КАЗАХСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ К.И.САТПАЕВА

ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ИМЕНИ О.А.БАЙКОНУРОВА

КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
НАО «КазНИТУ им. К.И. Сатпаева»
Горно-металлургический
институт им. О.А. Байконурова

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ

Зав. кафедрой
канд.техн.наук, асоц.проф.
_____К.К.Елемесов
«14» 05 2019 г.

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

на тему: “Модернизация шарнирной муфты междусекционного соединения ЭЦНМ5-30”

Специальность: 5В072400 – Технологические машины и оборудование нефтегазовой отрасли

Выполнил выпускник Ибрагимов Р.М.

Научный руководитель Лектор кафедры ТМиО _____Р.В Даурова
«13» мая 2019 г.

Алматы 2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И. Сатпаева

Горно-металлургический институт имени О.А. Байконурова
Кафедра Технологические машины и оборудование

5В072400 – Технологические машины и оборудование

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой
канд.техн.наук, асоц.проф.
К.К.Елемесов
«6» 01 2019 г.

З А Д А Н И Е

На выполнение дипломной работы

Обучающегося Ибрагимов Руслан Маратұлы

Тема работы Модернизация шарнирной муфты междусекционного соединения ЭЦНМ5-30

Утверждено приказом по Вузу № _____ от _____ 2019 г.

Срок сдачи законченного проекта __.__.2019 г.

Исходные данные к работе данные Казахский Национальный Исследовательский Технический Университет имени К.И.Сатпаева

Содержание рассчетно-пояснительной записки (перечень подлежащих разработке вопросов) в соответствии с МУ по выполнению дипломной работы для студентов специальности 5В072400 – Технологические Машины и Оборудование (по отраслям)

Алматы 2019

СОДЕРЖАНИЕ

	Аннотация	3
	Введение	4
1	Анализ технических характеристик и конструкций электроцентробежных насосов	5
1.1	Анализ конструкций насосов отечественного производства	5
1.2	Погружной центробежный насос типа ЭЦНМ	6
2	Анализ насосов зарубежного производства	9
2.1	Погружные насосы фирмы «REDA»	9
2.2	Погружные насосы фирмы «CENTRILIFT»	10
2.3	Погружные насосы фирмы «ODI»	10
3	Назначение и область применения УЭЦН	12
3.1	Межсекционные соединения	13
4	Литературный обзор и потентная проработка узла ЭЦН	17
4.1	Разработка усовершенствованного межсекционного соединения	17
4.2	Муфта шарнирная	18
4.3	Формула изобретения	20
5	Расчеты на прочность деталей и узлов разработанных узлов	23
5.1	Расчет на прочность вала насоса	23
5.2	Расчет на прочность корпуса насоса	25
5.3	Расчет на прочность межсекционного соединения входного модуля ЭЦН и протектора	27
5.4	Прочностной расчет фланцевого соединения	29
6	Безопасность проекта	33
6.1	Особенности охраны труда в нефтегазовой промышленности	33
7	Экономическая часть	34
	Заключение	35
	Список литературы	36

АННОТАЦИЯ

В данном дипломном проекте разрабатывается задача повышения надежности установки погружного электроцентробежного насоса.

Представлена новая конструкция гибкой шарнирной муфты, повышающая степень герметичности шарнирного сочленения насосно-компрессорных труб, шарнирного сочленения секций погружного насоса.

Дипломный проект состоит из графической части и следующих разделов: техническая, экономическая часть, и раздел безопасности.

В технической части проведен анализ отечественных и зарубежных конструкций погружных центробежных насосов для добычи нефти.

Выполнена патентная проработка по шарнирным муфтам.

Выполнены необходимые прочностные расчеты.

ANNOTATION

In this project is designed to improve the reliability of the installation of a submersible centrifugal pump.

A new design of flexible swivel coupling is introduced, which increases the degree of tightness of the articulated joint of tubing pipes and the articulated joint of submersible pump sections.

The graduation project consists of a graphic part and the following sections: technical, economic part, and security section.

In the technical part, the analysis of domestic and foreign designs of submersible centrifugal pumps for oil production was carried out.

Completed patent study on hinge couplings.

Performed the necessary strength calculations.

АҢДАТПА

Дипломдық жұмыста суасты центрифугалық сорғыны орнатудың сенімділігін арттыруға бағытталған.

Түтікшелі құбырлардың біріктірілген артикуляциясының тығыздығын арттыратын, суасты сорғы бөліктерінің біріктірілген артикуляциясын арттыратын икемді біріктірілген қосылыстың жаңа жобасы ұсынылған.

Дипломдық жоба графикалық бөлімнен және келесі секциялардан тұрады: техникалық, экономикалық бөлім және қауіпсіздік бөлімі.

Техникалық бөлімде мұнай өндіру үшін суасты центрифугациялық сорғылардың отандық және шетелдік жобаларын талдау жүргізілді.

Топсалы муфталар бойынша патенттік зерттеу аяқталды.

Қажетті беріктік есептеулерін орындады

ВВЕДЕНИЕ

Высокие темпы роста добычи нефти и газа выдвинули отечественную нефтяную промышленность на передовые позиции в мире. За последние годы созданы новые образцы нефтепромыслового оборудования, оказавшее заметное влияние на ускорение темпов роста добычи нефти и газа. Успехи нефтегазодобывающей промышленности непрерывно связаны с новейшими научными разработками в области расчета и проектирования оборудования, повышением его технического уровня и надежности. Для закрепления достигнутых успехов необходимо постоянно расширять объемы добычи нефти и газа путем дальнейшего повышения прочности и надежности нефтегазодобывающего оборудования, механизации труда, оптимизации и автоматизации процессов.

В решении этих задач огромная роль принадлежит разработке и внедрению в эксплуатацию новых видов нефтепромыслового оборудования с повышенной прочностью и надежностью, приспособленных для работы в осложненных условиях на месторождении.

Установки погружных центробежных электронасосов предназначены для откачки из нефтяных скважин, в том числе и наклонных, пластовой жидкости, содержащей нефть, воду, газ, механические примеси.

В зависимости от количества различных компонентов, содержащихся в откачиваемой жидкости, насосы установок имеют исполнение обычное и повышенной коррозионно- и износостойкости.

Обычно в погружных установках трубы насосно-компрессорной колонны и секции погружного оборудования соединены фланцами с помощью болтов и шпилек. При спуске колонны в наклонные скважины из-за жёсткого соединения в корпусах, соединениях и оборудовании возникают напряжения, приводящие к остаточным деформациям и как следствие, к ухудшению работы погружного оборудования. Спускаемое в скважину погружгое оборудование насос-насос газосепаратор-гидрозащита-электродвигатель может иметь длинну, превышающую 20 м. Провод такого оборудования через искривлённые участки скважины и наклонные скважины без деформаций и пломок является невозможным.

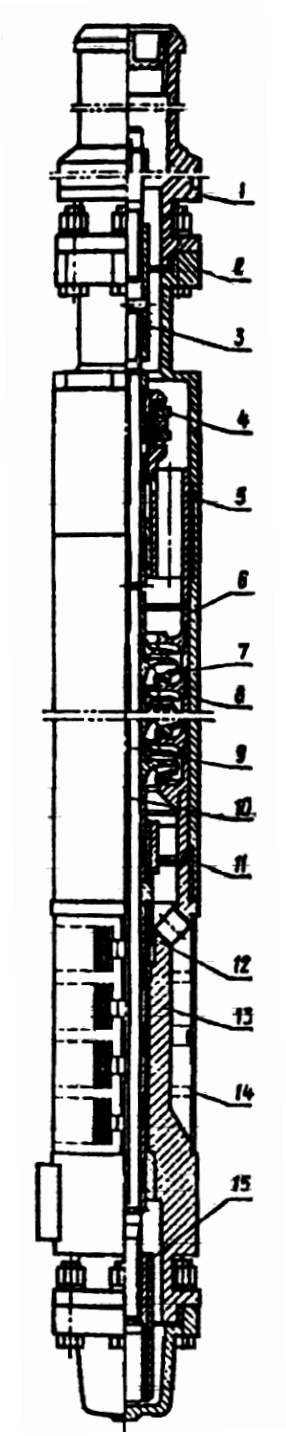
1 АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И КОНСТРУКЦИЙ ЭЛЕКТРОЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

1.1. Анализ конструкций насосов отечественного производства

Погружной центробежный насос для добычи нефти представляет собой высоконапорный многоступенчатый насос вертикального исполнения, предназначенный для работы с погружением его под уровень добываемой жидкости в скважине. Выпускаемые для нефтяной отросли насосы содержат от 130 до 415 ступеней, размещаемых внутри корпусов секции, соединяемых между собой посредством фланцевых соединений. Выпускаются насосы в двух-, трех- и четырех секционном исполнении. Секции подразделяются на « нижнюю», « верхнюю» секции и конструктивно являются не взаимозаменяемыми.

Секция насоса, рисунок 1., состоит из цилиндрического корпуса 8, внутри которого установлены ступени насоса, представляющие собой собранные на валу 9 рабочие колеса 7 и направляющие аппараты 6, закрепленные неподвижно в корпусе 8. Сверху корпуса установлен ниппель, а снизу в корпус на резьбе навинчено основание насоса 13 с приемными отверстиями и фильтрующей сеткой 14, через которые жидкость из скважины поступает к первой ступени насоса.

Верхний конец вала 9 установлен в радиально упорном подшипнике скольжения 5, получившим название «пята», обеспечивающая восприятие осевой нагрузки, действующей на вал. Нижний конец вала 9 размещен на радиальном подшипнике скольжения 11, установленном в основании 13. Рабочие колеса 7 устанавливаются на валу на продольной призматической шпонке 10 по ходовой посадке и могут свободно перемещаться вдоль вала в пределах своего направляющего аппарата. В дисках рабочих колес с двух сторон по торцам запрессованы кольца (из текстолита и резины), которые с цилиндрическими буртиками направляющих аппаратов образуют осевые подшипники в каждой ступени. Таким образом, обеспечивается разгрузка вала насоса от осевых усилий, возникающих на рабочих колесах, с передачей его на корпус насоса. Кроме того, между рабочими колесами устанавливаются на валу латунные втулки, которые, вращаясь в ступицах направляющих аппаратов, исполняют роль радиальных подшипников вала насоса.



1 – верхняя секция с ловильной головкой; 2 – нижняя секция; 3 – шлицевая муфта; 4 – опорная пята; 5 – корпус подшипника; 6 – направляющий аппарат; 7 – рабочее колесо; 8 – корпус; 9 – вал; 10 – шпонка; 11 – подшипник скольжения; 12 – защитная втулка; 13 – основание; 14 – сетка (фильтр); 15 – приводная муфта.

Рисунок 1 Насос типа ЭЦН [4]

1.2 Погружной центробежный модульный насос типа ЭЦНМ

Погружной центробежный модульный насос разработан и создан для замены насоса типа ЭЦН, для улучшения его ремонтопригодности и более

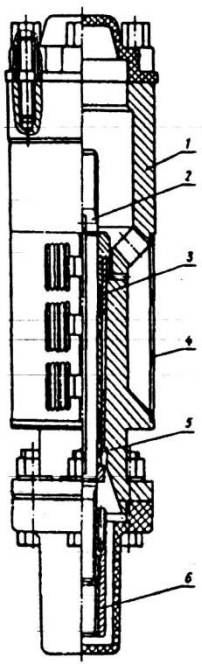
широкого использования принципа взаимозаменяемости узлов и агрегатов погружных насосов. Погружной центробежный модульный насос – высоконапорный многоступенчатый вертикального исполнения, секционный. Соединение секций насоса между собой, а также к электродвигателю и гидрозащите – фланцевое. Уплотнение соединений осуществляют резиновыми кольцами. Длины секций от 3000 до 5500 мм [4].

Насосы в зависимости от поперечного габарита подразделяются на группы: 4 – 86 мм, 5 – 92 мм, 5а – 103 мм, 6 – 114 мм. Группа насоса условно определяет минимальный внутренний диаметр эксплуатационной колонны скважины.

Технические характеристики насосов обычного, коррозионностойкого, теплостойкого и коррозионно-теплостойкого исполнений одинаковы.

Конструктивно насос состоит, рисунок 2., из входного модуля, модулей-секций, модуля-головки.

Входной модуль, рисунок 3, представляет собой основание 1 с отверстиями для прохода пластовой жидкости внутрь насоса, защищенной сеткой 4 и двух фланцевых соединений по торцам. Внутри основания 1 на втулках подшипника 3 размещается вал 2 с защитными втулками 5, шлицевой муфтой 6 для соединения вала модуля с валом гидрозащиты. При помощи шпилек модуль верхним концом соединяется с модулем-секцией, а нижним концом к гидрозащите электродвигателя[4].

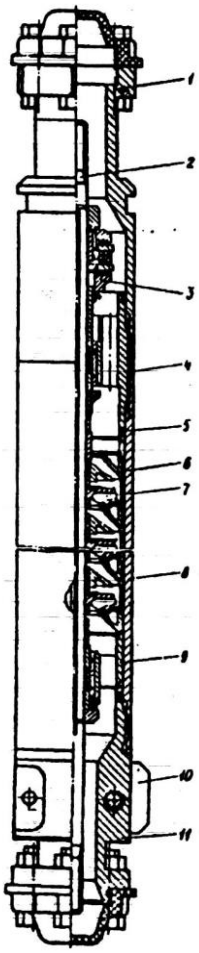


1 – основание; 2 – вал; 3 – втулка подшипника; 4 – сетка; 5 – защитная втулка; 6 – шлицевая муфта

Рисунок 2 - Входной модуль насоса ЭЦНМ

Вал 2 с двух концов имеет шлицы для соединений посредством шлицевых муфт к валу входного модуля и валов других модулей-секций.

Валы модулей-секций всех групп насосов, имеющих одинаковые длины корпусов (2, 3 и 5 м), унифицированы по длине.



1 – головка; 2 – вал; 3 – опора; 4 – верхний подшипник; 5 – кольцо; 6 – направляющий аппарат; 7 – рабочее колесо; 8 – корпус; 9 – нижний подшипник; 10 – ребра; 11 – основание

Рисунок 3 - Модуль-секция насоса ЭЦНМ

2 Анализ насосов зарубежного производства

Производителями погружных насосов для добычи нефти за рубежом являются в США фирмы REDA, Centrilift, ESP и ODI, в Китае Temtex, в Словакии предприятие - ZTS.

Погружные насосы выпускаются для широкого диапазона скважин по диаметру обсадных колонн (от 4 ½ до 13 дюймов) с подачей от 13 до 12700 $м^3$/ сут и напором 4400 м водяного столба при частоте тока 60 Гц. На нефтяных месторождениях России для скважин с обсадной колонной от 4 ½ до 6 $^5/_8$ дюйма нашли применение насосы производительности от 13 до 1590 $м^3$/ сут и напором от 500 до 2000 м водяного столба (338серия – 17 типоразмеров; 400 – 37 типоразмеров; 513 – 25 типоразмеров).

2.1 Погружные насосы фирмы «REDA»

Насосы фирмы REDA отличаются от насосов отечественных и других фирм конструктивным исполнением агрегатов узлов и отдельных деталей техническими параметрами технологическими требованиями к изготовлению и качеству сборки.

Прежде всего следует отметить что насосы имеют левое направление вращения вала (если смотреть на торец насоса сверху) а кроме пайки стыков резьбовых соединений корпуса используются приварные пластины для предотвращения самоотвинчивания резьб.

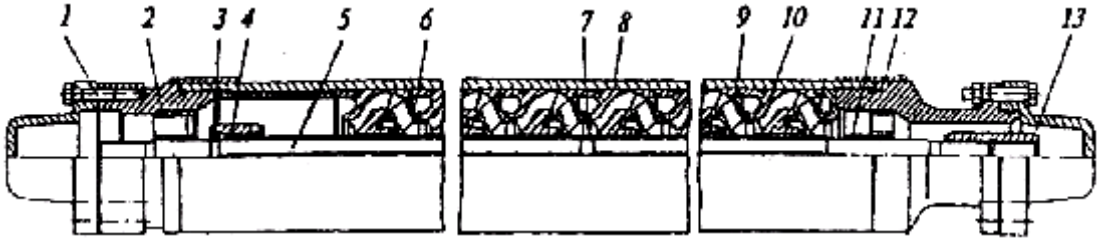


Рисунок 4 - Секция насоса фирмы REDA

Конструкция насосов – модульная. Насос состоит из одного и более модулей- секций, входного модуля и модуля- головки. При комплектации установки газосепаратором входной модуль в насос не устанавливается.

Валы секций соединяются при помощи шлицевых муфт 13. Осевая сила, действующая на вал насоса от развиваемого напора, воспринимается упорным подшипником, размещенном в протекторе гидрозащиты электродвигателя. Соединение секций - болтовое фланцевое.

Основные конструктивные отличия насосов американского производства: осевая сила от валов насоса передается осевой опоре, помещенной в протекторе; наличие насосов с частично или полностью фиксированными на валу рабочими колесами модуль- секций, более свободная посадка по сопряжению « направляющий аппарат - расточка

корпуса насоса» и установка резиновых колец, помещенных в это сопряжение.

2.3 Погружные насосы фирмы «CENTRILIFT»

Фирма выпускает насосы типа DS, FS, FV, FC, GC. В условном обозначении насоса первая буква обозначает серию: D - 338 серия, F - 400 серия, G - 513 серия. Вторая буква в условном обозначении означает конструктивную модификацию насоса.

Число после буквенного обозначения показывает номинальную подачу насоса в баррелях/сутки при частоте вращения вала 3500 мин$^{-1}$.

Устройство насоса

Погружные центробежные электронасосы для добычи нефти фирмы Centrilift отличаются от насосов отечественного производства и других американских фирм следующими признаками.

1. Ловильная головка погружного агрегата имеет смещение относительно оси насоса. Считается, что такое решение обеспечивает больше места для электрокабеля.

2. Соединение статорных обмоток двух секций электродвигателя осуществляется не внутри электродвигателя, а посредством перемычки, размещенной снаружи корпусов, состоящей из плоского кабеля и двух штепсельных головок. Такое решение более удобно при сборке, но снижает надежность установки из-за возможных повреждений перемычки при спуско-подъемных операциях.

3. В секции насоса отсутствует осевой подшипник. Валы стыкуются в торец, образуя длинный вал с осевой опорой, размещенной в протекторе гидрозащиты электродвигателя.

Конструкция насоса фирмы Centrilift принципиально отличается от насосов других фирм и заключается в следующем.

Вал насоса не имеет осевой опоры (пяты) ни в односекционной, ни в многосекционной конструкции.

В секциях насосов валы стыкуются, упираясь в торец друг друга, и образуют как бы единый вал большой длины (в 3-4 секционной конструкции длина вала достигает 25-30 метров).

Соединяются валы секции насоса между собой и с валом протектора посредством шлицевых муфт с упором торца вала в штифт или шайбу, размещенную внутри каждой муфты.

2.4 Погружные насосы фирмы «ODI»

Фирма выпускает насосы типа R, RA, RB, RC и К. Условное обозначение насосов фирмы несколько отличается от обозначений насосов других фирм США. В условном обозначении первая буква означает серию (диаметр обсадной колонны скважины, для эксплуатации которой

предназначен насос, в дюймах, умноженный на 10): R 55 серия, К - 70 серия. Вторая буква, если она имеется, обозначает модификацию насоса.

Последующие после букв числа обозначают номинальную подачу насоса в баррелях/сутки, уменьшенную в 100 раз, при частоте вращения 3500 мин$^{-1}$.

Буква S в конце записи, например «R-14S» - обозначает износостойкое исполнение насоса (с наличием песка в продукции скважины).

Буквы SSP (Superiov Service Pump) - обозначают специальную конструкцию насоса для высокого содержания в продукции скважины механических примесей, например, RC-12SSP.

Устройство насоса

Фирма ODI выпускает насосы двух диаметральных размеров: для скважин с обсадными колоннами 5,5" (139,7 мм) и 7"(177,8 мм) с соответствующими наружными диаметрами корпуса насоса 101,6 мм и 136,6 мм.

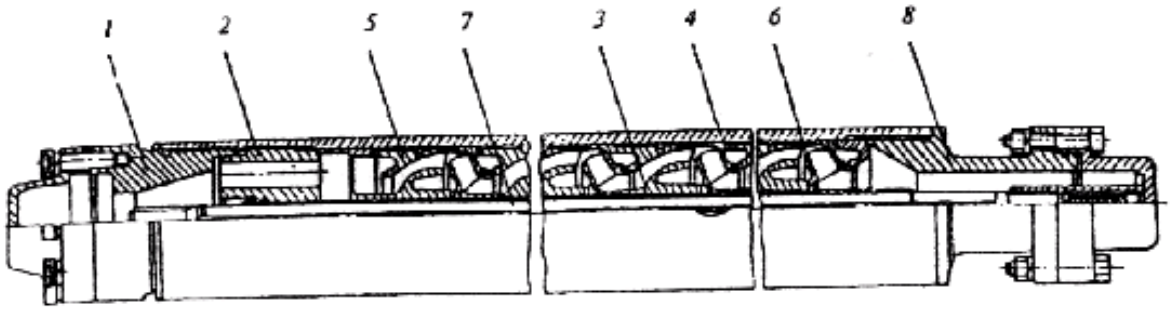


Рисунок 5 - Секция насоса фирмы ODI

Отличительными особенностями насосов являются:

1. Валы всех секций не имеют своей осевой опоры и, упираясь друг в друга, образуют один длинный вал, опирающийся своей нижней частью в пяту, расположенную в протекторе;

2. Валы соединяются друг с другом с помощью эвольвентного зацепления;

3. Нижняя секция насоса имеет встроенную в конструкцию проемную сетку, в результате чего нижняя секция, не взаимозаменяемая с верхней и средней секциями;

4. В насосах для продукции скважин с повышенным содержанием песка - Superiov Service Pump (SSP) каждая секция насоса имеет свою осевую и радиальную опоры, размещенные между пакетами ступени.

Конструктивно стандартный насос типа ODI компонуется из нижней, средней и верхней секций. Конструктивные отличия секций насоса ODI незначительные.

Нижняя секция насоса отличается от верхней и средней наличием приемной сетки и нижнего радиального подшипника.

3 Назначение и область применения УЭЦН

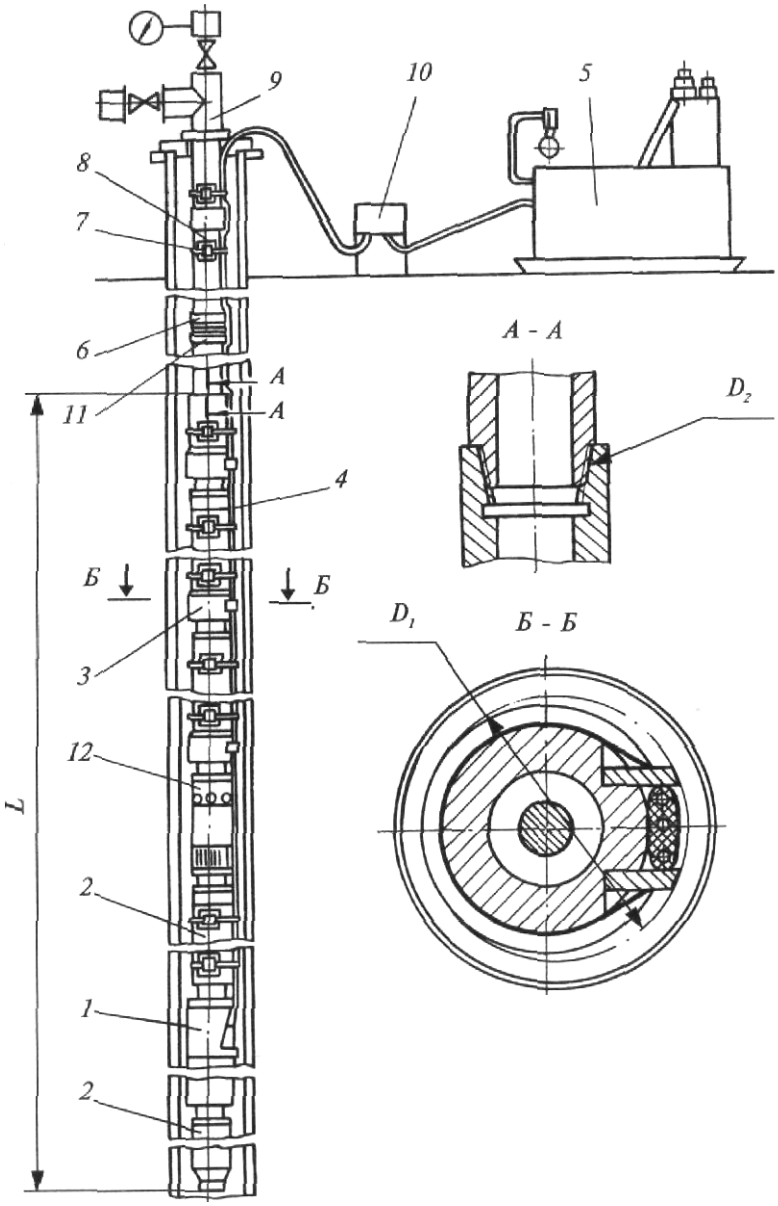
Установки погружных центробежных насосов в модульном исполнении УЭЦНМ и УЭЦНМК предназначены для откачки из нефтяных скважин, в том числе и наклонных, пластовой жидкости, содержащей нефть, воду, газ, механические примеси.

Установки имеют два исполнения - обычное и коррозионностойкое. Пример условного обозначения установки при заказе в технической документации указывается: УЭЦНМ5-125-1200 ТУ 26-06-1486-87, где
У - установка; Э - привод от погружного электродвигателя; Ц - центробежный; Н - насос; М - модульный; 5 - группа насоса; 125 - подача, $м^3$/сут; 1200 - напор, м; ВК - вариант комплектации; 02 - порядковый номер варианта комплектации по ТУ.

Для установок коррозионностойкого исполнения перед обозначением группы насоса добавляется буква «К».

Установки, предназначенные для откачки жидкости с повышенным содержанием газа, комплектуются газосепараторами.

Установка УЭЦНМ состоит из погружного насосного агрегата, кабеля 4 в сборе, наземного электрооборудования- трансформаторной комплектной подстанции 5. Насосный агрегат, состоящий из погружного центробежного насоса 3 и электродвигателя 1 с гидрозащитой 2, спускается в скважину на колонне насосно- компрессорных труб 8. Насосный агрегат откачивает пластовую жидкость из скважины и подает ее на поверхность на колонне НКТ. Кабель 4, обеспечивающий подвод электроэнергии к электродвигателю 1, крепится к гидрозащите 2, насосу 3 и НКТ 8 металлическими поясами 7, входящими в состав насоса. Соединение сборочных единиц насосного агрегата - фланцевое (на болтах и шпильках), валов сборочных единиц - при помощи шлицевых муфт. Соединение кабеля в сборе с двигателем осуществляется при помощи муфты кабельного ввода.



1 - электродвигатель; *2* - гидрозащита; *3* - насос; *4* - кабель в сборе; 5 - комплектная трансформаторная подстанция; *6* - клапан спускной; 7 - пояс; *8* - НКТ; 9 - оборудование устья скважины; *10* - пульт подключательный выносной; *11* - клапан обратный; *12* - газосепаратор; *L*, *D* - длина и диаметральный габарит насосного агрегата, D_2 - резьба НКТ (ГОСТ 633-80)

Рисунок 6 - Установка электроцентробежного насоса (УЭЦН) погружного

3.1 Межсекционные соединения

Межсекционные соединения насосов производить по схеме фланец-корпус. Рекомендуют увеличить толщину фланца с 12 до 14 мм и радиус галтели до 2,5 мм. Перевод фланца на корпус исключает в каждой секции одно опасное сечение.

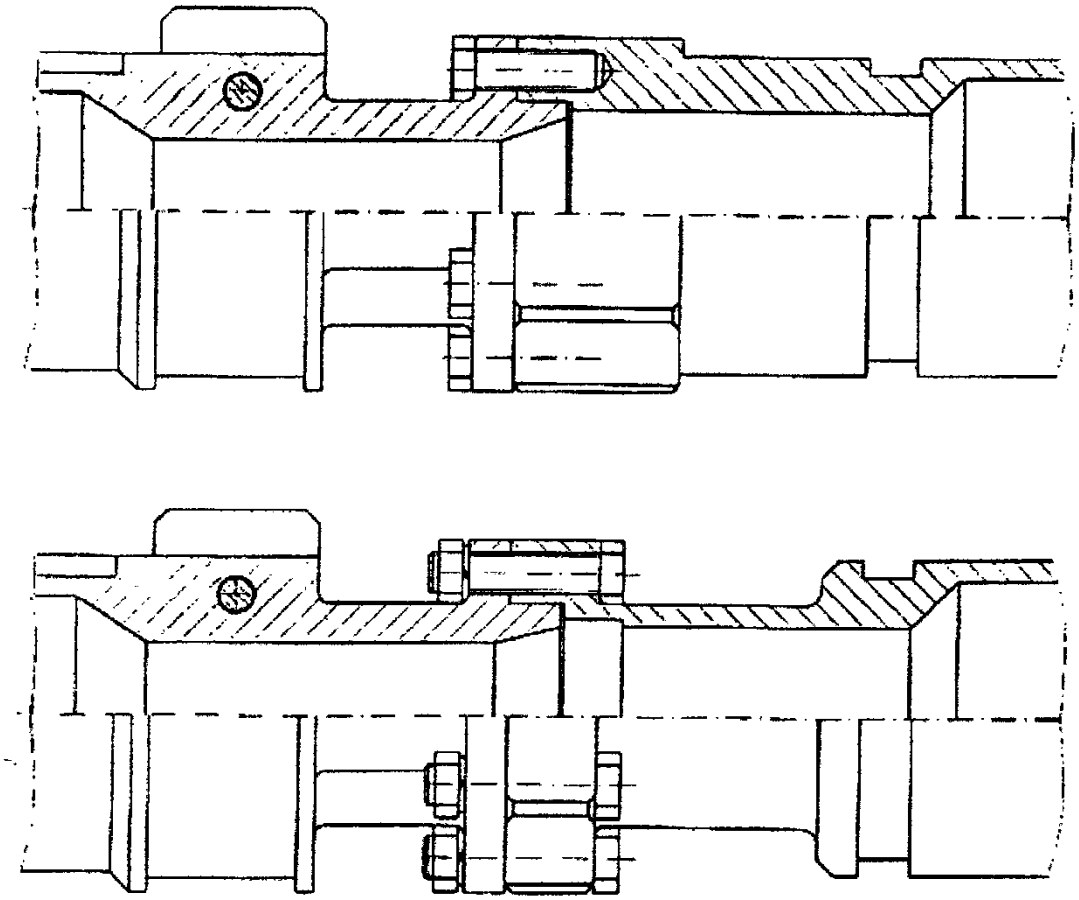


Рисунок 7 - Межсекционное соединение фланец-корпус

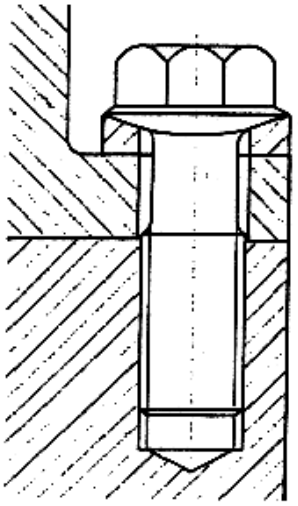


Рисунок 8 - Схема болтового соединения

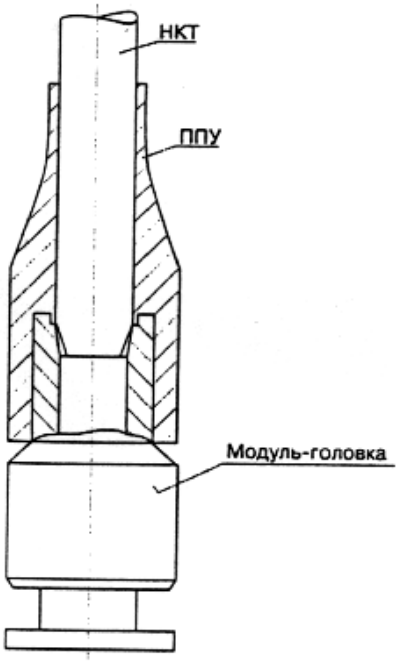


Рисунок 9 - Противополетное устройство (ППУ)

Для снятия напряжений в сопряжении ловильной головки и НКТ ввести деталь, называемую противополетным устройством ПП так как в этой точке действуют следующие неблагоприятные факторы:

а) изгибающий момент при прохождении криволинейных участков;

б) сечение трубы ослаблено резьбовой канавкой;

в) в этой точке максимальная концентрация напряжений.

Применение этого устройства позволяет снизить опасные напряжения в 7 раз.

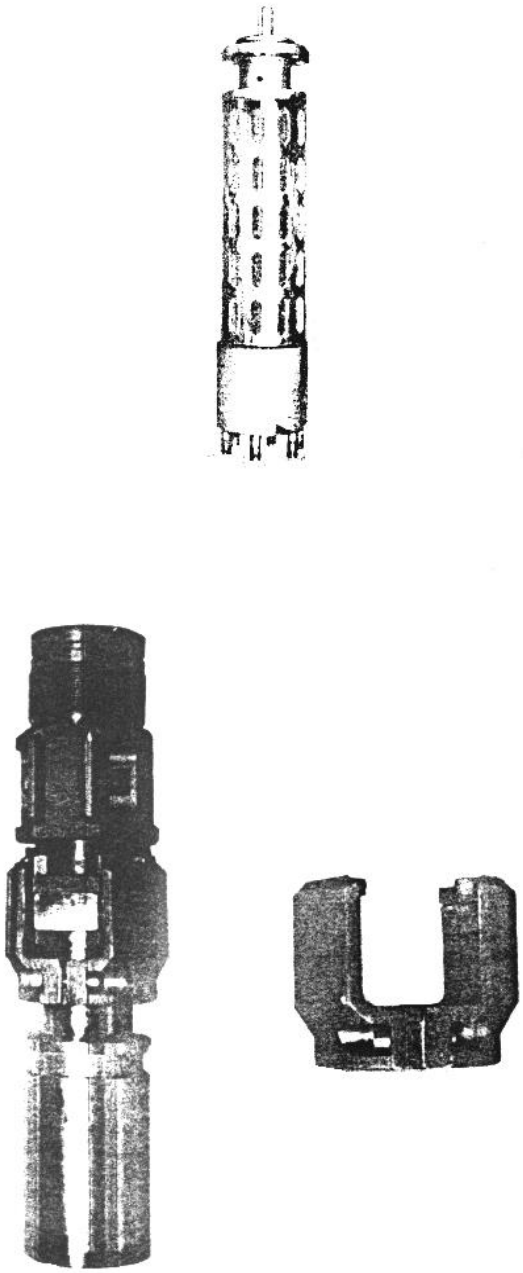


Рисунок 10 - Входной модуль и страховочная муфта

Соединение « фланец -- фланец» с фиксирующим устройством (страховочной муфтой) рисунок 4.8. Соединение модулей секций погружных насосов по типу « фланец -- фланец» с фиксирующим устройством, предотвращающее самопроизвольное вывертывание болта из гайки и

повышающее надежность соединения. Фиксирующее устройство состоит из двух половинок. Устройство охватывает поверхности фланцев основания и головки, огибает гайки, навернутые на болты основания. Две половинки стянуты на шейке головки резьбовым соединением.

Таблица 1 - Физико- механические свойства материалов (втулки защитной вала и шайбы опорной нижней)

Параметр	Латунь Л-63	Текстолит ПТК	РЗМФ
1	2	3	4
Коэффициент трения, К	0,15-0,20	0,05-0,08	0,02
Интенсивность износа, мг/(ч	2,5-6,5	2,6-6,0	0,3
Температура длительной эксплуатации, °С	Не лимитированы	До 170	До 260
Водопоглощение за 24 часа при 20 °С, %	Отсутствует	0,7-2,0	Отсутствует
Химическая стойкость к растворам H_2SO_4 (10%), HNO_3 (10%)	Не определялось	Потеря механических свойств свыше	Свойства сохранялись

Таблица 2 - Параметры пластмасс, применяемых для изготовления деталей УЭЦНМ

Наименование параметров	Применяемые в отрасли материалы					Композит « ИЖНЕФТЕПЛАСТ	
	ПА-6	ПА-160	ПА-66	ПА-12	АК85/15	УПА-ТСТВГ	Разность
1	2	3	4	5	6	7	8
Температура длительной эксплуатации в [illegible] $T_{...}$, °С	70-75	65	65-80	80-85	70-80	125	От +40 до +60 °С
Разрушающее напряжение при изгибе	90-100	80	80		52	200	100-150
Коэффициент линейного расширения, [illegible]	7-11	9-11	7-11	12-15	8-12	1,5-3	В 3-10 раз
Коэффициент трения,	0,2	0,29	0,39	0,32	0,21	0,12	Min
Усадка при литье, %	1-2	0,8-	1,2	1.4-	1,4-	0,5	Min
Максимальное водопоглащение, %	10	3.3	8	1,5	10	1,0	Min

4 ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР И ПАТЕНТНАЯ ПРОРАБОТКА УЗЛА УЭЦН

4.1 Разработка усовершенствованного межсекционного соединения

Основываясь на усталостном механизме разрушения, объясним причину, по которой установка упругой резиновой прокладки в стык фланца является ошибочным техническим решением.

Полная нагрузка на болт $F_П$ при наличии упругой резиновой прокладки будет выше, чем при ее отсутствии. Величина $F_П$ определяется по формуле (4.4):

$$F_П = F_{ЗАТ} + \chi F_Н, \qquad (4.4)$$

где $F_Н$ - суммарная внешняя нагрузка;

χ - коэффициент основной нагрузки.

$$\chi = \frac{\lambda_д}{\lambda_б + \lambda_д}, \qquad (4.5)$$

где $\lambda_б, \lambda_д$ - податливости соответственно деталей болта и фланца.

Резиновая прокладка, установленная в стыке фланцев, увеличивает податливость фланцевых деталей $\lambda_д$ и соответственно значения χ и $F_Н$ также увеличиваются, что приводит к нагружению болтов переменной нагрузкой большей амплитуды.

В процессе работы упругие резиновые прокладки выдавливались из стыка, и вся переменная нагрузка воспринималась болтами. В этом случае циклическая долговечность соединения резко снижается.

Соединение «фланец-фланец» с фиксирующим устройством

Для обеспечения гарантированного соединения фланцев протектора с входным модулем ЭЦН, придания собранной конструкции небольшой упругой гибкости с целью обеспечения спуска установки в скважинах, где градиент кривизны превышает 2° на 10 метров и происходит растягивающая деформация болтов в штатной ситуации предлагается использовать устройства межсекционного соединения фланцев без применения болтов.

Страховочная муфта устанавливается в межсекционное соединение фланцев входного модуля и протектора, это место наиболее опасно, так как находится практически в середине конструкции и работает на излом, а также не требует герметичности соединения.

Муфта представляет собой сборную конструкцию состоящую из вкладышей 1 и 2, один из которых имеет выступ, ограничительного кольца 6, двух упругих элементов в виде колец 5 и четырех болтов 7.

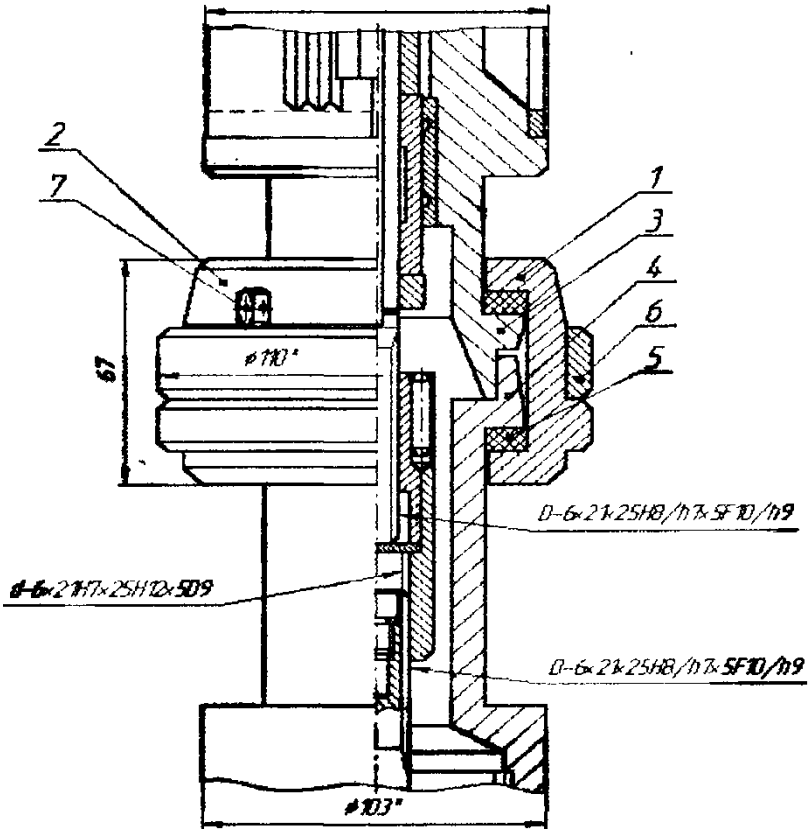


Рисунок 11 – Страховачная муфта

Для монтажа страховочной муфты при подготовке УЭЦН к спуску в осложненную скважину необходимо на токарном станке обработать фланцы до указанных в чертеже размеров и сделать пазы для выступа. Соединение фланцев происходит вкладышами 1 и 2, которые имеют форму скобы. Вкладыши обхватывают фланцы протектора и модуля, ограничительное кольцо 3 является замком, обеспечивающим жесткость конструкции. Четыре болта вворачиваемые в тело вкладышей служат для фиксации ограничительного кольца 3. От самопроизвольного отворачивания болты шплинтуются коррозионностойкой проводкой.

Гибкость узла достигается:

a) наличием зазора между сопряженными поверхностями фланцев;

b) упругостью колец установленных между фланцем и буртом вкладышей;

c) наличием уклона на торцах фланцев в сторону стыка.

4.2 Муфта шарнирная

(54) Патент №2230233 ГИБКАЯ ШАРНИРНАЯ МУФТА

Изобретение относится к насосостроению, а именно к соединительной арматуре труб для добычи и перекачки жидкостей и газов и к приводам погружных электронасосов. Гибкая шарнирная муфта содержит два корпуса,

соединенные между собой посредством кольца со сферической наружной поверхностью. Корпуса муфты расположены внутри герметичного гофрированного металлорукава. Кольцо выполнено с крестовиной из пальцев, посредством которых кольцо соединено с корпусами. Для сочленения валов секций погружного электронасоса внутри крестовины размещен промежуточный вал с двумя шарнирными муфтами, равноудаленными от центра симметрии крестовины. Изобретение направлено на повышение степени герметичности шарнирного сочленения труб и секций погружного электронасоса. 1 з.п. ф-лы, 2 ил. Изобретение относится к насосостроению, а именно к соединительной арматуре труб для добычи и перекачки жидкостей и газов и к приводам погружных электронасосов.

Известна муфта, содержащая корпус / Богданов А.А. Погружные центробежные электронасосы для добычи нефти (расчеты и конструкции). - М.: Недра, 1968, с. 82 и 84/.

Недостатком данного устройства является появление внутренних напряжений и возможность заклинивания насосно-компрессорных труб и погружных электронасосов устройств при спускоподъемных операциях и их работе в искривленных скважинах.

Известна гибкая шарнирная муфта, содержащая два корпуса, соединенные между собой посредством сферического элемента и сферического гнезда / Патент РФ №2159870, МПК7 F 04 D 29/62, 13/10, опубл. 07.04.1999/.

Недостатком данного устройства является необходимость сильной затяжки гайки сферического шарнира для обеспечения герметичности стыка, что приводит к ограничению подвижности соединения за счет увеличения сил трения на сферической поверхности, а также ограниченность ресурса бочкообразной головки с наружными зубьями из-за неравномерности угловых скоростей ее зубьев, возникающей при изгибе осей предлагаемого шарнира.

Наиболее близким по технической сущности и достигаемому результату к заявляемому объекту является гибкая шарнирная муфта, содержащая два корпуса, соединенные между собой посредством кольца со сферической наружной поверхностью, которая снабжена сферическим элементом, сферический элемент снабжен двумя кольцевыми канавками с резиновыми уплотнениями, при этом сферический элемент снабжен гнездами для шпонок, служащих для ограничения угла поворота корпусов относительно продольной оси /Патент РФ №2122142, МПК6 F 04 D 13/10, 29/62, опубл. 16.08.1996/.

Недостатком данного устройства является возможность нарушения герметичности сферического соединения из-за износа резиновых уплотнений в процессе эксплуатации, а также низкий ресурс деталей ротора верхней секции из-за повышенных крутильных колебаний, вызванных тем, что равномерное вращение ротора нижней секции будет преобразовываться одинарной шарнирной муфтой при изгибе оси сочленения валов в

неравномерное пульсирующее вращение вала верхней секции. /Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. - М.: Машиностроение, 1967, с. 331/.

Предлагаемое устройство направлено на повышение степени герметичности шарнирного сочленения насосно- компрессорных труб, шарнирного сочленения секций погружного насоса.

Это достигается тем, что в гибкой шарнирной муфте, содержащей два корпуса, соединенные между собой посредством кольца со сферической наружной поверхностью, корпуса муфты расположены внутри герметичного гофрированного металлорукава, а кольцо выполнено с крестовиной из пальцев, посредством которых кольцо соединено с корпусами. Кроме того, внутри крестовины может быть размещен промежуточный вал с двумя шарнирными муфтами, равноудаленными от центра симметрии крестовины и предназначенными для сочленения валов секций погружного электронасоса.

Гибкая муфта состоит из корпусов 1 и 2, соединенных кольцом 3 со сферической наружной поверхностью с крестовиной из пальцев 4. Корпуса 1 и 2 размещены внутри герметичного гофрированного металлорукава 5. В некоторых случаях с целью сочленения секций погружного электронасоса с валами целесообразно размещение внутри кольца 3 промежуточного вала 7 с двумя шарнирными муфтами 8, равноудаленными от центра симметрии крестовины 3 и соединенными с валами 6.

При работе устройства в искривленной скважине оси корпусов 1 и 2 размещаются под углом друг относительно друга благодаря их шарнирному соединению, образованному кольцом 3 с пальцами 4. Гофрированный металлорукав 5 изгибается за счет упругости своей гофрированной стенки, сохраняя при этом герметичность соединений с корпусами 1 и 2. В случае размещения внутри гибкой муфты валов, соединенных сдвоенной шарнирной муфтой, вращение от ведущего вала к ведомому передается под углом через промежуточный вал 7 с двумя шарнирными муфтами 8, что позволяет осуществлять передачу равномерного вращения при размещении осей корпусов 1 и 2 под углом друг относительно друга.

При выполнении спускоподъемных операций и работе в искривленных скважинах предлагаемая конструкция гибкой шарнирной муфты позволяет обеспечить работоспособность оборудования без нарушения герметичности и его заклинивания в обсадной колонне скважины.

4.3 Формула изобретения

1. Гибкая шарнирная муфта, содержащая два корпуса, соединенных между собой посредством кольца со сферической наружной поверхностью, отличающаяся тем, что корпуса муфты расположены внутри герметичного гофрированного металлорукава, а кольцо выполнено с крестовиной из пальцев, посредством которых кольцо соединено с корпусами.

2. Муфта по п.1, отличающаяся тем, что внутри крестовины размещен промежуточный вал с двумя шарнирными муфтами, равноудаленными от

центра симметрии крестовины и предназначенными для сочленения валов секций погружного электронасоса.

Шарнирную муфту разработанную по принципу кулачкового соединения, рекомендуется устанавливать в месте соединения ловильной головки с НКТ. Как говорилось выше проточка резьбы НКТ в месте соединения с насосом является слабым и соответственно опасным местом. Муфта состоит (рисунок 12) из верхней полумуфты 2 соединяющейся с НКТ, нижний полумуфты 1 соединяющейся с ловильной головкой, оправки 3 и обоймы 4. Герметизация (уплотнение) осуществляется резиновыми кольцами 7 и 8.

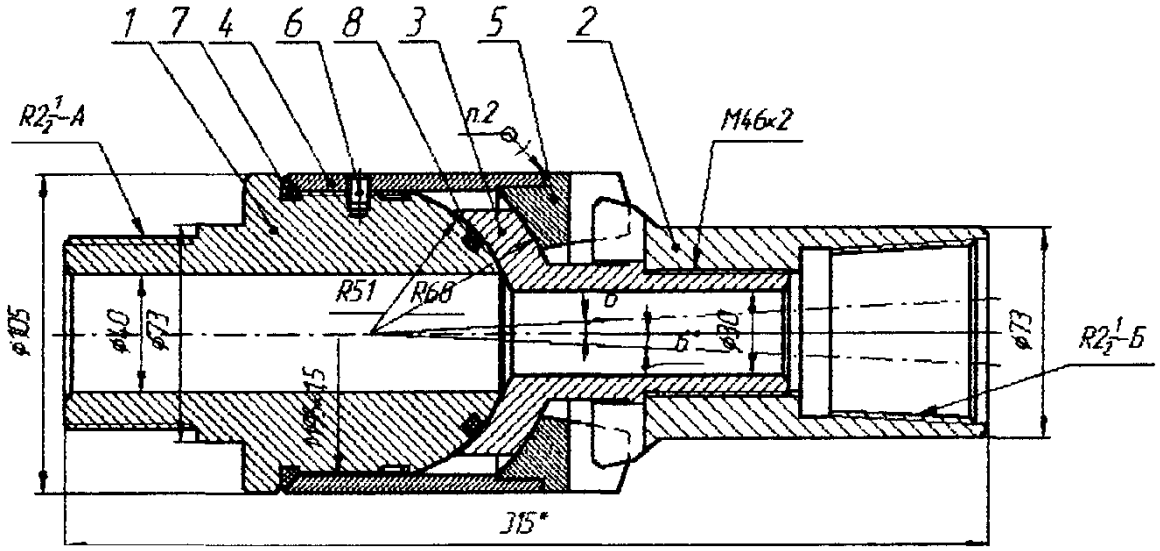


Рисунок 12 – Муфта шарнирная

Надежность и прочность конструкции достигается обоймой, которая наворачивается на нижнюю полумуфту и крепится винтом. Гибкость в любом направлении осуществляется за счет шаровой конструкции сопряженных поверхностей нижней полумуфты, оправы и обоймы.

Муфта собирается в следующей последовательности:

а) стакан обоймы внутренней резьбой М95×1,5 состыковывается и затем проворачивается по месту стыка с основанием имеющим внутри шаровую поверхность, а с наружи проточки для предотвращения вращения соединения при работающем насосе за счет реактивного момента;

б) в обойму опускается оправа, которая резьбовым соединением сочленяется с полумуфтой 2;

в) на полумуфту 1 надевается уплотнительное кольцо, и она резьбовым соединением сочленяется с обоймой, оправой и полумуфтой 2;

г) от самопроизвольного отворачивания обойма контрится винтом М10.

Полумуфта 1 имеет наружную трубную резьбу под НКТ, а полумуфта 2 внутреннюю резьбу под НКТ 2½´´.

При работе установок электрических центробежных насосов (УЭЦН) в искривленном фонде скважин возникают боковые усилия, ведущие к возникновению нерасчётных напряжений в корпусах и валах. Следствием

является ускоренный износ деталей и сокращение межремонтного периода (МРП). Дополнительно повышению аварийности способствуют также напряжения, возникающие при спуске УЭЦН в такие скважины.

Муфты гибкие (МГ), выпускаемые в обычном и износостойком исполнении, обеспечивают возможность работы УЭЦН в искривлённом фонде скважин. Они предназначены для соединения погружного электродвигателя (ПЭД) с насосом, секций ПЭД и насоса, насоса с насосно-компрессорной трубой (НКТ) и НКТ. На УЭЦН могут устанавливаться одна или более МГ (каждая обеспечивает работу при угле изгиба до 5о). ведённые стендовые и промысловые испытания практически показали, что применение МГ позволяет: в том случае, если участок ствола скважины, в котором расчетно предполагается подвеска насосного оборудования, имеет высокие значения локальной кривизны и установку вынужденно подвешивают в других интервалах, гибкая муфта позволяет производить подвеску УЭЦН именно в заданном интервале, что приводит к более оптимальному режиму её работы; увеличить количество добываемой нефти за счет спуска УЭЦН большего типоразмера на большую глубину спуска, имеющую сверхнормативную кривизну; увеличить МРП УЭЦН за счет предотвращения её работы в напряжённо- деформированном состоянии в кривом интервале ствола скважины, так как при эксплуатации в зоне с набором кривизны выше допустимой, где штатная установка работает в напряженно-деформированном состоянии, УЭЦН, оснащённый МГ свободно вписывается в ствол искривлённой скважины, чем обеспечивается повышенная устойчивость его работы; снизить вероятность отказов УЭЦН, являющихся следствием прохождения интервалов со сверхнормативной кривизной ствола скважины при спуске оборудования, а также снижению риска не прохождения УЭЦН в эксплуатационной колонне за счет предотвращения ослабления затяжки из-за асимметрии натяжений болтов межсекционных фланцевых соединений УЭЦН путём снятия изгибающих нагрузок, воздействующих на установку при прохождении интервалов с интенсивным искривлением ствола во время спуска оборудования в скважину.

Сравнение указанных характеристик показывает, что величина вибрации, лежащая в исходном варианте сборки УЭЦН в диапазоне 2,5…3 мм/с, при работе УЭЦН с МГ в процессе её приработки снижается с 2,5 мм/с до 1.5 мм/с и достигает в процессе дальнейшей наработки величины порядка 1 мм/с. Можно предположить, что увеличение величины относительной подачи на 6…10%, отмеченное в ходе заводских стендовых испытаний УЭЦН с МГ, связано с фактом снижения вибрации установки.

Ориентировочно установка одной муфты окупается при увеличении МРП на 10…15%.

5 РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ РАЗРАБОТАННЫХ УСТРОЙСТВ

5.1 Расчет на прочность вала насоса

Продолжительная эксплуатация большого числа погружных насосов показала, что наиболее правильно рассчитывать валы исходя из условий их нормальной работы при максимальной мощности насоса, не учитывая аварийной нагрузки. При нормальной работе вал насоса подвергается воздействию крутящего момента, сжимающей нагрузки на верхний торец вала и радиальной нагрузки на шлицевую муфту.

Определим ориентировочный размер вала по внутреннему диаметру шлиц, без учета влияния концентрации напряжений на изгибе вала:

$$d_{BH} = \sqrt{\frac{M_{KP.MAX}}{0.2 \cdot \tau_{KP}}} = \sqrt{\frac{1032}{0.2 \cdot 28.5 \cdot 10^6}} = 0.0134 \text{ м}, \quad (5.1)$$

где $M_{KP.MAX}$ - максимальный крутящий момент, Н·м;

τ_{KP} - допускаемое напряжение при кручении, МПа.

Допускаемое напряжение на кручение принимаем исходя из запаса прочности, который берется из интервала (1,8÷2,2) напряжения на растяжение, равного:

$$\sigma_P = \frac{\sigma_B}{n} = \frac{95}{2} = 47.5 \text{ МПа}, \quad (5.2)$$

где σ_B - временное сопротивление разрыву. Материалом для вала служит сталь 30ХМА, для неё $\sigma_B = 95$ МПа;

n-запас прочности. *n=2.*

Допускаемое напряжение на кручение определим по формуле (5.3):

$$\tau_{KP} = (0.5 \div 0.6) \cdot \sigma_P = 0.6 \cdot 47.5 = 28.5 \text{ МПа}. \quad (5.3)$$

Максимальный крутящий момент определяется по формуле (5.4):

$$M_{KP} = 97400 \cdot \frac{N_{MAX}}{n} = 97400 \cdot \frac{30.2}{2850} = 1032 \text{ Н·м}, \quad (5.4)$$

где N_{MAX} - наибольшая мощность потребляемая насосом. N_{MAX}=30,2 кВт;

n - скорость вращения вала. n=2850 об/мин.

По диаметру $d_{ВН}$ подбираем размер стандартного шлицевого соединения $d_{ВН}$=17,8 мм, $d_{Н}$=22 мм по ГОСТ 1139-58. Следовательно принимаем диаметр равный 22 мм.

Помимо крутящего момента вал воспринимает различные нагрузки, зависящие от несоосности валов насоса и протектора, обозначим её как P_1 и несоосности изготовления шлиц, обозначим ее как P_2.

Нагрузку P_1 принимаем равной100 Н, а нагрузку P_2 определим по формуле (5.5):

$$P_2 = 0.2 \cdot P_{ОКР.МАХ} = 0.2 \cdot 103700 = 20740 \text{ Н}, \quad (5.5)$$

где $P_{ОКР.МАХ}$ - окружное усилие на среднем диаметре шлиц, Н;

Окружное усилие $P_{ОКР.МАХ}$ определим по формуле (5.19):

$$P_{ОКР.МАХ} = \frac{2 \cdot M_{КР.МАХ}}{d_{ШЛ.СР}} = \frac{2 \cdot 1032}{0.0199} = 103.7 \cdot 10^3 \text{ Н}, \quad (5.6)$$

где $M_{КР}$ - максимальный крутящий момент, Н·м;

$d_{ШЛ.СР}$ - средний диаметр шлиц, м.

Средний диаметр шлиц определим по формуле (5.7):

$$d_{ШЛ.СР} = \frac{d_{ВН} + d_{Н}}{2} = \frac{0{,}0178 + 0{,}022}{2} = 0{,}0199 \text{ м}. \quad (5.7)$$

Суммарную радиальную нагрузку определим по формуле (5.8):

$$P = P_1 + P_2 = 100 + 20740 = 20840 \text{ Н}. \quad (5.8)$$

Наиболее нагруженным участком вала является сечение вала у его шлицевого конца, в месте проточки паз опорное кольцо.

Определим максимальный изгибающий момент:

$$M_{ИЗГ.МАХ} = (P_1 + P_2) \cdot a = 20.84 \cdot 0.168 = 3501.1 \text{ Н·м}, \quad (5.9)$$

где P_1 и P_2 - радиальные нагрузки, Н;

a - расстояние до середины канавки паз опорное кольцо. a=0,168 м.

По определенному изгибающему моменту определяем напряжение изгиба в опасном сечении по формуле (5.23):

$$\sigma_{ИЗГ} = \frac{M_{ИЗГ.МАХ}}{W_{ИЗГ}} = \frac{3501{,}1}{9{,}8 \cdot 10^{-4}} = 3{,}5 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad (5.10)$$

где $M_{ИЗГ.МАХ}$ - максимальный изгибающий момент. $M_{ИЗГ.МАХ}$=3501,1 Н·м;

$W_{ИЗГ}$ - момент сопротивления при изгибе, м³.

Момент сопротивления при изгибе $W_{ИЗГ}$ определяется по формуле

$$W_{ИЗГ} = \frac{\pi \cdot d^3{}_{ВН}}{32} + \frac{2}{3} \cdot b^2 \cdot t = \frac{3.14 \cdot 0.0178^3}{32} + \frac{2}{3} \cdot 0.004^2 \cdot 0.004 = 9.8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3, \quad (5.11)$$

где $d_{ВН}$ - внутренний диаметр шлиц. $d_{ВН}$=0,0178 м;

b - ширина шлиц. b=0,004 м;

t - высота шлиц. t=0,004 м.

По определенному крутящему моменту определяем напряжение кручения в опасном сечении

$$\tau = \frac{M_{КР.МАХ}}{W_{КР}} = \frac{1032}{5.02 \cdot 10^{-5}} = 20.5 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad (5.12)$$

где $M_{КР}$ - максимальный крутящий момент на валу. $M_{КР}$=1032 Н·м;

$W_{КР}$ - момент сопротивления при кручении, м³.

Определим $W_{КР}$ по формуле

$$W_{КР} = \frac{\pi \cdot d^3_{ВН}}{16} + 6 \cdot b \cdot t \cdot \left(\frac{d_H - t}{2 \cdot d_H} \right)^2 = \frac{3.14 \cdot 0.0178^3}{16} + 6 \cdot 0.004 \cdot 0.004 \cdot \left(\frac{0.022 - 0.004}{2 \cdot 0.022} \right)^2 = 5.02 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3. \quad (5.13)$$

Эквивалентное напряжение определяется по теории предельно напряженного состояния:

$$\sigma_{ЭКВ} = \sqrt{\sigma^2_{ИЗГ} + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{3{,}5^2 + 4 \cdot 20{,}5^2} = 41{,}15 \text{ МПа}, \quad (5.14)$$

где $\sigma_{ИЗГ}$ - напряжение изгиба. $\sigma_{ИЗГ}$=3,5 МПа;

τ - напряжение кручения. τ=20,5 МПа.

По величине $\sigma_{ЭКВ}$ и пределу текучести материала вала определим запас прочности:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ЭКВ}} \geq 1{,}4, \quad (5.15)$$

где σ_T - предел текучести, МПа; для стали 30ХМА σ_T=95 МПа.

Подставляя все найденные значения в формулу (5.15) определяем n

$$n = \frac{95 \cdot 10^6}{41.15 \cdot 10^6} = 2.3 \geq 1.4. \quad (5.16)$$

Запас прочности для стали 30ХМА ГОСТ 4543-71 достаточный.

5.2 Расчет на прочность корпуса насоса

В эксплуатационных условиях наибольшие нагрузки на корпус насоса действуют во время работы насоса в режиме закрытой задвижки.

На корпус насоса действуют следующие силы:

а) осевые и радиальные силы, обозначим их P_O и P_P;

б) остаточные усилия затяжки ступеней, действующие в момент работы насоса на закрытой задвижке, и препятствующие провороту направляющих аппаратов, обозначим $P_{ОСТ}$;

г) вес оборудования, находящегося под насосом, обозначим Q.

Корпус рассчитывается по сечению в месте выхода верхней резьбы, так как оно воспринимает большие усилия и является наименее прочным.

Напряжение в теле корпуса, находящегося под давлением определяется по формуле:

$$\sigma_K = \frac{H_H^{'} \cdot D_{ПР}}{10 \cdot 2 \cdot S} = \frac{1100 \cdot 0.064}{10 \cdot 2 \cdot 0.014} = 251.5 \cdot 10^6 \text{ МПа}, \quad (5.17)$$

где $H_H^{'}$ - напор насоса на закрытой задвижке. $H_H^{'}$=1100 м;

$D_{ПР}$ - диаметр проточин у выхода резьбы. $D_{ПР}$=0,064 м;

S - толщина стенки, м.

Толщину стенки определим с помощью формулы:

$$S = \frac{D_K - D_{ПР}}{2} = \frac{0,092 - 0,064}{2} = 0,014 \text{ м}, \quad (5.18)$$

где D_K - наружный диаметр корпуса. D_K=0,092 м.

В то же время в корпусе насоса возникает напряжение от осевой силы:

$$\sigma_Z = \frac{\pi \cdot D_{ПР}^2 \cdot H_H^{'}}{4 \cdot F_K \cdot 10} + \frac{P_{ОСТ}}{F_K} + \frac{Q}{F_K} = \frac{3.14 \cdot 0.064^2 \cdot 1100}{4 \cdot 0.0033 \cdot 10} + \frac{40}{0.0033} + \frac{85.3}{0.0033} = 38.1 \text{ МПа}, \quad (5.19)$$

где $D_{ПР}$ - диаметр проточин у выхода резьбы. $D_{ПР}$=0,064 м;

$H_H^{'}$ - напор насоса на закрытой задвижке. $H_H^{'}$=1100 м;

F_K - площадь корпуса в месте проточки.

$$F_K = \frac{\pi \cdot \left(D_H^2 - D_{ВН}^2\right)}{4} = \frac{3,14 \cdot \left(0,092^2 - 0,064^2\right)}{4} = 0,0033 \text{ м}^2, \quad (5.20)$$

где $P_{ОСТ}$ - остаточное усилие затяжки ступеней. $P_{ОСТ}$=30÷40 Н;

Q - вес оборудования под насосом. Q=85,3 Н.

Приведенное напряжение в слабом сечении определим с помощью формулы:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_K^2 + \sigma_Z^2 + \sigma_K + \sigma_Z} = \sqrt{251.5^2 + 38.1^2 + 251.5 + 38.1} = 248.2 \text{ МПа}, \quad (5.21)$$

где σ_K - напряжения возникающие в корпусе под давлением. σ_K=251,5 МПа;

σ_Z - напряжение возникающее под действием осевых сил. σ_Z=38,1 МПа.

Запас прочности определяется отношением предела текучести материала корпуса к найденному напряжению, σ_T для стали 45 равно 360 МПа.

Соответственно запас прочности определим по формуле:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma} \geq 1.4. \quad (5.22)$$

Подставляем все выше найденные величины в (5.35)

$$n = \frac{360 \cdot 10^6}{248.2 \cdot 10^6} = 1.45 \geq 1.4. \quad (5.23)$$

Из чего следует, что запас прочности у корпуса достаточный.

5.3 Расчет на прочность межсекционного соединения входного модуля ЭЦН и протектора

Проверим прочность стенки вкладыша №1 в опасном сечении А-А

$$\sigma_{РАЗР} = \frac{P \cdot k}{F} \leq [\sigma]_T = \frac{981 \cdot 1,2}{2561} = 0,46 \leq 36, \quad (5.24)$$

где *P*-суммарная нагрузка на вкладыш определяется по формуле 5.38;
$[\sigma]_T$ - предел текучести. Для стали 45 $[\sigma]_T$ =360 МПа;
k-коэффициент концентрации. *k=1,2.*

$$P = P_{ПЭД} + P_{ПРОТЕКТОРА} + P_{КОМПЕНСАТОРА} = 9.025 + 0.392 + 0.206 = 9.623 \text{ кН}, \quad (5.25)$$

где $P_{ПЭД}$ -вес ПЭД. *P*=9,025 кН;

$P_{ПРОТЕКТОРА}$ - вес протектора. $P_{ПРОТЕКТОРА}$ =0,392 кН;

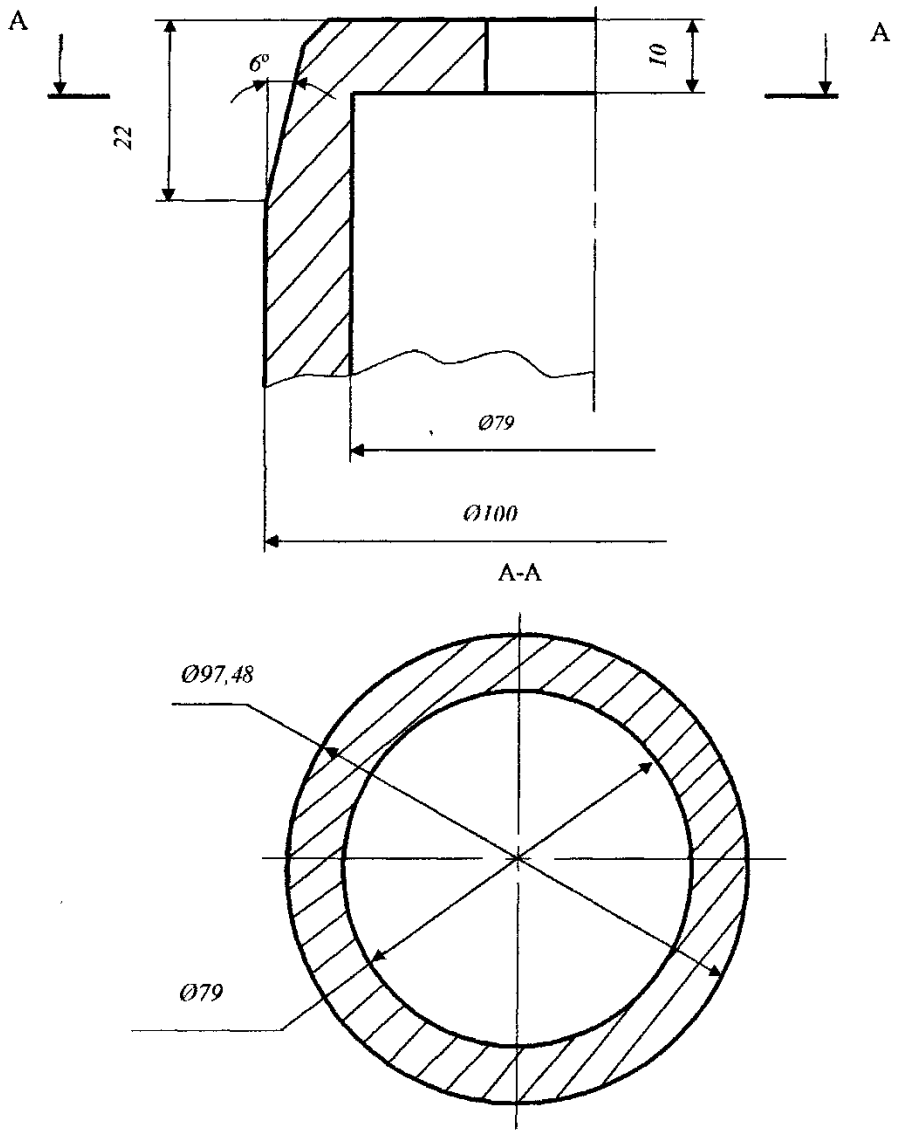


Рисунок 13 - Расчетная схема вкладыша №1

$P_{КОМПЕНСАТОРА}$ - вес компенсатора. $P_{КОМПЕНСАТОРА}$ =0,206 кН.

Проверим прочность на смятие кольца из полиуритана.

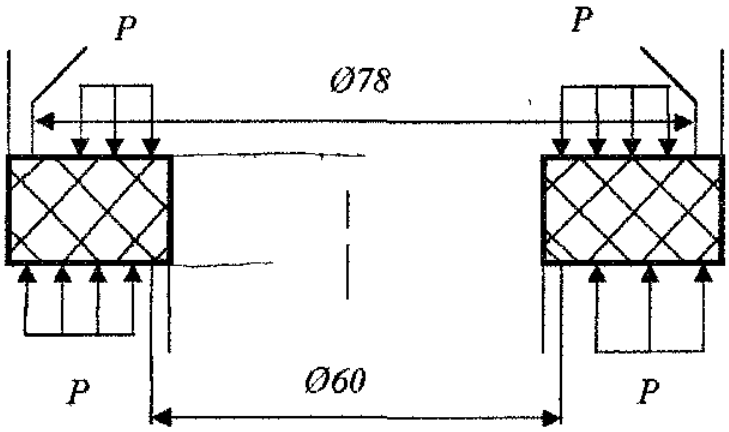


Рисунок 14 - Расчетная схема кольца

Определим площадь кольца на которое действует нагрузка Р по формуле 5.26.

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D^2{}_2 - D^2{}_1\right) = \frac{3.14}{4} \cdot \left(78^2 - 60^2\right) = 1951 \text{ мм}^2; \quad (5.27)$$

где D_1 - внутренний диаметр кольца. D_1=60 мм;

D_2 - наружный диаметр кольца. D_2=78 мм.

Определим напряжение смятия полиуретанового кольца по формуле 5.40:

$$\sigma_{CM} = \frac{P}{F} \le [\sigma]_{CM} = \frac{981}{1951} = 0{,}503 \text{ кгс/мм}^2; \quad (5.28)$$

5.4 Прочностной расчет фланцевого соединения

Минимальный поперечный размер эксплуатационной колонны, с внутренним диаметром D_{BH}=*125 мм*, позволяет выполнить фланцевое соединение максимальным диаметром D_{MAX}=*120 мм*. Предложенная схема конструкции соединения допускает установку болтов диаметром *10 мм*. Для уменьшения диаметральных размеров соединения и улучшения условий работы болтов, последние устанавливаются без зазора, что также улучшает центровку. Кроме того, предусмотренный центрирующий выступ разгружает соединение от поперечных нагрузок. Болтовое соединение воспринимает нагрузку, обусловленную реактивным моментом, возникающим на корпусе насоса, и осевую нагрузку от давления создаваемого насосом.

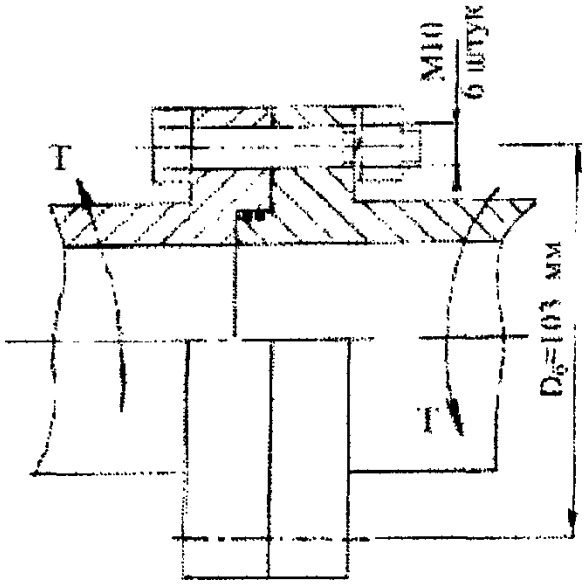


Рисунок 15 - Расчетная схема соединения при действии реактивного момента

Из лабораторных исследований известно Т=4,5 $Н \cdot м$ при длине насоса 1м и давлении 1 МПа. Для конкретного случая примем Т=90 $Н \cdot м$. Тогда расчетная нагрузка от действия реактивного момента составит:

$$F_P = \frac{2 \cdot T}{(z \cdot D_B)} = \frac{2 \cdot 90}{(6 \cdot 0{,}103)} = 292H \qquad (5.29)$$

где z - число установленных болтов *(z=6);*

D_B - диаметр окружности установки болтов. Дд=103 мм.

Условие прочности по напряжениям среза определим по формуле (5.30).

$$\tau = \frac{4 \cdot F}{(\pi \cdot d^2 \cdot i)} \le [\tau] \qquad (5.31)$$

где *i* - число плоскостей среза *(i=1);*

d - диаметр болта *(d=10 мм);*

$[\tau] = 0{,}3 \cdot \sigma_T = 0{,}3 \cdot 200 = 60$ МПа - допускаемое напряжение среза.

$$\tau = \frac{4 \cdot 292}{(3{,}14 \cdot 0{,}01^2 \cdot 1)} = 3{,}7МПа \le 60МПа$$

Условие прочности болтов по напряжениям смятия определим по формуле 5.44.

$$\sigma_{CM} = \frac{F}{(2 \cdot d \cdot \delta)} \le [\sigma_{CM}] \qquad (5{,}32)$$

где $[\sigma_{CM}] = 0{,}8 \cdot \sigma_T = 0{,}8 \cdot 200 = 160МПа$ - допускаемое напряжение смятия;

δ - ширина фланца *(δ=20 мм).*

$$\sigma_{CM} = \frac{292}{(2 \cdot 0{,}01 \cdot 0{,}02)} = 0{,}7МПа \le 160МПа$$

Принимаем *P=5 МПа*, тогда суммарное расчетное усилие для контактирующих фланцев, с учетом усилия затяжки, будет равно:

$$Q_C = k \cdot \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} \cdot p \cdot \frac{l_1 + l_2}{l_2} = 2{,}5 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 0{,}066^2}{4} \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot \frac{21{,}5 + 10}{10} = 134549H \qquad (5.33)$$

где D_k - диаметр центрирующего выступа (D_k *=66мм);*

k - коэффициент затяжки *(k =2,5).*

Условие прочности примет вид:

$$\sigma = \frac{4 \cdot Q_C}{\left(z \cdot \pi \cdot d_1^2\right)} \le [\sigma], \tag{5.34}$$

где d_1 - внутренний диаметр резьбы болта *(d_1=8,773 мм).*

$$\sigma = \frac{4 \cdot 134549}{\left(6 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}008773^2\right)} = 371 МПа$$

$$[\sigma] = 0{,}6 \cdot \sigma_T = 384 МПа \tag{5.35}$$

где σ_T - предел текучести на растяжение стали 35Х (σ_T=*640МПа*).

$\sigma = 371 МПа \le [\sigma] = 384 МПа$

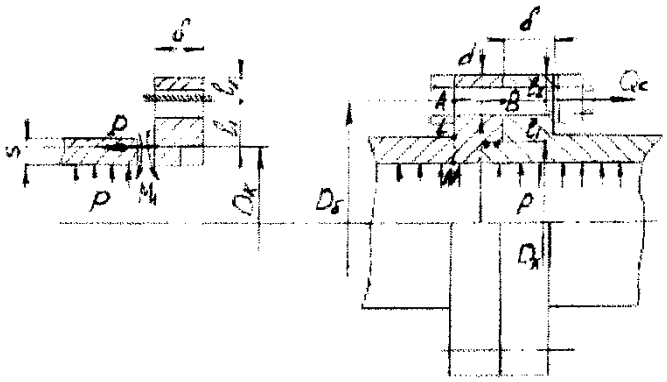


Рисунок 16 - Расчетная схема при действии избыточного внутреннего давления

Проверим прочность фланцев. При расчете на прочность фланец рассматривают как стержень сечении АВ и упруго связанный с трубой. Изгибающий момент в сечении АВ:

$$M = \eta \cdot P \cdot l_1 = 1 \cdot 17097 \cdot 0{,}0215 = 368 Н \cdot м \tag{5.36}$$

где P - внешнее усилие, действующее на фланец от внутреннего давления, *Н*.

$$P = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} \cdot p = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}0066^2}{4} \cdot 5 \cdot 10^6 = 17097 Н \tag{5.37}$$

где η - коэффициент уменьшения изгибающего момента за счет упругой связи фланца и трубы (η=*1*).

Напряжение изгиба во фланце (в сечении АВ) должно быть:

$$\sigma_H = \frac{6 \cdot M}{\left(\pi \cdot D_k^2 - z \cdot d\right) \cdot \delta^2} \le 0{,}6 \cdot \sigma_B \tag{5.38}$$

$$\sigma_H = \frac{6 \cdot 368}{\left(3{,}14 \cdot 0{,}103^2 - 6 \cdot 0{,}01\right) \cdot 0{,}02^2} = 21 МПа.$$

Предел прочности материала фланца для стали 45 σ_B=*640 МПа*.

Изгибающий момент в сечении LN:

$$M_1 = \frac{P \cdot l_1}{\pi \cdot D_k} \cdot \frac{1}{2+\lambda} = \frac{17097 \cdot 0{,}215}{3{,}14 \cdot 0{,}066} \cdot \frac{1}{2+4{,}88} = 258 H \cdot м \qquad (5.39)$$

$$\lambda = 0{,}72 \cdot \frac{\sqrt{\frac{D_k}{2} \cdot s}}{l_1} \cdot \left(\frac{\delta}{s}\right)^3 \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_Б - z \cdot d}{\pi \cdot D_k}\right) = 0{,}72 \cdot \frac{\sqrt{\frac{0{,}066}{2} \cdot 0{,}011}}{0{,}0215} \cdot \left(\frac{0{,}02}{0{,}011}\right)^3 \cdot \left(\frac{3{,}14 \cdot 0{,}103 - 6 \cdot 0{,}01}{3{,}14 \cdot 0{,}066}\right) = 4{,}88. \qquad (5.40)$$

Напряжение изгиба во фланце (в сечении LN) должно быть:

$$\sigma_И = \frac{6 \cdot M_1}{s^2} = \frac{6 \cdot 258}{0{,}011} = 12{,}8 МПа \le 0{,}6 \cdot \sigma_B. \qquad (5.41)$$

Работоспособность фланцевого соединения обеспечивается установкой шести болтов из легированной стали 35Х с резьбой М10 и шагом 1 мм, материалом фланца служит сталь 45.

6 БЕЗОПАСНОСТЬ ПРОЕКТА

6.1 Особенности охраны труда в нефтегазовой промышленности

Под условиями труда понимают совокупность производственных факторов, оказывающих влияние на здоровье и работоспособность человека в процессе труда.

Важнейшим фактором в создании безопасных условий труда в нефтяной и газовой промышленности является комплексное научно обоснованное проектирование технологических процессов и оборудования, а также высококачественная подготовка персонала.

Монтаж, демонтаж и эксплуатация насоса ЭЦН должна выполняться в соответствии с правилами безопасности в нефтегазодобывающей промышленности, правилами технической эксплуатации электроустановок, правилами техники безопасности при эксплуатации электроустановок и требованиями руководства по эксплуатации изделия и инструкций по безопасности разрабатываемых на предприятии занимающейся нефтедобычей.

7 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Расчет экономического эффекта. Страховочная муфта внедрена на двух скважинах где в 2008 году был РС-отказ, на 13 скважинах где из-за коррозии и эрозии произошла негерметичность сливной муфты внедрен универсальный обратный клапан.

Следовательно в 2009 году сокращено 15 подъемов УЭЦН по сравнению с 2008 годом.

Рассчитаем МРП в указанные периоды по формуле:

$$\text{МРП}=\frac{\Phi_{СР}\cdot 365}{N_{РЕМ}}, \quad (6.1)$$

где МРП – межремонтный период скважины;

$\Phi_{СР}$ - среднегодовой фонд, который определяется по формуле (6.2):

$$\Phi_{СР}=\frac{\Phi_{НАЧ.ГОДА}+\Phi_{КОН.ГОДА}}{2}, \quad (6.2)$$

$N_{РЕМ}$ - количество ремонтов за анализируемый период.

Определим межремонтный период скважины за 2002 год по формуле (6.1). Среднегодовой фонд на 2008 год определим по формуле (7.2):

$$\Phi_{СР}=\frac{2807+3004}{2}=2905. \quad (6.3)$$

$$МРП=\frac{2905\cdot 365}{1724}=615\,\text{сут.}, \quad (6.4)$$

где $N_{РЕМ}$ - количество ремонтов за 2002 год. $N_{РЕМ}$ =1724 шт.

Определим межремонтный период скважины за 2009 год по формуле (6.1). Среднегодовой фонд на 2009 год определим по формуле (6.2):

$$\Phi_{СР}=\frac{3004+3011}{2}=3007. \quad (6.5)$$

$$МРП=\frac{3007\cdot 365}{1709}=642\,\text{сут.}, \quad (6.6)$$

где $N_{РЕМ}$ - количество ремонтов за 2003 год. $N_{РЕМ}$ =1709 шт.

Рост МРП от внедрения мероприятий составил:

$$\Delta МРП=642-615=27\,\text{сут.} \quad (6.7)$$

Затраты на изготовление страховочной муфты составляют:

$$З_{МУФ} = Ц_{МУФ} \cdot n = 402{,}79 \cdot 2 = 805{,}58 \text{ тг.}, \quad (6.8)$$

где $Ц_{МУФ}$ - себестоимость изготовления муфты. $Ц_{МУФ} = 402{,}79$ тг.;

n – количество муфт. n=2.

Затраты на изготовление универсального обратного клапана составляют:

$$З_{КЛ} = Ц_{КЛ} \cdot n = 243{,}79 \cdot 13 = 3169{,}27 \text{ тг.}, \quad (6.9)$$

где $Ц_{КЛ}$ - себестоимость изготовления клапана. $Ц_{КЛ} = 243{,}79$ тг.;

n – количество клапанов. n=13.

Определим эффективность от сокращения затрат на ремонт установок.

Фонд скважин $Ф_{СКВ}$ на 1.01.2009 года составляет 3007 скважин. $МРП_1$ до внедрения составляет – 615 суток. $МРП_2$ после внедрения составляет – 642 суток.

Средняя стоимость ремонта УЭЦН на 1.09.2009 года составляет:

а) ЭЦН текущий ремонт $Ц_{ЭЦН}$ – 12313 тенге;

б) ПЭД капитальный ремонт $Ц_{ПЭД}$ - 22524 тенге;

в) ГД текущий ремонт $Ц_{ГД}$ – 3256 тенге;

г) кабель текущий ремонт $Ц_{К}$ – 4112 тенге.

Итого средняя стоимость ремонта составляет:

$$C_{СР} = Ц_{ЭЦН} + Ц_{ПЭД} + Ц_{ГД} + Ц_{К} = 12313 + 22524 + 3256 + 4112 = 42205 \text{ тенге.} \quad (6.10)$$

Таким образом экономическая эффективность от увеличения МРП составит:

$$Э = Ф_{СКВ} \cdot C_{СР} \cdot \left(\frac{365}{МРП_1} - \frac{365}{МРП_2} \right) - (З_{МУФ} + З_{КЛ}) =$$

$$= 3007 \cdot 42205 \cdot \left(\frac{365}{615} - \frac{365}{642} \right) - (805{,}58 + 3169{,}27) = 3163723 \text{тг.} \quad (6.11)$$

Таким образом на одни сутки увеличения МРП экономический эффект составит 107175 тенге, а из расчета на одну скважину 11812 тенге.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании рассмотренного материала, анализа эксплуатации УЭЦН и информационного материала о перспективах разработки УЭЦН, можно сделать вывод, что для дальнейшего развития добычи нефти с помощью УЭЦН необходимо продолжить внедрение в производство передовых технологий направленных на снижение аварийности УЭЦН. Это достигается путем выполнения следующих мероприятий:

1) снижение естественной вибрации путем применения новых материалов, конструктивных доработок насосов;
2) применение страховочных и противополетных муфт;
3) повышение прочности отдельных узлов;
4) применение разработок понижающих степень засорения рабочих органов насоса;
5) устранение в установке опасных сечений;
6) подконтрольная эксплуатация УЭЦН силами работников заводов-производителей.

Предложенные в данном дипломном проекте мероприятия и полный анализ скважины, перед спуском УЭЦН позволят:

1) повысить эксплуатационные характеристики УЭЦН
2) повысить наработку УЭЦН в осложненных скважинах;
3) сократить «полеты» связанные с гидрозащитой;
4) сократить затраты на текущий ремонт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя.- В 3-х т.- Т.- 5-е изд. перераб и доп. - М.: Машиностроение, 1980. - 728 с.

2 Биргер И.А. и др. Расчёт на прочность деталей машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

3 Богданов А.А. Погружные центробежные электронасосы.- М.: Готоптехиздат, 1957. – 375 с.

4 Богданов А.А. Погружные центробежные электронасосы для добычи нефти (расчет и конструкция). - М.: Недра, 1968. - 384 с.

5 Бухаленко Е.И. Справочник по нефтепромысловому оборудованию. М.:Недра1983.– 398с.

6 Бухаленко Е.И. Нефтепромысловое оборудование: Справочник / Под ред. Е.И. Бухаленко. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра,1990. – 559 с.

7 Габдуллин Р.Ф. Эксплуатация скважин, оборудованных УЭЦН, в осложненных условиях//Нефтяное хозяйство.-2002.-№4.-С.62-64.

8 Гиматудинов Ш.К.Справочная книга по добычи нефти.- М.:Недра 1974.– 703 с.

9 Дроздов А.Н. Влияние свободного газа на характеристики глубинных насосов//Нефтяное хозяйство.-2003.-№1.-С.68-70.

10 Допуски и посадки: Справочник. – В 2-х ч./ В. Д. Мягков, М. А. Палей и др. – Л.: Машиностроение, 1982.

11 Казак А.С., Росин И.И., Чичеров Л.Г. Погружные бесштанговые насосы для добычи нефти. – М.: Недра, 1973. – 232 с.

12 Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н. Курсовое проектирование деталей машин: Справочное пособие. – Минск: Выш. школа, 1982. – 158 с.

13 Лукин А.В. «АЛНАС» новые разработки//Доклады на VI Всероссийской технической конференции «Производство и эксплуатация УЭЦН». - Альметьевск: Изд. з-да «АЛНАС». - 2000. –33 с.

14 Муравьев В.М. Справочник мастера по добычи нефти. - М.: Недра, 1975. - 64 с.

15 Муравьев В.М. Спутник нефтяника. - М.: Недра, 1977. –302 с.

16 Богданов А.А. Погружные центробежные электронасосы для добычи нефти (расчеты и конструкции). - М.: Недра, 1968.

17 Патент РФ №2159870, МПК7 F 04 D 29/62, 13/10, опубл. 07.04.1999.

18 Патент РФ №2122142, МПК6 F 04 D 13/10, 29/62, опубл. 16.08.1996.