



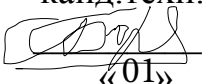
SATBAYEV UNIVERSITY

**ИНСТИТУТ МЕТАЛЛУРГИИ И ПРОМЫШЛЕННОЙ
ИНЖЕНЕРИИ**

**КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ
МАШИНЫ, ТРАНСПОРТ И ЛОГИСТИКА**

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ



Зав. кафедрой
канд.техн.наук, асоц.проф.
 К.К. Елемесов
«01» 06 2021 г.

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

на тему: “Модернизация конструкции ротора с диаметром проходного
отверстия 560 мм ”

Специальность: 5В072400 – «Технологические машины и оборудование»

Выполнил:



Толыбаева В.К.

Научный руководитель:



канд.техн.наук, профессор
С.А.Затурбеков

« _____ » _____ 2021г.

Алматы 2021

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Казахский Национальный исследовательский технический университет
имени К.И Сатпаева

Институт металлургии и промышленной инженерии


Кафедра «Технологические машины, транспорт и логистика»

5В072400 – Технологические машины и оборудование

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой

канд. техн. наук, асоц. проф.

 К.К. Елемесов

«04» 12 2020 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Обучающегося Толыбаева Венера Кикбаевна

Тема работы “ Модернизация конструкции ротора с диаметром проходного отверстия 560 мм ”

Утверждено приказом по вузу № 2131-б от «24» ноября 2020 г.

Срок сдачи законченного проекта “25” мая 2021 г.

Исходные данные к работе:

– статическая нагрузка 3,2 МН;

– мощность 370 кВт;

– я скорость вращения стола ротора 250 об/мин;

– проходное отверстие в столе ротора 560 мм;

– масса 5800 кг.

Перечень подлежащих разработке в дипломном проекте вопросов или краткое содержание дипломного проекта:

а) В техническом разделе рассматриваются различные конструкции буровых роторов, проводится анализ и выбор прототипа;

б) В специальной части рассматривается предложение по усовершенствованию конструкции прототипа;

в) В расчетном разделе производится расчет ротора по установленной методике;

г) В экономическом разделе осуществляется расчет ожидаемой экономической

эффективности от внедрения усовершенствованной конструкции ротора.

Рекомендуемая основная литература из 30 наименований

Алматы 2021

АННОТАЦИЯ

В данном дипломном проекте рассматриваются назначение, а также классификация роторов, выбран прототип ротор Р560 и его модернизация. Рассмотрены технические характеристики, конструкция ротора Р560.

Модернизация ротора Р560 может производиться путём совершенствования системы смазки подшипниковых опор стола ротора. В расчетном разделе произведены основные расчеты, подтверждающих работоспособность и надежность конструкции ротора. В проекте приведена экономическая часть.

АҢДАТПА

Бұл дипломдық жобада роторлардың жіктелуі сияқты мақсаты, қарастырылған. Р560 роторының прототипі және оның модернизациясы таңдалды. Р560 роторының техникалық сипаттамалары, конструкциясы қарастырылған.

Р560 роторын модернизациялау ротор үстелінің мойынтіректеріне арналған майлау жүйесі арқылы жүзеге асырылуы мүмкін. Есептеу бөлімінде ротор конструкциясының өнімділігін және сенімділігін растайтын негізгі есептеулер жүргізілді. Жобада экономикалық бөлім қарастырылған.

ANNOTATION

This diploma project discusses the appointment, as well as the classification of rotors. The prototype rotor P560 is selected and its upgrades. Specifications are considered, the design of the P560 rotor.

Modernization of the P560 rotor can be produced by the lubrication system of the bearing supports of the rotor table. The settlement section produced basic calculations confirming the performance and reliability of the rotor design. The project provides an economic part.

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	5
1	Обзор конструкции буровых роторов	6
1.1	Назначение, описание конструкции и технические характеристики роторов	6
1.2	Принципиально конструктивная схема роторов	8
1.3	Обзор существующих буровых роторов ведущих производителей	10
1.4	Патентно информационный обзор	11
1.5	Выбор прототипа проектируемого ротора	12
2	Модернизация конструкции	14
2.1	Предлагаемое усовершенствование конструкции прототипа	14
3	Расчетный пункт для бурового ротора	15
3.1	Определение основных параметров	15
3.2	Проверочные расчеты на прочих наиболее нагруженных элементах ротора	19
4	Охрана труда и техника безопасности	22
4.1	Охрана труда и техника безопасности при монтаже и эксплуатации бурового ротора	22
4.2	Охрана окружающей среды	24
5	Экономическая часть	26
5.1	Расчет показателей сравнительной экономической эффективности	26
	Заключение	29
	Список использованной литературы	30

ВВЕДЕНИЕ

Нефть и газ являются одними из важнейших ресурсов для жизнеобеспечения человека. Нефть используют для изготовления автомобильного топлива, моторных масел, моющих средств. Газ – это источник отопления, топливо для транспорта.

Для добычи таких полезных ископаемых, которые расположены глубоко под землей, необходимы скважины. Одна из важнейших отраслей экономики Казахстана является нефтяная промышленность. Казахстан считается, как одна из нефтедобывающих стран мира. Нефтегазовая промышленность – это не только добыча ресурсов из недр земли, но и система комплексов по очистке топлива и производству продукции.

С каждым годом увеличивается объём бурения, модернизируются оборудования для надёжности и хорошей работоспособности. Поэтому поводу в теории машин и механизмов произошли множества изменений.

Ежегодно улучшают качество, а также эффективность изделий для оборудования, используемое в нефтегазовой промышленности, постоянно увеличивают надёжность и прочность приспособлений, повышают срок эксплуатации, что способствует получению безопасных и комфортных условий для выполнения работы специалистами. Каждый год на экспозиции многие предприятия демонстрирует свои достижения и разработки в сфере модернизации приспособлений для бурения скважин, различных видов приводных агрегатов. Тем самым выявляя причины их отказов.

В дипломном проекте предлагается модернизация ротора P560 путём системы смазки подшипниковых опор стола ротора.

1 Обзор конструкции буровых роторов

1.1 Назначение, описание конструкции и технические характеристики роторов

Современная буровая установка является инженерным сооружением, где ротор, наряду с буровыми насосами и лебедкой, является основным потребителем мощности привода буровой установке.

Ротор предназначен для передачи вращения бурильной колонны при роторном бурении и восприятии реактивного крутящего момента колонны, создаваемого забойными двигателями при турбинном и электробурении, служит для удержания на весу колонны бурильных и обсадных труб, а также используется при ловильных и каротажных работах.

Роторы имеют вид конического редуктора с зубцами. Коническое колесо аппарата соединено со столом и насажено на втулку, а ось стола расположена по оси скважины.

В состав основных механизмов буровой установки непременно входит ротор, поэтому существует несколько его классификаций.

Роторы могут различаться по диаметру проходного отверстия, по мощности и по допускаемой статистической нагрузке

Известна классификация по конструкторской характеристике роторы:

- неподвижные;
- перемещающиеся возвратно-поступательно относительно устья скважины. Перемещение происходит в вертикальном направлении.

Важнейшим технологическим компонентом ротора является привод.

Привод может запускаться посредством: цепных, карданных и зубчатых передач от буровой лебедки индивидуального двигателя коробки смены передач.

Привод ротора обуславливает различное изменение скоростей и моментов вращения. Оно может быть:

- ступенчатым;
- непрерывно-ступенчатым;
- непрерывным.

В буровых установках привод ротора управляется с помощью цепной трансмиссии от лебедки или КПП карданной передачи. При установке лебедки ниже пола буровой управление осуществляется дополнительной трансмиссией от лебедки.

Ротор представляет собой зубчатый редуктор, ведомое коническое колесо которого насажено на втулку, соединённую со столом. Вертикальная ось стола расположена по оси скважины, Диаметр отверстия в роторе выбирают в зависимости от наибольшего размера пропускаемых через него обсадных или бурильных труб, турбобура или долота. Следует учитывать, что при бурении долотом большим, чем диаметр отверстия в роторе, долото может быть навинчено на колонну труб или на вал турбобура снизу под ротором.

Таблица 1.1 - Технические характеристики буровых роторов

Типоразмер ротора	P-460	P-560		P-700	P-950	P-1260
Диаметр отверстия в столе ротора, мм	460	560		700	950	1260
Допускаемая статическая нагрузка на стол ротора, кН	2000	2500	4000	5000	6300	8000
Статический крутящий момент на столе ротора, кН·м, не более	35	35	50	80	120	180
Максимальная частота вращения стола, мин ⁻¹	250	250		250	250	200
Передаточное число от приводного вала до стола ротора	3-4					
Расстояние от оси ротора до оси первого ряда зубьев звездочки, мм	1353 ±10	1353 ±10		1353 ±10	1353 ±10	16511 ±10
Габаритные размеры ротора, мм, не более:						
Длина А	2300	2215	2350	2300	2450	3000
Ширина В	1450	1350	1650	1580	1900	2300
Высота Н	700	745	750	680	750	800
Масса, кг, не более:	3000	4520	5850	4900	7100	10000
Размеры вкладышей под зажимы рабочей трубы, мм:						
D	328±0,570					
d	105±0,435					
b, не более	309					
c	335±1,400					

Для удобства работ часть стола ротора сверху закрывают неподвижным ограждением. Роторы должны обеспечивать надёжную работу на всем диапазоне рабочих чисел оборотов и передачу требуемой мощности и крутящего момента. Прочность ротора и опоры его стола должны быть достаточными, чтобы воспринимать наибольший вес колонны бурильных и обсадных труб, устанавливаемых на ротор.

Конструкция ротора должна допускать привод от карданного вала и от цепной передачи, обеспечивать достаточную герметичность и предохранение механизмов от попадания промывочной жидкости, грязи и прочего. Вес ротора и его конфигурация должны допускать транспортировку при помощи транспортных средств и волоком в пределах промысла. Объем масляной ванны ротора должен быть достаточным не только для обеспечения надежной смазки

трущихся деталей, но и для отвода тепла, выделяемого при работе.

Рабочее направление вращения стола ротора всегда должно быть по часовой стрелке, если смотреть сверху, однако конструкция ротора должна допускать и обратное вращение, применяемое при ловильных и других работах. В главной опоре, воспринимающей осевую статическую и рабочую нагрузки, возникающие при установке колонны на стол ротора и от трения ведущей штанги-квадрата о вкладыши при подаче инструмента, применяют радиально-упорные шариковые или конические подшипники качения.

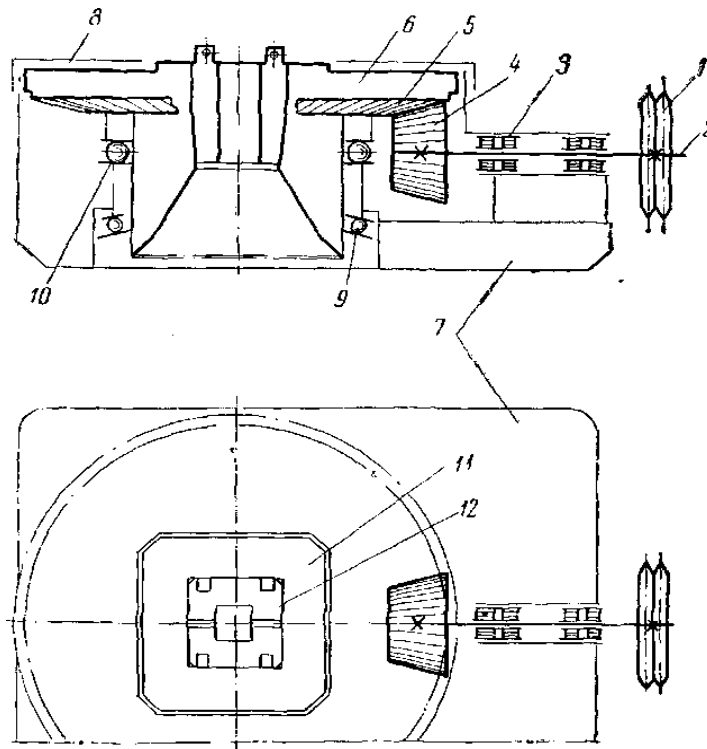
Во вспомогательной опоре, воспринимающей радиальные нагрузки от зубчатой передачи и удары вверх при бурении и подъеме инструмента, применяют либо радиально-упорные подшипники качения, либо подшипники скольжения с упорным буртом. Большинство конструкций роторов изготовляют с приводом стола непосредственно конической передачей.

Выбор той или иной конструктивной схемы зависит от назначения, требований, размера и типа ротора, а также технологических возможностей завода изготовителя. Конструктивно лучшей схемой является та, в которой ведомое колесо расположено между опорами, вследствие чего обеспечивается большее расстояние между опорами.

1.2 Принципиально конструктивная схема роторов

Схема устройства ротора показана на рисунке 1. Ротор получает движение от лебедки с помощью цепной передачи. На ведущем валу 2 ротора монтируется на шпонке цепное колесо 1. Ведущий вал 2 находится на двух самоустанавливающихся роликовых подшипниках 3. На левом консольном конце ведущего вала наглухо насаживается коническая шестерня 4, находящаяся в постоянном зацеплении с коническим зубчатым венцом 5, связанным со столом 6 ротора.

Стол ротора опирается на основную опору 10, воспринимающую нагрузку от веса колонны обсадных или бурильных труб. Дополнительная опора 9 воспринимает нагрузки, действующие в обратном направлении, возникающие при вибрациях инструмента и при проработке ствола. Внутри стола ротора монтируются вкладыши 11 и зажимы 12. Все детали ротора монтируются в станине 7, которая воспринимает и передает на фундамент ротора все нагрузки как в процессе бурения, так и при спуско-подъемных операциях.



1 – цепное колесо; 2 – ведущий вал; 3 – роликовые подшипники; 4 – коническая шестерня; 5 – зубчатый венец; 7 – станина; 8 – кожух; 9 – дополнительная опора; 10 – основная опора; 11 – вкладыши; 12 – зажимы.

Рисунок 1.1 - Кинематическая схема ротора

Ротор имеет невращающийся кожух 8. Привод на ротор осуществляется либо при помощи цепной передачи, либо при помощи карданного вала, тогда вместо звездочки 1 на вал ротора устанавливается карданное сочленение.

Основные функции, выполняемые ротором, определяют требования к его конструкции.

Прежде всего ротор должен быть надежным в работе, ибо выход его из строя может привести к серьезным осложнениям в процессе бурения. Для этого необходимо обеспечить прочность основной и вспомогательной опоры и других его деталей. Трущиеся элементы ротора должны работать в герметической масляной ванне достаточного объема. Следует предусмотреть надежные лабиринтовые устройства, предотвращающие попадание глинистого раствора во внутреннюю полость ротора. Ротор должен иметь приспособление для стопорения стола. Основной исходный размер ротора — диаметр отверстия (без вкладышей), через которое проходит долото (проходное отверстие).

В связи с переходом на бурение скважин уменьшенных и малых диаметров размер проходного отверстия будет уменьшаться, что приведет к уменьшению габаритов и веса роторов.

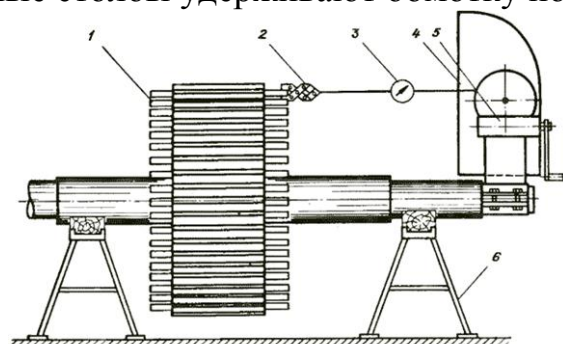
1.3 Обзор существующих буровых роторов ведущих производителей

Спроектированные, изготовленные и протестированные на заводе-изготовителе двигателей, массивные основные полюсные роторы подходят для применений, требующих длительных рабочих циклов.

Этот ротор имеет твердые полюса и обмотку с полосами на краю поля. Корпуса валов и полюсов имеют цельную конструкцию, изготовленную из одной нормализованной штамповки из углеродистой стали. После установки полевых катушек стальные наконечники полюсов или башмаки прикручиваются к корпусам полюсов с помощью стальных полюсных винтов.

Мотки имеют ленточную конструкцию с межоборотной изоляцией из пропитанной эпоксидной смолой неорганической бумаги. Отдельные витки могут быть расширены, для увеличения площади наружной поверхности и, тем самым, улучшения охлаждающего эффекта. Змеевики собираются на эпоксидно-связанных стеклопластиковых шайбах. Затем каждый полностью изолированный блок змеевика монтируется на его важный полюс с соответствующим креплением, чтобы обеспечить его прочное крепление к полюсу при нормальных условиях эксплуатации.

Наконечники или башмаки интегральных полюсов на этом роторе обрабатываются с одной кузнечной штамповки ротора. Все остальные характеристики аналогичны характеристикам ротора с болтовыми наконечниками. Массивные столбы удерживают обмотку полосой по краям.



1 - стержни ротора; 2 - захват типа "лягушка"; 3 - динамометр; 4 - защитный кожух; 5 - лебедка; 6 - подставка

Рисунок 1.2 – ротор производителей компании Solid

Особенности и преимущества:

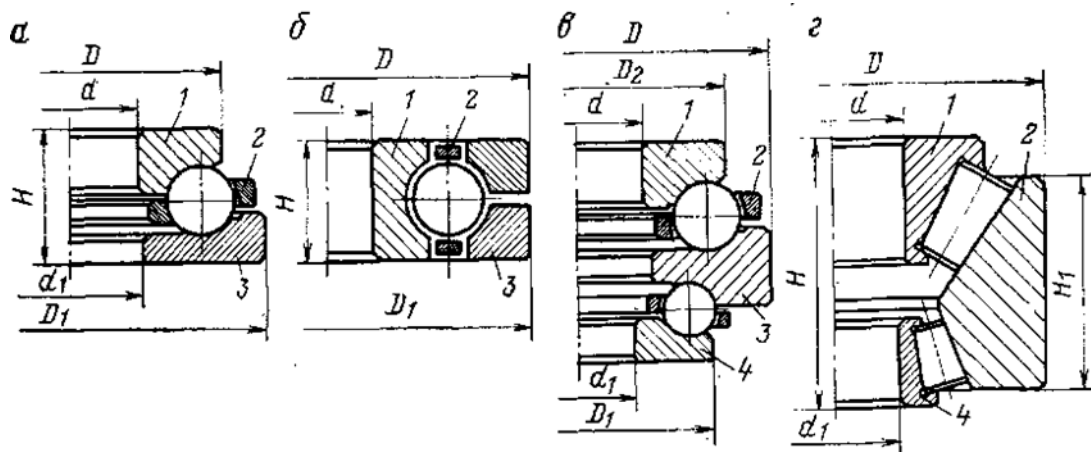
- Эффективность: Отсутствие сварки на ламинированной сердцевине для обеспечения минимальных потерь сердцевины.
- Надежность: Сердечник зажимается под высоким равномерным давлением для обеспечения жесткости.
- Безопасность: Улучшенная механическая стабильность от минимального уровня вибрации.
- Компактность: Сердечник зажимается под высоким равномерным давлением для обеспечения жесткости.
- Экономия затрат: Минимизация вращающихся компонентов. Исключает

1.4 Патентно - информационный обзор

1.4.1 Авторское свидетельство №73212

Ротор такой конструкции состоит из стола, корпуса и зубчатки конической передачи.

Предусмотрено лабиринтное уплотнение, которое защищает от попадания во внутреннюю полость ротора масла и грязевого раствора. Стол опирается на корпус посредством двух основного и вспомогательного упорно радиальных подшипников. Подшипники ротора крепятся болтами сверху. Такое расположение опор дает возможность увеличения базы подшипников без увеличения высоты ротора. Увеличение базы улучшает работу конической зубчатой передачи ротора. Число оборотов стола ротора достигает 300 об/мин.



1 — кольцо внутреннее; 2 — сепаратор; 3 — кольцо наружное; 4 — кольцо внутреннее вспомогательной опоры.

Рисунок 1.3 - Авторское свидетельство №73212

Расположение основной опоры стола ротора внизу станины ротора, а вспомогательной опоры вверху облегчает изготовление и улучшает эксплуатацию ротора.

Данный ротор отличается тем, что вместо несущей опоры применена нижняя шариковая опора.

1.5 Выбор прототипа проектируемого ротора

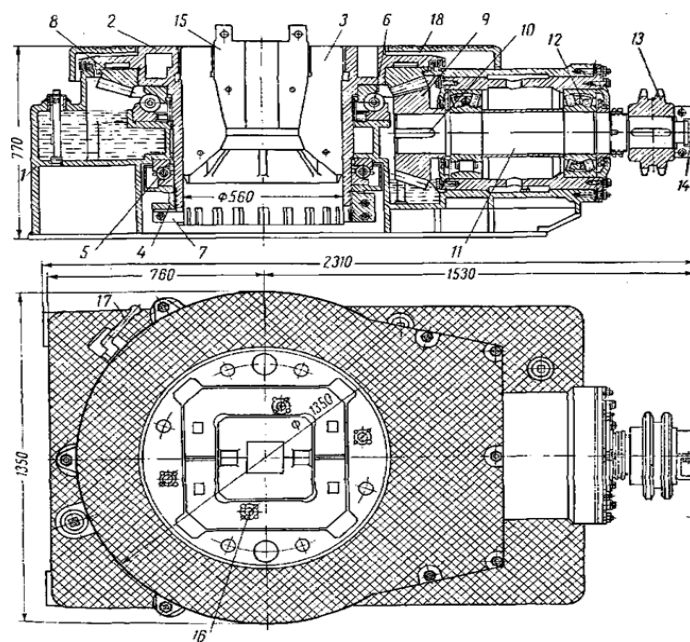
Ротор Р-560 наиболее широко применяется в глубоком бурении. Ротор Р-560 состоит из таких элементов, как станина 1 - основной элемент ротора.

Станина - это стальная отливка коробчатой формы, внутри которой смонтированы основные сборки и детали. Внутренняя полая часть станины - масляная ванна для смазки конической зубчатой пары и подшипников опор стола ротора и приводного вала.

Стол ротора 3 - основная вращающаяся часть, приводящая во вращение через разъемные вкладыши 5 и зажимы 6 ведущую трубу и соединенную с ней спущенную в скважину бурильную колонну. Стол ротора монтируется на двух шаровых опорах - главной 4 и вспомогательной 9. Главная опора 4 воспринимает динамические циклически действующие нагрузки - радиальную от передаваемого крутящего момента и осевые от трения ведущей трубы о зажимы 6 ротора при подаче колонны и от веса стола ротора, а также статическую нагрузку от веса колонны труб и других элементов при установке их на стол ротора.

Вспомогательная опора 9 стола служит для восприятия радиальных нагрузок от зубчатой передачи и осевых ударов при бурении или подъеме колонны. Периферийный зазор между станиной 1 и столом 3 ротора выполнен в виде лабиринта, предупреждающего проникновение бурового раствора и грязи внутрь станины и выбрасывании смазки из ротора при вращении стола. Сверху стол ротора закрыт ограждением 2, служащим для установки на нем элеваторов и другого оборудования при СПО и защиты операторов.

Горизонтальный приводной вал 7 выполняется обычно в виде отдельной сборки, в которой вал с ведущей конической шестерней, насаженной на нем, монтируется на роликоподшипниках во втулке. Сдвоенный радиально-упорный подшипник, воспринимающий радиальные и осевые нагрузки от зубчатой передачи, устанавливается рядом с конической шестерней. Вторая опора вала - цилиндрический роликоподшипник. На внешнем конце вала монтируется либо цепная звездочка 10 при приводе ротора цепной передачей от лебедки, либо шарнир карданного вала.



1 — станина; 2 — ограждение стола; 3 — стол ротора; 4 — главная опора стола; 5 —разъемные вкладыши; 6 — зажимы; 7 — приводной вал; 8 — сепаратор подшипника; 9 — вспомогательная опора стола; 10 — цепная звездочка; 11 — стопорное устройство.

Рисунок 1.4 Ротор с конической зубчатой передачей Р-560

Разъемные вкладыши 5, состоящие из двух половин устанавливают в проходное отверстие ротора, верхняя часть которого снабжена квадратной вышкой. Верхняя часть вкладышей также имеет квадратную форму, в которую входят выступы верхней части зажимов 6 ведущей трубы или роликового зажима при бурении. При СПО в отверстие вкладышей вставляют конусную втулку для клинового захвата. При бурении зажимы 6 или роликовые зажимы закрепляют болтами, оставляют на ведущей трубе и вместе с ней опускают в отверстие вкладыша 5.

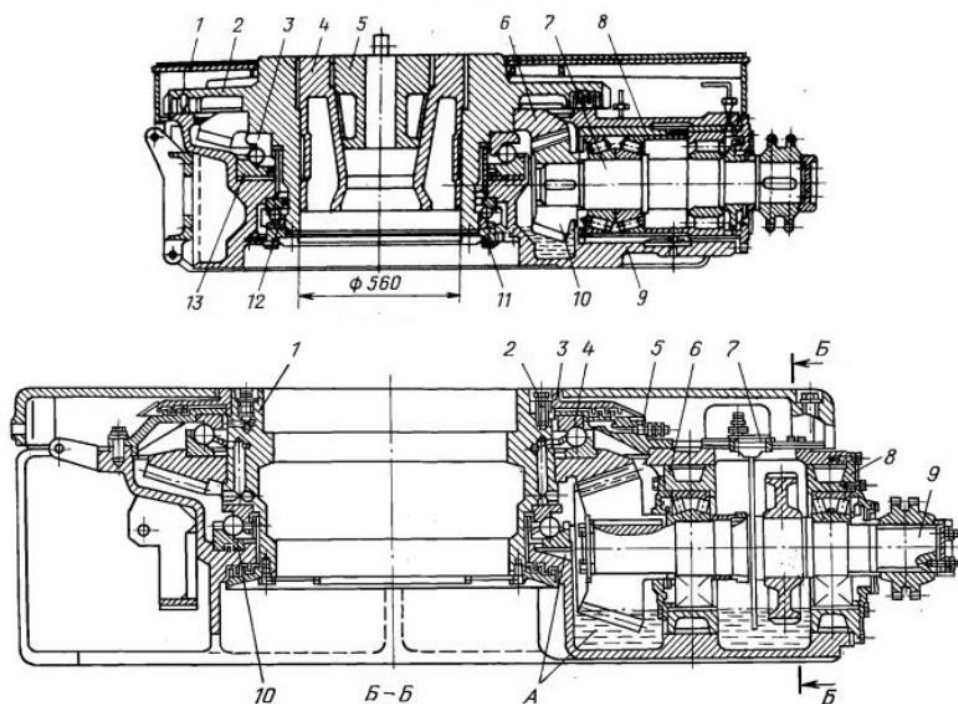
Стопорное устройство 11 служит для фиксации стола ротора. Рукоятка управления стопорным устройством расположена в углублении верхней ограды ротора. В углублении она защищена от повреждений, кроме того, не мешает работать. При переводе рукоятки в рабочее положение выдвигается упор, входящий в одну из специальных прорезей на наружной поверхности стола, и препятствует вращению.

Для обеспечения труда рабочих и ускорения СПО работы комплектуют пневматическими клиновидными захватами, для чего на роторе предусмотрен кронштейн к которому присоединяется механизм подъема и опускания в отверстий ротора клиньев. Диаметр отверстий в столе ротора и максимальная статическая нагрузка на столе ротора - основные классификационные параметры. Они определяют максимальный диаметр долота и максимальный диаметр и вес обсадной колонны, которая может быть опущена в скважину.

2 Модернизация конструкции

2.1 Предлагаемое усовершенствование конструкции прототипа

На рисунке 2.1 под пунктом а изображена конструкция ротора, с проходным отверстием 560 миллиметров, имеющий консольно расположенное коническое колесо. Главная опора находится около конической шестерни, в которой помещен сдвоенный конический роликовый подшипник. Такой подшипник воспринимает как радиальные, так и осевые нагрузки. Возле звездочки находится роликоподшипник с цилиндрическими роликами, который воспринимает только радиальные нагрузки.



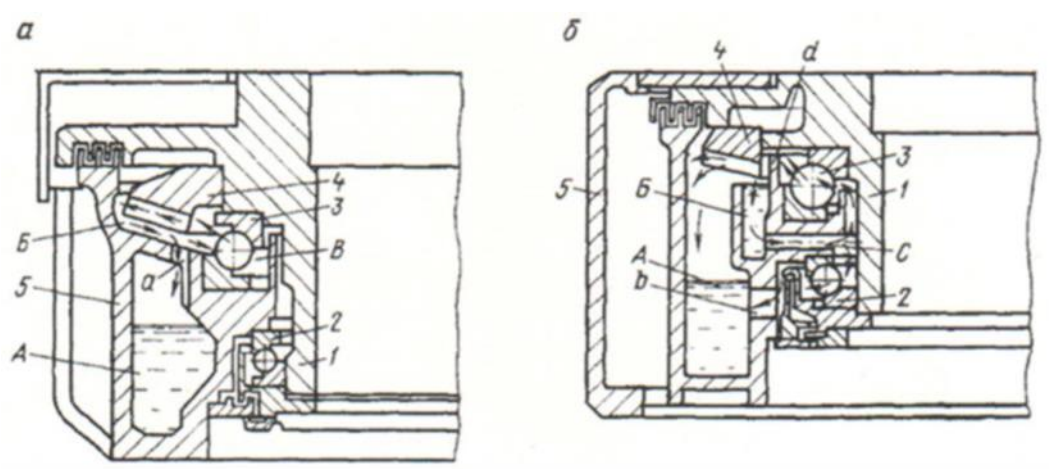
а – под зубчатым колесом; б – над зубчатым колесом;
1 – крышка; 2 – стол ротора; 3, 12 – основная и вспомогательная опора; 4 – разъемный вкладыш; 5 – зажим; 6 – колесо; 7 – вал быстроходный; 8 – стакан; 9 – станина; 10 – шестерня; 11 – фланец; 13, 14 – прокладки.

Рисунок 2.1 – Конструкции роторов Р- 560

На рисунке 2.1 под пунктом б изображена конструкция ротора, с проходным отверстием 560 миллиметров, имеющий расположение конического колеса между опорами стола ротора. Здесь главная опора расположена в масляной ванне. Сферический подшипник воспринимает осевые нагрузки на ведущем валу, расположенным возле звездочки и меньше нагруженной радиальными нагрузками.

Такой ротор работает не лучшим образом, чем ротор, изображенный на рисунке 2.1 под пунктом а. В данном роторе стекающее с конического колеса масло не может прямо попасть в главную опору, попадая сначала в картер, оно имеет возможность отстояться, прежде чем попасть во внутреннюю часть подшипника. Так как уровень смазки достигает центров шаров опоры, масло оттуда центробежной силой выбрасывается в картер, создавая циркуляцию, обеспечивающую хорошую смазку и охлаждение.

В роторе, конструкция которого изображена на рисунке 2.1 под пунктом б, верхний вспомогательный подшипник быстро выходит из строя, так как в опоре большого диаметра неправильно решена принудительная система смазки. Нижняя главная опора, находясь в масляной ванне, не защищена от попадания в нее продуктов износа зубчатой передачи.



1 – стол ротора; 2, 3 – опоры вспомогательная и главная; 4 – колесо коническое;
5 – корпус ротора.

Рисунок 2.2 – Системы смазки опор роторов

Для верхней опоры предусмотрена принудительная смазка, усложнившая конструкцию. Эта конструкция не обеспечивает требуемой точности расположения осей опоры, так как верхний подшипник монтируется в промежуточной крышке, а не в корпусе, что снижает точность монтажа и надежность конструкции. И если не обеспечены условия точности, качества изготовления и хорошей смазки, осуществляющей надежный отвод тепла, то при столь высоких скоростях трудно ожидать надежной работы ротора. Схема конической передачи и крепления вращающегося стола и ведущего вала в неподвижном корпусе определяется не только схемой расположения опор и передачи, но и обеспечением их надежной смазкой, предохранением подшипников от попадания в них продуктов износа и хорошим отводом тепла.

Для того, чтобы проанализировать работу систем смазки необходимо рассмотреть пример неудачного и более удачного конструктивных решений систем смазки.

На рисунке 2.2 под пунктом а изображено как масло из картера, обозначенного буквой А, с помощью конической шестерни забрасывается в полость Б. Отработанное масло стекает с колеса. После попадает в камеру главной опоры, обозначенной буквой В. Излишки масла стекают по каналу а. Данный канал находится выше уровня центров шаров. Далее масло попадает в картер А. Тем временем, в камере В происходит скопление продуктов износа. Масло там не имеет возможности свободно циркулировать. Опора, которая находится ниже, изолирована от картера А. Данная опора смазывается многофункциональной среднетемпературной смазкой, которая малоприспособна для высоких частот вращения.

На рисунке 2.2 под пунктом б изображено как смазка происходит при помощи масла с обеих опор стола ротора. Масло, которое находится в картере А, также захватывается конической шестерней, а затем попадает на коническое колесо. При этом грязное масло, стекающее с колеса, не имеет шанса в тот же момент попасть в главную опору, поскольку ей препятствует высокий бурт, обозначенный латинской буквой d. Масло попадает в камеру Б. Из камеры Б по каналу С масло направляется во внутреннюю часть главной и вспомогательной опор. Канал С расположен незначительно выше дна камеры Б. Это сделано для того, чтобы предотвращать попадание частичек грязи. При вращении стола ротора, масло при помощи центробежных сил выталкивается через бурт d и канал b в картер А, при этом создается непрерывная циркуляция. Существование буртов в камерах предполагает сохранять заданный уровень масла, который требуется для снабжения смазки.

Смазка бурового ротора один из важнейших технологических процессов в эксплуатации ротора.

Проведя анализ научно-технической информации по системам смазки опор буровых роторов, можно прийти к выводу, что система смазки в роторе с большим отверстием недостаточна осуществлена. Вспомогательная опора смазывается стекающим маслом с основной опоры по системе каналов, и, не имея оттока масла, застаивается там. Значит, вспомогательная опора смазывается маслом, застаивающимся в этих каналах.

Для устранения данного недостатка в станине ротора возможно сделать отверстие для оттока масла в картер конического зацепления. После чего система смазки станет циркуляционной и вспомогательная опора будет смазываться всегда свежим маслом.

Предлагается изменить конструкцию системы смазки, а именно установить бурты и каналы в картерах циркуляции, что позволит избежать попадание продуктов отработки жидкого масла в зубчатое зацепление. Каналы обеспечат непрерывную циркуляцию смазки обеих опор стола ротора. Наличие буртов в каждой камере позволит поддерживать необходимый уровень масла, достаточный для обеспечения смазки при запуске и небольших частотах вращения стола ротора.

Модернизации ротора может осуществляться по направлению: система смазки подшипниковых опор стола ротора и его привод.

Система смазки опор стола ротора в его базовой конструкции реализована не полностью. Было предложено её модернизировать путём минимальных изменений в конструкции ротора: в станине ротора на уровне вспомогательной опоры просверлить отверстие, позволяющее циркулировать смазочному материалу (вспомогательная опора – картер – коническая шестерня – главная опора). Благодаря этому система смазки опор становится циркуляционной, и вспомогательная опора стола ротора всегда смазывается не застоявшимся маслом.

Данное нововведение позволит снизить интенсивность отказов опор стола ротора ориентировочно в два раза.

Что касается безопасности и охраны труда, то модернизация ротора позволит снизить уровень шума и вибрации при его эксплуатации

3 Расчетный пункт для бурового ротора

3.1 Определение основных параметров ротора

В качестве базовой модели принимаем ротор Р560. Техническая характеристика базового ротора:

- наибольшая статическая нагрузка 3,2 МН;
- наибольшая мощность 370 кВт;
- наибольшая скорость вращения стола ротора 250 об/мин;
- проходное отверстие в столе ротора 560 мм;
- масса 5800 кг.

Расчетная схема ротора Р560 приведена на рисунке 3.1.

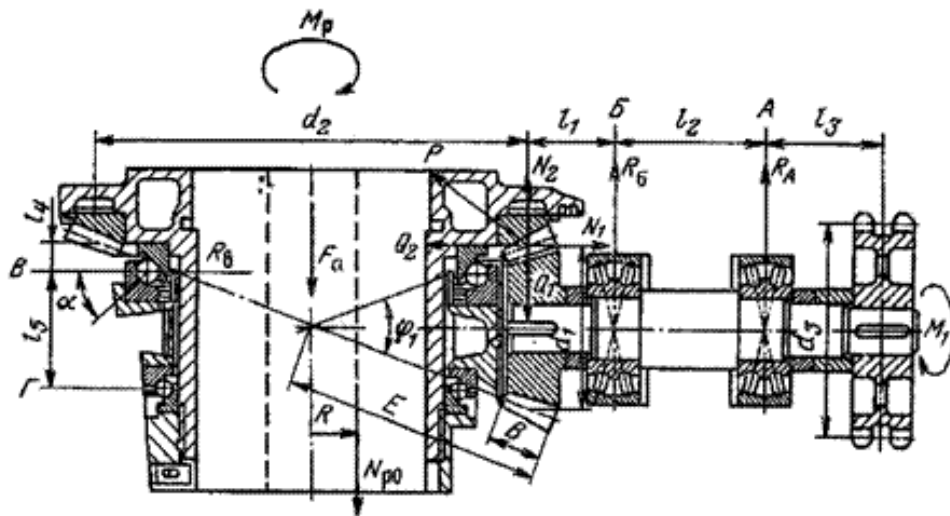


Рисунок 3.1 – Расчетная схема ротора Р560

Статическая нагрузка на стол ротора $P_{ст}$, Н:

$$P_{ст} = M_m \times g \times K, \quad (3.1)$$

$$P_{ст} = 180180 \times 10 \times 1,6 = 2882880 \text{ Н.}$$

где g – ускорение свободного падения $g = 10 \text{ м/с}^2$;

K – коэффициент запаса, $K = 1,6$.

Мощность на столе ротора N , Вт:

$$N = (N_{х.в} + N_d) / \eta, \quad (3.2)$$

$$N = (35,2 + 229,8) / 0,91 = 291,2 \text{ кВт.}$$

где $N_{х.в}$ – мощность при холостом вращении, $N_{х.в} = 35,2 \text{ кВт}$;

N_d – мощность, расходуемая на вращение долота и разрушение забоя скважины, кВт,

η – к.п.д., учитывающий потери в трущихся деталях ротора $\eta = 0,91$.

$$N_d = \mu_0 \times P_d \times n \times R_{ср}, \quad (3.3)$$

$$N_d = 0,4 \times 1300 \times 1,7 \times 0,26 = 229,8 \text{ кВт.}$$

где μ_0 – коэффициент сопротивления долота, $\mu_0 = 0,4$;

P_d – осевая нагрузка на долото, $P_d = 1300 \text{ кН}$;

n – частота вращения долота, $1,7 \text{ об/с}$;

R_{cp} – средний радиус долота радиус долота, $R_{cp} = 0,26$ м.

3.2 Проверочные расчеты на прочность наиболее нагруженных элементов ротора

Крутящийся момент на столе ротора:

$$M_p = \frac{N_p}{\omega}, \quad (3.4)$$

где ω – угловая скорость вращения стола ротора, рад/с:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (3.5)$$

где n – частота вращения стола ротора, об/мин.

$$\omega = \frac{3,14 \times 250}{30} = 26,16 \text{ рад/с.} \quad (3.6)$$

Тогда крутящийся момент будет равен:

$$M_p = \frac{370}{26,16} = 14,14 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Окружное усилие P , действующее в зубчатом зацеплении:

$$P = 2M_p/d, \quad (3.7)$$

$$P = 2 \times 14,14 / 0,975 = 29 \text{ кН.}$$

где d – диаметр конического колеса, м $d = 0,975$ м.

Составляющие силы от окружного усилия P : осевое шестерни N_1 , равное радиальному усилию на колесе Q_2 :

$$N_1 = Q_2 = \frac{P}{\text{tg}\beta}(\text{tg}\alpha \sin\phi_1 \pm \sin\beta \cos\phi_1) \quad (3.8)$$

$$N_1 = Q_2 = \frac{29}{\text{tg}28,8}(\text{tg}20 \cos 30 - \sin 30 \cos 20) = 59,9 \text{ кН.}$$

Радиальное усилие шестерни Q_1 , равное осевому усилию на колесе N_2 :

$$Q_1 = N_2 = \frac{P}{\text{tg}\beta}(\text{tg}\alpha \cos\phi_1 \pm \sin\beta \sin\phi_1) \quad (3.9)$$

$$Q_1 = N_2 = \frac{29}{\text{tg}28,8}(\text{tg}20 \cos 30 - \sin 30 \sin 28,8) = 42 \text{ кН.}$$

где ϕ_1 – угол начального конуса шестерни, $\phi_1 = 28,8^\circ$;

β – угол наклона зубьев конической пары, $\beta = 10 - 30^\circ$;

α – угол зацепления; $\alpha = 20^\circ$.

В роторе Р-560 в главной опоре применена шариковая опора с подшипником №91682/750х со статической грузоподъемностью $C_{oa} = 4,1$ МН и динамической грузоподъемностью $C_a = 0,444$ МН

Определяем долговечность подшипника главной опоры в часах:

$$L = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_a}{P} \right)^3, \quad (3.10)$$

$$L = \frac{10^6}{60 \times 250} \left(\frac{0,444}{0,101} \right)^3 = 56636,123 \text{ ч.}$$

По существующим нормам долговечность главной опоры ротора должна быть не менее 3000 ч. Расчетная долговечность удовлетворяет нормам.

3.2.1 Расчет быстроходного вала на прочность

Определяем крутящий момент на быстроходном валу ротора:

$$M_{кр} = 71,620 \frac{N}{n \times i} \times k \times \eta, \quad (3.11)$$

$$M_{кр} = 71,620 \frac{370}{3,61 \times 250} \times 1,1 \times 0,75 = 86,2 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

где N – мощность передаваемая столом ротора;
 n – число вращений стола ротора $n = 250$ об/мин;
 i – передаточное число конической пары, $i = 3,61$;
 k – коэффициент перегрузок вала ротора, $k = 1,1$;
 η – КПД ротора, $\eta = 0,75$.

Определяем усилие, действующее в зубчатом зацеплении:

$$P = 2M_{кр} / D_{ср.н.о.}, \quad (3.12)$$

$$P = 2 \times 86,2 / 0,7 = 247,7 \text{ кН/м}$$

где $D_{ср.н.о.}$ – средний диаметр начальной окружности $D_{ср.н.о.} = 0,7$ м.
 Осевое усилие определяется:

$$A_1 = P \times \operatorname{tg} \alpha \times \sin \delta, \quad (3.13)$$

$$A_1 = 247,7 \times \operatorname{tg} 20 \times \sin 17,45 = 54,6 \text{ кН}.$$

где α – угол наклона зубьев шестерни, $\alpha = 20^\circ$;
 δ – угол наклона оси начальной окружности, $\delta = 17,45^\circ$;
 Радиальное усилие:

$$T = P \times \operatorname{tg} \alpha \times \cos \delta, \quad (3.14)$$

$$T = 247,7 \times \operatorname{tg} 20 \times \cos 17,45 = 94 \text{ кН}.$$

Усилия давления на вал ротора от цепной передачи:

$$P_{ц} = 2M_{кр} / D_{ср.н.о.} + 2A_2 g \varepsilon, \quad (3.15)$$

$$P_{ц} = 2 \times 86,2 / 0,7 + 2 \times 3,1 \times 0,194 \times 2,5 = 249,3 \text{ кН}.$$

где A_2 – осевое усилие от цепной передачи, $A_2 = 3,1$ кН;
 g – усилие действующее на вал от веса цепи, $g = 0,194$ кН;
 ε – усилие сбегавшего конца цепи, $\varepsilon = 2,5$ кН.

Сумма моментов относительно опоры А:

$$\sum M_a \times P_i = 0, \quad (3.16)$$

$$-P_{ц} \times 0,585 + R_b \times 0,315 + P \times 0,22 = 0,$$

$$R_b = (P_{ц} \times 0,585 - P \times 0,22) / 0,315,$$

$$R_b = (249,3 \times 0,586 - 247,7 \times 0,22) / 0,315 = 290 \text{ кН}.$$

Сумма моментов всех сил относительно опоры В:

$$\sum M_b \times P_i = 0,$$

$$P \times 0,585 - R_a \times 0,315 - P_{ц} \times 0,27 = 0,$$

$$R_a = (P \times 0,585 - P_{ц} \times 0,27) / 0,315,$$

$$R_a = (247,7 \times 0,585 - 249,3 \times 0,27) / 0,315 = 246,3 \text{ кН}.$$

Момент в сечении опоры А:

$$M_a^r = P \times 0,22 = 247,7 \times 0,22 = 54,5 \text{ кН}.$$

Момент в сечении опоры В:

$$M_b^r = P \times 0,585 - R_a \times 0,315 = 247,7 \times 0,585 - 246,3 \times 0,315 = 67,32 \text{ кН},$$

$$M_{\max} = M_b = 67,32.$$

Сумма моментов всех сил относительно опоры А:

$$\sum M_a \times P_i = 0,$$

$$A_1 \times \frac{D_{\text{ср.н.о}}}{2} - T \times 0,22 + R_B^B \times 0,315 = 0,$$

$$R_B^B = \frac{A_1 \times \frac{D_{\text{ср.н.о}}}{2} + T \times 0,22}{0,315} = \frac{54,6 \times \frac{0,7}{2} + 94 \times 0,22}{0,315} = 126 \text{ кН.}$$

Сумма моментов всех сил относительно опоры В:

$$\sum M_B \times P_i = 0,$$

$$A \times \frac{D_{\text{ср.н.о}}}{2} - T \times 0,535 + R_a^B \times 0,315 = 0,$$

$$R_a^B = \frac{A \times \frac{D_{\text{ср.н.о}}}{2} + T \times 0,535}{0,315} = \frac{54,6 \times 0,35 + 94 \times 0,535}{0,315} = 220 \text{ кН.}$$

Момент в зубчатом зацеплении будет равен:

$$M_B = A \times (D_{\text{ср.н.о}} / 2) = 54,6 \times 0,315 = 19,1 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Моменты в сечении опоры А и В будут равны:

$$M_B^B = A \times D_{\text{ср.н.о}} / 2 - T \times 0,558 + R_a \times 0,315,$$

$$M_B^B = 54,6 \times 0,35 - 94 \times 0,558 + 220 \times 0,315 = 35,9 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M_a^B = A \times D_{\text{ср.н.о}} / 2 - T \times 0,22 + R_a \times 0,22,$$

$$M_a^B = 54,6 \times 0,35 - 94 \times 0,22 = 1,5 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{max}} = M_B^B = 35,9 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Суммарный изгибающий момент опоре А:

$$M_{\text{сум}}^a = \sqrt{(M_a^a)^2 + (M_B^a)^2} = \sqrt{54,2^2 + 1,5^2} = 54,52 \text{ кН}\cdot\text{м.} \quad (3.17)$$

Суммарный изгибающий момент в опоре В:

$$M_{\text{сум}}^B = \sqrt{(M_a^B)^2 + (M_B^B)^2} = \sqrt{67,32^2 + 35,9^2} = 76,3 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Определяем общий коэффициент запаса прочности.

Коэффициент в опасном сечении опоры В:

$$K = K_\delta \times K_\Gamma / \sqrt{K_\delta^2 + K_\Gamma^2};$$

$$K = 1,9 \times 1,5 / \sqrt{1,9^2 + 1,5^2} = 1,25. \quad (3.18)$$

Амплитуда будет равна:

$$\sigma_{\text{из}} = M_{\text{max}} / W = 67,32 / 0,0005 = 134,64,$$

Круглое сплошное сечение вала:

$$W = 0,1 \times d^3 = 0,1 \times 0,17^3 = 0,0005 \text{ м}^3.$$

d – диаметр вала в опасном сечении, d = 0.17 м.

Полярный момент сопротивления сечения:

$$W_p = 0,2 \times d^3 = 0,00098 \text{ м}^3$$

Напряжения кручения при нереверсивном вращении вала изменяются:

$$\tau_{\text{кр}} = M_{\text{кр}} / W_{\text{кр}} = 86,2 / 0,00098 = 87,9.$$

4 Охрана труда и техника безопасности

4.1 Охрана труда и техника безопасности при монтаже и эксплуатации бурового ротора

Бурильщик и его команда, помощник и оператор ПРС и КРС могут допускаться к работе при эксплуатации и монтаже бурового ротора после обязательной проверки теоретических и практических навыков, проведения инструктажа по безопасности труда на рабочем месте, а также стажировки.

При монтаже ротора следует руководствоваться инструкцией по эксплуатации завода-изготовителя изделия.

Освещенность рабочих мест должна соответствовать требованиям санитарных норм .

Перед пуском ротора в работу проверяют:

- правильность его монтажа;
- состояние стопорного устройства стола ротора ;
- состояние зубчатой передачи и подшипников путем вращения вала вручную;
- состояние защелок крепления вкладышей и зажимов;
- уровень и качество смазки трущихся поверхностей клиньев;
- состояние и надежность крепления гаек, шпилек и пробок.

При монтаже ротор транспортируют в буровую и устанавливают на подроторное основание с помощью буровой лебедки, трактора-тягача или подъемного крана;

Ротор должен быть установлен горизонтально, отцентрирован и надежно закреплен на основании;

Цепное колесо (звездочка) ротора должно быть надежно закреплено на выступающей части быстроходного вала и находиться в одной плоскости с цепным колесом буровой (звездочкой) лебедки (иначе возможен обрыв цепи);

Состояние зубчатого зацепления и подшипников контролируют путем поворота быстроходного вала (вал должен поворачиваться от усилия одного рабочего без "заедания" и толчков);

Над приводной цепью обязательно устанавливают и прочно закрепляют защитный металлический кожух с автоблокировкой, предохраняющий от разлетающихся элементов цепи при ее обрыве;

Проверить надежность крепления роторных зажимов и их состояние на отсутствие трещин, механических повреждений.

При эксплуатации наилучшие условия труда достигаются, когда ротор уложен и СПО проводятся с помощью одного элеватора и пневмоклиньев, встроенных в ротор. При невозможности выполнения этих условий стол ротора должен возвышаться над полом буровой на 600 мм;

Осмотреть все детали ротора, недопустимо наличие грязи, опилок, стружек;

Перед началом работы также необходимо убедиться в правильности его монтажа, надежности крепления его к основанию и работоспособности;
Проверить состояние гидросистемы, трубопроводов и КИПиА.

4.1.1 Требования безопасности во время работы

Согласно ГОСТ 12.0.003-2015 Первопричиной всех травм и заболеваний, связанных с процессом труда, является неблагоприятное воздействие на организм занятого трудом человека тех или иных факторов производственной среды и трудового процесса. Это воздействие, приводящее в различных обстоятельствах к различным результирующим последствиям, зависит от наличия в условиях труда того или иного фактора, его потенциально неблагоприятных для организма человека свойств, возможности его прямого или опосредованного действия на организм, характера реагирования организма в зависимости от интенсивности и длительности воздействия (экспозиции) данного фактора. Производственные факторы являются частным случаем факторов окружающей человека среды обитания и человеческой деятельности, связанных и (или) порождаемых производственной и трудовой деятельностью.

Бурильщик должен быть обеспечен средствами индивидуальной защиты в соответствии с действующими Нормами выдачи специальной одежды, специальной обуви и других средств индивидуальной защиты (СИЗ), разработанными на основании межотраслевых и отраслевых правил обеспечения работников специальной одеждой, специальной обувью и другими средствами индивидуальной защиты.

Проверить исправность спецодежды, спецобуви и других СИЗ на отсутствие внешних повреждений. Спецодежда должна быть соответствующего размера, чистой и не стеснять движений. Надеть спецодежду и СИЗ, соответствующие выполняемой работе. Спецодежда должна быть застегнута, не допускаются свисающие концы. Волосы убрать под головной убор.

Запрещается закалывать спецодежду булавками, иголками, держать в карманах острые и бьющиеся предметы.

В процессе эксплуатации ротора проверяют надежность крепления всех узлов, следят за уровнем и качеством смазки в роторе, регулярно смазывают трущиеся поверхности и заменяют смазку согласно карте смазки, промывают поверхность стола ротора во избежание попадания солевого раствора в масляные ванны, следят, чтобы через уплотнение ведущего вала не протекало масло, следят за состоянием подшипников, при повышении температуры подшипников свыше 70 °С прекращают работу и устраняют причины перегрева подшипников, следят за исправностью стопорного устройства и защелок.

Роторную цепь и звездочки на валу лебедки оградить съемными металлическими кожухами с подстилающим направлением, предотвращающим провисание цепи.

Для навинчивания и развинчивания долот должны применяться приспособления в виде вкладыша в ротор. Навинченное долото должно

крепиться машинным ключом при расстопоренном роторе. Крепить и раскреплять долото при помощи ротора запрещается.

Ротор должен быть установлен горизонтально на балки с расчетом, чтобы стол его возвышался над рабочей площадкой не более чем на 500-550 мм.

При эксплуатации ротора запрещается:

проворачивать стол ротора, а также производить подъем НКТ, бурильного инструмента до ввода обоих штропов в проушины элеватора и их страховка шпильками или другими приспособлениями запрещается;

Запрещается эксплуатировать ротор при завышенных утечках масла в гидросистеме, неисправности КИП и А.

4.2 Охрана окружающей среды

Главной задачей управления является осуществление всего комплекса необходимых мероприятий по предотвращению и уменьшению загрязнения недр, водных ресурсов, земель, атмосферного воздуха, леса, растительности и охране животного мира. Управление работами по обеспечению экологической безопасности должно быть организовано таким образом, чтобы были созданы все условия для безусловного выполнения норм и требований, исключающих, предотвращающих и минимизирующих загрязнение объектов окружающей среды при буровых и им сопутствующих работах.

К возможным неблагоприятным экологическим последствиям работ по методу горизонтально-наклонного бурения (ГНБ) относятся: - осадки и смещения грунтового массива, зданий, сооружений и коммуникаций, их повреждение; - выход бурового раствора на поверхность, в подземные сооружения и коммуникации по трассе бурения; - загрязнение грунтовых вод химическими и полимерными добавками к буровым растворам (кальцинированная сода, полимеры, активные и моющие вещества); - загрязнение природной (городской) среды отработанным раствором и шламом в местах расположения стройплощадок.

Промывку трубопроводов гидравлическим способом следует выполнять с повторным использованием воды. Опорожнять трубопроводы после промывки и дезинфекции следует в согласованные места, указанные в ПОС.

Все добавки к буровому раствору должны быть экологически безопасны может быть предусмотрено: - устройство обвалований; - развертывание резиноканевых емкостей для сбора бурового раствора; - перекачивание раствора в приемные емкости для регенерации либо для вывоза и утилизации; - установка боковых заградений или кессонов в случаях прорыва бурового раствора в урезах или русле реки, откачка раствора в плавучую или береговую емкость. В пределах стройплощадок необходимо: - предотвращать проливы и неконтролируемые выбросы бурового раствора; - обеспечить безопасное приготовление и хранение бурового раствора и его компонентов; - обеспечить

безопасную утилизацию остаточного бурового раствора и бурового шлама. Отработанный буровой раствор и шлам должны быть утилизированы путем смешивания и согласованного захоронения на месте производства работ или перевезены с использованием специализированного герметичного транспорта (илососы) в отведенные отвалы, полигоны, очистные сооружения.

Предлагается конструктивная модернизация системы смазки - в станине ротора выполняется отверстие для оттока масла в картер конического зацепления, чтобы система смазки стала циркуляционной, а смазка вспомогательной опоры осуществлялось маслом без продуктов переработки, что позволит снизить уровень шума и вибрации при эксплуатации ротора, а также значительно повысит ресурс безотказной работы зубчатого зацепления.

5 Экономическая часть проекта

5.1 Расчет показателей сравнительной экономической эффективности

Для обоснования экономической целесообразности производства модернизированного оборудования необходимо провести расчет показателей сравнительной экономической эффективности, здесь сравниваются два варианта – до и после модернизации оборудования.

Таблица 5.1 – исходные данные

Тарифная ставка соответствующего разряда за час в тенге, T_c	24 час/тг.
Эффективный фонд рабочего времени одного рабочего на год в часах, $T_{эф.ч.}$	1200 час/год
Штучное время при использовании базовой модели оборудования, $t_{шт.баз}$	7 мин/шт.
Штучное время на обработку детали с использованием модернизированного оборудования, $t_{шт.мод}$	5,20 мин/шт.
Годовая программа выпуска деталей, N	35000 шт./год
Действительный годовой фонд времени работы оборудования, $F_{дейст}$	1873,4 час/год

Таблица 5.2 – Покупные изделия

Наименование	Количество, шт.	Стоимость, тг./шт.
Гайка	2	639,5
Прокладки	2	729
Болты	16	155,4
Шайбы	16	90,3
Подшипник	2	1561,7
Кольца	4	432,1
Пружина сжатия	1	5503,4

Фонд заработной платы рабочих-повременщиков определим по формуле:

$$Z_{п} = T_c \times T_{эф.ч.} \times n \times K_{п}, \quad (5.1)$$

где $K_{п} = 1,6$ – коэффициент премии за 100% выполнения плана.

$$Z_{п} = 24 \times 1200 \times 1 \times 1,6 = 46080 \text{ тг.}$$

Затраты на комплектующие изделия для модернизации оборудования:

$$C_{\text{компл}} = \sum_{i=1}^n Q \times Ц, \quad (5.2)$$

$$C_{\text{компл}} = 2 \times 1561,7 + 16 \times 155,4 + 16 \times 90,3 + 2 \times 729 + 1 \times 5503,4 + 2 \times 639,5 + 4 \times 432,1 = 17023,4 \text{ тг.}$$

где Q – количество i -х покупных изделий;
 $Ц$ – цена i -х покупных изделий, тг/шт.

Прочие расходы определяются по формуле:

$$C_{\text{пр}} = C_{\text{компл}} \times K_{\text{пр}}, \quad (5.3)$$

$$C_{\text{пр}} = 17023,4 \times 1,5 = 25535,1 \text{ тг.}$$

где $K_{\text{пр}} = 1,5$ – коэффициент, учитывающий прочие расходы на модернизацию оборудования.

Расчет суммарных затрат на модернизацию оборудования:

$$C_{\text{сум.з}} = З_{\text{п}} + C_{\text{компл}} + C_{\text{пр}}, \quad (5.4)$$

$$C_{\text{сум.з}} = 46080 + 17023,4 + 25535,1 = 58638,5 \text{ тг.}$$

Расчет стоимости модернизированного оборудования:

$$C_{\text{мод}} = C_{\text{баз}} + C_{\text{сум.з}} - C_{\text{компл}}, \quad (5.5)$$

$$C_{\text{мод}} = 180000 + 58638,5 - 17023,4 = 221615,1 \text{ тг.}$$

где $C_{\text{б}} = 180000$ тг. – базовая стоимость оборудования до модернизации.

Расчетное количество базового и модернизированного оборудования:

$$K_{\text{расч}} = \frac{t \times N}{60 \times F}, \quad (5.6)$$

$$K_{\text{баз}} = \frac{7 \times 35000}{60 \times 1873,4} = 2,2,$$

$$K_{\text{мод}} = \frac{5,2 \times 35000}{60 \times 1873,4} = 1,6.$$

Капитальные вложения в оборудование рассчитываются по формуле:

$$K_{\text{вл}} = C \times n_{\text{об}}, \quad (5.7)$$

$$K_{\text{баз}} = 18000 \times 3 = 540000 \text{ тг,}$$

$$K_{\text{мод}} = 221615,1 \times 2 = 443230,2 \text{ тг.}$$

Годовые затраты на электроэнергию будут определяться:

$$C_{\text{эл}} = C_{\text{с.э.}} \times M \times F_{\text{дейст}} \times K, \quad (5.8)$$

$$C_{\text{эл.баз}} = 12,3 \times 5,5 \times 1873,4 \times 0,8 = 101388,41 \text{ тг,}$$

$$C_{\text{эл.мод}} = 12,3 \times 5,5 \times 1873,4 \times 0,73 = 92517 \text{ тг.}$$

где $M = 5,5$ кВт – мощность электродвигателей, потребляемая единицей оборудования

K – коэффициент загрузки оборудования ($K_{\text{баз}} = 0,8$, $K_{\text{мод}} = 0,73$)

Расчет годовых амортизационных отчислений для оборудования:

$$C_{\text{амор}} = K_{\text{вл}} \times 0,1, \quad (5.9)$$

$$C_{\text{амор,баз}} = 540000 \times 0,1 = 54000 \text{ тг,}$$

$$C_{\text{амор,мод}} = 503230,2 \times 0,1 = 50323,02 \text{ тг.}$$

Технологическая себестоимость годового выпуска изделий:

$$C_{\text{техн}} = C_{\text{эл}} + Z_{\text{п}} + C_{\text{амор}}, \quad (5.10)$$

$$C_{\text{техн.баз}} = 101388,41 + 46080 + 54000 = 201468,41 \text{ тг,}$$

$$C_{\text{техн.мод}} = 92517 + 46080 + 50323,02 = 188920,02 \text{ тг.}$$

Годовые приведенные затраты рассчитываются по формуле:

$$C_{\text{прив.г.}} = C_{\text{техн}} + K_{\text{вл}} \times E_{\text{н}}, \quad (5.11)$$

$$C_{\text{прив.г.баз}} = 201468,41 + 540000 \times 0,5 = 471468,41 \text{ тг,}$$

$$C_{\text{прив.г.мод}} = 188920,02 + 443230,2 \times 0,5 = 410535,12 \text{ тг.}$$

где $E_{\text{н}} = 0,5$ – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений.

Годовой экономический эффект рассчитывается по формуле:

$$\text{Э}_{\text{год}} = C_{\text{прив.г.баз}} - C_{\text{прив.г.мод}}, \quad (5.12)$$

$$\text{Э}_{\text{год}} = 471468,41 - 410535,12 = 60933,3 \text{ тг/год}$$

Исходя из данных расчетов, годовой экономический эффект будет составлять 60933,3 тг/год.

Предприятие ежегодно сможет сэкономить:

Таблица 5.3 – Техничко-экономические показатели проекта

Капитальные вложения	96769,8тг
Годовые затраты на электроэнергию	8871,41тг
Амортизационные отчисления	3676,98тг
Технологическая себестоимость годового выпуска изделий	12547,98тг

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном дипломном проекте рассмотрены назначение, устройства, принцип работы ротора Р-560 и предложена его модернизация.

Модернизации ротора может осуществляться по направлению система смазки подшипниковых опор стола ротора и его привод. Предложенное конструктивное решение позволяет ожидать снижения интенсивности отказов опор стола ротора примерно в два раза.

Проведенные технологические, проверочные расчеты смогли подтвердить работоспособность усовершенствованной конструкции ротора с проходным отверстием 560 мм. На основании исходных данных наиболее нагруженные элементы ротора являются работоспособными.

Рассмотрена охрана труда и техника безопасности при монтаже и эксплуатации бурового ротора.

Были произведены расчеты в экономической части показателей сравнительной экономической эффективности. Сравнивались два варианта – до и после модернизации оборудования.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Баграмов Р. А. Буровые машины и комплексы: Учебник для вузов. – М.:Недра, 1988. – 501 с.: ил.
- 2 Раабен А.А. Монтаж и ремонт нефтепромыслового оборудования, М., «Недра», 1980.
- 3 Чичеров А.Г. Нефтепромысловые машины и механизмы, М., «Недра», 1979. Единые нормы времени на ремонт бурового оборудования и инструмента, М., 1985 5. Единые нормы времени на ремонт нефтепромыслового оборудования и инструмента, М., 1987.
- 4 Ильский А.Л., Шмидт А.П. «Буровые машины и механизмы», М., «Недра», 1998.
- 5 Кузнецов В.С. «Обслуживание и ремонт бурового оборудования», М., «Недра», 1978.
- 6 Палашкин Е.А. «Справочник механика по глубокому бурению», М., «Недра», 1974.
- 7 Никищенко С.Л. Нефтегазопромысловое оборудование Волгоград, «Ин - фолио», 2008. 11. Система технического обслуживания и планового ремонта бурового и нефтепромыслового оборудования, М., «ЛУКОЙЛ», 2001.
- 8 Система технического обслуживания и планового ремонта бурового и нефтепромыслового оборудования, М., «Недра», 1973.
- 9 Шматов В.Ф. и др. «Экономика, организация и планирование производства на предприятиях нефтяной и газовой промышленности», М., «Недра», 1990.
- 10 Смолина А.К. Типовые задачи по курсу «Машины и оборудование для бурения». Часть 2. – Ухта: УИИ, 1984. – 51 с.
- 11 Вавилов, В.М. Инструкция по расчету бурильных труб. Руководящий документ/ В.М. Вавилов, О.Д. Даниленко и др. – М, 1997. – 156с.
- 12 Е. В. Гусарова, Д. В. Долгополов, Е. В. Милованович, Т. В. Родина, И. А. Суслина Методические указания и задачи для студентов. СПб: СПбГИТМО ТУ, 2003.– 61с.
- 13 Басарыгин, Ю.М. Бурение нефтяных и газовых скважин. Учеб. пособие для вузов / Ю.М. Басарыгин, А.И. Булатов, Ю.И. Проселков - М. ООО «Недра – Бизнесцентр» 2002.- 632с.
- 14 Вадецкий, Ю.В. Бурение нефтяных и газовых скважин: учебник для нач. проф.образования / Ю.В. Вадецкий. - М.Издательский центр «Академия», 2003.- 352с.
- 15 Колотилин Б.А. Экономическое обоснование инвестиционного проекта на буровом предприятии. Методические указания. СамГТУ, 20– 23с.
- 16 Александра Ладенко. Оборудование для бурения скважин. Учебное пособие, 2019г.- 180 с.
- 17 Биргер И. А. «Расчеты на прочность деталей машин» - М.: «Машиностроение», 1985г. – 86 с.
- 18 А.Х.Шарипов, Ю.П. Плыкин «Охрана труда в нефтяной промышленности» - М: Недра, 1996

- 19 Кирсанов А. И. « Буровые машины и механизмы » - М.: « Недра », 1981 г.
- 20 Абубакиров В. Ф, Архангельский В. Л, Буримов Ю. Г, Малкин И. Б, Межлумов А. О, Мороз Е. П. Буровое оборудование: Справочник: В 2 – х т. – М.: Недра, 2000. – Б 91 Т. 1. – 000 с.: ил
- 21 Середа Н. Г., Соловьев Е. М. Бурение нефтяных и газовых скважин. – М.: Недра, 1974
- 22 Единая система конструкторской документации: [сборник]. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. – 160 с. – Содерж. 20 док.
- 23 Тарасевич В. И. Основы повышения производительности буровых установок. – М.: Недра, 1968
- 24 Русак О.Н. Безопасность жизнедеятельности в техносфере. Учебное пособие. – Красноярск ИПЦ КГТУ. – 2001 г
- 25 Иогансен К. В. Спутник буровика: Справочник, – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1990. – 303 с.: ил.
- 26 Решетов Д. Н., Шувалов С. А. «Расчет деталей машин на ЭВМ» - М.: «Высшая школа» 1985 г.

**Протокол анализа Отчета подобия
заведующего кафедрой / начальника структурного подразделения**

Заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения заявляет, что ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Толыбаева Венера Кикбаевна

Название: Модернизация конструкции ротора с диаметром проходного отверстия 560 мм

Координатор: Сейтжан Заурбеков

Коэффициент подобия 1:4.6

Коэффициент подобия 2:1.2

Замена букв:43

Интервалы:2

Микропробелы:8

Белые знаки:0

После анализа отчета подобия заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения констатирует следующее:

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

Обоснование:

Обнаруженные заимствования не обладают признаками плагиата.

.....
В связи с чем, работа признается самостоятельной.
.....

.....
.....
.....
.....
.....
.....

01.06.2021 г.



Дата Подпись заведующего кафедрой /
начальника структурного подразделения

Окончательное решение в отношении допуска к защите, включая обоснование:

.....
Дипломный проект допускается к защите.
.....
.....
.....
.....
.....
.....

01.06.2021 г.



Дата Подпись заведующего кафедрой /
начальника структурного подразделения__