

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН

Satbayev University

Институт металлургии и промышленной инженерии

УДК 622.242.6

На правах рукописи

Назарова Улфарabi Курбанкызы

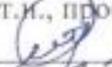
МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

На соискание академической степени магистра технических наук

Название диссертации «Исследования работы поршневой группы
бурового насоса триплекс для увеличения межремонтного ресурса
работы»

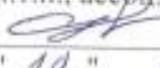
Направление подготовки 7М07111 – Цифровая инженерия машин и
оборудования

Научный руководитель,
к.т.н., профессор
 С.А. Заурбеков
" 18 " 06 2021 г.

Рецензент
д.т.н., профессор
 А. Турдалиев
" 18 " 06 2021 г.

Нормоконтроль
к.т.н., ассист. проф.
 С.А. Бортебаев
" 18 " 06 2021 г.



ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой ТМ,ТиЛ,
к.т.н., ассист. проф.
 К.К. Елемесов
" 19 " 06 2021 г.

Алматы 2021

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Satbayev University

Институт металлургии и промышленной инженерии
Кафедра "Технологические машины, транспорт и логистика"

7M07111 – Цифровая инженерия машин и оборудования

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой ТМТиЛ
канд. техн. наук, ассоц. проф.

 К.К. Елемесов

"10" декабря 2019 г.

ЗАДАНИЕ
на выполнение магистерской диссертации

Магистранту Назаровой Улфараби Курбанкызы.

Тема: «Исследования работы поршневой группы бурового насоса триплекс для увеличения межремонтного ресурса работы»

Утверждена приказом руководителя университета №435 - м "03"12 2019 г.

Срок сдачи законченной диссертации "15" 06 2021 г.

Исходные данные к магистерской диссертации: буровые насосы триплекс мощностью 600 кВт, особенности конструкций цилиндрово-поршневой группы бурового насоса триплекс различных ведущих фирм мира.

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов:

а) состояние проблемы по использованию буровых насосов в нефтяном производстве;

б) аналитический обзор различных насосов присутствующих на рынке РК;

в) выбрать аналоги и прототип бурового насоса;

г) сделать предложение по совершенствованию конструкции насоса НБТ-600;

д) выбор материала для совершенствование конструкции поршня;

е) оценка результаты испытаний.

Перечень презентационного материала;

а) обзор различных насосов представленных на рынке РК;

б) анализ методик по определению твердости, расчеты на давление;

в) инструментальное обеспечение исследований;

г) материалы по выбору усовершенствования поршня.

д) результаты исследования.

Рекомендуемая основная литература:

- 1 Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. – М.: Недра, 1983.
- 2 Ефимченко С.И., Прыгаев А.К. Расчет и конструирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов. Ч.1, - М.: ГРУ нефти и газа им.И.М.Губкина, 2006.
- 3 Палашкин Е.А. Справочник механика по глубокому бурению. – М.: Недра, 1981.
- 4 Баженов, С.Л. Полимерные композиционные материалы / С.Л. Баженов, А.А. Берлин, А.А. Кульков, В.Г. Ошмян. – Долгопрудный: Интеллект, 2010. – 352 с.
- 5 Сайт ООО «ОЗНА-ОМЗ».. URL:<http://ozna.ru/catalog/detail.php>.

ГРАФИК
подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
1 Аналитическая часть	1.03.2021	<i>Зурбеков</i>
2 Расчетно-конструкторская часть	1.04.2021	<i>Зурбеков</i>
3 Экспериментальная часть	1.05.2021	<i>Зурбеков</i>

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

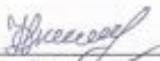
Наименования разделов	Консультанты, Ф.И.О. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
1 Аналитическая часть	К.т.н., профессор Заурбеков С.А.	1.03.2021	<i>Зурбеков</i>
2 Расчетно-конструкторская часть	К.т.н., профессор Заурбеков С.А.	1.04.2021	<i>Зурбеков</i>
3 Экспериментальная часть	К.т.н., профессор Заурбеков С.А.	1.05.2021	<i>Зурбеков</i>
Нормоконтролер	К.т.н., ассис.проф. Бортебаев С.А.	18.06.2021	<i>Бортебаев</i>

Научный руководитель


(подпись)

Заурбеков С.А.
(Ф.И.О.)

Задание принял
к исполнению обучающийся


(подпись)

Назарова У.К.
(Ф.И.О.)

Дата "10" января 2019 г.

АНДАТПА

Бұл диссертациялық жұмыста триплекс бұрғылау сорабының күрделі жөндеу мерзімін ұлғайту үшін поршеньдік топтың жұмысындағы істен жиі шығатын бөліктері қарастырылды. Бұрғылау сорғыларының бұзылуының негізгі себептері және бұрғылау сорғыларының жұмысына талдау жүргізілді.

Зерттеу нәтижесінде нано материалдарды қолданудың негізгі мүмкіндігі расталды, резеңке манжеттерді полиуретанды поршеньділермен ауыстыру.

Алынған нәтижелер бұрғылау сорғы поршеньдерінің жаңа жобаларын әзірлеуге ғылыми және тәжірибелік қызығушылық тудыруы мүмкін.

АННОТАЦИЯ

В данной диссертационной работе рассмотрены наиболее часто выходящие из строя части бурового насоса триплекс в работе поршневой группы для увеличения срока капитального ремонта. Проведены анализ основных причин поломок буровых насосов и работы буровых насосов.

В результате исследования была подтверждена основная возможность использования нано материалов, замена резиновых манжет полиуретановыми поршнями.

Полученные результаты могут представлять научный и практический интерес для разработки новых проектов поршней бурового насоса.

ANNOTATION

In this dissertation work, the most frequently failing parts of the triplex drilling pump in the operation of the piston group are considered to increase the duration of major repairs. The analysis of the main causes of breakdowns of drilling pumps and the operation of drilling pumps is carried out.

As a result of the study, the main possibility of using nanomaterials, the replacement of rubber cuffs with polyurethane pistons, was confirmed.

The results obtained may be of scientific and practical interest for the development of new designs of drilling pump pistons.

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	7
1	Обзор и анализ современных конструкций буровых насосов	9
1.1	Назначение и основные требования, предъявляемые к буровым насосам	9
1.2	Обзор конструкций буровых насосов	12
1.3	Описание конструкции и принципа работы бурового насоса УНБТ-600	17
1.4	Особенности конструкции трех поршневых насосов триплекс	20
1.5	Гидравлическая часть	21
	Выводы	23
2	Теоретические основы и методы решения поставленных задач	24
2.1	Расчетное обоснование эксплуатационных нагрузок действующих на проектируемый буровой насос	24
2.2	Определение гидравлической мощности буровых насосов	29
2.3	Проверочные расчеты на прочность основных деталей гидравлической части насоса	33
2.4	Исследование работы быстро изнашиваемых узлов бурового насоса	37
	Выводы	40
3	Пути повышения эксплуатационной надежности и ресурса работы НБТ-600	41
3.1	Совершенствование поршня бурового насоса	41
3.2	Разработанная новая конструкция поршня	45
3.3	Физико-механические показатели полиуретанов	47
3.4	Сравнительные характеристики резины и полиуретана	48
3.5	Исследование работы полиуретанового поршня бурового насоса	50
	Выводы	54
4	Оценка экономической эффективности технологии изготовления поршней из полиуретана	55
	Заключение	56
	Список использованной литературы	57

ВВЕДЕНИЕ

Благодаря надежности и простоте своей работы буровые поршневые насосы нашли очень широкое применение в нефтяной, нефтехимической отраслях и газовой промышленности, все основные технологические процессы которые связаны с перекачкой по трубопроводам различные жидкости такие как — нефть, нефтепродукты, сжиженные газы, воды, глинистых растворы, химические реагенты и т.д. Так как в нефтяной промышленности нет ни одного места, где не использовались бы насосы, дальнейшее улучшение их технико-экономических показателей остается основной проблемой нефтяной промышленности.

Целью их использование является подача буровых растворов непосредственно в скважину для охлаждения пород разрушающих элементов и очистки ствола скважины от шлама. Также буровые насосы применяются для работы гидравлических забойных двигателей и его запуска непосредственно. Порядка 60 % общей мощности привода буровой установки потребляют буровые насосы. От эффективности их работы и долговечности основных узлов зависит механическая и коммерческая скорость бурения.

Долговечность работ в первую очередь определяет пара «поршень – втулка» гидравлической части бурового насоса, непосредственно взаимодействующей с буровым раствором. Задачи по обеспечению длительных ресурсов, надежной работы машин, работающих в условия повышенного гидроабразивного износа под действием сил трения, являются актуальными на сегодняшний день. Выход из строя, снижение эффективной работы бурового насоса, в связи с потерей работоспособности поршня, вызывает повышенный износ и разрушение бурильных долот, закупорку всего дорогостоящего, скважинного оборудования. Таким образом, повышаются нормы расхода бурильного долота и количества случая капитального ремонта. Все это приводит к увеличению себестоимости процесса добычи нефти или газа.

Актуальность темы проекта. Главной задачей нефтяном производстве в настоящее время является внедрение современных технологий, которые снижают себестоимость продукции и запасных частей и повышают их качество, способствуют созданию эффективной, конкурентоспособной технологии. По этой причине исследования полиуретанового материала с целью повышения износостойкости поршня, путем исследования механизма и причин разрушений его рабочей поверхности, а также создания на основе этого эффективной технологии замены резин на более прочный и долговечный материал. Для увеличения долговечности поршня используются различные методы, но износ рабочей поверхности все – таки остается неснижаемым критическим показателем. Об этом свидетельствующий малое количество часов его наработки в насос. В связи с этим предметом исследования является механизм износа рабочей поверхности поршня в процессе работы бурового насоса. Что в свою очередь, позволит разработать технологию изготовления поршней, обеспечивающую увеличение межремонтного ресурса работы.

Целью работы является исследование работы поршневой группы бурового насоса триплекс для увеличения межремонтного ресурса работы насоса, применяя новейшие технологий и нано- материалы.

Идея работы заключается в разработке и применении технологии изготовления поршня бурового насоса триплекс гарантирующую увеличение межремонтного ресурса работы насоса.

Задачи исследования

1. Провести обзор и анализ существующих конструкций буровых насосов.
2. Изучить работу бурового насоса НБТ-600 и определить объект совершенствования.
3. Провести теоретические исследования работы поршня бурового насоса НБТ-600.
4. Сделать предложение по совершенствованию конструкции поршня направленное на повышение эксплуатационную надежность работы бурового насоса НБТ-600.

Методика исследований

1. Обобщение, систематизация и анализ литературных и патентных источников;
2. Комплекс аналитических исследований;
3. Статистическая обработка результатов исследований.

Практическая значимость работы

Практическое значение работы заключается в том, что на основании выполненных аналитических исследований получена необходимая информация для совершенствования конструкции поршня бурового насоса триплекс.

Результаты исследований будут использованы в учебном процессе Казахского Национального исследовательского технического университета при подготовке студентов по специальности 7М07111 - «Цифровая инженерия машин и оборудования».

Апробация работы. Элементы технологической цепочки апробированы в условиях кафедры Технологические машины, транспорта и логистики.

Публикации. По теме диссертации опубликовано статья в сборнике конференции «Сатпаевские чтения- 2020».

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, 4 разделов, заключения и одного приложения, содержит 60 страниц, 20 рисунок, 10 таблиц, список литературы из 61 наименований.

1 Обзор и анализ современных конструкций буровых насосов

1.1 Назначение и основные требования, предъявляемые к буровым насосам

Нефтяная промышленность Казахстана – одна из важнейших отраслей экономики. Нефтегазовый комплекс страны имеет собственную внутреннюю структуру, в составе которой можно выделить следующие составляющие элементы: поиск и разведка, добыча, транспортировка, переработка нефти и газа. Следовательно, чтобы получить этот качественный продукт нам необходимо надежность и долговечность буровых установок. В комплексе буровой установки одним из основных элементов являются буровые насосы, потребляющие порядка 60 % мощности привода.

Буровые поршневые насосы применяются для промывки при бурении структурно-поисковых, нефтяных и газовых скважин. Буровые насосы подают промывочный раствор через колонну бурильных труб к забою скважины для выноса разрушенной долотом породы [1].

Характеристики буровых насосов должны отвечать конкретному перечню требований, в числе которых:

1) сохранение бесперебойности работы при использовании жидкостей, содержащих химические и механические примеси, а также обеспечение простоты и безопасности использования и легкости проведения ремонта в различных условиях;

2) обеспечение непрерывной и равномерной подачи жидкости для промывки вне зависимости от изменения показателей давления нагнетательной линии;

3) осуществление корректировки подачи промывочной жидкости в диапазоне конкретных требований технологического процесса бурения;

4) в случае работы с самоходной буровой установкой буровой насос должен быть способен забирать жидкость из емкости даже в случае понижения ее уровня до 4 метров ниже расположения самого насоса;

5) обладать небольшой массой и достаточной компактностью (оценивается по отношению к каждому показателю мощности бурового насоса).

К преимуществам буровых насосов всех типов можно отнести способность работать с веществами высокого уровня вязкости и наличием примесей, а также создание равномерного потока вещества без пульсации и перемешивания взвеси. Последнее возможно благодаря невысокой скорости движения жидкости при высоком уровне создаваемого давления. Данные насосы, помимо этого, обладают высокой всасывающей мощностью и малым весом конструкции, что упрощает их транспортировку и установку на удаленных месторождениях. При высоком уровне надежности, стоимость комплектующих буровых насосов невысока.

Буровые насосы используются в нефтедобывающей отрасли в следующих целях:

- доставка промывочной жидкости в скважину, с целью очищения ее от шлама;
- охлаждение инструментов, которые подвержены разрушению под воздействием породы;
- запуск в работу гидравлических двигателей;
- нагнетание бурового раствора в скважину;
- поддержание породы в виде взвеси.

В ходе бурения в большинстве случаев раствор циркулирует по замкнутому контуру. Из резервуаров очищения и хранения раствор идет в подпорные насосы, которые затем подают его в буровые насосы. После этого буровые насосы подают раствор под высоким давлением (до 40 МПа) по нагнетательной линии, через стояк, гибкий рукав и вертлюг в бурильную колонну. Половина давления насосов при этом теряется на преодоление сопротивления в наземной системе. После того буровой раствор попадает по бурильной колонне (ведущая к бурильным трубам, УБТ и забойному двигателю) к долоту [2]. На этом фоне давление раствора падает вследствие затрат энергии на преодоление гидравлических сопротивлений. Далее буровой раствор из-за разности давления внутри бурильных труб и на забое скважины с большой скоростью выходит из насадок долота, очищая забой и долото от выбуренной породы. Оставшаяся половина энергии раствора затрачивается на подъем выбуренной породы и преодоление сопротивлений в трубном кольцевом пространстве.

Поднятый на поверхность проработанный раствор проходит по раствору проводу в блок очистки, где из него выходят частицы выбуренной породы, песок, ил, газ и др., выходят в устройства для восстановления его качества и направляется в подпорные насосы.



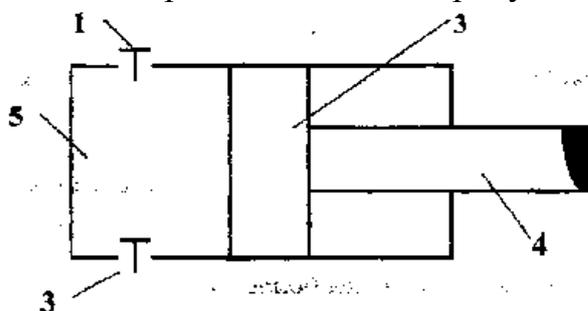
а) односторонний (триплекс); б) двухсторонний (дуплекс)

Рисунок 1 – Поршневые насосы горизонтального исполнения.

По мере увеличения глубины бурения значительно увеличиваются и мощности буровых насосов. Рабочие органы буровых насосов в основном выполняются в виде плунжеров и поршней. В особенности распространены

двухпоршневые насосы двухстороннего действия (дуплекс), которым на смену приходят трехпоршневые и трёхплунжерные насосы одностороннего действия (триплекс) (рисунок 1а, б).

В насосах двухстороннего действия жидкость перемещается в поршневой и штоковой полостях и за один ход поршня совершаются два цикла всасывания и нагнетания. Объем жидкости, подаваемой в нагнетательный манифольд из полости, меньше чем из второй полости 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 [3]. У насосов дуплекс на каждую цилиндрическую пару «штулка-поршень» устанавливается 4 клапана, два из которых всасывающие и два нагнетательные. В насосах триплекс за один ход поршня идет всасывание из приемного коллектора или нагнетание жидкости в нагнетательный коллектор как показана на рисунке 2.



1 - нагнетательные клапана; 2 - всасывающий клапан; 3 – поршень; 4 – шток; 5 – рабочая камера

Рисунок 2 - Принципиальная схема работы насоса триплекс

Главное отличие от насосов дуплекс в том что, насосы триплекс 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, из за этого штоки насосов триплекс изнашиваются меньше, чем у насосов дуплекс (рисунок 3) [4].

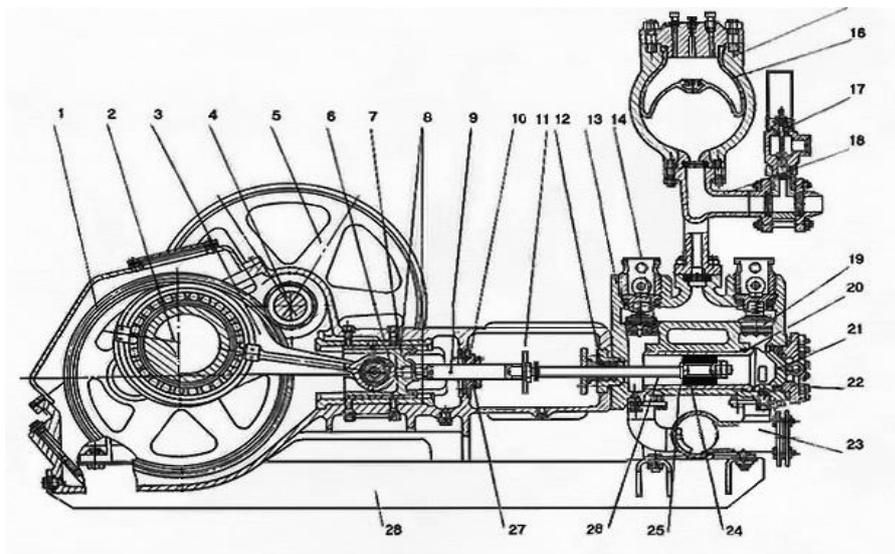
В результате высокой быстроходности насосов триплекс необходима применение подпорных насосов, повышение качества обслуживания приводной (механической) части, в том числе улучшение конструкции пары поршень - цилиндрическая втулка и главных клапанных узлов, износ которых связан не столько с повышением скорости движения поршней, возросшей сравнительно немного (в сравнении с насосами - дуплекс), сколько с увеличением ускорений.

Насосы триплекс по сравнению с насосами дуплекс имеют целый ряд преимуществ, так у насоса - триплекс при той же мощности как в дуплекс уменьшаются [5] :

- 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.

По этим причинам в последние годы рассматривается постепенный переход на бурение с применением насосов триплекс.



Основные детали насоса: 1- косозубая передача, 2 – эксцентриковый вал, 3- шатун, 4- трансмиссионный вал, 5- шкив, 6- головка шатуна, 7- ползун, 8- накладки, 9- шток, 10- корпус сальника, 11- диск- отражатель, 12- уплотнение штока поршня, 13- гидравлическая коробка, 14- седло клапана, 15- компенсатор, 16- диафрагма, 17- клапан предохранительный, 18- нагнетальный коллектор, 19- клапан рабочий, 20- уплотнение, 21- коронка, 22- крышка цилиндра, 23- всасывающий коллектор, 24- поршень, 25- цилиндровая втулка, 26- шток поршня, 27- уплотнение, 28- рама.

Рисунок 3 – Конструкция бурового насоса дуплекс

1.2 Обзор конструкций буровых насосов

1.2.1 Буровые насосы российского производства

Развитие объемов производства и доработка конструкции привели к уменьшению стоимости насосов триплекс, которые благодаря этому стали использоваться при бурении на суше и усиленно вытесняют насосы дуплекс. Буровые насосы триплекс отечественного и зарубежного производства отличаются большим разнообразием схем гидравлической части. Ниже на таблицы 1 приведены несколько примеры насосов российского производства.

Таблица 1 – Техническая характеристика буровых насосов российского производства

Параметры	БрН-1	НБ-600	У8-6МА2	У8-7МА2	УНБТ-800	УНБТ-950	УНБТ-1180
Мощность насоса, кВт	365	600	585	850	800	950	1180

Продолжение таблицы 1

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 цилиндрических втулок, мм:							
- наибольший	180	180	200	200	180	180	180
- наименьший	130	120	130	140	130	140	140
Подача, дм ³ /с:							
- наибольшая	34,8	42,9	50,9	50,9	41,4	46,0'	46,0
- наименьшая	16,4	19,1	18,9	22,7	22,4	28,8	28,8
Давление, МПа:							
- 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

Конструктивные особенности:

- мощность и давление насоса на каждом диаметре поршня позволяют осуществлять технологию проводки скважины с применением форсированного режима бурения;
- кованные гидрокоробки из высокопрочной легированной стали;
- ионное азотирование зубчатой передачи;
- гидрозатворное устройство цилиндропоршневой группы;
- двухкамерное уплотнение штока ползуна для предотвращения потери масла из картера и загрязнения его буровым раствором;
- смазка редукторной части из двух систем:

- принудительная с автоматическим поддержанием постоянного давления масла в маслопроводах;
- самотечная из накопительных лотков;
- предохранительный клапан блокирующего устройства;
- трансмиссия привода с любой стороны насоса или с обеих сторон;
- всасывающий и нагнетательный коллекторы для присоединения трубопроводов с обеих сторон [6].



Рисунок 4 – Буровой насос триплекс (УНБТ) выпускающий «Уралмаш НГО Холдинг»

Таблица 2 - Технические характеристики видов УНБТ [7]

Параметры/Модель	УНБТ 600L	УНБТ 1180L	УНБТ 1180M	УНБТ 1180L-52	УНБТ 1600L
Мощность, кВт	600	1180	1180	1180	1600
Число цилиндров, шт.	3	3	3	3	3
Наименьшее давление на входе в насос, Мпа	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Максимальная частота ходов поршня в минуту	160	125	125	125	110
Ход поршня, мм	225	290	330	290	380
Подача насоса (max), дм ³ /с	50,9	51,4	58,3	51,4	59,7
Давление на выходе насоса (max), Мпа	35	35	35	52	52
Степень неравномерности давления на выходе из насоса, не более, %	5	5	5	5	5
Условный проход входного коллектора, мм	200	250	250	250	250
Условный проход выходного коллектора, мм	100	90	100	100	90
Масса без шкива и крана, кг	14972	22325	19582	23700	32443

1.2.2 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 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 [8]. Технические характеристики насосов серии F приведены в таблице 3.

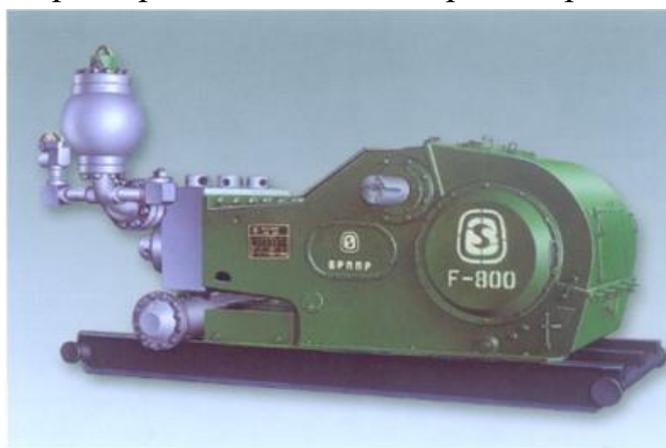


Рисунок 5 - Внешний вид бурового насоса триплекс F-800

Насосы серии F имеют удлиненную длину хода и относительно низкое число двойных ходов в минуту. Таким образом, они улучшают рабочие характеристики всасывания и продлевают срок службы расходных частей в нагнетательной части насоса.

Особенностью насосов серии F является:

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

- буровые насосы F-1300/1600 оснащены подъемным устройством для легкой замены вкладышей в верхней части рамы.

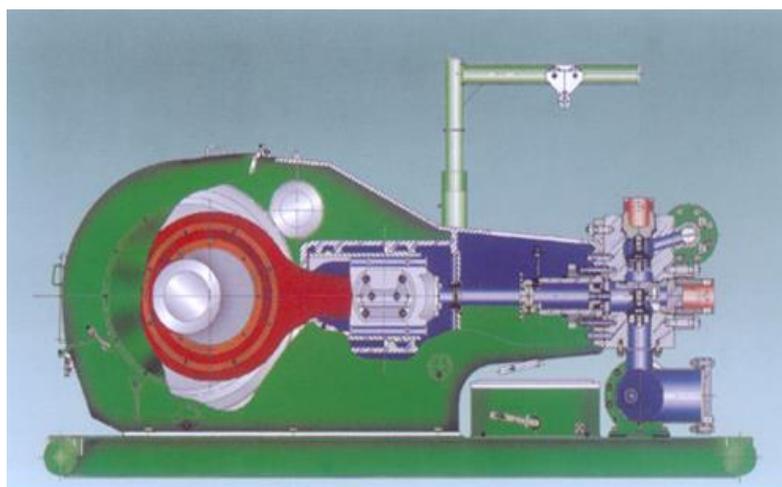


Рисунок 6 - Буровой насос F-800 в разрезе

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

Таблица 3 - 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
			13.6 (1967)	14.6 (2122)	15.8 (2295)	17.2 (2490)	20.4 (2963)	24.7 (3586)
кВт	л.с.	Объем, л/мин (гал/мин)						
		160	637	853	2,533 (669)	2,348 (621)	2,172 (574)	2,110 (529)
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)

1.3 Описание конструкции и принципа работы бурового насоса УНБТ-600

Буровой насос с тремя цилиндрами одностороннего действия при высоком давлении нагнетания и большой гидравлической мощности относительно невелик по размерам и весу, так как частота ходов его поршня обычно в 2,5 раза выше, чем у насоса с двумя цилиндрами двустороннего действия [9].

Идеальная подача и предельное давление НБТ-600 при различных диаметрах поршней приведены в таблице 4.

Таблица 4 - Идеальная подача и предельное давление НБТ-600

Диаметр поршня, мм	190	180	170	160	150	140	130	120	100**
Предельное давление, Мпа (кгс/см ²)	11,0 (108) 9,6* (96)	12,0 (120)	13,5 (135)	15,2 (152)	17,3 (173)	19,8 (198)	23,0 (230)	27,0 (270)	35,0 (350)
Частота ходов поршня в минуту	Подача идеальная, л/с								
160	50,9 57,3*	45,8	40,8	36,2	31,8	27,7	23,9	20,3	14,1
130	41,4	37,2	33,2	29,4	25,9	22,5	19,4	16,5	11,5
100	31,8	28,6	25,5	22,6	19,9	17,3	14,9	12,7	8,8
70	22,3	20,0	17,9	15,8	13,9	12,1	10,4	8,9	6,2
40	12,7	11,4	10,2	9,1	7,9	6,9	5,9	5,1	3,5
10	3,2	2,9	2,6	2,3	2,0	1,7	1,5	1,3	0,9
1	0,32	0,29	0,26	0,23	0,2	0,17	0,15	0,13	0,09
*- кратковременный форсированный режим с частотой ходов поршня до 180 в минуту: **- плунжерная пара									

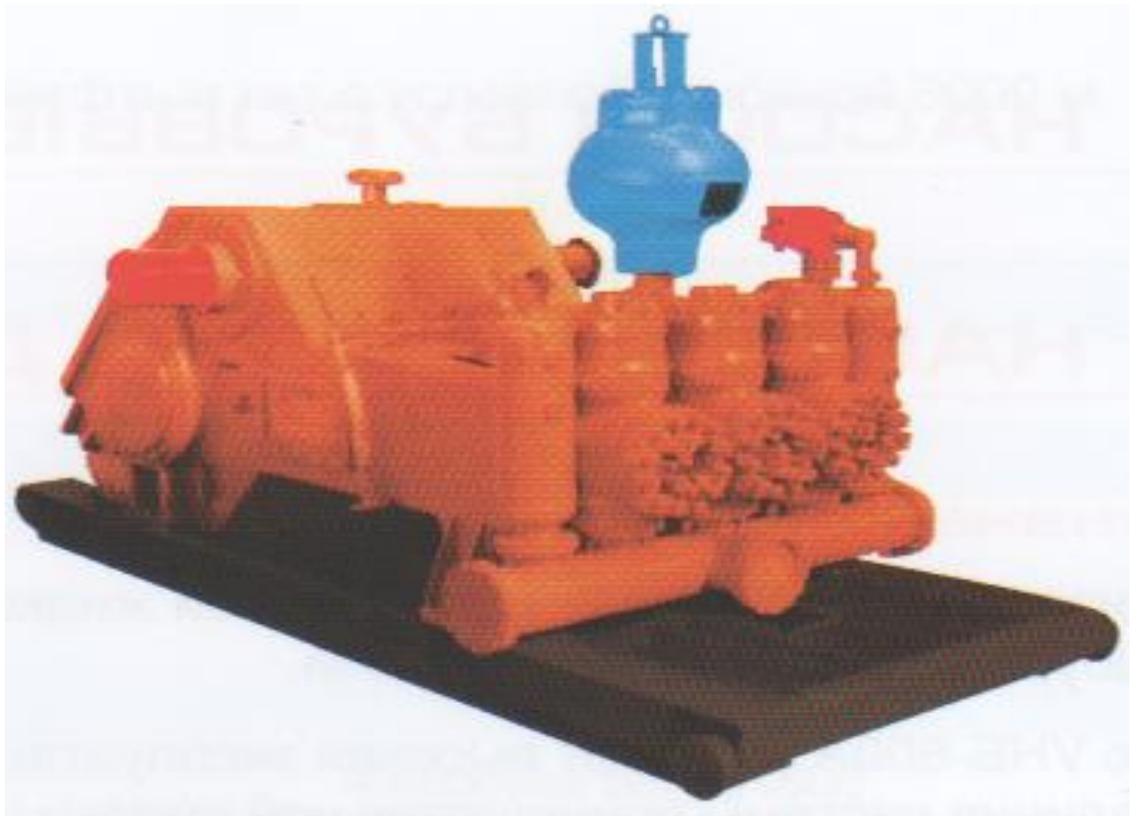
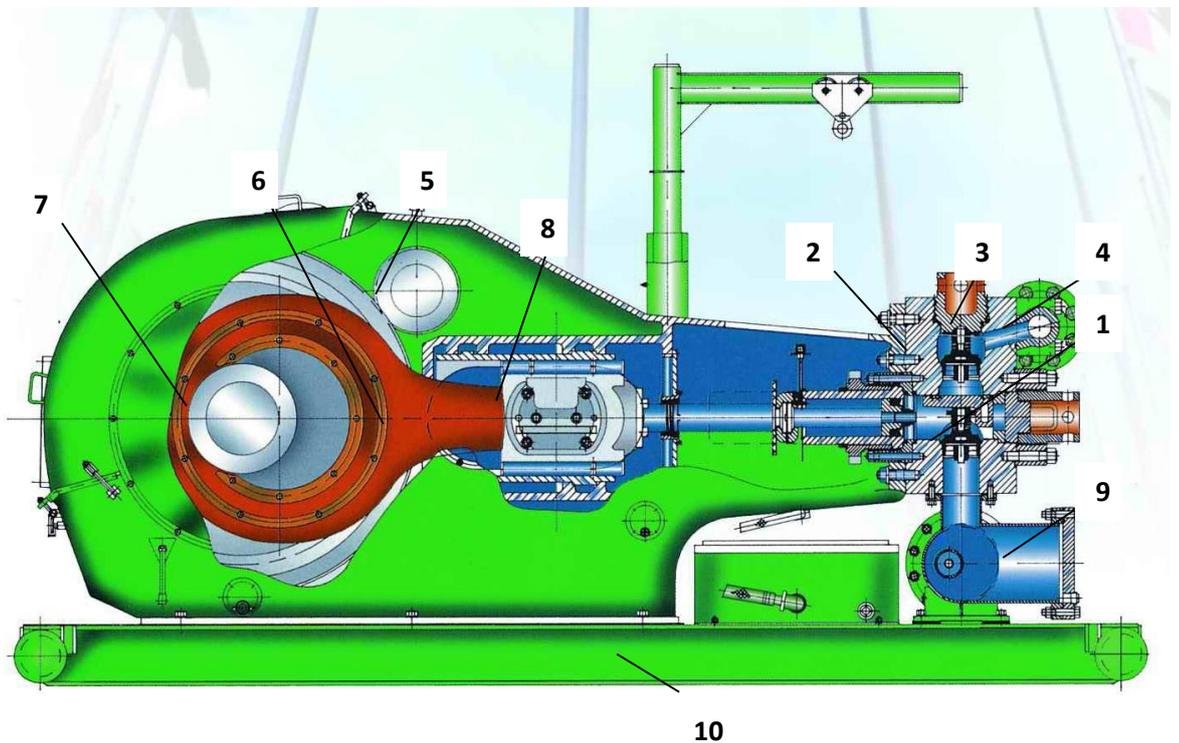


Рисунок 7 – Общий вид бурового насоса УНБТ-600



I - гидравлическая часть насоса; II - приводная часть насоса; 1 – всасывающий клапан; 2 – нагнетательный клапан; 3 - гидрокоробка; 4 – нагнетательный коллектор; 5 - трансмиссионный вал; 6 - шатун; 7 - кривошипный вал; 8 – крейцкопф; 9 – всасывающий коллектор; 10 – рама (салазки).

Рисунок 8 - Разрез 3-х поршневого бурового насоса УНБТ-600

Структурная схема поршневого насоса проста. Гидравлическая часть плунжерного насоса с прямоточной насосной камерой тремя расположенными в один ряд цилиндрами более компактна, подводящие жидкость патрубки короче, а гидравлические и инерционные сопротивления в них меньше, чем у насоса с двумя цилиндрами двустороннего действия. Три эксцентрика, установленные на коренном валу с угловым смещением относительно друг друга по направлению вращения на 120° , статически взаимно уравновешены. При применяемых размерах деталей и скоростях вращения нет необходимости в динамическом уравновешивании и установке противовесов. Суммарная кривая подачи жидкости цилиндрами насоса представляет собой сумму ординат трех смещенных по оси абсцисс на 120° относительно друг друга одинаковых диаграмм а, б, с подачи жидкости отдельными цилиндрами. Степень неравномерности подачи приблизительно такая же, как у насоса с тремя цилиндрами двустороннего действия [10].

Практика эксплуатации показывает, что можно обойтись без пневматического компенсатора для насоса с тремя цилиндрами одностороннего действия приводной мощностью до 100 л.с.

Для крупных буровых насосов этого типа требуется пневматический компенсатор меньшего объема, чем для насоса с двумя цилиндрами двустороннего действия, однако в целях унификации применяется такой же обычно объемом 80 л. Величина избытка подачи за один оборот здесь меньше, так как угловая скорость коренного вала обычно в 2–2,5 раза больше, чем у насосов с двумя цилиндрами двустороннего действия, а объем цилиндров соответственно меньше.

На крупных насосах большой мощности с тремя цилиндрами одностороннего действия применяется поршень, представляющий собой половину обычного поршня двустороннего действия с облегченным поршневым кольцом на обратной стороне.

Поршневое кольцо, обращенное в сторону насосной камеры, нагружено при нагнетательном ходе поршня перепадом давления, равным давлению нагнетания. На другом поршневом кольце уменьшенного сечения перепад давления не превышает одной атмосферы. Это кольцо защищает рабочую камеру насоса от подсосывания атмосферного воздуха при всасывающем ходе поршня.

Поршень работает в сменной цилиндрической втулке. Уплотнение штока в Цилиндре одностороннего действия отсутствует. Шток поршня извлекается, как правило, вместе с поршнем.

Различные фирмы работают над созданием буровых насосов с тремя цилиндрами одностороннего действия более 20 лет [11].

Насос такого типа марки 1400-РТ фирмы «Ойлуэлл» снабжен с целью уменьшения занимаемой в насосном помещении площади двумя электродвигателями, установленными над корпусом приводной части на специальном кронштейне.

Длина хода поршня 254 мм. Наибольшее давление в приемном коллекторе 1,75 Мпа. Пробное давление нагнетательной части 70 Мпа,

приемного коллектора 3,5 Мпа. Диаметр всасывающего отверстия 203,2 мм, нагнетательного отверстия 101,6 мм. Емкость масляной ванны 72 дм³. Длина насоса 4200 мм, ширина 2380 мм, высота 2270 мм [12].

Западногерманская фирма «Вирт» объявила о выпуске насоса марки ТРК-1300, снабженного встроенным подпорным насосом и работающего с наибольшим давлением нагнетания 36,4 Мпа, максимальной подачей около 50 дм³/мин, приводной мощностью 1300 л. С. При максимальном числе ходов 150 в 1 мин. К.П.Д. насоса 0,9. Объемный коэффициент при работе с подпором 100%.

Опыт использования насосов с тремя цилиндрами одностороннего действия в длительной эксплуатации показал, что для достижения оптимальной продолжительности безотказной работы в тяжелых условиях рекомендуется применять насосы при возможно низкой частоте ходов поршня 85–90 ход/мин, т.е. существенно меньшей, чем максимальная паспортная частота, и с поршнями наибольшего диаметра. При этом следует избегать превышения допустимой нагрузки по штоку и перегрузки двигателей. Вертикальный трехплунжерный насос снабжен диафрагменно-поршневым разделителем. Плунжеры и уплотнения работают на чистой воде, находящейся в камере [13].

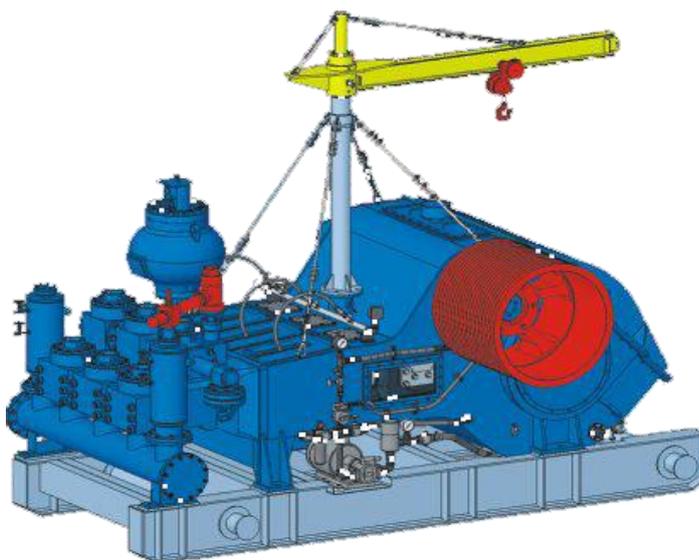


Рисунок 9 – Общий вид насоса НБТ-600

1.4 Особенности конструкции трех поршневых насосов тримплекс

Трехпоршневые насосы одностороннего действия обеспечивают наименьшую степень неравномерности давления на выходе и наименьший расход клапанов и штоков поршня в сравнении с двухпоршневыми насосами двухстороннего действия [14].

Насос трехпоршневой одностороннего действия состоит из приводной и гидравлической частей. В приводной части преобразуется вращательное движение ведущего шкива в возвратно-поступательное движение поршней. В

гидравлической части механическая энергия от поршней передается к жидкости, преобразуясь в гидродинамическую энергию промывочной жидкости. Остановимся на последнем часте.

1.5 Гидравлическая часть

В гидравлической части насоса происходит передача энергии от поршней к жидкости.

Гидравлическая часть (в соответствии с рисунком 10) включает:

- гидравлический блок;
- пневмокомпенсаторы входной и выходной;
- систему охлаждения штоков поршней;
- предохранительный клапан диафрагменного типа с датчиком для отключения привода при его срабатывании в момент превышения давления сверх нормативного расчетного значения.

Основными элементами гидравлической части являются гидравлическая коробка, цилиндрические втулки, поршни, штоки, клапаны, сальники и др.

В гидравлической части насоса двухстороннего действия раствор подается при ходе поршня как в одну, так и в другую сторону. Поэтому в отличие от насосов одностороннего действия, поршень имеет манжеты для двухстороннего уплотнения, и выход из строя одного из уплотнений ведет к перетеканию раствора из одной полости в другую, что не сразу обнаруживается. Кроме того, абразивные частицы скапливаются между двумя уплотнениями, что повышает износ втулки цилиндра [15].

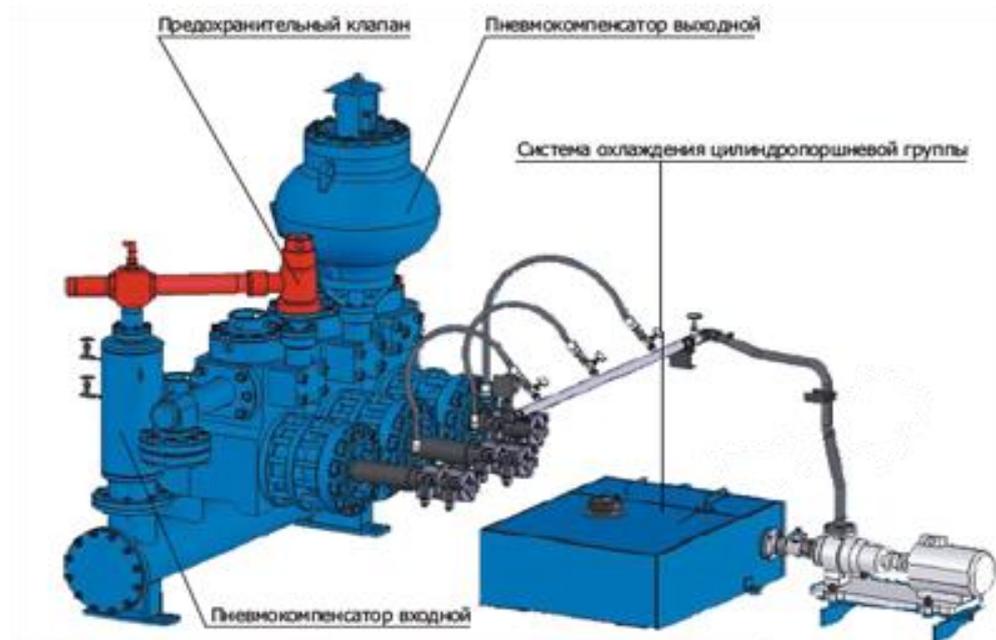
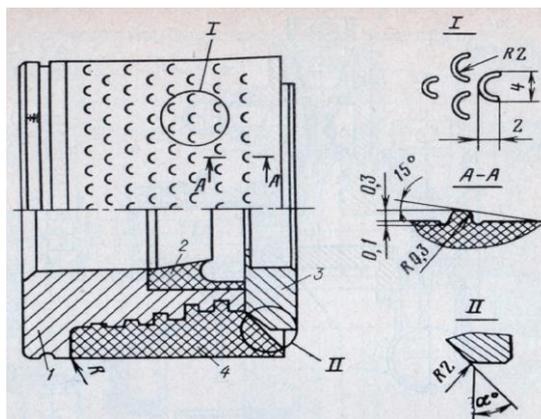


Рисунок 10 - Гидравлическая часть насоса

1.5.1 Поршень

В поршневых насосах преимущественно применяют самоуплотняющиеся резиновые поршни манжетного типа. Поршень насоса не только должен обеспечивать хорошее уплотнение и длительную службу, но и допускать быструю смену его при переходе на другой диаметр втулки или при износе.

Поршень плотно перекрывает отверстие цилиндрической втулки и перемещаясь по направлению ее оси, сообщает прокачиваемой жидкости избыточное давление [16]. Поршень буровых насосов триплекс имеют резинометаллическую конструкцию, как показано на рисунке 11.



1- стальной сердечник; 2 – резиновая самоуплотняющаяся манжета; 3 – пластмассовая плокладка; 4 – металлические шайбы; 5 – разрезные пружинные кольца.

Рисунок 11 - Конструкции поршней буровых насосов триплекс

Поршень состоит из стального сердечника 1 и резиновой самоуплотняющейся манжеты 2.

Для обеспечения уплотнения, удобства разборки быстрой смены соединения поршня со штоком осуществляется на конической посадке с конусностью 1:12, 1:15 или 1:24 или на цилиндрической посадке с манжетным уплотнением [17].

Увеличение диаметра губ поршня относительно диаметра отверстия втулки создает начальное обжатие, являющееся необходимым условием правильного действия всякой самоуплотняющейся манжеты. Начальное обжатие выбирается так, чтобы резина плотно и равномерно по всей окружности прилегла к рабочей поверхности втулки, на ней создавалось достаточное начальное давление и не образовывались морщины или складки. Давлением жидкости резина поршневой манжеты еще плотнее прижимается к рабочей поверхности втулки, создавая надежное уплотнение.

В поршнях насосов манжета в свободном состоянии имеет наружный диаметр по краям губ на 2-3 мм больше внутреннего диаметра втулки, а длина конической части каждой манжеты составляет 25-27мм при общей длине поршня 135-150 мм [18].

В тех случаях, когда резиновая манжета привулканизирована к сердечнику, последний изготавливают из малоуглеродистых сталей, поверхность латунируют гальваническим способом или покрывают специальными клеями для увеличения силы сцепления резины с металлом. Сила сцепления резины с металлом составляет 6-8 МПа. Манжеты поршня изготавливают из синтетической маслoneфтестойкой резины с твердостью по Шору 80-90 [19].

Сопряжение поршня со штоком на цилиндрической поверхности штока приведена на рисунке 12.

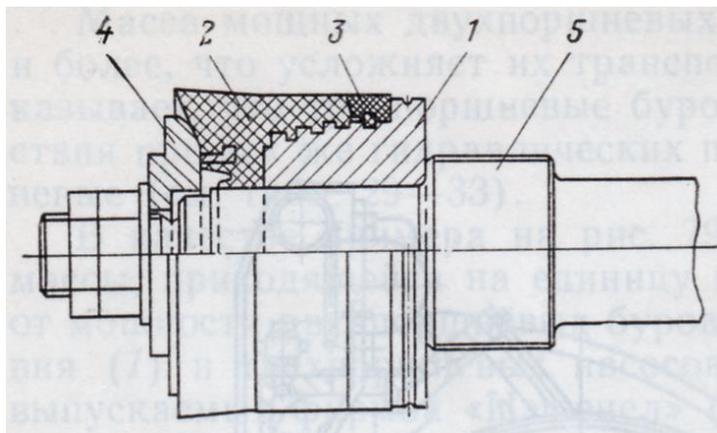


Рисунок 12 - Сопряжение поршня со штоком на цилиндрической поверхности

Выводы

1. Для промывки глубоких скважин на нефть и газ в качестве буровых насосов используются только двух и трех поршневые насосы горизонтального действия.
2. Трехпоршневые насосы одностороннего действия «триплекс» имеют целый ряд преимуществ в сравнении с двухпоршневыми насосами двухстороннего действия.
3. В настоящее время наблюдается переход на оснащение буровых установок насосами триплекс.
4. Наиболее слабым местом в конструкции бурового насоса НБТ-600 является цилиндрово – поршневая пара и клапана насоса.
5. Основные направления исследований направлены на повышение срока службы цилиндрово – поршневой пары насоса путем повышения твердости трущихся поверхностей и использовании современных достижений в области конструкционных материалов.

2 Теоретические основы и методы решения поставленных задач

2.1 Расчетное обоснование эксплуатационных нагрузок действующих на проектируемый буровой насос

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

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

Из многолетней практики бурения глубоких нефтяных и газовых скважин в качестве промывочной жидкости используется глинистый раствор на водной основе, обеспечивающий гарантированную работоспособность буровых насосов, плотностью 800-2600 кг/м³, температурой 30-85⁰С, вязкостью 18-80 сек по прибору СПВ-5, с содержанием микрочастиц горной породы микротвердостью 12500 МПа (кварц) в пределах 1-5% по объему, примешанных частиц утяжелителя микротвердостью 1350 МПа (барит) до 40%. Обычно барит наиболее мягкий порошкообразный материал, применяемый для утяжеления глинистого раствора, не рассматривают как абразив.

В процессе гидравлического расчета за основные показатели принимают подачу, давление и полезную (гидравлическую) мощность насосов, так как установлено, что для эффективной очистки забоя минимум подачи составляет [20]:

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

2.1.1 Расчет подачи насосов

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

Исходные данные:

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

Скорость движения потока раствора в кольцевом пространстве определяют из соотношения [21]:

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

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

F_3 – площадь забоя, м^2 ;

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

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

где D_d – диаметр долота, м;

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

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

Подачу раствора определяют по условию:

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

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

2.1.2 Расчет давления буровых насосов

Давление, развиваемое насосами определяется из условия преодоления гидравлических сопротивлений, возникающих в циркуляционной системе скважины. Потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений в системе определяются по формуле [22]:

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

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

$$V_{\text{кр}} = 25 \frac{\sqrt{\tau_0}}{\rho}, \text{ м/с}, \quad (6)$$

где τ_0 – динамическое напряжение сдвига, Па;

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

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

где d – диаметр внутреннего поперечного сечения труб, м.

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

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

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

$$Q_{\text{кр}} = 6,25 \pi d^2 \frac{\sqrt{\tau_0}}{\rho}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (8)$$

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

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

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

$$Re = \frac{10 \cdot \rho_{\text{бр}} \cdot V_{\text{ср}} \cdot d_{\text{бр}}}{g (\eta + \tau_0 \cdot d_{\text{бр}} / 6 \cdot V_{\text{ср}})}, \quad (9)$$

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

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

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

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

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

Следовательно, режим турбулентный.

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

$$P_{\text{м}} = \Sigma h_i \cdot \rho Q^2, \text{ Мпа} \quad (10)$$

где Σh_i - сумма коэффициентов сопротивления элементов обвязки, м^{-4}

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

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

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

где λ - коэффициент гидравлических сопротивлений;

L - длина трубопровода (бурильной колонны), м.

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

Тогда:

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

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

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

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

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

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

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

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

Потери давления в долоте определяют по формуле

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

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

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

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

где d_c - диаметр используемых сопел, м;
 n - число сопел в долоте.

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

Тогда

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$P_{кп} = \left(\frac{8}{3,14^2} \right) \left\{ \frac{3850 \cdot 1400 \cdot 0,17^2}{[(0,203-0,83)^3 \cdot (0,203+0,083)^2]} \right\} = 1,78 \text{ МПа.}$$

Рабочее давление буровых насосов рекомендуется устанавливать в пределах:

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

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

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

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

Тогда рабочее давление насоса должно быть в пределах

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

2.2 Определение гидравлической мощности буровых насосов

Для прокачки бурового раствора с заданной объемной скоростью через циркуляционную систему скважины требуется достаточно большая гидравлическая мощность, которую принято принимать за полезную мощность буровых насосов определяемую по формуле, [23]:

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

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

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

Величина КПД современных буровых насосов при номинальном режиме работы 0,96-0,98.

Для эффективного разрушения забоя скважины с использованием гидромониторных долот необходимо обеспечивать подведение гидравлической мощности на единицу площади забоя из расчета (0,4-0,8) кВт/см². 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.

2.2.1 Расчет основных конструктивных параметров и размеров проектируемого бурового насоса

При конструировании насосов определяющими конструктивными параметрами являются: рациональное сочетание длины, числа ходов и диаметра поршня обеспечивающих заданную подачу [24]

Подача, развиваемая насосом, определяется по формуле:

- для насосов - триплекс

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

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

F -площадь поперечного сечения поршня, m^2 ;

f -площадь поперечного сечения штока, m^2 ;

S - длина хода поршня, м;

n - частота ходов поршня, $мин^{-1}$;

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

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

2.2.1.1 Расчет поршня и втулки цилиндровой пары

Величина средней скорости движения поршня не должна превышать 1,6 м/с, так как с дальнейшим ее ростом существенно увеличивается износ цилиндрических втулок, поршней и других деталей, контактирующих с буровым раствором, что приводит к уменьшению срока их службы [25]

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

В современных насосах рассматриваемые параметры составляют:

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

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

Длину хода поршня (S) рекомендуется выбирать из следующего ряда чисел 80;100;125;160;200;250;280;320;360;400;450;500 мм.

Частоту хода поршня (n) определяют в зависимости от выбранной длины хода поршня и по допускаемой величине скорости и ускорения.

Диаметр поршня (d_n) вычисляют по формуле:

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

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

Принимаем $d_n = 125 \text{ мм.}$

Площади проходных сечений нагнетательного (F_n) и всасывающего (F_s) коллекторов определяют по наибольшей подаче насоса из условия неразрывности потока:

$$Q = F_a V_a = F_i V_i, \text{ м/с} \quad (25)$$

или (с учетом, что коллектор выполняется из труб) можно выражение (26) записать в виде:

$$Q = \pi d_H^2 V_H = \pi d_B^2 V_B, \text{ м/с}, \quad (27)$$

где d_B, d_H - диаметры всасывающего и нагнетательного коллекторов, м;
 $V_B = (1,0 - 2,0) \frac{\text{м}}{\text{с}}$, $V_H = (1,5 - 2,5) \text{ м/с}$ - средние скорости движения потока во всасывающем и нагнетательном коллекторах (максимальные значения принимаются при условии обеспечения достаточного подпора на всасывающей линии насоса). Формулу (27) можно записать:

$$d_B = \sqrt{(4Q) \pi V_B}, \text{ м} \quad (28)$$

$$d_B = \sqrt{\frac{(4 \cdot 0,025)}{3,14 \cdot 1}} = 0,147 \text{ м},$$

$$d_H = \sqrt{\frac{(4 \cdot 0,025)}{3,14 \cdot 2}} = 0,104 \text{ м}.$$

2.2.1.2 Расчет клапанного узла

Критерий, характеризующий степень опасности возникновения стука $R_{ст}$.

$$R_{ст} = (D^2_k - D^2_0) / D^2_0 \cos \gamma, \quad (29)$$

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

D_0 – диаметр отверстия седла клапана, м

$$D_0 = 1,13 \cdot \sqrt{S_0 \cdot k_{ос}}, \quad (30)$$

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

$$S_0 = \frac{\pi \cdot D_p^2 \cdot \omega \cdot R}{4 \cdot U_{0max}}, \quad (31)$$

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

$$\omega = \pi \cdot n / 30, \quad (32)$$

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

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

R – радиус кривошипа, м

$$R = S / 2, \quad (33)$$

$$R = 0,25 / 2 = 0,125 \text{ м.}$$

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

$$U_{0\max} = 1,2 \cdot P_H^{0,12} \cdot w^{-0,3}, \quad (34)$$

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

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

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

Диаметр тарели клапана D_k , м

$$D_k = \frac{D_0^2 \cdot R \cdot w}{4 \cdot \mu \cdot h \cdot \rho \cdot \cos \sqrt{\frac{2 \cdot P_k}{\rho}}}, \quad (35)$$

где μ – коэффициент расхода, $\mu = 0,75$;

P_k – избыточное давление жидкости под открытым всасывающим клапаном, $P_k = 0,05$ МПа;

ρ – плотность бурового раствора, $\rho = 1400$ кг/м³;

h_p – расчетная высота подъема клапана, м;

$$h_p = 0,05 \cdot D_k / \cos \gamma. \quad (36)$$

Для нахождения диаметра тарели клапана формулу (35) подставляем в формулу (36) и выражаем диаметр тарели клапана D_k , м

$$D_k = \sqrt{\frac{0,12^2 \cdot 125 \cdot 35,3}{4 \cdot 0,75 \cdot 0,05 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 0,05 \cdot 10^6}{1400}}}} = 0,26 \text{ м,}$$

$$R_{ст} = \frac{0,26^2 - 0,159^2}{0,159 \cdot \cos 45^\circ} = 1,38.$$

Наибольшая высота подъема всасывающего клапана, h_{\max} , м

$$h_{\max} = \frac{\pi \cdot (0,12 + 1,9 \cdot R_{\text{ст}})}{30 \cdot \omega}, \quad (37)$$

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

По расчетным данным выбираем насос УНБТ-600.

2.3 Проверочные расчеты на прочность основных деталей гидравлической части насоса

2.3.1 Расчет тарелки клапана на статистическую прочность

Момент изгиба тарелки клапана M_T , Н·м

$$M_T = (P_{\text{п}} \cdot d_T^2 / 64) \cdot (3 + \mu), \quad (38)$$

где $P_{\text{п}}$ – расчетное давление при расчета на прочность, МПа

$$P_{\text{п}} = P \cdot K_{\text{п}}, \quad (39)$$

где $K_{\text{п}}$ - коэффициент, учитывающий вероятность превышения испытательного давления над наибольшим расчетным, $K_{\text{п}} = 1,7$

$$P_{\text{п}} = 13,6 \cdot 1,7 = 23,12 \text{ МПа,}$$

d_T – средний диаметр тарелки, м

$$d_T = D_k - 2 \cdot b_y \cdot \cos \gamma, \quad (40)$$

где b_y – ширина эластичной поверхности уплотнения, $b_y = 0,06$ м

$$d_T = 0,370 - 2 \cdot 0,06 \cdot \cos 45^\circ = 0,285 \text{ м,}$$

μ – коэффициент Пуассона, $\mu = 0,3$

$$M_T = ((23,12 \cdot 10^6 \cdot 0,285^2) / 64) \cdot (3 + 0,3) = 97 \text{ Н·м.}$$

Максимальное напряжение изгиба $\sigma_{\text{и max}}$, Па

$$\sigma_{\text{и max}} = 6 \cdot M_T / \delta_T^2, \quad (41)$$

δ_T – толщина тарелки клапана, $\delta_T = 0,040$ м

$$\sigma_{и\max} = 6 \cdot 97 \cdot 10^3 / 0,040^2 = 36,4 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса прочности S_T

$$S_T = \sigma_T / \sigma_{и\max}, S_T > 3, \quad (42)$$

где σ_T - предел текучести материала, для стали 40X $\sigma_T = 140$ МПа

$$S_T = 1400 / 364 = 3,84 > 3.$$

Условие прочности выполняется.

2.3.2 Расчет тарелки клапана на выносливость

Произведем расчет тарелки клапана на выносливость. Максимальное напряжение изгиба при циклическом напряжении $\sigma_{в\max}$, МПа

$$\sigma_{в\max} = 0,31 \cdot P_B \cdot d_T^2 / \delta_T^2, \quad (43)$$

где P_B – расчетное давление при расчете на выносливость, МПа

$$P_B = P \cdot K_B, \quad (44)$$

где K_B – коэффициент, учитывающий превышение давления при расчете на выносливость, $K_B = 1,3$

$$P_B = 13,6 \cdot 1,3 = 17,68 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{в\max} = 0,31 \cdot 17,68 \cdot 10^6 \cdot 0,285^2 / 0,040^2 = 27,8 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса прочности по выносливости n_a

$$1,3 < n_a < 1,6,$$

$$n_a = (2 \cdot \sigma_{\text{огр}}) / (\sigma_a \cdot (K_{\sigma D} + \Psi_{\sigma})). \quad (45)$$

где $\sigma_{\text{огр}}$ - ограниченный предел выносливости изгиба, для стали 40X, $\sigma_{\text{огр}} = 400$ МПа

σ_a – средняя амплитуда напряжения цикла, МПа

$$\sigma_a = \sigma_{в\max} / 2, \quad (46)$$

$$\sigma_a = 27,8 / 2 = 13,9 \text{ МПа,}$$

где $K_{\sigma D}$ – коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на предел выносливости, $K_{\sigma D} = 3,9$

Ψ_{σ} – коэффициент, характеризующий влияние асимметрии цикла на предельную его амплитуду, $\Psi_{\sigma} = 0,1$

$$n_a = (2 \cdot 400 \cdot 10^6) / (13,9 \cdot 10^6 \cdot (3,9 + 0,1)) = 1,44 > 1,2.$$

Условие прочности по выносливости выполняется

Максимальное напряжение изгиба при циклическом напряжении $\sigma_{\text{вmax}}$, МПа

$$\sigma_{\text{вmax}} = 0,31 \cdot P_{\text{в}} \cdot d_{\text{т}}^2 / \delta_{\text{т}}^2 \quad (47)$$

где $P_{\text{в}}$ – расчетное давление при расчете на выносливость, МПа

$$P_{\text{в}} = P \cdot K_{\text{в}} \quad (48)$$

где $K_{\text{в}}$ – коэффициент, учитывающий превышение давления при расчете на выносливость, $K_{\text{в}} = 1,3$

$$P_{\text{в}} = 13,6 \cdot 1,3 = 17,68 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{вmax}} = 0,31 \cdot 17,68 \cdot 10^6 \cdot 0,285^2 / 0,040^2 = 278 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности по выносливости n_a

$$1,3 < n_a < 1,6$$

$$n_a = (2 \cdot \sigma_{\text{огр}}) / (\sigma_{\text{а}} \cdot (K_{\sigma\text{D}} + \Psi_{\sigma})) \quad (49)$$

где $\sigma_{\text{огр}}$ – ограниченный предел выносливости изгиба, для стали 40Х, $\sigma_{\text{огр}} = 400$ МПа

$\sigma_{\text{а}}$ – средняя амплитуда напряжения цикла, МПа

$$\sigma_{\text{а}} = \sigma_{\text{вmax}} / 2$$

$$\sigma_{\text{а}} = 278 / 2 = 139 \text{ МПа} \quad (50)$$

где $K_{\sigma\text{D}}$ – коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на предел выносливости, $K_{\sigma\text{D}} = 3,9$

Ψ_{σ} – коэффициент, характеризующий влияние асимметрии цикла на предельную его амплитуду, $\Psi_{\sigma} = 0,1$

$$n_a = (2 \cdot 400 \cdot 10^6) / (139 \cdot 10^6 \cdot (3,9 + 0,1)) = 1,44 > 1,2$$

Условие прочности по выносливости выполняется.

2.3.3 Расчет цилиндрической втулки на статистическую прочность

Эквивалентное напряжение при расчете на прочность $\sigma_{\text{эст}}$, МПа, определяется по формуле

$$\sigma_{\text{эст}} = \sigma_t + \nu \cdot \sigma_r \quad (51)$$

где σ_r – напряжение от давления жидкости, МПа

$$\begin{aligned} \sigma_r &= P_{\text{п}} \\ \sigma_r &= 23,12 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (52)$$

где ν – отношение предела текучести материала при растяжении к пределу текучести при сжатии, $\nu = 1$.

σ_t – напряжение на внутренней поверхности, МПа

$$\sigma_t = (1 + k^2) / (1 - k^2) \cdot P_{\text{п}} \quad (53)$$

где k – коэффициент отношения внутреннего радиуса к наружному радиусу цилиндрической втулки, $k = 0,96$

$$\begin{aligned} \sigma_t &= (1 + 0,96^2) / (1 - 0,96^2) \cdot 23,12 = 566,68 \text{ МПа} \\ \sigma_{\text{эст}} &= 566,68 + 23,12 = 590 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Коэффициент запаса статистической прочности S

$$\begin{aligned} S &> 1,65; \quad S = \sigma_r / \sigma_{\text{эст}} \\ S &= 1400 / 590 = 2,37 > 1,65 \end{aligned} \quad (54)$$

Условие прочности выполняется.

2.3.4 Расчет цилиндрической втулки на выносливость

Эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{эв}}$, МПа

$$\sigma_{\text{эв}} = \sigma_t + \nu \cdot \sigma_r \quad (55)$$

где σ_r – напряжение от давления жидкости, МПа

$$\sigma_r = P_{\text{в}} = 17,68 \text{ МПа}$$

где σ_t – напряжение на внутренней поверхности, МПа

$$\begin{aligned} \sigma_t &= (1 + k^2) / (1 - k^2) \cdot P_{\text{в}} \\ \sigma_t &= (1 + 0,96^2) / (1 - 0,96^2) \cdot 17,68 = 433,34 \text{ МПа} \\ \sigma_{\text{эв}} &= 433,34 + 17,68 = 451 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (56)$$

Коэффициент запаса прочности по выносливости $n_a > 1,3$

$$n_a = \sigma_{-1 \text{ орг}} / (\sigma_a \cdot K_{\sigma D} + \sigma_m \cdot \psi_{\sigma}) \quad (57)$$

где σ_m – среднее напряжение цикла, МПа

$$\sigma_m = \sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 \quad (58)$$

где σ_{\max} – максимальное напряжение цикла, $\sigma_{\max} = \sigma_{\text{эВ}} = 590$ МПа

$$\begin{aligned} \sigma_{\min} &= 0,85 \cdot \sigma_{\max} \\ \sigma_{\min} &= 0,85 \cdot 590 = 472 \text{ МПа} \\ \sigma_m = \sigma_a &= (590 - 472) / 2 = 59 \text{ МПа} \\ n_a &= 400 \cdot 10^{-6} / (59 \cdot 10^6 \cdot 3,9 + 59 \cdot 10^6 \cdot 0,1) = 1,69 > 1,3 \end{aligned} \quad (59)$$

2.4 Исследование работы быстро изнашиваемых узлов бурового насоса

Несмотря на совершенствование конструкции гидравлической части буровых поршневых насосов и технологии их изготовления, показатели ее надежности не в полной мере соответствуют предъявляемым требованиям, в первую очередь, по наработке на отказ. В таблице 5 приведены результаты статистической обработки информации о наработке деталей гидравлической части буровых насосов, полученные в ранее выполненных работах по исследованию буровых поршневых насосов [26].

Таблица 5 – Результаты статистической обработки информации о наработке деталей буровых насосов

Деталь	Закон распределения	Статистический параметр распределения	
		Наработка до отказа, ч	Коэффициент вариации
Поршень	Экспоненциальный	98	0.83
Цилиндровые втулки	Вейбулла	204	0.52
Штоки	Логарифмически-нормальный	106	0.48
Клапаны	Экспоненциальный	73	0.77

Как отмечается в 33 % случаев поломки буровых насосов происходит из-за износа пары цилиндровая втулка – манжета поршня. Манжеты изготавливаются из резины с кордом; также вместо манжет применяются пластмассовые кольца. Защита и увеличение срока эксплуатации этой пары являются важными инженерными задачами.

В технической литературе очень мало сведений о видах повреждаемости непосредственно поршня насоса. Поэтому, вероятно, имеет смысл сначала рассмотреть процессы повреждаемости, общие для всех пар трения, а затем, - имеющиеся данные о поршне насоса.

В настоящее время не существует единой классификации видов изнашивания и повреждаемости, так как до сих пор не выявлены причины, по которым надлежит классифицировать изнашивание. В классификации изнашивания по внешним признакам различают изнашивание при трении скольжения со смазочным материалом и без него, а также со слоем абразивного порошка.

Существует классификация, в которой учитывают характер взаимодействия поверхностей при трении и характер протекающих на трущихся поверхностях процессов [27]. В уточненном виде она включает: адгезию или истирание поверхностей, абразивное воздействие или резание, коррозию, усталость, а также другие редко встречающиеся виды изнашивания. И.В. Крагельским разработана классификация видов изнашивания, построенная на рассмотрении трех последовательных этапов: взаимодействие поверхностей, происходящее при скольжении поверхностей, их изменение, затем разрушение.

Наиболее удачными являются классификации, предложенные Б.И. Костецким. В соответствии со взглядами Костецкого все многообразие процессов поверхностного разрушения при внешнем трении разделено на две резко выраженные области нормального и паталогического процессов: изнашивание и повреждаемость.

Основные виды износа, которым может подвергаться поверхность цилиндровой втулки при работе бурового насоса:

- 1) усталостный;
- 2) абразивный;
- 3) коррозионный;
- 4) эрозионный;
- 5) механический.

В данной подразделе рассмотрен износ деталей цилиндровой группы на примере деталей наиболее распространенных насосов. Для удобства классификации основных параметров, характеризующих режим работы уплотнительных устройств в автором были приняты следующие характеристики: давление до 10 МПа – низкое; давление от 10 до 16 МПа – среднее; давление от 16 до 31 32 МПа – высокое; вода техническая и бетонитовый раствор без абразивных частиц – чистые жидкости; буровые растворы ($\rho = 1,05 - 1,2 \text{ г/см}^3$) с содержанием песка до 1% – малоабразивные жидкости; буровые растворы ($\rho = 1,3 - 1,6 \text{ г/см}^3$) с содержанием песка до 3 % – среднеабразивные жидкости; буровые растворы ($\rho = 1,7 - 2,2 \text{ г/см}^3$) с содержанием песка более 3 % – высоко – абразивные растворы. Мы также воспользуемся данной классификацией [28].

В режиме низкого давления жидкость, перекачиваемая насосами, чаще всего представляет собой легкий буровой раствор, содержащий значительное

количество абразива (в основном песка до 5 %); температура раствора невысокая, в основном 20 – 40 °С.

В таких условиях наиболее выраженными видами изнашивания цилиндропоршневых пар являются абразивный и гидроабразивный. Рабочие поверхности втулок и поршней покрыты густой сетью продольных рисок различной глубины (в большинстве случаев мелких). Глубокие риски – канавки, которые можно отнести к категории местных промывов имеются только на отдельных участках внутренней поверхности втулки. Как правило, отмечается противостояние рисок и промывов на втулке и поршне.

Статистические исследования распределения износа в цилиндропоршневых парах насоса 11ГрИ позволили автору работы [29] установить следующее:

а) диаметральные износы цилиндрических втулок статистически распределяются по закону модуля разности, радиальные – по закону эксцентриситета, а глубина промывов и рисок – по нормальному закону;

б) построенные по средним арифметическим значениям профилограммы геометрического распределения износов в характерных сечениях втулки обнаружили бочкообразность цилиндрической втулки в продольном сечении, одностороннюю овальность в нижней части ее поперечного сечения, соответствие областей и градиента промывов с односторонним износом.

Причем область существования промывов уже области одностороннего износа, а градиент промыва выше градиента одностороннего износа. Глубина рисок в нижней части цилиндрической втулки оказалась приблизительно в два, три раза выше, чем в верхней.

Для цилиндрической втулки и поршня, работающих в паре, характерно радиальное противостояние рисок и промывов на поверхностях трения, причем глубина промыва на поршне, как правило, больше, чем на втулке.

Неравномерность износа цилиндрической втулки объясняется следующим образом: бочкообразность – неполным прохождением длины втулки всей длиной поршня и неравномерной скоростью поршня; односторонняя овальность – придонным перемещением абразивных частиц и односторонним нагружением крейцкопфа насоса; соответствие областей и градиентов промывов и рисок с односторонним износом – закономерностью изнашивания цилиндропоршневой пары; радиальное противостояние рисок и промывов на втулке и поршне – возвратно – поступательным характером перемещения поршня; превышение глубины промыва поршня над глубиной промыва втулки – различным сопротивлением резины и закаленной стали режущему действию скользящей гидроабразивной струи [30].

Если местное расположение промывов вызвано односторонним износом втулки, то дискретный характер из существования следует связывать с образованием глубоких абразивных рисок в ее нижней части. В режиме среднего давления, этот режим работы буровых насосов наиболее распространен, явно выражены несколько видов изнашивания цилиндропоршневой пары.

При перекачивании высоко – абразивных жидкостей невысокой температуры (до 50 °С) характерны абразивное, гидроабразивное, усталостное и механическое изнашивания деталей пары.

Наряду с этим проявляются термодеструкция материала поршневых манжет, их остаточная деформация или набухание. Снижение концентрации абразива в перекачиваемой жидкости уменьшает абразивный износ деталей. Повышение температуры жидкости интенсифицирует термодеструкцию поршневых манжет. При перекачивании средне – и высокоабразивных растворов поверхность цилиндрических втулок так же, как и при эксплуатации насосов на режимах низкого давления, покрыта густой сетью продольных рисок, а на отдельных участках, главным образом в нижней части, имеются один и несколько глубоких промывов. Если в радиальном сечении втулка также изнашивается неравномерно с максимумом износа в нижней части, то в продольном сечении выявляются новые закономерности изнашивания.

Помимо этого, наблюдались отколы кусков от втулок, а также признаки механического изнашивания были отмечены при задире металлоарматуры поршня о втулку из – за значительной несоосности. В режиме высокого давления (особенно выше 20 МПа) основными видами изнашивания являются термодеструкция и усталостное разрушение материала манжет, особенно в области уплотняемого зазора [31]. Причем увеличение концентрации абразива в перекачиваемой жидкости несущественно интенсифицирует процесс разрушения пары, в основном влияя на износ поверхности поршня. При высоких давлениях цилиндропоршневая пара выходит из строя вследствие преждевременного разрушения поршня под действием высокой температуры трения. Снижение абразива в растворе позволяет большее число поршней отработать в одной втулке и почти не отражается на долговечности поршня. Касаемо износа поршней бурового насоса можно сделать заключение, что разрушение поршней начинается с образования сети мелких рисок и царапин, истирания внутренней поверхности поршня.

Выводы

1.Проведенные гидравлические расчеты подтверждают работоспособность бурового насоса НБТ-600 при заданных нагрузках.

2.Прочностные расчеты показывают, что конструкция насоса выдерживает длительный период эксплуатации при заданных нагрузках.

3.Основной вид износа элементов буровых насосов, это абразивный износ за счет присутствия в промывочной жидкости микроэлементов кварца, барита и т.д.

3 Пути повышения эксплуатационной надежности и ресурса работы НБТ-600

3.1 Совершенствование поршня бурового насоса

Прямолинейное реверсивное движение поршня в цилиндре вызывает периодические изменения объема насосной камеры: при увеличении объема в насосную камеру поступает жидкость через всасывающий клапан по подводящему трубопроводу из приемного резервуара под действием атмосферного давления и разности уровня свободной поверхности в приемном резервуаре и отметки верхней точки насосной камеры или пор, давлением подпорного центробежного насоса; при уменьшении объема поршень вытесняет жидкость из насосной камеры через нагнетательный клапан в напорный трубопровод при закрытом всасывающем клапане [32].

В цилиндре двустороннего действия поршень разделяет две насосные камеры, в одной из которых происходит вытеснение жидкости, в другой - заполнение жидкостью.

В цилиндре одностороннего действия поршень отделяет от атмосферы насосную камеру, предупреждая при вакууме проникновение в нее воздуха и уменьшение заполнения жидкостью [33].

В начале движения поршня в сторону увеличения объема насосной камеры в ней возможно кратковременное сохранение давления нагнетания вследствие упругости жидкости, деформируемости насосных деталей при изменениях нагрузки и запаздывания посадки нагнетательного клапана.

Манжеты могут быть привулканизированы к сердечнику (тогда его называют металлоарматурой) или закреплены на нем механически. Сердечник состоит из ступицы и фланца с минимальным зазором по наружному диаметру в цилиндре (рисунок 13) [34].



Рисунок 13 – Поршень с резиновыми манжетами

Поршень (рисунок 14) состоит из металлического сердечника, служащего для соединения со штоком, передающим ему осевую нагрузку, и уплотнительных манжет: двух в поршне двустороннего действия (рисунок 14, а, в, д, ж) или одной в поршне одностороннего действия (рисунок 14, б, г, е, и). В некоторых случаях каждая манжета может состоять из нескольких частей.

После износа привулканизированных манжет монолитный поршень заменяют целиком. Работоспособность сборного поршня восстанавливают заменой изношенных съемных уплотнительных манжет. Дальнейшей работы, проверяют, остались ли целы контрольные канавки на цилиндрической поверхности фланца. Их делают две: если одна стерлась, а более глубокая осталась, замена манжеты допускается, а когда исчезает глубокая канавка даже на небольшой дуге - необходима замена сердечника [35].

Боковую поверхность манжеты поршня можно условно разделить соответственно выполняемым функциям на три участка:

- очищающий поверхность трения от крупных частиц породы — это пескобрейная кромка и прилегающая к ней наружная узкая круговая полоска;
- уплотняющий - средняя часть манжеты;
- перекрывающий уплотняемый зазор между фланцами и цилиндром - примыкает к опорной поверхности фланца.

Применялись поршни фирмы «N3110031» (США), каждая манжета которых состоит из трех отдельных частей (очищающей, уплотняющей и перекрывающей уплотняемый зазор), изготовленных из разных видов резины, наиболее подходящих по условиям работы.

Резинометаллические поршни с привулканизированными манжетами отливают из однородной резины, ввиду чего придать ей на разных участках поверхности соответствующие условиям работы свойства труднее, чем в сборных поршнях со съемными манжетами [36].

У монолитного поршня (рисунок 14,,а) есть кольцевые центрирующие выступы, диаметр которых выбран так, чтобы не затруднять введение поршня в цилиндр и не допускать контакта фланца с цилиндром под действием радиального усилия, которое может передать шток с его тремя опорами: ползун-сальник-поршень. Перепускные отверстия позволяют при изготовлении поршня производить заливку сырой резины с одной установки без переворачивания пресс-формы. После вулканизации резина не продавливается через отверстия, заглубленные в лабиринтных радиальных проточках, при расчетных давлениях на поршень. Адгезия резины и канавка II на фланце уменьшают выдавливание резины в уплотняемый зазор.

Форма сердечника (рисунок 14,,б) со ступенчатыми выступами увеличивающегося к уплотняемому зазору диаметра способствует закреплению резины и снижению вблизи уплотняемого зазора напряжений сжатия, вызываемых давлением жидкости, действующим на торец манжеты, и силой трения, приложенной тангенциально к боковой поверхности.

Манжета III (рисунок 14, в г,д) закреплена на сердечнике шайбой IV и разрезным пружинным кольцом V'. Резиновая часть привулканизирована к

пластмассовому кольцу или шайбе, чтобы в съемной манжете сборного поршня воспроизвести условия частичного удержания резины от выдавливания в уплотняемый зазор, аналогично монолитному поршню.

Одна из разновидностей крепления манжеты IV (рисунок 14,г) сборного поршня на сердечнике под действием сил упругости резины применена фирмой «Mission» (США).

В сборном поршне (рисунок 14, д) (Румыния) для перекрытия уплотняемого радиального зазора между фланцем сердечника и зеркалом цилиндра использованы охватывающая пластмассовая обойма VI и резинотканевое кольцо V в опорной части манжеты, ослабляющее внутреннее давление на пластмассовую обойму, чтобы уменьшить ее изнашивание.

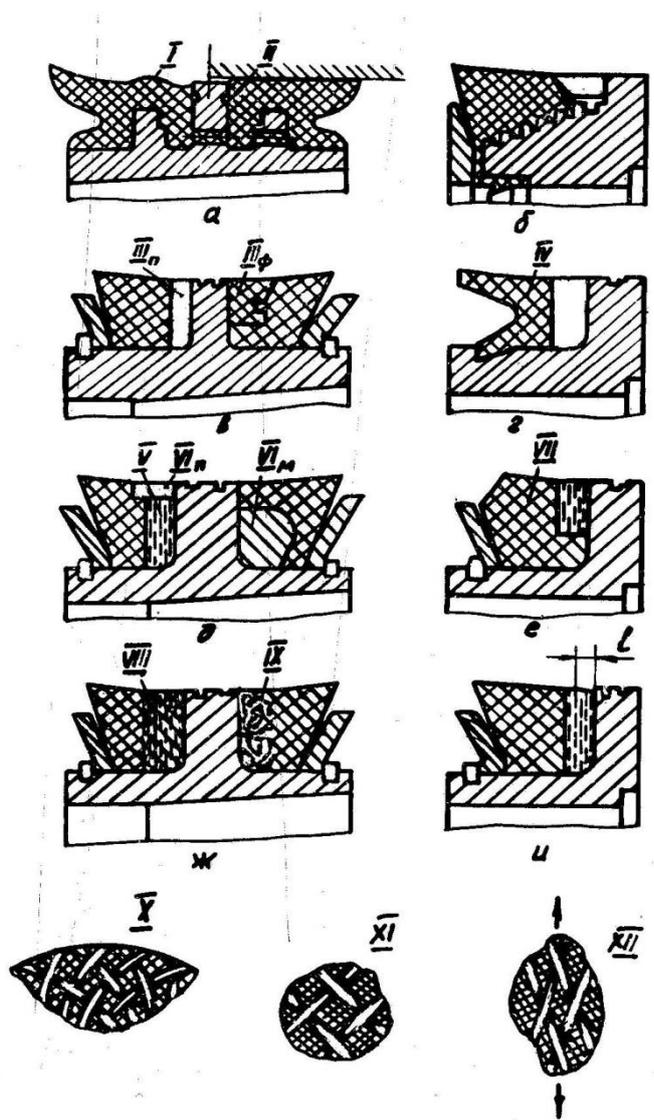


Рисунок 14 - Поршни буровых насосов

Пластмассовая обойма свободно надета на резинотканевую манжету с перекрытием стыка резины и резиноткани, чтобы снизить концентрацию напряжений на поверхности сопряжения резина и резиноткань, возникающих в результате различия модулей упругости резины и резиноткани.

Опорная часть манжеты (рисунок 14, и) выполнена из диагонально раскроенной ткани, вследствие чего под давлением жидкости опорная часть при нагнетательном ходе поршня увеличивается в диаметре и прилегает к цилиндру, защищая резину от выдавливания в уплотняемый зазор, а при всасывающем ходе уменьшается в диаметре и не прилегает к цилиндру.

Боковая поверхность опорного резинотканевого кольца не по всей длине опирается на цилиндр при нагнетательном ходе поршня. На некоторой части длины I в непосредственной близости к уплотняемому зазору она в течение большей части суммарного времени работы в насосе не касается зеркала цилиндра, что предотвращает ее изнашивание, тогда как прилегающая к цилиндру часть резинотканевого опорного кольца создает «нулевой зазор», защищающий резину от выдавливания, продлевая ресурс поршня.

Диагональное расположение с выходящими на поверхность трения торцами нитей по всей окружности поршня без участков расположения нитей по касательной к окружности повышает прочность нитяного каркаса и придает упругость опорному кольцу при многоцикловом нагружении. Давление жидкости передается резиной между нитями. С целью уменьшения концентрации напряжений введен промежуточный слой ткани VIII с более крупными ячейками, чем в основной части опорного кольца.

У монолитных поршней (рисунок 14, а б) и сборных (рисунок 14, в, г, д) происходит постепенное увеличение зазора, в который выдавливается резина. Многократное повторение циклов упругой передеформации резины, выжимаемой давлением в зазор и возвращаемой силами упругости в исходное положение, приводит к усталостному разрушению материала манжеты в ее опорной части с образованием постепенно увеличивающейся кольцевой канавки, прилегающей к разделительному фланцу металлоарматуры или к пластмассе [37].

На сборных поршнях есть возможность замены изношенных манжет, которой, однако, не всегда удается воспользоваться, так как часто повреждается разделительный фланец сердечника поршня.

Сборные поршни с упругим резинотканевым опорным кольцом компенсируют изнашивание зеркала цилиндра и фланца поршня, перекрывая увеличивающийся со временем зазор.

Пластмассовая обойма III представляет собой дополнительную деталь, которая уменьшает доступ смазывающей и охлаждающей жидкости на поверхность трения резина – металл [38].

Сравнительные эксплуатационные испытания подтвердили повышенный ресурс сборных резинотканевых поршней по сравнению с монолитными в 2-3 раза, причем больший прирост ресурса достигается в совместной работе со сменными цилиндрами, рабочий слой которых армирован карбидами хрома, и зеркало становится в работе более гладким, чем у цилиндров из стали 70.

Увеличивающаяся и уменьшающаяся в диаметре соответственно изменяющемуся в насосной камере давлению упругая опорная подушка армированного резинотканью поршневого кольца с диагональным расположением нитей ткани, перекрывающая увеличивающийся в работе

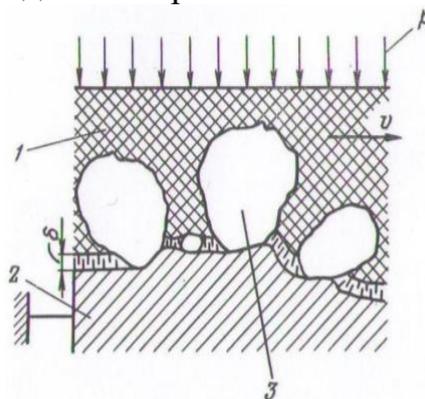
уплотняемый зазор между фланцем поршня и зеркалом армированного карбидами хрома цилиндра, позволяет реализовать второй блок концепции износостойкости насосного цилиндра: осуществить в узле трения цилиндропоршневой группы насоса компенсацию изнашивания и заменить абразивное изнашивание усталостным, т.е. совершить прорыв в качественно новый длительный режим работы насосного цилиндра [39].

Третьим блоком концепции износостойкости, тесно связанным с предыдущими и относящимся главным образом к цилиндру одностороннего действия, служит подтверждение эффективного действия системы смазки и охлаждения, предотвращающей катастрофические последствия пренебрежения к роли тепловых процессов в изнашивании при трении поршня о цилиндр, к которому давлением жидкости прижата уплотнительная манжета [40].

Показателем эффективности системы смазки и охлаждения служит сбалансированность тепловыделений в подвижном источнике манжета - цилиндр и отвода тепла со струей смазывающей и охлаждающей жидкости, позволяющая поддерживать температуру в узле трения в пределах, соответствующих рабочему диапазону резины, в котором она сохраняет необходимые для уплотняющего действия физико-механические свойства: прочность, эластичность, твердость, не подвергается термохимической деструкции, в частности коксованию, работает без чрезмерного повышения коэффициента трения.

3.2 Разработанная новая конструкция поршня

Повышение износостойкости пары трения поршень-цилиндр стал ключевым фактором для улучшения срока службы поршня. Ниже на рисунке 15 приведена схема взаимодействия твердых частиц с поверхностью цилиндра [41], из схемы видно, что частицы довольно большие по размерам, это ведет к интенсивному изнашиванию резиновых манжет бурового насоса и характеризуется быстрым выходом из строя.



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

Рисунок 15 - Схема взаимодействия твердых частиц поверхностью с полиуретанового поршня

В связи с этим, проводятся интенсивные исследования по поиску новых составов материалов для изготовления манжет поршней, обладающих более высокой стойкостью к абразивному износу, температурам рабочей среды и выдерживающих большие нагрузки в процессе работы [42]. Предложенная мною конструкция поршня бурового насоса «триплекс» направлена на решение такой технической задачи, как увеличение срока службы насоса за счет повышения его надежности и уменьшение износа его основных рабочих элементов – это поршня и цилиндрической втулки [43].

Увеличение срока службы поршневого насоса одностороннего действия при повышении его надежности и уменьшение износа его основных рабочих элементов достигается за счет того, что в цилиндрической полости насоса установлен телескопический цилиндр, причем его верхняя кромка закреплена на поршне, а нижняя на уровне впускного и выпускного клапанов при совершении возвратного поступательного движения поршня на штоке, вместе с ним выдвигается телескопический цилиндр и полностью предохраняет от попадания шлама на стенку цилиндрической втулки, что минимизирует износ.

В работе предложенного бурового насоса одностороннего действия значительно снижается износ трущихся поверхностей поршня и цилиндрической втулки, что способствует увеличению срока службы и повышению надежности работы всего насоса [44].

Для совершенствования поршня бурового насоса рассмотрим материал – полиуретан. Полиуретаны — гетероцепные полимеры, макромолекула которых содержит незамещенную и/или замещенную уретановую группу —N(R)—C(O)O—, где R = H, алкилы, арил или ацил. В макромолекулах полиуретанов также могут содержаться простые и сложноэфирные функциональные группы, мочевиная, амидная группы и некоторые другие функциональные группы, определяющие комплекс свойств этих полимеров. Полиуретаны относятся к синтетическим эластомерам и нашли широкое применение в промышленности благодаря широкому диапазону прочностных характеристик. Используются в качестве заменителей резины при производстве изделий, работающих в агрессивных средах, в условиях больших знакопеременных нагрузок и температур [45]. Диапазон рабочих температур — от $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Полиуретан с успехом заменяет резину различных марок (а в некоторых случаях и металлы), благодаря таким свойствам, как износостойкость, кислотостойкость, маслостойкость, высокие диэлектрические свойства, а также возможность работы при высоких давлениях, в широком температурном диапазоне. Полиуретан благодаря своим отличным эксплуатационным свойствам используется, как конструкционный материал во многих отраслях промышленности. Особенность уретановых эластомеров - исключительно высокие эксплуатационные свойства, превосходящие не только все типы каучуков, но и металлы. На мировом рынке существует множество марок полиуретанов: адипрены, вулколланы, вулкопрены. Отечественные марки СКУ ПФЛ-100, НИЦ-ПУ 5 и другие, полученные на основе отечественных полиэфиров, не уступают, а по некоторым характеристикам превосходят

импортные аналоги. Уретановые эластомеры можно получать с широким диапазоном свойств. Благодаря высокому модулю полиуретанов по сравнению с другими эластомерами изделия из них можно делать с более тонкими стенками [46].

3.3 Физико-механические показатели полиуретанов

Механические свойства полиуретанов изменяются в очень широких пределах и зависят от природы и длины участков цепи между уретановыми группами, структуры цепей (линейная или сетчатая), молекулярной массы и степени кристалличности (табл 6). Полиуретаны могут быть вязкими жидкостями или 17 являться твёрдыми веществами в аморфном или кристаллическом состоянии. Их свойства варьируют от высокоэластичных мягких резин (твёрдость по Шору от 15 по шкале А) до жёстких пластиков (твёрдость по Шору 75 по шкале D) [47]. Полиуретан относится к конструкционным материалам (КМ), механические свойства полиуретана дают возможность использовать его в деталях машин и механизмов, подвергающихся силовым нагрузкам. К данному виду промышленных материалов предъявляются очень серьёзные требования с точки зрения сопротивляемости воздействию агрессивной внешней среды.

Таблица 6 – Физико-механические показатели различных типов полиуретана [48]

Показатель полиуретана	НИ Ц ПУ5	СКУ ПФЛ 100	ТСК У ФЭ-4	СК УПФ Л-74	Ур- 70 В	ПТ ГФ100 0	СУР ЭЛ20Ф	СКУП ФЛ 100М	Диафо рТДИ
Твердость по Шору, ед.	88 - 93	95-98	40-90	88-92	70-80	95-98	93-97	95-100	86-88
Предел прочности при растяжении, кгс/см ²	320-450	350-400	250-350	400-450	230-390	350-420	390-500	450-500	380-460
Относительное удлинение при разрыве, %	450-580	310-350	400-550	400-470	670-800	310-370	330-390	350-370	500-600
Сопротивление раздиру, кгс/см	75-100	90-110	20-30	70-80	30-45	90-110	90-110	85-95	55-65
Условное напряжение при 100 % удлинении, кгс/см ²	75-95	130-160	25-30	60-80	20-35	130-160	140-160	-	45-55

Относительное остаточное удлинение после разрыва, %	Не более 10	Не более 10	Не более 10	Не более 8	Не более 15	Не более 10	Не более 8	Не более 10	Не более 10
Температурный диапазон, °С	50	70	80	70	80	80	80	80	80

3.4 Сравнительные характеристики резины и полиуретана

Примеры применяемого сырья:

Vibrathane В602 — 82А (высокая устойчивость к мех. воздействиям, сита, флотация, шламовые насосы, футеровка)

Adiprene® L167, L367 — 95А (48Д) (высокая стойкость к абразивному износу, колеса, валы, футеровочные листы)

Adiprene® L325 - 72Д- (высокая жесткость, срок службы, стойкость к ударной нагрузке, высокое время жизни, температуростойкость)

Vibrathane® 8000 —55А - 55Д (стойкость к мех. воздействию, раздиру, абразивному износу, сита, элементы штамповки, чистящие фиски)

Vibrathane® 6060 —62А- (низкая твердость при отверждении МОСА, высокая стойкость к циклическому воздействию, низкая остаточная деформация, сита грохотов, валы и ролики) [49].

Эластомеры имеют отличную стойкость к маслам и растворителям и подходят для работы со смазочными маслами, нефтью и ее производными, не имеют озонового старения, имеют высокую стойкость к микроорганизмам и плесени.

Опытная эксплуатация показала, что уретановые эластомеры имеют разную химическую стойкость по отношению к различным химическим реагентам. Очень быстро они разрушаются при воздействии ацетонов, азотной кислоты, соединений содержащих большой процент хлора (соляная кислота, жидкий хлор), формальдегида, муравьиной и фосфорной кислоты, скипидара, толуола [50].

Наиболее распространенным типом полиуретанов в настоящее время являются литьевые полиуретаны типа СКУ ПФЛ-100, НИЦ ПУ-5, имеющие по отношению к другим видам, более высокие физико-механические характеристики и твердость по Шору А 85÷90 единиц. Литьевые полиуретаны чаще применяют для изготовления деталей внутризаводского транспорта, различных валов, шестерен, вибростойких деталей, отбойных молотков и других изделий для машиностроения, горнодобывающей, авиационной,

автомобильной, нефтегазодобывающей, строительной, полиграфической и других отраслей промышленности [51].

Уретановые эластомеры, как конструкционные материалы, не просто заменяют металлы, а превосходят их по эксплуатационным свойствам в силу уникального сочетания физико-механических характеристик. Особый интерес представляет применение литевых полиуретанов в производстве вибростойких деталей (например, устройство амортизации установок погружного электроцентробежного насоса, протектора центратора подвески НКТ), а также в уплотнительной технике и кузнечно-штамповом производстве.

Полиуретан с успехом заменяет резину различных марок (а в некоторых случаях и металлы) (таблица 6) [52], благодаря таким свойствам как: износостойкость, кислотостойкость, маслобензостойкость, высокие диэлектрические свойства, а также возможность работы при высоких давлениях (до 105 МПа) в широком температурном диапазоне (от -60 до +140 °С). На рисунке 16 показан полиуретановый поршень и его схематическое исполнение, который в процессе исследований и промышленных испытаний показал высокие результаты по стойкости и долговечности работы



Рисунок 16 – Модель поршня бурового насоса

При специальной обработке полиуретан имеет прочные связи с металлом. Ниже приведена таблица сравнительных характеристик полиуретана и резины [53].

Таблица 7 – Сравнительные характеристики резины и полиуретан

Наименование показателей	Значение для резины	Значение для полиуретана	Примечание
Условная прочность при растяжении, МПа (кг/см ²)	12,7 (130)	35 (350)	Полиуретан превышает прочность резины в 22,5
Относительное удлинение при разрыве, % не менее	300	500-600	Полиуретан эластичней резины в 2 раза

Продолжение таблицы 7

Твердость, единица Шора А	40-50	55-97	Полиуретан может быть изготовлен различной твердости
Истираемость м ³ /т ДЖ не более	45-80	11,25-26,6	Условная износостойкость полиуретана в 3 раза выше

3.5 Исследование работы полиуретанового поршня бурового насоса

В ходе исследований были проведены испытания при различной температуре. При температуре в климатической камере +20 °С и 0 °С полимерный материал находился в высоко эластичном состоянии, и большие значения деформации сжатия (до 50 %) не привели к его разрушению. После снятия нагрузки образцы восстановили свою первоначальную форму. При температуре испытания –20 °С и –30 °С полимер перешел вязко – упругое состояние [54].

Разрушения не произошло, но после снятия нагрузки полиуретановая поршень заметно медленнее по сравнению с предыдущими испытаниями восстановила свою первоначальную форму. Здесь необходимо отметить, что при температуре –30 °С после восстановления формы в центральной части поршня по всей окружности наблюдалось не большое потемнение, что говорит об изменениях (повреждениях) в структуре материала [55]. Видимо, это потемнение возникло при значительных деформациях (более 25 %) в результате больших значений напряжений в середине поршня. В условиях низких температур испытания –40, –50 и –60 °С полимер перешел в упругое состояние. Так, при температуре – 40 °С и деформации 25 % в центральной части поршня образовалась трещина, которая носит сдвиговой характер. При –50 °С деформации сжатия более 25 % произошло разрушение поршня. Разрушение образца носило хрупкий характер. Механическое поведение поршня в данном эксперименте характерно для упругого материала. В центре по окружности поршня наблюдалась трещина, вызванная нормальными напряжениями при изгибе. Вдоль оси поршня образец хрупко разрушился в результате окружных напряжений и напряжения сжатия, что говорит об изменениях структуры материала и переходе его механических свойств от вязко-упругого к упругому состоянию.



Рисунок 17- Полиуретановый поршень

При этом прочностные свойства растут, но снижаются диссипативные и деформационные свойства [56]. При температуре $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ материал потерял реологические свойства. Прочностные характеристики материала по сравнению с нормальным состоянием выросли в несколько раз. Таким образом, для данных геометрических параметров поршня (размер площади сечения) максимальная нагрузка на образец превысила 100 кН, что является предельной нагрузкой для испытательной системы Instron 5882. Образец после разгрузки сразу вернулся в исходное состояние. Анализ механического поведения полиуретана показывает, что при данной температуре в материале преобладают упругие свойства и снижаются деформационные и, видимо, вязкостные свойства. По своим механическим свойствам материал близок к точке стеклования, которая, видимо, находится в диапазоне $-70\text{ }^{\circ}\text{C} \dots -80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для оценки вязкостных и диссипативных свойств необходима разработка специальных испытаний, например, на основе динамического механического анализа (ДМА)[57].

В результате динамического испытания на циклическое сжатие поршней из полиуретана ТДИ, МДИ, НДИ при температуре 20С получились петли гистерезиса, представленные на рисунке 18. Изменение прочностных свойств полиуретана под воздействием под различной температурой характеризуется диаграммами предела прочности (максимальное напряжение сжатия) [58]. В результате проведенных экспериментальных исследований мы наблюдаем, что предел прочности в той или иной степени растёт с понижением температуры рисунок 19.

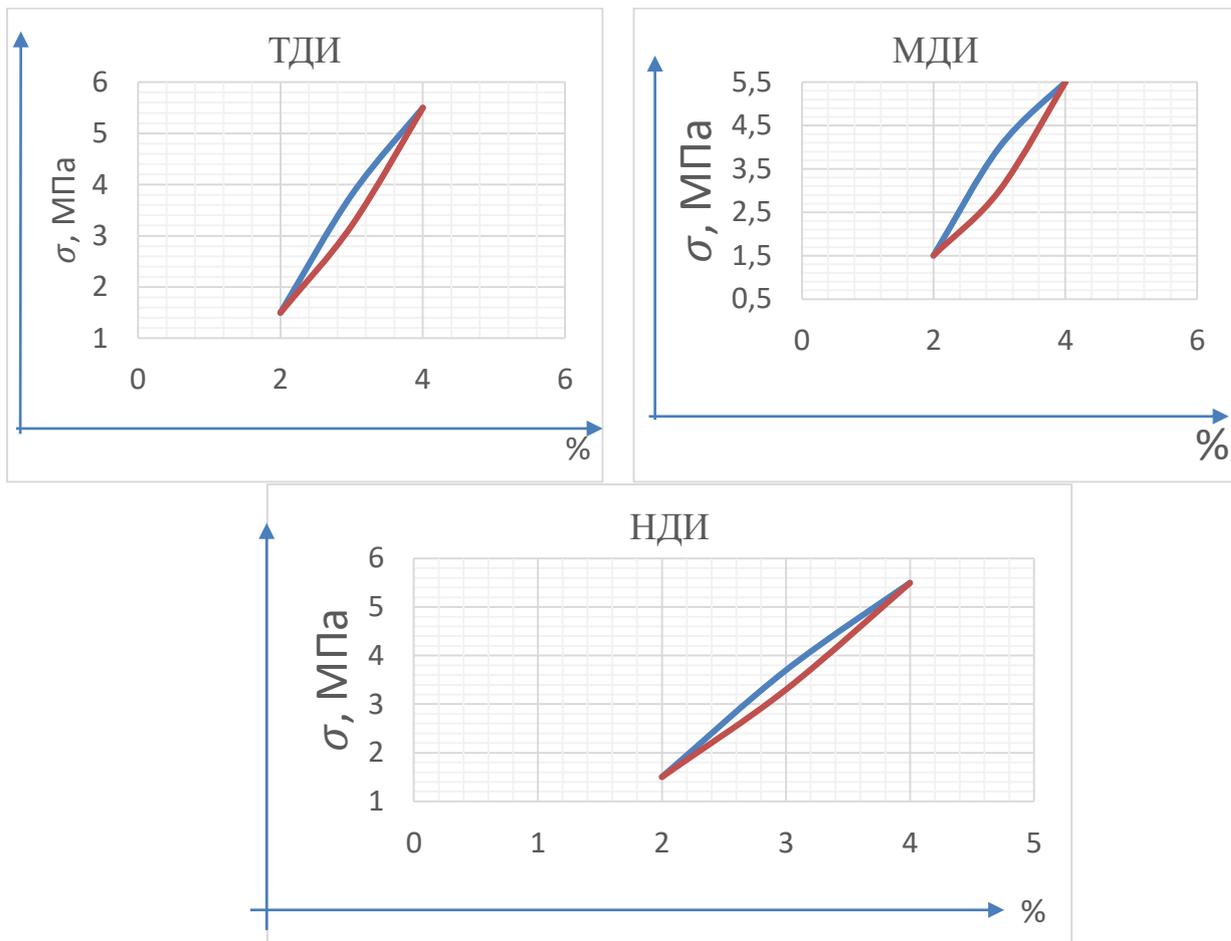


Рисунок 18 – Петли гистерезиса для исследуемых типов полиуретанов

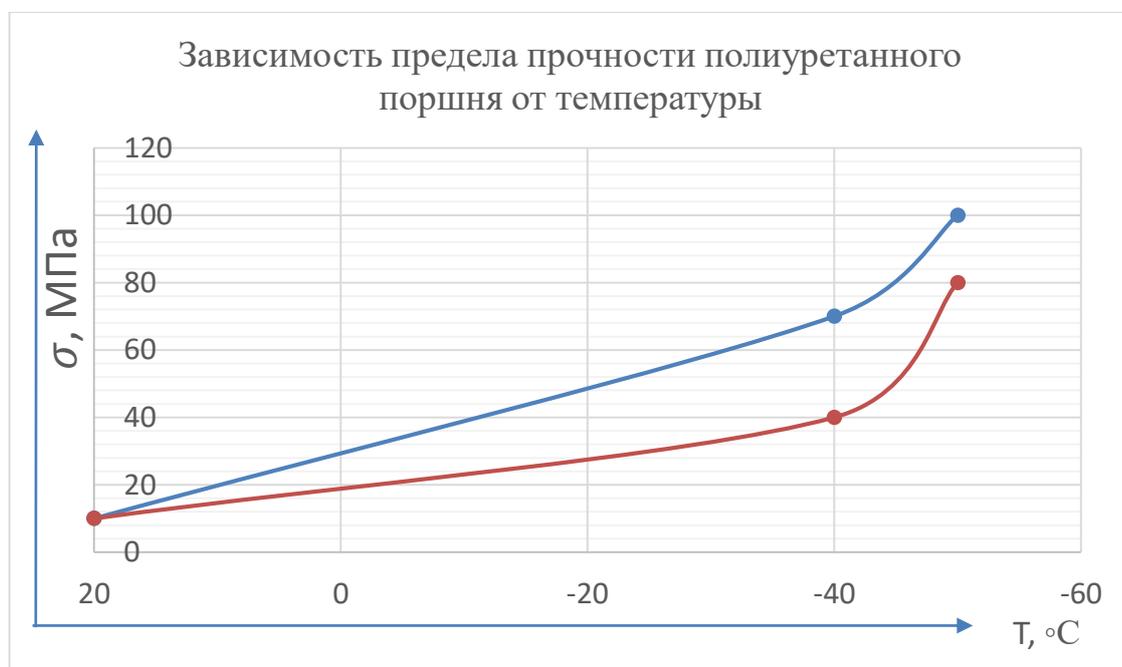


Рисунок 19 - Зависимость предела прочности полиуретанного поршня от температуры

После проведения испытаний все диаграммы «напряжение – деформация» были сведены в один рисунок 20 для более наглядного представления. Все основные характеристики сведены в протокол испытаний, представленный в виде табл. 8 [59].

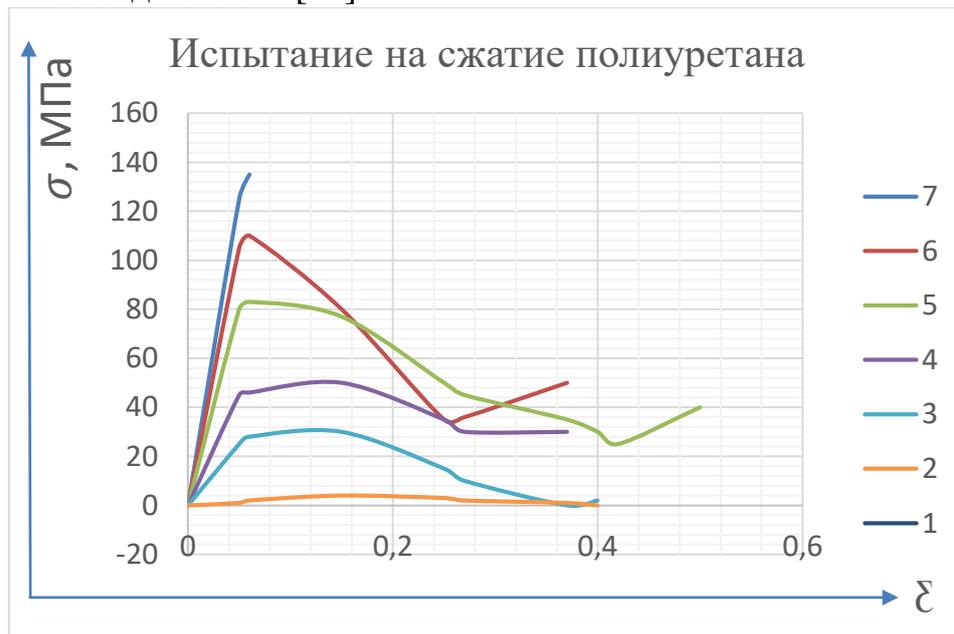


Рисунок 20 - Диаграмма испытаний полиуретановой трубки на сжатие при температуре: 1 – 25 °C, 2 – 0 °C, 3 – 20 °C, 4 – 30 °C, 5 – 40 °C, 6 – 50 °C, 7 – 60 °C

Таблица 8 – Результаты обработанных данных по испытаниям

Температура испытания, °C	Максимальное напряжение сжатия (σв), МПа	Напряжение сжатия при условном пределе текучести 0,2 % (σст0,2), МПа	Напряжение сжатия при установленной условной деформации 2 % (σсд), МПа	Деформация сжатия при разрушении (εср), %	Деформация сжатия при пределе текучести (εст), %	Модуль упругости, МПа
20	8,2	3,3	1,4	Нет разрушения	22	72
0	17,5	4,5	5,84	Нет разрушения	16	350
-20	36	15	16,4	Нет разрушения	13	960
-30	52	24	32	Нет разрушения	10	2261
-40	83,5	37	52,2	25% (сдвиг)	6,4	3600
-50	107	69	82,5	25%	4,3	4977
-60	-	73	85,5	-	-	5173

По результатам обработанных данных в таблице 8 зависимость которые даже при недостаточном количестве экспериментальных данных позволяют судить об адекватности полученных результатов и характере зависимостей. Так, например, зависимость от T носит вид s-образной кривой, что действительно характерно для полимеров. Здесь необходимо отметить, что все графики построены по шести точкам (25, -0, -20, -30, -40, -60 °C) путем сплайн-интерполяции [60]. Ввиду малого количества точек показывают приблизительное поведение материала (точки максимума или минимумов на графиках не соответствуют действительности). Таким образом, данные графики могут быть использованы только для сравнительного анализа, но не для проведения каких-либо расчетов.

Выводы:

1. Промывочная жидкость, как рабочая среда работы буровых насосов характеризуется, противоречивыми технологически необходимыми функциями и свойствами.

2. Для повышения срока службы цилиндрово – поршневой пары бурового насоса, предложена новая конструкция поршня позволяющая исключить попадание абразива между поршнем и цилиндрической втулкой.

3. Для повышения срока службы цилиндрово – поршневой пары бурового насоса исследованы разные модели полиуретана.

4 Оценка экономической эффективности технологии изготовления поршней из полиуретана

Розничная цена резинового поршня диаметром 120 мм – 1397 тг (цена без НДС).

Розничная цена полиуретанового поршня диаметром 120 мм 6400 тг (цена без НДС).

Таблица 9 – Калькуляция расхода материалов на резиновый поршень

№	Компоненты	Обозначение производства	Обозначение модели	Цена за ед, тг без НДС
1	Манжета поршня	АО "АЗТМ"	НГ9500.06.03	80,5
2	Поршень диаметром 120 мм	ТОО "БКВ-групп"	НО300.00.00.000	1397
3	Кольцо уплотнительное	ТОО "БКВ-групп"	НО72.00.00.13	319
	Всего			1796,5

Таблица 10 – Калькуляция расхода материалов на полиуретановый поршень

№	Компоненты	Обозначение производства	Обозначение модели	Цена за ед, тг без НДС
1	Манжета поршня	АО "АЗТМ"	НГ9500.06.03	80,5
2	Поршень диаметром 120 мм	"ПАРМА"	НО300.00.00.000	5903
3	Кольцо уплотнительное	ТОО "БКВ-групп"	НО72.00.00.13	319
	Всего			6302,5

Наработка предлагаемых поршней из новых эластомерных материалов без замены составляет до 600 часов работы. Результаты значительного увеличения работы поршней, получены в результате применения новейших полиуретановых систем, а также изменения сечений, рабочих поверхностей и кромок поршня, что в комплексе позволило увеличить срок эксплуатации изделия на 80% [61].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящее время в мировой практике бурения рассматривается интенсивное вытеснение буровых насосов – дуплекс, насосами - триплекс.

Конструктивная схема насосов - триплекс обеспечивает по сравнению со схемой насосов - дуплекс меньшую металлоемкость, уменьшение номенклатуры и суммарной массы быстроизнашиваемых сменных деталей, облегчение труда и ускорение работ при замене сменных деталей.

Низкая металлоемкость насосов - триплекс объясняется использованием высококачественных материалов в сочетании с тщательной конструкторской обработкой конфигурации наиболее массивных деталей.

Длительный срок службы лучших буровых насосов связан с усилением деталей в местах повышенных напряжений, применением новейших технологических процессов упрочнения изнашиваемых элементов, выполнением основных размеров по жестким допускам, эффективным контролем качества, а также удобными в эксплуатации встроенными системами поддержания чистоты смазочного масла и охлаждающей жидкости.

Повышение стойкости цилиндрово – поршневой пары бурового насоса является весьма важной задачей, которая может быть решена за счет применению высококачественных материалов, новейших технических достижений в создании новых материалов, технологической нацеленности на обеспечение однородного слоя высокой твердости с достаточно большой толщиной, а также на прецизионную механическую обработку с получением очень высокой чистоты поверхности методами суперфиниша.

Предложенная конструкция поршня, защищенная патентом, которая позволяет увеличения межремонтного ресурса работы поршня и значительно облегчить условия работы трущихся поверхностей и повысить срок их службы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. - М.: Недра, 1988.
- 2 Николач А.С. Поршневые буровые насосы.- М.: Недра, 1973.- 224с.
- 3 Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. - М.: Недра, 1983.
- 4 Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование под ред. А.М. Гусмана и К.П. Порожского. – Екатеринбург, 2002г, 502с.
- 5 www.vzbt.ru.
- 6 www.uralmash.ru.
- 7 www.cptdc.com.
- 8 Ганзен Г.А. Буровое оборудование. - М.: Недра, 1973.
- 9 Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. Учеб. пособие для вузов. - М.: Недра, 1985.- 452 с.
- 10 Гукасов А. Практическая гидравлика в бурении. Справочник. - М.: Недра, 1983.
- 11 Ильский А. Л., Миронов Ю.В. Расчет конструирование бурового оборудования. - М.: недра,1985.
- 12 Аваков В.А. Расчеты бурового оборудования. -М.: Недра,1973.
- 13 Иогансен К.В. Спутник буровика: Справочник. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Недра, 1990.- 303 с
- 14 Николич А.С. Новые буровые насосы. –М.:, ГОСИНТИ, 2009.
- 15 Николич А.С. Уплотнение поршневого бурового насоса. –М.: ГОСИНТИ, 2009.
- 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., Нтколич 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 Махмут М.М., Заурбеков С.А., Калиев Б.З. Буровой поршневой насос одностороннего действия. Положительное решение на заявку на изобретение. №2016/01.31.2 от 11.03.2016г.
- 20 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.
- 21 Евдокимов В.Д. Реверсивность трения и качество машин. Киев: Техника, 1987.
- 22 Литвинов В.М. Повышение надежности нефтепромысловых насосов. -М.: , недра, 1998.
- 23 Хрущов М.М., Бабичев М.А. Абразивное изнашивание. _м.: Наука, 1970.

- 24 Drilling Manual. Petroleum Institut, Dallas, Tenth Edition, 1984, Mae 28.
- 25 Мищенко И.Т. Скважинная добыча нефти: учебное пособие для ВУЗов / И.Т. Мищенко. – М.: изд-во “Нефть и газ” РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина, 2003. – 816 с.
- 26 Мкртычан Я.С. Повышение эффективности эксплуатации буровых насосных установок. / Я.С. Мкртычан – М.: Недра, 1984. – 207 с.
- 27 Насос буровой трехпоршневой УНБТ. Каталог деталей и сборочных единиц. ЗАО «УРБО», – 162 с.
- 28 Юшков И.А. Буровое оборудование. Учебное пособие / И.А. Юшков – г. Донецк: ДонНТУ, 2009. – 83 с.
- Сайт ООО «ОЗНА-ОМЗ».. [URL:http://ozna.ru/catalog/detail.php](http://ozna.ru/catalog/detail.php).
- 30 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.
- 31 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 штока бурового насоса. – В кн.: Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования, М. Недра, 1975, с. 17-24.
- 32 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.
- 33 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.
- 34 Горонович Л.Н., Ливак И.Д., Современные буровые трехпоршневые насосы М., изд. ВНИИОЭНГ, 1979.
- 35 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.
- 36 Дозорцев А.Г. Коэффициент подачи и объемный к.п.д. поршневого насоса. – Вестник машиностроения, 1970, №9, с. 9-12.
- 37 Дозорцев А.Г. Определение коэффициентов наполнения и нагнетания поршневого насоса. – Вестник машиностроения, 1971, №6, с. 13-17.
- 38 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.
- 39 Исследование эффективности работы буровых насосов/ Н.А. Мальковский, В.И. Ткаченко, Б. А. Сенин и др. –Тр. Гипрвостокнефть, вып. XXVI, 1975 с. 27-32.
- 40 Г.В.Конесев, М.Р.Мавлютов, А.И.Спивак Противовиозносные смазочные свойства буровых насосов. –М.: Недра, 1980.
- 41 Ю. С. Липатов, Ю. Ю. Керча, Л. М. Сергеева. Структура и свойства полиуретанов. — Киев: «Наукова думка», 1970. – 76 с.

- 42 Крыжановский В.К. Технические свойства полимерных материалов – М: Профессия, 2005 – 280 с
- 43 Слови́ков С.В. Методика исследования зависимости механических свойств полиуретановых изделий от температуры // Вестник Перм. нац. исслед. политехн. ун-та. Механика. – 2012. - №2. – С. 177-189.
- 44 Влияние динамических нагрузок на полимерные армированные трубы / А.Ф. Сальников, С.В. Слови́ков, А.Н. Аношкин, В.Э. Вильдеман // Газовая промышленность. – 2010. – №6. – С. 38-40.
- 45 Зуйко В.Ю., Лобанов Д.С., Аношкин А.Н. Методики определения предела прочности полунатурных образцов- панелей из композиционных материалов при статических испытаниях на растяжение, сжатие и сдвиг // Вестник Перм. нац. исслед. политехн. ун-та. Механика. – 2012. – №2. – С. 99-111.
- 46 Липатов Ю.С., Сергеева Л.М. Адсорбция полимеров. –1972. – К.: Наука думка.– 196 с.
- 47 Степанов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. – М.: Машиностроение. – 1985. – 232.
- 48 Полимерные композиционные материалы: структура, свойства, технология: учеб. пособие / под ред. А.А. Берлина. – 3-е испр. изд. – СПб.: ЦОП «Профессия», 2011. – 560 с.
- 49 Полимерные материалы: изделия, оборудование, технологии. – URL: <http://www.polymerbranch.com> (дата обращения 12.09.2015).
- 50 Производство изделий из полимерных материалов: учеб. пособие / В.К. Крыжановский, М.Л. Кербер, В.В. Бурлов, А.Д. Паниматченко. – СПб.: Профессия, 2004. – 464 с.
- 51 Исследование физико-механических свойств полимеров и полимерных композитов: Лабораторные работы / Авт.-сост.: А.Г. Воронков, В.П. Ярцев. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2004. 28 с.
- 52 Сергеев, А.Ю. Ремонт элементов систем выпуска отработавших газов машин с использованием полимерных композиционных материалов / А.Ю. Сергеев, Н.И. Баурова // Автотранспортное предприятие. – 2015. – № 4. – С. 41–43.
- 53 Ханник, Р. Наноструктурные материалы / Р. Ханник, А. Хилл; под ред. Н.И. Бауровой. – М.: Техносфера, 2009. – 488 с.
- 54 Патент Ru № 2008136011/12 27.06.2008 Способ Изготовления Поршней Для Буровых Насосов // Куцов Александр Николаевич, Куцов Денис Александрович
- 55 Патент Ru № 2016109594, 2014.08.14 Полиуретановое Эластомерное Уплотнение Для Гидравлических Насосов// Дуггал Раджат (Us) Джагтап Субодх П. (Us)
- 56 Овчинский, А.С. Процессы разрушения композиционных материалов: имитация микро- и макромеханизмов разрушения на ЭВМ / А.С. Овчинский. – М.: Наука, 1988. – 278 с.

- 57 Гузева, Т.А. Методы получения наноматериалов с регулируемыми размерами частиц / Т.А. Гузева // Все материалы. Энциклопедический справочник. – 2014. – № 9. – С. 28–31.
- 58 Дементьева, Л.А. Применение композиционных материалов на основе клеевых препрегов в машиностроении / Л.А. Дементьева, Н.Ф. Лукина, А.П. Петрова, К.Е. Куцевич // Все материалы. Энциклопедический справочник. – 2014. – № 8. – С. 11–17.
- 59 Довбыш, В.М. Аддитивные технологии и изделия из металла. – URL: <http://www.ipmd.net>
- 60 Андреева, А.В. Основы физикохимии и технологии композитов: учеб. пособие / А.В. Андреева. – М.: ИПРЖР, 2001. – 192 с.
- 61 Баженов, С.Л. Полимерные композиционные материалы / С.Л. Баженов, А.А. Берлин, А.А. Кульков, В.Г. Ошмян. – Долгопрудный: Интеллект, 2010. – 352 с.

ОТЗЫВ

научного руководителя

на диссертацию **Назаровой Улфарابي Курбансызы**, магистранта Казахского
национального исследовательского технического университета имени К.И.Сатпаева
Направление подготовки 7М07111 – Цифровая инженерия машин и оборудования

Тема магистерской диссертации «Исследования работы поршневой группы
бурового насоса триплексе для увеличения межремонтного ресурса работы».

Актуальность. С увеличением глубины бурения скважин на нефть и газ до 5000 м и более, усложняются условия работы буровых насосов, повышаются требования к их эксплуатационной надежности при условии обеспечения роста давления и мощности развиваемой насосом. Исследования направленные на совершенствование конструкции поршня насоса, повышение надежности работы являются весьма актуальными.

Идея работы состоит в научном обосновании увеличения эксплуатационной надежности работы цилиндрово - поршневой пары бурового насоса триплексе.

Предметом исследования являются гидравлические процессы, определяющие эксплуатационную надежность работы гидравлической части буровых насосов.

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

- доказана принципиальная возможность увеличения эксплуатационной надежности работы цилиндрово - поршневой пары бурового насоса;
- предложено техническое решение, направленное на совершенствование конструкции поршня бурового насоса.

Практическая значимость работы заключается в том, что на основании выполненных аналитических исследований получена необходимая информация для совершенствования конструкции поршня бурового насоса одностороннего действия.

Диссертация выполнена в соответствии с требованиями нормативных документов П 029-02.02-08, «Положения о программах магистратуры» и СПП 2017 «Работы учебные», действующих в КазНТУ имени К.И.Сатпаева и определяющих содержание и требования к оформлению документов данного типа.

Краткая характеристика магистранта. В процессе работы над диссертацией магистрант Назарова У.К. показала хороший уровень теоретических и практических знаний, зарекомендовала себя как дисциплинированный, исполнительный, инициативный, творчески решающий поставленные перед ним задачи магистрант. Диссертационная работа выполнена согласно установленного графика, без срывов и существенных отклонений.

Заключение. Магистерская диссертация Назаровой У.К. соответствует предъявляемым требованиям к диссертациям данного уровня. В процессе работы над диссертацией магистрант Назарова У.К. показала, что владеет основами научных исследований, умеет правильно определять цель и задачи исследований, применять методику постановки экспериментов и знает современное программное обеспечение для обработки полученных данных.

Считаю, что диссертация Назарова У.К. может быть допущена к защите, а диссертант заслуживает присвоения академической степени «**магистр техники и технологий**».

Руководитель
канд.техн.наук,
профессор
18.06.2021 года



Заурбеков С.А.

РЕЦЕНЗИЯ

на магистерскую диссертацию Назаровой Улфарابي Курбанкызы выполненную на тему: «Исследования работы поршневой группы бурового насоса триплекс для увеличения межремонтного ресурса работы»

Направление подготовки 7М07111 – Цифровая инженерия машин и оборудования

Магистерская диссертация «Исследования работы поршневой группы бурового насоса триплекс для увеличения межремонтного ресурса работы» направлена на решения важной технической задачи повышения качества процесса бурения глубоких скважин на нефть и газ.

Актуальность. С увеличением глубин бурения скважин возрастают требования к буровым насосом, особенно в области стойкости цилиндрово-поршневой пары, повышения надежности и ресурса их работы. Научные исследования направленные на совершенствование конструкции, повышение надежности работы буровых насосов являются весьма актуальными.

Краткая характеристика работы. Диссертационная работа выполнена в соответствии требованиями предъявляемыми к магистерским диссертациям и состоит из:

Введение и 4-х основных разделов, а именно:

1. Обзор и анализ современных конструкций буровых насосов.
2. Теоретические основы и методы решения поставленных задач.
3. Пути повышения эксплуатационной надежности и ресурса работы НБТ-600.
4. Оценка экономической эффективности технологии изготовления поршней из полиуретана

Заключения

Разделы диссертация имеют внутренне единство и логично дополняют друг друга. Диссертация содержит новые научно-обоснованные результаты, использование которых обеспечивает решение важной прикладной проблемы технического обеспечения процесса бурения скважин в условиях аномально высокого пластового давления, которые вносят существенный вклад в теорию и практику разработки конструкций поршней буровых насосов.

Работа является законченным научным трудом, в котором теоретически и на основе анализа экспериментальных данных установлены закономерности изменения силового воздействия бурового раствора на цилиндрово-поршневую пару насоса, предложено решение основанное на замене резиновых поршней на полиуритановые, которые обладают более высокими показателями по износу, повышается стойкость поршня и как следствие срок его службы.

Работа представляет научный интерес и может быть использованы в практических целях.

Существенных замечаний к содержанию, объему и изложению материала магистерской диссертации, нет.

ОЦЕНКА РАБОТЫ

В целом магистерская диссертация Назаровой У.К. выполнена на высоком научном уровне и соответствует предъявляемым требованиям, содержит научную новизну и практическую значимость. Магистрант Назарова У.К. показала, что владеет основами научных исследований, умеет правильно определять цель и задачи исследований, проводить обзор и анализ литературных и патентных источников, применять методику постановки экспериментов и знает методику обработки полученных данных.

Диссертант Назарова М.К. заслуживает присуждения степени «**магистр техники и технологии**».

Рецензент

Проректор по науке КазУПС
доктор техн. наук, профессор



Турдалиев А.

« 08 » июня 2021г.

Протокол анализа Отчета подобия Научным руководителем

Заявляю, что я ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Назарова Улфараби Курбанкызы

Название: Исследования работы поршневой группы бурового насоса триплекс для увеличения межремонтного ресурса работы

Координатор: Сейтжан Заурбеков

Коэффициент подобия 1:8.9

Коэффициент подобия 2:5.1

Замена букв: 113

Интервалы: 0

Микропробелы: 1

Белые знаки: 0

После анализа Отчета подобия констатирую следующее:

- обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите;
- обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, не допускаю работу к защите.

Обоснование:

Котр. подобия №2 с превышение допустимого значения на 0,1 не несет заимствования.

.....
Дата

Ваш
.....
Подпись Научного руководителя

Дата

Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения

Окончательное решение в отношении допуска к защите, включая обоснование:

Обнаружены в работе замещения 0,1% являются
не соответствующими и не обеспечивают качества
выпуска. Признать работу самостоятельной и допустить
ее к защите



19.05.

Дата

Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения