центробежных (подпорных) насосов.

## 2 Модернизация поршня бурового насоса

### 2.1 Обзор цилиндрической втулки и устройства поршня бурового насоса

Перед определением недостатков поршня, рассмотрим цилиндрическую втулку бурового насоса и посмотрим на устройство поршня для большего понимания работы поршня.

Внутри гидравлических коробок устанавливаются сменные цилиндрические втулки (рис. 6, 7), внутренний диаметр которых выбирается в зависимости от требуемого давления и подачи насоса. Наружные размеры всех втулок одинаковы. С целью повышения сроков службы втулок внутренняя поверхность их подвергается термической обработке. Уплотнение цилиндрических втулок насоса УНБ – 950 (рис. 6) производится путем установки между буртиком цилиндрической втулки 1 и стаканом 4 двух комбинированных уплотнений 2, разделенных стальным кольцом 3. Кольцо имеет по наружному и внутреннему диаметрам проточки с отверстиями. В случае износа уплотнения через специальное отверстие А в гидравлической коробке раствор должен вытекать наружу, что и явится сигналом о неисправности уплотнения цилиндрической втулки.

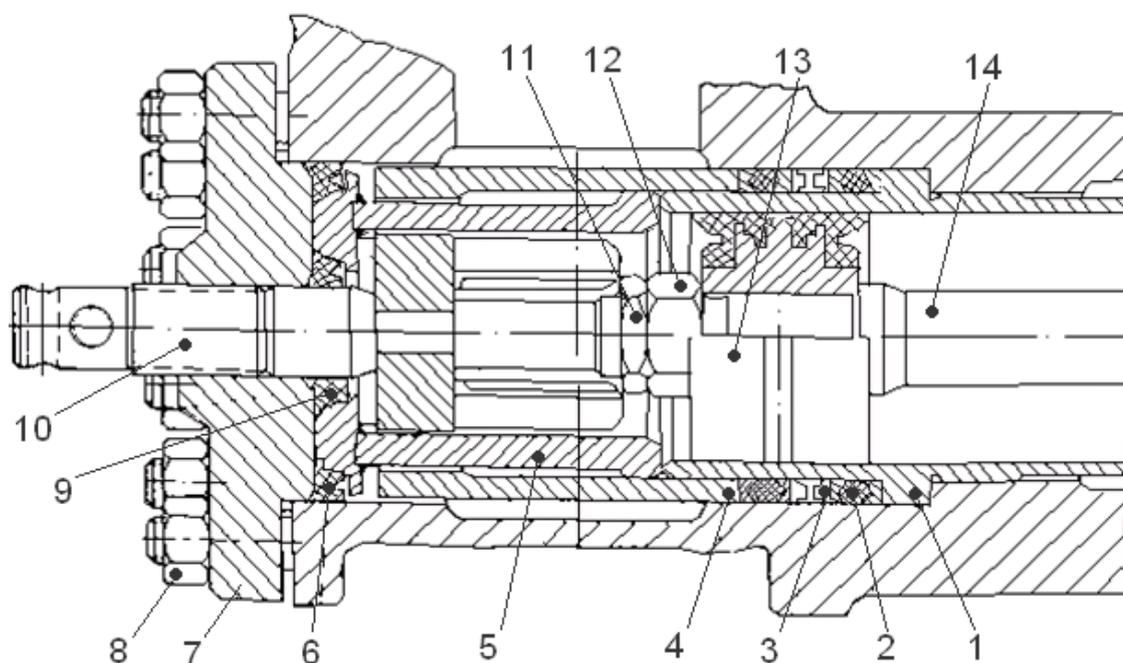


Рисунок 6 – Уплотнение цилиндрических втулок насоса УНБТ – 950

Цилиндрическая крышка 7 уплотняется при помощи самоуплотняющихся манжет 6 и 9. Подтяжка уплотнения 2 цилиндрической втулки производится с помощью болта 10.

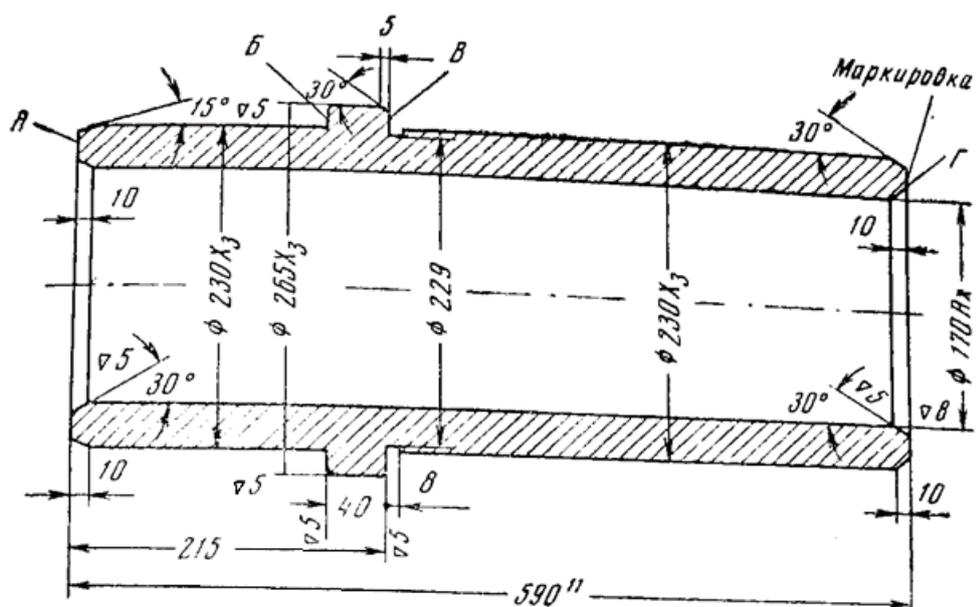


Рисунок 7 – Цилиндрическая втулка насоса УНБТ – 950

В цилиндрических втулках перемещаются поршни. Поршень состоит из сердечника с конической расточкой и привулканизированных к нему двух резиновых манжет. Поршень насажен на конический хвостовик штока и крепится к нему с помощью гайки и контргайки.

## 2.2 Совершенствование поршня бурового насоса

Надежность деталей гидравлической части бурового поршневого насоса в значительной степени зависит от износостойкости взаимно контактирующих поверхностей и уплотнительных элементов поршня и клапанной пары.

Замена изношенных узлов и деталей бурового поршневого насоса в процессе бурения скважины требует значительных материальных и трудовых затрат, применения тяжелого ручного труда в весьма неблагоприятных климатических условиях, а также временного вывода бурового насоса из эксплуатации.

Недостаток конструкции поршня бурового насоса, работающего в условиях повышенных давлений, температур и взаимодействия с агрессивными средами, заключается в небольшом ресурсе его работы, обусловленном быстрым износом уплотнительной манжеты поршня, выполненной из формовой резины и обладающей невысокими физико-механическими свойствами, недостаточными прочностью, износостойкостью и низкой резистентностью к разрушению в условиях прямого взаимодействия с абразивосодержащими агрессивными перекачиваемыми средами. Подверженность уплотнительной манжеты поршня, выполненной из резины, резорбции интенсифицирует ее износ и, следовательно, усугубляет перечисленные недостатки конструкции известного поршня бурового насоса.

Сильное трение уплотнительной манжеты, выполненной из резины, при скольжении ее по цилиндровой втулке вызывает значительный нагрев трущихся и сопряженных с ними поверхностей деталей поршня бурового насоса. Активное действие сил трения и нагрев уплотнительной поверхности манжеты создают дополнительные предпосылки для ее интенсивного износа и разрушения.

По результатам исследований в 35 % случаев поломки буровых насосов происходят из-за износа пары цилиндровая втулка – манжета поршня. Манжеты изготавливаются из резины с кордом; также альтернативой манжет являются пластмассовые кольца.

Было также установлено, что около 80% отказов буровых насосов вызваны износом поршня. Износ поршня является основной причиной отказа работы бурового насоса. Повышение износостойкости пары трения поршень – цилиндр стал ключевым фактором для улучшения срока службы поршня.

Причиной износа является то, что любые подвижные относительно друг друга детали могут соприкоснуться и создавать трение, либо не соприкоснуться. В случае с поршнем и цилиндром, между ними не может быть зазора, иначе не получится создать ни вакуум, ни давление.

Зазор исключается за счет использования уплотнительных колец на поршне. Они надежно закрывают просвет между поршнем и цилиндром, создавая все необходимые характеристики этого механизма. Но они же и принимают на себя все разрушающие воздействия, которые возникают во время его работы.

Поскольку вся нагрузка приходится на кольца, обычно поршни менять не требуется: они не истираются и не ломаются. Но если вовремя не менять сами кольца, то проблемы могут усугубиться, и тогда возникают более серьезные угрозы:

- Кольца истираются, принимают неправильное положение, лопаются и т.д.

- Насос перестает обеспечивать нормативную подачу.

- Если насос продолжает эксплуатироваться, то герметичность продолжает падать, жидкость начинает забрасываться во впускающую полость вместо напорной.

- На этом этапе насос начинает ощутимо шуметь, и его требуется обязательно остановить и провести обслуживание, заменить все вышедшие из строя части.

- Если этого не происходит, то кольцо окончательно ломается, и может произойти заклинивание поршня с погибом штока, появлением обломков внутри цилиндра и т. д.

Разрушение поршней начинается с образования сети мелких рисок и царапин, истирания внутренней поверхности поршня.

Ниже изображены поршень из резины и возможные поломки поршня (рис 8, 9.).

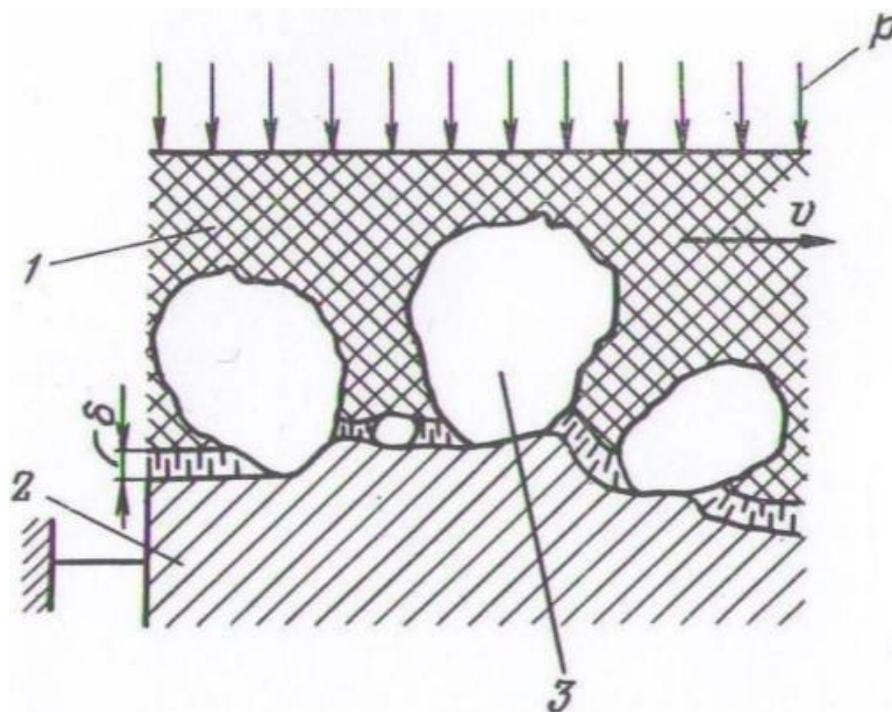


Рисунок 8 – Поршень из резины



Рисунок 9 – Износ поршня

Ниже на рисунке 10 приведена схема взаимодействия твердых частиц с поверхностью цилиндра, из схемы видно, что частицы довольно большие по размерам, это ведет к интенсивному изнашиванию резиновых манжет бурового насоса и характеризуется быстрым выходом из строя.



1 – резиновое поршневое кольцо; 2 – стенка цилиндра; 3 – зерно кварца;  $\delta$  – толщина слоя граничной смазки;  $p$  – давление на резину;  $v$  – направление скорости носителя твердых частиц

Рисунок 10 – Схема взаимодействия твердых частиц с поверхностью поршня бурового насоса

### 2.3 Пути совершенствования поршня бурового насоса

Для совершенствования поршня бурового насоса рассмотрим материал – полиуретан. Полиуретан – это синтетическое вещество с полимерной структурой за счет смешивания компонентов, способно приобретать разнообразные качества. Оно может быть пластичным и жестким, а также иметь разные коэффициенты трения. Выдерживает растяжение до 500 % и температурные перепады от -60 до +80 градусов.

Полиуретан с успехом заменяет резину различных марок (а в некоторых случаях и металлы), благодаря таким свойствам, как износостойкость, кислотостойкость, маслостойкость, высокие диэлектрические свойства, а также возможность работы при высоких давлениях, в широком температурном диапазоне. Полиуретан благодаря своим отличным эксплуатационным свойствам используется, как конструкционный материал во многих отраслях промышленности.

Увеличение срока службы поршня достигается тем, что уплотнительную манжету поршня выполняют из полимерного материала повышенной прочности, износостойкости и эластичности, внешнюю поверхность манжеты снабжают специальной заостренной кромкой, препятствующей попаданию абразивных

частиц между трущимися поверхностями манжеты и цилиндровой втулки, а также создают на контактных поверхностях уплотнительной манжеты и манжетодержателя, при их креплении, напряжения сжатия, предотвращающие интенсификацию износа манжеты, вызываемого расклиниванием и разрастанием микротрещин и микродефектов, благодаря их смыканию под воздействием специально создаваемых напряжений сжатия. Ниже показаны полиуретановые поршни.



Рисунок 11 – Полиуретановые поршни

### 3. Теоретические основы и методы решения поставленных задач

#### 3.1 Расчетное обоснование эксплуатационных нагрузок действующих на проектируемый буровой насос

Выбор показателей работы насосов определяется требованиями, предъявляемыми технологией промывки скважин. Промывочная жидкость в процессе бурения скважин выполняет ряд следующих функций:

- выносит разрушенную породу (шлам) с забоя скважины на дневную поверхность;
- охлаждает и смазывает долота;
- образует глинистую корку на стенах скважины с целью предотвращения обвала стенок и затяжки инструмента;
- создает противодействие на проходимые пласты горной породы;
- удерживает во взвешенном состоянии частицы выбуренной породы при остановке процесса промывки скважины;
- передает энергию для привода забойных гидравлических двигателей.

Из многолетней практики бурения глубоких нефтяных и газовых скважин в качестве промывочной жидкости используется глинистый раствор на водной основе, обеспечивающий гарантированную работоспособность буровых насосов, плотностью 800-2600 кг/м<sup>3</sup>, температурой 30-850С, вязкостью 18-80 сек по прибору СПВ-5, с содержанием микрочастиц горной породы микротвердостью 12500 Мпа (кварц) в пределах 1-5% по объему, примешанных частиц утяжелителя микротвердостью 1350 Мпа (барит) до 40%. Обычно барит наиболее мягкий порошкообразный материал, применяемый для утяжеления глинистого раствора, не рассматривают как абразив.

В процессе гидравлического расчета за основные показатели принимают подачу, давление и полезную (гидравлическую) мощность насосов, так как установлено, что для эффективной очистки забоя минимум подачи составляет:

$$q_{уд} = (6,5-8,0) \text{ (дм}^3/\text{с)} / \text{дм}^2, \quad (1)$$

*3.1.1 Расчет подачи насосов.* Подачу насосов определяют исходя из минимального значения скорости движения бурового раствора в кольцевом затрубном пространстве между стенками скважины и бурильной колонной, обеспечивающей удержание во взвешенном состоянии частичек шлама в процессе выноса их на дневную поверхность.

Исходные данные:

Конечная глубина бурения 4000 м. Бурение ведется роторным способом с применением бурильных труб диаметром 0,127 м с толщиной стенки 9 мм, долотом диаметром 0,2159 м. Над долотом установлено 150 м УБТ диаметром 0,203 м;  $\rho = 1400 \text{ кг/м}^3$ ;  $\eta = 0,01 \text{ нс/м}^2$ ;  $\tau = 8,16 \text{ Па}$ .

Скорость движения потока раствора в кольцевом пространстве определяют из соотношения:

$$Q/F_3=V_{кп} = (0,3-1,0) \text{ м/с}, \quad (2)$$

где  $Q$  – подача насоса,  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;

$F_3$  – площадь забоя,  $\text{м}^2$ ;

$F_{кп}$  – площадь кольцевого затрубного пространства, определяется по формуле:

$$F_{кп} = \frac{\pi}{4} (D_d^2 - d_{бт}^2), \text{ м}^2, \quad (3)$$

где  $D_d$  – диаметр долота, м;

$d_{бт}$  – наружный диаметр буровых труб, м.

$$F_{кп} = \frac{\pi}{4} (0,2159^2 - 0,127^2) = 0,024 \text{ м}^2$$

Подачу насоса определяют по условию:

$$Q = q_{уд} \cdot F_{кп}, \text{ дм}^3/\text{с} \quad (4)$$

$$Q = 7 \cdot 2,4 = 16,8 \text{ дм}^3/\text{с}$$

*3.1.2 Расчет давления буровых насосов.* Давление, развиваемое насосами, определяется из условия преодоления гидравлических сопротивлений, возникающих в циркуляционной системе скважины. Потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений в системе определяются по формуле:

$$P_c = P_m + P_{бт} + P_{убт} + P_d + P_{кп}, \text{ МПа}, \quad (5)$$

где  $P_m$ ,  $P_{бт}$ ,  $P_{убт}$ ,  $P_d$ ,  $P_{кп}$  - соответственно, потери давления в манифольде, буровых трубах (УБТ), забойном двигателе, долоте и кольцевом пространстве. При промывке скважин буровым раствором режим течения определяется по критической скорости:

$$V_{кр} = 25 \frac{\sqrt{\tau}}{\rho}, \text{ м/с}, \quad (6)$$

где  $\tau$  – динамическое напряжение сдвига, Па;

$\rho$  – плотность бурового раствора,  $\text{кг}/\text{м}^3$  и средней скорости:

$$V_{cp} = 4Q/\pi d^2, \text{ м/с} \quad (7)$$

где  $d$  – диаметр внутреннего поперечного сечения труб, м.

$$V_{cp} = 25\sqrt{8,16/1200} = 1,9 \text{ м/с},$$

$$V_{cp} = \frac{40,017}{3,14} \cdot 0,109^2 = 2 \text{ м/с}.$$

Если  $V_{cp} > V_{кр}$ , режим турбулентный; если  $V_{cp} < V_{кр}$ , режим движения раствора ламинарный (структурный). Приравняв правые части формул 5 и 6, найдем величину критического расхода:

$$Q_{кр} = 6,25\pi d^2 \frac{\sqrt{\tau}}{\rho}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (8)$$

$$Q_{кр} = 6,25 \cdot 3,14 \cdot 0,109^2 \frac{\sqrt{8,16}}{1400} = 0,016 \text{ м}^3/\text{с}$$

Под  $Q_{кр}$  понимается подача, ниже которой режим ламинарный, а выше – турбулентный. Так как подача в практике бурения нефтяных скважин, как правило, больше  $15 \text{ дм}^3/\text{с}$  то, решая уравнение 7, получаем, что режим течения в циркуляционной системе скважин турбулентный.

Определим режим течения бурового раствора в бурильных трубах по критерию Рейнольдса,  $Re$ :

$$Re = \frac{10 \cdot \rho_{бр} \cdot V_{cp} \cdot d_{бр}}{g(\eta + \tau \cdot d_{бр})/6 \cdot V_{cp}}, \quad (9)$$

где  $\rho_{бр}$  – плотность бурового раствора,  $\text{кг/м}^3$ ;

$V_{cp}$  – средняя скорость течения жидкости в трубах,  $\text{м/с}$ ;

$g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;

При обобщенном критерии Рейнольдса  $Re \leq 2300$  режим течения будет ламинарным, а при  $Re > 2300$  – турбулентным.

$$Re = \frac{10 \cdot 1400 \cdot 0,2 \cdot 0,109}{9,81 (0,01 + 8,16 \cdot 0,109)/6 \cdot 0,2} = 6075$$

*Следовательно, режим турбулентный.* Потери давления в манифольде от насосов до бурильной колонны зависят от длины и диаметра трубопроводов обвязки, гидравлической гладкости их внутренней поверхности, режима течения, числа и конфигурации местных сопротивлений (задвижек, поворотов, сужений и расширений). Основная часть потерь давления приходится на местные сопротивления. При принятых в настоящее время схемах обвязки допустимо для приближенного расчета потерь давления пользоваться формулой:

$$P_m = \Sigma hi \cdot \rho Q^2, \text{ Мпа} \quad (10)$$

где  $\Sigma hi$  - сумма коэффициентов сопротивления элементов обвязки,  $\text{м}^{-4}$

$$P_m = \Sigma 0,014 \cdot 1400 \cdot 0,017^2 = 0,05 \text{ Мпа.}$$

Потери давления в бурильной колонне из труб одного диаметра определяют по квадратичной формуле Дарси-Вейсбаха:

$$P_{\text{тр}} = \lambda \rho \left( \frac{L}{d} \right) \left( \frac{V^2}{2} \right), \text{ МПа} \quad (11)$$

где  $\lambda$  - коэффициент гидравлических сопротивлений;

$L$  - длина трубопровода (бурильной колонны), м.

Формулу (10) можно переписать через подачу, подставив  $V_{\text{ср}} = \frac{Q}{F} = \frac{4Q}{\pi d^2}$ .

Тогда:

$$P_{\text{тр}} = \lambda \left( \frac{8}{\pi^2} \right) \left( \frac{L}{d^2} \right) / \rho Q^2, \text{ МПа}, \quad (12)$$

$$P_{\text{тр}} = \frac{0,02 \left( \frac{8}{3,14^2} \right) \left( \frac{3850}{0,109^2} \right)}{1400} \cdot 0,017^2 = 0,11 \text{ МПа.}$$

Экспериментальными исследованиями Б.И. Мительмана установлено, что величину  $\lambda$  высокой точностью можно определить по формуле Ф.А.Шевелева:

$$\lambda = \left( \frac{0,23}{d^{0,226}} \right) (1,9 \cdot 10^{-6} + \frac{\gamma}{V})^{0,226}, \quad (13)$$

где  $\gamma = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  - коэффициент кинематической вязкости (данные приведены для воды).

Для всех бурильных труб и УБТ при подаче  $Q > 10 \text{ дм}^3/\text{с}$  коэффициент гидравлических сопротивлений с отклонением, не превышающим 8%, можно определить для случая квадратичного трения по формуле:

$$\lambda = 0,0121 / d^{0,226} \quad (14)$$

$$\lambda = 0,0121 / 0,109^{0,226} = 0,02.$$

Потери давления в долоте определяют по формуле:

$$P_d = \frac{\rho Q^2}{2\mu F^2 c}, \text{ МПа} \quad (15)$$

где  $\mu = 0,95$  – коэффициент расхода;

$F_c$  - суммарная площадь сечения проходных отверстий сопел долота, определяется по формуле:

$$F_c = n (\pi d_c^2 / 4) , \text{м}^2 \quad (16)$$

где  $d_c$  - диаметр используемых сопел, м;

$n$ - число сопел в долоте.

$$F_c = 3(3,140,01c^2 / 4)=23,5 \cdot 10^{-6} \text{м}^2$$

Тогда

$$P_d = \frac{1400 \cdot 0,017^2}{2 \cdot 0,95(23,5 \cdot 10^{-6})^2} = 3,75 \text{ МПа.}$$

Определим потери давления в УБТ  $P_{убт}$ , МПа, по формуле:

$$P_{убт} = 0,826 \cdot \lambda_{тр} \cdot (Q^2 \cdot l_{эу} / d_{убт}^5) \cdot \rho_{бр} , \quad (17)$$

где  $l_{эу}$  - эквивалентная длина УБТ, м

$$l_{эу} = l_{убт} \cdot d_{бт}^5 / d_{убт}^5 , \quad (18)$$

где  $d_{убт}$  – внутренний диаметр УБТ, м,  $d_{убт} = 0,083$  м

$$l_{эу} = 150 \cdot 0,127^5 / 0,083^5 = 1250,$$

$$P_{убт} = 0,826 \cdot 0,02 \frac{0,017 \cdot 1250}{0,127^5} \cdot 1400 = 1,5 \text{ МПа}$$

Потери давления в затрубном кольцевом пространстве определяется при помощи формулы Дарси-Вейсбаха с учетом диаметральных размером проходного сечения:

$$P_{кп} = \lambda \left( \frac{8}{\pi^2} \right) \left\{ \frac{LpQ^2}{[(D-d)^3 \cdot (D+d)^2]} \right\} , \text{МПа} \quad (19)$$

$$P_{кп} = \lambda \left( \frac{8}{3,14^2} \right) \left\{ \frac{3850 \cdot 1400 \cdot 0,17^2}{[(0,203-0,83)^3 \cdot (0,203+0,83)^2]} \right\} = 1,78 \text{ МПа.}$$

Рабочее давление буровых насосов рекомендуется устанавливать в пределах:

$$P_H = (0,65 - 0,85)P_{Hmax}, \quad (20)$$

так как дальнейшее повышение  $P_H$  неизбежно сопровождается более интенсивным износом сменных деталей буровых насосов и увеличением затрат времени на ремонтные работы и следует стремиться к следующему распределению давления насоса:

$$P_H = P_M + P_{бк} + P_d + P_{КП} + P_{убт} ,$$

$$P_H = 0,48 + 0,11 + 3,75 + 1,78 = 1,5 = 7,62 \text{ МПа.}$$

Тогда рабочее давление насоса должно быть в пределах:

$$P_H = 7,62 \times (1,15 - 1,35) = (8,8 - 10,3) \text{ МПа.}$$

### 3.2 Определение гидравлической мощности буровых насосов

Для прокачки бурового раствора с заданной объемной скоростью через циркуляционную систему скважины требуется достаточно большая гидравлическая мощность, которую принято принимать за полезную мощность буровых насосов определяемую по формуле:

$$N_n = Q - P_H, \text{ кВт} \quad (21)$$

Мощность, потребляемая насосами, суммируется из полезной мощности и мощности, затрачиваемой на гидравлические, объемные и механические потери в самом насосе. Отношение полезной мощности к мощности насоса определяет КПД насоса:

$$\eta = N_n / N . \quad (22)$$

Величина КПД современных буровых насосов при номинальном режиме работы 0,96-0,98. Для эффективного разрушения забоя скважины с использованием гидромониторных долот необходимо обеспечивать подведение гидравлической мощности на единицу площади забоя из расчета (0,4-0,8) кВт/см<sup>2</sup>. Мощность насоса возрастает пропорционально перепаду давления, а КПД сохраняется почти постоянным при сравнительно большом диапазоне давлений. При режимах, близких к холостому, КПД снижается в результате уменьшения полезной мощности до уровня, близкого к ее потерям. При чрезмерном увеличении давления наблюдается заметное понижение КПД насоса вследствие возрастающих утечек бурового раствора.

3.2.1 *Расчет основных конструктивных параметров и размеров проектируемого бурового насоса.* При конструировании насосов определяющими конструктивными параметрами являются: рациональное сочетание длины, числа ходов и диаметра поршня обеспечивающих заданную подачу.

Подача, развиваемая насосом, определяется по формуле:

- для насосов – триплекс:

$$Q = \alpha \left( \frac{3FS}{60} \right) = \alpha \left( \frac{3fV_{cp}}{2} \right), \quad (23)$$

где  $\alpha=0,9$  - коэффициент подачи;

$F$ -площадь поперечного сечения поршня,  $m^2$ ;

$f$ -площадь поперечного сечения штока,  $m^2$ ;

$S$ - длина хода поршня, м;  $n$ - частота ходов поршня,  $мин^{-1}$ ;

$V_{cp}=2Sn/60$  – средняя скорость поршня, м/с.

$$V_{cp} = 2 \cdot 0,25 \cdot 135/60 = 1,13 \text{ м/с.}$$

3.2.1.1 *Расчет поршня и втулки цилиндровой пары.* Величина средней скорости движения поршня не должна превышать 1,6 м/с, так как с дальнейшим ее ростом существенно увеличивается износ цилиндрических втулок, поршней и других деталей, контактирующих с буровым раствором, что приводит к уменьшению срока их службы.

$$Q = 0,9 \left( \frac{3 \cdot 0,065 \cdot 1,13}{2} \right) = 25 \text{ дм}^3/\text{с} .$$

В современных насосах рассматриваемые параметры составляют:

$$S_n=20-30 \text{ м/мин, или } V_{cp}= 0,7-1,2 \text{ м/с,}$$

$$S_n=1300-2100 \text{ м/мин, или } a_{max}= 8-14 \text{ м/с}^2$$

Длину хода поршня ( $S$ ) рекомендуется выбирать из следующего ряда чисел 80; 100; 125; 160; 200; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм. Частоту хода поршня ( $n$ ) определяют в зависимости от выбранной длины хода поршня и по допускаемой величине скорости и ускорения.

Диаметр поршня ( $d_n$ ) вычисляют по формуле:

$$d_n = \sqrt{25,5 \cdot Q/\alpha S n} , \text{ м,} \quad (24)$$

$$dn = \sqrt{\frac{25,5 \cdot 0,025}{0,9 \cdot 0,25 \cdot 135}} = 0,12 \text{ м.}$$

Принимаем  $d_{\text{п}} = 125 \text{ мм}$ .

Площади проходных сечений нагнетательного ( $F_{\text{н}}$ ) и всасывающего ( $F_{\text{в}}$ ) коллекторов определяют по наибольшей подаче насоса из условия неразрывности потока:

$$Q = F_{\text{а}} V_{\text{а}} = F_{\text{и}} V_{\text{и}}, \text{ м/с} \quad (25)$$

или (с учетом, что коллектор выполняется из труб) можно выражение записать в виде:

$$Q = \pi d_{\text{н}}^2 V_{\text{н}} = \pi d_{\text{в}}^2 V_{\text{в}}, \text{ м/с}, \quad (26)$$

где  $d_{\text{в}}$ ,  $d_{\text{н}}$  - диаметры всасывающего и нагнетательного коллекторов, м;  
 $V_{\text{в}} = (1,0 - 2,0) \text{ м/с}$ ,  $V_{\text{н}} = (1,5 - 2,5) \text{ м/с}$  - средние скорости движения потока во всасывающем и нагнетательном коллекторах (максимальные значения принимаются при условии обеспечения достаточного подпора на всасывающей линии насоса). Формулу (26) можно записать:

$$d_{\text{в}} = \sqrt{(4Q) / (\pi V_{\text{в}})}, \text{ м} \quad (27)$$

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,025}{3,14 \cdot 1}} = 0,147 \text{ м},$$

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,025}{3,14 \cdot 2}} = 0,104 \text{ м}.$$

**3.2.1.2 Расчет клапанного узла.** Критерий, характеризующий степень опасности возникновения стука  $R_{\text{ст}}$ .

$$R_{\text{ст}} = (D_{\text{к}}^2 - D_0^2) / D_0^2 \cos \gamma, \quad (28)$$

где  $\gamma$  – угол наклона образующей конической поверхности клапана,  $\gamma = 45^\circ$ ;

$D_0$  – диаметр отверстия седла клапана, м,

$$D_0 = 1,13 \cdot \sqrt{S_0 \cdot k_{\text{ос}}}, \quad (29)$$

где  $k_{\text{ос}}$  – коэффициент уменьшения площади отверстия седла,  $k_{\text{ос}} = 1$ ;  
 $S_0$  – площадь проходного сечения седла клапана,  $\text{м}^2$

$$S_0 = \sqrt{\frac{\pi \cdot D_p^2 \cdot \omega \cdot R}{4U_{0max}}} \quad (30)$$

где  $D_p$  – расчетный диаметр поршня насоса,  $D_p = 0,125$  м;  
 $\omega$  – угловая скорость коренного вала, рад/с:

$$\omega = \pi \cdot n / 30, \quad (31)$$

где  $n$  – число оборотов кривошипа,  $n = 337$ , об/мин;

$$\omega = 3,14 \cdot 337 / 30 = 35,3 \text{ рад/с.}$$

$R$  – радиус кривошипа, м:

$$R = S / 2, \quad (32)$$

$$R = 0,25 / 2 = 0,125 \text{ м.}$$

$U_{0max}$  - наибольшая скорость потока в отверстии седла, м/с:

$$U_{0max} = 1,2 \cdot P_n^{0,12} \cdot \omega^{-0,3}, \quad (33)$$

$$U_{0max} = 1,2 \cdot (10 \cdot 10^6)^{0,12} \cdot (35,3)^{-0,3} = 2,58 \text{ м/с,}$$

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot 0,12^2 \cdot 35,3 \cdot 0,12}{4 \cdot 2,58} = 0,02 \text{ м}^2,$$

$$D_0 = 1,13 \sqrt{0,02 \cdot 1} = 0,159 \text{ м.}$$

Наибольшая высота подъема всасывающего клапана,  $h_{max}$ , м:

$$h_{max} = \frac{\pi \cdot (0,12 + 1,9 \cdot R_{ст})}{30 \cdot \omega} \quad (34)$$

$$h_{max} = \frac{3,14(0,12 + 1,9 \cdot 1,38)}{30 \cdot 35,3} = 8,12 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

По расчетным данным выбираем насос УНБТ-950

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В технической части дипломного проекта рассмотрены буровые насосы российского и китайского производств и проведено сравнение по техническим показателям, выбран узел для усовершенствования.

В разделе модернизация гидравлической части бурового насоса – изучены причины регулярных поломок насосов, установлен наиболее слабый узел, а именно поршень насоса. Предложен путь решения вопроса повышения срока службы поршня за счет применения нового материала полиуретан. Изучен материал – полиуретан, а также рассмотрены преимущества полиуретана по сравнению с резиной.

Произведены расчеты действующих нагрузок, конструктивных геометрических параметров и прочностные расчеты подтверждающие работоспособность поршня из полиуретана.

Ожидаемый экономический эффект будет достигнут за счет увеличения межремонтного периода работы насоса в 2,2 раза, в следствии использования полиуретановых поршней.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Мкртычан Я.С. Повышение эффективности эксплуатации буровых насосных установок. / Я.С. Мкртычан – М.: Недра, 1984. – 207 с.
- [2] Насос буровой трехпоршневой УНБТ. Каталог деталей и сборочных единиц. ЗАО «УРБО», – 162 с
- [3] Махмут М.М., Заурбеков С.А. Совершенствование конструкции поршневого бурового насоса. Материалы 2-й Межд.РоссийскоКазахстанской НППШК «Химические технологии функциональных материалов», КазНУ им.аль-Фараби, Алматы, 26-28 мая 2016г.
- [4] Гукасов А. Практическая гидравлика в бурении. Справочник. - М.: Недра, 1983.
- [5] Николич А.С. Новые буровые насосы. –М.: ГОСИНТИ, 2009.
- [6] Николич А.С. Уплотнение поршневого бурового насоса. –М.: ГОСИНТИ, 2009.
- [7] <http://www.uralmash.ru/>
- [8] Крыжановский В.К. Технические свойства полимерных материалов – М: Профессия, 2005 – 280 с.
- [9] Ю. С. Липатов, Ю. Ю. Керча, Л. М. Сергеева. Структура и свойства полиуретанов. — Киев: «Наукова думка», 1970.
- [10] Кирсанов А.Н. Буровые машины и механизмы / А.Н. Кирсанов, П.В. Зиненко, В.Г. Кардыш – М.: Недра, 1981. – 448 с.