

КАЗАХСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени К.И. САТПАЕВА

СӘТБАЕВ
УНИВЕРСИТЕТІ



ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И
ОБОРУДОВАНИЕ



«Допущена к защите»
Заведующий кафедрой ТМиО
канд. техн. наук, ассоц. проф.
 К.К. Елемесов
«18» 05 2019 г.

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: «Проектирование конструкции бурового насоса мощностью
700 кВт»

По специальности 5В072400 – «Технологические машины и оборудование
нефтегазовой отрасли»

Выполнил:



Агыбаев А.А.

Научный руководитель:

канд. техн. наук, профессор

 С.А. Заурбеков

«16» мая 2019 г.

Алматы 2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И. Сатпаева

Горно-металлургический институт имени О.А. Байконурова

Кафедра Технологические машины и оборудование

Специальность: 5В072400 - Технологические машины и оборудование

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой
канд. техн. наук, ассист. проф.
К.К. Елемесов
2018 г.



ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта (работы)

Студенту, обучающемуся Агыбаеву Алмазу Азаматовичу

Тема дипломной работы: "Проектирование конструкции бурового насоса мощностью 700 кВт".

Утверждена приказом по университету №1113 от "8" октября 2018 г.

Срок сдачи законченной работы «10» мая 2019 г.

Исходные данные к дипломной работе:

- 3-х поршневой буровой насос;
- мощность 700 кВт.

Перечень подлежащих разработке в дипломном проекте вопросов или краткое содержание дипломной работы

- В технической части рассматриваются различные конструкции буровых насосов, проводится анализ конструкции;
- В расчетной части приводятся методики расчетов буровых насосов;
- В специальной части рассматривается проектируемый буровой насос, его чертежи.
- В экономической части приводятся экономические расчеты по проекту;
- В разделе охраны труда, и техники безопасности рассматриваются необходимые мероприятия и организационные положения.
- В разделе охраны окружающей среды рассматриваются мероприятия по защите окружающей среды.

Перечень графического материала (листы графического материала формата А1); общий вид бурового насоса; гидравлическая часть в сборе; клапанный узел в сборе; цилиндрово-поршневая пара в сборе; усовершенствование; деталировка.

Рекомендуемая основная литература: из 25 наименований.

АННОТАЦИЯ

В данной работе проведен анализ бурового насоса и методы повышения его эффективности и производительности.

Во второй главе приведены расчеты по внедрению разработок, предложенных автором, в нефтегазовую отрасль Республики Казахстан.

Данный дипломный проект состоит из пояснительной записки на 36 страницах машинописного текста и графической части на 6 листах формата А1.

В проекте проведен обзор конструкции буровых насосов применяемых при бурении скважины. На основе патентной проработки предложено усовершенствование конструкции серийного насоса УНБТ- 800, а именно клапанного узла.

Проведены технологические, конструкционные и проверочные расчеты на прочность, которые подтверждают работоспособность конструкции бурового насоса.

АННОТАЦИЯ

Осы мақалада балшық сорғыны талдау және оның тиімділігі мен өнімділігін жоғарлату әдістері.

Екінші тарауда автордың Қазақстан Республикасының мұнай-газ өнеркәсібінде ұсынған дамуын жүзеге асыруға арналған есептеулер келтіріледі.

Бұл тезис мәтіні 36 беттен тұратын мәтінді және А1 форматындағы 6 парақта графикалық бөліктен тұрады.

Жоба бұрғылау ұнғымаларында қолданылатын бұрғылау сорғыларының жобасын қарады. Патенттік зерттеу негізінде УНБТ-800 сериялы сорғылардың дизайнын жақсарту, атап айтқанда клапанды жинау ұсынылды.

Балшық сорғыларының конструкциясының тиімділігін растайтын технологиялық, құрылымдық және сынау беріктігін есептеу жүргізілді.

ANNOTATION

In this paper, the analysis of the mud pump and methods to improve its efficiency and performance.

The second chapter presents the calculations for the implementation of the development proposed by the author in the oil and gas industry of the Republic of Kazakhstan.

This thesis project consists of an explanatory note on 36 pages of typewritten text and the graphic part on 6 sheets of A1 format.

The project reviewed the design of drilling pumps used in drilling wells. On the basis of the patent study, an improvement in the design of the UNBT-800 serial pump, namely the valve assembly, has been proposed.

Technological, structural and testing strength calculations were carried out, which confirm the efficiency of the mud pump design.

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	7
1	Анализ существующих конструкций буровых насосов	8
1.1	Классификация поршневых насосов	8
1.2	Устройство поршневых насосов и принцип их действия	9
1.3	Общие сведения	10
1.4	Конструкция насосов	12
1.4.1	Гидравлическая часть насоса	12
1.4.2	Приводная часть насоса	18
2	Усовершенствование конструкции	23
2.1	Краткий обзор по патентному поиску	23
2.2	Рекомендации по усовершенствованию конструкции	25
3	Расчетная часть	28
3.1	Расчет полезной мощности насоса	28
3.2	Расчет подачи насоса	28
3.3	Расчет усилия на поршень	29
3.4	Расчет на сжатие штока	29
3.5	Расчет диаметра поршня	30
3.6	Расчет высоты подъема клапана	31
3.7	Расчет диаметра клапана	31
3.8	Расчет высоты подъема клапана при различных углах поворота кривошипа	33
	Заключение	36
	Список использованной литературы	37

ВВЕДЕНИЕ

Благодаря простоте и надежности работы поршневые насосы нашли широкое применение в нефтяной, газовой и нефтехимической отраслях промышленности, все основные технологические процессы которых связаны с перекачкой по трубопроводам различных жидкостей — нефтей, нефтепродуктов, сжиженных газов, воды, глинистых растворов, химических реагентов и др.

В бурении нефтяных и газовых скважин поршневые насосы нашли исключительное применение. Они используются для создания циркуляции глинистого раствора или воды в скважине.

В добыче нефти поршневые (плунжерные) насосы используются главным образом для извлечения нефти из скважины, перекачки воды и высоковязкой нефти по трубопроводам, гидравлического разрыва пластов, нагнетания воды в пласт.

Поскольку в нефтяной промышленности нет ни одного участка, где не использовались бы насосы, дальнейшее улучшение их технико-экономических показателей остается основной проблемой нефтяной промышленности. Сохранение при работе высокого коэффициента полезного действия или полное использование установленной мощности рассматриваемых гидравлических машин является одной из важнейших задач обслуживающего персонала. Она может быть выполнена только при хорошем знании теории и правил эксплуатации насосов.

Цель проекта:

решить поставленные задачи и полностью раскрыть тему проекта.

Основные задачи проекта:

- дать общую характеристику поршневых насосов;
- привести подробное описание конструкции, устройство основных узлов и агрегатов на примере одного насоса;
- описать принцип действия;
- провести инженерный расчет насоса;
- подготовить графический материал.

1 Анализ существующих конструкций

1.1 Классификация поршневых насосов

Поршневые насосы служат для преобразования механической энергии двигателя в механическую энергию перекачиваемой жидкости. Они сообщают жидкости, проходящей через них, энергию, необходимую для преодоления сил сопротивлений, возникающих в самом насосе, по длине трубопровода, в местах изменения сечения потока и направления движения жидкости, а также для преодоления силы инерции и статической высоты, на которую требуется поднять жидкость.

Поршневые насосы можно классифицировать следующим образом.

1. По способу приведения в действие:

а) приводные, в которых поршень приводится в движение шатунно-кривошипным механизмом от отдельно расположенного двигателя, присоединенного к насосу при помощи той или иной передачи;

б) прямого действия, в которых поршень насоса получает возвратно-поступательное движение при помощи штока непосредственно от поршня бескривошипной паровой машины, составляющей вместе с насосом один общий агрегат;

в) ручные.

2. По роду органа, вытесняющего жидкость:

а) поршневые, поршень которых имеет форму диска;

б) плунжерные, поршень которых исполнен в виде длинного цилиндра;

в) диафрагмовые, в которых перекачиваемая жидкость отделена от плунжера или поршня диафрагмой, а цилиндр заполнен рабочей жидкостью — маслом или эмульсией. Эти насосы предназначены для перекачивания жидкостей, содержащих твердые частицы.

3. По способу действия:

а) одинарного действия;

б) двойного действия ;

в) дифференциальные ;

4. По расположению цилиндра:

а) горизонтальные;

б) вертикальные.

5. По числу цилиндров:

а) одноцилиндровые;

б) двухцилиндровые;

в) трехцилиндровые;

г) многоцилиндровые.

6. По роду перекачиваемой жидкости:

а) обыкновенные (для перекачки холодной воды);

б) горячие (для горячих жидкостей);

- в) кислотные;
 - г) буровые (для перекачки глинистых растворов) и др.
7. По быстроходности рабочего органа:
- а) тихоходные, с числом двойных ходов поршня (плунжера) в минуту 40 - 80;
 - б) средней быстроходности, скорость вращения коренного вала которых составляет 80 - 50 *об/мин*;
 - в) быстроходные, с числом двойных ходов поршня в минуту 150 - 350.
- Помимо этого насосы по величине подачи делятся на малые (диаметр поршня $D \leq 50$ мм), средний ($D = 50 \div 150$ мм) и большие ($D > 150$ мм).
- По величине развиваемого давления различают насосы малого, среднего и высокого давлений.

1.2 Устройство поршневых насосов и принцип их действия

На рисунке 1.1 представлена схема горизонтального поршневого насоса одинарного действия. Он состоит из цилиндра 6, поршня 2 плотно пригнанного к стенкам цилиндра и движущегося возвратно-поступательно, и двух регулирующих клапанов — всасывающего 3 и нагнетательного 5. Снизу к корпусу присоединен всасывающий трубопровод 4 с приемной сеткой 1, предохраняющей насос от попадания в него посторонних предметов.

При повороте кривошипа 8 по стрелке со от 0° до 180° поршень 2 перемещается в сторону увеличения объема цилиндра и образует разреженное пространство. Всасывающий клапан 3 открывается и жидкость по всасывающей трубе 4, под действием атмосферного давления,

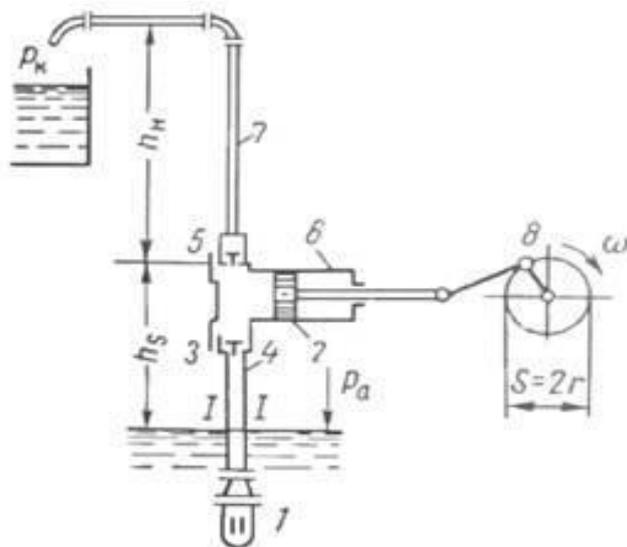
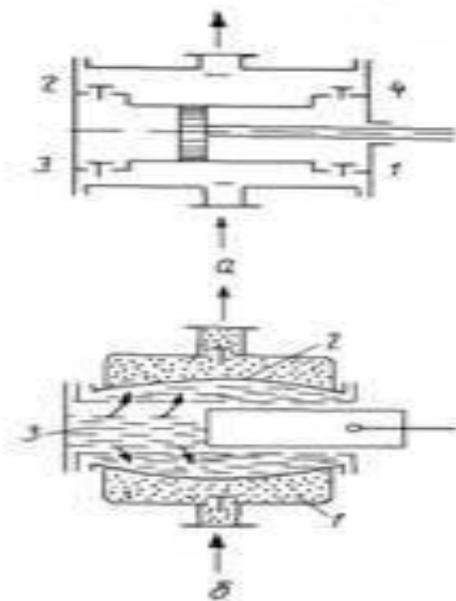


Рисунок 1.1 Схема поршневого насоса одинарного действия

устремляется из бассейна в цилиндр насоса. При обратном ходе поршня из правого крайнего положения влево, что соответствует повороту кривошипа

от 180° до 360° , всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан 5 открывается и жидкость выталкивается в нагнетательный трубопровод 7.



а - одноцилиндровый поршневой насос двойного действия;
 б - плунжерный диафрагменный насос одинарного действия
 Рисунок 1.2 Схемы гидравлической части насосов.

Действие поршневого насоса за один оборот коренного вала можно расчленить на его составляющие: процесс всасывания, при котором происходит подъем жидкости из нижнего резервуара в цилиндр насоса, и процесс нагнетания, при котором жидкость вытесняется из цилиндра с энергией, достаточной для преодоления всех видов сопротивлений на напорной стороне насоса.

Трехцилиндровый насос одинарного действия составляет агрегат из трех соединенных вместе насосов одинарного действия. Поршни трехцилиндровых насосов одинарного действия получают движение от кривошипов, установленных под углом 120° . Данные насосы имеют общую всасывающую и нагнетательную линии.

В диафрагменном насосе всасывание и нагнетание осуществляется изменением формы диафрагмы. Он представляет собой обычный насос одинарного действия, в котором перекачиваемая абразивная жидкость 1 отделена гибкой диафрагмой 2 (прорезиненная нейлоновая ткань) от рабочей жидкости 3.

1.3 Общие сведения

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

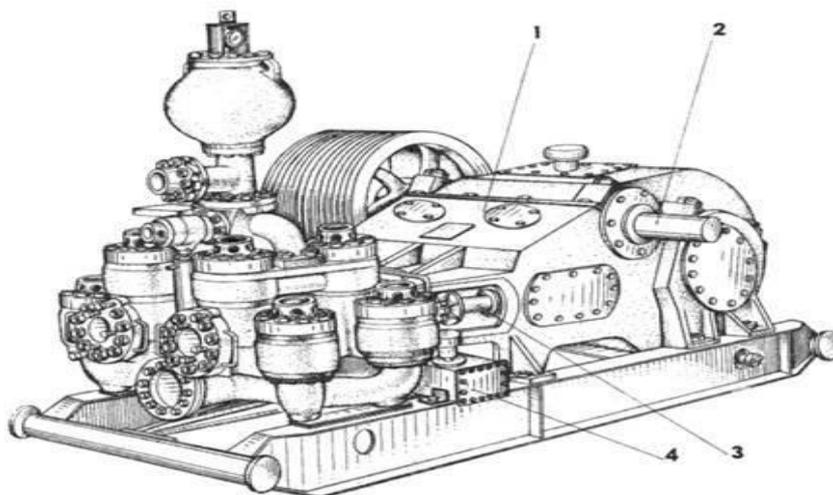
скважины для выноса разрушенной долотом породы. В случае турбинного бурения, кроме очистки забоя, движущийся промывочный раствор передает энергию гурбобуру, вращая долото.

Наиболее широко в бурении применяются двухцилиндровые поршневые насосы двойного действия. Однако все возрастающее использование находят трехцилиндровые поршневые насосы.

Буровые поршневые насосы по сравнению с поршневыми насосами, работающими на определенных режимах и перекачивающими ньютоновские жидкости с конкретными физико-механическими свойствами (вода, масло и т. п.), находятся в более тяжелых условиях.

С увеличением глубины скважины давление в напорном трубопроводе насоса увеличивается. Буровым насосом приходится перекачивать вязкопластичные жидкости - глинистые растворы с плотностью от 1 до 2,2 г/см³, текучие и нетекучие и с различной степенью газонасыщенности.

Рассмотрим подробно конструкцию поршневого насоса на примере поршневого бурового насоса УНБТ-800.



1 – станина; 2 – вал трансмиссионный; 3 – кривошипно-шатунный механизм; 4 – система смазки штоков.

Рисунок 1.3 Общий вид насоса

Данные по насосу УНБТ-800 сведены в таблицу 1.1

Знание степени влияния перечисленных факторов на гидравлические показатели буровых поршневых насосов важно как с научной, так и с практической точек зрения.

В настоящее время в числе важнейших научно-технических тем в области нефтяной промышленности предусматривается разработка вопросов технологии проводки скважин на глубину 7 - 10 тыс. м. Известно, что с увеличением глубины бурящейся скважины растет давление на выкиде насоса. В связи с этим создаются буровые поршневые насосы, способные развивать высокие давления.

Таблица 1.1 – Технические данные по насосу УНБТ-800

Ход поршня, мм	250
Диаметр поршня, мм	170
Максимальное число двойных ходов в минуту	135
Давление на выкиде, МН/м ²	32
Теоретическая подача, дм ³ /с	41.4
Мощность приводная, кВт	800
Мощность гидравлическая, кВт	720
Масса, кг	22400 (со шкивом)
Диаметр всасывающего отверстия, мм	230
Диаметр нагнетательного отверстия, мм	100
Число цилиндров	3
Клапаны	Тарельчатые конические
Число клапанов	6
Диаметр проходного отверстия седла клапана, мм	135
Диаметр штока, мм	70
Тип передачи от приводного вала	Зубчатая с косым зубом ($\varphi = 9^{\circ}22'$)
Передаточное число зубчатой передачи	3,05
Расчетный диаметр приводного шкива, мм	1400
Скорость вращения приводного вала, об/мин	325
Габариты, мм:	
- длина	4470
- ширина	2980
- высота	2200

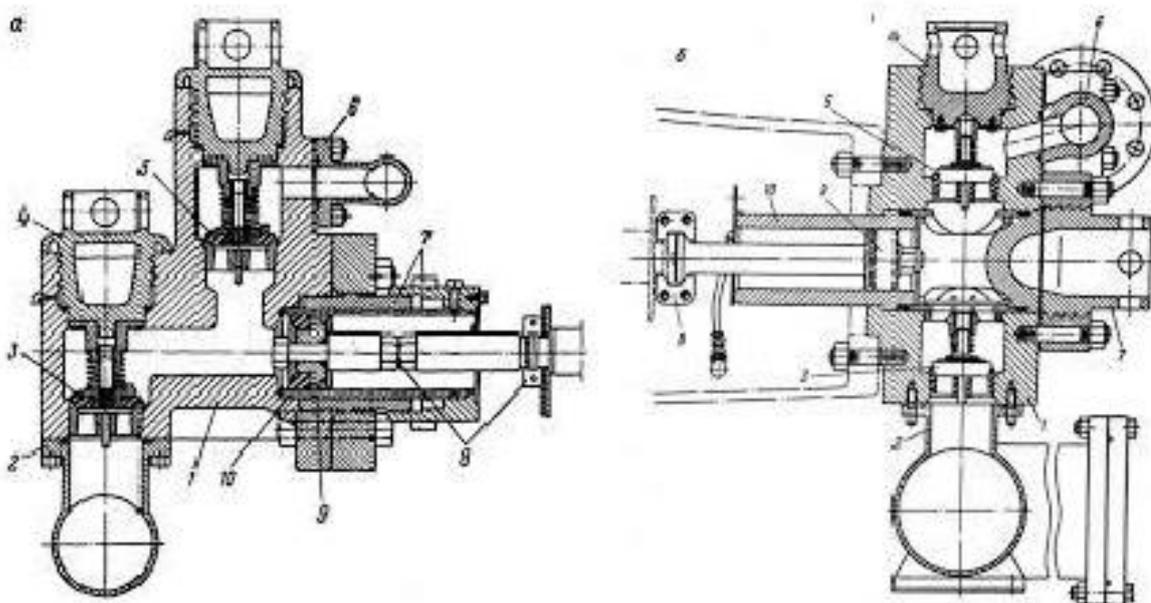
1.4 Конструкция бурового поршневого насоса УНБТ-800

1.4.1 Гидравлическая часть насоса «триплекс»

Гидравлическая часть насоса состоит из следующих основных узлов: двух литых стальных гидравлических коробок, соединенных между собой снизу приемной коробкой, а сверху корпусом блока пневмокомпенсаторов.

В поршневых насосах типа НБТ и УНБТ используется L-образная гидравлическая коробка. С одной стороны, это облегчает эксплуатацию насоса, т.к. можно легко получить доступ к всасывающему клапану насоса,

который подвержен износу больше нагнетательного. Но с другой стороны, такая конструкция увеличивает габариты коробки, ее вес, и уменьшает гидравлическую мощность, т.к. несет большое количество вредного объема не вытесняемого при работе насоса.



1 – гидравлическая коробка; 2,6 – входной и выходной коллекторы; 3,5 – всасывающий и нагнетательный клапаны; 4 – крышка клапана; 7 – крышка цилиндра; 8 – крепление штока; 9 – поршень со штоком; 10 – втулка цилиндра
Рисунок 3 – L-образная и прямоточная гидравлические коробки

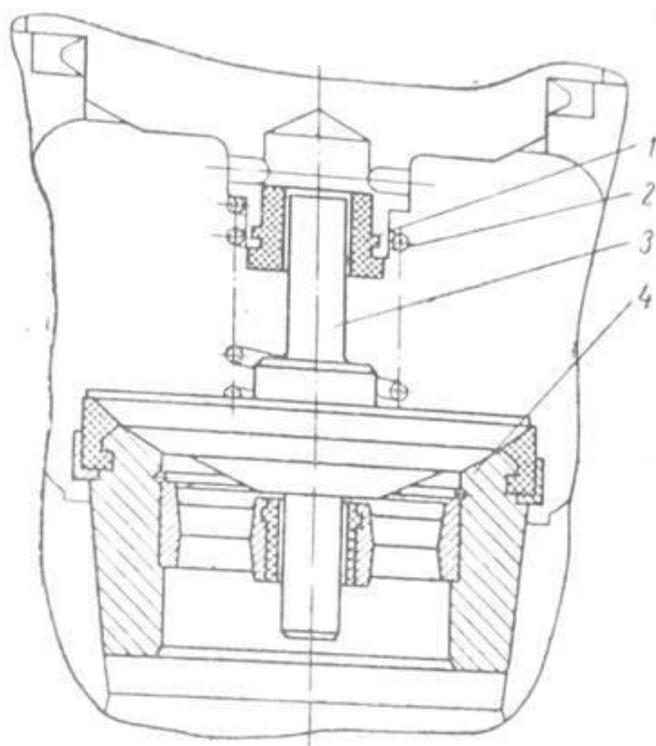
Рисунок 1.4 – Гидравлические коробки насосов

На приемной коробке установлен всасывающий воздушный колпак. Приемная коробка насоса соединяет всасывающую трубу со всасывающими клапанами.

Самодействующие (рисунок 1.5) тарельчатые клапаны за счет своей конструкции больше подходят для работы насосов высокого давления, а также при обеспечении перекачки составов, содержащих твердые частицы. В таких клапанах тарелка плоская, а посадочная поверхность имеет коническую форму.

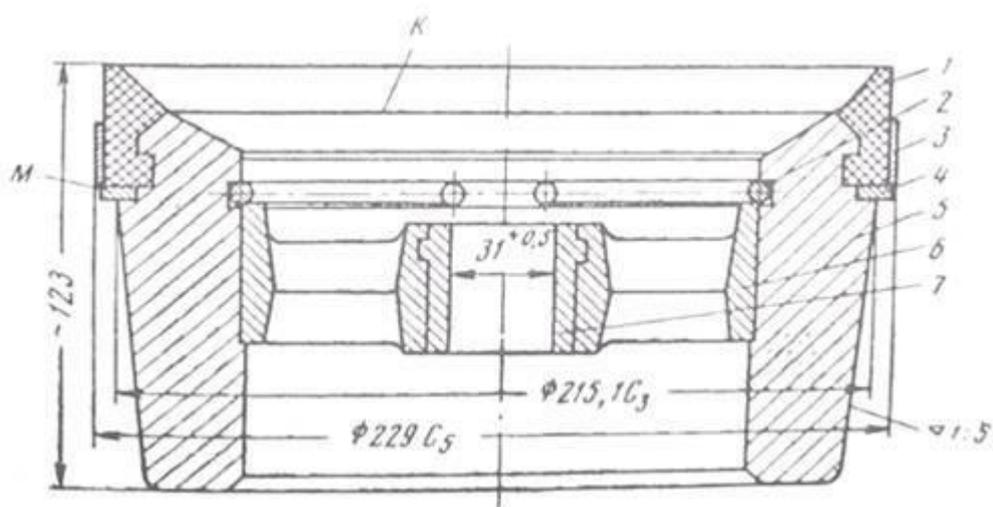
Вне зависимости от типа своей конструкции клапан поршневого бурового насоса для эффективной работы должен отвечать ряду требований, в числе которых:

- герметичность стыков и соединений,
- обеспечение своевременности перекрытия и открытия отверстия седла,
- обеспечение минимальных показателей гидравлических потерь,
- износостойкость элементов.



1 - втулка; 2 - пружина; 3 - тарелка клапана; 4 - седло в сборе

Рисунок 1.5 Клапан насоса в сборе



1 - уплотнение клапана; 2 - кольцо пружинное; 3 - кольцо; 4 - кольцо наружное; 5 - седло; 6 - направляющая; 7 - втулка

Рисунок 1.6 Седло насоса в сборе.

Еще одно важный критерий, который относится уже не к самой конструкции, а к правильности выбора устройства для конкретного насоса – это безударность посадки тарелки на седло. Как и дефекты клапанов, неправильный расчет использования клапана может оказывать крайне

Внутри гидравлических коробок устанавливаются сменные цилиндрические втулки (рисунок 1.8), внутренний диаметр которых выбирается в зависимости от требуемого давления и подачи насоса. Наружные размеры всех втулок одинаковы. С целью повышения сроков службы втулок внутренняя поверхность их подвергается термической обработке.

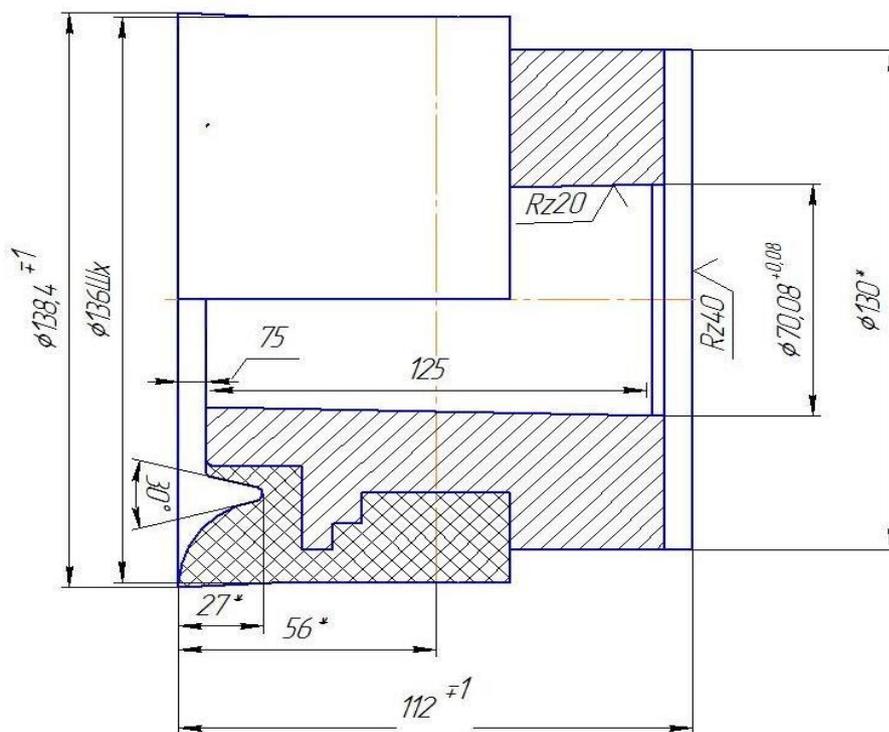


Рисунок 1.9 - Поршень одностороннего действия

Шток (рисунок 1.10) соединен с надставкой штока ползуна (рисунок 1.11), резьбовой конец которого ввернут в корпус ползуна. При вращении эксцентрикового вала насоса через шатуны, ползуны и штоки поршни получают возвратно-поступательное движение.

Для увеличения износостойкости штоков их рабочая поверхность закаливается на высокую твердость.

Подтяжка уплотнения производится при неработающем насосе с помощью гаек и шпилек.

Для увеличения долговечности уплотнения штока осуществляется смазка и охлаждение штоков жидким маслом. Привод насоса осуществляется от трансмиссионного вала.

Герметизация соединения гидравлической коробки с корпусом 4 осуществляется самоуплотняющейся манжетой 1 и резиновым кольцом 2.

Для того чтобы предотвратить попадание глинистого раствора в приводную часть насоса, создано специальное уплотнительное устройство (рисунок 1.12).

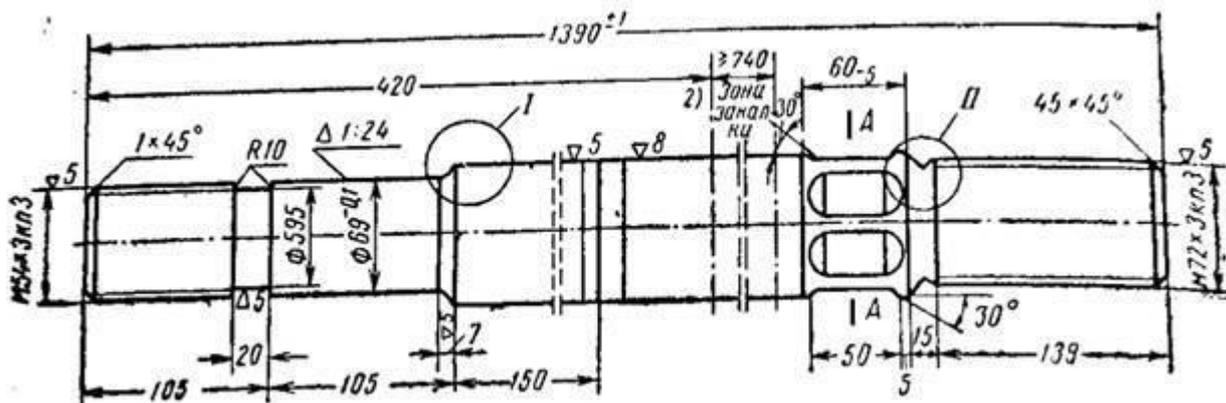


Рисунок 1.10 Шток поршня насоса

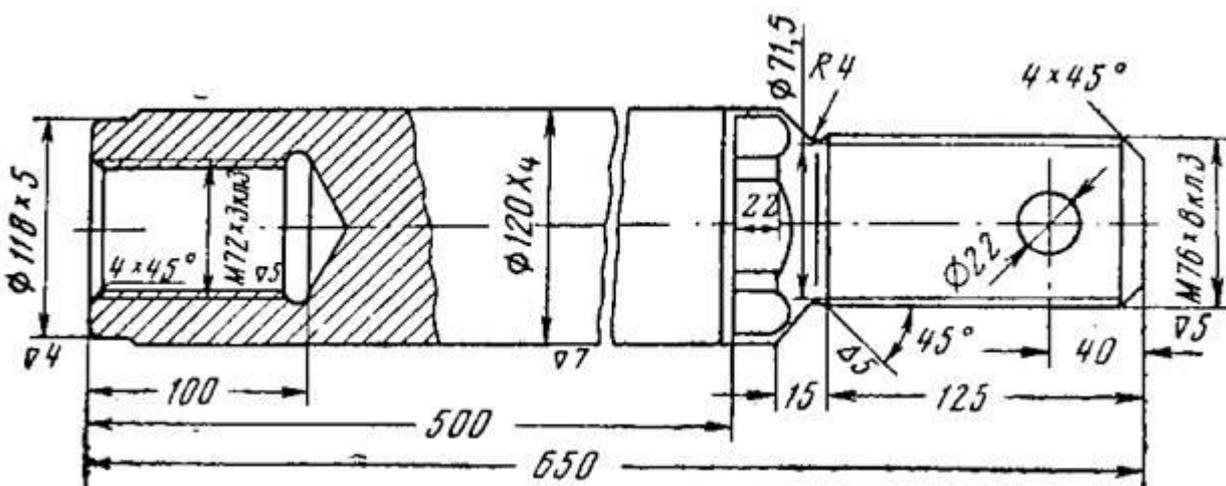


Рисунок 1.11 Шток толзуна насоса

Глинистый раствор может быть внесен в приводную часть надставкой штока, поэтому отмеченное уплотнение сальникового типа. Манжеты 1, расположенные в корпусе сальника 2, поджимаются фланцем 3. Манжеты обжимают надставку штока и не дают возможность вносить глинистый раствор в приводную часть. Фланец 3 поджимается при остановке насоса. Поджатие осуществляется с тем, чтобы устранить попадание глинистого раствора, чрезмерная затяжка не требуется, так как при этом преждевременно выходят из строя манжеты.

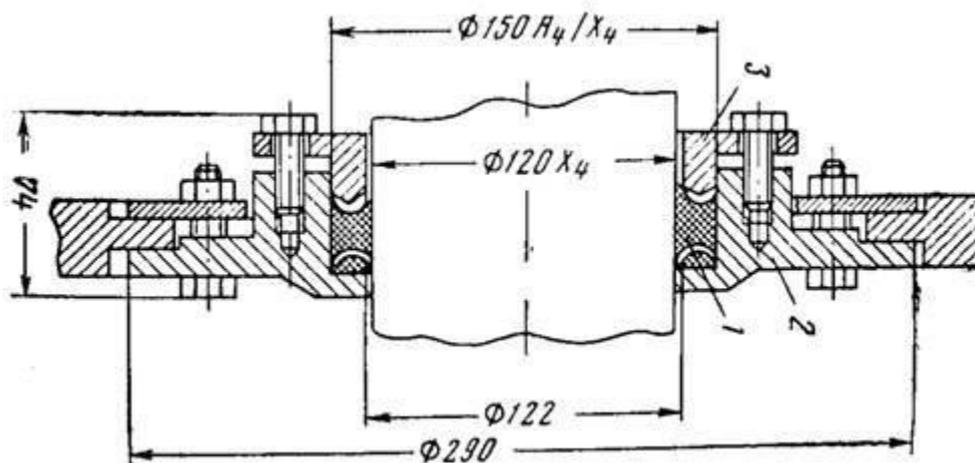


Рисунок 1.12 Уплотнение штока поршня

1.4.2 Приводная часть насоса

Приводная часть насоса состоит из узлов коренного вала (рисунок 1.13), трансмиссионного вала (рисунок 1.14) и шатунного механизма (рис. 1.15), установленных в литой чугунной станине.

Коренной вал (см. рисунок 1.14) выполнен в виде сварнолитной конструкции. Он состоит из двух эксцентров 2, зубчатого венца 1 и вала 3. Зубчатый венец 1 напрессован на эксцентрики 2. Вал установлен на четырех конических подшипниках 4. Подшипники помещены в стаканах 6. Регулировка подшипников производится при помощи прокладок 5. Смазка подшипников осуществляется пружинными тавотницами.

Эксцентрики коренного вала смещены относительно друг друга на угол 90° и имеют эксцентриситет 200 мм. На эксцентрики 2 посажены по два конических рукоподшипника 7. Эксцентриситет обеспечивает ход поршня в 250 мм. Подшипники вала смазываются тем же маслом масляной ванны, находящейся в картере корпуса, что и зубчатое зацепление, разбрызгиванием от зубчатой пары. Трансмиссионный вал приводит во вращение коренной вал при помощи косозубой шестерни 5 (см. рисунок 1.14). Шестерня выполнена заодно с валом, который установлен на двухрядных сферических роликовых подшипниках 4, помещенных в стакан 3. С помощью резинового кольца 2 уплотняется крышка стакана подшипников. Специальное уплотнение 6 предотвращает вытекание смазки из подшипников.

Консистентная смазка подается в подшипники пружинными тавотницами 1. Плавающий подшипник А, имеет тепловой зазор для расширения. Оба конца трансмиссионного вала сделаны одинаковыми, что позволяет монтировать насос с правым и левым расположением привода. Свободный конец вала защищается кожухом. Шкив крепится на конце вала шпонками и двумя стяжными болтами.

Места смазки обозначены на рисунке 1.13 и 1.14 римскими цифрами.

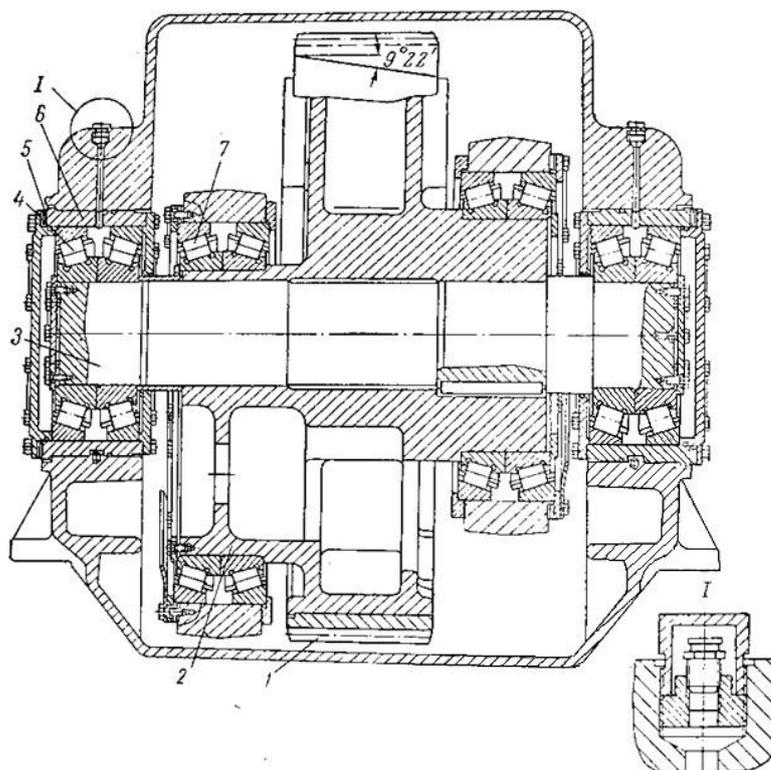


Рисунок 1.13. Узел коренного вала

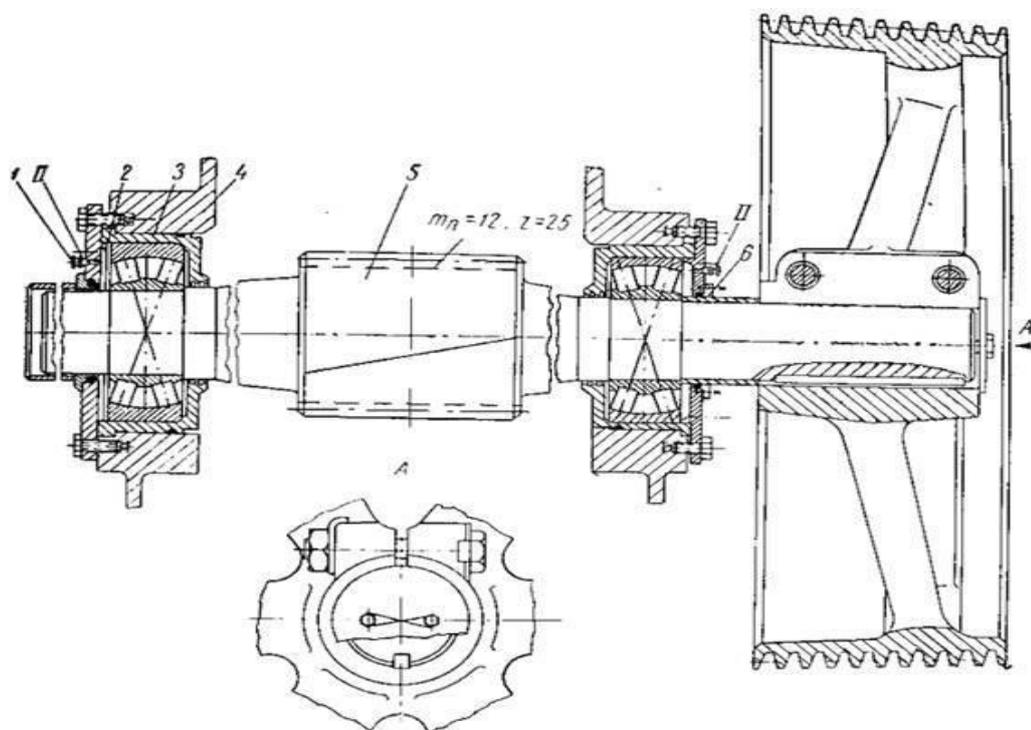


Рисунок 1.14 Трансмиссионный вал

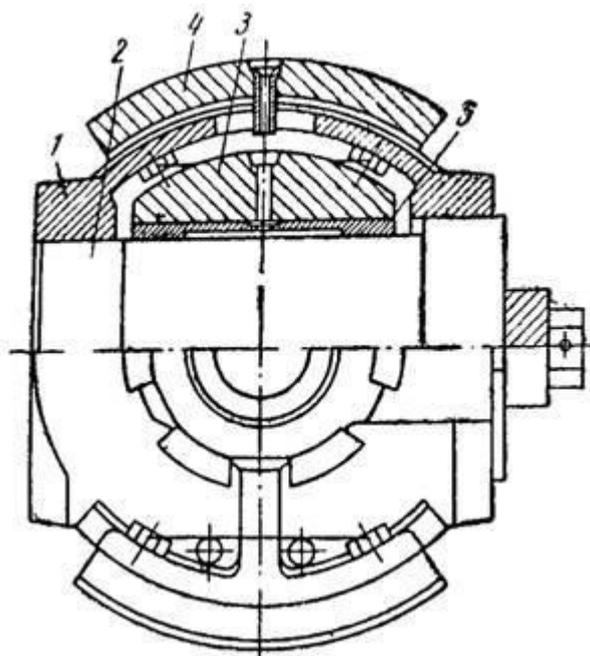


Рисунок 1.15. Ползун

На рисунке 1.15 показан поперечный разрез ползуна по кольцу шатуна. Ведущие головки шатунов установлены на конических роликоподшипниках, которые в свою очередь насажены на эксцентрики. Малые головки шатунов 3 (рисунок 1.15) соединены с ползуном 1 при помощи цилиндрических пальцев 2 и подшипников скольжения 5.

Смазка подшипников 5 производится через отверстие в малой головке шатуна. К этим отверстиям масло подводится из масляной камеры, которая крепится к корпусу станины над ползуном. Корпус ползуна 1 изготавливается из стали (ст. 35Л). Сменной деталью ползуна является накладка 4, изготавливаемая из чугуна.

Направляющие накладки корпуса ползуна смазываются маслом, которое подается самотеком из камеры. Масло в эту камеру попадает путем разбрызгивания от зубчатой передачи. Осмотр зубчатого зацепления и заливка масла в ванну производятся через специальный лоток. Для контроля уровня масла имеется маслоуказатель, для слива масла — специальные резьбовые отверстия диаметром 75 мм. Для подогрева масла в зимнее время в ванну станины может быть вмонтирован подогреватель. Станина насоса крепится к его раме восемью болтами. Для удобства транспортировки рама насоса выполнена в виде салазок.

Диафрагменный компенсатор широко используемый в отечественной и зарубежной практике бурения, состоит из толстостенного сферического корпуса 9, крышки 5, штуцера 2 и эластичной диафрагмы 7. Корпус изготавливается из стального литья и после механической обработки имеет гладкую внутреннюю поверхность. Для такелажирования при монтаже и ремонте корпус снабжается проушинами. При одинаковой энергоемкости

сферическая форма его по сравнению с цилиндрической придает пневмокомпенсатору компактность, при этом масса его меньше.

Диафрагма 7, отделяющая верхнюю газовую полость от жидкости, поступающей через штуцер, имеет сферическую форму с горловиной, уплотняемой в проточках корпуса и крышки 5. Крышка затягивается шпильками, ввернутыми в корпус. Диафрагма изготавливается из прорезиненной ткани и при полной разрядке пневмокомпенсатора плавно прилегает к внутренней его поверхности. Образование складок и деформирование диафрагмы при этом нежелательны вследствие возможной потери эластичности, особенно в условиях низкой температуры.

Отверстие Б пневмокомпенсатора перекрывается конусным утолщением диафрагмы. Металлическая шайба 8 и диск 6 из прорезиненной ткани устраняют возможность выдавливания диафрагмы в отверстие штуцера 2 и способствуют плотному прилеганию конуса диафрагмы к штуцеру при вытеснении жидкости из пневмокомпенсатора во время остановок насоса. На крышке установлен угловой вентиль 3 для зарядки пневмокомпенсатора сжатым газом. Пневмокомпенсаторы заряжаются воздухом, нагнетаемым компрессором высокого давления либо азотом, доставляемым в баллонах.

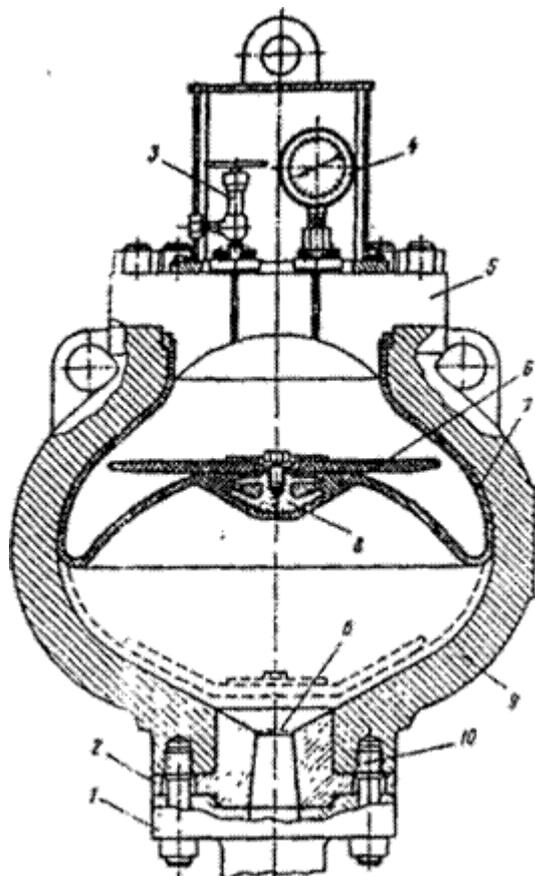


Рисунок. 1.16 Сферический компенсатор

Давление газа контролируется манометром 4, снабженным вентиляем. Манометр включается с помощью вентиля перед пуском насоса для контроля начального давления в пневмокамере. При работе насоса вентиль закрывается, поэтому манометр предохраняется от преждевременных поломок, вызываемых пульсацией давления в пневмокамере. Из насоса жидкость поступает в пневмокомпенсатор через штуцер 2, затягиваемый шпильками 10, которые одновременно служат для крепления пневмокомпенсатора к фланцу 1 нагнетательного коллектора насоса.

Долговечность диафрагмы зависит от объемов газа и жидкости при работе насоса, определяемых отношением начального и рабочего давлений в пневмокомпенсаторе. При сравнительно небольших начальных давлениях плоскость перегиба под действием рабочих давлений смещается к верхним сечениям корпуса имеющий по сравнению со средним сечением меньшую площадь. В результате этого увеличивается изгиб и амплитуда напряжений в деформированных сечениях диафрагмы, вызывающие снижение срока ее службы. При больших начальных давлениях плоскость перегиба смещается вниз и возникает опасность повреждения диафрагмы от соударений с днищем корпуса. Для устранения этого требуется своевременное регулирование начального давления.

В буровых насосах используются диафрагменные пневмокомпенсаторы ПК-70-320, геометрические объемы которых 70 дм³, а предельное давление соответственно 25 и 32 МПа.

2 Усовершенствование конструкции

2.1 Краткий обзор по патентному поиску

№ Номер высокого предварительного расположением патента: 6435471 [F04B53/10](#) , [F16K15/02](#)

Известна конструкция клапана бурового насоса [Патент US[№] 6435471, МПК F16K 1/00, опубл. 20.08.2002], состоящая из двух симметричных частей, между которыми находится уплотняющий элемент. Обе части соединены между собой посредством сварки трением.

Недостатком данной конструкции является сложность технологического процесса соединения частей клапана между собой.

Наиболее близким техническим решением является клапан бурового насоса [Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. Учебное пособие для вузов. - М.: Недра, 1985, с.364, рис.XI.25], состоящий из седла, тарели с направляющим штоком, уплотнения, элементов крепления и пружины. Уплотняющая поверхность коническая с углом наклона $30\div 60^\circ$. Уплотнение размещено между тарелью и гайкой.

Недостатком известной конструкции является низкая ремонтпригодность клапана, значительная трудоемкость операций по сборке клапана и замене изношенного уплотнения при его ремонте. Замену изношенного уплотнения, производимую с помощью молотка и специального ключа (съемника для гайки), затрудняет рабочая жидкость, которая при работе насоса попадает в резьбовой зазор между деталями клапана. Кроме того, при прокачке абразивных промывочных растворов ресурс уплотнений по сравнению с нормативными 300÷400 часами снижается до 10 раз [Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. Учебное пособие для вузов. - М.: Недра, 1985, с.364], увеличивая тем самым суммарные затраты времени на эти операции.

Задачей настоящего изобретения является повышение ремонтпригодности клапана при относительной простоте его конструкции. Технический результат заключается в снижении трудоемкости операций по сборке клапана и замене изношенного уплотнения при его ремонте.

Поставленная задача достигается тем, что в клапане бурового насоса, содержащем седло, тарель с направляющим штоком, уплотнение и пружину, согласно изобретению тарель с направляющим штоком, выполненная разъемной, состоит из верхней и нижней частей, соединенных между собой посредством резьбы, при этом верхняя часть тарели с направляющим штоком выполнена в виде шток-гайки, состоящая из тарельчатой головки с цилиндрическим выступом, выполненной заодно со штоком, на который установлена пружина, а концы направляющего штока обработаны под ключ,

уплотнение размещено между верхней поверхностью нижней части разъемной тарели и нижней поверхностью тарельчатой головкой шток-гайки, причем форма нижней поверхности тарельчатой головкой шток-гайки ответна к форме верхней поверхности нижней части разъемной тарели.

Клапан бурового насоса (см. рисунок 2) содержит разъемную тарель с направляющим штоком, состоящую из верхней 1 и нижней 2 частей, уплотнение 3, седло 4 и пружину 5. Верхняя 1 часть разъемной тарели с направляющим штоком выполнена в виде шток-гайки, состоящей из тарельчатой головки с цилиндрическим выступом, выполненной заодно с направляющим штоком. Форма нижней поверхности тарельчатой головки шток-гайки ответна к форме верхней поверхности нижней 2 части разъемной тарели. Форма нижней 2 части разъемной тарели с направляющим штоком выполнена как в прототипе. Цилиндрический выступ с внешней резьбой, расположенный в центре на верхней поверхности нижней 2 части разъемной тарели, ввинчен в цилиндрический выступ тарельчатой головки шток-гайки, на направляющий шток которой установлена пружина 5. Концы направляющего штока разъемной тарели обработаны под ключ. Уплотнение 3 размещено между верхней поверхностью нижней 2 части разъемной тарели и нижней поверхностью тарельчатой головкой шток-гайки, в виде которой выполнена верхняя 1 часть разъемной тарели. В центральное отверстие в седле 4 установлен нижний конец направляющего штока, выполненный заодно с нижней 2 частью разъемной тарели. В центральное отверстие крышки вставлен верхний конец направляющего штока, выполненный заодно с тарельчатой головкой шток-гайки.

Для сборки клапана необходимо сначала установить уплотнение 3 на верхнюю поверхность нижней 2 части разъемной тарели с направляющим штоком. Ввинтить цилиндрический выступ с внешней резьбой, расположенный в центре на верхней поверхности нижней 2 части разъемной тарели, в цилиндрический выступ тарельчатой головки шток-гайки, и произвести затяжку. При этом тарельчатая головка шток-гайки, форма нижней поверхности которой ответна форме верхней поверхности нижней 2 части разъемной тарели, фиксирует положение уплотнения 3. Нижний конец направляющего штока, выполненный заодно с нижней 2 частью разъемной тарели, вставить в центральное отверстие в седле 4, а верхний конец направляющего штока, выполненного заодно с тарельчатой головкой шток-гайки, установить в центральное отверстие крышки (на рис.2 не показана). Разборка клапан производится в обратной последовательности.

Клапан бурового насоса работает следующим образом.

При ходе поршня насоса вверх за счет перепада давления разъемная тарель поднимается и пропускает жидкость в насос, а при ходе поршня вниз под действием усилия пружины 5 разъемная тарель садится на опорную поверхность седла 4 и герметизирует рабочую полость насоса. При этом верхний конец направляющего штока, выполненного заодно с тарельчатой

головкой шток-гайки, центрирует клапан при его работе. Уплотнение 3, положение которого зафиксировано тарельчатой головкой шток-гайки, предотвращает попадание рабочей жидкости в камеру цилиндра при перекрытом клапане.

Таким образом, несомненным достоинством данной конструкции клапана бурового насоса поршневого типа является простота ее конструкции, облегчающая и удешевляющая операции по сборке клапана и замене изношенного уплотнения при его ремонте за счет исключения специальных приспособлений и оснастки.

Клапан бурового насоса, содержащий седло, тарель с направляющим штоком, уплотнение и пружину, отличающийся тем, что тарель с направляющим штоком, выполненная разъемной, состоит из верхней и нижней частей, соединенных между собой посредством резьбы, при этом верхняя часть тарели с направляющим штоком выполнена в виде шток-гайки, состоящая из тарельчатой головки с цилиндрическим выступом, выполненной заодно со штоком, на котором установлена пружина, а концы направляющего штока обработаны под ключ, уплотнение размещено между верхней поверхностью нижней части разъемной тарели и нижней поверхностью тарельчатой головкой шток-гайки, причем форма нижней поверхности тарельчатой головкой шток-гайки ответна к форме верхней поверхности нижней части разъемной тарели.

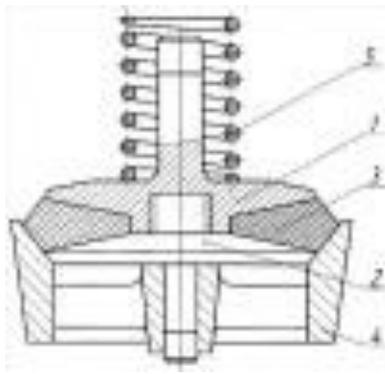


Рисунок 2.1 Клапан

2.2 Рекомендации по усовершенствованию конструкции

Буровой насос является основным потребителем энергии, обеспечивая непрерывную циркуляцию бурового раствора в течение всего технологического цикла строительства ствола скважины. В установках для бурения скважин применяются горизонтальные поршневые насосы двухцилиндровые двустороннего действия и трехцилиндровые одностороннего действия. За последние годы существенно возросли приводная мощность и давление нагнетания насосов установок

эксплуатационного и разведочного бурения, что обусловлено ростом глубин бурения. При этом изменение рабочих параметров насосов практически не повлияло на их конструктивно-кинематическую схему.

Перекачиваемый насосами буровой раствор характеризуется значительной плотностью (до 2,4 г/см³) и вязкостью (до 50 сСт). При большой глубине бурения его температура может достигать 60...80° С. Кроме того, в составе бурового раствора присутствуют твердые абразивные частицы выбуренной породы и утяжелителя различной формы и размеров (от микрон до миллиметров), а в ряде случаев также нефть, кислоты, щелочи, различные химические реагенты, растворенный газ. Ранее выполненными исследованиями установлено, что с увеличением плотности и вязкости перекачиваемой жидкости ухудшается всасывающая способность и снижается объемная подача насосов, а при повышенном газосодержании увеличивается неравномерность подачи. Наличие абразивных частиц в рабочей жидкости отрицательно сказывается на долговечности узлов и деталей насосов, для которых также характерны циклические нагрузки от давления перекачиваемой среды. Работа буровых насосов характеризуется изменением условий в широком диапазоне.

Для буровых насосов определяющим является тот факт, что условия их работы зависят от принятой технологии бурения и, как правило, не могут быть изменены с целью увеличения долговечности узлов и деталей.

Опыт эксплуатации буровых установок показывает, что на буровые насосы приходится существенная доля отказов и затрат времени на ремонтные работы, составляющие до 50% срока их службы. При этом наибольшее количество отказов приходится на детали гидравлической части. Из приведенных результатов следует, что долговечность бурового насоса в значительной степени определяется сроком службы клапанов, который при давлении 16... 18 МПа зачастую не превышает 100 часов. Поэтому в настоящее время задача, направленная на увеличение долговечности клапанов и насосов, является актуальной.

В буровых насосах в основном применяются подъемные тарельчатые клапаны с пружинной нагрузкой и эластичным уплотнением, отличающиеся друг от друга конструкцией уплотнительного элемента, местом его установки, способом закрепления, а также конструкцией опор и направляющих. Анализируя результаты по изнашиванию клапанов с учетом условий эксплуатации насосов, необходимо отметить, что износ имеет место на следующих участках:

- на направляющих поверхностях;
- на опорных и посадочных поверхностях;
- в уплотнительных элементах.

Существующие конструкции клапанов не удовлетворяют требованиям бурения, в виду имеющихся недостатков в сопряжениях уплотнительных элементов, которые приводят к потере герметичности, ударной работе

клапана и к полному выходу из строя узла. Для повышения работоспособности рабочие поверхности седла с целью получения высокой твердости подвергается объемной закалке, а посадочная конусная поверхность тарелки клапана подвергается поверхностной закалке.

Клапан насоса, приводимы в действие давлением текущей среды, содержит корпус, с которым соединен резьбовой фиксатор уплотнения. Фиксатор, взаимодействуя с корпусом клапана, ограничивает круглое гнездо уплотнения. Фиксатор удерживает в гнезде эластомерный уплотнительный элемент, уплотнительная поверхность конической формы которого взаимодействует с конической поверхностью клапанного седла. К уплотнительному элементу прикреплен антивытеснительный элемент, выполненный из неметаллического материала, твердость которого выше чем твердость эластомерного материала. Антивытеснительный элемент также имеет форму усеченного конуса с уплотнительной поверхностью одинаковой протяженности с конической уплотнительной поверхностью уплотнительного элемента. Антивытеснительный элемент расположен за эластомерным уплотнительным элементом по направлению потока. В месте пересечения антивытеснительного элемента с уплотнительной поверхностью эластомерного уплотнительного элемента образована периферийная круглая упругая губка. Упругая губка отжимается наружу в радиальном направлении под действием давления текущей среды и обеспечивает уплотнительный контакт с коническим клапанным седлом. Антивытеснительный элемент является конструктивной опорой эластомерного уплотнительного элемента и практически полностью предотвращает его выдавливание.

3 Расчетная часть

При конструкции буровых насосов прежде всего должны быть определены основные параметры – подача, число цилиндров, число двойных ходов поршней и развиваемые насосом давления при наибольшей и наименьшей подачах.

Элементы бурового насоса рассчитываются на прочность по наибольшим нагрузкам, возникающим при работе, а на долговечность – по эквивалентной нагрузке. Для деталей, подверженных абразивному износу, долговечность теоретически не определяется, сроки службы устанавливаются по опыту эксплуатации аналогичных конструкций в зависимости от условий работы и свойств прокачиваемого бурового раствора. За опытный образец берем насос НБТ-750 приблизительно равный по характеристикам к нашему насосу.

3.1 Расчет полезной мощности насоса

$$N_N = N_d * n_{\text{общ}} \quad (3.1)$$

$n_{\text{общ}}$ = общий к.п.д. насосного агрегата от двигателя до выхода насоса и представляет собой произведение объемного, гидравлического и механического коэффициентов полезного действия насосного агрегата приблизительно равный 0.92.

$$N_N = 700000 * 0.92 = 644000 \text{ Вт} \quad (3.1.2)$$

Задано максимальное и минимальное давление насоса:

$$P_{\text{max}} = 18,4 \text{ Мпа}$$

$$P_{\text{мин}} = 9,95 \text{ Мпа}$$

3.2 Расчет подачи насоса

Расчитываем максимальную и минимальную подачу насоса, исходя из заданного давления:

$$Q_{\text{min}} = \frac{N}{P_{\text{min}}} = \frac{644000}{9,95} = 0,0647 \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.2)$$

$$Q_{\text{max}} = \frac{N}{P_{\text{max}}} = \frac{644000}{18,4} = 0,35 \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.3)$$

Теоретическая подача поршневого трехцилиндрового насоса:

$$Q_m = \frac{3F \cdot S \cdot n}{60} \quad (3.4)$$

плунжерного насоса:

$$Q_m = \frac{FSnm}{60} \quad (3.5)$$

В приведенных формулах: F - площадь поперечного сечения поршня (или плунжера), м²; n - число двойных ходов (частота вращения коленчатого вала насоса), мин⁻¹; S - ход поршня или плунжера, м; m - число плунжеров.

Действительная (фактическая) подача насоса:

$$Q_f = Q_m \cdot \mu_0 \quad (3.6)$$

где $\eta_0=0,85-0,95$ - объемный к.п.д. насоса, учитывающий утечки жидкости через зазоры в уплотнителях клапанов, поршней, штоков, наличие воздуха или газа в скважине и др.

3.3 Расчет усилия на поршень

Максимальное усилие, действующее на поршень при сжатии, определяется по формуле:

$$P_c = kP_{H(max)} \frac{F}{\eta_{уг}} \quad (3.7)$$

где $k= 1,15-1,2$ - коэффициент запаса, учитывающий вероятность превышения давления в случае несработки предохранительного клапана насоса; $P_{H(max)}$ - максимальное возможное давление насоса. МПа; F - площадь поршня (м²), при которой развивается максимальное давление; $\eta_{уг}=0,96-0,98$ - коэффициент уплотнения штока и поршня.

3.4 Расчет на сжатие штока

Напряжения сжатия в теле штока определяется из уравнения:

$$\sigma_{сж} = \frac{4P_{cl}}{\pi d^2} \quad (3.8)$$

где d - диаметр штока.

Запас прочности на сжатие по пределу текучести:

$$n_{ш} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{сж}} \quad (3.9)$$

После расчета на сжатие и растяжение штоки бурового насоса рассчитывают на продольную устойчивость по критическим напряжениям. С этой целью определяется гибкость штока:

$$\lambda = \frac{l}{i} \quad (3.10)$$

где l - длина штока; i - радиус инерции сечения штока:

$$i = \frac{d}{4} \quad (3.11)$$

где d - диаметр штока, м

Обычно $\lambda \geq 105$. При гибкости $\lambda < 105$ критическое напряжение (МПа) определяют по следующей формуле:

$$\sigma_{кр} = 335 - 0,62\lambda \quad (3.12)$$

Коэффициент запаса прочности:

$$n_э = \frac{\sigma_{кр} f}{P_{сж}} \quad (3.13)$$

который должен быть больше 2.

3.5 Расчет диаметра поршня

Диаметр поршней определяются из следующих выражений:

для насоса одностороннего действия:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 60 Q_m}{\eta_0 \cdot k S n \pi}} \quad (3.14)$$

где $\eta_0 = 0,98 - 0,96$ - коэффициент наполнения или объемной подачи для исправного насоса; k - число камер насоса; S - длина хода поршня (задаются

на основании существующих конструкций (из справочной литературы); n и d в формулах.

Расчетное значение D округляют до ближайшего по ряду диаметров плунжеров, После него уточняют ход плунжера.

$\eta'_0=0,85-0,95$ - объемный к.п.д. насоса.

Скорость движения поршня насоса определяется подачей промывочной жидкости и меняется от нуля (в начале) до максимума (в середине хода). Для сглаживания неравномерности подачи в нагнетательных линиях насосов низкого давления применяют нагнетательные компенсаторы.

3.6 Расчет высоты подъема клапана

Определяем наибольшую высоту подъема клапана над седлом по формуле Краусе для насоса:

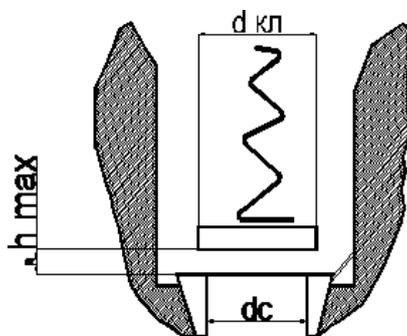


Рисунок 3.1. Высота подъема клапана

Для 100 об/мин:

$$h_{max} = \frac{(950 \div 1150)}{100} = 9.5 \div 11.5 \text{ мм} \quad (3.15)$$

Принимаем 10 мм.

Расчеты ведем для наибольшего числа ходов поршня (100 об/мин).

3.7 Расчет диаметра клапана

Диаметр клапана:

$$d = \sqrt{\frac{F \cdot \omega \cdot r}{\pi \cdot h_{max} \cdot \delta \cdot v}} = \sqrt{\frac{64 \cdot 10.5 \cdot 7.5}{3.14 \cdot 10 \cdot 10^{-1} \cdot 0.507 \cdot 10 \cdot 10^2}} = 31.6 \text{ см} \quad (3.16)$$

$$\text{где } F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 9^2}{4} = 64 \text{ см}^2$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3.14 \cdot 100}{30} = 10.5 \text{ с}^{-1}$$

$$r = \frac{S}{2} = \frac{150}{2} = 75 \text{ мм}$$

$$\delta = 0.507$$

$$v = 10 \text{ м/с}$$

Сила натяжения пружины клапана:

$$K = \frac{v^2 \cdot f \cdot \gamma}{2 \cdot g} - q = \frac{10^2 \cdot 10^4 \cdot 7.87 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 981} - 0.1 = 4 \quad (3.17)$$

$$\text{где } f = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 3.16^2}{4} = 7.87 \text{ см}^2$$

$$\gamma = 1 \cdot 10^{-3} \text{ г}$$

$$q = 0.1 \text{ г}$$

Сила предварительного натяжения пружины:

$$K_0 = (1/2 \div 2/3) \cdot K = \left(\frac{1}{2} \div \frac{2}{3}\right) \cdot 4 = 2 \div 2.66 \quad (3.18)$$

Принимаем $K_0 = 2.5$

Постоянная пружины:

$$c = \frac{K - K_0}{h} = \frac{4 - 2.5}{10 \cdot 10^{-1}} = 1.5 \quad (3.18)$$

Определяем толщину штока клапана.

Согласно рекомендации инициации, диаметр хвоста определяется по формуле ниже.

$$d_c = \frac{d_k}{1,5 \dots 1,25} = \frac{0,02}{1,20} = 0,016 \text{ м} \quad (3.19)$$

3.8 Расчет высоты подъема клапана при различных углах поворота кривошипа

Исходные данные для расчета:

длина хода поршня насоса $S=0,45$ м, диаметр поршня $D_{\text{п}}=0,2$ м, число двойных ходов поршня $n=55$ в мин, диаметр тарелки клапана $d_k=0,202$ м, диаметр отверстия в седле клапана $d_c=0,150$ м, угол конуса $\alpha_k=45^\circ$, вес клапана $G_k=7,33$ кгс, средний диаметр пружины $d_{\text{пр}}=0,074$ м, диаметр пружинной проволоки $d_{\text{пв}}=0,007$ м, число рабочих витков $z=9$, высота пружины в свободном состоянии $0,195$ м, начальное сжатие $\lambda_0=0,091$ м, усилие пружины при закрытом клапане $46,6$ кгс, при открытом 55 кгс.

Площадь седла клапана

$$f_c = \frac{\pi d_c^2}{4} = \frac{\pi 0,15^2}{4} = 0,0177 \text{ м}^2 \quad (3.20)$$

Площадь клапана

$$f_k = \frac{\pi d_k^2}{4} = \frac{\pi 0,202^2}{4} = 0,0321 \text{ м}^2 \quad (3.21)$$

$$\gamma = 1200 \text{ кгс/м}^3$$

Высоту подъема клапана определяем по следующей формуле

$$h_k = \frac{Fr\omega}{\mu_k \pi d_k v_{\text{ш}}} \sin \omega t - \frac{Fr\omega}{\mu_k \pi d_k v_{\text{ш}}} \cdot \frac{f_k \omega}{\mu_k \pi d_k v_{\text{ш}}} \cos \omega t \quad (3.22)$$

Для удобства вычислений вводим следующие обозначения:

$$\frac{Fr\omega}{\mu_k \pi d_k v_{\text{ш}}} = A \quad \frac{f_k \omega}{\mu_k \pi d_k v_{\text{ш}}} = B \quad (3.23)$$

$$h_k = A \sin \omega t - AB \cos \omega t \quad (3.24)$$

Подставляя известные числовые значения, получим

$$F = \frac{\pi D_n^2}{4} = \frac{\pi 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2 \quad (3.25)$$

$$r = s:2 = 0,250:2 = 0,125 \text{ м} \quad (3.26)$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi 55}{30} = 5,76 \text{ с}^{-1} \quad (3.27)$$

$$v_{\text{ш}} = \sqrt{2gH_k} = \sqrt{2g \frac{\bar{G}_k + P_n}{\gamma f_c}} \quad (3.28)$$

Среднее усилие пружины

$$P_n = \frac{46,6 + 55}{2} = 50,8 \text{ кгс} \quad (3.29)$$

$$H_k = \frac{\bar{G} + P_n}{\gamma f_k} = \frac{7,33 \cdot 0,85 + 50,8}{1200 \cdot 0,0321} = 1,48 \text{ м} \quad (3.30)$$

Коэффициент расхода μ_k определяем по рис. 3.1

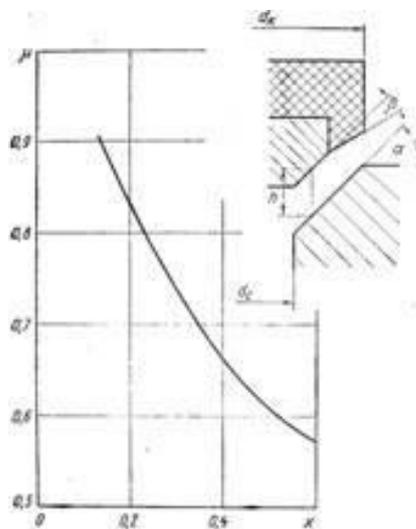


Рисунок. 3.1 График зависимости коэффициента расхода от безразмерной характеристики клапанной щели.

При

$$x = \frac{4d_k h_k \cos \alpha_k}{d_c^2} = \frac{4 \cdot 0,202 \cdot 0,014 \cdot 0,707}{0,0225} = 0,355 \quad (3.31)$$

$$\mu_k = 0,68$$

Тогда

$$A = \frac{0,0314 \cdot 0,225 \cdot 5,75}{0,68\pi 0,202\sqrt{2} \cdot 9,81 \cdot 1,48} = 0,0175$$

$$B = \frac{0,0321 \cdot 5,75}{0,68\pi 0,202\sqrt{2} \cdot 9,81 \cdot 1,48} = 0,0745$$

Расчет значений h_k при различных углах поворота кривошипа сведен в таблице 2.

Таблица 2. Зависимость высоты подъема клапана при различных углах поворота кривошипа

$\varphi = \omega t$	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
h_k	-0,000765	0,00583	0,01087	0,01299	0,01163	0,0072	0,000765

Заключение

Основные направления технического прогресса в области бурового оборудования основываются на последних достижениях науки, ведущих инженеров и специалистов в области бурового оборудования.

Одна из первостепенных задач развития буровой техники — увеличение мощности буровых установок так как в ближайшие годы начнется бурение скважин значительно большей глубины чем существующие. Мощность установок для глубокого бурения будет достигать до 10000 кВт. В настоящее время ведутся подготовительные работы по созданию оборудования для выполнения этой сложной задачи.

Основными потребителями мощности привода буровых установок являются буровые насосы, лебедка и ротор. Настоящий дипломный проект посвящен усовершенствованию конструкции бурового поршневого насоса «триплекс» мощностью 700 кВт.

В проекте проведен обзор существующих конструкций буровых насосов для глубокого бурения скважин на нефть и газ, в соответствии с заданием на проектирование выбран прототип бурового насоса УНБТ-800, подробно описана его конструкция, характеристики и принцип работы клапанного узла,

Предложено усовершенствование конструкции прототипа и проведены технологические, конструктивные и проверочные расчеты на прочность, в результате которых подтверждена работоспособность усовершенствованной конструкции бурового насоса.

Список использованной технической литературы составляет 30 наименований.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Николич А.С. Поршневые буровые насосы, -М.: Недра, 1973.
2. Верзилин О.И. Современные буровые насосы, -М.: Машиностроение, 1971.
3. Караев М.А. Гидравлика буровых насосов, - М.: Недра, 1975.
4. Ведерников М.И. Компрессорные и насосные установки химической, нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности: Учебное пособие для сред. ПТУ. – М.: Высш.шк., 1987.
5. Скворцов Л.С.. Рачицкий В.А.. Ровенский В.Б. Компрессорные и насосные установки. М.: Машиностроение. 1988.
6. Абдурашитов С.А. Насосы и компрессоры. — М.: Недра, 1974.
7. Ильский А.Л., Миронов Ю.В. Расчеты и конструирование бурового оборудования. М.: Недра, 1985.
8. Гейер В.Г., Дулин В.С., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод Учебник для вузов. – М.: «Недра», 1991. – 331 с.
9. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика М Машиностроение, 1971 672 с
10. Башта, Руднев, Некрасов Гидравлика, гидромашины и гидроприводы Учебник для вузов Машиностроение, 1982 – 423с.
11. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. - М.: Энергия, 1977. - 416 с
12. Васильев, В. Д. Монтаж компрессоров, насосов и вентиляторов / В.Д. Васильев, Е.А. Ивашнев, В.В. Малюшенко. - М.: Высшая школа, 1979. - 216 с.
13. Артоболевский И.И. Теория механизмов. – М., Издательство "Наука", 1965. – 776 с.
14. Биргенр И. А., Шор Б. Ф., Иосилевичч Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979
15. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высшая школа, 1979
16. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. – 5-е изд. Перераб. и доп. – М.: Недра, 1973
17. Бержец Г.Н. Основы классификации и расчета параметров буровых установок. – М.: Недра, 1968
18. Когаев В. П., Махмутов Н. А., Гусенков А. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. – М.: Машиностроение, 1985
19. Масленников И. К., Матвеев Г. И. Инструмент для бурения скважин. Справочное пособие. – М.: Недра, 1981
20. Орлов П. И. Основы конструирования. Т. 1-3. -М.: Машиностроение, 1974

21. Серeda Н. Г., Соловьев Е. М. Бурение нефтяных и газовых скважин. – М.: Недра, 1974
22. Тарасевич В. И. Основы повышения производительности буровых установок. – М.: Недра, 1968
23. Шульна В. Г., Бухаленко Г. И. Устьевое оборудование нефтяных и газовых скважин. – М.: Недра, 1978
24. Эльящевский И. В., Сторонский М. И., Орсуляк Я. М. Типовые задачи и расчеты в бурении. – М.: Недра, 1982
25. Лесецкий В.А., Ильский А.Л. Буровые машины и механизмы: Учебник для техникумов. – М.: Недра, 1980. – 391с.
26. Аванесов В.А., Москалева Е.М. Расчеты буровых машин: Учебное пособие. – Ухта: УИИ, 1999. – 116 с., ил.
27. Смолина А.К. Типовые задачи по курсу «Машины и оборудование для бурения». Часть 2. – Ухта: УИИ, 1984. – 51 с.
28. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: 9е изд. перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академик», 2006г. 496с.
29. Архангельский В.П., Аважанский Ю.С., Малкин И.Б. Новые буровые установки. Справочное пособие. 14. Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности.- М.: 2004, 276 с.
30. Алексеевский Г.В. Буровые установки Уралмашзавода.- М.: Недра, 1971,496 с.