

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

SATBAYEV UNIVERSITY

Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра Технологические машины и оборудование

Ишанбеков Қылышбек Мешітбекұлы

**«Разработка комплекса мероприятий по повышению эксплуатационной надежности элементов насосно-циркуляционного комплекса буровой установки БУ 2500 ДГУ»**

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

6M072400 – Технологические машины и оборудование

Алматы 2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

SATBAYEV UNIVERSITY

Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра Технологические машины и оборудование

УДК 622.24.053

На правах рукописи

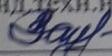
Ишанбеков Қылышбек Мешітбекұлы

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ  
на соискание академической степени магистра

Название «Разработка комплекса мероприятий по повышению эксплуатационной надежности элементов насосно-циркуляционного комплекса буровой установки БУ 2500 ДГУ»

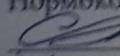
Направление подготовки

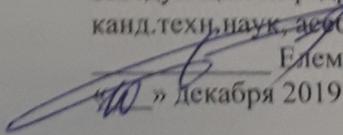
6М072400 – Технологические машины и оборудование

Научный руководитель,  
канд. техн. наук, профессор  
 Заурбеков С.А.  
« 11 » декабря 2019 г.

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ  
НАО «КазННТУ им. К.И. Сатпаева»  
Институт Металлургии и  
Промышленной инженерии

Рецензент,  
Главный энергетик  
АО «Волковгеология»  
 Стеценко И.В.  
« 17 » декабря 2019 г.

Нормоконтролер  
 Бортобаев С.А.  
« 11 » декабря 2019 г.

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ  
Заведующий кафедрой ТМО  
канд. техн. наук, ас.б. профессор  
 Елемесов К.К.  
« 10 » декабря 2019 г.

Алматы 2019

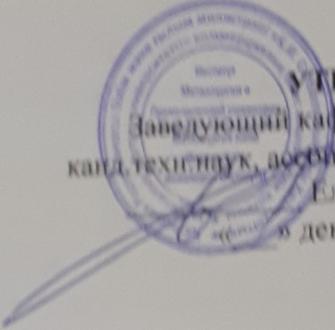
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

SATBAYEV UNIVERSITY

Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра Технологические машины и оборудование

Направление подготовки 6М072400–технологические машины и оборудования

**УТВЕРЖДАЮ**  
Заведующий кафедрой ТМО  
канд. техн. наук, ассп. Профессор  
Елемесов К.К.  
«    » декабря 2019 г.

### ЗАДАНИЕ

на выполнение магистерской диссертации

Магистрант Ишанбеков К.М.

Тема: «Разработка комплекса мероприятий по повышению эксплуатационной надежности элементов насосно-циркуляционного комплекса буровой установки БУ 2500 ДГУ»

Утверждена приказом ректора университета №1202-М от «29» октября 2018г.

Срок сдачи законченной диссертации «10» ноября 2019 г.

Исходные данные к магистерской диссертации: «Разработка комплекса мероприятий по повышению эксплуатационной надежности элементов насосно-циркуляционного комплекса буровых установок».

Перечень вопросов подлежащих разработке в магистерской диссертации:

Провести литературный обзор и анализ существующих насосно-циркуляционных комплексов (НЦК). Провести патентный поиск. Сделать постановку задач исследования. Подготовить предложение по усовершенствованию НЦК буровой установки (БУ). Провести экспериментальные исследования по предложенному усовершенствованию конструкции НЦК БУ. Подготовить предложение по совершенствованию комплекса мероприятий по повышению эксплуатационной надежности элементов НЦК БУ.

Список рекомендуемых основных источников:

- 1 Чугаев Р.Р. Гидравлика. -Л.: Энергия,1975.
- 2 Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование под ред. А.М. Гусмана и К.П. Порожского. – Екатеринбург, 2002г, 502с.
- 3 Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. - М.: Недра, 1988.
- 4 Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. Учеб. пособие для вузов. - М.: Недра, 1985.- 452 с.
- 5 Николич А.С. Новые буровые насосы. –М.:, ГОСИНТИ, 2009.
- 6 Николич А.С. Уплотнение поршневого бурового насоса. –М.: ГОСИНТИ, 2009.
- 7 Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование под ред. А.М. Гусмана и К.П. Порожского. – Екатеринбург, 2002г, 502с.
- 8 Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. - М.: Недра, 1983.
- 9 Гукасов А. Практическая гидравлика в бурении. Справочник. - М.: Недра, 1983.
- 10 Хрущов М.М., Бабичев М.А. Абразивное изнашивание. -М.: Наука, 1970.

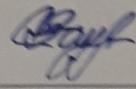


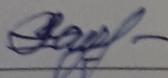
**ГРАФИК**  
подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
Общие сведения о насосно-циркуляционном комплексе буровых установок	01.05.2013	
Расчет и выбор основных технических показателей насосов	16.05.2013	
Пути повышению эксплуатационной надежности элементов насосного комплекса буровых установок	03.11.2013	

**Подписи**

Консультантов и нормоконтролера на законченную магистерскую диссертацию с указанием относящихся к ним разделов диссертации

Наименование разделов	Консультанты ФИО (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Общие сведения о насосно-циркуляционном комплексе буровых установок	канд. техн. наук, профессор Заурбеков С.А.	01.05.2013	
Расчет и выбор основных технических показателей насосов	канд. техн. наук, профессор Заурбеков С.А.	16.05.2013	
Пути повышению эксплуатационной надежности элементов насосного комплекса буровых установок	канд. техн. наук, профессор Заурбеков С.А.	03.11.2013	

Научный руководитель \_\_\_\_\_  Заурбеков С.А.

Задание принял к исполнению обучающийся \_\_\_\_\_  Ишанбеков К.М.

## **АҢДАТПА**

Магистрлік диссертацияда 2500 ДГҚ бұрғылау қондырғысының сорғы-циркуляциялық кешенінің жұмысын жетілдіру мәселесі қаралды.

Сорғы-циркуляциялық кешеніне кіретін негізгі элементтердің жұмысына және олардың әрқайсысының бұрғылау қондырғысының циркуляциялық жүйесінің тиімділігіне әсері қарастырылып, талданды. Зерттеудің мақсаты мен міндеттері тұжырымдалған.

Триплекс сорғыларының жұмыс істеу коэффициентін жоғарылатуға үдеткіш насосы орнатудың ұтымды схемасының әсерін аналитикалық зерттеулер жүргізіліп, цилиндр-поршень жұбының майлау және салқындату жүйесінің поршень ұзақтығына әсер ету деңгейі анықталды.

Зерттеулердің нәтижесінде сорғылардың сору желісіне үдеткіш сорғыларды орнатудың ұтымды жүйесі «триплекс» сорғыларының жұмыс істеу коэффициентін арттыруға оң әсерін тигізетіні анықталды, ал цилиндр-поршень жұбының ысқылайтын беттеріне майлау-салқындату сұйықтығын жеткізуді қамтамасыз ету үшін техникалық шешім қабылдау қызмет ету мерзімін ұлғайтуға мүмкіндік береді.

## **АННОТАЦИЯ**

В магистерской диссертации рассмотрен вопрос совершенствования работы насосно-циркуляционного комплекса (НЦК) буровой установки БУ 2500 ДГУ.

Проведен обзор и анализ работы основных элементов входящих в состав НЦК и влияние каждого из них на эффективность работы циркуляционной системы буровой установки. Осуществлена постановка цели и задач исследования.

Проведены аналитические исследования влияния рациональной схемы установки подпорного насоса на повышение коэффициента подачи насоса триплекс, а также установлена степень влияния системы смазки и охлаждения цилиндрово-поршневой пары на длительность работы поршня.

В результате проведенных исследований установлено, что рациональная система установки подпорных насосов на всасывающей линии насосов оказывает положительное влияние на повышение коэффициента подачи насосов «триплекс», а реализация технического решения по обеспечению подвода смазывающе-охлаждающей жидкости к трущимся поверхностям цилиндрово-поршневой пары позволяет ожидать увеличения срока их службы.

## ANNOTATION

In the master's thesis, the issue of improving the operation of the pumping and circulating complex (NCC) of the drilling rig BU 2500 DGU was considered. A review and analysis of the operation of the main elements included in the NCC and the influence of each of them on the efficiency of the circulation system of the drilling rig is carried out. The goal and objectives of the study are formulated.

Analytical studies of the influence of the rational scheme of the booster pump installation on increasing the triplex pump delivery coefficient were carried out, and the degree of influence of the lubrication and cooling system of the cylinder-piston pair on the duration of the piston was established.

As a result of the studies, it was found that a rational system for installing booster pumps on the suction line of the pumps has a positive effect on increasing the delivery coefficient of triplex pumps, and the implementation of a technical solution to ensure the supply of lubricating-cooling fluid to the rubbing surfaces of a cylinder-piston pair allows one to expect an increase in the term their service.

## СОДЕРЖ

Введение	9
1 Обзор и анализ современного состояния развития насосно-циркуляционных комплексов буровых установок	11
1.1 Общие сведения о насосно-циркуляционном комплексе буровых установок	11
1.2 Описание состава, компоновки и основные технические характеристики насосно-циркуляционных комплексов буровых установок	13
1.3 Оборудование для приготовления, обработки и хранения бурового раствора	15
1.4 Оборудование для очистки бурового раствора	21
1.5 Буровые насосы как основной элемент насосно-циркуляционного комплекса буровых установок	27
1.6 Цель и постановка задач исследования задачи	40
Выводы	41
2 Теоретические основы и методы решения поставленных задач	42
2.1 Теоретические предпосылки для совершенствования работы буровых насосов	42
2.2 Расчет и выбор основных технических показателей насосов	46
2.3 Определение гидравлической мощности буровых насосов	52
Выводы	55
3 Пути повышению эксплуатационной надежности элементов насосного комплекса буровых установок	56
3.1 Промывочная жидкость – рабочая среда бурового насоса и её влияние на предъявляемые требования	56
3.2 Критерии оценки смазочных и противоизносных свойств растворов	60
3.3 Совершенствование системы насосного комплекса путем установки подпорного насоса и подвода смазывающее - охлаждающей жидкости	62
Выводы	67
Заключение	68
Список использованной литературы	69

**Актуальность.** Гидравлические процессы требуют для привода буровых насосов затрат большей части энергии, расходуемой на бурение нефтяных и газовых скважин, успех которого они в существенной мере определяют. Основным потребителем мощности привода буровой установки (далее БУ) являются буровые насосы, на долю которых по некоторым данным [1] приходится порядка 60 % мощности привода БУ.

Задачи совершенствования насосно-циркуляционного комплекса, преследует цель повышения производительности буровых работ, складывается из нескольких проблем, решаемых разными путями:

- сокращение временных и материальных затрат на приготовление, очистку и закачку бурого раствора на забой скважины по замкнутому циклу;

- повышением эффективности гидравлического действия насоса, выбором схем, отвечающих требованиям максимума КПД и минимума материалоемкости;

- снижением интенсивности действия факторов изнашивания, повышением износостойкости компонентов;

- резервированием в насосном комплексе с использованием двух насосов (один из которых работает, второй находится в резерве), повышением восстанавливаемости насоса посредством снижения трудоемкости смены изношенных компонентов, совмещением восстановительных работ с периодами технологических пауз при бурении;

- улучшением дегазации и очистки промывочной жидкости от частиц выбуренной породы.

Поиск путей решение этих задач, с увеличением глубин бурения скважин на нефть и газ, приобретают особую актуальность.

**Идея работы** состоит в обосновании увеличения периода безаварийной работы насосно-циркуляционного комплекса БУ.

**Предметом исследования** являются гидравлические процессы, определяющие эффективность работы насосно-циркуляционного комплекса БУ.

#### **Задачи исследования**

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- провести обзор и анализ состава существующих насосно-циркуляционных комплексов БУ.

- проанализировать компоновку и влияние каждого из элементов насосно-циркуляционных комплексов БУ на эффективность его работы.

- провести исследования влияния рациональной схемы установки подпорного насоса на повышение коэффициента подачи насоса триплекс;

- установить степень влияния системы смазки и охлаждения цилиндрово-поршневой пары на длительность работы поршня.

**Методика исследований.** Для решения поставленных задач применялись следующие методы исследований:

- обобщение, систематизация и анализ литературных источников;
- комплекс теоретических и экспериментальных исследований;
- статистическая обработка результатов исследований.

**Научная новизна.** В процессе исследований получены следующие результаты, имеющие научную новизну:

1) доказана принципиальная возможность повышения эффективности работы насосно-циркуляционных комплексов БУ.

2) предложены технические решения направленные на совершенствование конструкций и энергетических характеристик буровых насосов.

**Практическая значимость работы** заключается в том, что на основании выполненных теоретических и экспериментальных исследований получена необходимая информация для совершенствования цилиндрово-поршневой пары конструкции буровых насосов.

Значительный вклад в разработку проблем совершенствования насосно-циркуляционных комплексов и буровых насосов внесли А.С. Николач, Н.В. Яблокова, М.А. Караев, О.Е. Дерезонкова, С.В. Ловчев, О.Я. Сидоренко, А.К. Багаутдинов, Л.Л. Ильвовский, Ю.М. Авилкин, С.П. Кабанов, М.М. Локес, Е.И. Фрайштут, Г.Н. Линник, А.Б. Гуляев и ряд других ученых.

# **1 Обзор и анализ современного состояния развития насосно-циркуляционных комплексов буровых установок**

## **1.1 Общие сведения о насосно-циркуляционном комплексе буровых установок**

Безотказность оборудования насосно-циркуляционного комплекса создает условия для эффективного действия всего наземного комплекса буровых установок, повышения производительности труда в бурении, энергосбережения и ликвидации чрезмерного расхода материалов, в частности металла, улучшения экономических показателей наиболее дорогостоящих буровых работ [1, 2].

Уровень развития машиностроения позволяет разработать и освоить в серийном производстве механизм насосов любой гидравлической мощности и высокого давления, необходимых и достаточных для бурения нефтяных и газовых скважин и эксплуатации месторождений, в том числе наиболее совершенной схемы трехпоршневых буровых насосов с цилиндрами одностороннего действия.

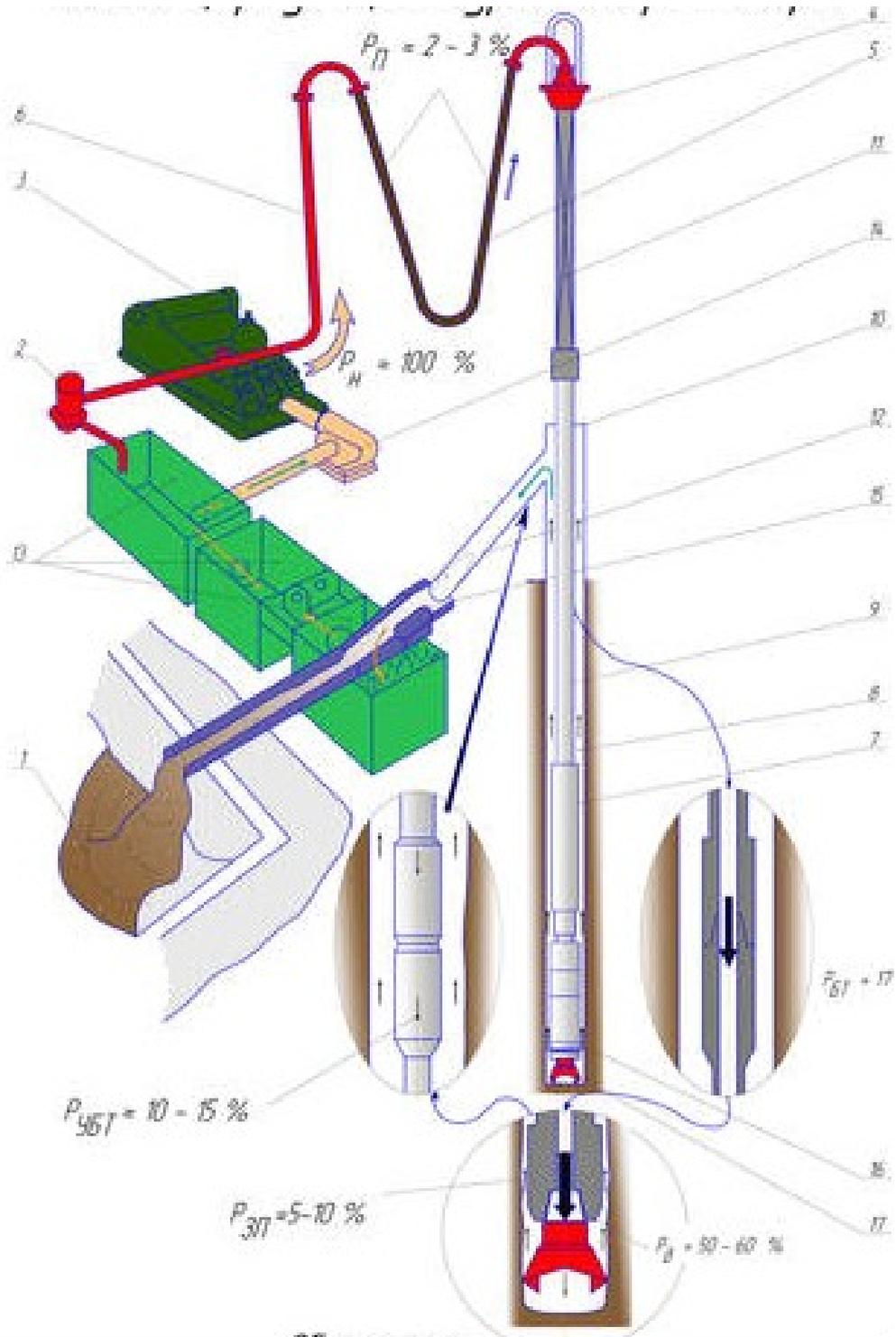
Однако требуемые эксплуатационные качества буровых насосов этим не определяются, так как не могут быть достигнуты без длительно работающих в среде коррозионно-активного бурового раствора, содержащего взвешенные твердые частицы выбуренной горной породы, сменных компонентов гидроблока. Условием создания таких насосов является воплощение в производственных процессах научной концепции износостойкости, основа которой состоит в парализации абразивного действия кварца - одной из наиболее агрессивных составных частей твердых включений промывочной жидкости - и компенсации изнашивания в узлах трения, достигаемых благодаря использованию современных технологий композиционных материалов.

Неотъемлемой составной частью концепции износостойкости трехпоршневого насоса служит поддержание теплового баланса подвижных уплотнений на уровне минимальной температуры, достигаемое подачей обильной струи охлаждающей жидкости, направленной на открытое зеркало цилиндра вслед движущемуся поршню, вытесняющему жидкость, что позволяет эффективно отводить тепло, выделяющееся в узле трения, и повышает ресурс цилиндропоршневой группы трехпоршневого бурового насоса в десять и более раз. Хотя бы кратковременный сбой в подаче смазывающей и охлаждающей жидкости (СОЖ) неизбежно становится причиной преждевременного отказа насоса.

Ресурс сменных компонентов существенно возрастает в результате четкого соблюдения персоналом буровых комплексов методов и правил обслуживания насосов, часто весьма несложных, но эффективных и необходимых.

Очистка промывочной жидкости от твердых частиц горной породы и дегазация также относятся к мощным средствам повышения эксплуатационных качеств насосного комплекса буровых установок.

Повышение научно-технического уровня разработок и освоение передовых технологий представляют собой условия, совместное достижение которых позволит осуществить прорыв нового поколения сменных компонентов для трехпоршневых буровых насосов.



1 – амбар; 2 – предохранительный клапан; 3 – буровой насос; 4 – вертлюг; 5 – буровой рукав; 6 – стояк; 7 – УБТ; 8 – затрубное кольцевое пространство; 9 – бурильная колонна; 10 – устье скважины; 11 – ведущая труба; 12 – открытый желоб; 13 – резервуары (емкости); 14 – насос подпорный; 15 – блок очистки; 16 – забойный двигатель; 17 – долото.

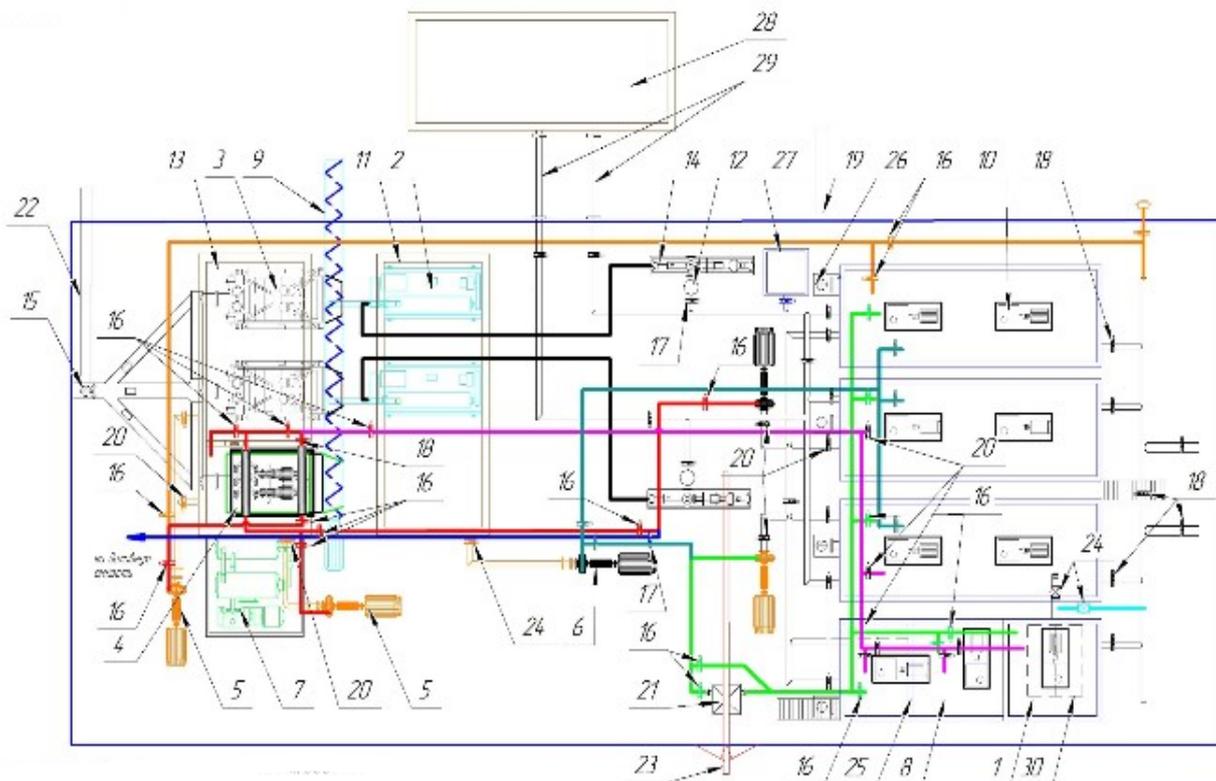
Рисунок 1.1 – Схема циркуляции бурового раствора

В процессе проводки скважины буровой раствор проходит по замкнутому циклу (рис.1.1): - емкости для хранения - всасывающий трубопровод – буровой насос – нагнетательная линия (манифольд) с стояком – буровой рукав – вертлюг – ведущая труба – бурильные трубы – УБТ – забойный двигатель – долото – затрубное кольцевое пространство – желоб на устье скважины – блок очистки – емкости для хранения.

## 1.2 Описание состава, компоновки и основные технические характеристики насосно-циркуляционных комплексов буровых установок

Насосно-циркуляционный комплекс БУ включает в себя наземные устройства и сооружения, обеспечивающие промывку скважин путем многократной принудительной циркуляции бурового раствора по замкнутому кругу: насос - забой скважины – насос (см. рис.1,1, 1.2).

Многократная замкнутая циркуляция дает значительную экономическую выгоду благодаря сокращению расхода химических компонентов и других ценных материалов, входящих в состав бурового раствора.



1 – емкость для хим.реагентов; 2 – центрифуга; 3 – вибростол; 4 – ситоциклональная установка; 5 – ГШН ИНС 220; 6 – ГШН-150; 7- дегазатор; 8 – емкость приемная; 9 – винтовой конвейер; 10 электроперемешиватель; 11 – емкость водная; 12 – фильтр винтового насоса; 13 – мерник ЦСГО; 14 – винтовой насос; 15 – сливной клапан; 16 – шибер Ду-150; 17 – шибер Ду-100; 18 – шибер Ду-250; 19 – дренаж мерников; 20 – шибер Ду-200; 21 – гидроворонка; 22 – линия сброса цемента; 23 – г/п балка; 24 – задвижка; дУ-100; 25 – перегородка; 26 – дренаж мерников; 27 – водная емкость для промывки центрифуги; 28 – БФК; 29 – утепленная линия; 30 – глиномешалка;

Рисунок 1.2 – Система циркуляции промывочной жидкости

Насосно-циркуляционный комплекс БУ состоит из взаимосвязанных устройств и сооружений, предназначенных для выполнения следующих основных функций [1, 2, 4]:

- приготовления, хранения и оперативного регулирования физико - механических свойств бурового раствора;
- прокачивания по замкнутому циклу;
- очистки.

В состав насосно - циркуляционного комплекса БУ входят:

- оборудование для приготовления, хранения и оперативного регулирования физико - механических свойств бурового раствора;
- оборудование для обеспечения прокачивания раствора по замкнутой циркуляционной системе;
- оборудование для очистки бурового раствора.

Насосно-циркуляционный комплекс БУ монтируются из отдельных блоков, входящих в комплект поставки БУ.

Блочный принцип изготовления обеспечивает компактность насосно-циркуляционного комплекса и упрощает его монтаж и техническое обслуживание.

Важнейшие требования, предъявляемые к насосно-циркуляционному комплексу БУ – качественное приготовление, контроль и поддержание необходимых для данных геолого-технических условий состава и физико-механических свойств бурового раствора.

При выполнении этих требований достигаются высокие скорости бурения и в значительной мере предотвращаются многие аварии и осложнения в скважине.

Современные буровые установки оснащаются насосно-циркуляционными системами приведенными в таблице 1.1.

Таблица 1.1 - Типы буровых установок и насосно-циркуляционных систем

Тип буровой установки	Тип НЦС
БУ 1600/100ЭУ, БУ1600/100ДГУ	ЦС1Э
БУ2500/160ЭП, БУ2500/160ДЭП-1, БУ2500/160ДГУ-М	ЦС2500ЭП
БУ2500/160ЭПК	ЦС2500
БУ3200/200ЭУ-1, БУ3200/200ДГУ-1	ЦС3200, ЦС3200-01
БУ3200/200ЭУК-2М	ЦС3-3000ЭУК-03
БУ5000/320ЭУ-1, БУ5000/320ДГУ-1, БУ5000/320ДЭР-1, БУ5000/320ЭР-1	ЦС5000ЭР (ЦС5000ЭУ)
БУ6500/400ЭР, БУ6500ДЭР	КЦБО6500
БУ8000/500ЭР	КЦБО8000

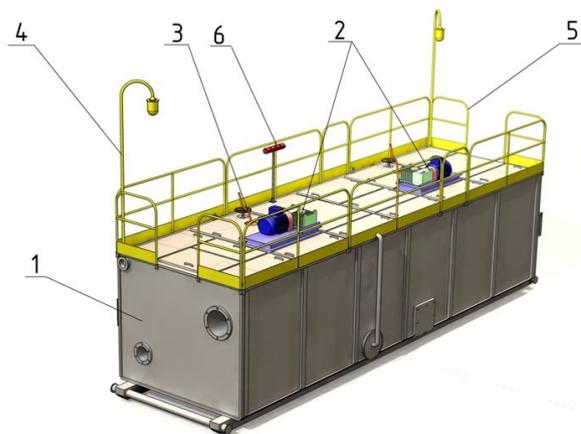
### **1.3 Оборудование для приготовления, обработки и хранения бурового раствора**

#### **1.3.1 Емкости для хранения бурового раствора**

Для хранения раствора в насосно-циркуляционной системе предусматривается несколько емкостей прямоугольного сечения, которые соединены между собой трубопроводами, по которым раствор перепускается из одной емкости в другую. Каждая из подобных емкостей имеет люки для очистки от осадка и секцию растворопровода в виде желоба. Для поддержания подвижности бурового раствора используют гидравлические и механические перемешиватели. Применяют обычно механические перемешиватели пропеллерного типа с приводом мощностью 4 и 8 кВт. Гидравлические перемешиватели работают от центробежных или поршневых насосов и представляют собой погруженные под уровень насадки, направленные под различными углами друг к другу [ 7].

Емкости для хранения бурового раствора изготавливаются объемом 30, 40, 50, 60, 70 м<sup>3</sup> (см. рис.1.2).

Емкости для хранения раствора изготавливаются открытого и закрытого типа. Количество емкостей в комплексе БУ зависит от условной глубины бурения и объема используемых емкостей, при этом число емкостей всегда не менее 3-х. При этом, запас объем бурового раствора на буровой должен составлять не менее 1,5 объема скважины, что обусловлено возможным поглощением раствора в процессе проводки скважины.



1 – емкость 30-40 м<sup>3</sup>; 2 – перемешиватель ПЛ-7,5; 3 – перемешиватель гидравлический; 4 – стойка освещения; 5 – ограждение; 6 – пульт управления.

Рисунок 1.2 – Внешний вид емкостей для хранения бурового раствора

Емкости для хранения бурового раствора оснащаются гидравлическими и механическими перемешивателями.

#### 1.3.1.1 Гидравлические перемешиватели устанавливаемые на емкости

Гидравлические перемешиватели действуют подобно гидромонитору (см. рис.1.3).

Раствор посредством насоса подается в приемный патрубок 1, гидравлического перемешивателя. Откуда раствор поступает в ствол 2, вращающийся на шарикоподшипниках замкового типа.

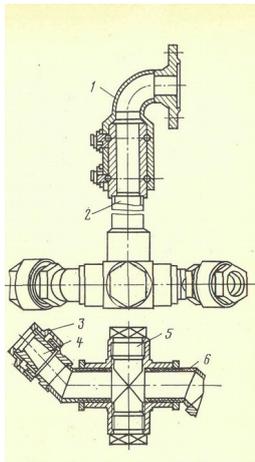


Рисунок 1.3 – Гидравлический перемешиватель

Между приемным патрубком и стволом установлены уплотнения, предотвращающие утечку и попадание раствора в подшипники.

На конце ствола при помощи накидной гайки 3 устанавливается насадка 4 для повышения скорости, дальности действия и силы удара струи раствора, выбрасываемого из ствола.

#### 1.3.1.2 Механические перемешиватели устанавливаемые на емкости

Механический перемешиватель с турбинно-пропеллерной мешалкой состоит из мотор-редуктора, вала, мешалки, устанавливаемых на раме которая крепится болтами к верхней площадке емкости. Мешалка располагается на небольшом расстоянии от дна емкости и при вращении создают потоки перемешивающие буровой раствор и препятствующие осаждению утяжелителя.

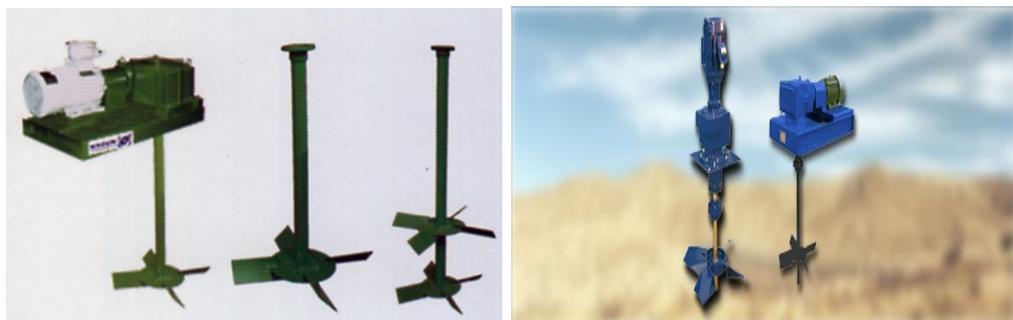


Рисунок 1.4 - Механические перемешиватели

#### 1.3.2 Оборудование для приготовления и обработки бурового раствора

Устройства для приготовления и обработки буровых растворов по принципу действия делятся на механические и гидравлические [8].

К механическим относятся:

- глиномешалки (МГ2-4, Г2-П-2);
- фрезерно-струйные мельницы (ФСМ-3, ФСМ-7).

К гидравлическим относятся:

- гидроэжекторные смесители (БПР);
- эжекторно-гидромониторные смесительные устройства (УПР-Р-2);
- гидравлические мешалки (ГДМ-1);
- гидравлические диспергаторы (ДГ-1).

В связи с увеличением применения порошко-образных материалов (глины, барита и т.д.) в последние годы преимущественное распространение получили гидравлические устройства. В сравнении с механическими они обладают более высокой производительностью, обеспечивают необходимое качество буровых растворов и экономят расходования материалов.

### 1.3.2.1 Механические устройства для приготовления бурового раствора

Глиномешалка представляет собой закрытую емкость в которой размещены 2 вала с лопастями приводимые в действие от электродвигателя посредством клиноременной передачи.



#### **Техническая характеристика:**

1. Производительность, м <sup>3</sup> /ч	4
2. Исходный материал: - глина, м <sup>3</sup> /ч	2 – 6
- глинопорошки, м <sup>3</sup> /ч	6

Рисунок 1.5 – Схема и краткие технические характеристики глиномешалки МГ2-4

Фрезерно-струйная мельница (ФСМ) от отличии глиномешалки имеет значительно большую производительность и меньшие габаритные размеры. ФСМ состоит из следующих основных частей :

- ротора;
- приемного бункера;
- предохранительной шарнирной плиты;
- диспергирующей рифленой плиты;
- ловушки и лотка для отвода готовой суспензии.

### Технические характеристики ФСМ-3:

Производительность глина комовая, т/ч	10 – 12
Производительность порошковая комовая, т/ч	20 – 25
Производительность утяжелитель (барит), т/ч	30 – 35
Диаметр ротора, мм	400
Скорость вращения ротора, об/мин	500
Вес, тн	1,4

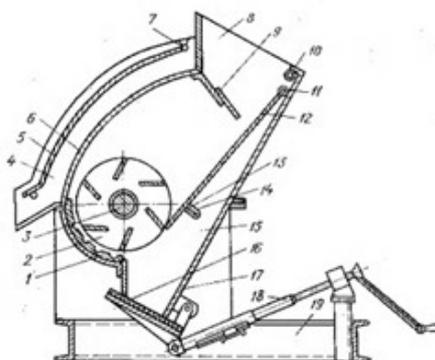


Рис. 120. Фрезерно-струйная мельница

1 - сменная диспергирующая рифленая плита; 2 – ротор; 3 – вал; 4 – лоток; 5 – щиток; 6 – решетка; 7 – шарнир; 8 – бункер; 9 – подвижный щиток; 10 - перфорированная труба; 11 – шарнир; 12 – предохранительная плита; 13 - специальные сменные штифты; 14 – планка; 15 – ловушка; 16 - резиновая прокладка; 17 – крышка; 18 - винтовой механизм; 19 – рама

Рисунок 1.6 – Схема фрезерно-струйной мельницы

#### 1.3.2.2 Гидравлические устройства для приготовления бурового раствора

Гидроэжекторный смеситель (ГДМ-1) представляет собой струйный аппарат, состоит из бункера с подводным трубопроводом, шланга, струйного аппарата (сопла с подводной жидкостью трубой, камеры смешения с диффузором).

Работает следующим образом: БН под давлением 4 МПа нагнетает жидкость в сопло, из которого струя истекает с большой скоростью и в камере смешения падает давление и создается разрежение и из бункера через шланг порошкообразный материал засасывается и увлекается жидкостью. При прохождении диффузора скорость смешенного потока падает, а давление растет и раствор поступает в циркуляционную систему. За один цикл смешения плотность раствора возрастает на  $0,3 - 0,35 \text{ г/см}^3$ . ГДМ-1 имеет низкий к.п.д., но обладает высокой надежностью в работе.

#### 1.3.2.3 Блок приготовления раствора (БПР)

В циркуляционную систему включают БПР – 70 или БПР – 40. Где 70 и 40 объем емкостей (35 x 2) и (20 x 2) м<sup>3</sup> [2].

БПР работает следующим образом (см.рис. 1.7): - в результате создаваемого разрежения в камеру всасывания из бункера 1 (силоса) по шлангу 7 засасывается порошкообразный материал, который увлекается жидкостью в камеру смешения и далее в конически расходящийся насадок (диффузор). При прохождении по диффузору скорость потока уменьшается, а давление возрастает и полученный раствор по патрубку 10 сливается в приемную емкость циркуляционной системы.

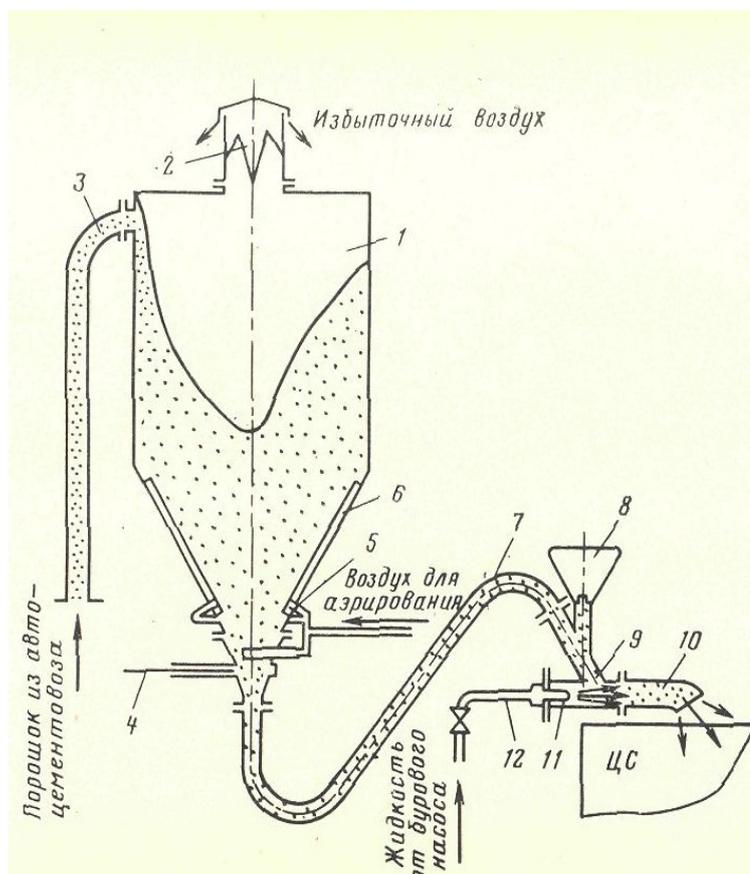


Рисунок 1.7 – Конструктивная схема БПР

Выносной гидроэжекционный смеситель 9 работает следующим образом: жидкость по трубе 12 нагнетается в сопло 11 смесителя, снабженного сменными штуцерами диаметром 30 мм для работы с глинопорошками и диаметром 20 мм для работы с утяжелителями.

Основной объем глинопорошка доставляется автоцистернами и под действием сжатого воздуха перегружается по трубе 3 в бункер 1. Перед подачей в гидроэжекторный смеситель глинопорошок разрыхляется воздухом, нагнетаемым в бункер по каналам 6 системы аэрирования 5. Избыточный воздух выносится в атмосферу через фильтр 2, установленный на крыше бункера. Нижняя часть бункера имеет конусообразную форму и снабжена разгрузочным устройством 4, регулирующим подачу порошка в гидроэжекторный смеситель. Материалы используемых в небольших количествах засыпаются в воронку 8, из которой поступают в камеру смешения

гидроэжектора. Благодаря механизации процессов погрузки и выгрузки глинопорошка пропускная способность БПР более чем в 1,5 раза превышает пропускную способность ранее разработанных устройств, к числу которых относятся: -УПР-Р-2, ГДМ – 1, ГСТ, ФСМ-3, МГ2-4 и т.д

Гидравлический диспергатор ДГ-1 используют для тонкого измельчения твердых частиц и жидких фаз раствора (см. рис.1.8).

Он состоит из камеры 2, входящей дугообразной трубы 1 и сливного патрубка 4. На двух концах входной трубы установлены сменные насадки 3 из твердых сплавов.

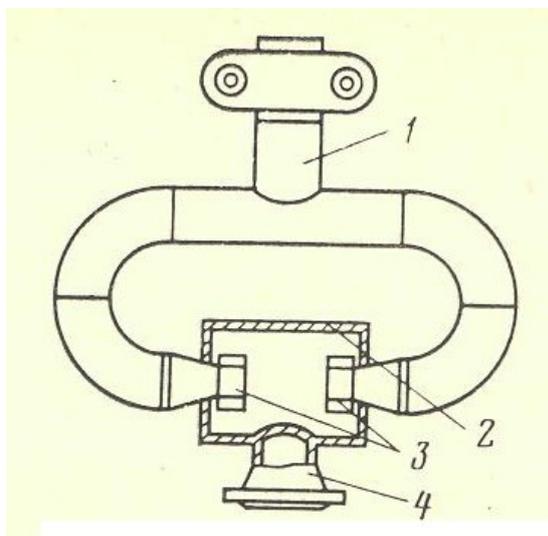


Рисунок 1.8 – Гидравлический диспергатор ГД-1

Диаметр насадок выбирают в зависимости от подачи БН:

Подача БН, л/с	16	20	24	28	32	38
Диаметр насадка, мм	11-12	12-13	14	14-15	15-16	17

Встречные высокоскоростные потоки раствора, выходящие из насадок 3, приводят к гидродинамической кавитации. Ультразвуковые колебания, создаваемые в кавитирующем растворе, усиливают диспергирование твердых и жидких фаз.

#### 1.4 Оборудование для очистки бурового раствора

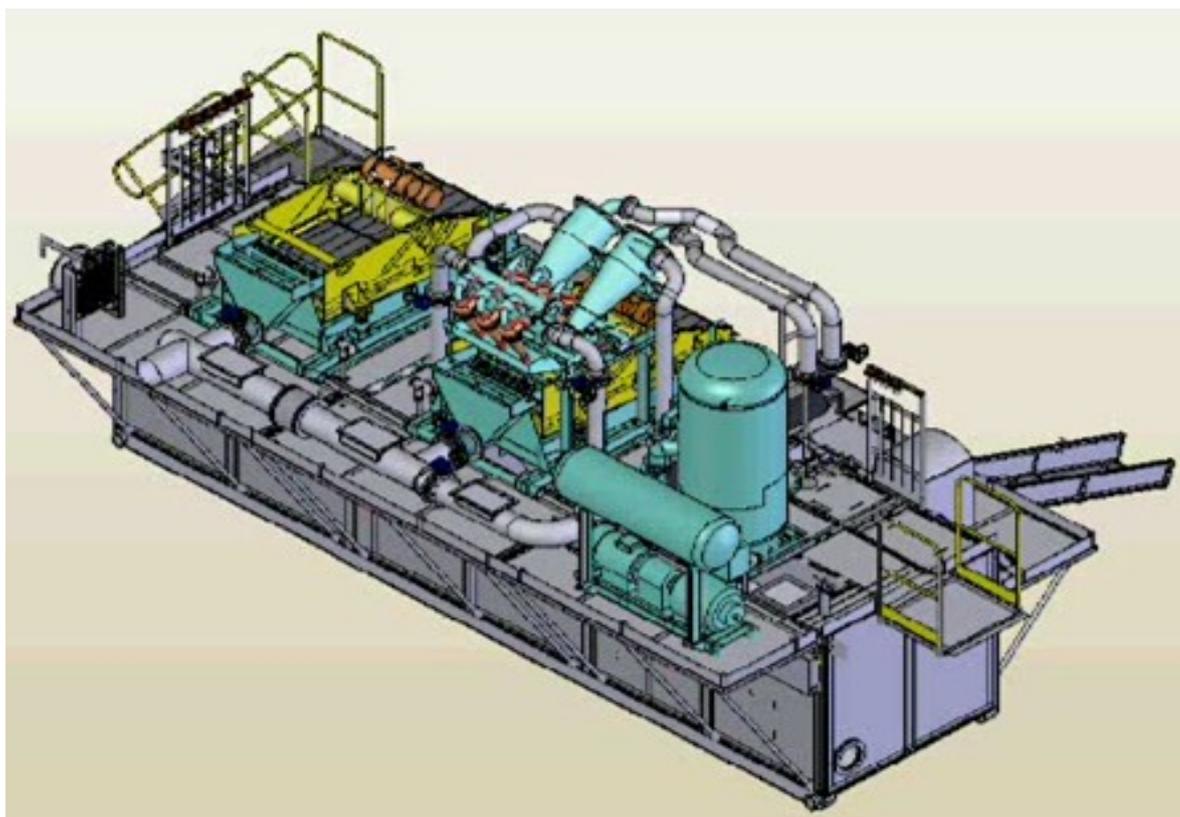
Очистка буровых растворов осуществляется путем последовательного удаления крупных и мелких частиц выбуренной породы и других примесей, содержащихся в поступающем из скважины буровом растворе [9]. Для полной очистки буровых растворов циркуляционные системы оборудуются комплексом очистных устройств. В состав оборудования для очистки бурового раствора входят:

- вибросито;

- гидроциклон;
- песка – отделители;
- дегазаторы;
- виброотстойники;
- центрифуга;

Данный комплекс оборудования обеспечивает:

- грубую (размер частиц шлама > 75мкл; вибросита)
- тонкую (размер частиц >40 мкм пескоотделители;  
>25 мкм – илоотделители;  
>5мкм - центрифуги).



**Рисунок 1.9 – Общий вид блока очистки**

Рисунок 1.9 – Блок очистки

#### 1.4.1 Вибросита

Принцип работы ВС основан на просеивании через сито частиц шлама под действием вибраций, создаваемых эксцентриковым инерционным вибратором. Привод вибратора состоит из электродвигателя и клиноременную передачу. Наиболее распространенные ВС инерционные т.к. позволяют сравнительно просто регулировать амплитуду колебаний за счет изменения положение дебалансов.

Конструкция ВС состоит из вибрирующей сетки, подвешенной к опорной раме на пружинах (либо резиновых амортизаторах). Частицы бурового раствора, превышающие размеры ячеек сетки вибросита, оседают на ней и по транспортному желобу сбрасываются в отвал (шламовый амбар). Очищенный раствор, пройдя через ячейки сетки, поступает в приемные емкости ЦС.

Конструкция ВС состоит из вибрирующей сетки, подвешенной к опорной раме на пружинах (либо резиновых амортизаторах). Частицы бурового раствора, превышающие размеры ячеек сетки вибросита, оседают на ней и по транспортному желобу сбрасываются в отвал (шламовый амбар). Очищенный раствор, пройдя через ячейки сетки, поступает в приемные емкости ЦС.

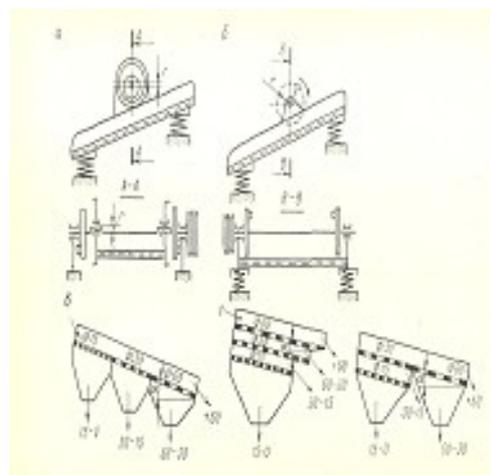


Рисунок 1.10 – Устройство и схема вибросит

Эффективность очистки бур раствора по ширине высокой вязкости повышается, а при давлении амплитуды вибраций и угла наклона сита. Встречное движение виброрама и бурового раствора способствует самоочистки сита. Наличие пружин (рез. амортизаторов) позволяет снизить нагрузку на виброрама и смягчить силу ударов.

Для буровых растворов высокой вязкости эффективность очистки возрастает с увеличением амплитуды вибраций и угла наклона сита. Многоярусные вибросита снабжаются устройством для независимой

регулировки угла наклона сит. Для смягчения ударов и защиты от больших нагрузок виброрама происходит по замкнутой круговой либо эллиптической траектории. Предпочтительно встречное движение виброрама и бурового раствора, способствующее самоочистке сита. Для восстановления пропускной способности вибросита застрявшие частицы удаляются путем периодической промывки сетки водой либо продувкой сжатым воздухом.

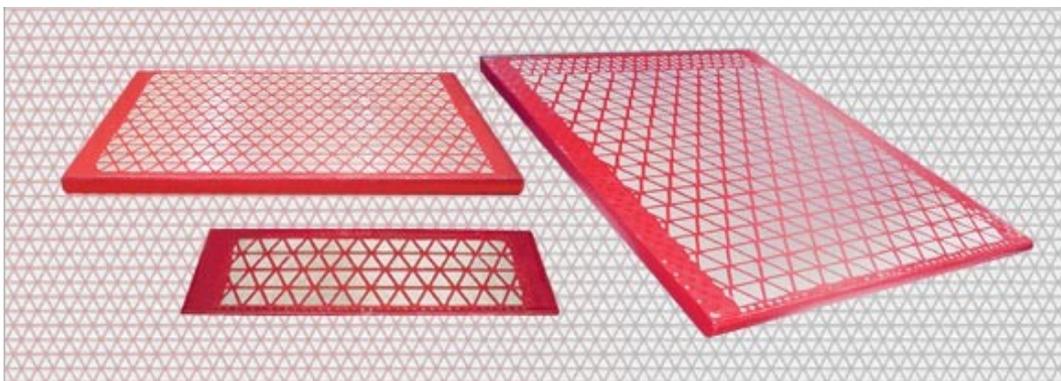


Рисунок 1. 11 – Сетка вибросита

В ВС используют сетки с размером ячеек: 0,16x0,16; 0,2x0,2; 0,25x0,25; 0,4x0,4; 0,9x0,9мм. При выборе размера ячеек исходят из необходимой степени очистки, пропускной способности ВС и плотности бурового раствора.

К виброраме сетки крепятся при помощи кассеты либо двух барабанов на концах рамы. Барабаны позволяют осуществить перепуск сетки при ее повреждении. Кассетное крепление обеспечивает равномерное натяжение сетки. В продольном и поперечном направлениях волнистость или неплотное прилегание сетки к раме приводят к преждевременному ее выходу из строя. ВС позволяют, очистить раствор полностью от частиц шлама размером 0,125мм и удалит до 50% шлама.

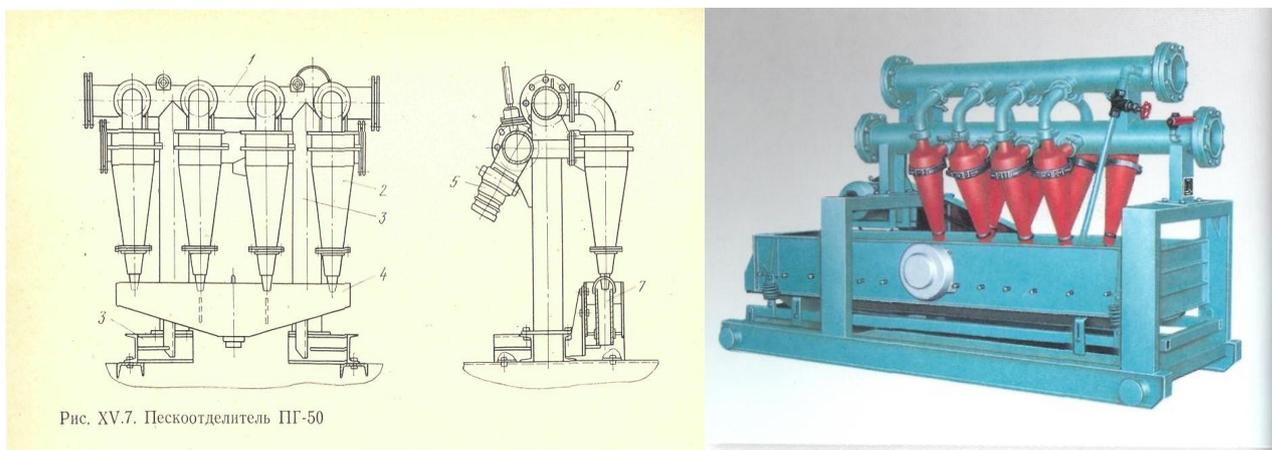


Рисунок 1.12 – Различные конструкции вибросит

На сегодняшний день серийно выпускают ВС-1 и ВС-2, которые различаются расположением сит, у первого – последовательное горизонтальное (и наклонное); у второго – двухъярусное горизонтальное, незначительно массой и размерами (2,2т и 3т).

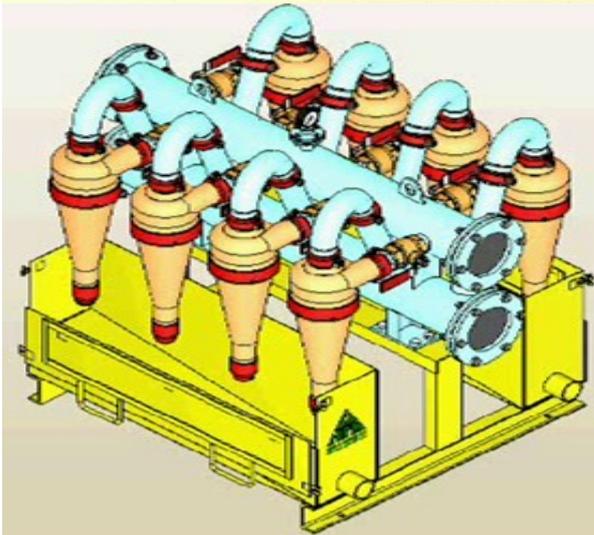
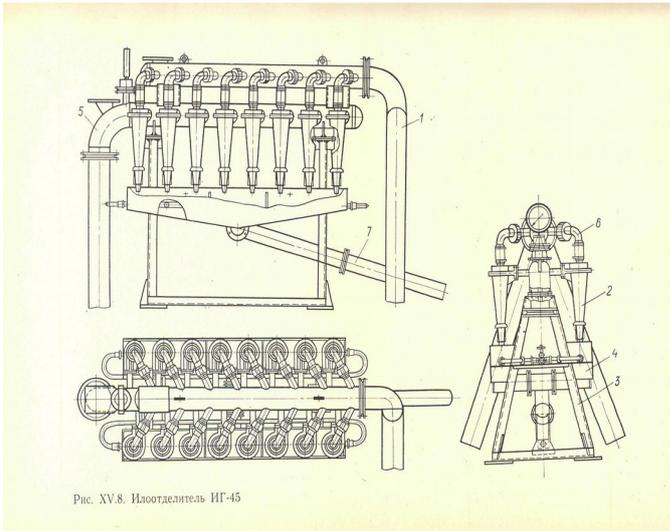
#### 1.4.2 Песко-илоотделители

Более тонкая очистка раствора осуществляется гидромеханическим способом при помощи песко-илоотделителей, которые состоят из конических гидроциклонов [1,2,3].



1 – сливной коллектор; 2 - гидроциклон; 3 – сварная рама; 4 - шламособорник; 5 – входной коллектор; 6 - отводы; 7 – труба для выгрузки шлама

Рисунок 1.13 – Конструкция пескоотделителя



1 – сливной коллектор; 2 - гидроциклон; 3 – сварная рама; 4 - шламособорник; 5 – входной коллектор; 6 - отводы; 7 – труба для выгрузки шлама

Рисунок 1.14 – Конструкция пескоотделителя

### 1.4.3 Центрифуги

Центрифуга предназначена для извлечения тонкодисперсных частиц утяжелителя из раствора. Состоит из барабана (ротор) с перфорированными стенками, вращающегося в неподвижном корпусе. Крупные частицы под действием центробежных сил отбрасываются через отверстия наружу барабана и накапливаются между корпусом и барабаном. Очищенный раствор поступает в сливную горловину. С увеличением частоты вращения степень очистки повышается.



Рисунок 1. 15 – Внешний вид центрифуги

#### 1.4.4 Дегазаторы

Дегазатор - технологическая установка для дегазации бурового раствора, выполняющая следующие функции:

- восстановление удельного веса буровых промывочных растворов после их грубой очистки от выбуренной породы;
- выделение из бурового раствора попутных газов и направление их в газоздушную линию;

использование либо в качестве первой ступени очистки раствора от газа, либо в качестве второй ступени после газового сепаратора (в случае метода бурения при равновесном и несбалансированном давлении в скважине).

В конструктивном и технологическом плане дегазаторы [ ] делятся на:

- вакуумные;
- центробежно-вакуумные;
- атмосферные.

Дегазаторы вакуумного типа по механизму работы делятся на дегазаторы циклического и непрерывного действия

Вакуумные дегазаторы циклического действия представляют собой автоматизированные установки, в основе которых двухкамерная герметичная ёмкость. Камеры включаются последовательно при запуске золотникового устройства. Таким образом, производительность по раствору достигает 25-60 л/с.

Дегазаторы вакуумного типа с механизмом непрерывного действия представлены горизонтальными цилиндрическими ёмкостями с наклонными пластинами, располагающимися в верхних частях этих ёмкостей

Механизм работы: буровой раствор аэрируется, под действием вакуума поступает в камеру и там дегазируется, образуя тонкий слой на пластинах цилиндрических ёмкостей

В основе дегазатора центробежно-вакуумного типа - цилиндрический вертикальный корпус

Дегазируемый буровой раствор разбрызгивается на стенки этого корпуса (раствор поступает в подводящий трубопровод под действием вакуума)

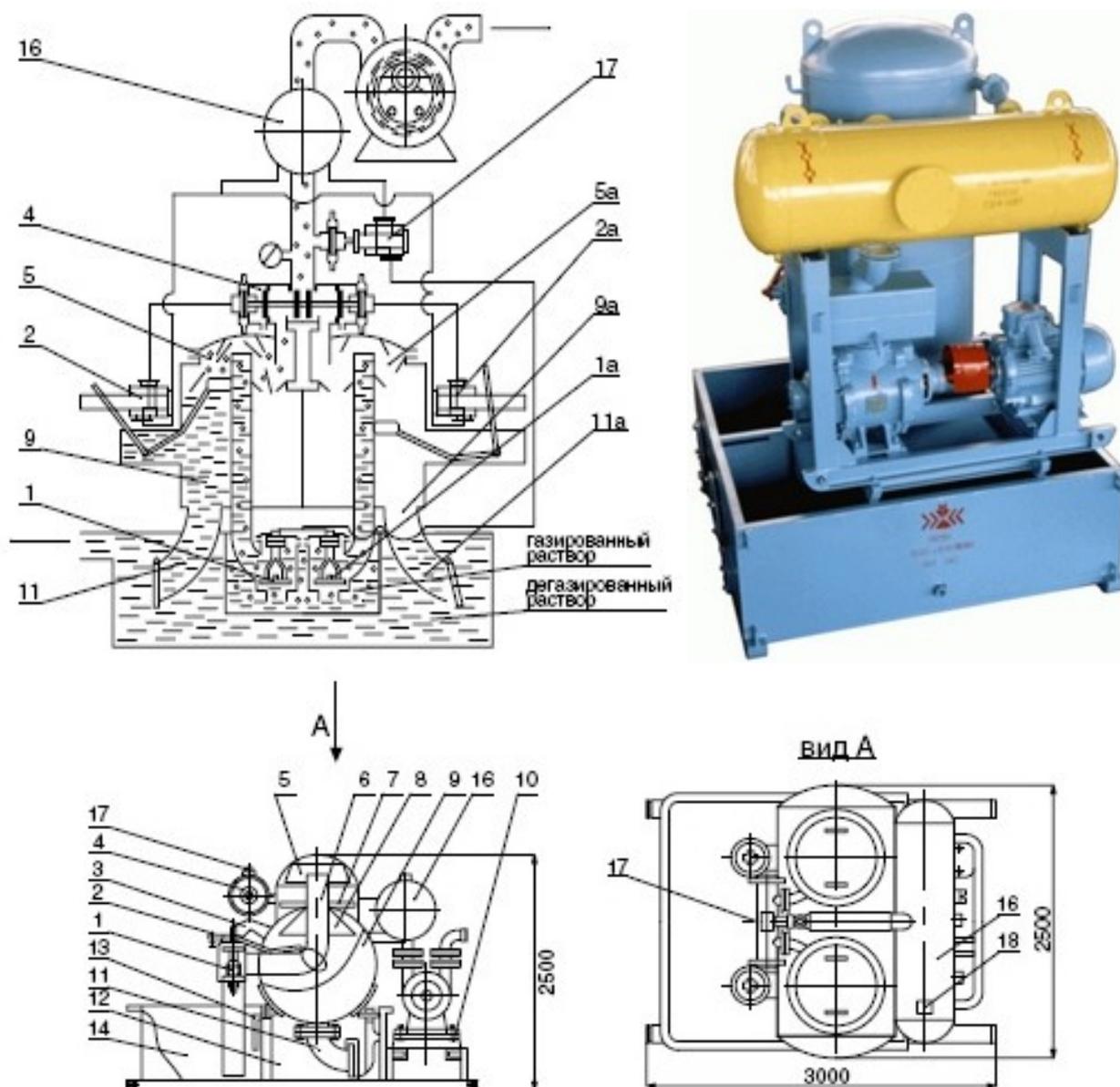
Производительность этого механизма доходит до 50,5 л/с

В атмосферном дегазаторе буровой раствор выделяется радиально на

стенки цилиндрической вертикальной камеры.

В результате удара и распыления выделившийся газ уходит в атмосферу либо отсасывается воздуходувкой. Производительность дегазатора с атмосферным механизмом может достигать до 38 л/с.

Среди вакуумных дегазаторов наибольшее применение нашел дегазатор нефтегазовый самовсасывающий ДВСIII представленный на рисунке 1.16.



1, 1а – клапан всасывающий; 2, 2а - регулятор поплавковый; 4 – клапан разрядник; 5, 5а – камера дегазации; 9, 9а – камера вакуумная; 11, 11а – клапан выкидной; 16 – ресивер; 17 – механизм золотниковый

Рисунок 1.16 - Дегазатор бурового раствора

### 1.5 Буровые насосы как основной элемент насосно-циркуляционного комплекса буровых установок

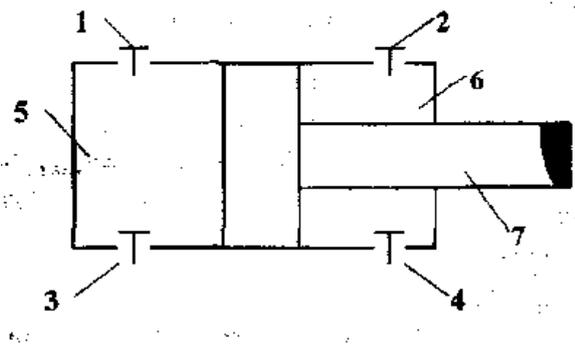
Буровые насосы предназначены для нагнетания в скважину промывочной жидкости с целью очистки забоя и ствола от выбуренной породы (шлама) и выноса ее на дневную поверхность, охлаждения и смазки долота, создания гидромониторного эффекта при бурении струйными долотами, приведения в действие забойных гидравлических двигателей [2,3,4,6,7,8,9].

К буровым насосам предъявляются следующие основные требования:

- подача насосов должна быть регулируемой в пределах, обеспечивающих эффективную промывку скважины;
- мощность насосов должна быть достаточной для промывки скважины и привода забойных гидравлических двигателей;
- скорость жидкости на выходе из насоса должна быть равномерной для устранения пульсации давлений и инерционных нагрузок;
- насосы должны быть приспособлены для работы с абразиво- и маслосодержащими коррозионно-активными промывочными растворами различной плотности;
- насосы должны обеспечивать быструю замену быстро изнашиваемых узлов и деталей;
- масса, габаритные размеры и конструкция насосов должны допускать их транспортировку.

В глубоком бурении применяются 2-х поршневые насосы двухстороннего действия – дуплекс и 3-х поршневые насосы одностороннего действия – триплекс.

В насосах дуплекс за один ход поршня происходит нагнетание жидкости в нагнетательный коллектор и всасывание из приемного коллектора в полость, образуемую поршнем и цилиндровой втулкой как показано на рисунке 1.17.



1,2 - нагнетательные клапана; 3,4 - всасывающие клапана;  
5,6 - левая и правая полости; 7 – шток.

Рисунок 1.17 - Принципиальная схема работы насоса дуплекс

Принцип работы насосов дуплекс заключается в следующем: - при движении поршня справа налево через клапан 4 в правую полость происходит всасывание жидкости и одновременно через клапан 1 происходит нагнетание жидкости из левой полости цилиндровой пары в нагнетательный коллектор. При обратном ходе слева направо - клапаны 1 и 4 закрываются и открываются клапаны 3 и 2, через которые происходит всасывание и нагнетание жидкости.

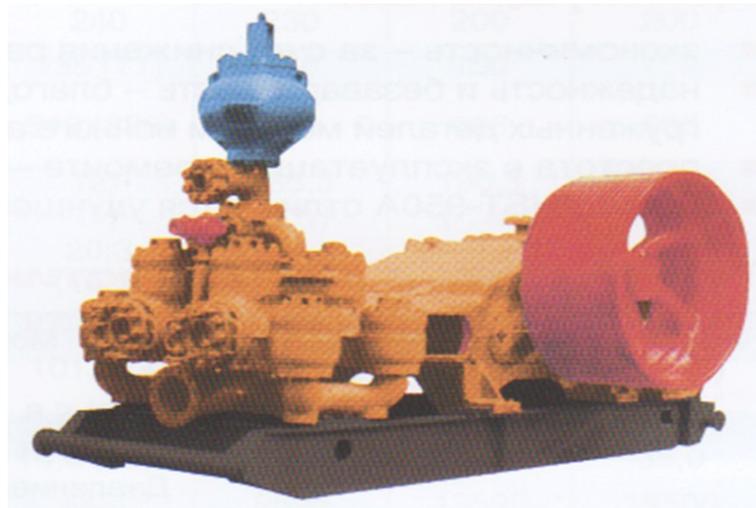
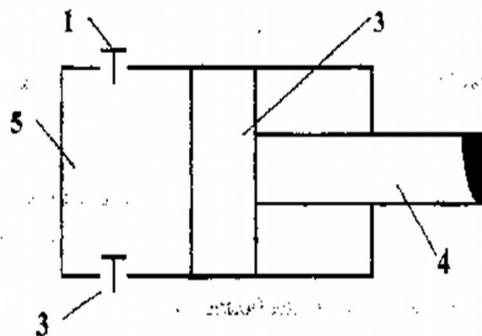


Рисунок 1.18 – Общий вид насоса дуплекс

Количество жидкости, подаваемой в нагнетательный манифольд из полости 6, меньше чем из полости 5 на величину объема штока поршня ( $V_1 > V_2$ ), вследствие этого наблюдается неравномерность подачи жидкости, частичную компенсацию которой обеспечивают пневмокомпенсаторы, устанавливаемые на нагнетательном коллекторе насоса. У насосов дуплекс на каждую цилиндрическую пару «штука-поршень» устанавливается 4 клапана, два из которых всасывающие и два нагнетательные.

В насосах триплекс за один ход поршня происходит всасывание из приемного коллектора или нагнетание жидкости в нагнетательный коллектор как показано на рисунке 1.19.



1 - нагнетательный клапан; 2 - всасывающий клапан; 3 - поршень;  
4 - шток; 5 - рабочая камера.

Рисунок 1.19 - Принципиальная схема работы насоса триплекс

Принципиальным конструктивным отличием насосов триплекс от дуплекс является наличие 3-х поршневых пар, вместо 2-х у дуплекс и 6-ть клапанов вместо 8-ми у дуплекс.

Буровые поршневые насосы в сравнении с обычными поршневыми насосами перекачивающими ньютоновские жидкости (вода, масло, нефть и т.д.) работают в более тяжелых условиях.

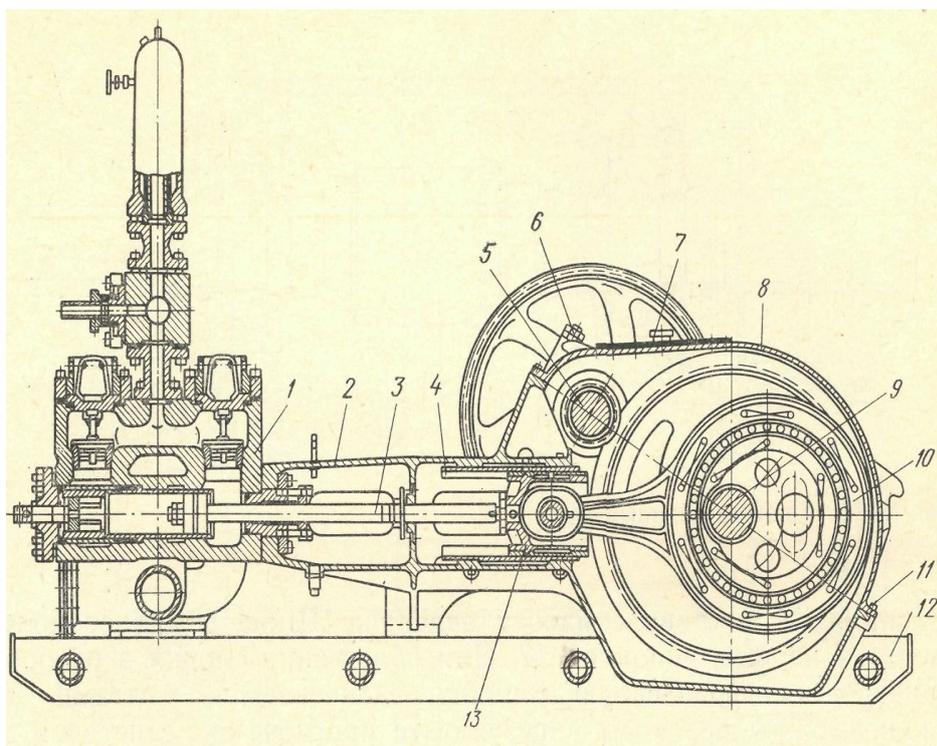
С увеличением глубины скважины давление на выходе насоса возрастает.

Буровым насосам приходится перекачивать не-newтоновские жидкости – буровые растворы плотностью от 100 до 2200 кг/м<sup>3</sup> и более, текучие и не текучие и иногда с различной степенью газонасыщенности.

Знание степени влияния выше перечисленных факторов на гидравлические показатели работы буровых поршневых насосов важно как с научной, так и с практической точек зрения для разработки режимов бурения и создания новых насосов размерного ряда.

### 1.5.1 Двухпоршневые насосы «дуплекс»

Насосы дуплекс нашли широкое применение и до настоящего времени выпускаются и применяются в процессе бурения глубоких нефтяных и газовых скважин. Общий вид насоса дуплекс в разрезе представлен на рисунке 1.20.



1 – гидравлический блок; 2 – станина; 3 – шток; 4 – направляющие ползуна; 5 – трансмиссионный вал; 6 – шпильки; 7 – вентиляционный колпак; 8 – крышка станины; 9 – коренной вал; 10 – шатунный механизм; 11 – болты; 12 – сварная рама; 13 – ползун

Рисунок 1.20 - Конструкция бурового насоса дуплекс в разрезе

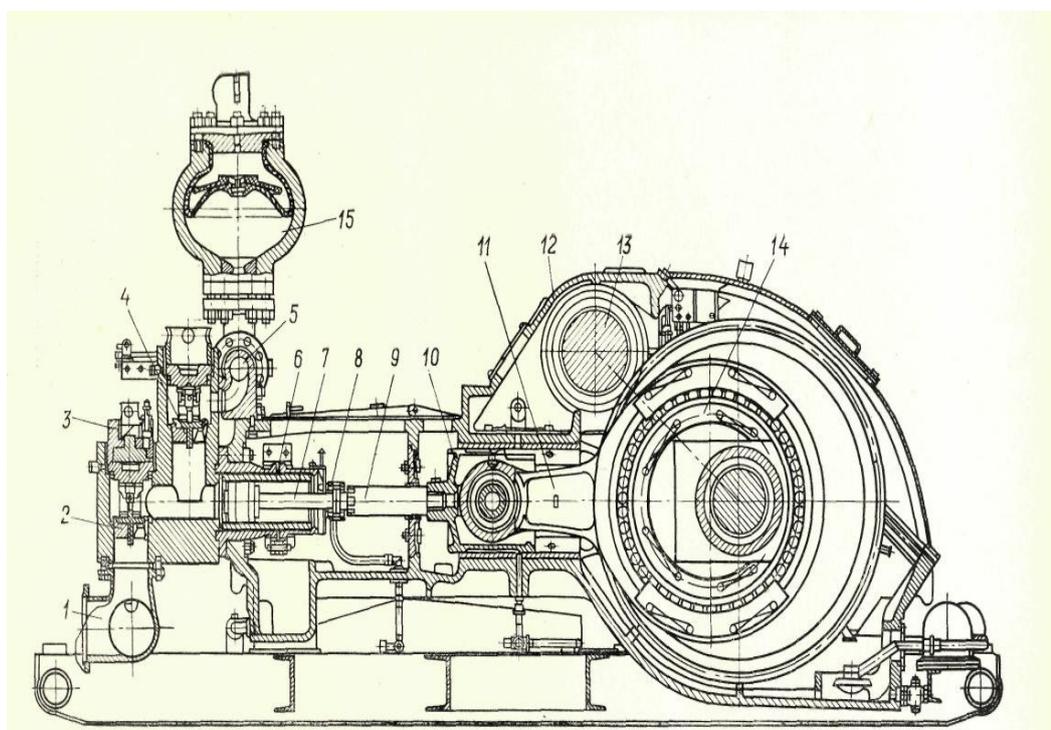
Насосы дуплекс – горизонтальные, двухпоршневые, двухстороннего действия, состоят из гидравлической и приводной частей смонтированных на общей раме.

При проводке скважин до 5000 м применяют насосы дуплекс российского производства У8-6М, У8-6МА2, БрН-1, для бурения до 7000 м – У8-7М, а для бурения до 15000 м – УНБ-1250.

Этими насосами комплектуют БУ типа Уралмаш 5Д, Уралмаш-6Э, БУ-80, БУ-15000.

### 1.5.2 Буровые насосы «триплекс»

В отличие от насосов дуплекс насосы триплекс (см. рис.1.21) нагнетают жидкость в манифольд только из одной рабочей камеры 5 и имеют на каждой цилиндрической паре по одному нагнетательному 1 и всасывающему 2 клапанам. Конструкция поршня 3 также отличается от поршней насосов дуплекс, на штоке 4 отсутствует уплотняющий узел, вследствие этого штоки насосов триплекс изнашиваются меньше, чем у насосов дуплекс.



1-всасывающий коллектор; 2-всасывающий клапан; 3-крышка клапанной коробки; 4-нагнетательный клапан; 5-нагнетательный коллектор; 6-цилиндрическая втулка; 7-шток; 8-быстросъемный хомут; 9-контршток; 10-ползун; 11-шатун; 12-станина насоса; 13-трансмиссионный вал; 14-коренной вал; 15-компенсатор.

Рисунок 1.21 - Конструкция бурового насоса триплекс в разрезе

Насосы триплекс в сравнении с насосами дуплекс имеют целый ряд преимуществ, так у насоса - триплекс при той же мощности уменьшаются :

- масса и габаритные размеры в 1,4 - 1,5 раза;
- неравномерность подачи в 2 раза, давления в 5-6 раз;
- количество сменных деталей в 1,3-1,4, а их масса в 1,5-2,5 раза;
- средняя наработка на отказ в 1,7 раза.

В связи с этим в последние годы наблюдается постепенный переход на бурение с применением насосов триплекс.

Расширение объемов производства и доработка конструкции привели к снижению стоимости насосов триплекс, которые благодаря этому стали применяться при бурении на суше и интенсивно вытеснять насосы дуплекс.

Буровые насосы триплекс отечественного и зарубежного производства отличаются большим разнообразием схем гидравлической части.

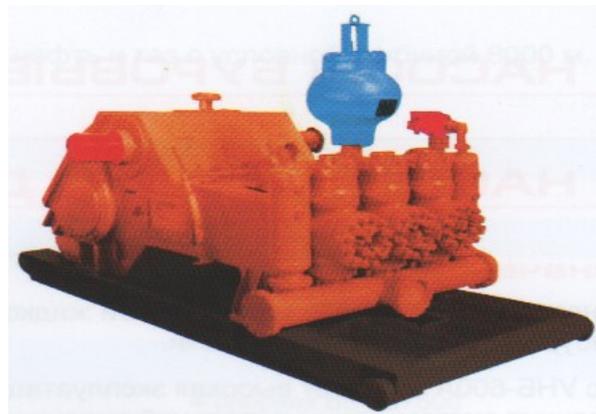


Рисунок 1.22 – Внешний вид насосов триплекс

### 1.5.3 Обзор конструкций современных буровых насосов

#### 1.5.3.1 Буровые насосы российского производства

В российской федерации буровые насосы выпускаются в соответствии с ГОСТ 6031-81 или техническими условиями (ТУ).

Согласно ГОСТ 6031-81 предусмотрен выпуск 15 классов буровых насосов, регламентированные параметры которых приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Основные параметры буровых насосов по ГОСТ 6031-81

Наименование параметра	Размерность	Значение параметров для класса буровых насосов														
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15*
Приводная мощность	кВт	32	330	80	125	190	235	300	375	475	600	720	950	1180	1500	1900
Полезная мощность	кВт	25	40	63	100	150	190	235	300	375	475	600	750	950	1180	1500
Наибольшая подача	дм <sup>3</sup> /с	9	11	14	18	22	28	35	35	45	45	45	45	45	45	-
Наибольшее давление	МПа	4,0	6,3	10	16	20	20	20	20	25	25	32	32	40	40	-
Диапазон регулирования подачи		1,4	1,7	2,2	2,9	2,9	3,0	3,0	2,3	3,0	2,4	2,4	1,9	1,9	1,5	-

Примечание\*: При проектировании насосов 15 класса наибольшая подача и давление устанавливаются исходными требованиями Заказчика и поддерживаются расчетами

Выпуск буровых насосов дуплекс и триплекс полного ряда для глубокого бурения скважин в России, осуществляется на Волгоградском заводе буровой

техники (ВЗБТ), Уралмашзаводе (УЗТМ), техническая характеристика этих насосов приведена в таблицах 1.2 и 1.3 согласно ГОСТ 6031-81.

Номенклатура буровых насосов выпускаемых на ВЗБТ приведена в таблице 1.2.

Таблица 1.2 - Номенклатура буровых насосов выпускаемых на ВЗБТ

Характеристики	НБТ-235*	НБ-375	НБТ-475	НБТ-600-2	ВНБ-600	ВНБТ-950	НПТ-650
Мощность, кВт	235	375	475	600	600	950	600
Полезная мощность, кВт	190	300	375	475	475	750	475
Наибольшая идеальная подача, дм <sup>3</sup> /с	32	35	45	45	47,8	46	19,2
Предельное давление, МПа	40	20	25	25	25	32	105
Число ходов поршней в минуту, max	200	90	150	145	81	125	81
Длина хода поршня, мм	160	300	250	250	300	290	200
Передаточное отношение редуктора (i)	9,909	4,150	3,125	3,150	3,240	3,24	5,235
Тип пневмокомпенсатора на входе и выходе	сферический, диафрагменный						-
Тип предохранительного клапана	гвоздевой или диафрагменный**						-
Тип пускового устройства	ДЗУ-400	ДЗУ-250	ДЗУ-250	ДЗУ-250	ДЗУ-250	ДЗУ-400	-
Тип клиноременной передачи по ГОСТ 1284.1-80	*	Е (Д)	Е(Д)	Е (Д)	Е (Д) или PHG8V	Е (Д) или PHG8V	-
Диаметр шкива, мм	*	1120	1120	1120	1600	1120	-
Число ремней	*	10	12	12	10 или 2x5	16 или 3x5	-
<b>Габариты</b>							
Длина, мм	2000	4160	4560	4560	4900	5200	2070
Ширина, мм	1700	2544	2180	2180	2300	2300	1560
Высота, мм	1300	2553	1768	1768	2800	1600	1160
Масса, кг	3900	13820	13580	13701	21250	17890	4800

Из семи типоразмеров буровых насосов выпускаемых ВЗБТ, только два, а именно НБ-375 и ВНБ-600 являются 2-х поршневыми насосами 2-х стороннего действия – дуплекс, а остальные 5-ть – триплекс.

Основным показателем классификации насосов является мощность, которая записывается в шифре насоса. Как видно из таблицы 1.2 на ВЗБТ освоен выпуск широкого спектра насосов от 235 до 950 кВт, с изменением наибольшей подачи от 19,2 до 47,8 дм<sup>3</sup>/с и предельным давлением развиваемым насосом 20 до 40 МПа.

На всех типах насосов установлен сферический диафрагменный пневмокомпенсатор для снижения пульсации давления в системе.

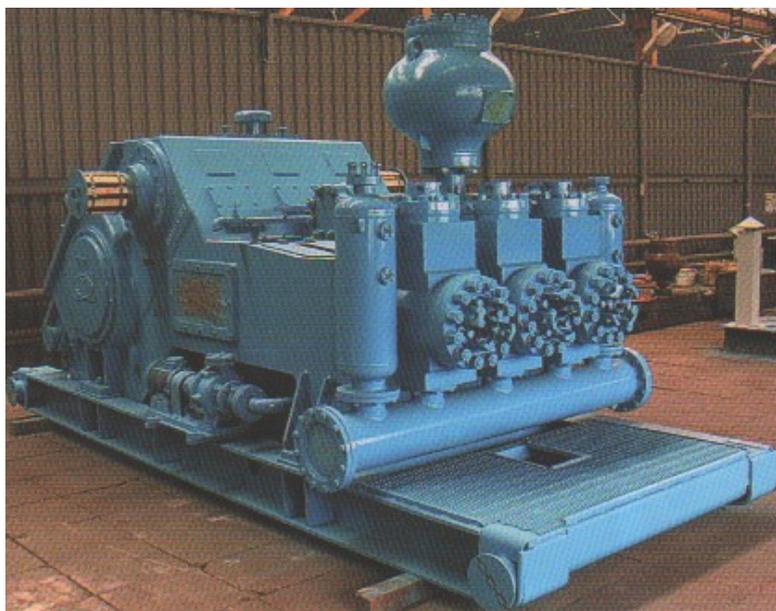


Рисунок 1.23 - Насос триплекс общий вид производства УЗТМ

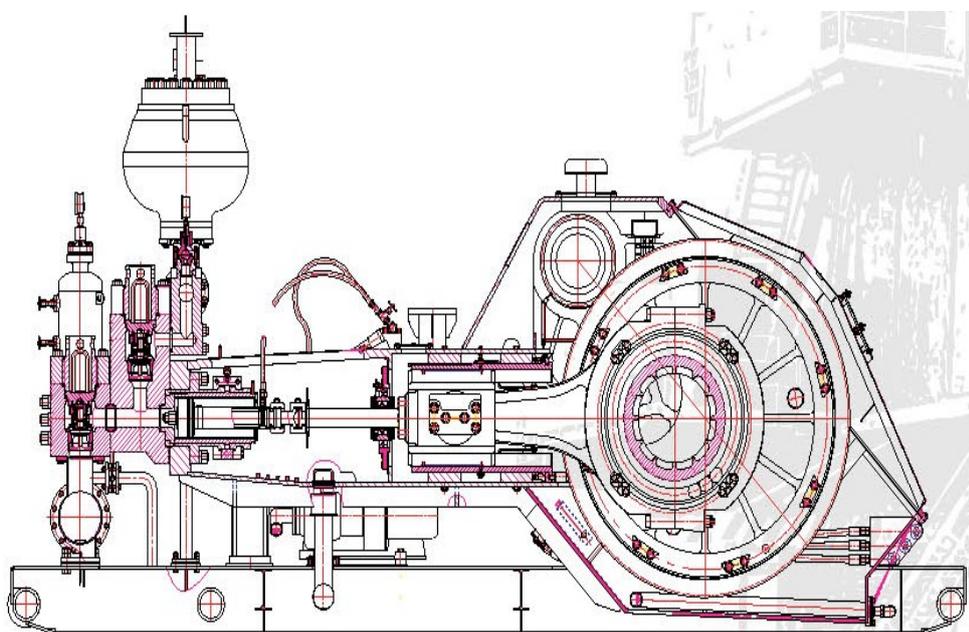
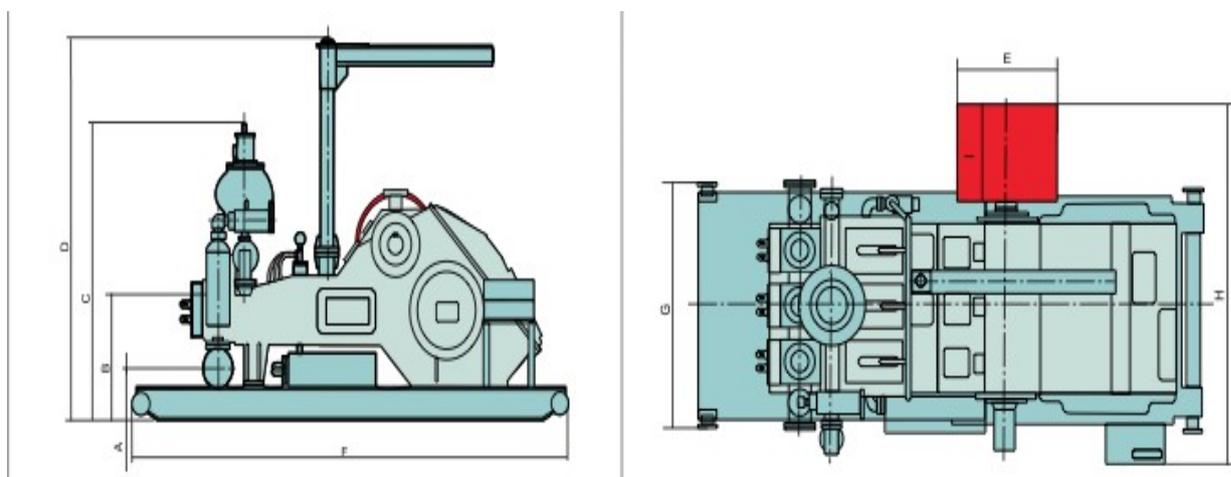


Рисунок 1.24 - Насос триплекс в разрезе производства УЗТМ

Уралмаш НГО Холдинг (современное название УЗТМ) выпускает современные трехпоршневые буровые насосы мощностью от 600 до 1600 кВт, и запасные части к предыдущим модификациям трехпоршневых насосов (УНБТ-950А2, УНБТ-950L1М, УНБТ-1180А2, УНБТ-1180А1М), а также двухпоршневые насосы УНБ-600. Номенклатура буровых насосов выпускаемых на УЗТМ приведена в таблице 1.3.

Таблица 1.3 - Номенклатура буровых насосов выпускаемых на УЗТМ

Параметры / Модель	УНБ-600	УНБТ-600	УНБТ-950 L2	УНБТ-1180 L	УНБТ-1600 L
Мощность насоса, кВт	600	600	950	1180	1600
Число цилиндров, шт.	2	3	3	3	3
Номинальная частота ходов поршня в мин	65	160	125	125	100
Подача насоса (max), дм <sup>3</sup> /с	51,9	50,9	46	51,4	59,7
Давление на выходе насоса (max), МПа	25	35	32	35	53
Исполнение гидравлической части	-	L-образное	L-образное	L-образное	L-образное
Пневмокомпенсатор	ПК 70-250	ПК 40-350	ПК 70-320	ПК 70-350	ПК 70-530
Степень неравномерности давления на выходе из насоса, %, не более	12	5	5	5	5
Масса насоса без шкива, пневмокомпенсатора и крана, кг	23070	13670	22050	22432	35800
Масса со шкивом, пневмокомпенсатором и краном, кг	25610	15450	24261	24632	-



A	526	496	496	530
B	1140	1286	1286	1367
C	2578	2860	2860	3116
D	3705	3761	3761	4060
E	1120	710	710	-
F	3955	5390	5390	6000
G	1680	2186	2186	2210
H	2478	3359	3359	-
I	592	904	904	-

Рисунок 1.25 - Схема для определения габаритных размеров буровых насосов УЗТМ

Технические характеристики ранее выпускавшихся в российской федерации буровых насосов приведены в таблице 1.4.

Таблица 1.4 - Техническая характеристика буровых насосов

Параметры	Б рН-1	НБ-600	У8-6МА2	У8-7МА2	УН БТ-800	У НБТ-950	У НБТ-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
Давление, МПа:							
- наименьшее	9,8	11,3	9,6	14,2	17	19	24
- наибольшее	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
- нагнетательного	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

### 1.5.3.2 Буровые насосы китайского производства

В настоящее время на казахстанском рынке буровых работ все более широкое распространение получает 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

Буровые насосы серии F выпускаются следующих 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.

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;

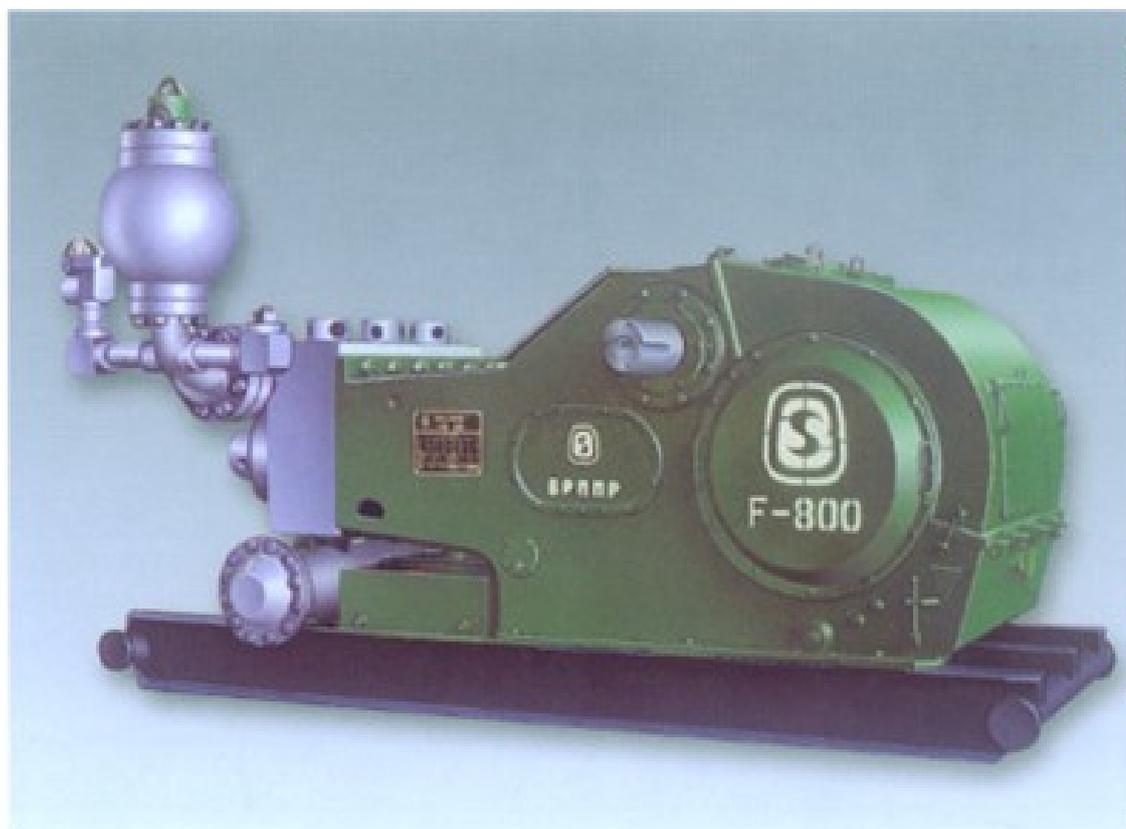


Рисунок 1.26 - Внешний вид бурового насоса триплекс F-800

- на приводных частях применяется комбинированная система смазки с принудительной смазкой и смазка разбрызгиванием;

- нагнетательная часть насоса состоит из трех взаимозаменяемых кованных 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.

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

Технические характеристики насосов серии F приведены в таблице 1.5.

Таблица 1.5 - Технические характеристики насосов серии F

Модель		F-500	F-800	F-1000	F-1300	F-1600
Тип		Трехцилиндровые насосы однопоршневого действия				
Макс. длина ствола × ход	мм	170×191	170×229	170×254	180×304.8	
	дюйм	6 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> ×7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	6 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> ×9	6 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> ×10	7×12	
Ход/минута	spm	165	150	140	120	
Номинальная мощность	кВт	373	597	746	970	1,194
	л.с.	500	800	1,000	1,300	1,600
Тип передачи		Шевронная зубчатая передача				
Передаточное отношение		4.286:1	4.185:1	4.207:1	4.206:1	
Всасывающий коллектор	мм	203.2	254	304.8		
	in	8 флнц	10 флнц	12 флнц		
Выпускное отверстие	мм	102	127			
	дюйм	4 внутр. резьба	5 флнц 5000API			
Наружный диаметр ведущей оси зубчатой передачи	мм	139.7	177.8	196.85	215.9	
	дюйм	5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	7	7 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	8 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	
Ключ	мм	31.75×31.75	44.45×44.45	50.8×50.8		
	дюйм	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> ×1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> ×1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	2×2		
Надклапанные полости		Клапан над клапаном				
		API 5#	API 6#	API 6#	API 7#	
Вес	кг	9,770	14,500	18,790	24,572	

Таблица 1.6 - Характерные параметры трехцилиндровых буровых насосов F-500

Ход/мин	Номинальная л.с.		Размер втулки цилиндра (дюйм) и номинальное давление МПа (psi)						
			6 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	6	5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	5	4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	4
	кВт	л.с.	9.2(1341)	10.0(1446)	11.7(1698)	13.9(2021)	16.9(2446)	20.8(3020)	26.3(3822)
Объем, л/мин (USгал/мин)									
170	384	515	2,243(592)	2,080(549)	1,772(468)	1,489(393)	1,230(324)	996(264)	787(208)
165*	373	500	2,177(575)	2,019(533)	1,720(454)	1,445(382)	1,194(315)	967(256)	764(202)
150	340	455	1,979(523)	1,835(484)	1,564(413)	1,314(347)	1,085(286)	879(233)	694(184)
140	316	424	1,847(488)	1,713(452)	1,459(385)	1,226(324)	1,013(267)	820(217)	648(171)
130	294	394	1,715(453)	1,591(420)	1,344(358)	1,139(301)	941(248)	762(202)	602(159)
120	272	364	1,583(418)	1,468(388)	1,251(330)	1,051(278)	868(229)	703(186)	566(147)
110	248	333	1,451(383)	1,346(355)	1,147(303)	963(255)	796(210)	645(171)	509(135)
1			13.2(3.48)	12.2(3.23)	10.4(2.75)	8.7(2.31)	7.2(1.91)	5.9(1.55)	4.6(1.22)

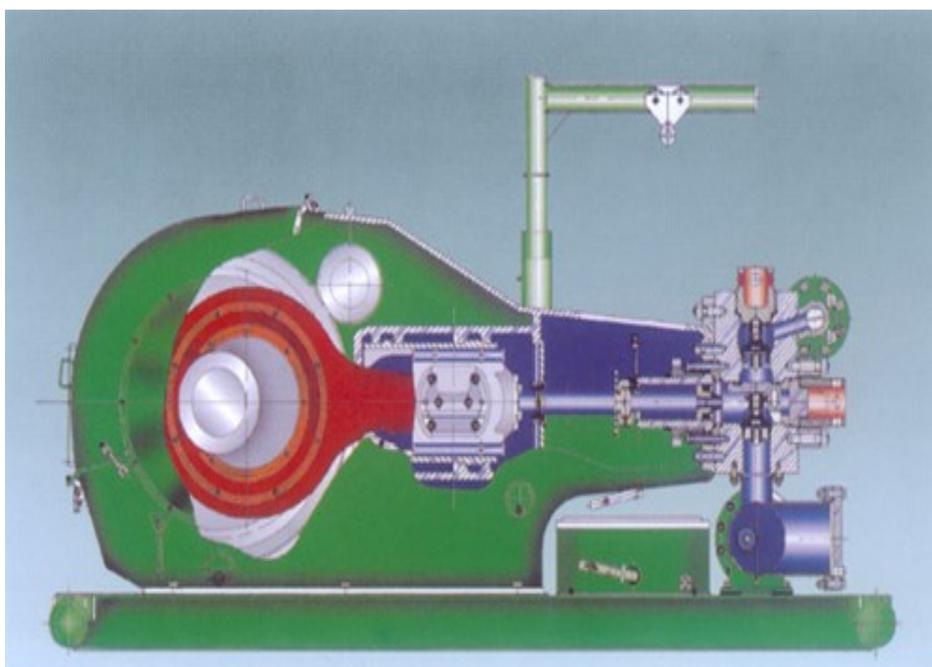


Рисунок 1.27 - Буровой насос F-800 в разрезе

Таблица 1.7 - Характерные параметры трехцилиндровых буровых насосов F-800

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

Таблица 1.8 - Характерные параметры трехцилиндровых буровых насосов F-1000

Ход/мин	Номинальная л.с.		Размер втулки цилиндра (дюйм) и номинальное давление МПа (psi)						
			6 3/4	6 1/2	6 1/4	6	5 1/2	5	4 1/2
	кВт	кВт	16.3(2371)	17.6(2557)	19.1(2767)	20.7(3001)	24.6(3572)	29.8(4323)	35.0(5000)
Объем, л/мин (USгал/мин)									
150	799	1,071	2,639(698)	2,447(646)	2,262(598)	2,085(551)	1,752(463)	1,448(382)	1,173(310)
140*	746	1,000	2,463(651)	2,284(603)	2,111(558)	1,946(514)	1,635(432)	1,351(357)	1,095(289)
130	693	929	2,287(604)	2,121(560)	1,960(518)	1,807(477)	1,518(401)	1,254(332)	1,017(268)
120	640	857	2,111(558)	1,958(517)	1,809(478)	1,668(440)	1,401(370)	1,158(306)	938(248)

								)	
110	587	786	1,935(512)	1,794(474)	1,659(438)	1,529(404)	1,285(339)	1,062(280)	860(227)
100	533	714	1,759(465)	1,631(431)	1,508(398)	1,390(367)	1,168(308)	965(255)	782(206)
1			17.6(4.65)	16.3(4.31)	15.1(3.98)	13.9(3.67)	11.7(3.08)	9.6(2.55)	7.8(2.06)

Таблица 1.9 - Характерные параметры трехцилиндровых буровых насосов F-1300/1600

Ход/мин	Размер втулки цилиндра (дюйм) и номинальное давление МПа (psi)						
			7	6 3/4	6 1/2	6	5 1/2
	F-1300		19.2(2785)	20.6(2995)	22.3(3229)	26.1(3790)	31.1(4511)
	F-1600		23.6(3428)	25.3(3686)	27.4(3974)	32.1(4665)	35.0(5000)
	Номинальная л.с.						
		F-1300	F-1600	Объем, л/мин (USгал/мин)			
130	1,501(1408)	1,293(1733)	2,951(780)	2,744(725)	2,545(672)	2,168(573)	1,822(481)
120*	970(1300)	1,194(1600)	2,724(720)	2,500(669)	2,349(620)	2,002(529)	1,682(444)
110	890(1192)	1,095(1467)	2,497(660)	2,322(613)	2,153(569)	1,835(485)	1,542(407)
100	808(1083)	995(1333)	2,270(600)	2,111(558)	1,958(517)	1,668(441)	1,402(370)
90	728(975)	896(1200)	2,043(540)	1,900(502)	1,762(465)	1,501(397)	1,261(333)
1			22.7(6.0)	21.1(5.58)	19.6(5.17)	16.7(4.41)	14.0(3.70)

### Буровые насосы серии 3NB

Существуют две модели буровых насосов 3NB: одна модель не имеет в названии конечного индекса, другая модель имеет в названии букву С. У первой модели насос с нагнетательной частью углового типа с большой частотой хода поршня, у второй модели насос с нагнетательной частью I-образной формы имеет с малой частотой хода поршня. Они применяются для всасывания и нагнетания по усмотрению заказчика.

Приводная часть: станина изготовлена из сварных стальных листов. Она представляет собой структуру после снятия остаточного напряжения после сварки.

Передаточный механизм обеспечивает плавную работу, высокую эффективность и продолжительный срок службы.

Коленчатый вал изготовлен из стали шликерным литьем и является цельной структурой.

Характеристики приводной части насоса:

- Непрерывная шевронная зубчатая передача;
- Коленчатый вал из легированной стали;
- Сменные направляющие ползуна;
- Станина из сварных стальных листов высокой прочности, с хорошей жесткостью и легким весом;
- Удлиняющий стержень выполнен в двух отсеках с отличным уплотнением;
- Комбинированная смазочная система с принудительной смазкой и смазкой разбрызгиванием.

Нагнетательная часть: всасывающий и нагнетательный фланцы соответствуют техническим условиям ANSI (американский институт стандартизации) и АНИ.

Цилиндры изготовлены из ковanej легированной стали. Три цилиндра каждого насоса могут взаимно заменяться. Конструкция клапан-над-клапаном сокращает объем цилиндра и улучшает коэффициент наполнения цилиндра. В соответствии с требованиями заказчика поверхность цилиндра может быть никелированной для усиления коррозионной стойкости. Демпфер пульсаций, перепускной клапан и напорный фильтр установлены на выпускном отверстии. 8 дюймовый фланец закрепляется болтами на всасывающем отверстии бурового насоса F-500, 10 дюймовый и 12 дюймовый фланцы – на всасывающем отверстии буровых насосов F-800 и F-1000 соответственно.

Используется муфтовое соединение между штоком поршня и удлиняющим стержнем, что упрощает быструю замену этих частей.

Нижняя часть расточки гнезда клапана сконструирована с выступом который эффективно предохраняет седло клапана от погружения.

Поршни и вкладыши смазываются разбрызгиванием и охлаждаются независимым распыляющим насосом, что обеспечивает долгий срок службы. Расходные части имеют хорошую взаимозаменяемость. Используются биметаллические вкладыши с хорошей стойкостью к истиранию и коррозии. Рукав вкладыша изготовлен из износостойкого чугуна, жесткость поверхности рукава вкладыша составляет 60~65 по шкале HRC, отверстие рукава зеркально полируется. Вкладыш устанавливается в цилиндр в отверстии головки цилиндра и закрепляется клеткой вкладыша, заглушкой головки и головкой цилиндра.

Всасывающий клапан и выпускной клапан буровых насосов F-500, F-800 и F-1000 взаимно заменимы. Буровой насос F-500 использует надклапанную полость АНИ 5, а буровые насосы F-800 и F-1000 – надклапанную полость

## **1.6 Цель и постановка задач исследований**

С увеличением глубин бурения скважин на нефть и газ вопросы совершенствования насосно – циркуляционного комплекса буровых установок приобретают первостепенное значение. На работу насосно – циркуляционного комплекса буровых установок расходуется более 60% мощности привода и обеспечение рационального её использования является весьма актуальной задачей.

Целью настоящей работы является выработка предложений по совершенствованию функционирования насосно – циркуляционного комплекса буровой установки БУ 2500 ДГУ.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- провести обзор и анализ состава существующих насосно-циркуляционных комплексов БУ.
- проанализировать компоновку и влияние каждого из элементов насосно-циркуляционных комплексов БУ на эффективность его работы.

- провести исследования влияния рациональной схемы установки подпорного насоса на коэффициент подачи насоса триплекс;
- исследовать степень влияния системы смазки и охлаждения цилиндрово-поршневой пары на длительность работы поршня.

Настоящая магистерская диссертация посвящена решению этих задач.

### **Выводы**

1 Насосно-циркуляционный комплекс является важным и ответственным блоком в составе современных буровых установок.

2 Насосно-циркуляционный комплекс выполняет функцию обеспечения движения бурового раствора по замкнутому циклу буровой насос – забой скважины – буровой насос.

3 В состав насосно-циркуляционного комплекса входит оборудование: - для приготовления, обработки и хранения бурового раствора; - для обеспечения движения бурового раствора по замкнутому циклу; - очистки бурового раствора от шлама и газа.

4 Основным элементом определяющим эффективность процесса бурения, в составе насосно-циркуляционного комплекса являются буровые насосы.

5 В настоящее время наиболее широкое распространение получают буровые 3-х поршневые насосы одностороннего действия - «триплекс».

## **2 Теоретические основы и методы решения поставленных задач**

### **2.1 Теоретические предпосылки для совершенствования работы буровых насосов**

В процессе проводки глубоких скважин для привода буровых насосов требуется порядка 60% мощности привода буровой установки, расходуемой на бурение нефтяных и газовых скважин, успех которого они в существенной мере и определяют [1,2,3,10].

При работе бурового насоса в нем протекают одновременно два процесса: подача промывочной жидкости в скважину и изнашивание компонентов, работающих в среде, содержащей взвешенные частицы горной породы, поднятой с забоя скважины.

Совершенствование бурового насосного комплекса, преследующая цель повышения производительности буровых работ, складывается из нескольких проблем, решаемых разными путями:

- повышением эффективности гидравлического действия насоса, выбором схем, отвечающих требованиям максимума КПД и минимума материалоемкости;

- снижением интенсивности действия факторов изнашивания, повышением износостойкости компонентов;

- резервированием в насосном комплексе с использованием двух насосов (один из которых работает, второй находится в резерве), повышением восстанавливаемости насоса посредством снижения трудоемкости смены изношенных компонентов, совмещением восстановительных работ с периодами технологических пауз при бурении;

- улучшением дегазации и очистки промывочной жидкости от частиц выбуренной породы.

Обеспечение условия безотказности работы насосного оборудования создает условия для эффективного действия всего наземного комплекса буровых установок, повышения производительности труда в бурении, энергосбережения и ликвидации чрезмерного расхода материалов, в частности металла, улучшения экономических показателей наиболее дорогостоящих буровых работ.

Одним из путей повышения эксплуатационных качеств буровых насосов является увеличение срока работы деталей в среде коррозионно-активного бурового раствора, содержащего взвешенные твердые частицы выбуренной горной породы, сменных компонентов гидроблока.

Условием обеспечения роста срока работы деталей насосов является дальнейшее изучение абразивного действия кварца - одной из наиболее агрессивных составных частей твердых включений промывочной жидкости - и компенсации изнашивания в узлах трения, достигаемых благодаря использованию современных технологий композиционных материалов.

Некоторые виды, отечественных буровых установок укомплектованы двумя буровыми насосами, рассчитанными на одновременную совместную работу, так как мощность каждого из них достигает лишь половины необходимой величины для поддержания режима эффективного бурения большей части ствола скважины. В обоих насосах обычно устанавливали поршни одинакового диаметра, и отказ одного из насосов приводил к резкому снижению интенсивности промывки скважины или поддержанию ее только на уровне, достаточном для предотвращения осложнений, вызванных оседанием шлама. Производительность буровых работ, особенно при частых остановках для ремонта насосов, существенно снижалась.

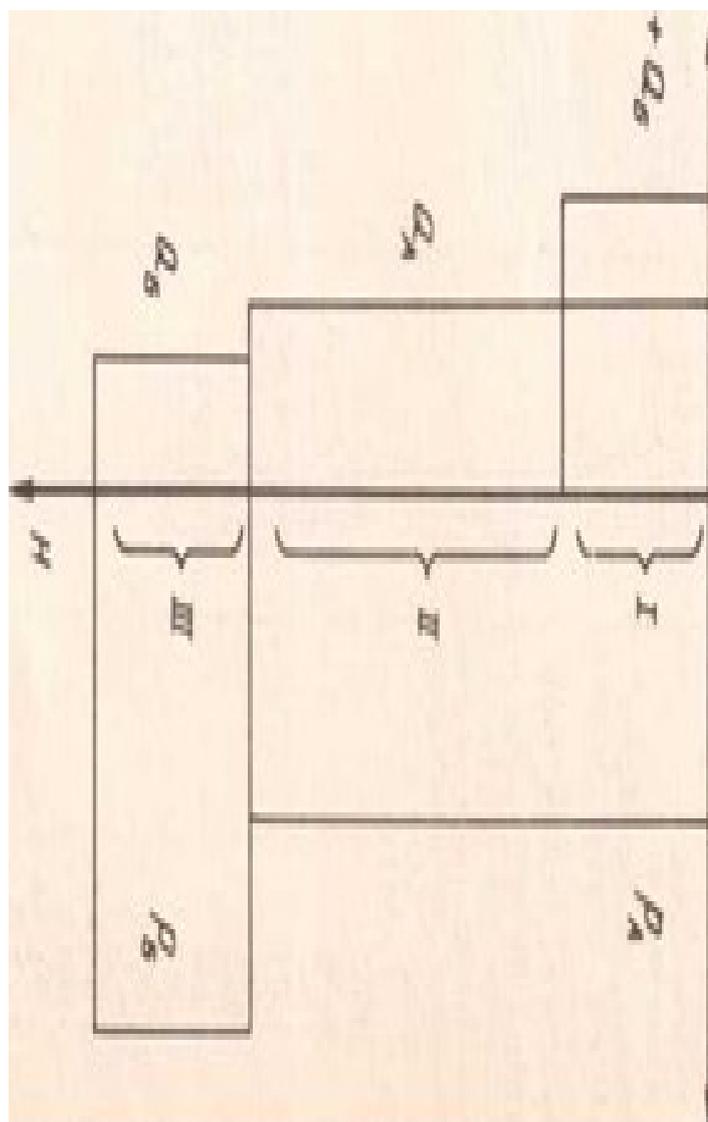


Рисунок 2.1 – Схема конструкции скважины

Более удачное укомплектование буровой установки заключается в применении двух насосов, причем мощность каждого достаточна для поддержания режима эффективного бурения. При этом рекомендуется, чтобы в каждом насосе диаметр поршня соответствовал подаче, требуемой для бурения интервала, в котором используется данный насос [11].

Так, в интервале I (рис. 2.1) работают два насоса А и Б. Их подача  $Q_a$  и  $Q_b$  суммируется, а возможное наибольшее давление  $p_d$  отвечает большему диаметру поршней в насосе А. Для насоса Б с меньшим диаметром поршней это давление не опасно, перегрузок насоса не возникает. Суммарная подача двух насосов соответствует требованиям бурения долотом заданного диаметра.

В интервале II работает насос А с поршнями большего диаметра. Подача  $Q_A$  и давление  $P_A$  отвечают требованиям бурения в данном интервале. Насос Б находится в резерве. Он будет включен в работу вместо насоса А на время его восстановления. Минимум снижения механической скорости бурения достигается возможным регулированием частоты ходов поршней насоса Б.

В интервале III работает насос Б с поршнями меньшего диаметра. Подача  $Q_B$  и давление  $P_B$  отвечают требованиям бурения в интервале. Насос А находится в резерве. Его включают в работу вместо насоса Б с необходимым снижением частоты ходов, чтобы не превысить подачу, заданную геологическим нарядом и требуемую условиями бурения в интервале при данной конструкции скважины.

Укомплектование буровых установок двумя насосами, мощность каждого из которых достаточна для поддержания эффективного режима бурения, стало возможным с созданием высоконадежных трехпоршневых буровых насосов меньшей металлоемкости, чем двухпоршневые, более металлоемкие. Безотказность насосного комплекса буровой установки существенно возрастает. Возможности использования буровых насосов приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 - Буровые насосы

Показатель	Марка насоса				
	УНБ-600 (У8-6МА2)	НБТ-600	УНБТ-950*	2ПН-1300	12 П 160
Мощность, кВт/л.с.:					
- приводная	600/816	600/816	950/1300	950/1300	1180/1600
- полезная	475/646	475/646	855/1160	810/1160	1060/1440
Число цилиндров	2	3	3	2	3
Длина хода поршня, мм	400	250	290	400	304,8
Частота ходов поршня, Гц/мин <sup>1</sup>	1,1/65	2,25/135	2,1/125	1,1/65	2/120
Подача (а=1)/давление при различных диаметрах поршней (мм), (дм <sup>3</sup> /с)/МПа					
200	51/10	—	—	—	—
190	45,1/11,5	—	—	—	—
180	42/12,5	42,9/11,3	46/19	—	—
170	36/14,5	38,3/12,7	41/24	—	—

160	31,5/16,5	33,9/14,3	36,4/24	— -	—
150	27,5/19	29,8/16,2	31,9/27,5	—	—
140	23,3/22,5	26/18,7	27,8/32	—	—
130	19,7/25	22,3/21,6	—	—	—
120	—	19,1/25	—	—	—
203,2	—	—	—	51,2/14,3	—
196,85	—	—	—	47,8/15,3	—
190,5	—	—	—	44,5/16,5	—
184,15	—	—	—	41,2/17,8	48,7/22,5
177,8	—	—	—	38,1/19,2	45,4/24,1
171,45	—	—	—	35/20,9	42,2/25,9
165,1	—	—	—	32,1/22,8	39,2/28
158,75	—	—	—	29,4/24,9	36,2/30,3
152,4	—	—	—	26,7/27,4	33,4/32,8
146,1	—	—	—	24/30,5	30,6/35,7
139,7	—	—	—	—	28,1/39
Габаритные размеры, мм	5100X	4400X	5400X	5500X	5309X
	X2935X	X3100X	X 3208X	X2160X	X2890X
	X 3305	X 2630	X 2830**	X 2940	X 1903
Масса, кг	23180	19000	21458	22060	24800
с пневмокомпенсатором и шкивом	25600	21400	23940		

\* Проводятся работы по освоению производства трехпоршневых буровых насосов УНБТ-750 ( $P_n = 32$  МПа) и УНБТ-1180 ( $P_n = 40$  МПа) подачи, равной указанной для одинаковых диаметров поршней, и давлением, отличающимся пропорционально мощности по сравнению с насосом УНБТ-950 (ориентировочно).

\*\* Включая пневмокомпенсатор.

Результаты сравнения эффективности буровых насосов разной мощности в ПО «Нижневартовскнефтегаз» (по данным Е. И. Чащина) приведены в таблице 2.2, из которой видно, что повышение мощности существенно улучшает показатели бурения.

Таблица 2.2 – Фактические данные по работе насосов

Показатель	Марка насоса	
	У8-6МА2 (УНБ-600)	2ПН-1300
Проходка, тыс. м	23,074	30,5
Время работы буровой установки, станок-мес.	3,06	2,83
Коммерческая скорость, м/станок-мес.	7541	10777
Количество скважин'	12	15
Средняя глубина скважин, м	2011	2023
Время выполнения различных видов работ при бурении, ч:		
проходка	1099	1037
механическое бурение	653	599
спуско-подъемные операции с наращиванием	399	420
Производительное время, ч	2147	2002
Количество долот	96	91
Проходка на долото, м	240,4	335,2

Механическая скорость, м/ч	35,34	,50,92
Рейсовая скорость, м/ч	21	29,41
Техническая скорость, м/станок-мес.	7738	10969

## 2.2 Расчет и выбор основных технических показателей насосов

Подачу, давление и полезную мощность буровых насосов выбирают на основе требований, предъявляемых технологией промывки скважин. Исходной является объемная подача, от которой зависят эффективность роторного бурения и нормальная работа забойных двигателей. Установлено [2,12,13], что для эффективной очистки скважины и выноса шлама, а также нормальной работы забойных гидравлических двигателей скорость восходящего потока бурового раствора (в м/с), как правило, должна соответствовать значениям, приведенным в таблице 2.3.

Таблица 2.3 - Рекомендуемые значения скорости восходящего потока

Способ бурения / Интервал бурения	Забойные двигатели	Роторный
Под кондуктор	0,3 - 0,4	0,2 - 0,3
Под промежуточную колонну	0,5 - 0,6	0,4 - 0,6
Под эксплуатационную колонну	0,6 - 0,7	0,5 - 0,6

Дальнейшее увеличение скорости восходящего потока сопровождается неоправданным ростом давления насосов и возможным снижением механической скорости бурения. При опасностях образования сальников и осыпания горных пород скорость восходящего потока в осложненных зонах ствола скважины повышается до 1 - 1,2 м/с. В практике бурения, в связи с тем что, в процессе проводки скважины часто встречаются зоны с осложненными условиями залегания горных пород, скорость восходящего потока промывочной жидкости в кольцевом затрубном пространстве принимают в пределах 0,7 - 1,3 м/с. Для роторного бурения 0,7 - 1,0 м/с, для бурения с забойными двигателями 1,0 - 1,3 м/с.

Подача насосов определяют исходя из конструкции скважины для бурения под кондуктор и требуемой скорости движения потока раствора в кольцевом пространстве по формуле:

$$Q_{\min} = 0,785 (D_d^2 - d_b^2) V_{\text{кп}} \quad (2.1)$$

где  $D_d$  - диаметр долота, м;

$d_b$  - диаметр бурильных труб, м;

$V_{\text{кп}}$  - скорость движения жидкости в кольцевом затрубном пространстве, м/с.

Ряд авторов рекомендует определять подачу по условию:

$$Q = q_{\text{уд}} F_{\text{заб}} \quad (2.2)$$

где  $q_{уд}$  - удельная подача  $дм^3/с дм^2$ ;  
 $F_{заб}$  - площадь забоя,  $дм^2$ .

Удельная подача, характеризующая интенсивность промывки, выбирается согласно опытным данным. Для долот диаметром 191 мм удельная подача принимается равной 7- 8 л/(с  $дм^2$ ) и для долот диаметром 269-295 мм - 6,5-7 л/(с  $дм^2$ ). Рассматриваемые нормы несколько ниже ранее принятых. Это обусловлено более совершенной конструкцией современных долот. Результаты расчета необходимой подачи по формулам (2.1) и (2.2) в ряде труб и долот. Тогда подачу выбирают по большему расчетному значению. При бурении гидравлическими забойными двигателями величина подачи уточняется согласно требованиям и рабочей характеристике используемого турбобура либо объемного винтового двигателя.

Давление на выходе из насоса зависит от потерь давления на преодоление гидравлических сопротивлений в манифольде, бурильной колонне и затрубном кольцевом пространстве, возникающих при промывке скважин.

Гидравлические сопротивления подразделяются на линейные - обусловленные силами трения движущихся частиц жидкости, и местные - обусловленные изменениями величины и направления скорости потока. Колонна труб и кольцевое затрубное сопротивления в них относят к линейным. К местным гидравлическим сопротивлениям относят потери давления в замковых соединениях бурильных труб, промывочных отверстиях долота, проточных каналах забойных двигателей.

Давление развиваемое насосами должно быть достаточным для преодоления сопротивлений, возникающих в циркуляционной системе скважины «буровой насос – забой – буровой насос» [12,14].

Общие потери давления в циркуляционной системе буровой установки определяются по формуле:

$$P_{цс} = P_m + P_б + P_y + P_d + P_{кп} \quad (2.3)$$

где  $P_m, P_б, P_y, P_d, P_{кп}$  - соответственно, потери давления в манифольде бурильных трубах, УБТ, долоте, кольцевом пространстве.

В качестве примера проведем расчет и выбор буровых насосов при следующих исходных данных:

Таблица 2.4 -Исходные данные для примера расчета

1	Конструкция скважины	$D_d$ , мм	$d_{тр}$ , мм	$б$ , мм	$L$ , м
1.1	Кондуктор				
1.2	Промежуточная колонна				
1.3	Эксплуатационная колонна	215,9	146	9	3000
2	Способ бурения	роторный			
3	Бурильная колонна	$\rho$	$d_{тр}$ , мм	$б$ , мм	$L$ , м

3.1	Бурильные трубы		127	8	
3.2	УБТ		178	60	100
4	Плотность бурового раствора, г/см <sup>3</sup>	1,25			

Определяем режим течения раствора учитывая, что при  $V_{cp} > V_{кр}$  режим течения турбулентный, а при  $V_{cp} < V_{кр}$  – ламинарный, величине критической скорости течения :

$$V_{кр} = 25 \sqrt{\frac{\tau_o g}{\gamma}} \quad (2.4)$$

$$V_{cp} = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (2.5)$$

приравняв правые части формул (43) и (44) находим величину критического расхода :

$$Q_{кр} = 6,25\pi d^2 \sqrt{\frac{\tau_o g}{\gamma}} = 6,25 \cdot 3,14 \cdot 0,127^2 \sqrt{\frac{6 \cdot 10^{-4} \cdot 9,81}{1,28}} = 15,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.6)$$

т.к.  $Q_{min} > Q_{кр}$  то режим течения раствора турбулентный. Из практики бурения глубоких скважин на нефть и газ насосы с подачей менее  $16 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  не используются.

Определяем подачу буровых насосов для бурения под кондуктор

Подачу насосов определяем 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.

Скорость движения потока раствора в кольцевом пространстве определяем из соотношения:

$$Q/F_{кп} = V_{кп} = (0,7 - 1,3) \text{ м/с}$$

$$\text{или } Q_{min} = F_{кп} V_{кп} = 0,785 (D_{\delta}^2 - d_{\sigma}^2) V_{кп} = 0,785 (0,2159^2 - 0,127^2) \cdot 0,95 = 22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Определим требуемую подачу насосов из условия обеспечения очистки забоя скважины :

$$Q_{min} \geq 0,393 D_c^2 = 0,393 \cdot 0,2159^2 = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Необходимую подачу  $22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , обеспечивает буровой насос У8-6МА2 с диаметром цилиндровой втулки 150 мм, при этом насос развивает давление 19 МПа.

Тип насоса	Подача, м <sup>3</sup> /с	Давление, МПа	Диаметр втулки, мм
У8-6МА2	$22 \cdot 10^{-3}$	19	150

Определяем подачу буровых насосов для бурения под промежуточную колонну

$$Q_{min} = F_{kn} V_{kn} = 0,785 (D_{\delta}^2 - d_6^2) V_{kn} = 0,785 (,2159^2 - 0,127^2) 0,95 = 22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Определим требуемую подачу насосов из условия обеспечения очистки забоя скважины :

$$Q_{min} \geq 0,393 D_c^2 = 0,393 0,2159^2 = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Необходимую подачу  $22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , обеспечивает буровой насос У8-6МА2 с диаметром цилиндрической втулки 150 мм, при этом насос развивает давление 19 МПа.

Тип насоса	Подача, м <sup>3</sup> /с	Давление, МПа	Диаметр втулки, мм
У8-6МА2	$22 \cdot 10^{-3}$	19	150

1.3 Определяем подачу буровых насосов для бурения под эксплуатационную колонну

$$Q_{min} = F_{kn} V_{kn} = 0,785 (D_{\delta}^2 - d_6^2) V_{kn} = 0,785 (,2159^2 - 0,127^2) 0,95 = 22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Определим требуемую подачу насосов из условия обеспечения очистки забоя скважины :

$$Q_{min} \geq 0,393 D_c^2 = 0,393 0,2159^2 = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Необходимую подачу  $22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , обеспечивает буровой насос У8-6МА2 с диаметром цилиндрической втулки 150 мм, при этом насос развивает давление 19 МПа.

Тип насоса	Подача, м <sup>3</sup> /с	Давление, МПа	Диаметр втулки, мм
У8-6МА2	$22 \cdot 10^{-3}$	19	150

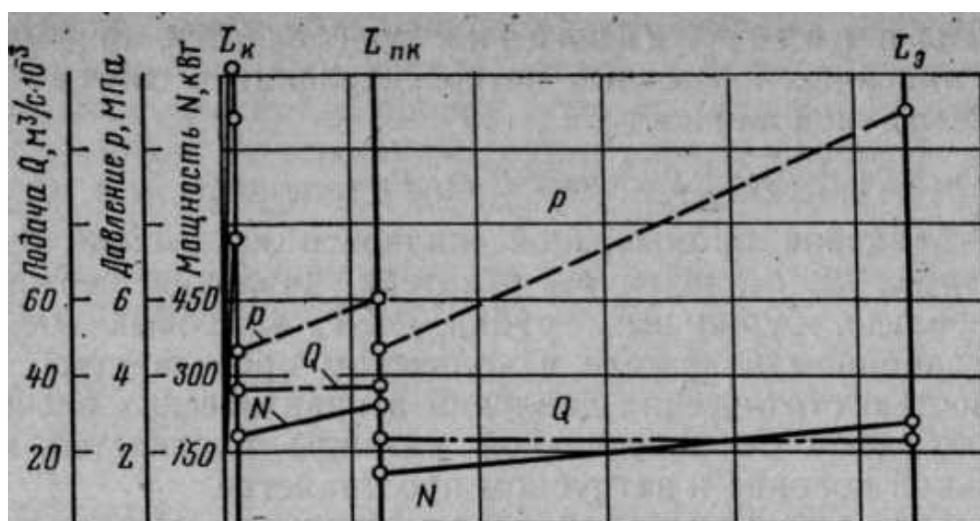


Рисунок 2.2 – График изменения показателей промывки при бурении скважин

#### 1.4 Расчет потерь давления в скважине

Максимальное значение потерь давления по циркуляционной системе «буровой насос – забой скважины – буровой насос» будет иметь место при наибольшей глубине скважины, т.к. потери давления на прямую зависят от длины трубопровода. В связи с этим, расчет общих потерь давления в циркуляционной системе буровой установки проведем для бурения скважины под эксплуатационную колонну [15].

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

$$P_m = \sum \lambda_i \cdot \rho Q^2 \quad (2.7)$$

где  $\sum \lambda_i$  - сумма коэффициентов сопротивления элементов обвязки, м<sup>-4</sup>.

Таблица 2.4 - Значения коэффициента  $\lambda_1$

№	Элемент обвязки	Условный размер элемента, мм	Диаметр проходного канала, мм	$\lambda_i \cdot 10^{-2} \text{ м}^{-4}$
1	Стояк	114		3,4
		140		1,1
		168		0,4
2	Буровой рукав		38	3,8
			76	1,2
			102	0,3
3	Вертлюг		32	2,7
			75	0,9
			100	0,3
4	Ведущая труба	65*	32	11,0
		80*	40	7,0
		112*	74	1,8
		140*	85	0,9
		155*	100	0,4

\* - сторона квадрата (ведущей трубы).

Определяем режим течения раствора в бурильных трубах по формулам

$$V_m = 4Q/\pi d^2 = 4 \cdot 0,022/3,14 \cdot 0,109^2 = 2,36 \text{ м/с} \quad (2.8)$$

$$\text{Re} = \frac{10 \rho_o V_m d}{g \left( \eta + \frac{\tau_o d}{6 V_m} \right)} = \frac{10 \cdot 1250 \cdot 2,36 \cdot 0,109}{9,81 \left( 0,01 + \frac{7 \cdot 0,109}{6 \cdot 2,36} \right)} = 3293 > 2300 \quad (2.9)$$

режим течения жидкости турбулентный.

Потери давления в УБТ определяем аналогично:

$$D_o = 8,26 \cdot 0,012 \left( \frac{175}{8,0^5} \right) 1,25 \cdot 22^2 = 0,328 \text{ м} ;$$

$$\lambda = 0,0121 / 0,08^{0,226} = 1,2 \cdot 10^{-2} ;$$

$$V_y = 4 \cdot 0,022 / 3,14 \cdot 0,08^2 = 4,4 \text{ м/с} ;$$

$$\text{Re} = \frac{10 \cdot 1250 \cdot 4,4 \cdot 0,08}{9,81 \left( 0,01 + \frac{7 \cdot 0,08}{6 \cdot 4,4} \right)} = 14714 > 2300$$

Потери давления в кольцевом затрубном пространстве между УБТ и стенками скважины определим по формуле:

$$P_{\text{кн}} = 8,26 \lambda \frac{L_y \rho_o Q^2}{(D_o - d_y)^3 (D_o + d_y)^2} = \frac{8,26 \cdot 0,0484 \cdot 1751,25 \cdot 22^2}{(21,59 - 15,9)^3 (21,59 + 17,8)^2} = \text{МПа} \quad (2.10)$$

$$V_{\text{фкн}} = \frac{4 \cdot 0,022}{3,14 (0,2159^2 - 0,178^2)} = \text{м/с} < V_{\text{кр}}$$

следовательно режим течения ламинарный, тогда

$$\text{Re} = \frac{10 \cdot 1250 \cdot 0,81 (0,2159 - 0,178)}{9,81 \left( 0,01 + \frac{7 (0,2159 - 0,127)}{6 \cdot 0,81} \right)} = u \quad \lambda = \frac{80}{\text{Re}} = \frac{80}{1655} = 0,0484$$

Потери давления в кольцевом затрубном пространстве между бурильными трубами и стенками скважины определяем аналогично:

$$P_{\text{кн}}^b = 8,26 \cdot 0,092 \frac{2925 \cdot 1,25 \cdot 22^2}{(21,59 - 12,7)^3 (21,59 + 12,7)^2} = 1,67 \text{ МПа}$$

$$V_{\text{фкн}}^b = \frac{4 \cdot 0,022}{3,14 (0,2159^2 - 0,127^2)} = 0,92 \text{ м/с} < V_{\text{ф}}$$

$$\text{Re} = \frac{10 \cdot 1250 \cdot 0,92 (0,2159 - 0,127)}{9,81 \left( 0,01 + \frac{7 (0,2159 - 0,127)}{6 \cdot 0,92} \right)} = 869 \quad (2.11)$$

$$\lambda = \frac{80}{869} = 0,092$$

Потери давления в долоте определяем по формуле:

$$P_d = \frac{V_d^2 \rho_d}{2\mu} = \frac{93,4^2 \cdot 1250}{2 \cdot 0,95} = 5,9 \text{ МПа} \quad (52)$$

где  $V_d = \frac{4Q}{\pi d^2 n_c} = \frac{4 \cdot 0,022}{3,14 \cdot 0,01^2 \cdot 3} = 93,4 \text{ м/с}$  (2.12)

- скорость истечения из сопел долота;

$d = 10 \text{ мм}$  - диаметр сопла долота;

$n = 3$  - число сопел в долоте;

$\mu = 0,95$  - коэффициент расхода.

Суммарные потери давления в циркуляционной систему буровой составят:

$$P_{\text{цс}} = 0,025 + 1,65 + 0,328 + 5,9 + 0,168 + 1,67 = 9,73 \text{ МПа} \quad (2.13)$$

Рабочее давление развиваемое насосами рекомендуется устанавливать в пределах:

$$P_n = (0,65 - 0,85) P_n^{\text{max}} = (0,65 - 0,85) 25 = (16,25 - 21,25) \text{ МПа} \quad (2.14)$$

Из таблицы 2.18 выбираем буровой насос У8-6МА2, для которого  $P_n^{\text{max}} = 25 \text{ МПа}$ .

Так как  $P_{\text{цс}} < P_n$ , то условие работы насосов без перегрузки выполняется.

Давление при этом уменьшается пропорционально квадрату расхода, а мощность насоса - пропорционально кубу расхода прокачиваемой жидкости:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left( \frac{Q_1}{Q_2} \right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left( \frac{Q_1}{Q_2} \right)^3 \quad (2.15)$$

При снижении подачи (Q) в 2 раза, давление (P) уменьшится в 4 раза, а мощность (N) в 8 раз.

Пути совершенствования гидравлической части насосов для бурения глубоких скважин основываются на достижениях в области износостойкости и использовании композиционных материалов при изготовлении сменных деталей насосов.

### 2.3 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

$$N_n = Q P_n \quad (2.16)$$

Полезная мощность развиваемая насосом У8-6МА2 составляет 500 кВт, что вполне достаточно [14].

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:

$$\eta = N_n / N_h = 500/585 = 0,85$$

(2.17)

Мощность привода потребляемая насосами составит:

- интервал 0 - 45 м  $N_n = (50,9 \times 9,6) / 0,85 = 575$  кВт;
- интервал 0 - 1280 м  $N_n = (28 \times 13) / 0,85 = 310$  кВт;
- интервал 0 – 3100 м  $N_n = (22 \times 14) / 0,85 = 362$  кВт;

В процессе бурения интервала 0 – 45 м требуется подключение второго бурового насоса имеющего свой индивидуальный привод.

С учетом того что, современных буровых насосов величина КПД при номинальном режиме работы равен 0,96 - 0,98 следует, что при использовании нового бурового насоса потребляемая насосами мощность от привода БУ будет меньше, т.е.

- интервал 0 - 45 м  $N_n = (50,9 \times 9,6) / 0,97 = 503$  кВт;
- интервал 0 - 1280 м  $N_n = (28 \times 13) / 0,97 = 375$  кВт;
- интервал 0 - 3100 м  $N_n = (22 \times 14) / 0,97 = 318$  кВт;

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.

Гидравлический к.п.д., учитывающий потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений в нагнетательном коллекторе и клапанах, зависит от конструкции гидравлического блока и в расчетах буровых насосов принимается  $\eta = 0,97$ .

Объемный к.п.д., учитывающий потери энергии от утечек через неплотности цилиндропоршневой пары, уплотнения штоков, а также от утечек в результате запаздывания посадки клапанов, принимается  $\eta_0 = 0,97$ .

Механический к.п.д. учитывает потери энергии на трение в подвижных элементах приводного и гидравлического блоков бурового насоса. На рис. Х1У.20 приведена конструктивная схема насоса с указанием значений к. п. д.

его типовых кинематических пар. Согласно рассматриваемой конструктивной схеме, механический к. п. д.

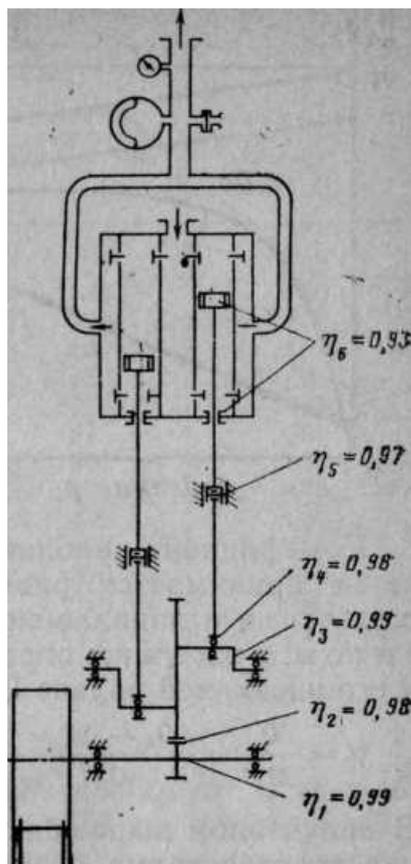


Рисунок 2.3 – Схема распределения механического к.п.д. бурового насоса

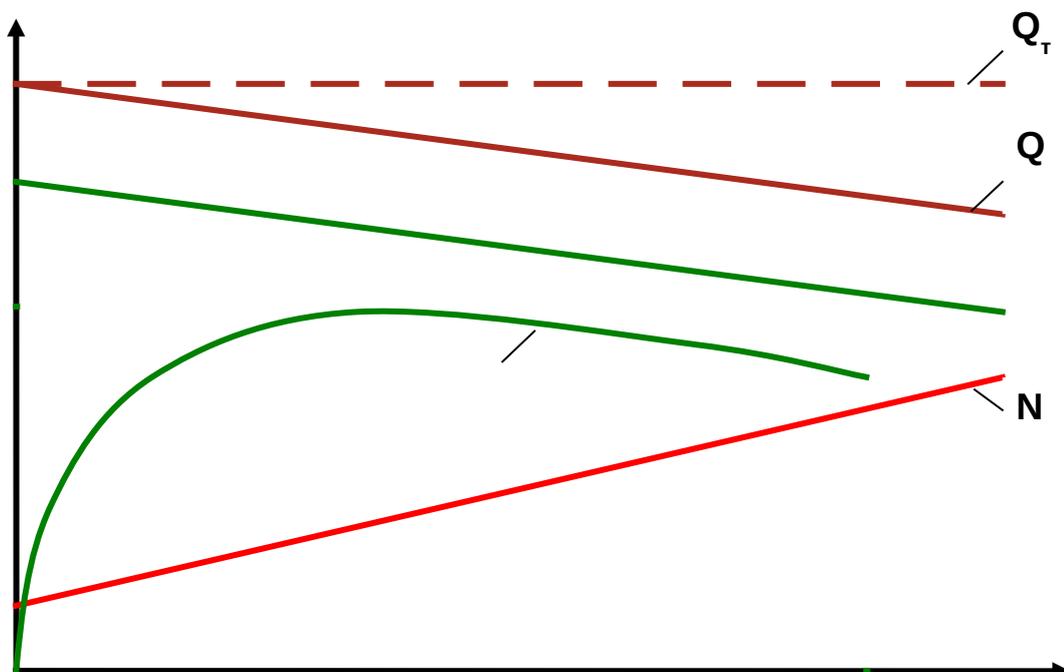


Рисунок 2.4. – Характеристика поршневого насоса

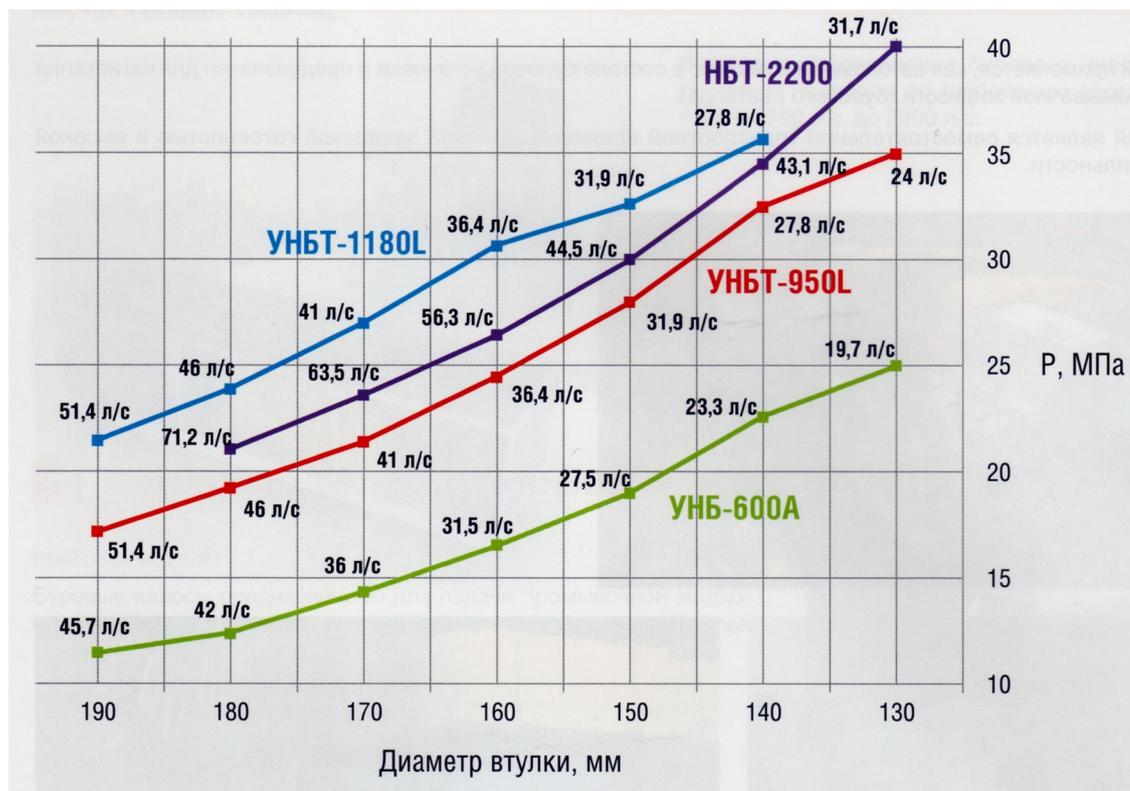


Рисунок 2.5 – Рекомендации по диаметра втулок в зависимости от подачи и давления буровых насосов

### Выводы

1 Буровые насосы являются главным элементом требующим совершенствования в составе насосно-циркуляционного комплекса буровой установки.

2 Гидравлический расчет движения бурового раствора по замкнутому циклу «насос – забой – насос» сводится к расчету подачи, давления и мощности буровых насосов.

3 Расчет мощности буровых насосов производят по интервалам одинаковой буримости.

### **3 Пути повышению эксплуатационной надежности элементов насосного комплекса буровых установок**

#### **3.1 Промывочная жидкость – рабочая среда бурового насоса и её влияние на предъявляемые требования**

Промывочная жидкость характеризуется различными, часто парадоксально противоречивыми технологически необходимыми функциями и свойствами [22,23] .

Она должна, например:

- выносить из скважины в струе восходящего потока частицы выбуренной породы и пузырьки газа, а затем освобождаться от них в процессе очистки;
- легко протекать в трубах для снижения потерь энергии на циркуляцию и удерживать в неподвижном состоянии выбуренную породу от оседания хаотически сцепленными между собой чешуйчатыми частицами глины, образующими статическую структуру;
- отфильтровываться в породу для укрепления стенок скважины и закупоривать полости и трещины в пластах пород, удерживая жидкость в скважине;
- уравнивать давление пластовых вод, не допуская их проникновения в скважину, и не препятствовать свободному притоку жидкости продуктивных пластов в скважину.

Промывочная жидкость наделена многими другими свойствами и представляет собой сложный многокомпонентный высокоценный флюид, культура применения которого все более возрастает и оказывает существенное влияние на производительность буровых работ, предъявляя часто весьма трудносовместимые требования к оборудованию для приготовления, обработки, хранения и очистки, а также и к эксплуатационным качествам буровых насосов, чтобы гибко использовать все функциональные возможности промывочной среды для управления процессом бурения в глубине скважины.

В состав промывочной жидкости вводят многие химреагенты, причем их композиционные соотношения подвергаются систематическому регулированию по мере углубления долота и изменения ситуации в скважине.

Для приготовления, регулирования свойств и очистки промывочной жидкости от газа и твердых частиц горных пород применяют сложные комплексы оборудования, включающие, например, гидромониторные смесители, дегазаторы, вибросита, гидроциклонные пескоотделители, центрифуги, сепараторы, перемешиватели, илоотделители и другое оборудование.

На буровой площадке размещают склады жидких и сыпучих реагентов с оборудованием для разгрузки транспортных средств, хранения, перемещения, дозированной подачи по мере возникающей потребности и других целей.

В процессе обработки на буровой площадке требуется разделять компоненты промывочной жидкости и снова смешивать в необходимой пропорции, не допуская утраты материалов ввиду их высокой стоимости, токсичности и необходимости предохранения от них окружающей среды. Материалы повторно используют при бурении последующих скважин.

Учитывая различие условий применения всего перечисленного оборудования в климатических регионах Советского Союза и за рубежом, а также в разное время года, нельзя рассчитывать на идеальное функционирование всех его составных частей на всех этапах и при всех возможных осложнениях проведения буровых работ.

Поэтому практика вынуждает ориентироваться на необходимость гарантии работоспособности бурового насоса при подаче промывочной жидкости, представляющей собой чаще всего глинистый раствор на водной основе с примесью нефти до 20% по объему, плотностью 800 - 2600 кг/м<sup>3</sup>, температурой 30-85°С, вязкостью 18 - 80 с по СПВ-5 с содержанием зерен горных пород микротвердостью 12500 МПа (кварц) в пределах 1 - 5% по объему, примешанных частиц утяжелителя микротвердостью 1350 МПа (барит) до 40% по объему, а также растворенного в среде и примешанного в виде пузырьков природного газа. Вязкость глинистого раствора, применяемого для борьбы с поглощениями, может повышаться до 40 с и более. Плотность больше указанной получают, например, применяя свинцовый утяжелитель. Обычно барит твердостью 1350 МПа - наиболее мягкий порошкообразный материал, применяемый для утяжеления глинистого раствора, не рассматривают как абразив. Учитывают лишь другие материалы, более твердые, чем барит.

Микротвердость по М. М. Хрущеву (ГОСТ 9450-76) конструкционных материалов или их структурных составляющих и абразивных включений глинистого раствора при температуре 20°С, представленная в таблице 3.1, служит для оценки характера взаимодействия включений среды и материала деталей в узлах трения буровых насосов [27].

Установлено [20], что абразивное изнашивание наблюдается при соотношении  $H_a/H_n > 0,7$ , где  $H_a$  — твердость абразивных частиц, например, содержащихся в глинистом растворе;  $H_m$  — твердость поверхности трения компонентов бурового насоса.

Наибольший рост интенсивности изнашивания достигается при  $H_a/H_n = 1-1,2$  (1,5) и при дальнейшем увеличении отношения  $H_a/H_n$  происходит медленнее [21].

Из таблицы 3.1 видно, что барит оказывает абразивное воздействие на изделия из стали Ст3 твердостью 1500 МПа. Однако его абразивное действие сводится к минимуму при твердости изделия  $>2000$  МПа.

Кварц твердостью 12500 МПа интенсивно изнашивает закаленную сталь У8 твердостью 7950 МПа, так как в этом случае  $H_a/H_n > 1,2$ .

Сменный насосный цилиндр из стали, содержащей карбиды хрома, молибдена, вольфрама, бора, если их зерна создают на поверхности трения

структуру с межкарбидными расстояниями приблизительно  $2 \cdot 10^{-6}$  м, и твердые частицы горной породы, закрепленные в резине поршня, на своем пути при трении взаимодействуют с зёрнами карбидов, защищен от быстрого износа.

Таблица 3.1 – Микротвердость абразивных включений в глинистом растворе

Материал и абразив	Микротвердость, МПа	Материал и абразив	Микротвердость, МПа
Резина ИРП-1293	1...6	Ортоклаз	7940 (6)
Полиэтилен П-12	21...39	Сталь У8 (зака-	7950
Фторопласт-4 (Ф-4)	38	Гранит	8000
Свинец	38...50	Хром покрытие)	9500
Капрон	70	Цементит	8000...10000
Капролактан ПК-4	78	Кварц	12500 ..13500 [7]
Полиамид П-68	142	Кварцит	11400
Олово 02	140...250	Топаз	14500 [8]
Галит (CaCl <sub>2</sub> )	200	Сталь 40	14500...20000
Алюминий А2	260	(более высокие) Карбиды хрома:	
Гальк	400 [1]	СГЗС2, СГ7С3	13000... 14000
Медь М2	460... 1400	СггзСб	16500... 16600
Гипс	600 [2]	Карбиды	
Армко-железо	800...1200	Мо <sub>2</sub> С	14500...20000
Кальцит	1200 13)	МоС, М03С	15000
Барит	1350	Карбиды	
Сталь Ст3	1500	\УС	13000...25000
Флюорит	1900 (4	\У <sub>2</sub> С, \У <sub>3</sub> С, \УС <sub>2</sub>	30000
Доломит	3300	Корунд А1 <sub>2</sub> О3	18500...21100 [9]
Гематит	5300..10000	Карбид кремния	28800...33400
Апатит	5500 [5)	51С	
Стекло	5850...6150	Карбид бора	52500
Нефелин	6100	Алмаз	100000 [10]

Примечание. В квадратных скобках указана твердость по шкале Мооса.

Ознакомление с современными достижениями в разработке концепции износостойкости, предусматривающей применение технологии композиционных материалов и соблюдение других изложенных в данном обзоре рекомендаций при освоении производства и эксплуатации долговечных сменных компонентов нового поколения к поршневым буровым насосам, позволит усилить эффективность использования этих насосов при бурении нефтяных и газовых скважин.

Повышенный в 3-5 раз ресурс сменных компонентов, созданных на основе новой концепции износостойкости и новых технологий, по сравнению со средним уровнем, достигнутым в серийном производстве, позволяет отнести их к новому поколению. При этом в балансе времени восстановления бурового комплекса доля буровых насосов уменьшается с 45 до 22 - 14% и может быть

еще понижена внедрением трехпоршневого бурового насоса.

Результат достигается созданием условий для компенсации происходящего изнашивания и постоянного улучшения в процессе эксплуатации состояния работоспособности деталей из композиционных материалов.

Для этого используются новые армированные цепочками карбидов материалы и специализированные технологии их получения, отвечающие требованиям рабочего процесса бурового насоса по износостойкости узлов трения в среде, содержащей частицы горной породы.

Проблематика задачи обязана своим происхождением прежде всего технологическому назначению и соответствующим ему свойствам рабочей среды - промывочной жидкости, циркулирующей в системе насос - скважина при бурении на нефть и газ, - вызванным этим отклонениям гидравлического процесса бурового насоса от идеального для поршневого насоса, и неточностям геометрии гидравлической и механической частей насоса, связанным с несовершенством технологии механической обработки деталей и их износом при эксплуатации.

Необходимый компромисс между возрастающими запросами к создаваемым системам очистки промывочной жидкости, с одной стороны, и сложностью требуемого для этого оборудования - с другой, заключается в том, что твердые частицы горной породы неминуемо остаются в глинистом растворе, служащем рабочей средой для бурового насоса, и сменные компоненты должны длительно работать при определенном минимальном содержании в ней твердых частиц мелкой фракции.

Повышенная вязкость и газонасыщенность промывочной жидкости требуют, чтобы была предусмотрена возможность предупреждения разрыва сплошности потока во всасывающем тракте и камерах бурового насоса, было сведено к минимуму запаздывание клапанов, а изменение давления в цилиндре происходило в тот момент, когда поршень находится вблизи мертвых положений. Однако на практике момент посадки клапана существенно не совпадает с мертвыми положениями поршня. Тем не менее отклонения рабочего цикла бурового насоса от идеального должны сводиться к возможному минимуму, если стремиться реально повысить ресурс сменных компонентов.

Условием достижения наибольшего ресурса цилиндропоршневой группы служит совпадение осей ползуна, корпуса уплотнения штока и поршня, перемещающегося между крайними положениями в цилиндре. Переход от двухпоршневого насоса с трехпоршним штоком к трехпоршневому с двухпоршним штоком, закрепленным одним концом в ползуне, а другим - в поршне без промежуточных опор, относится к коренным схемным усовершенствованиям бурового насоса, уменьшающим влияние несоосности гидравлического цилиндра и ползуна на ресурс цилиндропоршневой группы. При этом все геометрические погрешности изготовления предпочтительно свести к минимальным.

Замена реверсивного трения в насосах двойного действия односторонним трением в трехпоршневых насосах с цилиндрами одностороннего действия, введение интенсивного охлаждения цилиндра, удаление песка с поверхности трения, использование новых технологий производства долговечных компонентов на основе развития концепции износостойкости и применения композиционных материалов обуславливают возникновение синергетического эффекта, реализуемого в новом поколении трехпоршневых буровых насосов.

Потребитель, имеющий право применять буровой насос в любых условиях, в том числе осложняющих эксплуатацию, может заранее оценить ожидаемый результат, так же как и эффект своих усилий, направленных на оптимизацию режима работы.

Разработка и распространение уточненных представлений о природе износостойкости узлов трения буровых насосов в среде, содержащей частицы горной породы, необходимы для эффективной совместной деятельности исследователей, изготовителей и потребителей по ускорению освоения производства и использования нового поколения сменных компонентов повышенного ресурса, сокращению времени восстановления буровых насосов, увеличению производительного времени использования буровых комплексов, повышению эффективности буровых работ, вскрытию и использованию резервов бурения.

Многие проблемы буровых насосов, в частности относящиеся к общетехническим, могут быть решены прямым использованием достигнутых результатов совершенствования технологии машиностроения, однако задача преодоления абразивного износа и создания износостойких и долговечных компонентов представляет собой специфическую разработку, впервые излагаемую в наиболее полном виде, ставшую основой производства и успешной эксплуатации гидромашин нефтебуровой техники нового поколения.

### **3.2 Критерии оценки смазочных и противоизносных свойств растворов**

Противоизносные и смазочные свойства буровых растворов оцениваются по влиянию их главным образом на долговечность оборудования и инструмента, на показатели работы долот. Однако эти критерии зависят от ряда других факторов и поэтому, противоизносные и смазочные свойства сред должны быть предварительно определены по критериям, наиболее точно характеризующим именно эти свойства жидкостей [22].

В специфических условиях работы того или иного узла трения предъявляются соответствующие требования к смазке и по этому для оценки смазочной способности сред используются различные критерии. Анализ имеющихся в литературе данных по смазке показывает, что наиболее часто применяют следующие показатели:

1. Время работы пары трения без заедания, т.е. период времени, в

течение которого трение происходит без скачков коэффициента трения. Чем больше время работы без заедания, тем лучше смазочная способность масла.

2. Работа разрушения истиранием граничного слоя смазки. Определяется по разности затрат энергии на трение сухих и смазанных поверхностей. Опыт продолжается до полного истирания граничной смазочной пленки заданной толщины. Чем больше разность, в затратах энергии, тем лучше смазочная способность среды.

3. Нагрузка заедания - минимальная нагрузка, при которой наступает разрушение граничной пленки, сопровождающееся повышенным износом поверхностей и скачкообразным увеличением коэффициента трения. Это указывает на появление задиров. Чем выше величина нагрузки заедания, тем лучше смазка предохраняет поверхности трения от заедания и интенсивного изнашивания.

4. Нагрузка сваривания - минимальная нагрузка, вызывающая сваривание поверхностей трения. Критерий используется в связи с тем, что с появлением высокоэффективных противозадирных химических присадок к маслам критерий «нагрузка заедания» стал недостаточным для характеристики смазки, так как в присутствии таких присадок катастрофическое развитие изнашивания взаимодействующих поверхностей может наступать значительно позже появления первых задиров [ 44 смаз .свю. бур.рас.].

5. Структура поверхностного слоя.

6. Критическая температура пленки смазки - температура, при которой граничная масляная пленка десорбируется с контактной поверхности. Она определяется по резкому росту коэффициента трения.

7. Коэффициент трения - показатель наиболее распространен Наряду с характеристикой смазочных сред, коэффициент трения дает представление и о режиме трения. Все предыдущие показатели в наибольшей мере оценивают противозадирные свойства сред и фиксируются (или рассчитываются) после определенных, обычно скачкообразных, изменений величины коэффициента трения. Поэтому коэффициент трения является основной характеристикой смазочной способности сред, показывающей относительную способность их уменьшать потери энергии на трение. Знание величин коэффициента трения имеет и большее самостоятельное значение, поскольку они необходимы в инженерных расчетах.

Противоизносные свойства среды проявляются в способности снижать износ взаимодействующих в ней тел. Только по влиянию среды на износ можно оценить ее противоизносные свойства. Причем не всегда среда с лучшей способностью понижать трение обладает и лучшими противоизносными свойствами. Кроме того, для одной и той же среды с изменением условий взаимодействия возможны качественные изменения в проявлении как противоизносных, так и смазочных свойств. Поэтому **должны** быть четко разграничены понятия этих свойств и соответственно им выбраны критерии оценки.

Количественная оценка противоизносных свойств различных жидкостей возможна путем сопоставления показателей изнашивания тел, отработанных в их среде. В соответствии с ГОСТ 23.002 - 78 используются следующие показатели изнашивания:

- скорость изнашивания - отношение величины износа ко времени, в течение которого он возник; величина износа определяется взвешиванием или измерением линейных (иногда объемных) размеров исследуемого образца до и после опыта;

- интенсивность изнашивания - отношение величин износа к обусловленному пути, на котором происходило изнашивание (пути трения), или к объему выполненной работы;

- износостойкость - величина, обратная скорости изнашивания или интенсивности изнашивания;

- относительная износостойкость - отношение износостойкости испытуемого материала и материала, принятого за эталон при их изнашивании в одинаковых условиях.

Следует отметить, что наряду с рекомендуемым ГОСТом используются и другие показатели изнашивания, например диаметр пятна износа, весовой износ. Эти показатели, в отличие от рекомендуемых ГОСТом, имеют менее общий характер и используются реже.

Для оценки свойств масел, широкое применение имеет в станах СНГ и обобщенный показатель износа и нагрузочно - износный индекс за рубежом. Эти показатели характеризуют интенсивность изнашивания поверхностей в условиях задира.

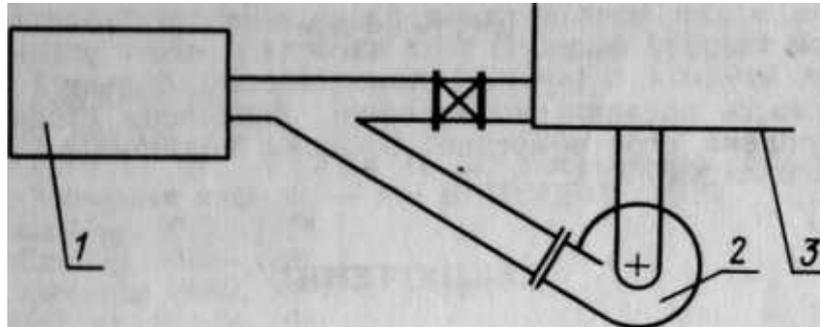
В США противоизносные характеристики смазок определяются сравнительно длительными испытаниями при умеренных нагрузках, исключающих возможность появления задира [23]. Показателем противоизносных свойств масел является диаметр пятна износа. На наш взгляд, для количественной оценки противоизносных свойств буровых растворов вполне приемлемой любой из рекомендуемых ГОСТ 23.002 - 78 показателей изнашивания.

### **3.3 Совершенствование системы насосного комплекса путем установки подпорного насоса и подвода смазывающе-охлаждающей жидкости**

#### **3.3.1 Совершенствование схемы установки подпорного насоса**

Достаточно высокий объемный КПД насосов-триплекс достигается установкой подпорного насоса, так как при увеличенной быстроходности инерционная составляющая суммарных потерь давлений во всасывающей линии становится основной. Рекомендуемая схема [17] обвязки подпорного насоса представлена на рисунке 3.1. Потери давления во всасывающей линии

насоса-триплекс за счет более равномерной подачи существенно ниже, чем насоса-дуплекс (при равном числе ходов), однако в последнее время все чаще рекомендуется устанавливать на этих линиях воздушный амортизатор пульсаций. По конструкции он сходен с амортизатором пульсаций на нагнетательной линии. Амортизаторы пульсаций на нагнетательном манифольде насосов-триплекс могут иметь меньший объем воздушной камеры, чем на манифольдах насосов-дуплекс.



1 - насос-триплекс; 2 - подпорный насос; 3 - приемная емкость

Рисунок 3.2 - Рекомендуемая схема обвязки подпорного насоса

Быстроходные насосы-триплекс требуют установки подпорного насоса на всасывающей линии. Процесс совершенствования центробежных насосов, используемых для этой цели, идет в направлении повышения стойкости сальников и рабочего колеса. В подпорном насосе фирмы «Reed American» установлен более жесткий вал. Диаметр шеек под подшипники увеличен до 92 мм, а в местах размещения уплотнений составляет 63 мм. Вал смонтирован на двухрядных подшипниках. При большей жесткости вал меньше изгибается в зоне сальников и поэтому скорость изнашивания в этих узлах уменьшается.

В работе [10] предлагается использовать схему установки подпорного насоса представленную на рисунке 3.3.

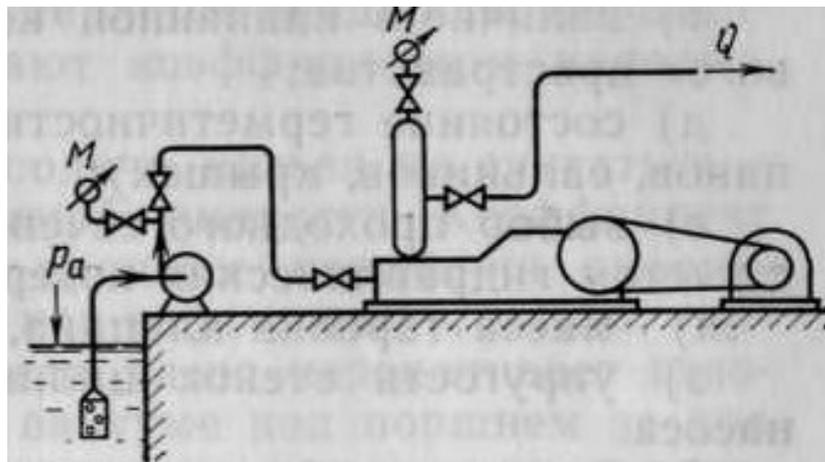
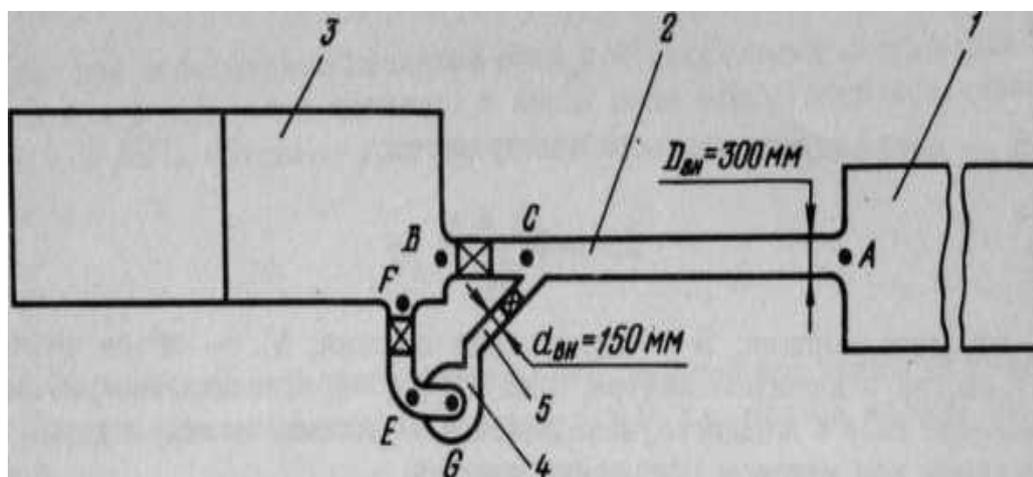


Рисунок 3.3 – Схема обвязки при работе поршневого насоса с подпором от центробежного насоса

Нами сделана попытка усовершенствования системы обвязки подпорного насоса, предлагаемая схема представлена на рисунке 3.4.



1 - поршневой буровой насос; 2 - подводящий трубопровод; 3 - приемный резервуар; 4 - центробежный подпорный насос; 5 - нагнетательный трубопровод центробежного подпорного насоса.

Рисунок 3.4 – Усовершенствованная схема обвязки центробежного насоса

Принципиальным отличием предложенной схемы обвязки подпорного насоса является, то что подпорный насос располагается под емкостью с жидкостью расстояния между модулями оборудования рекомендуется поддерживать в пределах: AC – 500 см, CB – 50 см, CG – 260 см, GE -55 см, EF – 90см [28].

Центробежный подпорный насос предпочтительно располагать как можно ближе к приемному резервуару (рис.3.4), чтобы уменьшить сопротивление на всасывающей стороне (линия FE). Привод осуществляют от электродвигателя, а не от шкива бурового насоса, что позволяет наполнить насосные камеры еще до запуска бурового насоса. Характеристика Q - H центробежного подпорного насоса без существенного изменения напора в рабочем диапазоне подач исключает колебания давления и вибрацию подводящего трубопровода. Применение пневматического компенсатора на всасывающей стороне поддерживает равномерность потока. При содержании газа в промывочной жидкости центробежный подпорный насос повышает наполнение насосных камер жидкостью и увеличивает подачу насоса. При запуске установки сначала включают подпорный насос, затем насос смазывающее - охлаждающей жидкости и после этого основной двигатель. При остановках сначала отключают основной двигатель, затем насос смазывающее - охлаждающей

жидкости и подпорный.

На стендовой установке при перекачке воды испытывался трехпоршневой насос КМ-9Гр с установкой центробежного насоса. Методика постановки экспериментов была аналогичной приведенной в литературе [10].

Таблица 3.2 – Результаты испытаний

Шифр насоса	Перекачиваемая жидкость	п, об/мин	$P_{\text{вак. доп}}$ МПа	Коэффициент подачи $\alpha$	$\alpha$ при $P_{\text{вак}} \ll 7 \cdot 10^{-3}$ МПа
КМ-9Гр	Вода	88	0,0399	0,79	0,82
		44,5	0,0598	0,9	0,96
		25	0,0612	0,93	0,95

По результатам испытаний составлен график (рис.3.5) зависимости изменения коэффициента подачи  $\alpha$  от величины вакуума в подводящем трубопроводе насоса КМ-9Гр. Как видно из графика, величина коэффициента подачи  $\alpha$  для воды уменьшается с уменьшением давления в следствии увеличением частоты вращения кривошипно-шатунного вала насоса.

График подачи насоса

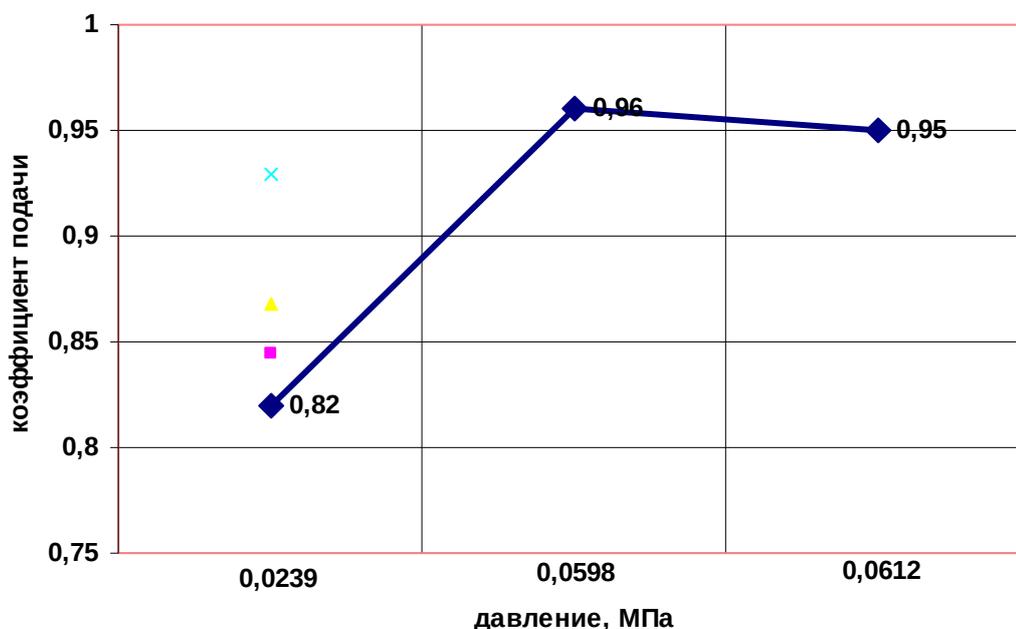


Рисунок 3.5 – График зависимости коэффициента подачи от давления на всасывающей линии

### 3.3.2 Совершенствование конструкции поршня для подвода смазывающее – охлаждающей жидкости к трущейся поверхности поршня - втулки

Пара трения поршень - цилиндровая втулка в насосах - триплекс нагружена больше, чем в насосах - дуплекс, и может достаточно долго работать только благодаря системе охлаждения и смазки рабочей поверхности.

В такую систему входит бак емкостью 150-180 л, центробежный насос с приводом от вала большой скорости или отдельного электродвигателя, нагнетательная линия и три разбрызгивающие головки (спрееры) [24]. В баке имеются перегородки для отделения и отстоя твердых частиц. Отстойники снабжаются магнитными уловителями, а также люками, позволяющими удалять осадок со стенок. Выходящая через спрееры жидкость омывает поверхность втулки и попадает в передний картер, из которого сливается в бак. Охлаждающей жидкостью может быть маловязкая смесь дизельного топлива и индустриального масла (10:1), водо-масляная эмульсия (10:1) или вода. При спользовании последней стойкость пары трения снижается. Каждый раз, когда меняют поршень, рекомендуется фильтровать жидкость и очищать бак от отстоя.

Существует ряд конструкций, выводящие охлаждающе – смазывающую жидкость в зону контакта поршня с цилиндровой втулкой, одна из которых представлена на рисунке 3.6.

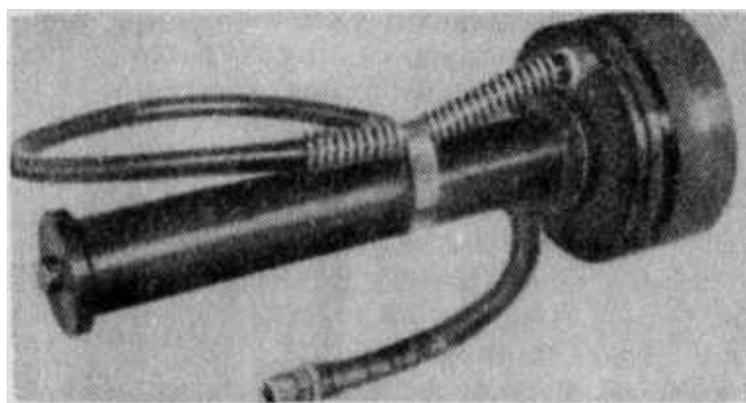


Рисунок 3.6 – Конструкция поршня с подводом охлаждающей жидкости

Установлено [10,16,17,26], что подвод смазывающее - охлаждающей жидкости к паре трения поршень - втулка насоса, позволяет увеличить среднюю наработку до отказа (при давлении 18-21 МПа и содержании в глинистом растворе не более 0,5% песка) поршня – до 380 часов, цилиндровой втулки - до 600-700 часов, уплотнения цилиндровой втулки - до 1000 часов.

Как уже, отмечалось ранее, в качестве охлаждающей жидкости применяют маловязкую смесь дизельного топлива и индустриального масла (10:1), водо-масляную эмульсию (10:1) или вода.

Нами предлагается использовать в качестве смазывающее - охлаждающей жидкости 75% дизельного топлива и 25% машинного масла. Приведенными в работе [22] результаты лабораторных исследований показывают что смазывающая и охлаждающая жидкость не только снижает коэффициент трения между поршнем и цилиндром, который при работе всухую может быть больше 1,0 при нормальном значении 0,01, но и снимает тепло, выделяющееся при трении, размягчающее резину и вызывающее термохимическую деструкцию уплотнения.

Отсутствие подачи смазывающее - охлаждающей жидкости или нарушение ее режима снижает наработку деталей цилиндро-поршневой группы в десять раз, т.е. практически делает насос неработоспособным.

## Выводы

- 1 Промывочная жидкость, как рабочая среда работы буровых насосов, характеризуется, противоречивыми технологически необходимыми функциями и свойствами.
- 2 Вводимые, для выполнения ряда технологических операций в процессе бурения, реагенты и добавки отрицательно сказываются на работе буровых насосов и другого оборудования насосно - циркуляционного комплекса буровой установки.
- 3 Основной вид износа элементов буровых насосов, это абразивный износ за счет присутствия в промывочной жидкости микроэлементов кварца, барита и т.д.
- 4 Для повышения срока службы цилиндрово – поршневой пары бурового насоса необходимо применять технологии их изготовления из композиционных материалов.
- 5 Для повышения срока службы цилиндрово – поршневой пары бурового насоса предложено применить к конструкции, насос смазывающее - охлаждающей жидкости.
- 6 Для повышения коэффициента подачи предложена схема установки подпорного насоса, отличающаяся установкой насоса под емкостью с жидкостью.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящее время в мировой практике бурения наблюдается интенсивное вытеснение буровых насосов – «дуплекс» насосами – «триплекс».

Конструктивная схема насосов - триплекс обеспечивает по сравнению со схемой насосов - дуплекс целый ряд технологических и конструктивных преимуществ, основные из которых снижение не равномерности подачи, меньшая металлоемкость, уменьшение суммарной массы быстро изнашиваемых сменных деталей, облегчение труда и ускорение работ по замене цилиндрово-поршневой пары.

В работе проведен обзор и анализ основных элементов входящих в состав НЦК и дана оценка влияние каждого из них на эффективность работы циркуляционной системы буровой установки.

В результате проведенных аналитических исследований влияния подпора на повышение коэффициента подачи насоса «триплекс», сделаны рекомендации по месту установки подпорного насоса на всасывающей линии, а также установлено что, реализация предлагаемого технического решения по обеспечению подвода смазывающе-охлаждающей жидкости к трущимся поверхностям цилиндрово-поршневой пары позволяет ожидать увеличения срока их службы.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование под ред. А.М. Гусмана и К.П. Порожского. – Екатеринбург, 2002г, 502с.
- 2 Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. - М.: Недра, 1988.
- 3 Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. Учеб. пособие для вузов. - М.: Недра, 1985.- 452 с.
- 4 Николич А.С. Новые буровые насосы. –М.:, ГОСИНТИ, 2009.
- 5 Николич А.С. Уплотнение поршневого бурового насоса. –М.: ГОСИНТИ, 2009.
- 6 Николач А.С. Поршневые буровые насосы.- М.: Недра, 1973.- 224с.
- 7 [www.vzbt.ru](http://www.vzbt.ru).
- 8 [www.uralmash.ru](http://www.uralmash.ru).
- 9 [www.cptdc.com](http://www.cptdc.com).
- 10 Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. - М.: Недра, 1983.
- 11 Ганзен Г.А. Буровое оборудование. - М.: Недра, 1973.
- 12 Гукасов А. Практическая гидравлика в бурении. Справочник. - М.: Недра, 1983.
- 13 Ильский А. Л., Миронов Ю.В. Расчет конструирование бурового оборудования. - М.: недра,1985.
- 14 Аваков В.А. Расчеты бурового оборудования. -М.: Недра,1973.
- 15 Иогансен К.В. Спутник буровика: Справочник. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Недра, 1990.- 303 с
- 16 Вахитов Р.Н., Николич А.С., Яблокова Н.В. Компенсация изнашивания цилиндрово-поршневой группы бурового насоса. –Химическое и нефтяное машиностроение. 1997, №11.
- 17 Багаутдинов А.К., Николич А.С., Сидоренко О.Я. Поршни сборные ПДС и ПТС для буровых насосов. - Машины и нефтяное оборудование. 1994,№8.
- 18 Бабаев С.Г., Васильев Ю.А. Повышение надежности оборудования, применяемого для бурения на нефть и газ.- М.: Машиностроение, 1972. - 159 с.
- 19 Сеницын В.В. Пластические смазки и оценка их качества. –М.: Издание стандартов, 1975, 190 с.
- 20 Спивак А.И. Абразивность горных пород. –М.: Недра, 1972.
- 21 Силин А.А. Трение и его роль в развитии техники. –М.: Недра, 1979.
- 22 Применение смазывающих и противоизносных добавок к промывочным жидкостям при бурении опорно-технологических скважин. /Г.В.Конесев, К.А.Рогачев, В.П.Зозуля и др. – В кн.: Технология бурения нефтяных и газовых скважин. Уфа, изд.УНИ, 1975, вып.2,с115-121.
- 23 Г.В.Конесев, М.Р.Мавлютов, А.И.Спивак Противоизносные и смазочные свойства буровых насосов. –М.: Недра, 1980.
- 24 Махмут М.М., Заурбеков С.А. Совершенствование конструкции поршневого бурового насоса. Материалы 2-й Межд.Российско-Казахстанской

НППШК «Химические технологии функциональных материалов», КазНУ им. аль-Фараби, Алматы, 26-28 мая 2016г.

25 Евдокимов В.Д. Реверсивность трения и качество машин. Киев: Техника, 1987.

26 Литвинов В.М. Повышение надежности нефтепромысловых насосов. -М.: , недра, 1998.

27 Хрущов М.М., Бабичев М.А. Абразивное изнашивание. -М.: Наука, 1970.

28 К.М. Ишанбеков, С.А. Заурбеков Пути повышения эффективности работы насосно-циркуляционного комплекса буровой установки.

29 Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. М., Машиностроение, 1971.

30 Безопасная эксплуатация буровых насосов и их обвязок/М.М. Сулейманов, М.А. Караев, П.В. Куцын и др. Баку, Азернешр, 1977.

31 Буровые насосы с регулируемой подачей/С.В. Ловчев, В.И. Рощупкин, С.Л. Залкин и др., М.,Недра, 1977.

32 Буровые установки Уралмашзавода . М., Недра, 1975.

33 Верзилин О.И. Современные буровые насосы. М., Машиностроение, 1971.

34 Вишняков В.А., Аваков В.А. Определение коэффициента подачи поршневых буровых насосов. – Машины и нефтяное оборудование, 1975, №3, с. 15-18.

35 Горонович Л.Н., Ливак И.Д., Современные буровые трехпоршневые насосы М., изд. ВНИИОЭНГ, 1979.

36 Горшков Г.Ф., Быков А.Д., Колобов В.Г. Результаты промышленных испытаний буровых насосов У8-6МА (УНБ-600) в объединений «Саратовнефтегаз», - Машины и нефтяное оборудование, 1977, №1, с. 21-27.

37 Дозорцев А.Г. Коэффициент подачи и объемный к.п.д. поршневого насоса. – Вестник машиностроения, 1970, №9, с. 9-12.

38 Дозорцев А.Г. Определение коэффициентов наполнения и нагнетания поршневого насоса. – Вестник машиностроения, 1971, №6, с. 13-17.

39 Исследование совместной работы бурового насоса и пневмокомпенсатора/ Л.Н. Горонович, В.А. Фауст, П.В. Окулов и др. – Машины и нефтяное оборудование, 1976, №10, с. 3-10.

40 Исследование эффективности работы буровых насосов/ Н.А. Мальковский, В.И. Ткаченко, Б. А. Сенин и др. –Тр. Гипростокнефть, вып. XXVI, 1975 с. 27-32.

41 Караев М.А. Статистические зависимости для определения параметров, числа двойных ходов и диаметра поршня. – Ученые записки, МВ и ССО АзССР, IX сер. 1977, №2, с. 45-54.

42 Караев М.А. Номограммы для определения действительных подач буровых насосов. Нефть и газ, 1975, №8, с. 17-25.

43 Караев М.А., Азизов А.Г. О коэффициенте подачи буровых поршневых насосов при перекачке глинистых растворов. – Ученые записки, МВ и ССО АзССР, IX сер. 1977, №6, с. 61-75.

44 Караев М.А. Вопросы гидравлического расчета гасителей пульсации давления буровых поршневых насосов. Нефть и газ, 1970 №8 с. 19-28.

- 45 Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. М., Недра, 1975.
- 46 Караев М.А. Методика гидравлического расчета гидроаккумуляторов с разделителем поршневых буровых насосов, – Ученые записки, МВ и ССО АзССР, IX сер. 1976, №8, с. 25-38.
- 47 Караев М.А., Мдивани А.Г., Каспаров М.А. О коэффициенте подачи бурового насоса У8-7М. Машины и нефтяное оборудование, 1977, №6, с. 17-24.
- 48 Караев М.А. Гидравлические показатели современных буровых насосов двустороннего действия. – Машины и нефтяное оборудование, 1977, №1.
- 49 Караев М.А. Исследование работы клапанов буровых насосов на глинистых растворах. – Нефть и газ, 1978, №11, с. 31-37.
- 50 Караев М. А. К определению гидравлических показателей современных трехцилиндровых поршневых буровых насосов одностороннего действия, выпускаемых фирмами США. – Ученые записки, МВ и ССО АзССР, IX сер. 1978, №3, с. 15-27.
- 51 Караев М.А., Мамедов А.В. Зависимости для определения гидравлических показателей клапана бурового насоса. – Нефть и газ, 1980, №6 с. 9-18.
- 52 Коломацкий В.Н., Ермак Б.А. О выборе типа буровых насосов для работы в условиях Сибири. – Машины и нефтяное оборудование, 1975, №10, с. 21-27.
- 53 Коломацкий В.Н. Новое буровое оборудование на нефтяных месторождениях. – Машины и нефтяное оборудование, 1977, №4, с. 7-13.
- 54 Кугелев В.С, Поляков Б.Н. Определение энергетических потерь в уплотнении штоко бурового насоса. – В кн.: Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования, М. Недра, 1975, с. 17-24.
- 55 Кули-заде К.Н., Караев М.А., Ишханов Э.П. К определению гидравлической мощности бурового насоса У8-7 при проводке сверхглубоких скважин. – Нефть и газ, 1970, №5, с. 21-25.