

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество «Казахский национальный исследовательский
технический университет имени К.И.Сатпаева»

Институт Энергетики и Машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»

Байгабулов Асылбек Булатович

Исследование гидродинамических процессов, протекающих в клапанах с турбулизатором
потока штанговых скважинных насосов

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

7M07111 - «Цифровая инженерия машин и оборудования»

Алматы 2023

Некоммерческое акционерное общество «Казакский национальный исследовательский
технический университет имени К.И.Сатпаева»

Институт Энергетики и Машиностроения

Кафедра «Технологических машин и транспорта»

УДК 665.622.43.04.6-52

На правах рукописи

Байгабулов Асылбек Булатович

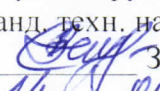
МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

На соискание академической степени магистра

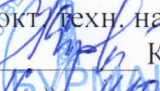
Название диссертации «Исследование гидродинамических процессов,
протекающих в клапанах с турбулизатором потока
штанговых скважинных насосов»

Направления подготовки 7М07111 - «Цифровая инженерия машин и оборудования»

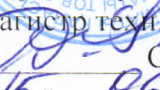
Научный руководитель,
канд. техн. наук, ассоц. профессор,

 Затурбеков С.А.
« 14 » 06 2023 г.

Рецензент
Генеральный директор ТОО «Бурмаш»
докт. техн. наук,

 Кудайкулова Г.А.
« 16 » 06 2023 г.

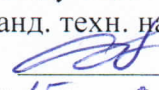
Нормконтроль
магистр техн. наук,

 Сарыбаев Е.Е.
« 15 » 06 2023 г.



ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ

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

 С.А. Бортобаев
« 15 » 06 2023 г.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество «Казахский национальный исследовательский
технический университет имени К.И.Сатпаева»

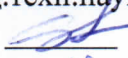
Институт Энергетики и Машиностроения

Кафедра Технологические машины и транспорт

7М07111 - «Цифровая инженерия машин и оборудования»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой ТМиТ
канд.техн.наук, ассоц.профессор

 Бортебаева С.А.
« 09 » 11 2021 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Обучающемуся Байгабулову Асылбеку Булатовичу

Тема: Исследование гидродинамических процессов, протекающих в клапанах с турбулизатором потока штанговых скважинных насосов

Утверждена приказом _____ 1818-М _____ № от «09» 11 2021г.

Срок сдачи законченной работы «19» 06 2023 г.

Краткое содержание дипломной работы: Анализ конструкций клапанных узлов скважинных штанговых глубинных установок имеющихся на данный момент

а) Поиск патентов клапанных узлов

б) Проведение исследований аналитических по данным клапанным узла

в) Анализ предложенного патента конструкции клапана и проведение экспериментов

Рекомендуемая основная литература:

1. Шариковый клапан глубинного насоса. (KZ) патент № 34582 МПК. F04D 47/00

2. Шариковый клапан углубленной посадки. (KZ) патент № 34268 МПК F16K 15/00.

3. Молчанов А.Г. Разработка методов учета влияния свободного газа и вязкости жидкости на работу клапанных узлов скважинных штанговых насосов: диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук, Степанова И.С. М., 1987. – 189 с.

4. Степанова И.С. Гидромеханические испытание клапанов глубинных насосов. Технический отчет СКБ-Н тема 2-54, 1954, 42 с.

5. Якимов С.Б., Подкорытов С.М. Комплексное исследование качества клапанных пар штанговых насосов «Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса», М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», №3, С.6-16, 2012.

ГРАФИК
подготовки дипломной работы (проекта)

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
Обзор и анализ литературных и патентных источников	12.11.2022	
Аналитические исследования процессов движения запорного органа клапана новой конструкции	16.04.2023	
Экспериментальные исследования	16.05.2023	

Подписи

консультантов и нормоконтролера на законченную дипломную работу (проект) с указанием относящихся к ним разделов работы (проекта)

Наименования разделов	Консультанты, И.О.Ф. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Обзор и анализ литературных и патентных источников	Заурбеков С.А канд. техн. наук, ассоц. профессор	15.07.2022	
Аналитические исследования процессов движения запорного органа клапана новой конструкции	Заурбеков С.А канд. техн. наук, ассоц. профессор	20.04.2023	
Экспериментальные исследования	Заурбеков С.А канд. техн. наук, ассоц. профессор	16.05.2023	
Нормконтролер	Магистр техн. наук Сарыбаев Е.Е.	15.06.2023	

Научный руководитель

Задание принял к исполнению обучающийся

Дата

подпись

подпись

Ф.И.О.

Ф.И.О.

« 12 » 11 20 21 г

АНДАТПА

ШЖҚ істен шығуының негізгі себептерінің бірі-тозудан туындаған клапан түйіндерінің зақымдануы. Талдауға сәйкес, клапандардың істен шығуы жалпы істен шығудың шамамен 24% құрайды. Бұл позиция клапан қондырғыларының гидравликалық және абразивті тозуына байланысты. Мұндай жағдайда тереңдік сорғыларының жұмысы тиімсіз болады, өйткені ұңғыманың жұмысын тоқтату, сорғыны алу және клапан қондырғыларын ауыстыру қажет, бұл өнімділіктің бастапқы деңгейден 27% - ға төмендеуіне әкеледі.

Диссертация аясында шар клапанының дизайнын жақсартуға бағытталған зерттеу жүргізілді. Идея клапан жинағының құлыптау элементінің басқарылатын айналуын қамтамасыз ету болды, бұл шарды клапанның орнына жақсырақ ысқылауды қамтамасыз ету арқылы клапанның қызмет ету мерзімін ұзартуға мүмкіндік береді. Ұсынылған клапан жинағының дизайны ағынды айналдыру үшін клапандағы ағын турбулаторын пайдалануды қамтиды. Мұндай шешім технологты арттыруға мүмкіндік береді.

АННОТАЦИЯ

Одной из главных причин отказов ШСН является повреждение клапанных узлов, вызванное износом. Согласно анализу, выход из строя клапанов составляет около 24% от общего числа отказов. Такое положение обусловлено гидравлическим и абразивным износом клапанных узлов. При такой ситуации работа глубинных насосов становится неэффективной, так как приходится останавливать эксплуатацию скважины, извлекать насос и заменять клапанные узлы, что приводит к снижению производительности на 27% от первоначального уровня.

В рамках диссертации было проведено исследование, направленное на усовершенствование конструкции шарового клапана. Идея заключалась в том, чтобы обеспечить управляемое вращение запорного элемента клапанного узла, что позволило бы увеличить срок эксплуатации клапана за счет обеспечения лучшей притирки шарика к седлу клапана. Предложенная конструкция клапанного узла включает в себя использование турбулизатора потока в клапане для завихрения потока. Такое решение позволило повысить технологичность изготовления и увеличить работоспособность клапана за счет снижения износа запорного элемента.

ANNOTATION

One of the main reasons for ESP (Electric Submersible Pump) failures is damage to valve assemblies caused by wear. According to the analysis, valve failure accounts for about 24% of all failures. This situation is due to the hydraulic and abrasive wear of the valve assemblies. In such a situation, the operation of deep well pumps becomes inefficient because it is necessary to stop well operation, remove the pump, and replace the valve assemblies, which leads to a 27% reduction in productivity from the initial level.

As part of the dissertation, research was conducted aimed at improving the design of the ball valve. The idea was to provide controlled rotation of the valve closure element, which would increase the valve's service life by providing better ball seating on the valve seat. The proposed valve assembly design includes the use of a flow turbulator in the valve to create a swirling flow. This solution made it possible to increase the manufacturability and improve the performance of the valve by reducing wear on the closure element.

Перечень терминов и сокращений

В настоящей диссертации применяют следующие термины с соответствующими определениями

Месторождение нефти и газа – множество залежей состоящей в одной группы, находящихся в недрах земной породы общей площади.

Нефтепромысловое оборудование – это совокупность агрегатов и систем служащих для использования в нефтегазовой отрасли, где входит буровая техника, оборудование ремонта скважин, геофизических и геологических работ, добычи, транспортировки и переработки углеводородного сырья.

Коррозия – в результате химического, электрохимического или физико-химического взаимодействия с окружающей средой происходит самопроизвольное разрушение металлов и сплавов.

Износ – разрушение поверхности материала в результате трения или коррозии, выражается в изменении геометрической формы и размеров трущихся поверхностей. В результате зазоры между ними отклоняются от конструктивно допустимых.

Износостойкость – Износостойкость материалов определяется как их условная техническая характеристика при испытании на специальных лабораторных машинах, обеспечивающих моделирование реальных процессов изнашивания. Износостойкость материалов определяется как их условная техническая характеристика при испытании на специальных лабораторных машинах, обеспечивающих моделирование реальных процессов изнашивания.

Абразивное изнашивание – разрушение поверхности детали в результате ее взаимодействия с твердыми частицами при наличии относительной скорости, микро-скалывания или микро-резания поверхностного слоя при его пропахивании твердыми частицами среды или твердыми выступами контр тела.

Ресурс – наработка устройства от начала его эксплуатации или после ремонта и до достижения им предельного состояния, определяемого нормативно-технической документацией, при которой он не выполняет требуемые функции в полном мере. После того как ресурс будет исчерпан его дальнейшая работа не будет соответствовать безопасным нормам, следовательно ему требуется капитальный ремонт или замена.

СШНУ – скважинная штанговая насосная установка

СК – станок-качалка

СШН – скважинный штанговый насос

НВ – насос вставной

НН – насос не вставной

НКТ – насосно-компрессорные трубы

КПД – коэффициент полезного действия

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	3
1	Обзор и анализ литературных и патентных источников	4
1.1	Общие сведения о добыче нефти с применением скважинных штанговых насосных установок	4
1.2	Назначение, устройство и принцип работы скважинных штанговых насосов	7
1.3	Основные причины влияющие на эффективность работы скважинных штанговых насосов	9
1.4	Анализ отказов подземного оборудования штанговых установок	11
1.5	Краткие сведения по патентному поиску и выбор прототипа	13
	Выводы	23
2	Аналитические исследования процессов движения запорного органа клапана новой конструкции	24
2.1	Описание конструкции и принципа работы прототипа	24
2.2	Описание конструкции и принципа работы разработанной конструкции клапанного узла СШН	25
2.3	Особенности конструкций серийно выпускаемых шариковых клапанов СШН	27
2.4	Краткая характеристика СШН НН2Б-57	30
2.5	Расчет работы скважинных штанговых насоса	32
2.5.1	Расчет основных параметров работы насоса	32
2.5.2	Расчет клапанного узла насоса	34
2.5.3	Особенности расчета подъема тела потоком жидкости	37
	Выводы	
3	Экспериментальные исследования	
3.1	Описание стендовой установки для гидродинамических исследований клапанного узла СШН	
3.2	Методика постановки экспериментов	
3.3	Результаты экспериментальных исследований	
	Выводы	
	Заключение	
	Список использованных источников	
	Приложения	

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы обусловлена растущим спросом на насосные параметры добычи нефти в связи со старением места рождения и избыточностью нефти в мире. Штанговые скважинные насосы широко используются в насосной добыче благодаря своей простой конструкции и надежности работы. Однако анализ причин отказов показал, что проблема негерметичности плунжера и клапанных пар составляет примерно 15-30% от общего количества отказов насосов.

В Казахстане насчитывается более 250 месторождений нефти и газа, из которых около 70% приходится на западные страны. Глобально существует более 65 000 месторождений нефти и газа, остальные из которых используются уже более 20 лет. В связи с этим возникают потребности в сокращении расходов на техническое обслуживание, ремонт и приобретение нефтепромыслового оборудования, особенно глубинных насосов, насосно-компрессорных труб и аналогичного оборудования, так как они наиболее подвержены износу. Эти компоненты играют важную роль в совокупности месторождений и имеют большое значение при добыче нефти.

С течением времени свойства эксплуатации скважин ухудшаются, что приводит к большим нагрузкам на глубинные насосы. Причинами этого могут быть раннее обводнение месторождения, отказ наземного или подземного оборудования, износ использования оборудования, отложение песка, механических примесей и коррозия. Несмотря на постоянное развитие технических характеристик насосов производителями, их работоспособность в таких скважинах проявляется.

Статистика показывает, что около 14-30% отказов штанговых насосов связаны с износом клапанного узла. Для продления срока службы глубинных насосов эффективным методом является повышение стабильности шарика клапана к износу, что безусловно определяет его первоначальные размеры на протяжении более продолжительного времени и предотвращения потери продукции скважин в процессе эксплуатации. Однако для этой цели требуется использование миниатюрных высокопрочных сплавов, что может привести к невыгодным экономическим результатам.

Из этого можно сделать вывод, что главным образом может быть направлено на повышение износостойкости и снижение эксплуатационных затрат.

Целью данного исследования является повышение значимости скважинного насоса в связи с ожидаемым преждевременным износом запорного элемента в клапанном узле. Для достижения этой цели были поставлены следующие задачи:

Задачи:

Провести обзор и анализ наблюдаемых структур клапанов с целью выбора прототипа, на основе которого будет развиваться развитие.

Предложить патентный поиск с целью предложить усовершенствованную версию клапанного приложения на основе найденных патентных решений и инноваций.

Провести предполагаемые и экспериментальные исследования клапанного случая с целью его работы и обнаружения улучшений.

Научная новизна данной магистерской диссертации заключается в том, что на основе проведенных исследований и патентных исследований была разработана новая конструкция клапанного узла штангового скважинного насоса. Эта конструкция обеспечивает техническую новизну и простую реализацию, не требующей существенных изменений в основной клапанной системе насоса. Расчеты подтвердили, что измененная конструкция седла клапана, основанная на отклонении осевой линии канала на угол α с установкой турбулизатора потока с винтовой пластиной разных размеров, позволили добиться вращения запорного элемента клапана и лучшей посадки на седло с притирочным износом при закрытии клапана.

1 Обзор и анализ литературных и патентов источников

1.1 Общие сведения о добычи нефти с применением скважинных штанговых насосных установок

Для большинства месторождений в мире характерна поздняя стадия эксплуатации, при которой проводится комплекс технологических и геологических мероприятий для поддержания уровня добычи нефти. Для поддержания пластового давления, закачивается подтоварная вода, поэтому значительная доля скважин на данных месторождениях характеризуется высокой обводненностью нефти с содержанием воды более 90%. При этом значительная часть скважин переходит в категорию малодебитных.

Стратегия разработки месторождений, направленная на интенсификацию добычи нефти, приводит к необходимости увеличения глубины спуска насосов. В таких условиях значительно возрастает перепад давления на рабочих органах насосов, что отрицательно сказывается на коэффициенте полезного действия насосов объемного принципа действия, в которых увеличиваются утечки жидкости через плунжерную пару. Утечки возрастают также с уменьшением вязкости жидкости. В отдельных случаях вязкость высокообводненной нефти может снижаться до 1 мПа·с [1].

Наибольшую распространённость для эксплуатации таких скважин получил способ добычи нефти с применением скважинных штанговых насосных установок (СШНУ), в которых рабочие органы плунжер и цилиндр подвержены износу, что также приводит к росту утечек жидкости в процессе эксплуатации. Все это приводит к необходимости поиска решений по совершенствованию штангового насоса, которые позволят повысить подачу насоса и межремонтный период работы скважин в осложненных условиях эксплуатации. Более половины фонда действующих скважин оснащены штанговыми скважинными насосными установками (СШНУ). На территории США в добычи нефтегазового сырья используют 85% от всех скважин, в России - около 53%, в Казахстане около 60% как показано на рисунке 2.1. С помощью СШН в мире добывается около 20 % всей нефти, так на рисунок 2.2 показано распределение добычи нефти по способам добычи и дан прогноз на 2020 год [2].

Разнообразие нефтяных скважин по объему добычи и требуемой высоте подъема продукции обуславливает необходимость иметь различные мощности штанговых насосных установок.

Кроме того, разнообразие профилей скважин и состава добываемой продукции требует наличия нескольких вариантов конструктивных решений для внутрискважинных элементов оборудования, наиболее подходящих для конкретных условий эксплуатации. Также требуются различные варианты исполнения элементов оборудования, которые контактируют с продукцией, включая применение разных материалов, чтобы обеспечить наибольшую износостойкость, устойчивость к коррозии и коррозионно-усталостную

прочность в условиях воздействия различных сред.



Рисунок 1.1 – Сведения по объему скважин оснащенных СШНУ по отдельным странам

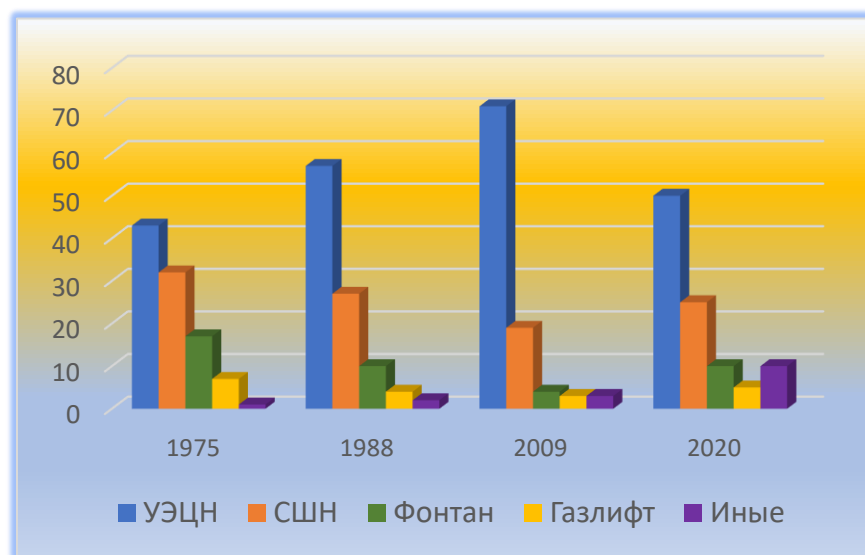


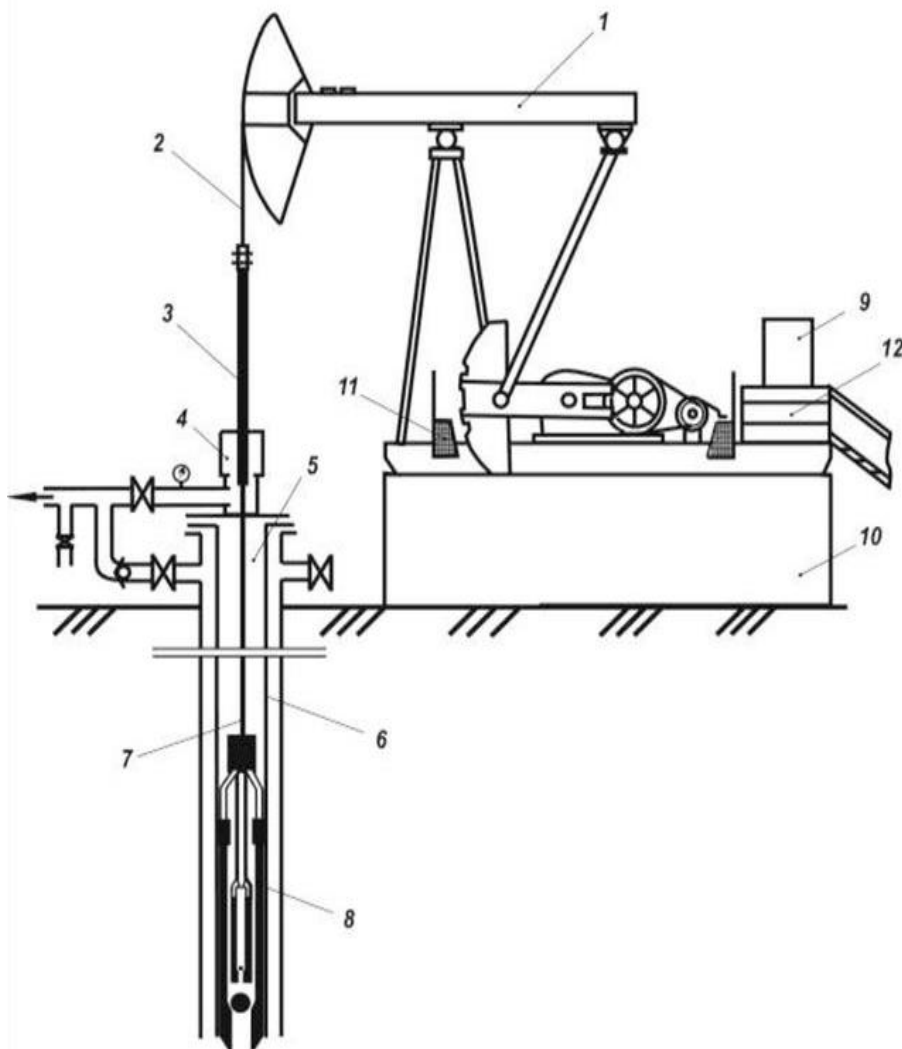
Рисунок 1.2 – Распределение добычи нефти по способам добычи в мире

Штанговые насосные установки (ШСНУ) состоят из трех основных взаимосвязанных компонентов: привода, установленного у устья скважины; плунжерного насоса, размещенного на определенной глубине в скважине; и колонны насосных штанг, которая соединяется с приводом, обеспечивая возвратно-поступательное движение для подвижной части насоса (см.рис.1.3).

Наиболее распространенным типом привода ШСНУ являются балансирные станки-качалки, которые широко применяются как в нашей стране, так и за рубежом. Они состоят из редуктора и сдвоенного четырехзвенного шарнирного механизма, который преобразует вращательное движение кривошипов в поступательное движение балансира. Устьевой шток

с колонной насосных штанг, присоединенный к дуге головки балансира, соединен с приводом с помощью гибкого звена, такого как канатная подвеска.

Такая конструкция привода обеспечивает эффективное функционирование ШСНУ, позволяя передать необходимое возвратно-поступательное движение насосной колонне и обеспечить добычу нефти из скважины.



1 - привод скважинного штангового насоса; 2 - канатная подвеска; 3 - устьевой шток; 4 - сальниковое устройство; 5 - устьевая арматура; 6 - колонна НКТ; 7 - колонна насосных штанг; 8 - скважинный насос; 9 - станция управления; 10 - фундамент; 11 - ограждение; 12 - рабочая площадка

Рисунок 1.3 – Схема штанговой скважинной насосной установки

Компоненты скважинной насосной установки представлена на рисунке 1.3 и включает в себя следующие основные элементы:

- привод штангового насоса – станок – качалка (СК);
- канатную подвеску, устьевой шток и устьевое оборудование;
- колонны насосно-компрессорных труб (НКТ) и насосных штанг (НШ);

- скважинный насос и вспомогательное подземное оборудование;
- станцию управления и фундамент под СК.

Роторное движение от двигателя станка-качалки преобразуется в вертикальное возвратно-поступательное движение через редуктор, кривошип и балансир. Это движение передается скважинному насосу через полированный шток и колонну штанг, что позволяет насосу двигаться вверх и вниз, осуществляя насосное действие. Жидкость, поднятая таким образом, затем направляется через насосно-компрессорные трубы в поверхностную потоковую линию.

Эффективность привода штангового насоса зависит от работы электродвигателя, управляемого специальным блоком управления.

Редуктор преобразует быстрое движение с низким крутящим моментом, предоставляемое тяговым устройством, в медленное движение с высоким крутящим моментом, которое затем применяется поверхностным оборудованием.

Противовесы задействованы для балансировки нагрузки во время подъема. Вертикальное движение вверх и вниз передается от балансира к подземному насосу через гладкий стержень, который находится в верхней части штанговой колонны, и через саму эту колонну. Полированный шток создает герметичное соединение с уплотнительным элементом, который крепится к насосному тройнику и служит для перенаправления извлеченной жидкости в отводную линию.

1.2 Назначение, устройство и принцип работы скважинных штанговых насосов

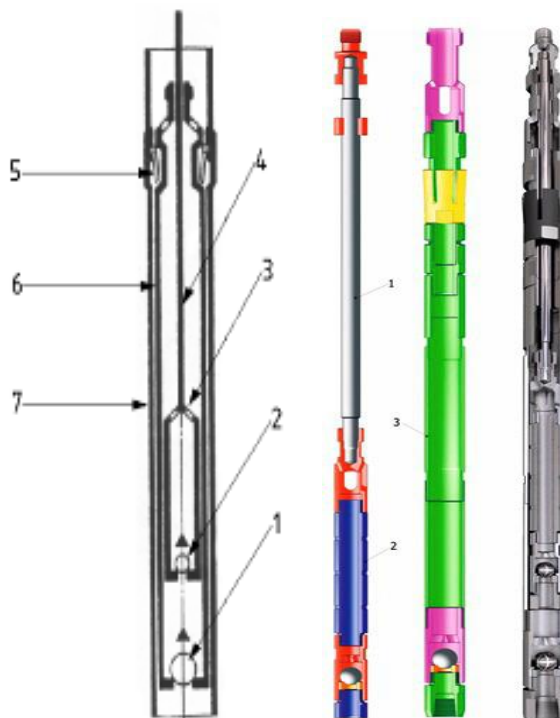
Скважинные штанговые насосы (СШН) имеют вид вертикальной конструкции с одинарным действием, оснащенную шариковыми клапанами. Они включают неподвижный цилиндр и металлический плунжер.

Главное назначение СШН - откачка жидкости из нефтяных скважин. Эти насосы предназначены для работы с жидкостью, соответствующей следующим параметрам: температура не должна превышать 402° К, обводненность не превышает 98% по объему, показатель вязкости не превышает 0,3 Па с, минерализация жидкости (воды) не должна превышать 10 г/л, содержание различных механических примесей не должна превышать 35 г/л, объемное содержание газа свободного на приеме не должна превышать 25%, содержание сероводорода не должно превышать 50 мг/л и концентрация водорода должна быть в диапазоне рН = 4,2 – 8,0. Эти параметры определяют условия работы СШН и гарантируют их эффективность и надежность при откачке жидкости из нефтяных скважин.

Скважинные штанговые насосы в странах СНГ выпускаются согласно ГОСТ 31835-2012 - Насосы скважинные штанговые. Общие технические

требования (соответствует стандартом API spec. 11AX), а также по СТ АО 931240000141-001-2010 [13].

Принцип действия погружного штангового насоса заключается в следующем: - при ходе поршня 3 в цилиндре 6 в вверх открывается всасывающий шариковый клапан 1 и закрывается шариковый клапан 2, что обеспечивает поступление жидкости в цилиндр насоса, а также подъем жидкости на поверхность. При ходе поршня вниз закрывается клапан 1 и открывается клапан 2. Происходит подача жидкости над плунжерное пространство. Далее процесс повторяется.



1 - всасывающий шариковый клапан; 2 – нагнетательный шариковый клапан; 3 – плунжер;
4 – шток; 5 – канал соединения с надплунжерную плоость ; 6 – цилиндр; 7 -колонна НКТ

Рисунок 1.4 – Устройство скважинного штангового насоса

1.3 Основные причины влияющие на эффективность работы скважинных штанговых насосов

В работе [Долов] приведен анализ работы СШН и их отказов порядка 8000. Анализ отказов штанговых насосов показал, что первое место занимают отказы, причиной которых стали обрывы колонны штанг, второе место – отказы, связанные с неисправностью клапанных узлов и третье место – отказы, из-за герметичности пары цилиндр-плунжер (рисунок 1.8).

Рассмотрим причину возникновения отказов скважин, описанных выше. В ходе возвратно-поступательного движения колонна штанг трется об

колонну насосно-компрессорных труб. При таком трении изнашиванию подвергаются и колонна НКТ и штанги, что по итогу приводит к обрыву колонны штанг и колонны НКТ. При наличии абразива в насосе пара цилиндр-плунжер так же быстро приходит в негодность. Попадая в зазор, механические примеси вызывают истирание поверхности, что ведет за собой увеличение зазора и, как следствие, негерметичность пары [53].

Из рисунка 1.5 видно, что второе место отказов занимают выход из строя клапанов.

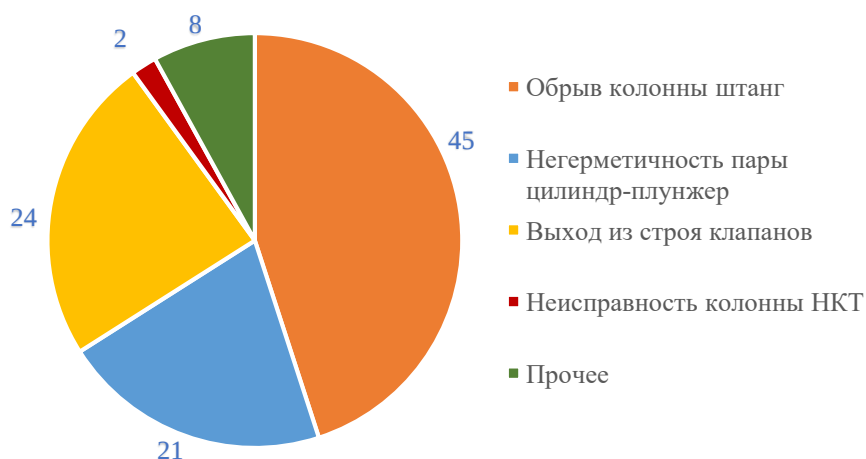


Рисунок 1.5 – Причины отказов подземного оборудования СШНУ

Разберем причину возникновения отказов скважин, описанных выше. В ходе возвратно-поступательного движения колонна штанг трется об колонну насосно-компрессорных труб. При таком трении изнашиванию подвергаются и колонна НКТ и штанги, что по итогу приводит к обрыву колонны штанг и колонны НКТ. При наличии абразива в насосе пара цилиндр-плунжер так же быстро приходит в негодность. Попадая в зазор, механические примеси вызывают истирание поверхности, что ведет за собой увеличение зазора и, как следствие, негерметичность пары.

Из рисунка 1.5 видно, что второе место отказов занимают выход из строя клапанов.

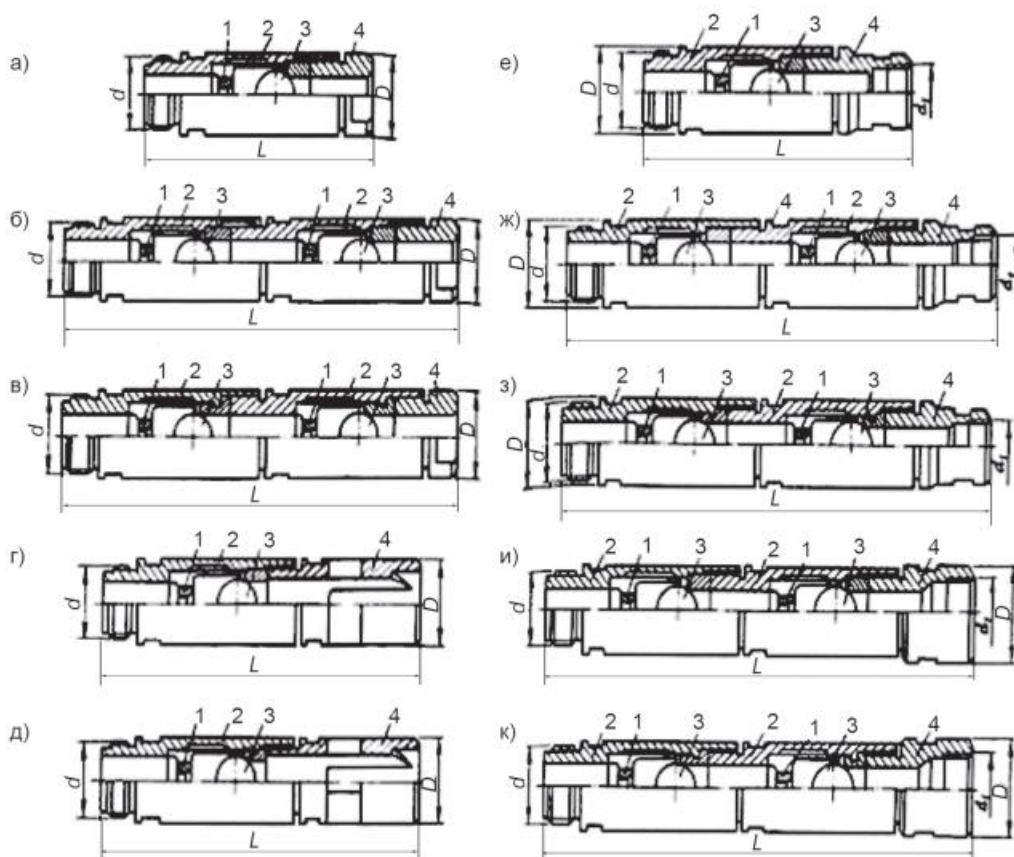
Наиболее важным узлом насоса является клапанный узел глубинного насоса. Данный узел постоянно подвержен изнашиванию. Виды износа, которым подвержен клапанный узел: эрозионный, коррозионный и механический. В виду того, что скважинная жидкость содержит в себе различные примеси, такие как парафин, смолы, песок, соли проходя через насос эти примеси имеют свойство откладываться в клапанных узлах. Стоимость спускоподъемных операций на порядок превышает стоимость насоса и к этому еще необходимо добавить стоимость не добытой нефти по вине простоев. Малые проходные сечения в клапанах серийных отечественных и импортных насосов является причиной очень высоких гидравлических сопротивлений и как следствие этого частых обрывов и

зависания штанг, заклинивания плунжера, снижение КПД насоса и выхода его из строя.

Поэтому клапанный узел штангового насоса требует к себе большого внимания для повышения показателей работы насосного оборудования.

1.4 Основные критерий работоспособности шарикового клапана и его причины износа

В серийно выпускаемых скважинных насосах используются клапаны разных конструкций. Также используются разные схемы исполнения конструкций клапанного узла.

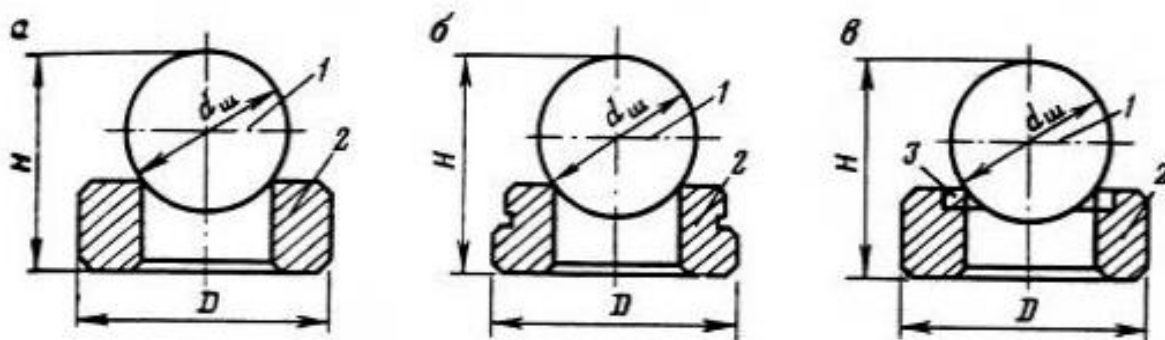


С1К.dН (С1КИ.dН) (а); С2К.dН (б); С2КБdН (в); С1К.dЛ (С1КИ.dЛ) (г); С1КБ.dЛ (д);
С1К.dВ (С1КИ.dВ) (е); С2К.dВ (ж); С2КБdВ (з); 1С2К.dВ (и); 1С2КБ.dВ (к);
1 - стакан; 2 - корпус клапана; 3 - пара «седло - шарик»; 4 – держатель седла

Рисунок 1.6 – Шариковые клапана СШН в различном конструктивном исполнении

Выпускаемые клапана в сборе представлены на рисунок 1.6 состоят из стакана 1, корпуса, 2 в котором размещена пара «запорный орган (шар) и седло» 3 с проходным отверстием, держателя седла 4. В процессе работы насоса шарик клапана осуществляет подъем и спуск за один ход плунжера

«вверх - вниз». Серийно шариковые клапаны СШН выпускаются в 3-х модификациях по конструкции седла клапана, а именно – с цилиндрическим седлом и буртом (а), с цилиндрическим седлом (б), и с сборным седлом типа КТ (в) представленных на рисунке 1.7.



а - К или КИ, б - КБ, в - КТ; 1 – шарик; 2 – седло; 3 - кольцо из твердого сплава

Рисунок 1.7 – Пары «седло - шарик» насосов

В процессе длительной эксплуатации происходит разгерметизация посадочного места шара за счет попадания абразивных частиц эксплуатации и образования наклепа и микрозазоров между шаром и седлом, за счет частых ударов шара по седлу.

Уплотнение клапана и продолжительность его работы напрямую зависит от формы седла клапана. Установлено, что все типы лицевых поверхностей становятся в процессе работы сферической формы с радиусом, равным радиусу шарика. Долговечность использования шариковых клапанов обеспечивается процессом притирки шарика в седле в процессе работы и относительно большой активной поверхностью шарика.

Критерии, которым должен соответствовать клапан:

- масса седла должна быть наибольшей из возможных, а у шарика - наименьшая; это может быть достигнуто при уменьшении диаметра шарика или при снижении его веса;
- проходное сечение клапана должно быть минимальным для снижения сопротивления потоку;
- прочность шарика должна быть ниже прочности седла, чтобы предотвратить его смятие под действием повторяющихся ударов шарика;
- твердость седла должна быть ниже твердости шарика, чтобы шарик в процессе работы сохранил свою форму и первоначальное состояние поверхности.

К основным причинам износа шарикового клапана относят:

- коррозионность среды;
- абразивность среды из-за присутствия песка;
- деформацию, так как при посадке шарика в седло он подвергается многочисленным ударам;

– механический износ объясняется трением седла и шарика при наличии механических примесей.

Работоспособность шарового клапанного узла низка, так как контактное касание происходит по линейному принципу, что хорошо иллюстрируется на рис. 1.7 [3].

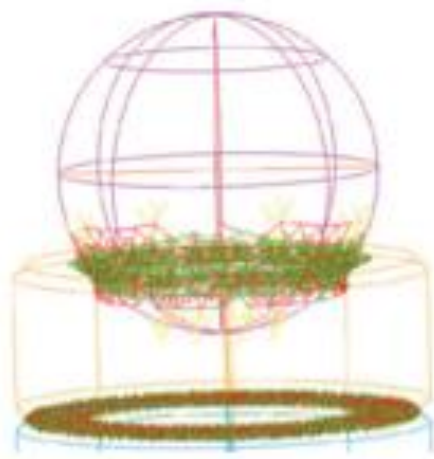


Рисунок 1.7 – Поле контактных элементов между деталями модели

Сфера, вписанная в конус, представляет по линии касания круг, как показано на рис. 1.7. При линейной герметизации малейшее несовпадение с идеальными геометрическими формами приводит к появлению зазоров между контактирующими элементами. Через эти зазоры происходят утечки откачиваемой пластовой жидкости.

Надежность шарового клапана снижается под действием коррозии или механических повреждений за счет абразива, содержащегося в перекачиваемой жидкости при малейшем износе. Поскольку откачиваемая жидкость, как правило, имеет высокую коррозионную активность, добиться надежной работы шарового клапанного узла практически невозможно. Поэтому отказы насоса из-за износа клапанов составляют 20—30% от общего количества отказов скважинного оборудования.

На герметичность клапанной пары большое влияние оказывает форма посадочной кромки седла, которая должна повторять соответствующую форму шарика. Поэтому для достижения высокой герметичности пары седло—шарик их притирают друг к другу. Герметичность пары определяют на вакуум-приборе. Работа клапанного узла зависит от соотношения диаметров шарика и седла. Чем больше диаметр проходного отверстия седла клапана, тем меньше гидравлические потери на клапанном узле, что особенно важно при откачке вязких жидкостей.

1.5 Краткие сведения по патентному поиску и выбору прототипа

Патентный поиск проводился по странам: Казахстан, Россия, Азербайджан, Великобритания, США, Канада, Франция, Китай, ВОИС (всемирная организация интеллектуальной собственности).

В отчете отобрано 61 изобретение по конструкциям шариковых клапанов СШН, из них по странам: Казахстан (KZ) - 4, Россия (RU) - 32, Азербайджан (AZ) - 1, США (US) - 13, Канада (CA) - 2, Китай (CN) - 7, ВОИС (ВОИС международная заявка) – 2 [Приложение А].

В результате патентного поиска, направленного на поиск и отбор шариковых клапанов, наибольший интерес в качестве прототипов изобретения представляют 5 изобретений по конструкции шариковых клапанов.

Полезная модель «Скважинный штанговый насос» [4]. Принципиальной отличительной особенностью данной полезной модели является увеличенные размеры всасывающего клапана, что увеличивает эффективность подачи высоковязкой нефти при использовании унифицированных стандартизованных узлов. Данное техническое решение рекомендовано использовать в скважинных штанговых насосах для работы с высоковязкими нефтями.

Изобретение «Клапан штангового насоса» [5] состоит из стакана, седла и шарика, предохранительного покрытия, верхнего и нижнего наконечников отличающийся тем, что на внутренней поверхности стакана выполнены канавки, а между стаканом и шариком размещены направляющие кромки.

Изобретение «Клапан скважинного штангового насоса» [6] принципиально отличается тем, что осевой канал направляющей втулки клапана снабжен сквозными продольными прорезями, сообщающимися со сливными окнами для нагнетательного клапана или с основным каналом прохода жидкости для всасывающего клапана. Радиальная перегородка, образованная между двумя соседними продольными прорезями, на месте контакта с направляющим стержнем тарельчатого клапана выполнена со скосом в обе стороны от оси симметрии перегородки.

Изобретение «Всасывающий клапан глубинного насоса» [7] включает корпус с входными окнами, седло, запорный орган в виде эластичной кольцевой оболочки, прилегающей к седлу и закрепленной в корпусе замком с ограничителем. Эластичная кольцевая оболочка выполнена в виде цилиндрической втулки с наружным утолщением. Входные окна снаружи оснащены фильтром. Седло выполнено в виде внутренней кольцевой проточки корпуса, который снабжен внутренним кольцевым каналом, сообщающим входные окна с седлом. Ограничитель выполнен в виде наружного кольцевого сужения замка. При этом минимальные внутренние диаметры элементов клапана превышают наружный диаметр плунжера насоса. Такое выполнение всасывающего клапана позволяет повысить надежность его работы за счет применения фильтра, предотвращающего попадание механических включений во внутреннюю полость клапана, упростить конструкцию корпуса, седла и запорного органа и снизить

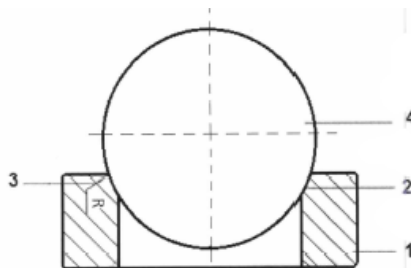
трудоемкость их изготовления, а также повысить коэффициент наполнения насоса за счет исключения мертвого пространства в насосах, поскольку конструкция всасывающего клапана позволяет при работе насоса опускать нижний конец плунжера ниже его входных окон.

Шариковый клапан углубленной посадки [8]. В условиях повышенного содержания в жидкости механических примесей ударные нагрузки приводят к повышенному износу притирочной поверхности и потере герметичности.

Технической задачей, решаемой клапанной парой с углубленной посадкой, изготовленной из твердого сплава, является обеспечение устойчивости посадки запорного органа в седло, повышение его надежности и долговечности в условиях повышенного содержания в жидкости механических примесей.

Технический результат достигается углублением посадки шара в седло, что приводит к увеличению диаметра и, соответственно, площади контактной кольцевой поверхности пары «шар-седло» при сохранении неизменной ширины контакта (не менее 0,6мм) путем увеличения радиуса закругления (R) и входной кромки седла клапана, повышению устойчивости посадки шара в седло благодаря смещению центра его тяжести относительно седла, соответственно, повышению герметичности и рабочего ресурса клапанной пары.

Увеличение же площади притира при увеличении диаметра контактной поверхности пары «шар-седло» позволяет снизить удельные нагрузки и контактные напряжения и повысить ресурс работы клапана.



1 – седло; 2 – посадочная поверхность седла; 3 – грани; 4 – запорный орган в виде шара

Рисунок 1.8 – Шаровой клапан углубленной посадки

Использование клапанных пар с углубленной посадкой обеспечивают принципиальный показатель герметичности пары и долговременной работы клапана за счет взаимной геометрической формы сопряжения шара к поверхности притира седла.

Клапанная пара с углубленной посадкой обеспечивает устойчивость запорного органа в седле, что соответственно улучшает его герметичность, повышение рабочего ресурса клапанной пары и износостойкость.

Клапан в запертом состоянии как показано на рисунке 1.8 представляет собой: седло 1 с посадочной поверхностью 2 (с профилем вогнутой дуги) и закруглением - R верхней грани 3, запорный орган 4 в виде шара с притертой

контактной поверхностью шириной не менее 0,6 мм к посадочной поверхности седла.

Работа шарового клапана углубленной посадки заключается в том, что седло 1 с посадочной поверхностью 2 с закруглением - R верхней грани 3 и запорный орган 4 контактируют друг с другом в запертом состоянии по посадочным поверхностям шириной 0,6 мм.

Данная конструкция клапана отличается тем, что седло имеет притертую посадочную поверхность, позволяющую центру тяжести запорного органа, сместится в сторону нижней грани, до положения статического устойчивого равновесия при ширине контактной поверхности соприкосновения не менее 0,6 мм, с радиусом закругления верхней грани, зависящего от глубины посадки. Использование клапанных пар с углубленной посадкой обеспечивают принципиальный показатель герметичности пары и долговременной работы клапана за счет взаимной геометрической формы сопряжения шара к поверхности притира седла.

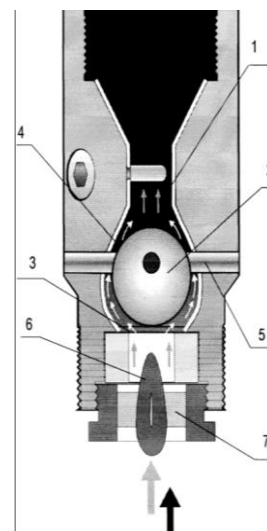
Использование клапанных пар с углубленной посадкой обеспечивают принципиальный показатель герметичности пары и долговременной работы клапана за счет взаимной геометрической формы сопряжения шара к поверхности притира седла.

Притертость рабочих поверхностей седла и рабочего органа дает качественное уплотнение, углубленная посадка обеспечивает устойчивость запорного органа, тем самым способствует герметичности клапанной пары.

Клапанный узел насоса

Данное изобретение относится к области нефтедобычи и применяется в технике освоения нефтяных и газовых скважин. Клапанный узел насоса включает камеру, в которой расположены шар и седло. Внутренняя поверхность камеры покрыта антиадгезионным материалом. Камера оборудована набором центраторов, прикрепленных к ее внутренней поверхности. Форма и размеры центраторов определены таким образом, чтобы они взаимодействовали с поверхностью шара и препятствовали его контакту с внутренней поверхностью камеры. Узел также оснащен рассекателем потока среды.

Такое устройство позволяет снизить трение и износ внутренней поверхности камеры за счет использования антиадгезионного покрытия и центраторов. Центраторы обеспечивают правильное положение шара в камере, предотвращая его нежелательные контакты и повышая эффективность работы клапанного узла. Рассекатель потока среды способствует более равномерному распределению потока жидкости или газа, улучшая процесс откачки и предотвращая возможные сбои в работе насоса.



Рассекатель потока выполнен в виде объемного тела обтекаемой формы, укрепленного на входе в клапанную камеру коаксиально продольной оси узла посредством совокупности обтекаемых опор. Изобретение направлено на повышение надежности клапанного узла насоса и на долговечность его работы.

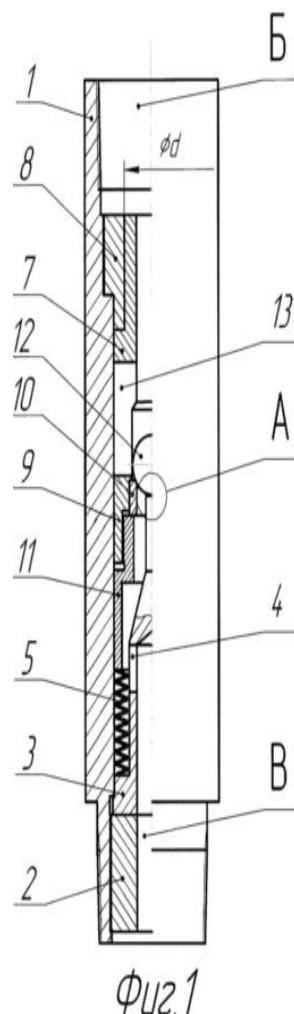
Представленное изобретение относится к области арматуростроения и предназначено для использования в комплексе оборудования для добычи нефти, где жидкость подается с помощью глубинного штангового насоса по вертикальному трубопроводу. Клапан универсальный состоит из полого цилиндрического корпуса (1), запорного элемента в виде шарика (12), седла (10) и пружины (5). В нижней части корпуса установлен неподвижный упор (3) с помощью нажимной втулки (2). Упор (3) имеет нажимной торец (6) в верхней части. Шарик (12) взаимодействует с седлом (10) и установлен в клапанном блоке (7).

Клапанный блок (7) прижимается резьбовой втулкой (8) и может скользить в сквозном отверстии резьбовой втулки и корпуса вдоль вертикальной оси. Упор (3) и клапанный блок (7) изначально находятся в положении с определенным зазором между нажимным торцом (6) упора и шариком (12). Изобретение направлено на повышение эффективности работы клапана насосной установки, а также на увеличение надежности и срока эксплуатации клапана в скважинных насосах.

Данное изобретение предлагает улучшенную конструкцию универсального клапана, что позволяет повысить эффективность его работы и обеспечить долговечность и надежность при использовании в скважинных насосах.

Всасывающий клапан скважинного насоса

Изобретение относится к области машиностроения, в частности к клапанным устройствам насосов для перекачивания высоковязких жидкостей с содержанием механических примесей и газа, и может быть использовано в нефтедобывающей промышленности. Всасывающий клапан содержит корпус с центральным осевым отверстием, запорный орган, выполненный в виде втулки. Осевое отверстие выполнено двухступенчатым с образованием верхнего и нижнего бурта. Втулка выполнена с наружным верхним буртом ответно центральному отверстию.

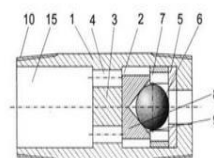
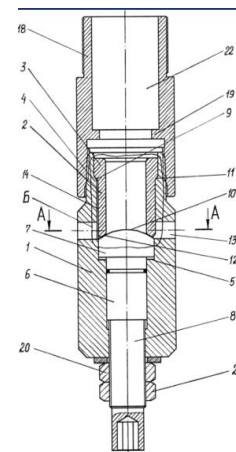


В нижней части корпуса клапан снабжен седлом в виде болта, включающего головку и стержень, и выполнен ответно нижней части центрального отверстия с возможностью образования гарантированного зазора между нижним буртом и головкой. В верхнем бурте корпуса и головке седла выполнены упорно-уплотнительные поверхности, в бурте и в нижней части втулки - уплотнительные пояски с возможностью одновременного взаимодействия с упорно-уплотнительными поверхностями бурта и седла.

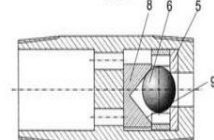
Снижается трудоемкость изготовления и повышается надежность работы.

Клапан штангового насоса (варианты)

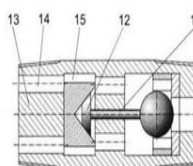
Изобретение относится к области нефтедобывающей промышленности, в частности к области эксплуатации скважин штанговыми насосами в горизонтальных и наклонных скважинах. Клапан штангового насоса содержит корпус, седло, направляющую для шара, поджимаемого к седлу гравитационным толкателем. Гравитационный толкатель может быть выполнен в виде установленного в корпусе с возможностью ограниченного перемещения в одной поперечной плоскости диска с выемкой на торце, обращенном к шару. Гравитационный толкатель может быть также выполнен в виде маятника, ось качаний которого размещена на продольной оси корпуса с возможностью качаний в любой плоскости, проходящей через него, в пределах внутренней полости корпуса, а в противоположном от оси качаний торце маятника выполнена выемка. Между гравитационным толкателем и шаром в корпусе может быть соосно размещен шток, установленный с возможностью продольного перемещения и взаимодействия противоположными концами с выемкой гравитационного толкателя и шаром. Гравитационный толкатель может оснащаться вставками из материала большей плотности, чем материал самого толкателя. Предлагаемая конструкция клапана штангового насоса проста, надежна и позволяет уменьшить поперечные размеры клапана.



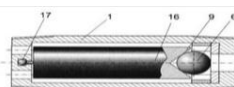
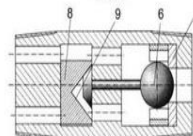
Фиг. 1



Фиг. 2



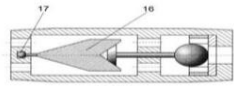
Фиг. 3



Фиг. 5



Фиг. 6

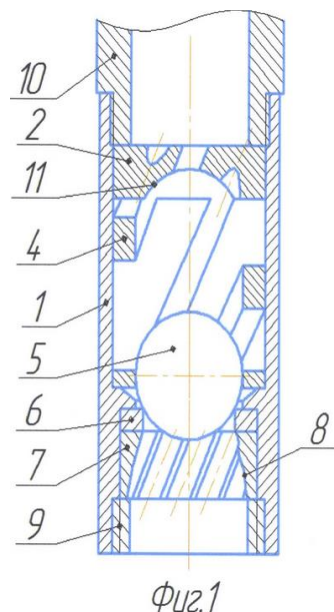


Фиг. 7



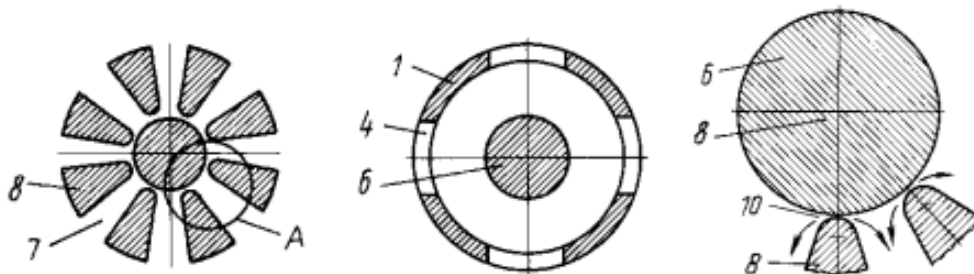
Клапан обратный управляемый

Данный клапан может быть использован как в машиностроении так и в нефтеперерабатывающей отрасли при добыче нефти глубинно-насосным оборудованием. Обратный клапан содержит седло с входным каналом и ограничителем подъема запорного органа со сферическим углублением с радиусом, равным радиусу запорного органа, выполненного в виде шара. Входной канал седла выполнен сужающимся в направлении выхода и снабжен винтовой нарезкой. Ограничитель подъема запорного органа выполнен в виде клетки, продольные элементы которого имеют наклон к торцевой поверхности седла, а в верхнем торце клетки выполнены входные-выходные тангенциальные каналы, предназначенные для закрутки потока жидкости. Использование обратного клапана, управляемого в конструкциях глубинных штанговых насосов, может повысить эффективность работы таких насосов при эксплуатации скважин с осложненными условиями.



Клапан скважинного штангового насоса

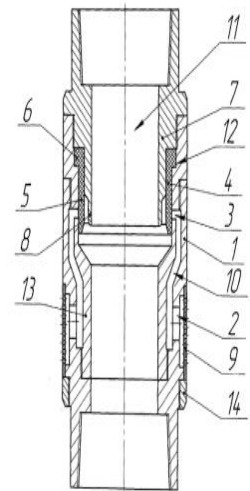
Клапан (в соответствии с рисунком 1.8) скважинного штангового насоса из корпуса 1, где размещен запорный орган, выполненный в виде тарелки 2 и седла 3 с уплотнительной поверхностью на его торце. На нагнетательном клапане седло является связующим элементом между плунжером и корпусом клапанного узла. Корпус нагнетательного клапана насоса имеет сливные окна 4. В осевом канале 5 корпуса размещен направляющий стержень 6 тарелки. Сквозные продольные прорезы 7 в корпусе нагнетательного клапана сообщаются со сливными окнами и кольцевым 33 пространством на верхней части корпуса. Между двумя соседними продольными прорезями образована радиальная перегородка 8. Место контакта перегородки со стержнем тарелки выполнено со скосом 9 в обе стороны от его оси симметрии или оно имеет закругленную форму 10 [6].



Клапан скважинного штангового насоса

Всасывающий клапан глубинного насоса

Клапан (в соответствии с рисунком) содержит корпус 1 с входными окнами 2, седло 3, выполненное в виде внутренней кольцевой проточки корпуса 1, запорный орган 4 в виде эластичной кольцевой оболочки, имеющей форму цилиндрической втулки 5 с наружным утолщением 6. Запорный орган 4 закреплен в корпусе 1 замком 7 с ограничителем 8. Снаружи входные окна 2 оснащены фильтром 9. Внутри корпуса 1 выполнен кольцевой канал 10, сообщающий входные окна 2 с седлом 3. Замок 7 соединен с корпусом 1, а ограничитель 8 выполнен в виде наружного кольцевого сужения замка 7. Внутренние диаметры замка 7 и корпуса 1 превышают наружный диаметр плунжера [7].

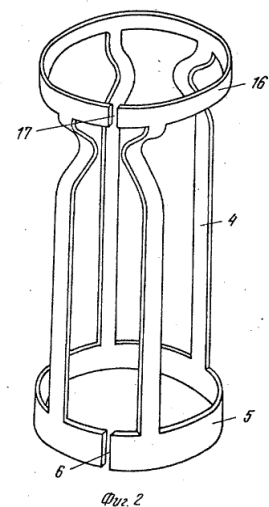
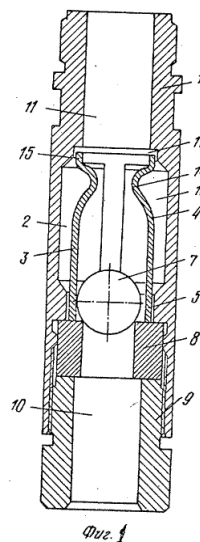


Всасывающий клапан глубинного насоса функционирует следующим образом. Он размещается между нижним концом цилиндра насоса и удлинительным патрубком с закрытым нижним концом (который не изображен на чертеже) и имеет внутренний диаметр, превышающий внешний диаметр плунжера. При движении плунжера вверх в полости цилиндра образуется разрежение. Под воздействием давления столба жидкости в скважине (которая не изображена на чертеже) эластичная кольцевая оболочка запорного элемента 4, выполненная в виде цилиндрической втулки 5, сжимается. Жидкость из скважины проходит через фильтр 9, входные окна 2, кольцевой канал 10 и седло 3 и поступает в полость 11 клапана, заполняя полость цилиндра под плунжером.

Шариковый клапан глубинного насоса

По а.с СССР №987174, МПК F04B 47/00, F04B 21/02, опубл. в БИ № 1, 1983г.

В предложенной конструкции направляющее устройство снабжено фиксатором, выполненным в виде дополнительно установленного в его верхней части цилиндрического кольца с прорезью, жестко связанного с ребрами. Шариковый клапан содержит корпус 1, в цилиндрической расточке 2 которого установлено направляющее устройство 3 с упругими вертикальными ребрами 4, жестко связанными между собой в нижней части упругими цилиндрическим кольцом-основанием 5 с прорезью 6, а также шарик 7 и седло 8 клапана, прижатое к корпусу наконечником 9.



В клапане имеется под-клапанная 10 и над-клапанная 11 полости. Направляющее устройство 3 установлено в цилиндрической расточке 2 корпуса свободно с образованием верхнего торцевого 12 и радиального зазоров. А упругие вертикальные ребра 4 имеют выступы 14 для ограничения подъема шарика. В свою очередь направляющее устройство 3 снабжено фиксатором 15, выполненным в виде дополнительно установленного в его верхней части цилиндрического кольца 16 с прорезью 17, жестко связанного с ребрами 4 [58].

Его недостатком является то, что при протекании откачиваемой жидкости из под-клапанной полости в над-клапанную в зоне цилиндрической выточки жидкость встречает сопротивление других вертикальных ребер направляющего устройства, что приводит к завихрению потока жидкости, явно недостаточного чтобы повернуть шарик.

Изобретение шариковый клапан глубинного насоса по Пат США №4395204, МПК F04B 21/04, содержащий корпус с цилиндрической расточкой внутри, в котором установлены седло и шарик. К недостаткам конструкции относятся большая металлоемкость и трудоемкость изготовления корпуса [59].

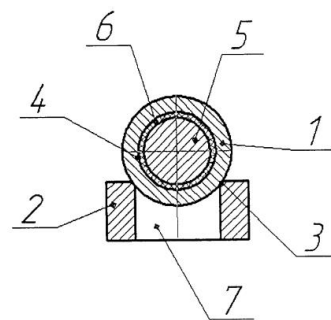
Шариковый клапан глубинного насоса по пат. США №3213949, МПК F16K 15/04, 1962 г.

Клапан содержащий корпус с осевым отверстием и расточкой с торца, в которых установлено направляющее устройство в виде двух полурамок с отогнутыми концами и седло с шариком. Его недостатком является то, что направляющее устройство в корпусе закреплено недостаточно надежно. При эксплуатации глубинного насоса с таким клапаном от колебания шарика отогнутые концы полурамок выходят из защемления, что приводит к выходу из строя клапана [60].

Шариковый клапан глубинного насоса по пат. РФ №2126910, МПК F04B 53/10, F04B 47/00, опубл. 27.02.1999г.,

Клапан содержащий корпус, седло, шарик и установленное в цилиндрической расточке корпуса направляющее устройство. Задачей полезной модели является повышение срока службы. Указанная задача решается тем, что в шариковом клапане, содержащем шарик и седло с фаской на внутренней кромке, новым является то, что в шарике выполнена полость в форме шара, причем центр шара совпадает с центром шарика, причем в полости шарика расположен груз в форме шара и имеющий на стенке сферическую оболочку из эластичного материала [56].

Описан шариковый клапан, состоящий из запорного элемента (шара) 1 и седла 2 с фаской 3 на внутренней кромке. Шарик имеет полость 4 в форме шара, центр которого совпадает с центром шарика. Внутри полости шарика расположен груз 5 также в форме шара. На стенке груза есть сферическая оболочка 6 из эластичного материала, например, резины или полиуретана.



При закрытии клапана шарик движется вниз и сталкивается с фаской наружной стенки седла. В этот момент сила удара составляет кинетические энергии шарика и эластичной оболочки. Груз, двигаясь вниз, деформирует нижнюю часть эластичной оболочки, потеряв свою кинетическую энергию. Затем его потенциальная энергия передается через стенку эластичной оболочки на шарик. Открытие клапана происходит под действием давления жидкости или газа, которое действует снизу на шарик через отверстие в седле. В результате шарик поднимается над седлом.

Однако, известное техническое решение имеет недостатки. При сжатии шарика к посадочной поверхности седла во время обратного хода плунжера происходит износ посадочного пояса седла. Это вызвано действием силы прижима откачиваемой жидкости (нефти) при закрытии клапана. Постоянное соприкосновение одной и той же поверхности шарика с посадочной поверхностью седла приводит к интенсивному износу, что требует частой замены клапана как при первом текущем ремонте, так и в процессе эксплуатации.

Шариковый клапан глубинного насоса

а.с СССР № 601449, МПК F04B 21/02, F04B 47/00, опубл. в БИ №13, 1978г.

Клапан, выполненный в виде корпуса, седла, шарика и установленного в цилиндрической расточке корпуса направляющего устройства с упругими вертикальными ребрами. К недостатку известной конструкции относится его низкая долговечность при работе в глубоких скважинах с высоким давлением и значительным пескопроявлением, связанная с поломками направляющего устройства [55].

Шарикового клапана глубинного насоса

по пат. РК №33016, МПК F04B 47/00, F04B 53/10, опубл. в БИ №30, 2018 г

Изобретение является наиболее близким по технической сущности к предлагаемому является конструкция.

Данное техническое решение принято за прототип к предлагаемому. Известный шариковый клапан глубинного насоса содержит корпус, седло с центральным отверстием и клапан. К недостаткам известного технического решения относятся низкая эффективность работы из-за износа места касания шарика с седлом, низкая ремонтпригодность из-за трудности восстановления после износа изготовленной по винтовой линии в сторону центра отверстия ступеньки, а также не технологичность изготовления такой ступеньки [54].

Выводы по первому разделу.

Главными причинами сбоев в работе штанговых скважинных насосных систем являются следующие: разрыв колонны штанг, недостаточная герметичность плунжерно - цилиндрической пары, выход клапанов из строя, а также дефекты колонны насосно-компрессорных труб.

После изучения и анализа текущих конструкций клапанных узлов, а также анализа сбоев в работе штанговых скважинных насосов, можно прийти к выводу, что большая часть проблем связана с неполадками в работе клапанных узлов. Клапаны штанговых насосов играют критическую роль, ведь именно от их функционирования зависит эффективность работы всей насосной системы.

По результатам проведенного патентного исследования и сравнительного анализа отобранных патентов подтверждено, что предложенное техническое решение, целью которого является обеспечение непрерывного процесса вращения запирающего элемента клапана во время работы, является уникальным и новым. Этот вывод подтверждается полученным патентом на изобретение.

2 Аналитические исследования процессов движения запорного органа клапана новой конструкции

2.1 Описание конструкции и принципа работы прототипа

Шариковый клапан углубленной посадки [8]. В условиях повышенного содержания в жидкости механических примесей ударные нагрузки приводят к повышенному износу притирочной поверхности и потере герметичности.

Технической задачей, решаемой клапанной парой с углубленной посадкой, изготовленной из твердого сплава, является обеспечение устойчивости посадки запорного органа в седло, повышение его надежности

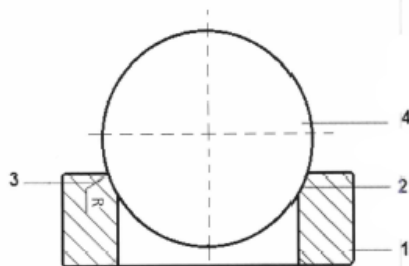
и долговечности в условиях повышенного содержания в жидкости механических примесей.

Технический результат достигается углублением посадки шара в седло, что приводит к увеличению диаметра и, соответственно, площади контактной кольцевой поверхности пары «шар- седло» при сохранении неизменной ширины контакта (не менее 0,6мм) путем увеличения радиуса закругления (R) и входной кромки седла клапана, повышению устойчивости посадки шара в седло благодаря смещению центра его тяжести относительно седла, соответственно, повышению герметичности и рабочего ресурса клапанной пары.

Увеличение же площади притира при увеличении диаметра контактной поверхности пары «шар-седло» позволяет снизить удельные нагрузки и контактные напряжения и повысить ресурс работы клапана.

Использование клапанных пар с углубленной посадкой обеспечивают принципиальный показатель герметичности пары и долговременной работы клапана за счет взаимной геометрической формы сопряжения шара к поверхности притира седла.

Клапанная пара с углубленной посадкой обеспечивает устойчивость запорного органа в седле, что соответственно улучшает его герметичность, повышение рабочего ресурса клапанной пары и износостойкость.



1 – седло; 2 – посадочная поверхность седла; 3 – грани; 4 – запорный орган в виде шара

Рисунок 2.1 – Шаровой клапан углубленной посадки

Клапан в запертом состоянии как показано на рисунке 2.1 представляет собой: седло 1 с посадочной поверхностью 2 (с профилем вогнутой дуги) и закруглением - R верхней грани 3, запорный орган 4 в виде шара с притертой контактной поверхностью шириной не менее 0,6 мм к посадочной поверхности седла.

Работа шарового клапана углубленной посадки заключается в том, что седло 1 с посадочной поверхностью 2 с закруглением – R верхней грани 3 и запорный орган 4 контактируют друг с другом в запертом состоянии по посадочным поверхностям шириной 0,6 мм.

Данная конструкция клапана отличается тем, что седло имеет притертую посадочную поверхность, позволяющую центру тяжести запорного органа, сместится в сторону нижней грани, до положения

статического устойчивого равновесия при ширине контактной поверхности соприкосновения не менее 0,6 мм, с радиусом закругления верхней грани, зависящего от глубины посадки. Использование клапанных пар с углубленной посадкой обеспечивают принципиальный показатель герметичности пары и долговременной работы клапана за счет взаимной геометрической формы сопряжения шара к поверхности притира седла.

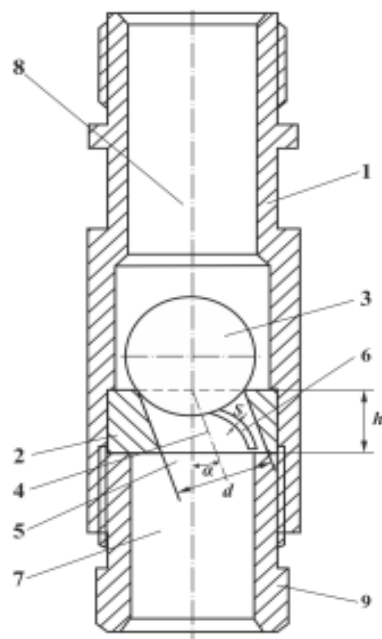
Использование клапанных пар с углубленной посадкой обеспечивают принципиальный показатель герметичности пары и долговременной работы клапана за счет взаимной геометрической формы сопряжения шара к поверхности притира седла.

Притертость рабочих поверхностей седла и рабочего органа дает качественное уплотнение, углубленная посадка обеспечивает устойчивость запорного органа, тем самым способствует герметичности клапанной пары.

2.2 Описание конструкции и принципа работы разработанной конструкции клапанного узла СШН

Усовершенствованная модель клапана ШСН [9] показана рисунке 2.2, где имеется корпус 1, внутрь которого седло монтировано без зазоров 2 с отверстием по центру и расположенным над ним запорным элементом в виде шарика 3. Линия оси 4 отверстия по центру имеет смещение относительно оси по вертикали 5 с углом равным от $\alpha = 5 - 12^\circ$. К стенке внутри отверстия центрального в седле 2 установлена дополнительная сменная пластина в составе клапанного узла 6 имеющая размер ширины $S = (0,2 - 0,3) \cdot d$, где S – ширина пластины, а d – диаметр центрального отверстия [10].

Данная пластина 6 установлена по высоте h отверстия по центру седла 2 на $1/4$ длине его окружности и имеет состав материала со стабильными характеристиками упругости, к примеру из пружинно-рессорной стали 65Г, при этом отклонение осевой линии канала в седле составляет угол α .



1 – корпус; 2 – седло; 3 – шарик; 4 – осевая линия; 5 – вертикальная ось симметрии; 6 – пластина; 7 – подклапанная полость; 8 – надклапанная полость; 9 – держатель седла.

Рисунок 2.2 – Конструкция усовершенствованного клапана СШН

Во время работы шарикового клапана глубинного насоса происходит следующее: при соответствующем ходе плунжера, клапан открывается, позволяя откачиваемой жидкости перетекать с под-клапанной полости 7 в над-клапанную полость 8. Под воздействием потока откачиваемой жидкости, шарик 3 поднимается вверх, пока не соприкоснется с внутренней фаской центрального отверстия корпуса. Жидкость протекает через зазор, образованный поверхностями шарика 3 и расточкой корпуса. В результате движения потока через клапан, происходит смещение направления потока относительно центральной оси клапана, обеспечиваемое пластиной 6. Это приводит к неравномерному обтеканию шарика 3 и его принудительному вращению при движении вверх вокруг горизонтальной и вертикальной осей симметрии. При каждом движении вниз, шарик садится на седло новым местом (новой поверхностью), прижимаясь к нему под действием столба откачиваемой жидкости и тем самым закрывая клапан.

Предложенная конструкция клапана позволяет сохранять его герметичность до полного износа либо запорного органа и седла, либо обоих вместе и тогда шар проваливается в выработанное по его диаметру проходное отверстие седла, что не требует специального подземного ремонта скважины.

Изменение положения пластины в зависимости от объема входной жидкости, веса запорного элемента позволяет регулировать завихрение потока проходящего через проходное сечение седла клапана и таким образом влиять на вращение шарика при его подъеме. Посадка шарика на седло клапана в разном положении при длительной эксплуатации обеспечивает «притирку» клапана и снижает выработку посадочного места на седле.

Предложенная конструкция шарикового клапана СШН обладает следующими достоинствами:

- разработанная конструкция шарового клапана обладает научной новизной, что подтверждается полученным патентом;
- предложенное конструктивное решение шарового клапана обеспечивает вращение запорного элемента – шара при движении вверх;
- при закрытии клапана, шар садится на седло в новом положении, что позволяет обеспечить своеобразную притирку клапана и снизить выработку посадочных мест шарика и седла;
- имеет простую конструкцию, что обеспечивает его технологичность в процессе изготовления. Он также обладает высокой ремонтопригодностью, что позволяет легко проводить необходимые ремонтные работы. Кроме того, он не требует использования большого количества материалов, что делает его не материалоемким. Шариковый клапан надежен в работе и обладает высокой степенью надежности, что обеспечивает безопасную и эффективную работу. Его конструкция также позволяет легко тиражировать данный тип клапанов для применения в различных системах.

2.3 Описание конструкции и принципа работы разработанной конструкции клапанного узла СШН

Практически на всех серийно выпускаемых СШН используется шариковый клапанный узел ввиду того, что они обладают простой конструкцией и зарекомендовали себя с положительной стороны в эксплуатации [11].

Шариковые клапаны СШН выпускаются в 3-х модификациях по конструкции седла клапана, а именно – с цилиндрическим седлом и буртом (а), с цилиндрическим седлом (б), и с сборным седлом типа КТ (в) представленных на рисунке 2.3.

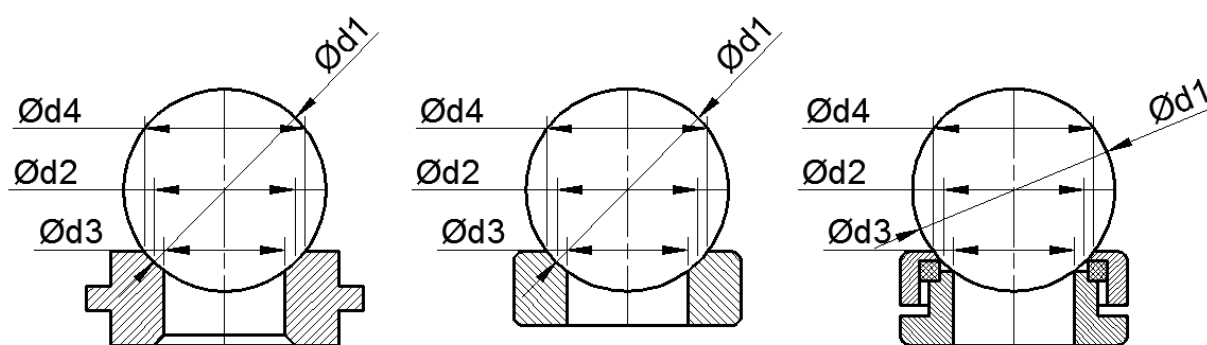


Рисунок 2.3 – Конструктивное исполнение седел клапанов

Как можно заметить по рис 2.3 шариковый клапан имеет несложную конструкцию, которая состоит из седла и запорного элемента (шара).

Клапана могут иметь нормальный и уменьшенный диаметры шара. Геометрические характеристики шариковых клапанов приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Характеристики шариковых клапанов

Обозначение клапана	Нормальный размер шара			Обозначение клапана	Уменьшенный размер шара		
	Внешний диаметр седла, d_s мм	Диаметр шара, d_l мм	Высота клапана, l_l мм		Внешний диаметр седла, d_s мм	Диаметр шара, d_l мм	Высота клапана, l_l мм
К-223-159	22,35	15,875	23,1 - 24,4	К-223-143	22,35	14,288	21,9 - 2
К-223-175	22,35	17,462	24,3 - 25,5				
К-253-190	25,35	19,05	25,4 - 26,7	К-253-175	25,35	17,468	24,3 - 25,5
К-253-222	25,35	22,225	27,9 - 29,1				
К-313-238	31,35	23,813	31,5 - 32,8	КБ-313-238	31,35	23,813	31,5 - 32,8
				КБ-313-222	31,35	22,225	30,4 - 31,6
К-363-270	36,35	26,988	33,9 - 35,2	КБ-363-270	36,35	26,988	33,9 - 3
				КБ-363-254	36,35	25,4	32,8 - 34
К-363-286	36,35	28,575	35,1 - 36,4	КБ-363-286	36,35	28,575	35,1 - 36,4
К-423-317	42,35	31,75	37,4 - 38,8	КБ-423-317	42,35	31,75	37,4 - 38,8
К-483-349	48,35	34,925	39,8 - 41,1	КБ-483-349	48,35	34,925	39,8 - 41,1
				КБ-483-317	38,35	31,75	37,4 - 38,8
К-483-381	48,35	38,1	42,2 - 43,5	КБ-483-381	48,35	38,1	42,2 - 43,5
К-603-429	60,35	42,862	50,8 - 52,1	КБ-603-429	60,35	42,862	50,8 - 52,1
				КБ-603-381	60,35	38,1	42,2 - 43,5
К-603-508	60,35	50,8	56,7 - 58,1	КБ-603-508	60,35	50,8	56,7 - 58,1
К-738-540	73,8	53,975	59 - 60,4	К-738-508	73,8	50,8	56,7 - 58,1
К-798-600	79,8	60	68,5 - 70,0	КБ-798-600	79,8	60,0	68,5 - 70
К-798-698	79,8	69,8	75,8 - 77,3	КБ-798-698	79,8	69,85	75,8 - 77,3
К-878-698	87,8			КБ-878-600	87,8	60,0	68,5 - 70
К-978-730	97,8	73,025	78,2 - 79,7	К-978-762	97,8	76,2	80,6 - 82,1
К-1038-762	103,8	76,2	80,6 - 82,1				

Важным вопросом, во многом определяющим долговечность работы шарикового клапана, является правильный подбор материала шарика и седла.

Исходя из параметров технологической жидкости откачиваемой ШСН детали клапанов изготавливают из различных материалов, приведенных в таблице 2.2 [12, 13].

Таблица 2.2 – Виды материалов клапана

Материал шара	Материал седла
Нержавеющая закаленная сталь	Нержавеющая закаленная сталь
Нержавеющая закаленная сталь	Спеченный металлопорошок
Нержавеющая закаленная сталь	Твердый сплав (карбид вольфрама)
Нержавеющая закаленная сталь	Нержавеющая закаленная сталь с кольцом из твердого сплава (карбид вольфрама)
Твердый сплав (карбид вольфрама)	Твердый сплав (карбид вольфрама)
Металлокерамика	Нержавеющая закаленная сталь с кольцом из твердого сплава (карбид вольфрама)
Нержавеющая закаленная сталь	Твердый сплав (карбид вольфрама)
Стеллит (сплав кобальта, никеля и хрома)	Стеллит (сплав кобальта, никеля и хрома)

Таблица 2.3 – Клапанные пары штанговых насосов

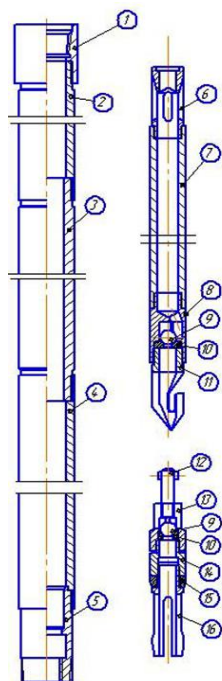
№	Обозначение	Материал седла	Материал шарика
1	VII-175-TC1	Твердый сплав "Интеграл"	Твердый сплав "Интеграл"
2	VII-175-TC2	Твердый сплав "Sichan Grinding Tools Manufacturing Limited Company Sichuan "	Твердый сплав "Sichan Grinding Tools Manufacturing Limited Company Sichuan "
3	VII-175-ST1	Стеллит "Интеграл"	Стеллит "Интеграл"
4	VII-175-ST2	Стеллит " Sihcan Grinding Tools Manufacturing Limited Company Sichuan "	Нитрид кремния "АНТЕЙ-МСК"
5	VII-175-TC1	Твердый сплав «АНТЕЙ-МСК»	Твердый сплав "АНТЕЙ-МСК"
6	VII-175-ST	Стеллит "Дива-классик"	Стеллит "Дива-классик"
7	VII-175F-TCI-112-TC3N	Карбид вольфрама "Kaydon"	Карбид титана "Kaydon"
8	VII-175-ОП- TiC-NS	Карбид вольфрама "Kaydon"	Нитрид кремния "АНТЕЙ-МСК"
9	VII-175-ST	Стеллит " Тяанма "	Стеллит " Тяанма "
10	VII-175-TC1	Твердый сплав " Тяанма "	Твердый сплав " Тяанма "
11	VII-175-EL45	Сталь 95X18	Сплав P6M5
12	VII-175-EL1	Сталь 95X18	Сплав P6M5

Таблица 2.4 – Геометрические и массовые показатели клапанов до испытаний

№	Обозначение	Диаметр шара (по документам 28,575 мм)	Масса шара, г	Масса седла, г	Суммарная масса, г
1	VII-175-TC1	28,58	175,49	110,6	286,09
2	VII-175-TC2	28,57	173,5	111,7	285,2
3	VII-175-ST1	28,58	106,5	66,5	173
4	VII-175-ST2	28,56	39,6	67	106,6
5	VII-175-TC1	28,56	174	104,4	278,4
6	VII-175-ST	28,57	105,9	67,2	173,1
7	VII-175F-TCIN-112-TC3N	28,23	105,8	113,3	219,1
8	VII-175-ОП-TiC-NS	28,56	40,1	111,2	151,3
9	VII-175-ST	28,56	106,5	66,1	172,6
10	VII-175-TC1	28,57	174,8	110,5	285,3
11	VII-175-EL45	28,59	94,3	62,7	157
12	VII-175-EL1	28,58	94,5	62,4	156,9
13	VII-175-EL2	28,58	94,5	62,8	157,3

2.4 Краткая характеристика насоса НН2Б-57

Для расчета взят реальный скважинный штанговый насос НН2Б-57 привезенный с месторождения «Узень», который будет использован для лабораторно-стендовой установки для проведения экспериментальных исследований, представлен на рисунке 2.3, а его клапанный узел на рисунке 2.4.



Поз	Кол-во	Наименование	Обозначение по API
1	1	Муфта	
2	1	Удлинитель верхний	
3	1	Цилиндр	B13-225
4	1	Удлинитель нижний	
5	1	Якорный башмак	
6	1	Клетка	
7	1	Плунжер	P23-225
8	1	Корпус клапана	
9	2	Шарик клапана 34,925 мм	V11-225
10	2	Седло клапана. 43,688	
11	1	Ловитель	
12	1	Шток	
13	1	Клетка клапана	
14	1	Ниппель якоря	
15	1	Уплотнительное кольцо	
16	1	Якорь пружинный	

Краткие характеристики скважинного штангового насоса НН2Б-57 необходимые для расчета: - наружный диаметр цилиндра равен $D_{\text{ц}} = 70$ мм, диаметр плунжера $d_{\text{п}} = 57$ мм, диаметр проходного отверстия седла клапана $d_{\text{п}} = 27$ мм, диаметр запорного элемента $d_{\text{ш}} = 35$ мм. Также известен режим откачки для условий эксплуатации месторождения «Узень», частота двойных ходов в минуту $n = 6-7$, длина хода плунжера $S_{\text{пл}} = 1,2 - 3,5$ м, к.п.д. насоса $\eta_{\text{н}} = 0,85$. Динамический уровень насоса 400 м. Коэффициент обводненности $B = 0,75$.

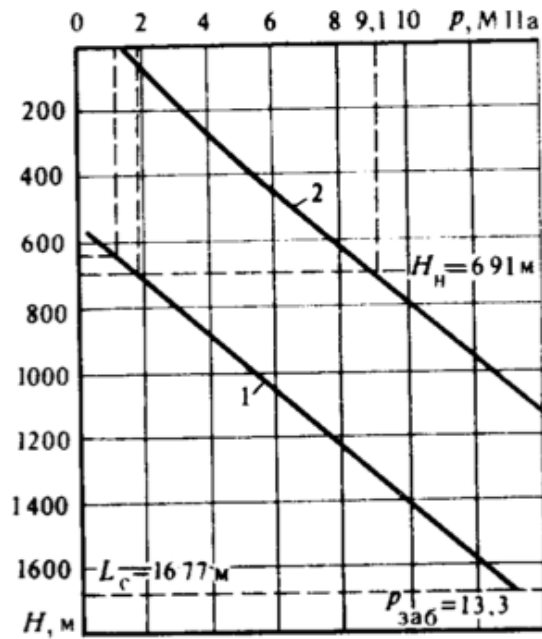
2.5 Расчет работы скважинных штанговых насосов

2.5.1 Расчет основных параметров работы насоса. Под оптимальным давлением на приеме насоса будем понимать такое давление, при котором обеспечивается заданный дебит скважины при минимальных условных приведенных затратах. Точное определение оптимального давления представляет сложную технико-экономическую задачу, решить которую можно при определенных допущениях и упрощениях [14].

Давление на приеме насоса рассчитываем по эмпирической формуле:

$$\begin{aligned} p_{\text{пр}} &= \left(1 - \frac{V_a}{100}\right)^{\frac{1,567 - V_a^2}{1,5 + 0,32V_a^2}} \cdot p_{\text{н}}(1 - B) \\ &= \left(1 - \frac{8,4}{100}\right)^{\frac{1,567 + 8,4^2}{1,5 + 0,32 \cdot 8,4^2}} \cdot 9,2(1 - 0,75) = 1,8 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (2.1)$$

Давление на выходе из насоса - 12 МПа при глубине установки насоса 1100 м, выбираем по кривым распределения давления, приведенным на рисунке 2.6.



1 - в стволе скважины; 2 - в колонне НКТ

Рисунок 2.6 – Кривые распределения давления

Объемный коэффициент нефти рассчитываем по эмпирической формуле:

$$b_n(p_{пн}) = 1 + (b_n - 1) \cdot \left(\frac{p_{пн} - 0,1}{p_{нас} - 0,1} \right)^{0,25} \quad (2.2)$$

$$= 1 + (1,16 - 1) \cdot \left(\frac{1,8 - 0,1}{9,2 - 0,1} \right)^{0,25} = 1,105$$

Объемный коэффициент жидкости при давлении на приеме насоса $p_{пн}$ по формуле:

$$b_{ж}(p_{пн}) = b_{ж}(p_{пн}) \cdot (1 - B) + b_v(p_{пн}) \cdot B \quad (2.3)$$

$$= 1,105(1 - 0,75) + 1 \cdot 0,75 = 1,026$$

Дебит скважины:

$$Q_{ж}(p_{пн}) = Q_{нд} \cdot \frac{b_{ж}(p_{пн})}{1 - B} = 10 \cdot \frac{1,026}{1 - 0,75} = 41 \text{ м}^3/\text{сут} \quad (2.4)$$

Суточная подача насоса:

$$Q_{нmin} = 3600 \cdot f_{пл} \cdot S_{пл} \cdot n = 3600 \cdot 0,00255 \cdot 1,5 \cdot 6 = 82,6 \text{ м}^3/\text{сут} \quad (2.5)$$

$$Q_{нmax} = 3600 \cdot f_{пл} \cdot S_{пл} \cdot n = 3600 \cdot 0,00255 \cdot 3,5 \cdot 7 = 225 \text{ м}^3/\text{сут} \quad (2.6)$$

$f_{пл}$ – площадь поперечного сечения плунжера, определяется по формуле м^2 :

$$f_n = \pi d_n^2 / 4 \quad (2.7)$$

$$f_n = 3,14 * 0,057^2 / 4 = 0,00255 \text{ м}^2$$

$S_{пл} = 1,5 \text{ м}$ - длина хода плунжера, м;

n - число двойных ходов в минуту, мин⁻¹.

При этом, чтобы осуществить запланированный дебит скважины, насос должен - обладать определенной подачей $Q_{нас}$ компенсирующей утечки продукции в плунжерной паре, которая определяется по формуле:

$$Q_{нас} = Q_{ж}(p_{цв}) / \beta_n = 20,65 / 0,725 = 28,48 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.8)$$

где $Q_{ж}(p_{цв}) = Q_{нд} \cdot b_{ж} \cdot \frac{(p_{вых})}{2} (1 - B) = 82,6 \cdot (1 - 0,75) = 20,65 \text{ м}^3/\text{с}$ - расход жидкости на выходе из насоса;

β_n - коэффициент наполнения насоса, определяется по формуле:

$$\beta_n = \frac{1 - l_{ут}}{1 + R} + \frac{k_m}{1 + R} \left\{ \frac{b_{ж}(p_{цв})}{b_{ж}(p'_n)} \cdot \left[1 + \frac{R}{1 - B} \right] - 1 \right\} \quad (2.9)$$

k_m - коэффициент мертвого пространства насоса, который принимают равным 0,2.

B - коэффициент обводнённости;

$l_{ут}$ - относительная утечка жидкости в зазоре плунжерной пары:

$$l_{ут} = q'_{ут} / [2q_{см}(p_{цв})] \quad (2.10)$$

R - газовая число м³/м³, рассчитывается по формуле

$$R = V_{гсв}(p_{рв}) / [Q_{ж}(p_{цв})] \quad (2.11)$$

$V_{гсв}$ - объемный расход свободного газа в цилиндре насоса, приведенный к условиям всасывания в цилиндре, м³/с. Этот параметр вычисляется по формуле

$$V_{гсв}(p_{цв}) = \left[G_{от} - G_{от} \cdot \sqrt{\frac{p_{цв} - 0,1}{p'_{нас} - 0,1}} \right] \cdot \frac{z \cdot p_0 \cdot T_{цв} \cdot Q_{нд}}{86400 \cdot p_{цв} \cdot T_0} \quad (2.12)$$

$q_{см}(p_{цв})$ - объемный расход смеси, приведенный к давлению всасывания в цилиндре насоса, вычисляемому по формуле:

$$q_{\text{см}}(p_{\text{цв}}) = \frac{Q_{\text{нд}} \cdot b_{\text{ж}}(p_{\text{цв}})}{86400 \cdot (1 - B)} + V_{\text{гсв}} \quad (2.13)$$

где $Q_{\text{нд}}$ – дебит дегазированной нефти, м³/сут.

$p_{\text{цв}}$ – давления в цилиндре насоса при всасывании, Па;

$Q_{\text{ж}}(p_{\text{пн}})$ – дебит жидкости на приеме насоса, м³/сут, определяется по формуле:

$$Q_{\text{ж}}(p_{\text{пн}}) = Q_{\text{нд}} \cdot b_{\text{ж}}(p_{\text{пн}})/(1 - B) \quad (2.14)$$

$b_{\text{ж}}(p_{\text{пн}})$ – объемный коэффициент жидкости (продукции скважины) при давлении на приеме насоса $p_{\text{пн}}$, рассчитываемый по формуле

$$b_{\text{ж}}(p_{\text{пн}}) = b_{\text{н}}(p_{\text{пн}}) \cdot (1 - B) + b_{\text{в}}(p_{\text{пн}}) \cdot B \quad (2.15)$$

$b_{\text{н}}(p_{\text{пн}})$, $b_{\text{в}}(p_{\text{пн}})$ – соответственно объемные коэффициенты нефти и воды ($b_{\text{в}}(p_{\text{пн}}) = 1$ для воды) при давлении на приеме.

2.5.2 *Расчет клапанного узла насоса.* Перепад давлений (в Па) в клапанах скважинного насоса

$$\Delta P_{\text{к}} = \omega_{\text{max}}^2 \cdot \frac{\rho_{\text{ж}}}{2\mu_{\text{к}}^2} = 25,8 \cdot \frac{790}{2 \cdot 0,95^2} = 32,87 \text{ Мпа} \quad (2.16)$$

где ω_{max} – наибольшая скорость движения жидкости в отверстии седла клапана, м/с;

$\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости (дегазированной), кг/м³;

$\mu_{\text{к}} = 0,95$ – коэффициент расхода клапана, определяемый по специальным графикам в зависимости от числа Рейнольдса в клапане (в отверстии седла).

Наибольшая скорость движения жидкости в шариковом клапане

$$\omega_{\text{max}} = 4q_{\text{к}}/d_{\text{к}}^2 = 4 \cdot \frac{5,097}{0,027^2} = 25,8 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.17)$$

где $q_{\text{к}}$ – расход продукции через клапан, м³/с;

$d_{\text{к}}$ – диаметр отверстия седла клапана, м.

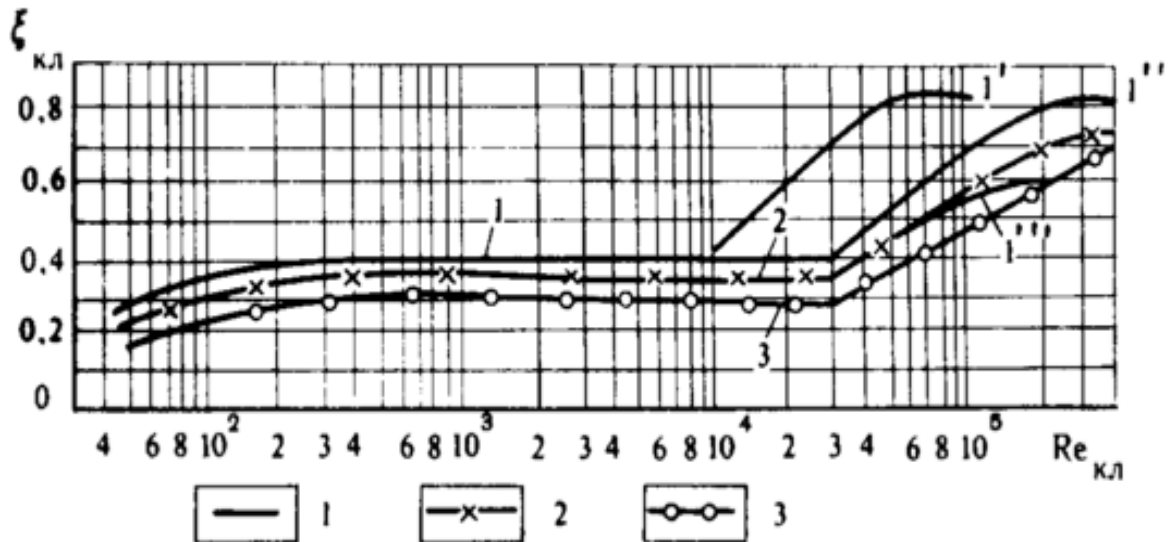
Число Рейнольдса в отверстии седла в клапана

$$Re_{\text{к}} = \omega_{\text{max}} \cdot \frac{d_{\text{к}}}{\nu_{\text{ж}}} = 25,8 \cdot \frac{0,027}{8,4 \cdot 10^{-5}} = 8292 \quad (2.18)$$

где $\nu_{\text{ж}} = 8,4 \cdot 10^{-5}$ – кинематическая вязкость жидкости, м²/с.

При расчетах Re_k , когда продукция представлена смесью двух жидкостей (нефти и воды), используется вязкость той жидкости, которая преобладает в смеси (содержание ее более половины). В случае, когда содержание обеих фаз равно, принимают кинематическую вязкость наиболее вязкой составляющей.

Выражение (2.18) записано с учетом неравномерного движения плунжера в течение насосного цикла.



1 - с одним шариком и с окнами: 1' - $d_k = 14$ мм; 1'' - $d_k = 25$ мм; 1''' - $d_k = 30$ мм; 2 - с одним шариком и со стаканом; 3 - с двумя шариками

Рисунок 2.7 – Зависимость коэффициента расхода клапана от числа Рейнольдса [14]

Если через клапан движется газожидкостная смесь, то при расчете $\omega_{max} q_k$ подставляется объемный расход смеси в условиях приема насоса $q_{см}$.

Зависимости коэффициента расхода клапана ξ от числа Re_k представлены на рисунке 2.7. После вычисления перепадов давлений в клапанах определяются давления в цилиндре насоса при всасывании ($p_{цв}$) и нагнетании ($p_{цн}$):

$$p_{цв} = p_{пн} - p_{кв} = 1,8 - 0,047 = 1,753 \text{ МПа} \quad (2.19)$$

$$p_{цн} = p_{вых} - p_{кн} = 9,1 - 0,032 = 9,132 \text{ МПа} \quad (2.20)$$

В плунжерной паре все утечки и потери жидкости $q'_{ут}$ (в $\text{м}^3/\text{с}$) рассчитывают по формуле А.М. Пирвердяна:

$$q'_{ут} = 0,262 \cdot (1 + 1,5C_9^2) \cdot \frac{d_{пл} \cdot \delta^3 (p_{цн} - p_{цв})}{\rho_{ж} \cdot v_{ж} \cdot l_{пл}} = 0,262 \cdot (1 + 1,5 \cdot 0,5) \cdot \frac{0,057 \cdot 10^{-3} (1,8 - 1,75)}{790 \cdot 8,4 \cdot 10^{-5} \cdot 1,2} = 1,64 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.21)$$

δ - зазор (на радиус) между плунжером и цилиндром при их концентрическом расположении (группа посадки), м;

$l_{пл}$ - длина плунжера (для серийных насосов $l_{пл} = 1,2$ м), м;

$d_{пл}$ – диаметр плунжера, м;

Выпускаемые промышленностью насосы имеют четыре группы посадки:

Группа посадки	0	I	II	III
Зазор на радиус, мкм	0 – 22,5	10 - 35	35 - 60	60 - 85

При неизвестном относительном эксцентриситете его принимают равным 0,5. Следует подчеркнуть, что формулу (7.25) можно использовать только в том случае, если режим движения жидкости в зазоре ламинарный, причем условие существования ламинарного режима определяется критическим числом Рейнольдса:

$$Re = q'_{ут} / (\pi \cdot D_{пл} \cdot v_{ж}) = 1,64 \cdot 10^{-5} / (3,14 \cdot 0,057 \cdot 8,4 \cdot 10^{-5}) = 113 \quad (2.22)$$

Если расчетное число Re в зазоре больше 10^3 , то режим движения жидкости турбулентный, и утечки можно вычислить по формуле (концентрическое расположение):

$$\begin{aligned} q'_{ут} &= 4,7 \cdot \pi \cdot d_{пл} \cdot [\delta^3 \cdot \frac{(p_{вых} - p_{цв})}{(l_{пл} \cdot \rho_{ж})} \cdot \frac{l}{v_{ж}^{\frac{1}{7}}}] \\ &= 4,7 \cdot 3,14 \cdot 0,057 \cdot \left(\frac{9,132 - 1,753}{1,2 \cdot 790 \cdot (8,4^{-5})^{\frac{1}{7}}} \right) \\ &= 1,64 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} \end{aligned} \quad (2.23)$$

Вышеприведенными формулами пользуются в случае отсутствия данных по режиму откачки (длина хода плунжера $l_{пл}$ и число двойных ходов плунжера в секунду N). Если режим откачки известен, то утечки

$$q_{ут} = q'_{ут} - 1,57 \delta \cdot D_{пл} \cdot l_{пл} \cdot N = 1,64 \cdot 10^{-5} \cdot 0,057 \cdot 1,2 \cdot 0,1 = 10,26 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.24)$$

2.5.3 Особенности обтекания тела потоком жидкости

Одной из принципиальных задач гидродинамики является определение сил, действующих со стороны потока на обтекаемое им тело. Предположим,

что поток, движущийся слева направо со скоростью U , обтекает тело D . Будем считать, что плоскость чертежа является плоскостью симметрии тела. Тогда сила, с которой поток действует на тело, будет иметь две компоненты - по направлению потока D и поперек него L .

Первая из них называется силой лобового сопротивления, а вторая - подъемной силой. При больших скоростях, когда вязкие силы малы по сравнению с инерционными, для определения подъемной силы и силы сопротивления можно было бы воспользоваться теорией идеальной жидкости. Однако соответствующая математическая теория показывает, что сила лобового сопротивления, действующая со стороны потока идеальной жидкости на обтекаемое им тело, равна нулю. Этот вывод находится в полном противоречии с экспериментом, и поэтому он получил название парадокса Даламбера. Для подъемной силы теория дает очень простое выражение. Если поток является плоским, т.е. он не меняется вдоль оси, перпендикулярной к плоскости чертежа, то на единицу длины тела действует подъемная сила

$$L = \rho \cdot U \cdot \Gamma \quad (2.25)$$

где Γ - циркуляция скорости, определяемая как интеграл по некоторому замкнутому контуру C , охватывающему тело, от направленной вдоль контура составляющей скорости

$$L = \int_C v_s dS \quad (2.26)$$

Можно показать, что в безвихревом потоке идеальной жидкости циркуляция не зависит от выбора контура. Трудность, однако, состоит в том, что в рамках теории идеальной жидкости Γ нельзя определить, а нужно задавать независимо. Таким образом, возникает новый парадокс: выбирая Γ произвольно, мы можем получить любое значение подъемной силы. Этот парадокс разрешается гипотезой Жуковского - Чаплыгина: для тел, сечение которых имеет угловую точку (как обычный профиль крыла, рис. 4.7, а), циркуляция должна принимать такое значение, при котором у острой кромки скорость конечна, поток должен плавно сходиться с профиля (см. рис. 4.7, а). Эта гипотеза, позволяющая выделить единственное "правильное" значение циркуляции, подтверждается как результатами визуализации потока, так и тем обстоятельством, что на ее основе удастся рассчитать подъемную силу для хорошо обтекаемых контуров, согласующуюся с экспериментом.

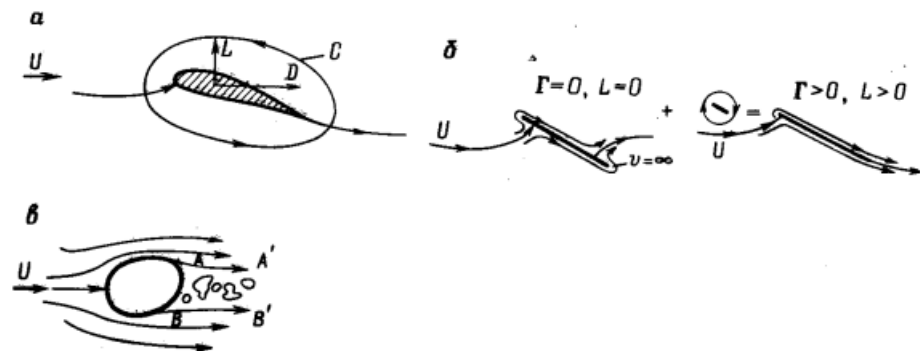


Рисунок 2.8 – Схемы обтекания:

а - крыла; б - пластинки без срыва струй; в - тела со срывом струй

Физической причиной возникновения подъемной силы является разность давлений между нижней и верхней поверхностями профиля. На рис. 4.7, б ($\Gamma = 0$, $L = 0$) показана картина обтекания пластинки потоком идеальной жидкости при нулевой и положительной циркуляциях. В первом случае распределение скоростей симметрично относительно середины пластинки. Поскольку по теореме Бернулли

$$p = p_0 + \rho \cdot \frac{U^2}{2} - \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (2.27)$$

где v - местная скорость, то и распределение давления симметрично, так что суммарная сила давления, действующая со стороны потока на пластинку сверху и снизу, одинакова.

Для того чтобы сместить точку схода потока на заднюю кромку контура (что отвечает гипотезе Жуковского), нужно, очевидно, наложить на поток (см. рис. 4.7, б) дополнительную циркуляцию по часовой стрелке. При этом скорости на верхней половине профиля уменьшатся, а на нижней увеличатся, и в соответствии с уравнением Бернулли возникает некоторое суммарное превышение давления под крылом над давлением над профилем, которое и создает подъемную силу. Величина дополнительной циркуляции, а потому и подъемной силы будет зависеть от угла между пластинкой и направлением потока, называемого обычно углом атаки.

Из соображений размерности, учитывая, что подъемная сила зависит от плотности жидкости, скорости потока, длины пластинки l и угла атаки α , легко получить

$$\Gamma = 0,5 \cdot C_L \cdot (\alpha) \cdot \rho \cdot U^2 \cdot l \quad (2.28)$$

где C_L - коэффициент подъемной силы; множитель - вводится по традиции.

Аналогично принято представлять и силу сопротивления:

$$D = 0,5 \cdot C_D \cdot (a) \cdot \rho \cdot U^2 \cdot l \quad (2.29)$$

Для употребляемых в технике профилей, в частности крыльев самолетов, принято изображать зависимости $C_i(a)$, $C(a)$ в виде единого графика, называемого полярой, крыла, где около каждой точки графика указано отвечающее ей значение угла.

Для хорошо обтекаемых профилей на оптимальных углах атаки

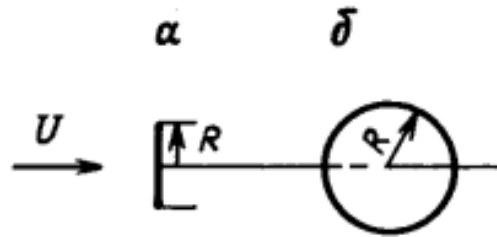
С,» С_д, по существу, парадокс Даламбера служит некоторым указанием именно на это обстоятельство. Вопреки "здравому смыслу", основная сила, действующая на хорошо обтекаемое тело в потоке, направлена перпендикулярно к направлению скорости.

Истинная "парадоксальность" парадокса Даламбера проявляется при анализе данных, относящихся к плохо обтекаемым телам - шару, цилиндру, пластинке, поставленной поперек потока. Реальные измерения показывают, что для всех этих тел при достаточно больших скоростях, т.е. там, где, казалось бы, должна "работать" теория идеальной жидкости, коэффициент сопротивления ССС оказывается величиной порядка единицы. Опыты с визуализацией потока показали, что картина потока в этом случае весьма характерна. Линии тока следуют форме тела в лобовой части, а на задней части тела они отходят ("отрываются") и за телом образуется своего рода "тень" - область сложных вихревых движений, причем скорости здесь сравнительно малы. Простейшей схематизацией такой картины течения служит модель обтекания со срывом струй (рис. 4.7, в). При этом в передней части тела, где происходит торможение потока, давление оказывается повышенным, а в задней части, куда не проникают линии тока, давление примерно такое, как на свободных линиях тока АА и ВВ, и поскольку здесь скорость порядка скорости набегающего потока или несколько больше нее, давление в донной области оказывается несколько меньше, чем в набегающем потоке. Нескомпенсированная разность давлений и создает силу сопротивления

$$D = 0,5 \cdot C_D \cdot (a) \cdot \rho \cdot U^2 \cdot S \quad (2.30)$$

где S - площадь наиболее широкого поперечного сечения тела; С имеет порядок единицы.

Для того чтобы понять, какова разница в силе сопротивления при отрывном и безотрывном обтекании, на рис. 4.8 показаны с соблюдением масштаба тела, имеющие одинаковое сопротивление, - маленькие диск и шар и гораздо больших размеров тело обтекаемой формы.



]

Рисунок 2.9 – Тела равного сопротивления:
а – диск, б – шар, $R = 16$ см

Воспользуемся сказанным выше, чтобы оценить ветровую нагрузку на буровую вышку. При скорости ветра 25 м/с на вышку высотой $H = 41$ м при средней ширине $b = 5$ м в предположении, что она "непродуваема" (например, закрыта щитами), действует сила

$$F = 0,5 \cdot \rho_a \cdot b \cdot U^2 \cdot H = 0,5 \cdot 1,3 \cdot 5 \cdot 41 \cdot 625 = 10^2 kH \quad (2.31)$$

Если предположить, что она распределена равномерно по высоте, то создаваемый ею момент в основании вышки составит $M = 10 \cdot 20,5 = 2$ МН • м. Учитывая, что сила сопротивления растет пропорционально квадрату скорости, легко оценить опасность ураганных ветров.

Выводы по разделу. Проведены аналитические исследования и расчеты процессов движения запорного органа клапана новой конструкции и разработана методика расчета движения запорного элемента клапана ШСН на всех типоразмерах ШСН и режимах работы для определения рациональных конструктивных параметров клапана новой конструкции.

Проведенные аналитические исследования показывают, что методика расчета характеристик процессов работы клапанов сводится к определению скорости движения жидкости в щели между шаром и седлом при его открывании ($v_{\text{ш}}$), скорости посадки запорного элемента клапана ($v_{\text{пос}}$), коэффициента сопротивления клапанного узла (ξ) и высоты подъема запорного элемента (h).

Для нас было важным рассчитать влияние угла наклона пластины на вращение при подъеме шара клапана. Угол отклонения оси клапана от вертикали α оказывает влияние на изменения скорости течения жидкости v , давления P при постоянном расходе жидкости Q через клапан.

Проведены расчеты по определению значений скорости течения жидкости в щели и скорости посадки и давления на поверхность запорного элемента, расхода жидкости в седле клапана оснащенного винтовой пластиной шириной от 5 до 15 мм диаметра проходного канала седла ($d_{\text{пкс}}$) при изменении угла отклонения оси клапана винтовой пластины от вертикали с изменением узла от 0° до 60° с шагом 5° . Установлено, что рациональной шириной пластины следует считать $0,3 d_{\text{пкс}}$, а угол отклонения линии оси канала седла от вертикали равным 30° .

При этом, как принято в гидродинамике, требуется проведение гидродинамических экспериментальных исследований по уточнению полученных расчетных значений.

3 Экспериментальные исследования

3.1 Описание стендовой установки для гидродинамических исследований

Созданию экспериментальной установки, уделяется большое внимание в инженерной науке. Необходимость создания и сборки стендовой экспериментальной установки обусловлена исследованием движения запорного элемента клапанного узла скважинного штангового насоса (далее СШН или насос) на различных режимах работы и установления рационального угла отклонения оси седла от вертикали.

Стендовая экспериментальная установка представляет собой модель СШН условным диаметром 57 мм наиболее широко применяемого на месторождении Узень изготовленного из оргстекла с целью проведения визуального наблюдения и высокоскоростной съемки за движением запорного элемента всасывающего клапана насоса.

Общий вид стендовой установки представлен на рисунке 3.1. Основными элементами стендовой установки являются непосредственно модель СШН, привод с зубчатой рейкой, насос и емкость для жидкости обвязанные в единую систему. Система является замкнутой, т.е. насос всасывает жидкость из емкости и подает на вход модели СШН, причем давление насоса моделирует давление на входе в СШН в промышленных условиях, а именно спуск насоса под уровень 30 м.

Модель СШН, изготовленная из оргстекла показана на рисунке 3.2 и включает в себя цилиндр с всасывающим клапаном и клапаном слива, поршень, шток, линейный привод поршня, патрубков нижнего подвода жидкости с вентилем. Основным сменным узлом для исследований является клапанный узел. Линейный привод обеспечивает вертикальное перемещение поршня и всасывание жидкости. В процессе всасывания жидкости клапан открывается и начинается движение в верх запорного элемента клапана, при этом осуществляется высокоскоростная видеосъемка движения шара.

Конструкция модели СШН позволяет легко заменять клапанный узел, который включает в себя - корпус клапана, в котором размещаются запорный элемент (шарик), седло и турбулизатор, удерживаемые снизу держателем седла.

Новизной в данной конструкции клапанного узла является наличие турбулизатора, который имеет наружный и внутренний диаметры, соответствующие диаметрам седла, но имеющий высоту равную двум толщинам седла. В связи с установкой турбулизатора длина резьбовой части корпуса клапана увеличена на высоту турбулизатора. Иных изменений к конструкции клапанного узла серийного выпускаемых СШН не требуется производить.

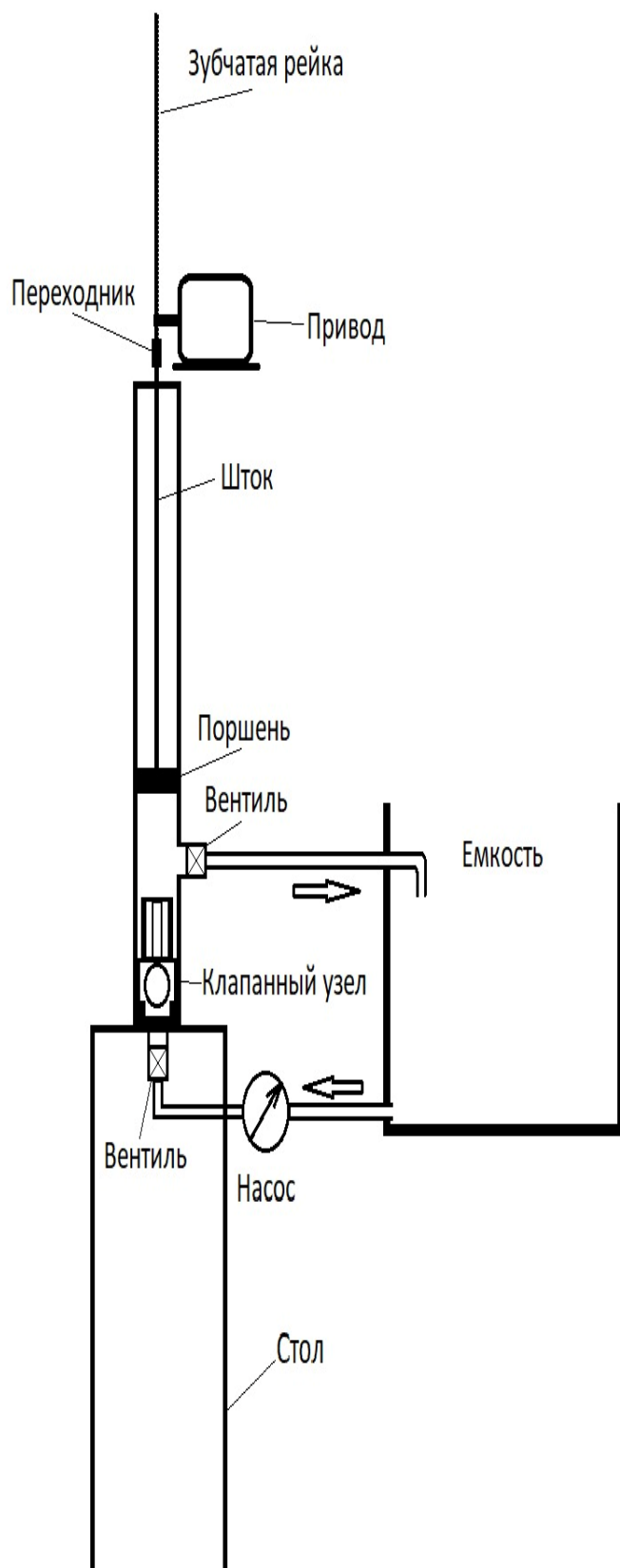


Рисунок 3.1 – Схема экспериментально-стендовой установки

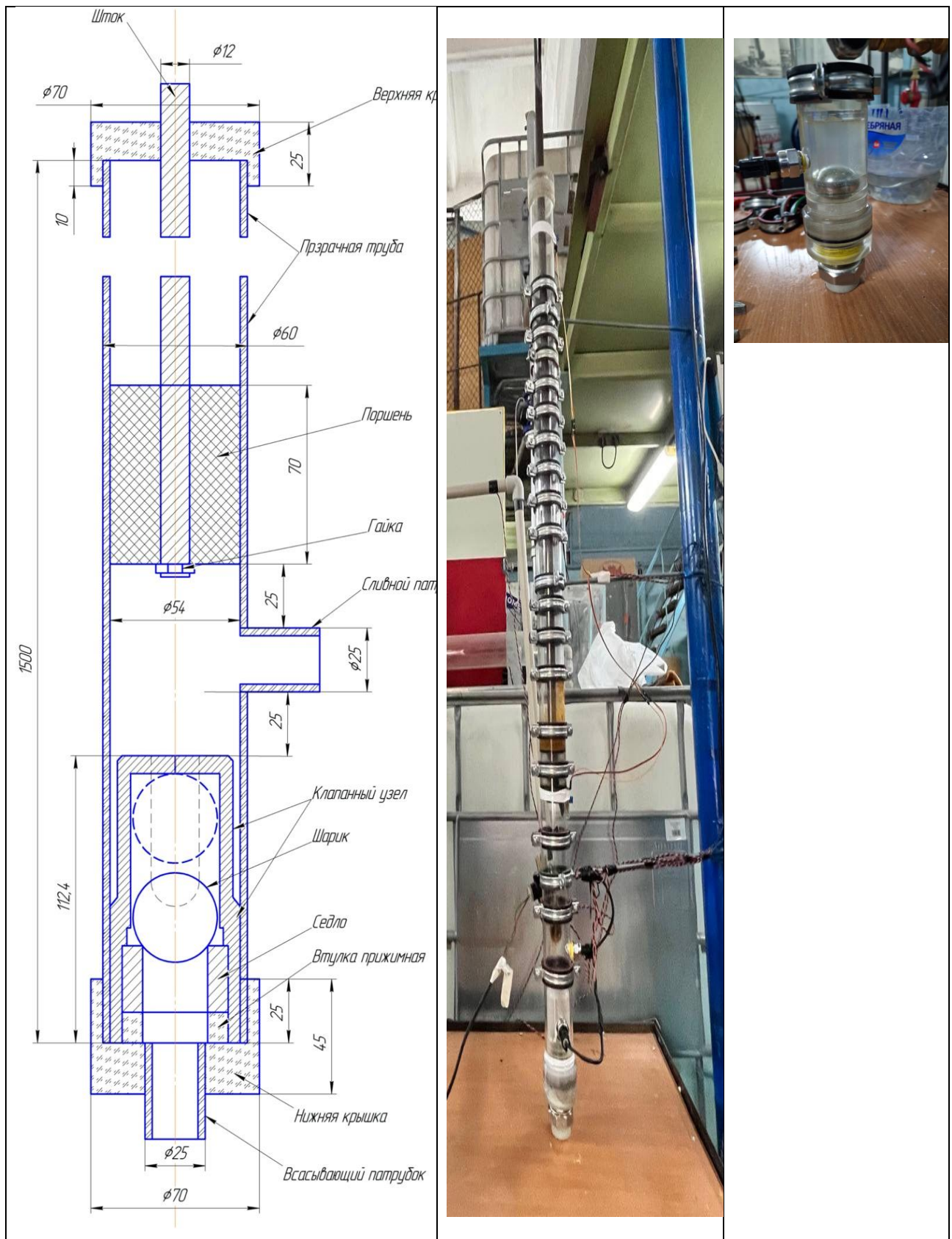


Рисунок 3.2 – Схема рабочей модели СШН из оргстекла

Для видеосъемки используется «Высокоскоростная съемка с рапид камерами EVERCAM» — это HD видео превосходного качества 720p на скорости до 4800 кадров в секунду [15].

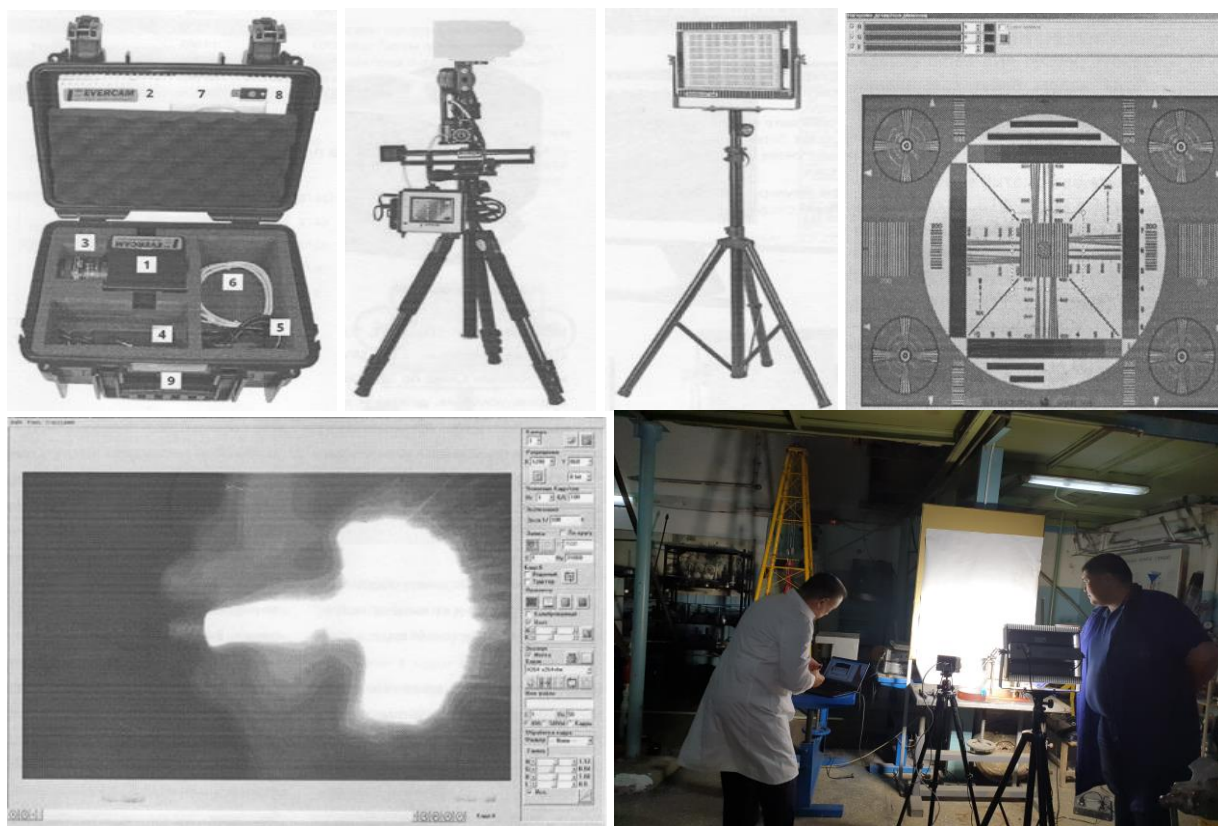


Рисунок 3.3 – Высокоскоростная съемка с рапид камерами EVERCAM

Данный аппарат отличается малыми размерами (100 x 90 x 100 мм) и весу и является универсальным инструментом для решения широкого спектра задач по фиксации быстротекущих процессов в различных областях, как лабораторные исследования технической направленности, испытание материалов, испытания промышленные, производство военной техники, линии поточного производства, рекламная высокоскоростная видеосъемка (Slow Motion) и многих других.

Камеры EVERCAM являются уникальной разработкой американских и российских специалистов. К преимуществам видеокамер SMC (Slow Motion Camera) для высокоскоростной съемки EVERCAM являются: высокая чувствительность сенсора, превосходное качество изображения, возможность работы в экстремальных температурных условиях и при значительных ударных нагрузках, возможность разработки специализированного ПО обработки высокоскоростного видео: измерение скорости движения объектов, цифровая фильтрация, детектор движения и т.д.. Более подробные технические характеристики камеры EVERCAM-1000-8-M приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Технические характеристики камеры EVERCAM-1000-8-M

Технические характеристики	
Сенсор	Цветной
Разрешение сенсора	1280 x 860 px
Технология сенсора	CMOS
Формат сенсора	4/3"
Чувствительность сенсора	20 V / Lux-s на длине волны 550 нм
Квантовая эффективность сенсора	>45% на длине волны 550 нм
Динамический диапазон	8 / 10 бит
Размер пиксела	13.7 мкм
Память	8 Гб
Длительность записи на предельном потоке	7.43 с
Предельная частота кадров при разрешении	1280 x 800: 1000 к/с
	1024 x 768: 1140 к/с
	1280 x 720: 1200 к/с
	800 x 600: 1500 к/с
	640 x 480: 1800 к/с
Предельная частота кадров при разрешении	320 x 240: 3500 к/с
	1280 x 432: 2000 к/с
	1280 x 208: 4000 к/с
	1280 x 160: 5900 к/с
	1280 x 80: 8700 к/с
	1280 x 32: 16000 к/с
	1280 x 16: 22500 к/с
Минимальное время экспозиции	1 мкс с шагом в 1 мкс
Тип затвора	Global Shutter
Запись по внешнему источнику сигнала	Да
Старт-стоп записи	От кнопок, программно, по триггеру, по числу кадров
Сигнал внешнего синхронизатора	TTL
Циклическая запись	Да
Управление и передача видео	Gigabit Ethernet
Протокол управления	UDP
Максимальное удаление от станции без репитера	100 м
Усиление	Три уровня
Наличие управляющего ПО	Да
Чувствительность	ISO 8000
Сохранение роликов в памяти камеры	До 128
Загрузка стоп-кадров или фрагментов видеоряда	JPEG, BMP, TIFF, AVI
Отображение информации	К/с, время, дата-время, режим раб
Охлаждение	Активное воздушное
Тип крепления оптики	F-Mount
Крепление под штатив	Резьбовое 1/4"
Габариты без оптики	100 x 90 x 100 мм
Вес без оптики	1 кг

Продолжение таблицы 3.1

Рекомендуемые объективы	- NIKKOR AF (Япония) - ЗЕНИТАР MC (Россия) - SAMYANG MF, AF (Корея)
Питание	Постоянное 12 В, переменное 220В, 50Гц
Потребляемая мощность	15 Вт
Температура работы	От 0 до 50 °С

В системе стенда задействован насос DG PED 3 итальянского производства, который позволяет обеспечивать заданное давление. Насос представлен на рисунке 3.4, а основные технические характеристики в таблице 3.2 [16].

DG PED 3 это высокоэффективная, компактная, бесшумная, автоматическая установка повышения давления, которая включает в себя: - многоступенчатый самовсасывающий насоса; -инвертор; - расширительный бак; -обратный клапан; - интуитивно понятную панель управления.

Инвертор с электронным управлением, поддерживает постоянное давление в системе, регулируя скорость вращения насоса в зависимости от требуемого расхода; ограничивает пусковой и рабочий токи, обеспечивая экономию энергии; оснащён платой расширения, позволяющей работать параллельно двум инверторам в составе насосной группы, управляя входными и выходными сигналами.

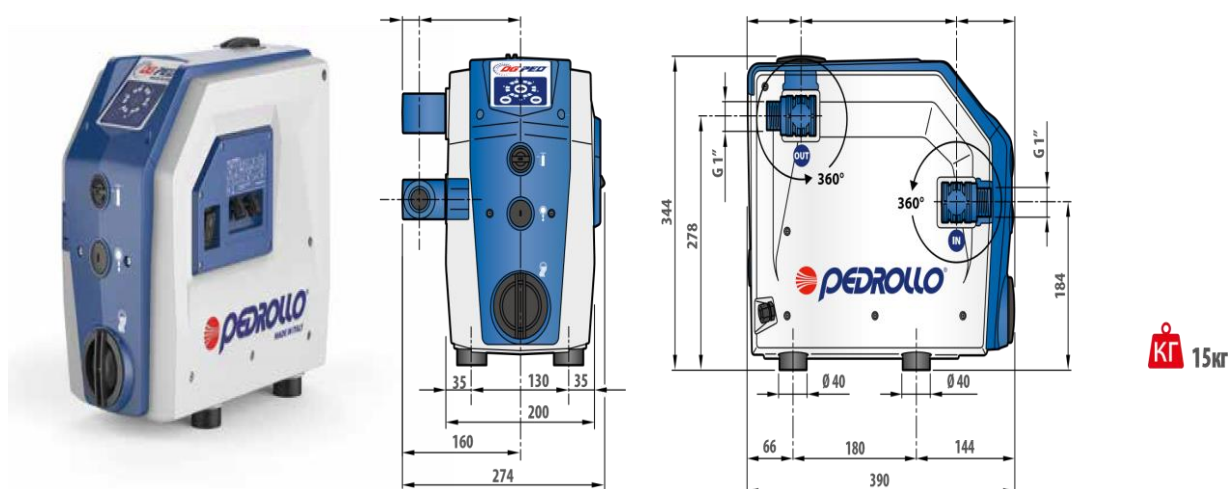


Рисунок 3.4 – Общий вид насоса DG PED 3 и его размеры

Таблица 3.2 – Технические характеристики насоса

Параметр	Значение
Напряжение питания	~ 230 В ± 10%
Частота	50/60 Гц
Изоляция	класс F

Макс. потребляемый ток - DG PED 3	7.5 A
- DG PED 5	10 A
Максимальная потребляемая мощность: P1 - DG PED 3	1,0 кВт
- DG PED 5	1,5 кВт
Макс. рабочее давление	10 бар
Заводская установка	3 бар
Манометрическая высота всасывания	до 8 м
Температура жидкости	от 0 ° C до + 40 ° C
Температура окружающей среды	от 0 ° C до + 40 ° C

К достоинствам насосов серии DG PED относится:

- низкий уровень шума;
- постоянное давление;
- простота использования;
- компактные габариты;
- укомплектованность расширительным баком, обратным клапаном, интуитивно понятной панелью управления;
- относится к классу многоступенчатых самовсасывающихся насосов.

РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ



ТИП	МОЩНОСТЬ		▲	МАКСИМАЛЬНЫЕ РАБОЧИЕ ТОЧКИ		РАБОЧИЕ ТОЧКИ (РЕГУЛИРУЕМАЯ УСТАНОВКА)				
	P ₂ кВт	Л.с.		Q л/мин	H м	Мин. установка бар	Заводская установка л/мин	Заводская установка бар	Макс. установка л/мин	Макс. установка бар
DG PED 3	0.75	1	IE3	5 – 80	55 – 10	1	35 – 80	3	5 – 58	5.5
DG PED 5	1.1	1.5		5 – 120	55 – 10	1	50 – 120	3	5 – 92	5.5

Q – Производительность H – Общий манометрический напор. Допустимое отклонение характеристик насосов соответствует классу 3B согласно EN ISO 9906

▲ Класс эффективности трехфазного электродвигателя (IEC 60034-30-1)

Рисунок 3.4 – Рабочие характеристики насосов DG PED 3 и DG PED 5

В качестве привод модельной установки СШН использовали DEIMOS ULTRA BT A400 KIT для откатных ворот весом до 400 кг итальянского производства [17]. Достоинством является обеспечение линейного возвратно-поступательного движения зубчатой рейки с заданной скоростью с помощью пульта управления беспроводной связи представленный на рисунке 5. Система управления имеет магнитные концевые выключатели, обеспечивающие точную и безопасную остановку в любых условиях окружающей среды.

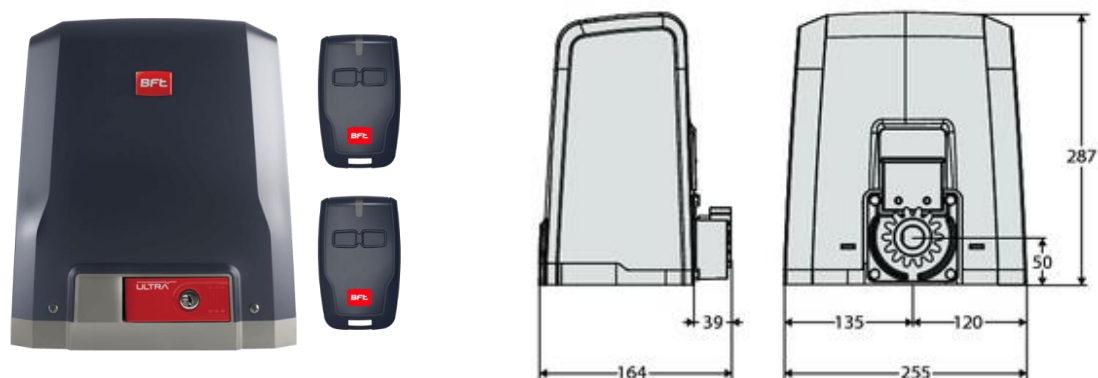


Рисунок 3.5 – Электромеханический привод с магнитными концевыми выключателями Deimos ULTRA BT A400

Технические характеристики привода приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Технические характеристики привода

Тип концевого выключателя	Магнитный
Реакция на препятствие	D-track
Замедление	Да
U-Link	Да
Блок управления	Merak 400
Мощность, Вт	50
Интенсивность использования	Интенсивное
Степень защиты	IP44
Температурный диапазон	-20 ÷ 50 °C
Максимальный вес ворот, кг	400
Модуль ведущей шестерни	4
Скорость открытия, м/мин	12
Напряжение двигателя, В	24
Страна-производитель	Италия

Клапанный узел насоса, являющийся объектом исследования, представлен на рисунке 3.6 и 3.7 укомплектован измененной конструкцией седла [18].

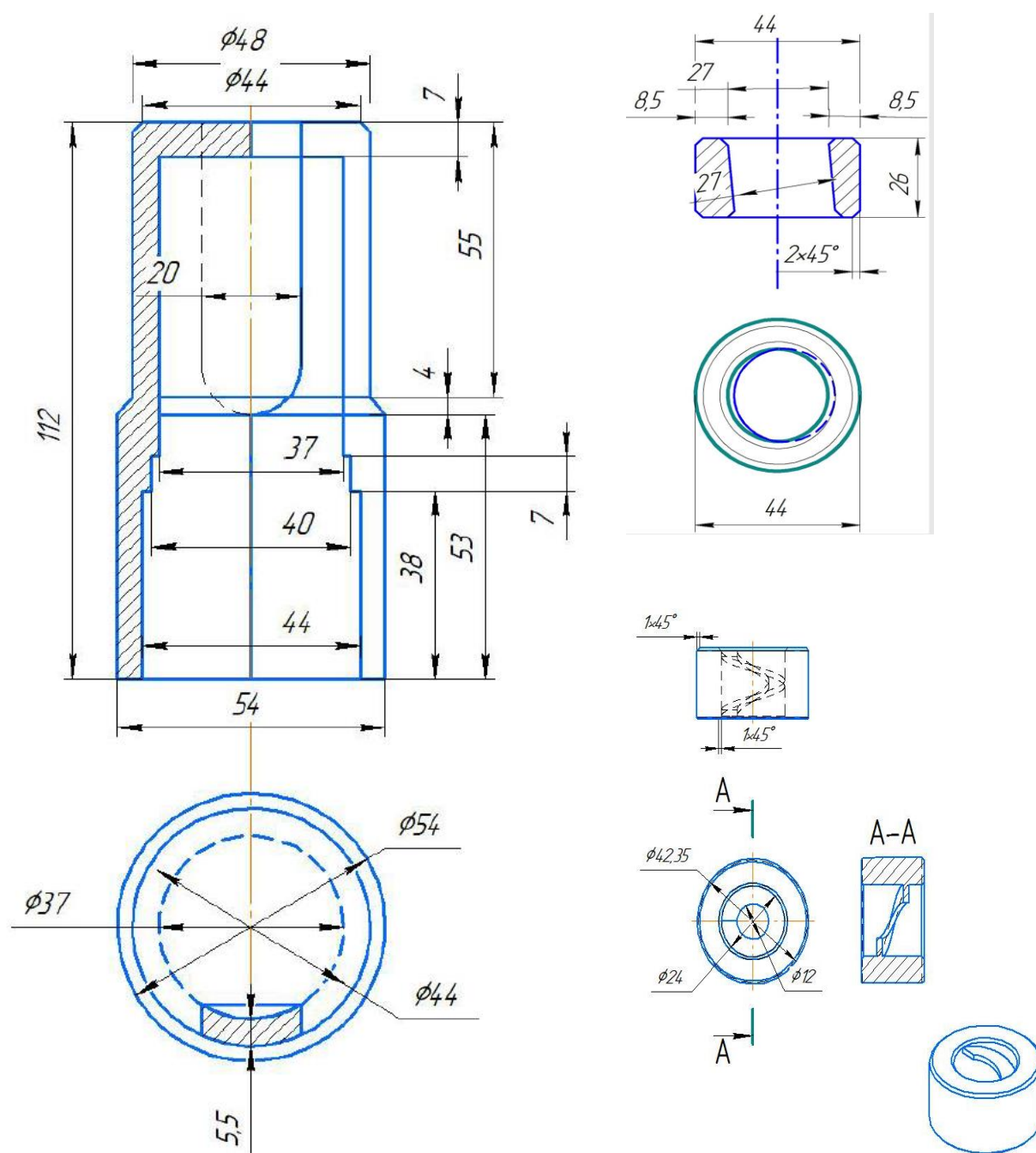


Рисунок 3.6 – Удлиненный корпус, седло и турбулизатор клапана

Модернизированная конструкция шарикового клапана насоса включает в себя корпус, внутри которого установлено седло с центральным отверстием и запорным элементом в форме шарика. Седло размещено под шариком, а под ним расположен турбулизатор. Данная конструкция обеспечивает беззастойную установку седла и позволяет эффективно регулировать поток жидкости через клапан. Турбулизатор служит для создания турбулентности в потоке и обеспечения равномерного распределения жидкости при прохождении через клапан.

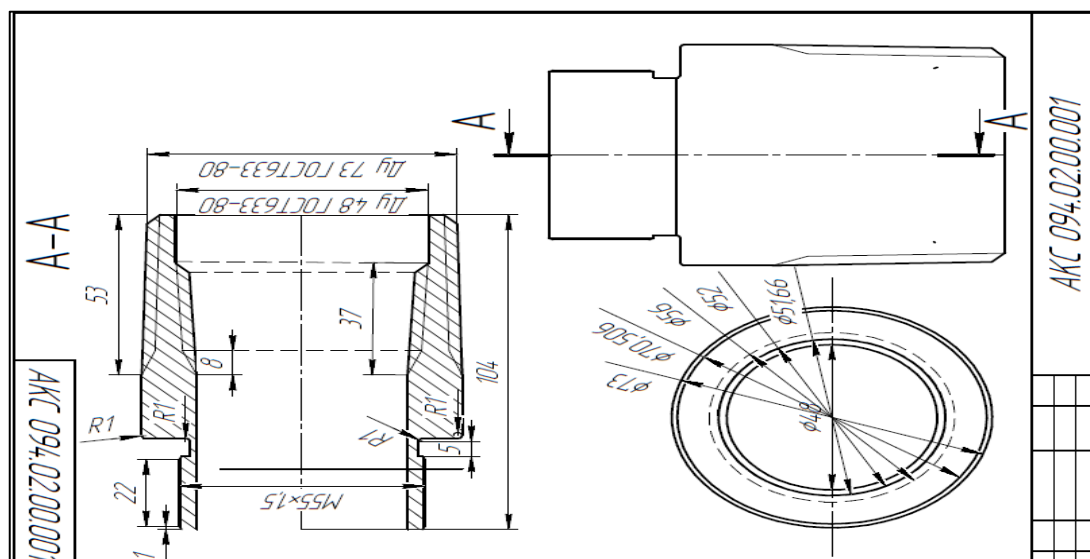


Рисунок 3.7 – Держатель седла АКС 094.02.00.001

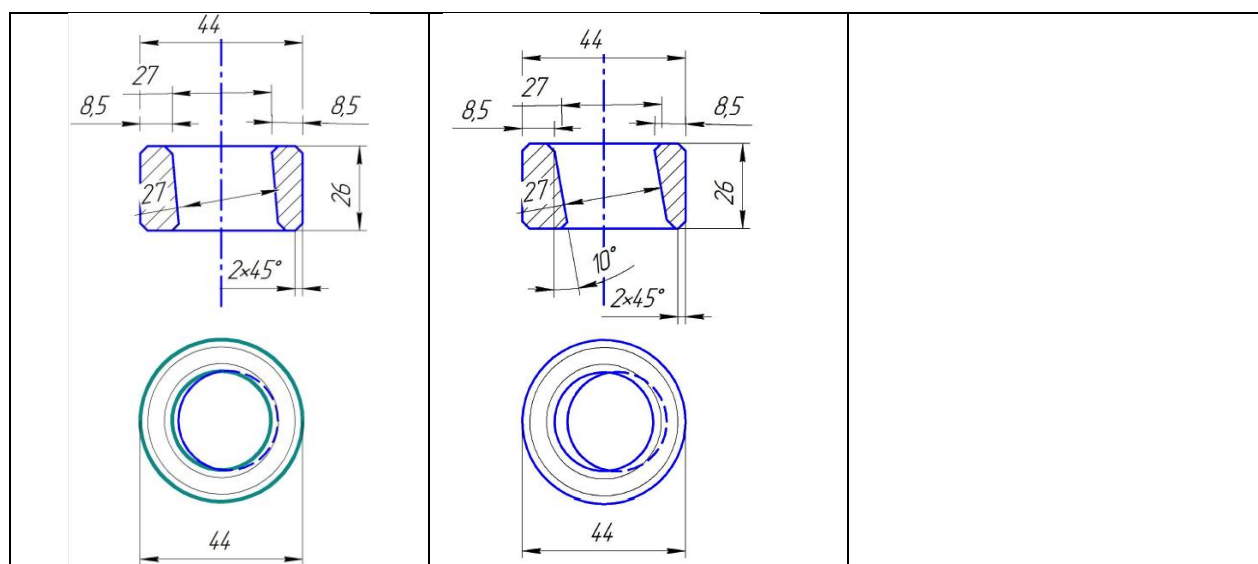


Рисунок 3.8 – Турбулизаторы с углом отклонения от вертикальной оси 5°, 10°, 12°

3.2 Методика постановки экспериментов

Эксперимент является одним из основных методов исследования окружающей действительности, который включает активное взаимодействие с изучаемым объектом или явлением. В технической литературе эксперимент определяется как система операций, воздействий и/или наблюдений, направленных на получение информации о объекте исследования. Планирование эксперимента представляет собой процедуру выбора опытов и условий их проведения, необходимых для достижения поставленной задачи с требуемой точностью.

В нашем случае мы использовали стендовые эксперименты, которые проводятся для изучения конкретного процесса в объекте исследования и определения его физических, химических и других свойств. Результаты стендовых испытаний позволяют выявить недоработки в расчетах конструкции. Стендовые эксперименты могут проводиться непосредственно на объекте исследования или на его модели. Модель обычно отличается от объекта масштабом или природой, но должна достаточно точно описывать объект.

- установления рационального угла отклонения оси вкладыша седла от вертикали в зависимости от режимов работы;

3.2.2 *Выборка для проведения исследований.* Параметры работы подающего насоса:

- напор P (м). : 10, 20, 30, 40, 50.

- турбулизатор с винтовой пластиной шириной: 5, 10, 15 мм.

1) $Q=10 \text{ дм}^3/\text{с}$, $H=10 \text{ м}$.

[illegible]

* - порядковый номер хода поршня СШН

б) угол $\alpha = 5^\circ$ - отклонения оси от вертикали

№	Время подъема шара	Время посадки шара	Факт. подача	Давление в точках, Па			номер эксперимента / число оборотов шара				
			дм ³ /с	1	2	3	1*	2*	3*	4*	5*
1											
2											
3											

* - порядковый номер хода поршня СШН

с) угол $\alpha = 10^\circ$ - отклонения оси от вертикали

№	Время подъема шара	Время посадки шара	Факт. подача	Давление в точках, Па			номер эксперимента / число оборотов шара				
			дм ³ /с	1	2	3	1*	2*	3*	4*	5*
1											
2											
3											

* - порядковый номер хода поршня СШН

д) угол $\alpha = 15^\circ$ - отклонения оси от вертикали

№	Время подъема шара	Время посадки шара	Факт. подача	Давление в точках, Па			номер эксперимента / число оборотов шара				
			дм ³ /с	1	2	3	1*	2*	3*	4*	5*
1											
2											
3											

* - порядковый номер хода поршня СШН

Далее по данной системе, для углов $\alpha = 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$ проводились эксперименты при:

- $Q = 10$ дм³/м, $H = 20$ м
- $Q = 10$ дм³/м, $H = 30$ м.
- $Q = 10$ дм³/м, $H = 40$ м.
- $Q = 10$ дм³/м, $H = 50$ м.
- $Q = 20$ дм³/м, $H = 10$ м.
- $Q = 20$ дм³/м, $H = 30$ м.
- $Q = 20$ дм³/м, $H = 40$ м.
- $Q = 20$ дм³/м, $H = 50$ м.
- $Q = 30$ дм³/м, $H = 10$ м.
- $Q = 30$ дм³/м, $H = 30$ м.
- $Q = 30$ дм³/м, $H = 40$ м.
- $Q = 30$ дм³/м, $H = 50$ м.

3.3 Результаты экспериментальных исследований

Для проведения стендовых исследований с целью подтверждения и уточнения методики расчета разработанной конструкции клапанного узла с турбулизатором СШН, нами были изготовлены опытные образцы с углом отклонения оси седла клапана от вертикали: 5° , 10° , 15° и с винтовой пластиной шириной: 5, 10, 15 мм.

На рисунке 3. ... приведена конструкция турбулизатора с углом отклонения оси седла клапана от вертикали: 5° , 10° , 15° и с винтовой пластиной шириной: 5, 10, 15 мм.

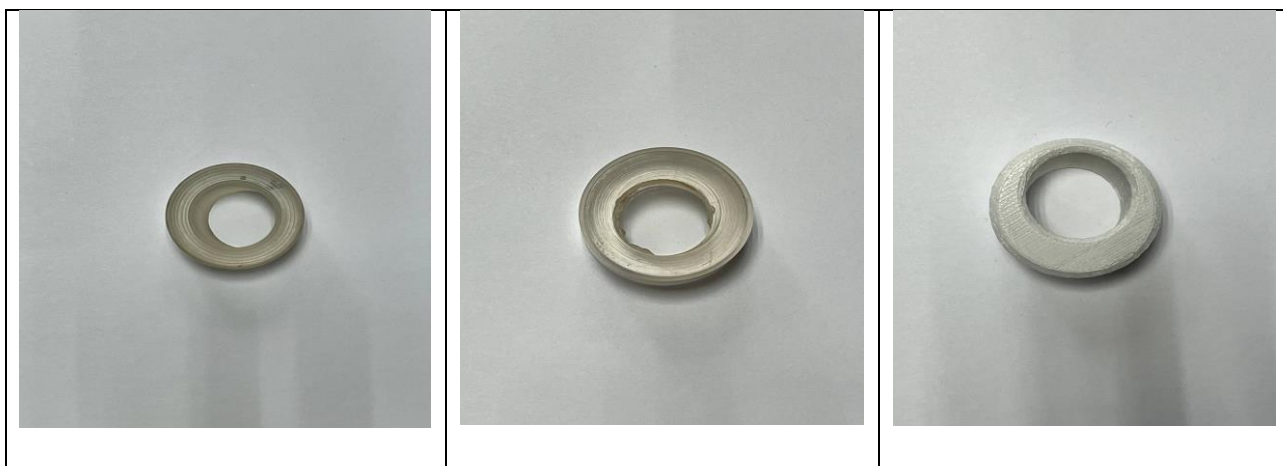


Рисунок 3.9 – Турбулизатор с углом отклонения оси седла клапана от вертикали: 5° , 10° , 15°

Турбулизаторы изготовлены с применением аддитивных технологий по созданию физического объекта по электронной модели на 3Д принтере методом послойного наращивания FDM (Fused deposition modeling).



Рисунок 3.10 – Турбулизатор с винтовой пластиной шириной 5, 7,5, 10 мм.

В процессе проведения стендовых экспериментальных исследований проводились снятие показаний с расходомера 3, электронных датчиков давления 4,6,7, показатели которых, обрабатывались в программе и представлялись в виде таблиц и графиков, как показано на рисунке 3.11.

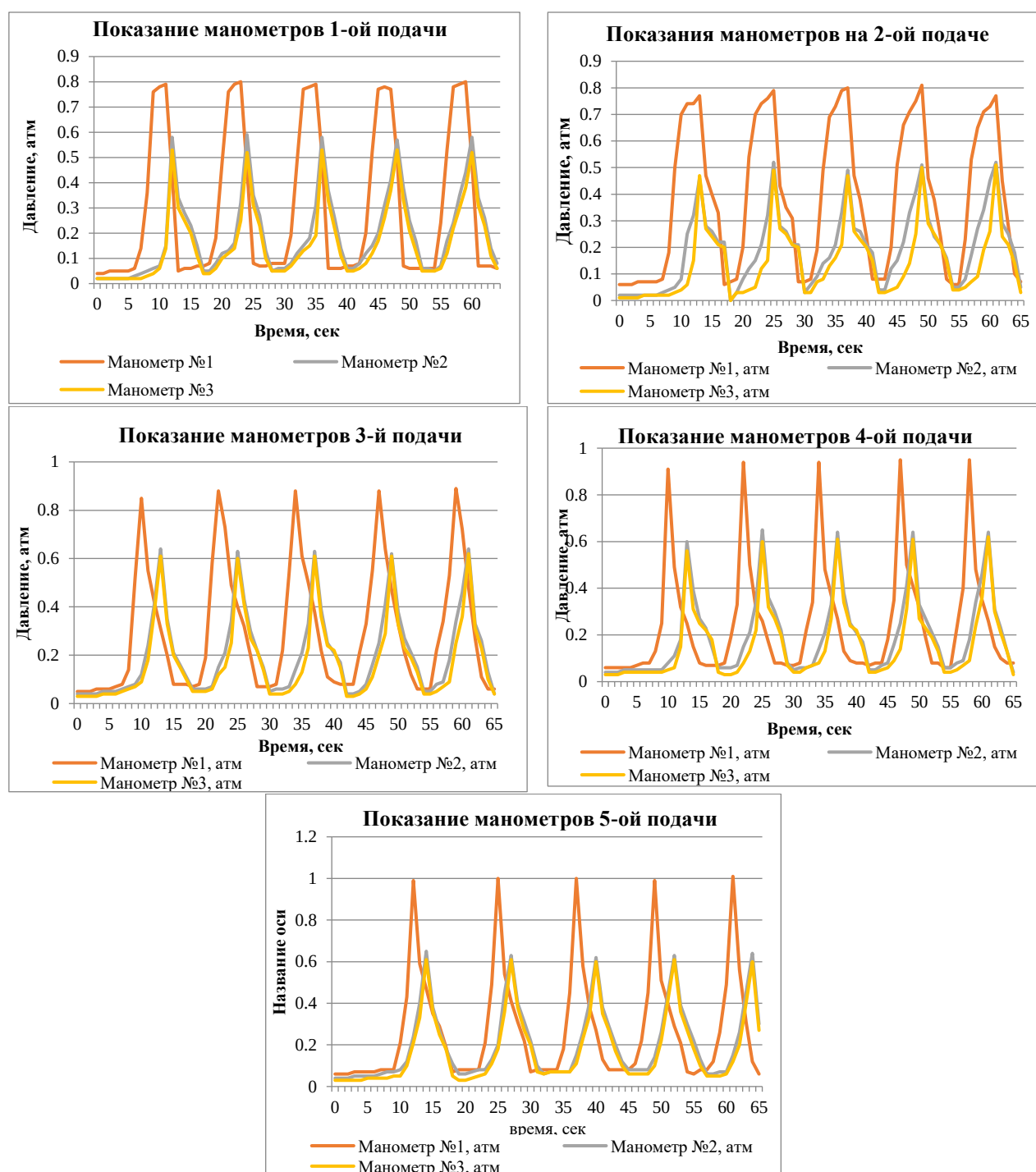


Рисунок 3.11 – Показания изменения давления, полученные в программе на 1 - 5 подаче

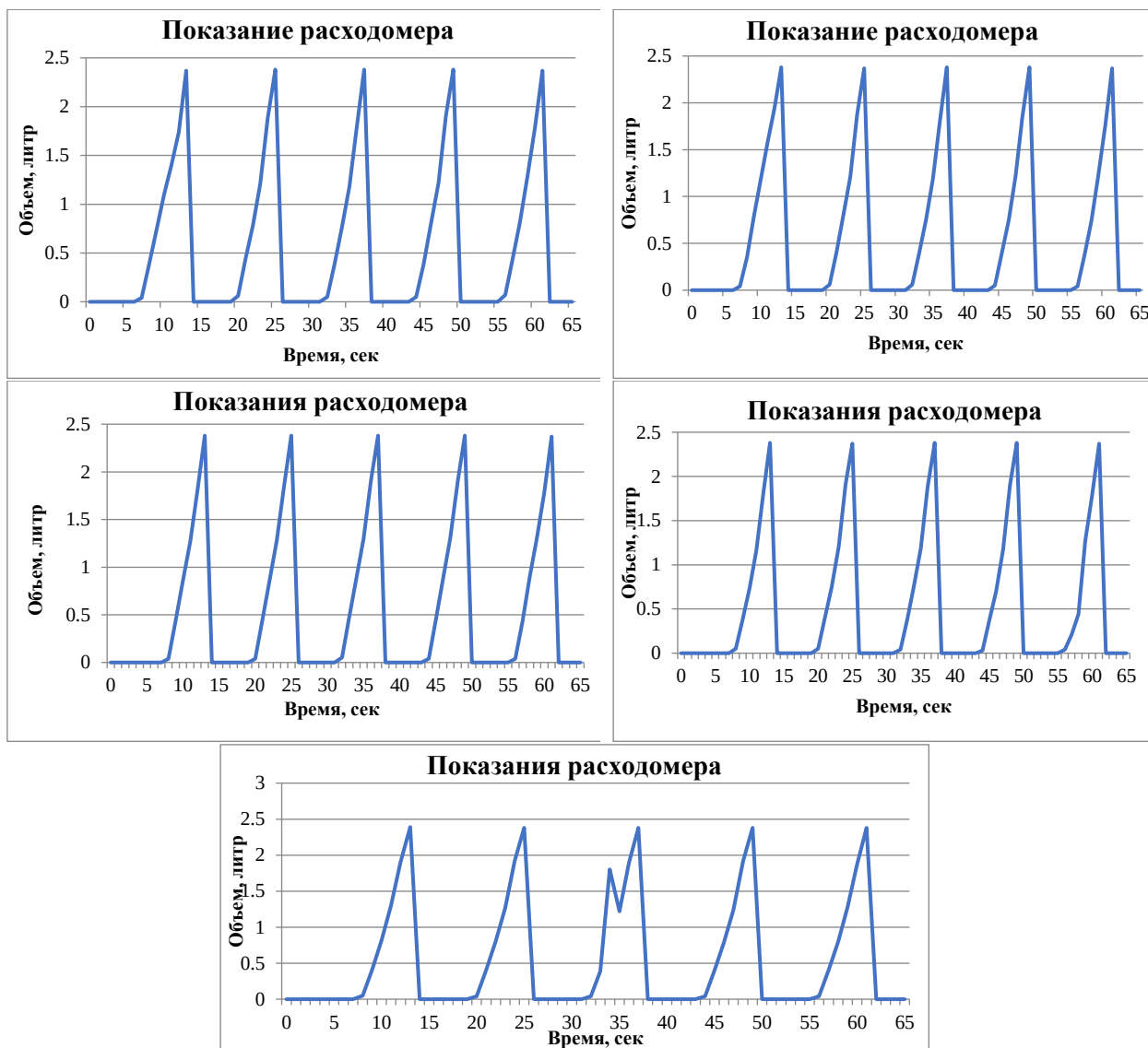


Рисунок 3.12 – Показания изменения расхода, полученные в программе на 1 - 5 подаче

На рисунке 3.11 и 3.12 приведены результаты показаний давления и расхода, создаваемых стендовым насосом в процессе проведения экспериментов на насадке с углом отклонения оси 5° .

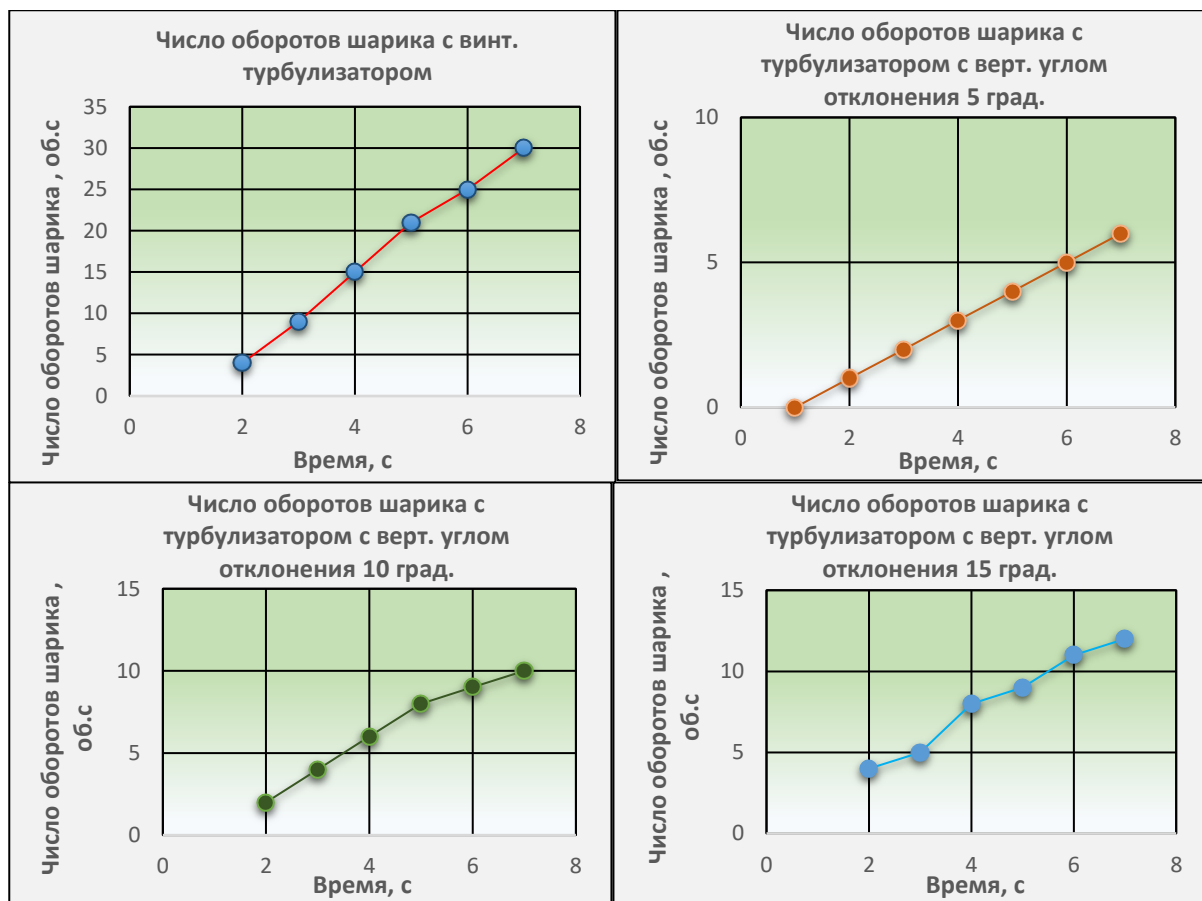
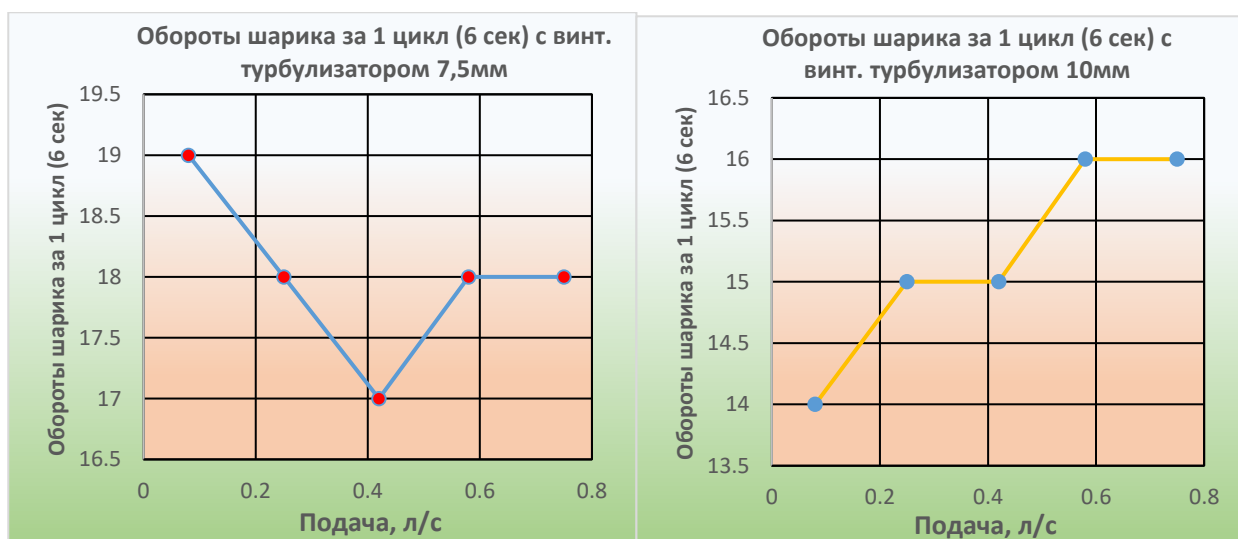


Рисунок 3.13 – Показания изменения оборотов шарика с течением времени с использованием винтового турбулизатора и турбулизаторов с угловым вертикальным отклонением в 5, 10, 15 градусов



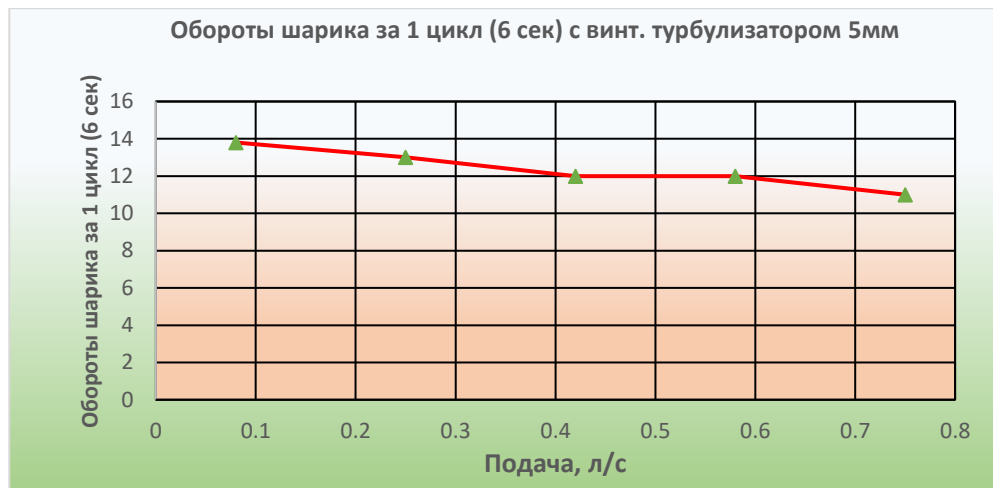


Рисунок 3.14 – Показания изменения оборотов шарика относительно подачи с использованием винтового турбулизатора с размерами винтовой части в 5, 7,5 и 10 мм.

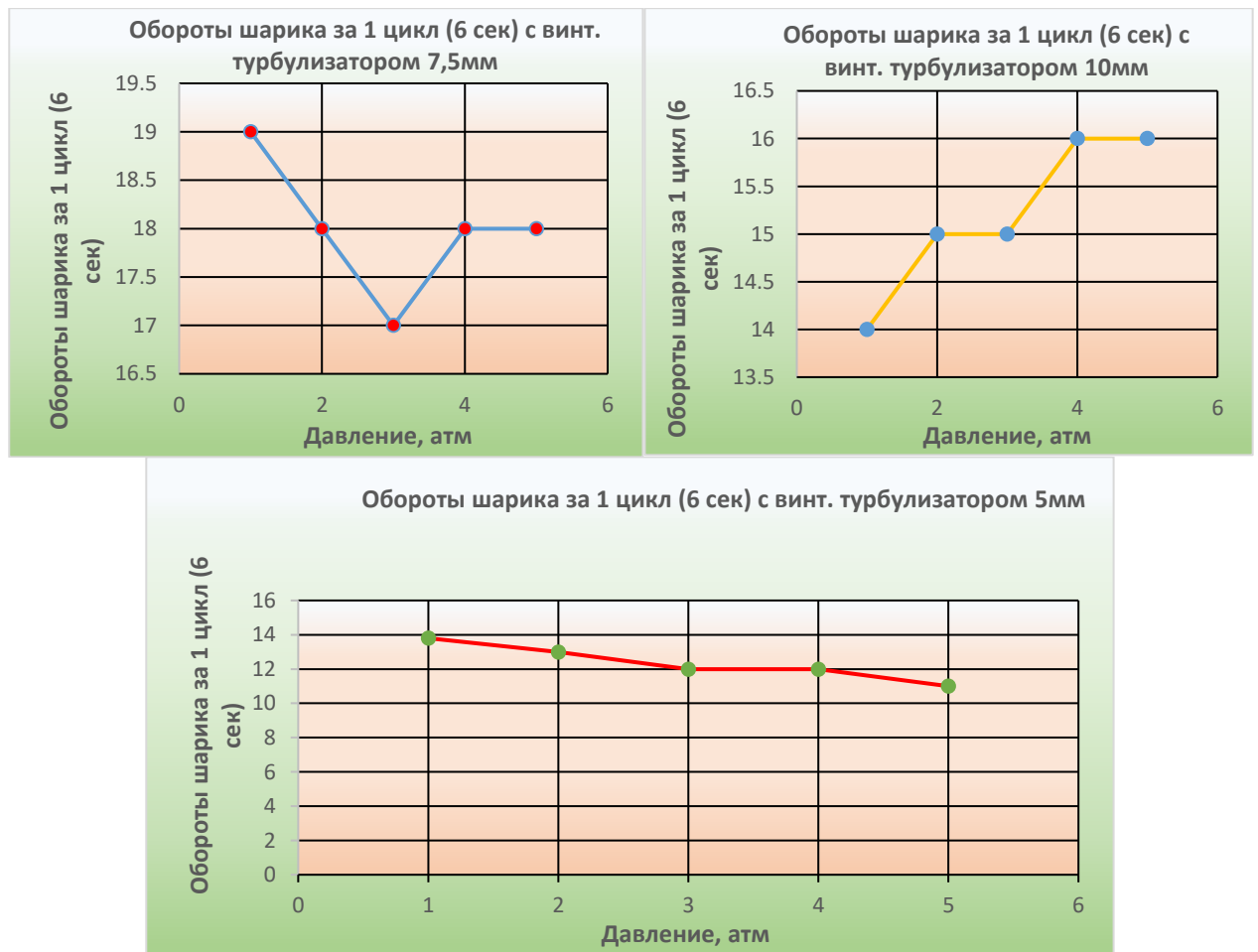


Рисунок 3.15 – Показания изменения оборотов шарика относительно давления с использованием винтового турбулизатора с размерами винтовой части в 5, 7,5 и 10 мм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исходя из отчета по всем отказам ШСНУ выявлено то, что в диапазоне от 14 - 30% от всех отказов в ШСНУ выпадает на выход из строя клапанных узлов. Учитывая, что клапанный узел в компоновке считается одним из основных, от него зависит работоспособность и долговечность всей насосной установки, задача о его модернизации на сегодняшний день остается актуальной. Усовершенствование клапанного узла может быть за счет изменения материала либо конструкции клапана. Увеличение межремонтного периода ШСНУ может быть достигнуто за счет модификации конструкции клапанного узла.

На основе проведенных патентных и аналитических исследований установлено, что разработанная конструкция клапанного узла скважинного штангового насоса обладает технической новизной, простотой реализации, не требующей существенных изменений в серийно выпускаемых клапанах насоса. Расчетным и экспериментальным путем подтверждено, что измененная конструкция клапана путем добавления турбулизатора обеспечивающего завихрение потока всасываемой нефти, позволяет обеспечить вращение запорного элемента клапана и посадку на седло при закрытии клапана новым местом шара (запорного элемента).

Турбулизатор представляет собой дополнительный элемент конструкции клапана, устанавливаемый под седлом и имеющий наружный и внутренний диаметры идентичные диаметрам седла и высоту равную удвоенному толщине седла. В конструкции серийно выпускаемых клапанных узлов требуется изменение только формы корпуса за счет удлинения резьбы на длину равную высоте турбулизатора.

Предложенная конструкция изделия обеспечивает постоянную посадку запорного элемента – шара новым местом на седло при закрытии клапана, позволяет ожидать увеличение срока службы клапанов и как следствие увеличение межремонтного периода работы насосов в процессе откачки нефти из скважин.

Таким образом все поставленные задачи получили свое решение, и предложенная на основе проведенных аналитических и патентных исследований конструкция клапанного узла является одним из перспективных направлений в области увеличения надежности работы СШН.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Ишмухаметов Б.Х. Совершенствование штангового скважинного насоса для добычи обводненной нефти из глубоких скважин. Дисс.на соик.уч.ст. канд.техн.наук, Уфа, 2018.
- 2 Жук Е., Шимчак П.Д. Откачали. - Oil & Gas Eurasia, 2010 №5.
- 3 ИНГТ РНГМ ДЬЯКОНОВ_МАКСИМ. 2021
- 4 Скважинный штанговый насос. RU, патент №181061 МПК F04B 47/00.
- 5 Клапан штангового насоса. AZ патент №201003 МПК F16K 15/00.
- 6 Клапан скважинного штангового насоса. (RU, патент № 2059885 МПК F04B 47/02.
- 7 Всасывающий клапан глубинного насоса. RU, патент № 2487271 МПК F04B 53/10.
- 8 Шариковый клапан углубленной посадки. (KZ) патент № 34268 МПК F16K 15/00.
- 9 Шариковый клапан глубинного насоса. (KZ) патент № 34582 МПК. F04D 47/00.
- 10 Заурбеков С.А., Аканова Г.К., Балгаев Д.Е., Заурбеков К.С. УВЕЛИЧЕНИЕ РЕСУРСА РАБОТЫ ШАРИКОВЫХ КЛАПАНОВ ПОРШНЕВЫХ И ПЛУНЖЕРНЫХ НАСОСОВ, 2021
- 11 Якимов С.Б., Подкорытов С.М. Комплексное исследование качества клапанных пар штанговых насосов «Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса», М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», №3, С.6-16, 2012.
- 12 ГОСТ 801-78. Сталь подшипниковая. Технические условия. - М.: Стандартиформ, 1978. – 17 с.
- 13 ГОСТ 31835-2012 Межгосударственный стандарт. Насосы скважинные штанговые. Общие технические требования. - М.: Стандартиформ, 2012. – 47 с.
- 14 Мищенко И.Т. Расчеты в добыче нефти. -М.: Недра, 1989.
- 15 Нуршаханова Л.К. Анализ методов воздействия и оценка изменения свойств нефти в процессе разработки месторождения Узень.
- 16 [https://ru.wikipedia.org/wiki/Узень_\(месторождение\)](https://ru.wikipedia.org/wiki/Узень_(месторождение)).
- 17 Подсчёт запасов нефти и газа 13-18 горизонтов месторождения Узень Мангистауской области. КазНИПИМунайгаз, Актау, 2006 г.
- 18 Проект разработки месторождения Узень (13-18 горизонты). КазНИПИМунайгаз, Актау, 2006 г.
- 19 Кисляков Ю.П. Стратегия дальнейшей разработки нефтегазового месторождения Узень. Сборник трудов Геология, разработка, бурение, добыча нефти и газа, экология, обучение и повышение квалификации. Выпуск 1. АО «НИПИнефтегаз», 2014.
- 20 Уточнение методики интерпретации ГИС для месторождения Узень (13-18горизонты), КазНИПИМунайгаз, Актау, 2016 г.

21 Отчет службы главного механика АО «Узеньмунайгаз» 2014-2015гг.

22 Есенов Ш.Е., Азнабаев Э.К., Маташев М.М. Геология и нефтегазоносность юго-востока Прикаспийской впадины. – Алма-Ата: Наука, 1971.

23 Киинов Л.К. Разработка месторождений парафинистых и вязких нефтей в Западном Казахстане. – Москва 1996

24 Каталог продукции компании «Мунаймаш». <http://aomm.kz>.

25 Бахтизин Р.Н. Добыча нефти штанговыми установками в осложненных условиях/ Монография/Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Топольников А.С., Азизов А.М., Комков А.Г., Ишмухаметов Б.Х. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2016 - 172 с.

26 Бахтизин Р.Н. Влияние формы регулярного микрорельефа поверхности плунжера на утечки в штанговом скважинном насосе / Бахтизин, Р.Н., Уразаков К.Р., Латыпов Б.М., Ишмухаметов Б.Х., Нарбутовских А.Ю. //Нефтяное хозяйство. 2017. № 4. С. 113-116.

27 Бахтизин Р.Н. Утечки жидкости в штанговом насосе с регулярным микрорельефом на поверхности плунжера / Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Латыпов Б.М., Ишмухаметов Б.Х. // Нефтегазовое дело. 2016. Т. 14. № 4. С. 33-39.

28 Баширова Э.Р., Калинина Т.А., Баймухаметов Д.С. и др. Особенности условий применения деэмульгаторов на месторождениях Башкирии / сб.научн.тр. БашНИПИнефть. Уфа. - 2003. Вып. 112. - С. 164-173.

29 Бурцев И.Б., Ибрагимов Ф.И. К определению коэффициента подачи штангового насоса // Физико-химия и разработка нефтяных месторождений: Тр. УНИ, 1978. С. 45-49.

30 Валеев М.Д. Добыча высоковязкой нефти //Темат.науч.-техн.обзор. Сер. Нефтепромысловое дело. М.: ВНИИОЭНГ, 1985. Вып. 2. 40 с.

31 Валеев М.Д., Хасанов М.М. Глубиннонасосная добыча вязкой нефти. Уфа: Башкнигоиздат, 1992. -150 с.

32 Валишин Ю.Г. Прогнозирование производительности штанговой глубинно-насосной установки // Нефтепромысловое дело. 1976. - №48. -С. 63-68.

33 Виденеев В.И., Чистяков В.Г. Улучшение показателей работы насосных скважин при совместном проявлении механических примесей и асфальтопарафинов. // Нефтепромысловое дело. - №1. 2002. - С.50-53.

34 Вирновский А.С. Теория и практика глубинно-насосной добычи нефти //Тр. Ин-та/ВНИИ. 1971. Вып. 57.- 184 с.

35 Временное методическое руководство по установлению режимов работы глубинных штанговых насосов // Репин Н.Н., Юсупов О.Н., Валишин Ю.Г. Уфа, 1971.

36 Габдрахманов Н.Х. Эксплуатация малodeбитных скважин Туймазинского нефтяного месторождения. - М.: Недра, 2004. - 215 с.

37 Грабович В.П., Касьянов В.М. Упрощение формулы для расчета нагрузок на головку балансира станка-качалки. НТС ВНИИОЭНГ «Нефтепромысловое дело». - 1966. - №8. - С. 14-17.

38 Грайфер В.И., Ишемгужин С.Б., Яковенко Г.А. Оптимизация добычи нефти глубинными насосами. Казань: Таткнигоиздат, 1973. - 242 с.

39 Гурбанов Р.С., Касимов А.Ф. Определение утечки жидкости через зазор между плунжером и цилиндром насоса при турбулентном режиме // Азербайджанское нефтяное хозяйство. 962. - №2. - С. 44-46.

40 Гуревич А.С. Исследование процесса сепарации газа у приема погружного оборудования, работающего в нефтяной скважине: автореф. дисс. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. М., ин-т нефтехим. и газовой промышленности им. И.М.Губкина, 1973. - 24 с.

41 Гусейнов Г.С., Рустамов Э.М., Саакян А.М. Исследование работы глубинных насосов с различными начальными зазорами // Азербайджанское нефтяное хозяйство. №2.- 1972. С. 24- 31.

42 Дейли Дж., Харлеман Д. Механика жидкости. М.: Энергия, 1971. - 273с.

43 Драготеску Н.Д. Глубинонасосная добыча нефти. М.: Недра, 1996. - 418 с.

44 Дроздов А.Н. Влияние свободного газа на характеристики глубинных насосов. // Нефтяное хозяйство. №1. - 2003.

45 Зрелкин В.А. Защита СШН от газа в наклонно-направленных скважинах // Нефтяное хозяйство. 1992. - №9. - С. 31-32.

46 Зубаиров С.Г. Проектирование штанговых насосных установок для осложненных условий эксплуатации. Уфа: Изд-во УГНТУ, 1999. - 157с.

47 Ибрагимов Г.З., Артемьев В.Н., Иванов А.И. и др. Техника и технология добычи и подготовки нефти и газа.-М.:Изд-во МГОУ 2005. -244с.

48 Долов Т.Р. Исследование работы клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок. Дисс.на соик.уч.ст. канд.техн.наук, Москва, 2017.

49 Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А. и др., Оборудование для добычи нефти и газа, 2 ч. - М.: «Нефть и газ», 2003, 380 с.

50 Пирвердян А.М., Адонин А.Н. Вопросы гидравлики и работоспособности глубинного насоса. Азнефтеиздат, 1955, с. 21.

51 Р.Р.Чугаев Гидравлика. Учебник. - Л.: Энергия, 1975.

52 Вихряков А.Н. Решение прикладных задач по гидромеханике. УП, Архангельск 2000.

53 Ивановский В.Н., Долов Т.Р., «Исследование эффективности работы клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок», журнал «Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса»,2/2014, с.29-33.

54 Приземерский В.С., Мелихина О.В., «Щариковый клапан глубинного насоса» по пат. РК №33016, МПК F04B 47/00, F04B 53/10, опубли. в БИ №30, 2018 г

55 Б. А. Абдуллаев, А: Я. Алиюллаев и Ф. Я. Абдуллаева., «Шариковый клапан глубинного насоса» а.с СССР № 601449, МПК F04B 21/02, F04B 47/00, опубл. в БИ №13, 1978г.

56 Шариковый клапан глубинного насоса по пат. РФ №2126910, МПК F04B 53/10, F04B 47/00, опубл. 27.02.1999г

57 Шариковый клапан глубинного насоса по пат. США №3213949, МПК F16K 15/04, 1962 г.

58 Шариковый клапан глубинного насоса по а.с СССР №987174, МПК F04B 47/00, F04B 21/02, опубл. в БИ № 1, 1983г.

59 Шариковый клапан глубинного насоса по Пат США №4395204, МПК F04B 21/04

60 Шариковый клапан глубинного насоса по пат. США №3213949, МПК F16K 15/04, 1962 г.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Отчет по проведению патентного поиска

СТ РК ГОСТ 15.011-2005
ПРИЛОЖЕНИЕ А

ЗАДАНИЕ № __8__

на проведение патентных исследований

Наименование работы (темы) "Увеличение ресурса работы насосов штанговых скважинных насосных установок"

Шифр работы (темы) НИР ГФ АР09261282

Этап работы 1, сроки его выполнения 17.08.2021 г

Задачи патентных исследований Задачи патентных исследований

– проведение патентного поиска глубиной более 10 лет;

– ключевые слова: Штанговый насос; клапанный узел штанговых насосов, клапана штанговых насосов, виды шариковых клапанов штанговых насосов

Виды патентных исследований	Подразделения-исполнители (соисполнители)	Ответственные исполнители (Ф.И.О.)	Сроки выполнения патентных исследований. Начало. Окончание	Отчетные документы
1	2	3	4	5
Тематическая	КазННТУ им.К.И.Сатпаева	Балгаев Д.Е.	27.07.2021 - 17.08.2021	Таблица В.6.1. Патентная документация

Руководитель (руководители)
подразделения – исполнителя
работы

Заурбеков С.А.

Руководитель патентного
подразделения

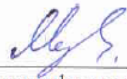
Выводы о выполнении регламента поиска

Регламент поиска по теме: «Увеличение ресурса работы насосов штанговых скважинных насосных установок для добычи нефти»

Всего отобрано:
по патентной документации 61 – документ,

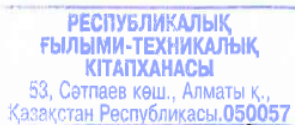
из них по странам: Казахстан (KZ) – 4, Россия (RU) – 32, Азербайджан (AZ) – 1, WO (ВОИС Международная заявка) – 2, США (US) – 13, Канада (CA) – 2, Китай (CN) – 7.

Руководитель центра патентно-информационной работы АО РНТБ

Муканова А.М. 
личная подпись расшифровка подписи

Исполнитель работы главный патентовед

Суркова А.В. 
личная подпись расшифровка подписи



РЕЦЕНЗИЯ

на магистерскую диссертацию **Байгабулова Асылбека** выполненную на тема: «Исследование гидродинамических процессов, протекающих в клапанах с турбулизатором потока штанговых скважинных насосов»

Направление подготовки 7М07111 – «Цифровая инженерия машин и оборудования»

Магистерская диссертация «Исследование гидродинамических процессов, протекающих в клапанах с турбулизатором потока штанговых скважинных насосов» относится к направлению насосной добычи нефти и направлена на решения технической задачи увеличения межремонтного периода работы скважинного штангового насоса (СШН) за счет новой конструкции клапанного узла.

Актуальность. Объем насосной добычи нефти в Казахстане и в мире растет, при этом наблюдается рост отказов в работе насосов, в том числе штанговых глубинных насосов. Основной объем насосной добычи приходится на скважинные штанговые насосы (СШН).

Идея работы состоит в увеличении межремонтного периода работы СШН за счет совершенствования конструкции клапанных узлов насосов.

Предметом исследования клапанный узел СШН новой конструкции.

В работе, автором проведен обзор и анализ состояния технического уровня развития конструкций СШН и особое внимание уделено патентной проработке клапанных узлов СШН. По результатам проведенного патентного исследования и сравнительного анализа отобранных патентов подтверждено, что предложенное техническое решение, целью которого является обеспечение непрерывного процесса вращения запирающего элемента клапана во время работы, является уникальным и новым. Этот вывод подтверждается полученным патентом на изобретение.

После изучения и анализа текущих конструкций клапанных узлов, а также анализа сбоев в работе штанговых скважинных насосов, автор приходит к выводу, что существенная часть порядка 14-25 % проблем в работе СШН связана с неполадками в работе клапанных узлов.

На основе проведенных аналитических и экспериментальных исследований отработана рациональная конструкция нового элемента клапанного узла - турбулизатора, обеспечивающего максимальную частоту вращения запорного элемента клапана. В работе убедительно доказано, что с применением турбулизатора запорный элемент клапана вращается. Результаты исследований позволяют рассчитывать на возможность дальнейшего внедрения данного технического решения на производстве, из-за незначительного изменения серийно выпускаемых клапанов СШН.

Практическая значимость работы заключается в том, что на основании выполненных теоретических и экспериментальных исследований получена необходимая информация для возможности проведения опытно-промышленных испытаний и дальнейшего широкого внедрения в производство.

Диссертация выполнена и оформлена в соответствии с требованиями нормативных документов СТ КазННТУ – 09 – 2017 «Работы учебные. Общие требования к построению, изложению, оформлению и содержанию текстового и графического материала», действующих в КазННТУ имени К.И.Сатпаева и определяющих содержание и требования к оформлению документов данного типа.

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

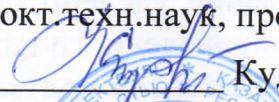
В целом магистерская диссертация Байгабулова А. соответствует предъявляемым требованиям, содержит научную новизну и практическую значимость.

Считаю, что работа может быть допущена к защите, а диссертант Байгабулов А. заслуживает присвоения академической степени **«магистр техники и технологий»**.

Рецензент

Ген. директор ТОО «Бурмаш»

докт. техн. наук, профессор

 Кудайкулова Г.А.

«16» июня 2023 г.



ОТЗЫВ НАУЧНОГО РУКОВОДИТЕЛЯ

на магистерскую диссертацию **Байгабулова Асылбека** выполненную на тема:
«Исследование гидродинамических процессов, протекающих в клапанах с турбулизатором потока штанговых скважинных насосов»

Направление подготовки 7М07111 – «Цифровая инженерия машин и оборудования»

Актуальность. Объем насосной добычи нефти в Казахстане и в мире растет, при этом наблюдается рост отказов в работе насосов, в том числе штанговых глубинных насосов. Основной объем насосной добычи приходится на скважинные штанговые насосы (СШН). Согласно анализа отказов на выход из строя СШН из-за клапанов, приходится порядка 24% всех отказов. Поиск технического решения направленного на увеличение периода работы клапанов СШН является актуальной задачей.

Идея работы состоит в научном обосновании увеличения периода работы СШН за счет повышения срока службы клапанного узла насоса.

Предметом исследования клапанный узел СШН новой конструкции.

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

- 1) доказана принципиальная возможность увеличения срока работы СШН;
- 2) предложено техническое решение направленное на совершенствование конструкций клапана СШН.
- 3) проведены экспериментальные гидродинамические исследования работы клапана ной конструкции.
- 4) Установлены рациональные геометрические параметры нового элемента клапанного узла – турбулизатора, обеспечивающего наибольшую частоту вращения запорного элемента клапана при его открытии и закрытии.

Практическая значимость работы заключается в том, что на основании выполненных теоретических и экспериментальных исследований, сделано предложения по совершенствованию конструкции клапана СШН, которое в дальнейшем может быть внедрено в производство.

Публикации. В апреле 2023 года магистрантом Байгабуловым А. опубликованы тезисы доклада сделанного на конференции Сатпаевские чтения.

Краткая характеристика способностей магистранта к научному анализу. В процессе работы над диссертацией Байгабулов А. показал хороший уровень теоретических и практических знаний, зарекомендовала себя как дисциплинированный, исполнительный, инициативный, творчески решающий поставленные перед ней задачи магистрант. Диссертационная работа выполнена согласно установленного графика, без срывов и существенных отклонений.

В процессе работы над диссертацией магистрант Байгабулов А. показала, что владеет основами научных исследований, умеет правильно определять цель и задачи исследований, проводить анализ литературных и патентных источников, применять методику постановки экспериментов и знает современное программное обеспечение для обработки полученных данных.

Соответствие диссертации требованиям. Диссертация выполнена в соответствии с требованиями нормативных документов СТ КазНУТУ – 09 – 2017 «Работы учебные. Общие требования к построению, изложению, оформлению и содержанию текстового и графического материала», действующих в КазНУТУ имени К.И.Сатпаева и определяющих содержание и требования к оформлению документов данного типа.

Заключение. Считаю, что магистерская диссертация Байгабулова А. полностью соответствует предъявляемым требованиям, а диссертант заслуживает присвоения академической степени «магистр техники и технологий».

Руководитель
канд.техн.наук,
профессор каф. ТМиТ
18.06.2023 года



Заурбеков С.А.

Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Байгабулов Асылбек Булатович

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Магистерская диссертация

Название работы: Исследование гидродинамических процессов протекающих в клапане с турбулизатором потока скважинного штангового насоса

Научный руководитель: Сейтжан Заурбеков

Коэффициент Подобия 1: 10.7

Коэффициент Подобия 2: 4.5

Микропробелы: 41

Знаки из других алфавитов: 18

Интервалы: 0

Белые Знаки: 12

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

- ☐ Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.
- ☐ Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.
- ☐ Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.
- ☐ Обоснование:

Дата

18.06.2023

проверяющий эксперт

Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Байгабулов Асылбек Булатович

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Магистерская диссертация

Название работы: Исследование гидродинамических процессов протекающих в клапане с турбулизатором потока скважинного штангового насоса

Научный руководитель: Сейтжан Заурбеков

Коэффициент Подобия 1: 10.7

Коэффициент Подобия 2: 4.5

Микропробелы: 41

Знаки из других алфавитов: 18

Интервалы: 0

Белые Знаки: 12

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

☒ Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.

☐ Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.

☐ Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.

☐ Обоснование:

Дата 16.06.23

Заведующий кафедрой



Метаданные

Название
Исследование гидродинамических процессов протекающих в клапане с турбулизатором потока скважинного штангового насоса

Автор
Байгабулов Асылбек Булатович

Научный руководитель / Эксперт
Сейтжан Заурбеков

Подразделение
ИЗИМ

Список возможных попыток манипуляций с текстом

В этом разделе вы найдете информацию, касающуюся текстовых искажений. Эти искажения в тексте могут говорить о ВОЗМОЖНЫХ манипуляциях в тексте. Искажения в тексте могут носить преднамеренный характер, но чаще, характер технических ошибок при конвертации документа и его сохранении, поэтому мы рекомендуем вам подходить к анализу этого модуля со всей долей ответственности. В случае возникновения вопросов, просим обращаться в нашу службу поддержки.

Замена букв	B	18
Интервалы	A→	0
Микропробелы	␣	41
Белые знаки	@	12
Парафразы (SmartMarks)	a	98

Объем найденных подоби

Обратите внимание! Высокие значения коэффициентов не означают плагиат. Отчет должен быть проанализирован экспертом.



25

Длина фразы для коэффициента подобия 2



9708

Количество слов



73036

Количество символов

Подобия по списку источников

Просмотрите список и проанализируйте, в особенности, те фрагменты, которые превышают KPI №2 (выделенные жирным шрифтом). Используйте ссылку «Обозначить фрагмент» и обратите внимание на то, являются ли выделенные фрагменты повторяющимися короткими фразами, разбросанными в документе (совпадающие сходства), многочисленными короткими фразами расположенными рядом друг с другом (парафразирование) или обширными фрагментами без указания источника ("хитроцитаты").

10 самых длинных фраз

Цвет текста

ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР	НАЗВАНИЕ И АДРЕС ИСТОЧНИКА URL (НАЗВАНИЕ БАЗЫ)	КОЛИЧЕСТВО ИДЕНТИЧНЫХ СЛОВ (ФРАГМЕНТОВ)	
1	https://official.satbayev.university/download/document/25749/7%D0%9C07111%20-%20%D0%9A%D0%B0%D0%B7%D0%B0%D0%BC%D0%B1%D0%B0%D0%B5%D0%B2%D0%B0%20%D0%90%D0%B9%D0%B4%D0%B0%D0%BD%D0%B0%20+.pdf	80	0.82 %
2	https://official.satbayev.university/download/document/25749/7%D0%9C07111%20-%20%D0%9A%D0%B0%D0%B7%D0%B0%D0%BC%D0%B1%D0%B0%D0%B5%D0%B2%D0%B0%20%D0%90%D0%B9%D0%B4%D0%B0%D0%BD%D0%B0%20+.pdf	63	0.65 %