

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»

Утегенов Жан Бакыджанұлы

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: «Проектирование бурового ротора с проходным отверстием 600 мм и грузоподъемностью 4500 кН»

По специальности: 6В07107 – «Эксплуатационно-сервисная инженерия»

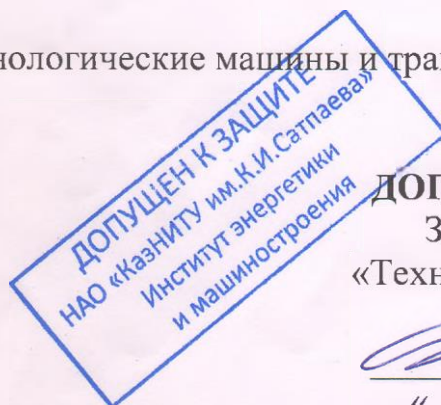
Алматы 2023

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»



ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
«Технологические машины
и транспорт»
Бортебаев С.А.
« 25 » 08 2023 г.

Дипломный проект

На тему: «Проектирование бурового ротора с проходным отверстием 600 мм и грузоподъемностью 4500 кН»

По специальности: 6В07107 – «Эксплуатационно-сервисная инженерия»

Выполнил:

Утегенов Ж.Б.

Рецензент

Советник Председателя Правления

(ученая степень и звание)

до. Во. Геология

Жамбыл Жанбежанов М.С

Подпись

ФИО



Научный руководитель

Магистр техн. и технологии

Д.Е. Балгаев

Подпись

Балгаев Д.Е.

ФИО

Алматы 2023

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН

Казахский национальный технический университет имени К.И. Сатпаева


Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»

6B07107 – «Эксплуатационно-сервисная инженерия»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой
«Технологические машины
и транспорт»


Бортебаев С.А.
« 28 » 11 2022 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Обучающийся Утегенов Жан Бакыджанұлы

Тема: «Проектирование бурового ротора с проходным отверстием 600 мм и грузоподъемностью 4500 кН»

Утвержден приказом ректора Университета № 404-П/Ө от «23» ноября 2022 г.

Срок сдачи законченной работы: «15» мая 2023 г.

Исходные данные дипломного проекта: Буровой ротор с проходным отверстием 600 мм и грузоподъемностью 4500 кН

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

- 1) Обзор существующих конструкции и принцип работы бурового ротора;
- 2) Специальная часть – выбор прототипа и проектирование конструкции бурового ротора;
- 3) Расчетная часть – расчет основных показателей, конструктивных параметров ротора и расчет прочности основных деталей;
- 4) Эксплуатационная часть – эксплуатация, ремонт и обслуживание ротора;
- 5) Охрана труда и техника безопасности – организация безопасных условий труда при эксплуатации ротора



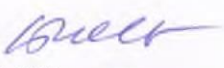



Рекомендуемая основная литература: из 14 наименований

ГРАФИК
подготовки дипломного проекта

Наименования разделов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
Техническая часть	10.03.2022 г.	
Специальная часть	24.03.2022 г.	
Расчетная часть	21.04.2022 г.	
Эксплуатационная часть	01.05.2022 г.	
Охрана труда и техника безопасности	10.05.2023 г.	

Подписи

консультантов и нормоконтролера на законченный дипломный проект с
указанием относящихся к ним разделов проекта

Наименования разделов	Научн. руководитель, консультанты, Ф.И.О.	Дата подписания	Подпись
Техническая часть	м.т.т., преподаватель Балгаев Д.Е.	10.03.23	
Специальная часть	м.т.т., преподаватель Балгаев Д.Е.	24.03.23	
Расчетная часть	м.т.т., преподаватель Балгаев Д.Е.	21.04.23	
Эксплуатационная часть	м.т.т., преподаватель Балгаев Д.Е.	01.05.23	
Охрана труда и техника безопасности	м.т.т., преподаватель Балгаев Д.Е.	10.05.23	
Нормоконтроль	м.т.н., старший преподаватель Сарыбаев Е.Е.	02.06.23	

Научный руководитель  м.т.т., преподаватель Балгаев Д.Е.

Задания принял к исполнению студент  Утегенов Ж.Б..

Дата «12» 12 2023 г.

АНДАТПА

Бұл дипломдық жобада өту тесігі 600 мм және жүк көтергіштігі 4500 кН болатын бұрғылау роторының құрылымы мен жетілдіру мүмкіндігі қарастырылған. Дипломдық жобаның берілген сипаттамалары бойынша бұрғылау роторының прототипі таңдалды.

Арнайы бөлімде бұрғылау роторының құрылымы өнімділігін жақсартатын жаңа техникалық шешім ретінде біріктіріледі. Нәтижесінде оның жекелеген элементтерін түрлендіре отырып, жетілдірілген конструкция жобасы ұсынылды.

Жобаның пайдалану бөлігінде техникалық сипаттама, техникалық қызмет көрсету және монтаждау ережелері қарастырылған. Осы ротор жабдықтарының технологиялық және конструктивті есептеулері келтірілген.

Бұл дипломдық жоба графикалық бөлімнің 5 парағынан, 46 парақтағы түсіндірме жазбадан тұрады. Жобаны орындау барысында 12 әдеби дереккөз пайдаланылды.

АННОТАЦИЯ

В данном дипломном проекте рассмотрена конструкция и возможность совершенствования бурового ротора с проходным отверстием 600 мм и грузоподъемностью 4500 кН. Выбран прототип бурового ротора по заданным характеристикам дипломного проекта.

В специальной части конструкция бурового ротора унифицируется, как новое техническое решение, улучшающее эксплуатационные показатели ротора. В результате чего было предложено проект усовершенствованной конструкции с видоизменением отдельных его элементов.

В эксплуатационной части проекта рассмотрена техническая характеристика, техническое обслуживание и правило монтажа. Приведены технологические и конструктивные расчеты оборудования данного ротора.

Данный дипломный проект состоит из 5 листов графической части, пояснительной записки на 46 листах. В ходе выполнения проекта использовано 12 литературных источников.

ABSTRACT

In this thesis project, the design and the possibility of improving the drilling rotor with a bore of 600 mm and a load capacity of 4500 kN are considered. A prototype of the drilling rotor was selected according to the specified characteristics of the diploma project.

In a special part, the design of the drilling rotor is unified as a new technical solution that improves the performance of the rotor. As a result, a draft of an improved design with modification of its individual elements was proposed.

In the operational part of the project, technical characteristics, maintenance and installation rules are considered. The technological and design calculations of the equipment of this rotor are given.

This graduation project consists of 5 sheets of the graphic part, an explanatory note on 46 sheets. In the course of the project, 12 literary sources were used.

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	7
1	Техническая часть	8
1.1	Краткие общие сведения о технологии роторного бурения	8
1.2	Назначение, классификация, основные технические характеристики	9
1.3	Устройство и принцип работы роторов	11
1.3.1	Типовая конструкция ротора	11
1.3.2	Конструктивные схемы роторов	13
1.4	Выбор класса буровой установки	14
1.5	Описание выбранной конструкции прототипа	17
1.6	Техническое описание	21
2	Расчетная часть	23
2.1	Основные расчеты, подтверждающие работоспособность и надежность конструкции	23
2.1.2	Расчет основной опоры ротора	23
2.1.3	Расчет быстроходного вала	24
2.1.4	Расчет опорных подшипников быстроходного вала	26
2.2	Расчетные нагрузки. Коэффициенты эквивалентности. КПД кинематических элементов ротора	27
2.3	Расчет конической зубчатой передачи на прочность	29
2.4	Расчет предела выносливости поверхности зубьев, зубчатых колес	33
3	Эксплуатационная часть	37
3.1	Монтаж и проверка технического состояния	37
3.2	Характерные неисправности и методы их устранения	37
3.3	Техническое обслуживание	38
4	Охрана труда и техника безопасности	41
4.1	Охрана труда и техника безопасности при монтаже и эксплуатации бурового ротора	41
4.2	Охрана окружающей среды	43
	Заключение	45
	Список использованной литературы	46

ВВЕДЕНИЕ

Буровой ротор является основным вращающимся элементом комплекса буровых установок. От степени совершенства конструкции напрямую зависят технико-экономические показатели бурения, связанные с соответствием ее параметров условиям ликвидности. 80% всех видов бурения приходится на метод роторное бурения. Параметры основания для определения габаритных размеров и глубины бурения буровых роторов:

- диаметр отверстия в столе ротора
- статическая грузоподъемность

Высокие темпы роста добычи нефти и газа вывели отечественную нефтегазодобывающую промышленность на предыдущие периоды в мире. Объем разведки и эксплуатации бурения часто растет и требует больших капитальных затрат. Для достижения высокого успеха необходимо постоянно расширять объем разведки и эксплуатации бурения путем дальнейшего повышения производительности буровых станков. Особое место имеет ротор при бурении нефтяных и газовых скважин. Ротор нашел применение в комплексе буровых установок, имеющих возможность бурения скважин грузоподъемностью от 10 до 500 тонн, глубиной от 100 до 15000 метров.

Перед нефтяной и газовой промышленностью поставлены такие задачи, как техническое вооружение бурового оборудования и инструментов, увеличение производства новых видов изделий в соответствии с действующими требованиями, увеличение их видов, повышение эффективности буровых работ, увеличение сроков строительства скважин с использованием новых видов роторов и ускорением бурения. В последние годы оборудование, используемое в нефтегазовой отрасли, претерпевает очень большие изменения. Появляются устройства, скважины которых пробурили до глубины 15 тыс. метров, работают на 1500 метрах моря, в глине и других климатических условиях. Проектирование такого оборудования – очень сложная, трудоемкая работа. Наряду со способностью конструктора проектировать детали машины требуется совершенствовать процессы бурения скважин в нефтегазовой отрасли. Интенсивное развитие электронно-вычислительной техники привело к окончательным изменениям в методах проектирования и расчета оборудования. В перспективе поставлен вопрос перехода на системы автоматического проектирования оборудования.

Для решения этих задач необходимо изучить, усовершенствовать и правильно использовать оборудование, используемое при бурении скважин.

1 Технический раздел

1.1 Краткие общие сведения о технологии роторного бурения

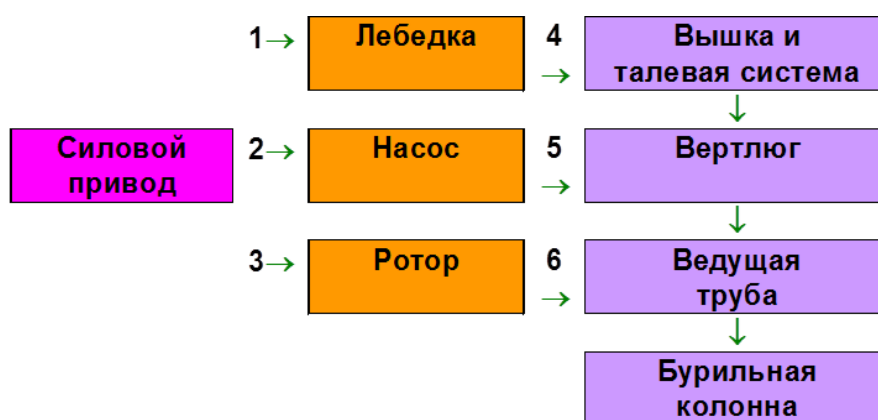
В настоящее время бурение глубоких скважин на нефть и газ осуществляется механическим, вращательным способом с применением роторов и забойных двигателей.

В процессе бурения скважин для разрушения породы слагающей забой скважины требуется обеспечить три основных параметра режима бурения, а именно:

- осевую нагрузку на долото;
- частоту вращения долота;
- подачу промывочной жидкости для очистки забоя от выбуренной породы.

Как известно, осевую нагрузку на долото создают весом бурильной колонны, заданную частоту вращения долота обеспечивают ротором с дневной поверхности, или забойным двигателем установленным непосредственно над долотом, а подачу промывочной жидкости - буровым насосом.

Ротор на ряду с буровой лебедкой и насосами, является основным потребителем мощности привода буровой установки, как показано на рисунке 1.1.



1, 2, 3 – трансмиссии; 4 – ведущая ветвь талевого каната; 5 – манифольд высокого давления со стояком и шлангом; 6 – вкладыши ротора

Рисунок 1.1 – Функциональная схема буровой установки

Мощность силового привода подводится к ротору через буровую лебедку посредством цепной или карданной передач, и ротор приводит во вращение ведущую трубы соединенную с бурильной колонной, на нижнем конце которой установлено долото (см. рис.1.1). Мощность ротора затрачивается на холостое вращение бурильной колонны и на разрушение породы слагающей забой скважины (мощность, подводимая к долоту).

В процессе бурения мощность привода расходуется на работу насосов и ротора, а при спуско-подъемных операциях – на лебедку. При больших глубинах бурения мощность, подводимая к долоту может достигать 600 кВт.

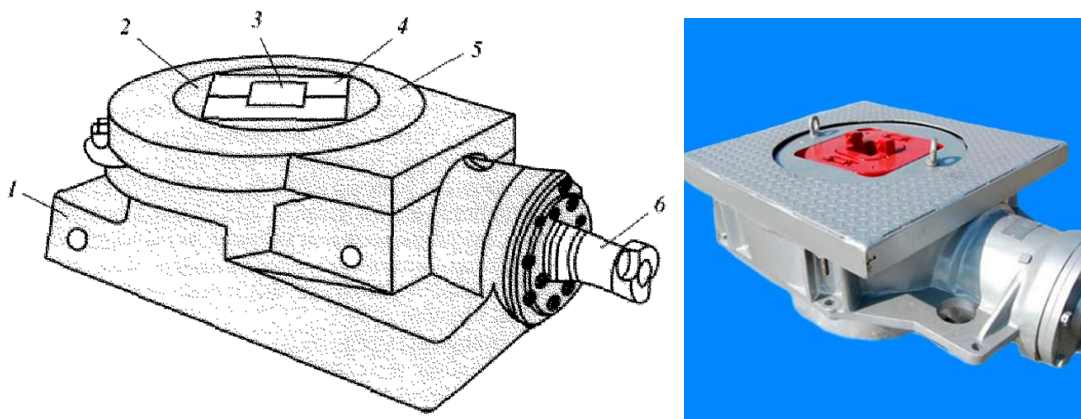
1.2 Назначение, классификация, основные технические характеристики

Буровой ротор, сокращенно называемый ротором или вращателем, предназначен для выполнения следующих операций:

- вращения поступательно движущейся бурильной колонны в процессе проводки скважины роторным способом;
- восприятия реактивного крутящего момента и обеспечения продольной подачи бурильной колонны при использовании забойных двигателей;
- удержания бурильной или обсадной колонны труб над устьем скважины при наращивании инструмента и спуско-подъемных операциях;
- проворачивания инструмента при ловильных работах и других осложнениях, встречающихся в процессах бурения и крепления скважины.

Роторы относятся к числу основных механизмов буровой установки и классифицируются по диаметру проходного отверстия, допускаемой статической нагрузке и мощности. Роторы устанавливаются на устье скважины.

Общий вид ротора приведен на рисунке 1.2.



1 – станина; 2 – стол ротора; 3 – зажим; 4 – вкладыш; 5 – кожух; 6 – вал

Рисунок 1.2 – Общий вид ротора

Привод ротора осуществляется посредством цепных, карданных и зубчатых передач от буровой лебедки, коробки перемены передач либо индивидуального двигателя. В зависимости от привода роторы имеют ступенчатое, непрерывно-ступенчатое и непрерывное изменение скоростей при моментах вращения. Для восприятия реактивного момента они снабжаются стопорными устройствами, установленными на быстроходном валу либо на столе ротора. Подвижные детали смазываются разбрызгиванием и

принудительным способом. Поставляются роторы в двух исполнениях – с пневматическим клиновым захватом (ПКР) для удержания труб и без ПКР.

Таблица 1 - Технические характеристики роторов РФ

Показатель	Марка ротора					
	P-460	P-560-Ш8	УР-560	УР-760	УР-950	УР-1260
Диаметр отверстия стола, мм	460	560	560	760	950	1260
Допустимая стат. нагрузка, кН	2700	3000	3200	4000	6300	8000
Частота вращения стола, об/мин	300	350	250	250	250	200
Мощность, кВт	200	280	370	370	500	600
Базовое расстояние, мм	1350	1350	1370	1503	-	-
Передаточное число конической пары	3,15	2,7	3,61	3,895	3,81	3,96
Габариты, мм:						
- длина	1940	2310	2310	2600	2450	3000
- ширина	1180	1350	1625	1580	1800	2300
- высота	-	750	750	680	750	800
Масса, тн	3,1	5,1	5,8	8,5	7,0	10,3

Таблица 2 – Основные технические характеристики роторов КНР

Модель		ZP175	ZP205	ZP275	ZP375	ZP375AS	ZP495	ZP205A
Диаметр проходного отверстия	мм,	444.5,	520.7,	598.5,	952.5,	952.5,	1257.3,	520,
	дюйм	17.5	20.5	23.6	37.5	37.5	49.5	20.5
Расстояние от оси ротора до центра зубья звездочки	мм,	1118,	1353,	1353	1353,	1478,	1651,	1353,
	дюйм	44	53.25	53.25	53.25	58.18	65	53.25
Макс. допустимая статическая нагрузка	кН	1350	3150	4500	5850	5850	7250	2000
	фунт	300000	7000000	1000000	1300000	1300000	1600000	440000
Макс. рабочий крутящий момент	Нм	13729	22555	27459	32362	32362	36285	13729
	фунто	10132	16646	20265	23883	23883	26778	10132
	фут							
Макс. частота вращения	об./мин	300	300	300	300	300	300	300
Передаточное число		3.58	3.22	3.67	3.56	3.56	3.93	3.22
Габариты (ДхШхВ)	мм	1935х 200х 585	2291,5 х 1475 х 668	2392 х 1670 х 685	2468 х 1,810 х 718	2468 х 1810 х 718	2940 х 2184 х 813	2250 х 1440 х 659
	дюйм м	76 х 11 х 23	90 х 58 х 26	94 х 65 х 27	97 х 71 х 28	97 х 71 х 28	116 х 86 х 32	89 х 57 х 26
Вес	кг	3888	5530	6163	7548	8026	116262	4560
	фунт т	8600	12000	13587	16600	17700	5600	10000

Конструкция ротора должна обеспечивать необходимые удобства для высокопроизводительного труда и отвечать требованиям надежности и безопасности обслуживания. При этом габариты ротора должны быть ограничены площадью, отводимой для его установки на буровой площадке. Роторы, используемые в буровых установках различных классов и модификаций, должны быть максимально унифицированы по техническим параметрам и конструкции. Основные технические характеристики роторов российского производства приведены в таблице 1.

В настоящее время на рынке буровых услуг в Казахстане широко используются буровые установки китайского производства, в связи с этим в таблице 2 приводятся основные технические характеристики роторов которыми оснащаются буровые установки китайского производства.

1.3 Устройство и принцип работы роторов

1.3.1 Типовая конструкция ротора

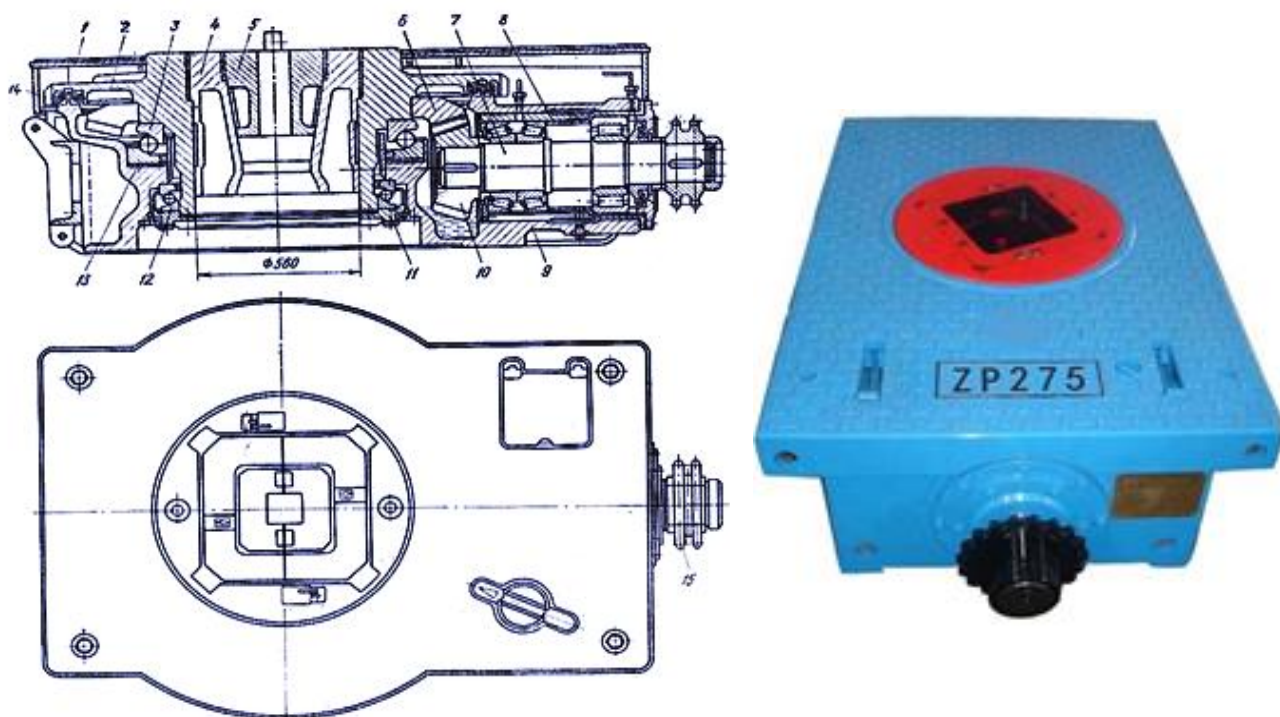
Типовая конструкция ротора состоит из станины, стола приводимого во вращение от быстроходного вала при помощи конической шестерни и колеса. Межосевой угол передачи составляет 90° .

Стол ротора монтируется на основной и вспомогательных опорах. Ведущий горизонтальный вал с конической шестерней вращается на подшипниках качения, один из которых испытывает действие только радиальных нагрузок, второй радиальных и осевых от конической передачи и фиксирует вал от осевых смещений. От силового привода вращение передается ведущему валу ротора карданным валом или цепной передачи. Для предотвращения проворачивания бурильной колонны во время бурения с использованием забойных двигателей или при свинчивании бурильных труб стол ротора фиксируется стопором.

Ведущий вал с конической шестерней зафиксированной шпонкой, монтируется в стакане и в собранном виде устанавливается в расточку в станине. Стакан предохраняет станину от вмятин, образующихся при установке подшипников и их проворачивание под нагрузкой. Для снижения изгибающего момента ведущая шестерня должна быть максимально приближена к опоре вала. На наружном конце вала устанавливается цепная звездочка, либо карданная муфта. В качестве опор ведущего вала использует роликоподшипники почти всех типов. Обычно наиболее нагруженным является подшипник расположенный у ведущей шестерни, воспринимающие осевые нагрузки.

Коническая зубчатая передача в роторе один из ответственных элементов, определяющих срок его службы. При выборе конструкции передачи размеры ведомого колеса и опор стола ротора принимают наименьшими для уменьшения окружных скоростей их вращения. В современных роторах передаточное отношение стремятся выполнять $I_{21} < 4$, поэтому размеры

ведущей шестерни стремятся выполнить возможно большими, допускаемыми высотой конструкции. Число зубьев определяется в зависимости от величины модуля зацепления, в роторах для глубокого бурения модуль обычно находится в пределах 10-20 мм.



1-крышка; 2-стол; 3-основная опора; 4-вкладыши; 5-зажимы; 6-зубчатое колесо; 7-быстроходный вал; 8-стакан; 9-станина (корпус); 10-шестерня; 11-фланец; 12-вспомог.опора; 13-сталь. прокладки; 14-радиаль.пазы; 15-цепная звездочка.

Рисунок 1.3 – Конструкция бурового ротора ZP-275

Станина ротора представляет собой жесткую конструкцию коробчатого типа, выполненную литый или сварную из углеродистых нелегированных сталей марок 35А, 40А и др. Прочность и жесткость конструкции придают ребра на внутренних стенках станины. Толщина на стенах станины 15-30мм. Внутренняя часть ее одновременно является масляной ванной. Вместимостью 20-60л. Заполняемой, до определенного уровня.

Стол ротора представляет собой стальную отливку с отверстием в середине и втулкой служащей для монтажа ее в опорах. Столы ротора отливаются из марок стали 35л, 40л и т.д. На стол ротора напрессовывается коническое зубчатое колесо. Диаметр стола зависит от диаметра проходного отверстия.

В качестве основной и вспомогательной опор ротора используются упорно-радиальные шариковые подшипники, т.к. в роторах очень высокие скорости движения тел качения. Размер подшипника зависит от диаметра проходного отверстия стола ротора, так в основной опоре используются

подшипники с шариками диаметром 63,5-101,6 мм, а в вспомогательной опоре - 38,1-47,6 мм.

1.3.2 Конструктивные схемы роторов

Выбор конструктивной схемы – важный этап конструирования, но он должен рассматриваться параллельно с выбором прототипа конструкции. Конструктивно роторы выполняются по схемам, приведенным на рисунке 1.4.

На рисунке А приведена схема, в которой коническое зубчатое колесо расположено между двумя шариковыми упорно-радиальными опорами, что увеличивает базу и устойчивость конструкции.

На рисунке Б приведена схема с консольным расположением конического зубчатого колеса и верхним расположением главной опоры, наиболее распространена в роторах БУ для глубокого бурения.

На рисунке В приведена схема с цилиндрической зубчатой передачей привода стола ротора и промежуточной конической зубчатой передачей. В виду сложности конструкции эти роторы распространены мало.

На рисунке Г приведена схема ротора с конической зубчатой передачей, главной шариковой и вспомогательной опорой скольжения, в настоящее время не применяются, т.к. подшипники скольжения в роторах большого диаметра работают неудовлетворительно.

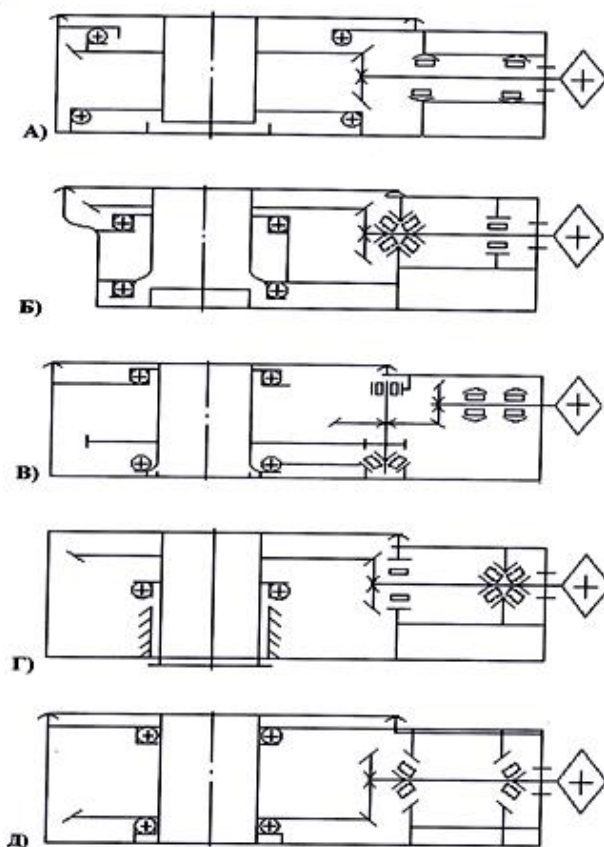


Рисунок 1.4 – Конструктивные схемы роторов

На рисунке Д представлена схема, в которой конической зубчатой колесо расположено между шариковыми опорами под ведущей шестерней и с ведущим валом смонтированным на конических роликоподшипниках. Данная схема нашла распространение в легких БУ с небольшим диаметром проходного отверстия и стола.

1.4 Выбор класса буровой установки

При разбурировании нового нефтяного или газового месторождения большое значение имеет правильность выбора типа буровых установок, которые для данного района окажутся наиболее экономичными.

Исходными данными при выборе наиболее рационального класса буровой установки являются проектная глубина и конструкция скважин.

Глубина бурения $L=3000$ м.

Конструкция скважины: кондуктор диаметром 324 мм при толщине стенок $\delta=11$ мм; $q_k=1000$ Н; промежуточная 219-мм колонна с толщиной стенки $\delta=9,5$ мм; $q=590$ Н; эксплуатационная 140-мм колонна $q_3=320$ Н.

Глубина спуска, м: кондуктора $l_k=450$ м, технической колонны $l_m=1500$ м; эксплуатационной колонны $l=3000$ м;

Для бурения скважин до проектной глубины применяются 127 мм бурильные трубы с толщиной стенки $\delta=9$ мм и 200 м 178 мм утяжеленных бурильных труб (УБТ).

При этих условиях вес кондуктора:

$$Q_k = l_k q_k = 450 \cdot 1000 = 0,45 \text{ МН}; \quad (1.1)$$

вес технической колонны:

$$Q_m = l_m q_m = 1500 \cdot 590 = 0,88 \text{ МН}; \quad (1.2)$$

вес эксплуатационной колонны:

$$Q_3 = l_3 q_3 = 3000 \cdot 320 = 0,96 \text{ МН}; \quad (1.3)$$

вес бурильной колонны:

$$Q_6 = l_6 q_6 = 2800 \cdot 276 = 0,77 \text{ МН}; \quad (1.4)$$

вес УБТ:

$$Q_{\text{УБТ}} = l_{\text{УБТ}} q_{\text{УБТ}} = 200 \cdot 1450 = 0,29 \text{ МН}; \quad (1.5)$$

где l_k , l_m , $l_э$, $l_б$ и $l_{УБТ}$ – длина соответственно кондуктора, технической колонны, эксплуатационной колонны, бурильной колонны и УБТ;

q_k , q_m , $q_э$, $q_б$ и $q_{УБТ}$ – вес 1 м соответствующих труб.

Таким образом, наибольшую нагрузку будет испытывать установка от эксплуатационной колонны диаметром 140 мм и весом 1,28 МН. Максимальная нагрузка от веса бурильных труб составит 1,33 МН с учетом веса УБТ. Этим требованиям по ГОСТ на буровые отвечает установка класса ЭУ-4000.

Кинематическая схема любой буровой установки имеет три основных цели: подъемного механизма, привода ротора и привода насосов. Совершенство кинематической схемы определяется:

- диапазоном регулирования скоростей вращения или движения;
- сложностью (числом элементов в схеме, габаритами передачи);
- надежностью её элементов и всей схемы в целом;
- коэффициентом полезного действия;
- технологичностью изготовления и эксплуатации.

Для определения частоты вращения вала редуктора используем график частоты вращения, который показан на рисунке 1.5.

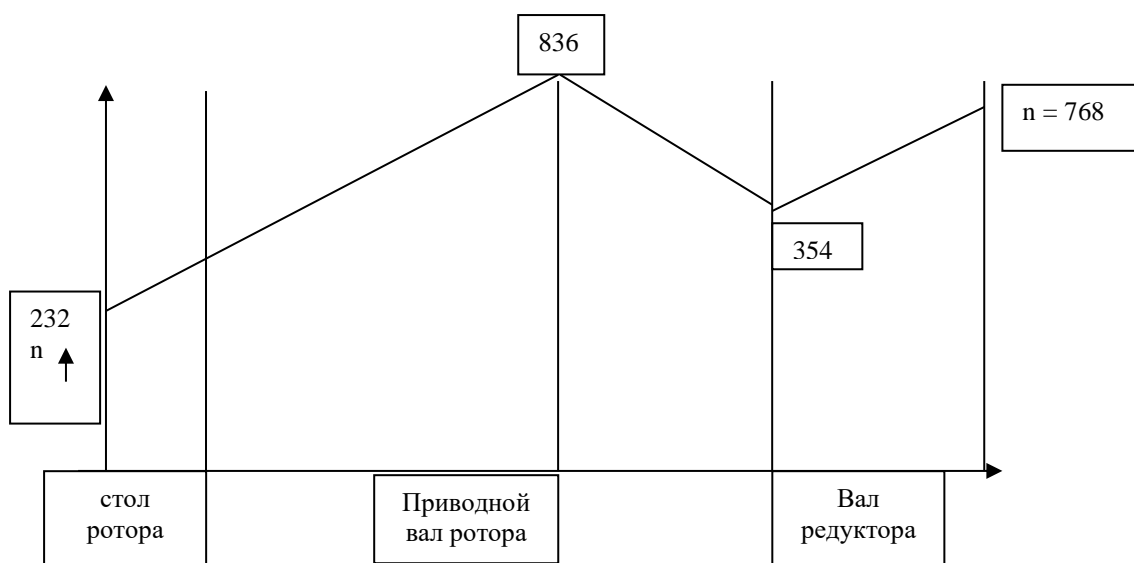


Рисунок 1.5 - График частоты вращения

Коэффициент полезного действия кинематической цепи определяется как произведение КПД типовых элементов составляющих передачи:

$$\eta_{кц} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_n , \quad (1.6)$$

где $\eta_{кц}$ - КПД всей кинематической цепи;

$\eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_n$ - КПД отдельных элементов (подшипников, зубчатых передач, цепных передач, карданных валов и.т.п).

$$\eta_{кц} = 0,99^2 \cdot 0,97^3 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,99^4 = 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,91 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,82$$

Мощность привода ротора определяется по номограмме, приведенной на рисунке 1.6.

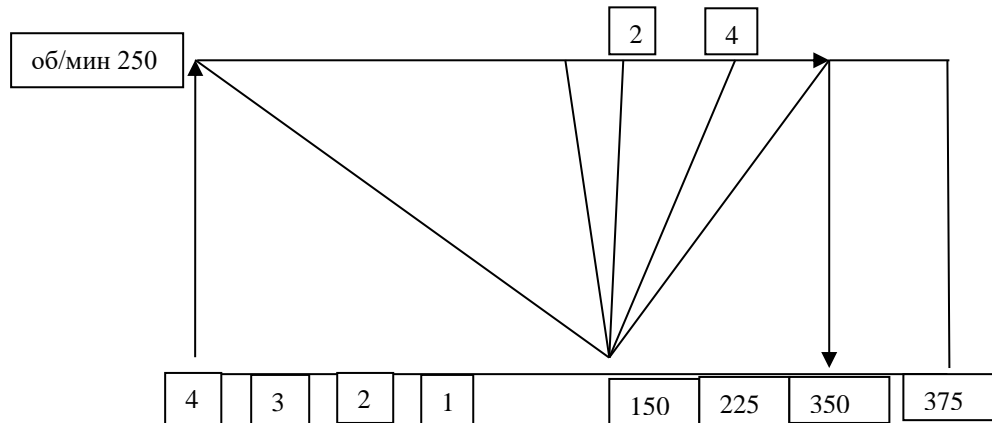


Рисунок 1.6 – Номограмма для определения мощности, требуемой для вращения бурильной колонны

Определяем удельную нагрузку на долото по формуле:

$$P_{уд} = P_{\delta} / D_{\delta}, \quad (1.7)$$

где P_{δ} - нагрузка на долото, кН;
 D_{δ} - диаметр долота, мм;

$$P_{уд} = 97 / 161 = 60,2 \text{ кН/мм.}$$

По удельной нагрузке на долото определили мощность для вращения бурильной колонны $N=350$ кВт.

Мощность двигателя, необходимого для привода ротора определяем по формуле:

$$N_p = \frac{N_n \cdot K_n}{J_{кц}}, \quad (1.8)$$

где N_p - мощность двигателя ротора, кВт;
 N_n - мощность расходуемая на бурение ротором, кВт;
 $J_{кц}$ - кинематической цепи (от двигателя до стола ротора);
 K_n - коэффициент перегрузки ($K_n=1,25$), учитывающий необходимость запаса мощности.

$$N_p = \frac{350 \cdot 1,25}{0,82} = 533,5 \text{ кВт.}$$

Мощность на холостое вращение бурильной колонны (момент, передаваемый долоту, равен нулю) расходуется на преодоление сопротивлений вращению, возникающих в системе бурильная колонна — скважина. Сопротивление вращению зависит от длины и диаметра бурильной колонны, плотности промывочной жидкости в скважине, трения труб о стенки скважины. Сопротивление вращению изменяется в зависимости от кривизны и состояния стенок скважины, пространственной формы бурильной колонны, вибраций, вызванных трением и центробежными силами.

Таблица 3 - Привод ротора

Тип буровой установки	Частота вращения об/мин				Количество зубьев					Цепная передача	
	n ₁	n ₂	n ₃	n _R	z ₁	z ₂	z ₃	z ₄	z ₅	L _t	A _c
4000 ЭУ	78-263	73-403	32-639	96-437	40	33	31	26	26	120	2120,14

1.5 Описание выбранной конструкции прототипа

В качестве прототипа проектируемого ротора в соответствии с заданием выбираем ротор китайского производства ZP-275, конструкция которого представлена на рисунке 1.7.

В роторе, на быстроходном валу установлено колесо 14 с пазами для зацепления со стопором 13, передвигающимся в направляющих втулках станины посредством рукоятки 11. Последняя соединяется с валиком 12, имеющим шестеренку, которая входит в зацепление с зубьями стопора. Шестеренка удерживает стопор от вращения, а рукоятка 11 фиксирует крайние его положения. Благодаря установке стопорного устройства на быстроходном валу крутящий момент, действующий на стопорное устройство, уменьшается. Однако коническая передача и подшипники ротора воспринимают действие реактивного момента, что приводит к снижению срока их службы.

В роторах сравнительно небольшой мощности трущиеся детали смазывают разбрызгиванием. При больших мощностях, вызывающих интенсивное тепловыделение, а также вследствие конструктивной компоновки ротора, затрудняющей смазку подшипников и зубчатой передачи разбрызгиванием, применяют циркуляционную систему смазки.

Подшипники быстроходного вала смазывают жидким маслом, заправляемым в стакан через заливные отверстия. Уровень масла при заправке и эксплуатации контролируется с помощью жезлового маслоуказателя 7. Для предотвращения вытекания масла наружная торцовая крышка стакана снабжена гребенчатым лабиринтным уплотнением. Внутренний торец стакана имеет крышку с отражательным диском, предохраняющим масло от загрязнения

промывочным раствором и продуктами износа, попадающими в смежную масляную ванну, которая используется для смазывания конической передачи и подшипников стола ротора.

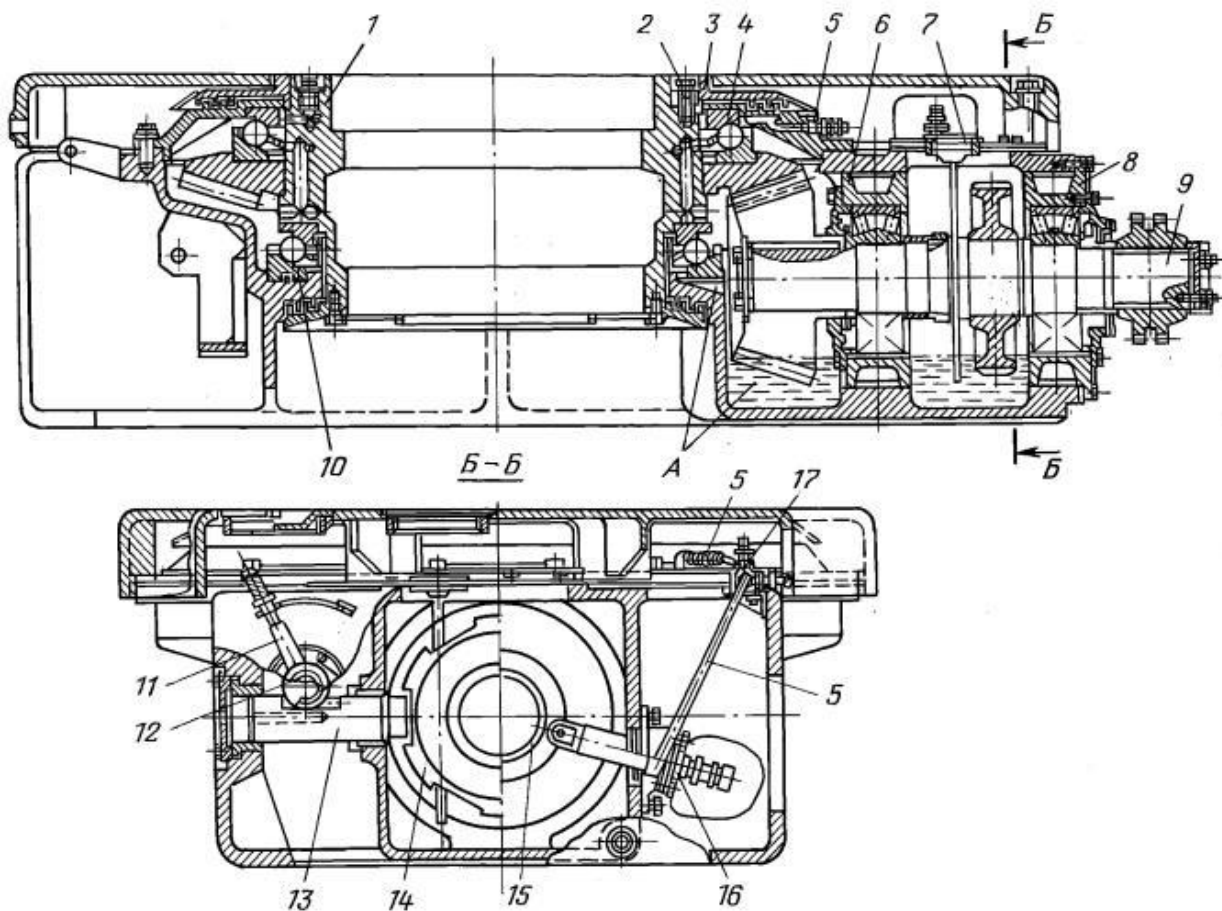


Рисунок 1.7 - Буровой ротор ZP-275

Следует иметь в виду, что в конических подшипниках ролики, действуя подобно лопастям центробежного насоса, нагнетают масло в полость между подшипником и крышкой, что приводит к дополнительной его утечке через уплотнение вала. Особенно ощутимо это проявляется в том случае, когда ролики расходятся в сторону уплотнения и оси их качения скрещиваются между подшипниками (X-образная схема установки конических подшипников). Поэтому показанная на рисунке 1.8 схема установки подшипников 5, когда ролики сходятся в сторону уплотнения и оси их качения скрещиваются вне подшипников (O – образная схема), более предпочтительна. Для предохранения подшипников от перегрева вследствие затруднительной циркуляции масла, находящегося в карманах, образованных подшипниками и уплотнениями крышек, в нижней части стакана имеются продольные каналы 19 для выхода масла в масляную ванну стакана.

Центральная масляная ванна, образованная между станиной и столом ротора, заправляется жидким маслом через заливное отверстие, которое закрывается пробкой с жезловым указателем уровня масла. Для предохранения центральной масляной ванны от попадания промывочного раствора,

разливаемого при спускоподъемных операциях, между станиной и столом ротора имеются кольцевые лабиринтные уплотнения. Коническая зубчатая пара и подшипники стола смазываются разбрызгиванием масла, захватываемого шестерней при вращении. В связи с этим уровень масла в центральной ванне должен быть ниже контура шестерни.

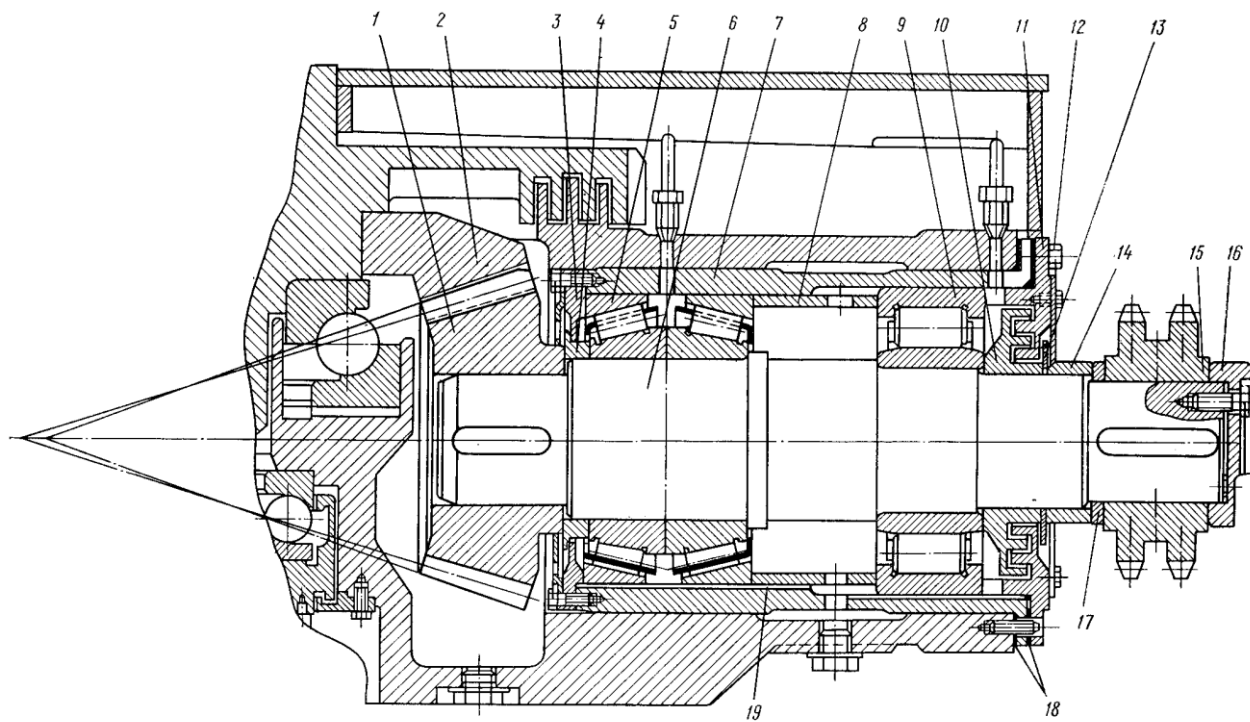


Рисунок 1.8 - Быстроходный вал ротора в сборе

Смена масла производится после бурения каждой скважины и не реже чем через 2-3 мес. Для слива отработанного масла в основании корпуса имеются сливные пробки. Перед заливкой свежего масла ванну необходимо промыть керосином. В тех случаях, когда вспомогательный подшипник располагается над зубчатым колесом, смазывать его разбрызгиванием затруднительно. В роторах такой конструкции для смазывания вспомогательной подшипника используют пластичное масло, заправляемое ручным насосом через пружинную масленку.

В роторе, представленном на рисунке 1.7, применяется циркуляционная система смазки подшипников и зубчатой пары с помощью плунжерного насоса 16, приводимого от эксцентричной втулки 15 на быстроходном валу 9. Насос забирает масло из маслоотстойника А в станине ротора и по трубкам 5 через кран 17 подает его на верхний подшипник 4. Часть масла стекает на зубчатый венец и смазывает зубчатую пару, а другая часть проходит по каналам и поступает на нижний подшипник 10, с которого стекает в масляную ванну.

В роторе ZP-275 используется стол сборной конструкции, состоящий из полый втулки 1, соединяемой с диском 3 болтами 2 с потайной головкой. Взамен стакана используются переходные гильзы 6 и 8.

Быстроходный вал 6 (см. рис.1.8) монтируется в стакане 7 на спаренных радиально-упорных конических роликоподшипниках 5, расположенных со стороны шестерни 1, и на радиальном роликовом подшипнике 9, установленном на противоположном конце вала. Конические подшипники обладают высокой жесткостью в радиальном и осевом направлениях. Зеркальное расположение конических подшипников обеспечивает точную двустороннюю фиксацию вала, необходимую для надежной и бесшумной работы передачи. Роликовый подшипник – плавающий и обеспечивает осевое перемещение вала при тепловой деформации.

В фиксирующей опоре внутренние кольца подшипников закреплены между заплечиком вала и маслоразбрызгивающим кольцом 4, которое упирается в торец шестерни. Наружные кольца подшипников 5 и 9 закреплены между внутренним 3 и наружным 11 фланцами стакана при помощи металлических прокладок и дистанционной втулки 8. Внутреннее кольцо роликового подшипника крепится между заплечиком вала и кольцом 10, затянутым торцовым фланцем 16 через промежуточные детали 13, 14, 15 и дистанционное кольцо 17.

Осевые зазоры подшипников регулируются дистанционными втулками 8, 14 и с помощью набора металлических прокладок 18, установленных между стаканом и его фланцами. Осевой зазор подшипников, контролируемый по осевому смещению вала относительно стакана, должен быть в пределах устраняющих защемление и обеспечивающих равномерное распределение нагрузки между роликами.

Надежная и бесшумная работа конической пары обеспечивается при правильном контакте зубьев, достигаемом совмещением вершин начальных конусов колеса 2 и шестерни 1. Зацепление регулируется путем изменения осевого положения шестерни с помощью металлических прокладок 18, выполненных в виде полуколец с прорезами для болтов. Благодаря этому прокладки устанавливаются без разборки уплотняемых деталей путем незначительного отвинчивания болтов 12, достаточного для прохода прокладок. Правильность регулировки зацепления обычно контролируется по пятну контакта зубьев. При сборке роторов пользуются менее точным, но более простым способом контроля – по плавности вращения стола ротора при проворачивании быстроходного вала усилием рук рабочего.

Роликовый зажим (см.рис.1.9) состоит из корпуса 2 и откидной скобы 3. Корпус и нижняя часть откидной скобы закрываются крышками 4 и скрепляются болтами. Откидная скоба соединяется с корпусом шарниром 5. Верхняя часть корпуса имеет квадратное сечение под размеры квадратного углубления вкладышей. Нижняя часть корпуса снабжена центрирующим цилиндрическим пояском. Цапфы оси роликов 1 устанавливаются в пазы квадратного сечения на вертикальных ребрах корпуса и нижней части откидной скобы. Расстояние между роликами по размеру ведущей трубы регулируется поворотом цапфы осей подшипников. На торцах цапф имеются масленки для смазки подшипников.

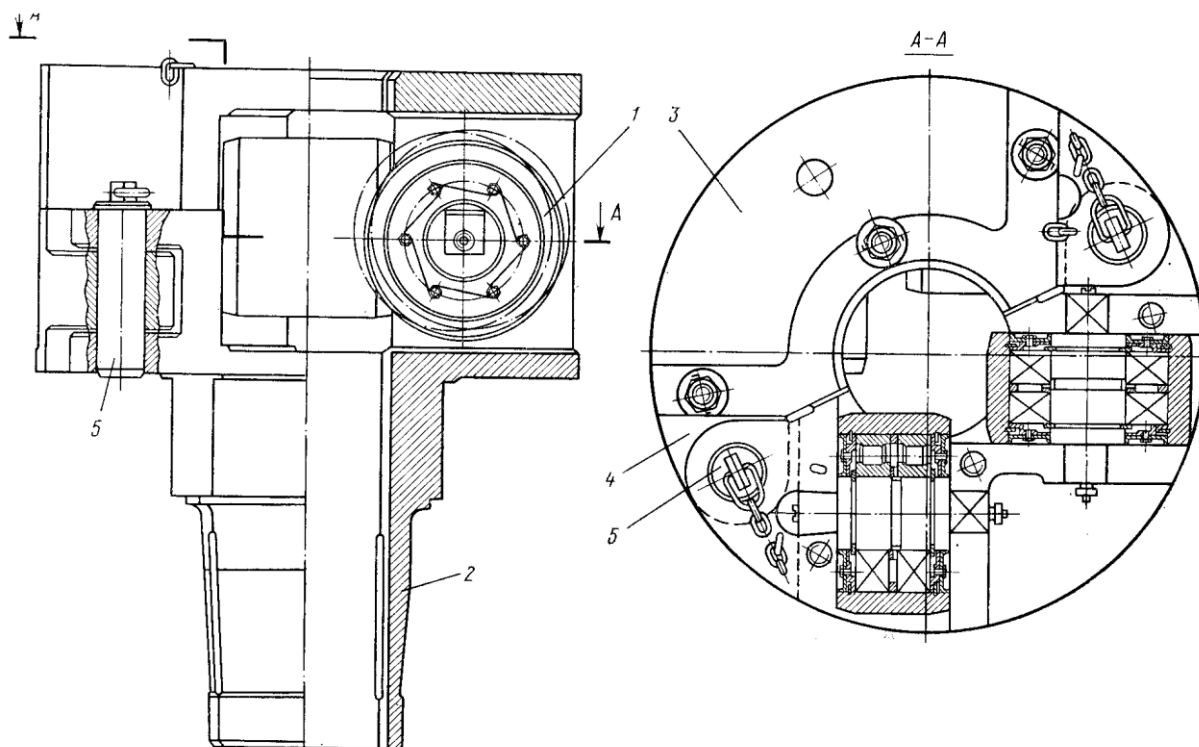


Рисунок 1.9 - Роликовый зажим

При спуско-подъемных операциях зажимы ведущей трубы вытаскивают из ротора, а для удержания колонн труб на роторе используют элеватор либо клинковой захват с пневматическим приводом. По сравнению с элеватором пневматический клинковой захват значительно облегчает и ускоряет спуско-подъемные операции. Поэтому на практике преимущественно распространены роторы, оснащенные пневматическим клинковым захватом (ПКР).

1.6 Техническое описание

Проектируемый ротор с проходным отверстием диаметром 600 мм предназначен для вращения бурильного инструмента и поддержания колонны бурильных труб и обсадных труб при спуско-подъемных операциях в процессе бурения нефтяных и газовых скважин в условиях умеренного климата.

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 с диаметром, большим, чем диаметр отверстия в роторе, долото может быть навинчено на колонну труб или на вал турбобура снизу под ротором.

Диаметр стола зависит от размеров ротора и устанавливаемых на него клиновых захватов элеваторов (см. рис.1.10).

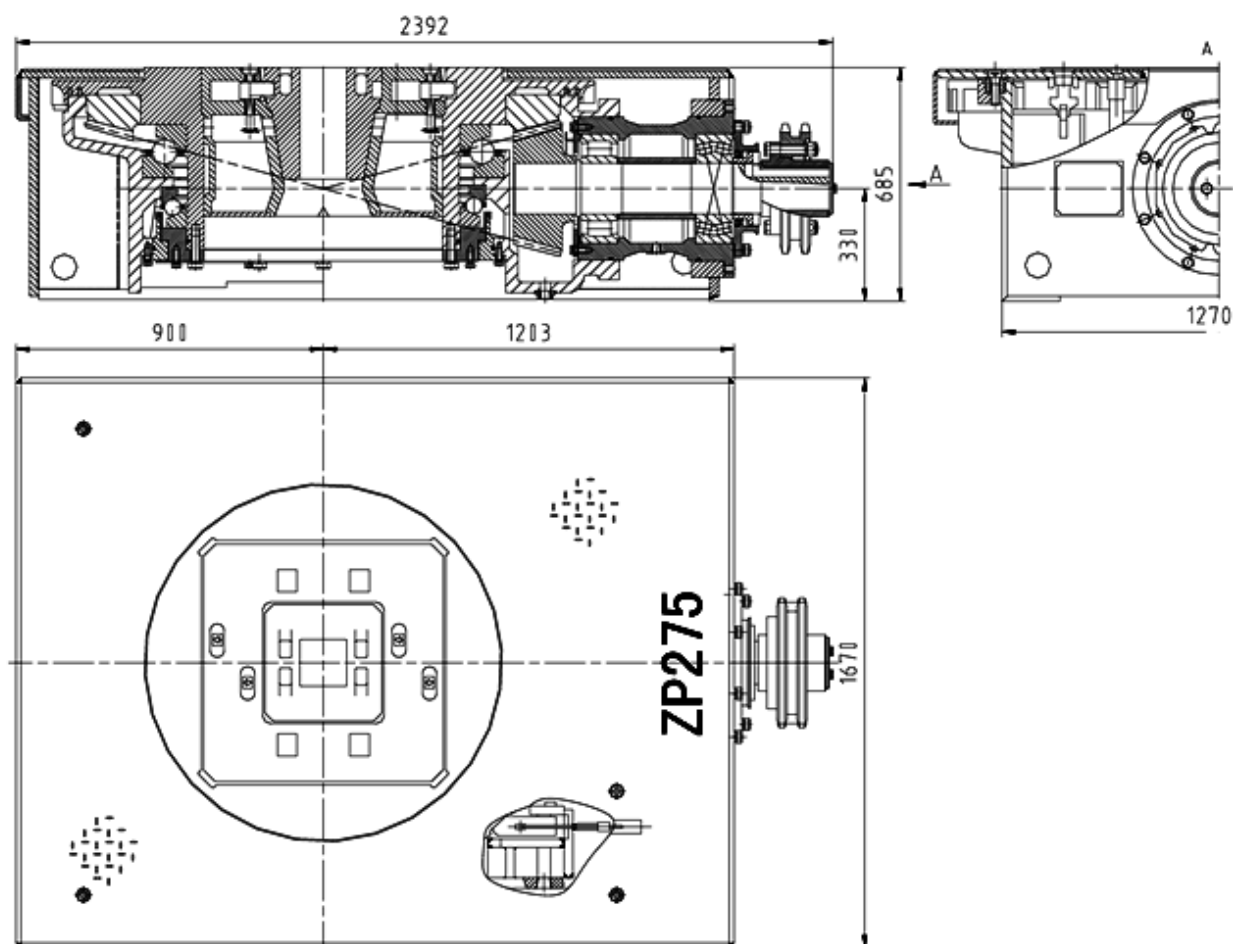


Рисунок 1.10 – Конструктивные размеры проектируемого ротора Z-275

Роторы имеют групповой, либо индивидуальный привод. При групповом приводе ротор соединяется с двигателями буровой лебедки посредством цепных передач, карданных валов и зубчатых редукторов. Индивидуальный привод применяется в электрических буровых установках, предназначенных для бурения скважин глубиной 6000 м и более. Величина крутящего момента, передаваемого ротором, контролируется датчиками, установленными на приводном валу либо в силовых передачах ротора.

Рабочее направления 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.

2 Расчетная часть

Технические данные для расчетов:

Диаметр отверстия в столе ротора - 600 мм.

Допускаемая статистическая нагрузка на стол ротора – 3000 кН.

Статистический крутящий момент на столе ротора - 8000 Н·м².

Частота вращения стола ротора < 250 об/мин.

Передаточное число от приводного вала до стола ротора – 3,61.

Расстояние от оси ротора до оси первого ряда зубьев звездочки - 1353 мм.

Масса < 6,2 тн.

2.1 Основные расчеты, подтверждающие работоспособность и надежность конструкции

2.1.1 Расчет основной опоры ротора

При $Z_{ш} = 31$ и $\beta = 35^\circ$,

где $Z_{ш}$ - количество шаров в подшипнике;

β - угол контакта тел качения.

Допускаемая статистическая грузоподъемность подшипника:

$$Q_{см.н} = 5 \cdot 10^{-3} \cdot Z_{ш} \cdot d_{ш}^2 \cdot \cos \beta,$$

$$Q_{см.н} = 5 \cdot 10^{-3} \cdot 31 \cdot 76.2^2 \cdot \cos 35^\circ = 7370 \text{ к.Н.}$$

Коэффициент работоспособности подшипника:

$$C = 95 \cdot Z_{\phi}^{0.7} \cdot d_{\phi}^2 \cdot \phi \cdot \cos \beta,$$

где ϕ – коэффициент, учитывающий размеры шара:

$$\phi = \frac{1}{1 + 0.02d_{ш}} = 0,396$$

$$C = 95 \cdot 31^{0.7} \cdot 76.2^2 \cdot 0.396 \cdot \cos 35^\circ = 19,6 \cdot 10^5$$

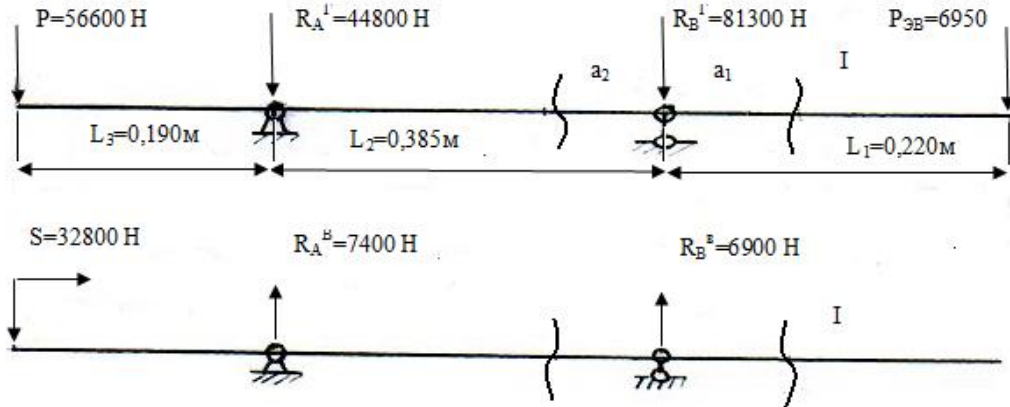
Календарный срок службы подшипника (в годах):

$$Q_{\phi} = 2МН. \quad U = 6 \left(\frac{C \cdot 10^{-3}}{8.8 \cdot Q_{\phi}} \right)^3,$$

где Q_{ϕ} - максимальный вес бурильной колонны;

$$U = 6 \left(\frac{19.6 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3}}{8.8 \cdot 2} \right)^3 = 8.2 \text{ года.}$$

2.1.2 Расчет быстроходного вала



а) горизонтальная плоскость; б) вертикальная плоскость
Рисунок 2.1 – Схема для расчета быстроходного вала

$$R_A^\Gamma = \frac{P(l_2 + l_3) - P_{36} \cdot l_1}{l_2}, \quad (2.1)$$

$$R_A^\Gamma = \frac{5660(38.5 + 19) - 6950 \cdot 22}{38.5} = 44800 \text{ Н};$$

где R_A^Γ - горизонтальная составляющая на опоре А, Н;
 l_1, l_2, l_3 - расстояния между опорами и действующими нагрузками, м;
 P_{36} - усилие на звездочке от цепной передачи привода ротора, Н.

$$R_B^\Gamma = \frac{P_{36}(l_1 + l_2) - P \cdot l_3}{l_2}, \quad (2.2)$$

$$R_B^\Gamma = \frac{6950(22 + 38.5) - 5660 \cdot 19}{38.5} = 81300 \text{ Н}$$

где R_B^Γ - горизонтальная составляющая реакции на опоре, Н:

$$R_A^B = \frac{T(l_2 + l_3) - S \cdot \frac{dep_1}{2}}{l_2}, \quad (2.3)$$

$$R_A^B = \frac{1420(38.5 + 19) - 3280 \cdot 16.3}{38.5} = 74000 \text{ Н};$$

где R_A^B - вертикальная составляющая реакции на опоре А, Н;

T - радиальная составляющая на шестерне, Н;
 S – осевая составляющая на шестерне, Н.

$$R_B^b = \frac{S \frac{dep_1}{2} - T \cdot l_3}{l_2}, \quad (2.4)$$

$$R_B^b = \frac{3280 \cdot 16 - 1420 \cdot 19}{38.5} = 6900 \text{ Н}$$

где R_B^b - вертикальная составляющая реакции на опоре В, Н;
 Изгибающий момент в сечении I-I, Н·М:

$$\delta_{\max} = \frac{M_u}{W_u}, \quad (2.5)$$

где δ_{\max} - максимальное напряжение цикла при изгибе, Н·м²:

$$\delta_{\max} = \frac{11500}{402} = 0.286 \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

$$M_u = Pz(l_1 - a_1) = 6950(22 - 5.5) = 115 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

где a_1 - расстояние от опоры В до сечения I-I.

Максимальное направление изгиба серийного ротора Z-275 равно 362 Н·м²;

$$0,286 \text{ Н} \cdot \text{м}^2 < 362 \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

$$M_U^\Gamma = Pz(l_1 + a_2) - R_B^\Gamma \cdot a_2;$$

где M_U^Γ - изгибающий момент в горизонтальной плоскости сечения II-II, Н·м;

$$M_U^\Gamma = 6950(22 + 6) - 8130 \cdot 6 = 145 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_U^b = R_B^b \cdot a_2 = 690 \cdot 6 = 413,0 \text{ Н} \cdot \text{М};$$

$$\sum M_U = \sqrt{(M_U^\Gamma)^2 + (M_U^b)^2} = 1450 \text{ кН} \cdot \text{М};$$

$$\delta_{\max} = \frac{145000}{483} = 0,300 \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

$$\delta_{\max} P - 560 = 355 \text{ ктс} = 0.3550 \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

$$0,3000 < 0,3550 \text{ Н}$$

2.1.3 Расчет опорных подшипников быстроходного вала

Радиальная нагрузка на подшипник опоры В, Н:

$$R = \sqrt{(R_B^r)^2 + (R_B^b)^2} = 8130 \text{ Н} . \quad (2.6)$$

Осевая нагрузка на подшипнике опоры А:

$$R = 32800 \text{ Н}$$

Приведенная радиальная нагрузка:

$$Q = R \cdot K_k + m \cdot A,$$

где $K_k = 1$, кинематический коэффициент, учитывающий влияние вращения внутреннего кольца подшипника на долговечность;

$m = 1,98$ – коэффициент приведения осевой к радиальной.

$$Q = 4480 \cdot 1 + 1.98 \cdot 3280 = 109800 \text{ Н}, C = 1820000,$$

$$K_\sigma = \frac{C}{80 \cdot 0.85 \cdot Q}; \quad (2.7)$$

$$K_\sigma = \frac{1820000}{80 \cdot 0.85 \cdot 10980 \cdot 1} = 2,68.$$

K_σ ротора Z-275 = 2,38;

$$2,68 > 2,38.$$

Проверочный расчет на максимальный статический момент на столе $P_{CP} = 170300 \text{ Н}$ – окружная составляющая на шестерне;

где $T_{III} = 43240 \text{ Н}$ – радиальная составляющая на шестерне;

$S_{III} = 11386 \text{ Н}$ – осевая составляющая на шестерне;

$P_{зв} = 17986 \text{ Н}$ – усилие на звездочке от цепной передачи привода ротора.

$$R_A^r = \frac{P_{CP}(l_2 + l_3) - P_{зв} \cdot l_1}{l_2}; \quad (2.8)$$

$$R_A^r = \frac{17030(38.5 + 19) - 17986 \cdot 22}{l_2} = 1620 \text{ к.Н};$$

$$R_B^r = \frac{P_{зв}(l_1 + l_2) - P_{зв} \cdot l_3}{l_2} = \frac{19986(22 + 38.5) - 17030 \cdot 19}{38.5} = 14300;$$

$$R_A^B = \frac{4324(19 + 38.5) - 11386 \frac{32.53}{2}}{38.5} = 18000 \text{ H};$$

$$R_A^B = \frac{T_u(l_3 + l_2) - S_u \cdot dep_{1/2}}{l_2}; \quad (2.9)$$

$$R_B^B = \frac{S_u \cdot dep_{1/2} - T_u \cdot l_3}{l_2} = \frac{11386 \frac{32.53}{2} - 4324 \cdot 19}{38.5} = 26000 \text{ H}.$$

2.1.4 Расчет подшипников быстроходного вала

Опора А:

$$A = S_u = 113860 \text{ H}.$$

$$R = \sqrt{(R_A^{\Gamma})^2 + (R_A^B)^2} = 163000 \text{ H}.$$

Приведенная радиальная нагрузка:

$$Q = R + A \cdot m. \quad Q = 16300 + 1.98 \cdot 11386 = 388000 \text{ H},$$

$$[Q_{cm}] = 1180 \text{ кН};$$

$[Q_{cm}]$ - допускаемая статическая нагрузка на подшипник

$$Q < [Q_{cm}].$$

Опора В:

$$R = \sqrt{(R_B^{\Gamma})^2 + (R_B^b)^2} = 146000 \text{ H};$$

$$146000 < [Q_{cm}].$$

2.2 Расчетные нагрузки. Коэффициенты эквивалентности. КПД кинематических элементов ротора

1) Действующий крутящий момент ротора определяется большим числом факторов, зависящих от конкретных условий бурения.

Его представляют обычно суммой трех слагаемых: крутящего момента, затрачиваемого на разрушение породы, крутящего момента, затрачиваемого на трение в долоте, крутящего момента холостого вращения.

Для средних условий бурения значения максимального крутящего момента на столе ротора при вращении бурильной колонны представлены в

таблице. В общем случае крутящий момент и скорость вращения стола ротора является функцией глубины бурения, то есть

$$M_1 = f(\alpha); \quad n = f_2(\alpha),$$

где $\alpha = X/X_k$ – относительная глубина бурения;

X - текущая глубина бурения в (м);

X_k - конечная глубина бурения.

Поскольку ротор испытывает нестационарный режим нагружения, вводится коэффициент эквивалентности, который сводит фактический нестационарный режим с действующими нагрузками и соответствующими им числами циклов напряжений к стационарному режиму, эквивалентному фактическому с точки зрения влияния на выносливость деталей ротора.

2) Для определения коэффициентов эквивалентности деталей приняты следующие условия, определяющие режим их работы:

а) срок службы для всех деталей ротора

$$T_u = T_1 \cdot U;$$

где $T_1 = 1000$ – число часов работы ротора в год;

$U = 6$ – календарный сроки службы ротора, в годах;

$T_u = 1000 \cdot 6 = 6000$ час;

б) расчетная скорость вращения стола ротора $n_p = 100$ об/мин;

в) относительный диапазон изменения крутящего момента на столе ротора:

$$\gamma = \frac{M_p}{M_k}, \quad (2.10)$$

где M_o - крутящий момент в начале бурения;

M_k - крутящий момент в конце бурения.

Значения коэффициентов эквивалентности соответствующие им формулы представлены в таблице 7.

Значения коэффициентов эквивалентности не должны выходить за пределы:

$0,5 \leq K_s \leq 1$ – при расчете на изгиб или кручение;

$0,4 \leq K_s \leq 1$ - при расчете на контактную прочность.

3) Для расчета деталей ротора на выносливость (за исключением основной опоры) принимается коэффициент перегрузки $K_n = 1,25$, который учитывает условия нагружения деталей ротора (динамические нагрузки, перегрузки в условиях бурения).

Статическую прочность деталей ротора определяет пиковое значение крутящего момента $M_{ст}$, которое может быть приложено к столу ротора,

нагруженного максимальной статической нагрузкой Q_{cm} во время ликвидации прихватов и аварий бурильной и обсадкой колонны.

Для различных классов роторов значения M_{cm} принимаются в следующей зависимости от статической грузоподъемности ротора Q_{cm} :

$$M_{cm} = 10^3 \sqrt{\frac{Q_{cm}}{2.5}} H \cdot M$$

По максимальному крутящему моменту следует рассчитывать шпонки, посадки, детали механизма стопорения стола ротора.

Детали удовлетворяющие условия выносливости, на статическую прочность можно не рассчитывать.

В случае, когда коническая передача имеет спиральный тип зубьев необходимо проверять посадки шестерки на быстроходном валу от смещения в осевом направлении при действии M_{cm} в реверсивном режиме.

Таблица 4 - Коэффициент эквивалентности деталей ротора

Наименование деталей. Вид расчета и исходные данные	Коэффициенты эквивалентности	
	Формула	Значение
1. Основная опора. $N_0=10^8$ $dN=60 \cdot n \cdot dT$; $T_u=6000$ час $T=T_u(0,1 \cdot \alpha + 0,9 \cdot \alpha^3)$. $N=200-150\alpha$; $p=K \cdot Q_{бур} \cdot \alpha$ $P_{max}=K \cdot Q_{бур}$	$K_{\text{Э}} = \sqrt[3]{\int_0^1 \left(\frac{P}{P_{max}} \right)^3 \cdot \frac{dN}{N_0}}$	$K_{\text{Э}}=0,50$
2. Опоры быстроходного вала. При условиях П1. За исключением: $P=K \cdot M_{max}(0,4+0,6 \cdot \alpha)$; $P_{max}=k \cdot M_{max}$ $P_{max}=k \cdot M_{max}$	$K_{\text{Э}} = \sqrt[3]{\int_0^1 \left(\frac{P}{P_{max}} \right)^3 \cdot \frac{dN}{N_0}}$	$K_{\text{Э}}=0,85$
3. Конические зубчатые колеса, изгиб 4. Быстроходный вал, изгиб При условиях П3 за исключением $N_0=10^7$	$K_{\text{Э}} = \sqrt[9]{\int_0^1 \left(\frac{P}{P_{max}} \right)^9 \cdot \frac{dN}{N_0}}$	$K_{\text{Э}}=1$
5. Быстроходный вал, кручение	$K_{\text{Э}}$ ограничен нижним пределом	$K_{\text{Э}}=0,50$

2.3 Расчет конической зубчатой передачи на прочность

Тип зубьев – эписиноидные, направление правое.

Число зубьев:

- шестерни – $Z_1=18$;

- колеса – $Z_2=65$;
- передаточное число – $i=3.61$;

$$i = Z_2 / Z_1 = 65 / 18 = 3.61;$$

- модуль торцовый $m = 20$ мм;
 - ширина зубчатого венца $b = 13$ мм = 0,013 м;
 - длина образующей длительного конуса $L=674.5$ мм = 0,67 м;
 - угол наклона зубьев у внешнего дополнительного конуса $\beta_\delta = 26^\circ 52'$.
- Средний диаметр конической шестерни:

$$d_{cp1} = m_s \cdot z_1 \left(\frac{L - 0.5 \cdot b}{L} \right), \quad (2.11)$$

$$d_{cp1} = 20 \cdot 18 \cdot \frac{674.5 - 0.5 \cdot 130}{674.5} = 325 \text{ мм} = 0,325 \text{ м}.$$

Нормальный модуль в среднем сечении:

$$m_{ncp} = \frac{325 \cdot \cos \beta \cdot d_{cp}}{Z_1}, \quad (2.12)$$

$$m_{ncp} = \frac{325 \cdot \cos 30^\circ}{18} = 15.6 \text{ мм} = 0,0156 \text{ м}.$$

Скорость вращения:

- колеса $n_2 = 50$ об/мин;
- шестерни $n_1 = 180$ об/мин.

Крутящий момент на шестерне:

$$M_1 = \frac{M_{\max}}{i \cdot \eta_2 \cdot \eta_3}, \quad (2.13)$$

$$M_1 = \frac{250000}{3.61 \cdot 0.97 \cdot 0.97} = 736000 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Материал шестерни – Сталь 34 ХН1М, колеса – Сталь 40Х;

Твердость поверхности:

- шестерни – НВ 302;
- колеса – НВ 302;
- $\delta_{\delta 1} = 6,2000$ Н/м²;
- $\delta_{\delta 2} = 6,2000$ Н/м²;

Степень точности по нормам плавности – 8.

Класс чистоты обработки:

- шестерни – 4;

- колеса – 4;

Вид заготовки:

- шестерни – штамповка;

- колеса – поковка, бандаж.

Формулы для расчета на прочность зубчатых передач

$$E_{k_1} = 1.01; E_{k_{21}} = 0.95; K_{\vartheta_1}^k = 1; K_{\vartheta_2}^k = 1; K_{\vartheta_2}^k = 1;$$

$$k_k = 1.29; c_{np} = 240 \text{ H / м}^2; c = 930 \text{ H / м}^2;$$

$$n_k = 2,58; E_{u_1} = 0,48; E_{u_2} = 0,42;$$

$$\kappa_{\delta_1} = 1,58; \kappa_{\delta_2} = 1,62; \kappa_{\vartheta_1} = 1;$$

$$\delta_{np1} = 11600 \text{ H / м}^2; \delta_{np2} = 10000 \text{ H / м}^2;$$

$$n_{u_1} = 2,94; n_{u_2} = 2,54.$$

По контактной выносливости передачи:

$$C = \frac{2M_1}{bd_{\delta_1}^2} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot k_k, \text{ H / м}^2; \quad (2.14)$$

$$n_k = \frac{C_{np}}{C} \geq [n]_k.$$

По выносливости зубьев на изгиб:

$$\delta_1 = \frac{2M_1}{v \cdot d_{\delta_1} \cdot mn \cdot y_1} K_u, \text{ H / м}^2, \quad (2.15)$$

$$\delta_2 = \delta_1 \frac{Y_1}{Y_2}, \text{ H / м}^2, \quad (2.16)$$

$$n_{u_1} = \frac{\delta_{np1}}{\delta_1} \geq [n]_u, \quad (2.17)$$

$$n_{u_2} = \frac{\delta_{np2}}{\delta_2} \geq [n]_u.$$

Коэффициент нагрузки при расчете на контактную прочность:

$$K_{\kappa} = \frac{K_n \cdot K_{vk} \cdot K_p}{\varphi_{ak} \cdot \varphi_{ek} \cdot \varphi_{tk}} \quad (2.18)$$

При расчете на изгиб

$$K_u = \frac{K_n \cdot K_{vu} \cdot K_p}{\varphi_{\beta u} \cdot \varphi_{tu}} \quad (2.19)$$

Таблица 5 - Коэффициенты прочности зубчатых передач

Составляющие коэффициенты	
Обозначения и наименования	Способ вычисления
K_n – коэффициент перегрузки K_p – коэффициент концентрации нагрузки K_{vk}, K_{vu} – коэффициент динамичности φ_{ak} - коэффициент угла зацепления	$K_n = 1,25$ $\varphi_{ak} = \frac{tg \alpha}{0.364}$
$\varphi_{ek}, \varphi_{vu}$ – коэффициенты учитывающие особенности конических передач по сравнению с цилиндрическими Для конических при расчете на изгиб Для конических передач при расчете на контактную прочность	$\varphi_{mk} = 1$ $\varphi_{tu} = 0,85$ $\varphi_{tk} = \frac{0.85 \cdot (i + 1)}{\sqrt{i^2 + 1}}$

Термообработка зубчатого колеса: цементация высоколегированных сталей 20Х2Н4М, 18ХВА, 12Х2Н4А и т.п.

Предел выносливости по контактным напряжениям сжатия при:

$$N = 10^7, \text{H}/\text{M}^2; \delta_{0N} = 340 \cdot \text{HRC}$$

Коэффициент контактной выносливости при:

$$N = 10^7, \text{H}/\text{M}^2; C_{0N} = 5.1 \left(\frac{\text{HRC}}{10} \right)^2$$

Таблица 6 - Формулы для расчета приведенного числа зубьев

Тип передачи	Рассчитываемое зубчатое колесо пары	
	Шестерня	Колесо
Цилиндрическая косозубая или шевронная	$Z_{np1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta v}$	$Z_{np2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta v}$
Коническая с прямыми и непрямыми зубьями	$Z_{np1} = Z_1 \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i \cdot \cos^3 \beta vcp}$	$Z_{np2} = Z_2 \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i \cdot \cos^3 \beta vcp}$

2.4 Расчет предела выносливости поверхности зубьев, зубчатых колес

Термообработка зубчатого колеса: нормализация, улучшение, отжиг. Объемная закалка, поверхностная закалка. Цементация углеродистых по контактным напряжениям сжатия при $N=10^7$, н/м²; $\delta_{0N}=28 \cdot HB=280$ HRC.

Коэффициент контактной выносливости при:

$$C_{ON} = 3.5 \left(\frac{HB}{100} \right)^2 = 3.4 \left(\frac{HRC}{10} \right)^2. \quad (2.20)$$

Термообработка зубчатого колеса: цементация легированных сталей типа 20X, 15X, 20XH и др. Азотирование, цианирование.

Предел выносливости по контактным напряжениям сжатия при $N=10^7$, н/м²; $\delta_{0N}=310 \cdot HRC$.

Коэффициент контактной выносливости при:

$$N=10^7, \text{ н/м}^2: C_{ON} = 5.1 \left(\frac{HRC}{10} \right)^2.$$

Окружная скорость:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{o_{cp1}} \cdot n_1}{100 \cdot 60} = 3.07 \text{ м/с}. \quad (2.21)$$

Крутящий момент на шестерне:

$$M_1 = 736000 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Коэффициенты нагрузки:

- 1) Коэффициент перегрузки $K_n=1,25$;
- 2) Коэффициент ширины зубчатого венца шестерни:

$$\varphi = \frac{b}{d_{v_{cp1}}} = \frac{13}{32.5} = 0.4; \quad (2.22)$$

- 3) Суммарный угол переноса шестерни и колеса в плоскости зацепления:

$$\gamma_s = 15 \cdot 10^{-4} \text{ рад};$$

- 4) Коэффициент угла зацепления $\varphi_{ак}=1$;

5) Коэффициенты, учитывающие особенности конических с цилиндрическими: при расчете на изгиб - $\varphi_{mi}=0,85$, при расчете на контактную прочность $\varphi_{mk}=1,04$;

- б) Коэффициенты, учитывающие влияние угла наклона зубьев при расчете на изгиб $\varphi_{bu}=1,63$, при расчете на контактную прочность - $\varphi_{bk}=1,2$;
 7) Коэффициент динамичности: при расчете на контактную прочность:

$$K_{vk} = 1 + 0.25 \cdot 0.18 \cdot \frac{241}{300} = 1.04,$$

При расчете на изгиб:

$$K_{vu} = 1 + 0.5 \cdot 0.18 \cdot \frac{241}{300} = 1.07;$$

- 8) Коэффициенты нагрузки: при расчете на изгиб -

$$K_u = \frac{K_{\Pi} \cdot K_{vu} \cdot K_p}{\varphi_{BU} \cdot \varphi_{TU}} = \frac{1.25 \cdot 1.07 \cdot 1.25}{1.63 \cdot 0.85} = 1.21, \quad (2.23)$$

При расчете на контактную прочность

$$K_k = \frac{K_{\Pi} \cdot K_{vu} \cdot K_p}{\varphi_{ak} \cdot \varphi_{bk} \cdot \varphi_{tk}} = \frac{1.25 \cdot 1.07 \cdot 1.25}{1.0 \cdot 1.2 \cdot 1.04} = 1.30. \quad (2.24)$$

Предельные направления, коэффициенты запаса:

- 1) Коэффициент контактной выносливости:

$$C_{01} = 0,8 \cdot 302 = 0,8 \cdot 30,2 = 24,16,$$

$$C_{02} = 7.5 \frac{302}{100} = 23.2;$$

- 2) Коэффициент эквивалентности:

$$K_{\sigma_1}^k = \frac{40}{HRC_1} = \frac{40}{30.2} = 1.3,$$

$$K_{\sigma_2}^k = \frac{260}{HB_2} = \frac{260}{302} = 0.9;$$

- 3) Коэффициент контактной выносливости передачи:

$$C_{np} = 0.5 \left(C_{01} \frac{\zeta_{k1}}{K_{\sigma_1}^k} + C_{02} \frac{\zeta_{k2}}{K_{\sigma_2}^k} \right) = 0.5 \left(2416 \frac{1.05}{1.3} + 23.2 \frac{0.99}{0.9} \right) = 26; \quad (2.25)$$

- 4) Эквивалентности: $K_{\sigma_1}^u = 1, K_{\sigma_2}^u = 1$;
 5) Масштабный фактор: $\zeta_{u1}=0,51, \zeta_{u2}=0,42$;
 6) Коэффициент упрочнения: $\beta_1=0,75; \beta_2=1,0$;
 7) Коэффициент заготовки: $K_{31}=1, K_{32}=0,8$;
 8) Коэффициент качества поверхности выкрутки:

$$K_{\text{нов}1}=1,43, K_{\text{нов}2}=1,41;$$

- 9) Коэффициент влияния среднего напряжения:

$$f_{\delta_1} = 0.26, f_{\delta_2} = 0.24;$$

- 10) Приведенное число зубьев:

$$Z_{np1} = 18 \cdot \frac{\sqrt{3.61^2 + 1}}{3.61 \cdot \cos^3 30^0} = 29,$$

$$Z_{np2} = 65 \cdot \frac{\sqrt{3.61^2 + 1}}{\cos^3 30^0} = 374;$$

- 11) Эффективный коэффициент концентрации напряжений:

$$K_{\delta_1} = 1.55, K_{\delta_2} = 1.63;$$

- 12) Коэффициент при амплитудном напряжении:

$$K_D = \frac{K_D + K_{\text{нов}} - 1}{E_u \cdot \beta} K_{\sigma}^u, \quad (2.26)$$

$$K_{D1} = \frac{1.55 + 1.43 - 1}{0.51 \cdot 0.75} \cdot 1 = 5.17,$$

$$K_{D2} = \frac{1.63 + 1.41 - 1}{0.45 \cdot 1} \cdot 1 = 4.54;$$

- 13) Предел выносливости :

$$\delta_{-1} = 0.47 \cdot \delta_B,$$

$$\delta_{-11} = 0.4 \cdot 78000 = 3.6600 \text{ н/м}^2,$$

$$\delta_{-12} = 0.4 \cdot 75000 = 3.5200 \text{ н/м}^2;$$

14) Предельные напряжения:

$$\delta_{np} = \frac{2\delta_{-1} \cdot K_3}{K_d + f_\delta}, \delta_{np_2} = \frac{2 \cdot 35200 \cdot 0.8}{4.54 + 0.24} = 1.1800 \text{ н/м}^2, \quad (2.27)$$

$$\delta_{np_1} = \frac{2 \cdot 36600 \cdot 1}{5.17 + 0.26} = 1.3500 \text{ н/м}^2;$$

15) Коэффициент контактных напряжений в передаче:

$$C = \frac{2M_1}{\omega d_{\delta_{cp1}}^2} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_k, \quad (2.28)$$

$$C = \frac{2 \cdot 736000}{13 \cdot 32.5^2} \cdot \frac{3.61+1}{3.61} \cdot 1.30 = 1.78;$$

16) Коэффициент запаса по контактной выносливости:

$$n_k = \frac{C_{np}}{C} \geq [n_k],$$

$$n_k = \frac{26.0}{17.8} = 1.46 < [n_k] = 1.5;$$

17) Коэффициент статистической прочности (формы зуба)

$$y_1=0.47, y_2=0.47;$$

18) Напряжения изгиба:

$$\delta_1 = \frac{2M_1}{b \cdot d_{cp1} \cdot m_{n_{cp}} \cdot y_1} \cdot K_u = \frac{2 \cdot 736000}{13 \cdot 32.5 \cdot 1.56 \cdot 0.47} \cdot 1.21 = 570, \quad (2.29)$$

$$\delta_2 = \delta_1 \frac{y_1}{y_2} = 570 \frac{0.47}{0.47} = 570;$$

3 Эксплуатационная часть

3.1 Монтаж и проверка технического состояния

Надежная работа ротора во многом зависит от правильности его монтажа и эксплуатации. Обычно ротор устанавливают в специальных пазах основания вышечно-лебедочного блока или на специальных подроторных балках. Горизонтальность стола следует выверять по уровню. Центр проходного отверстия должен строго совпадать с геометрической осью скважины.

При монтаже ротора, с приводом от лебедки с помощью цепной передачи, необходимо обращать внимание на то, чтобы ведущее колесо со на валу лебедки и ведомое колесо цепной передачи на ведущем валу ротора находились в одной плоскости без перекаса. Допустимо параллельное смещение цепных колес не более 0,5 мм на 1 м длины межцентрового расстояния.

При монтаже и демонтаже ротора необходимо соблюдать меры предосторожности: поднимать и перемещать ротор необходимо в горизонтальном положении, захватывая его в трех точках за рамы корпуса, во избежание переворачивания, что может привести к травмированию рабочих.

После монтажа ротора необходимо проверить наличие и качество смазки в его корпусе. Масло в картер (корпус) ротора заливают через отверстие, закрываемое пробкой. В пробку вставляют щуп, с помощью которого определяют уровень масла в корпусе. Затем следует вручную провернуть стол ротора на несколько оборотов. Стол должен проворачиваться усилием одного рабочего: если стол свободно вращается (без заеданий), то его надо проверить на холостое вращение от силового привода в течение 15–20 мин, наблюдая за плавностью работы и температурой.

В первые 2–3 дня эксплуатации нового ротора необходимо особенно тщательно следить за температурой и уровнем смазки. Качество смазки надо проверять в течение всего времени эксплуатации ротора. Повышение температуры корпуса ротора выше 80 °С недопустимо.

Инструкция по монтажу

1) Все работы по техническому обслуживанию и ремонту должны быть произведены при полной остановке буровой установки.

2) Все неисправности должны быть немедленно исправлены. Неисправный ротор не допускается использовать в работе.

3) При всякой поломке или исправности обязательно установить их причину. В паспорте вести точную запись неполадок и ремонтов с полным описанием обстоятельств, вызвавших их.

4) Проверку состояния ротора производить перед каждой сменой.

Перед пуском ротора в эксплуатацию должно быть проверено:

а) легкость проворачивания приводного вала и стола;

б) наличие и исправность всех защелок, стопорного механизма;

в) наличие жидкой смазки в ваннах зубчатого зацепления и приводного вала;

г) надежность крепления всех болтовых соединений.

3.2 Характерные неисправности и методы их устранения

Перечень наиболее часто встречающихся или возможных неисправностей приведен в таблице 5.

Таблица 7 - Характерные неисправности ротора и методы их устранения

Наименование неисправности	Вероятная причина	Методы устранения
При вращении наблюдается вертикальное перемещение стола ротора	Повышенный износ основанной опоры. Разрушение основной опоры	Сменить основную опору
Греется ротор, температура выше +70 ⁰ С	Отсутствие смазки, загрязнения смазка	Добавить смазку. Промыть ротор и залить чистое масло
Зубчатая передача работает с ударами	Повышенный износ, отсутствие регулировки	Отрегулировать зацепление прокладками
Заклинивание приводного вала	Повышенный износ подшипников, разрушение подшипников	Сменить приводной вал

3.3 Техническое обслуживание

Менять масло и промывать ротор следует в соответствии с заводской инструкцией. Если в масляной ванне будет обнаружен буровой раствор или грязь, то корпус ротора должен быть освобожден от масла и грязи и промыт, после чего заливают свежее масло и возобновляют работу. Уход за ротором в процессе эксплуатации заключается в следующем:

- систематическая обмывка ротора снаружи и удаление раствора и грязи;
- проверка состояния стопорного механизма;
- осмотр вкладышей и зажимов ведущей трубы;
- проверка легкости вращения стола;
- крепление болтов и подтяжка гаек;
- смазка цепи трансмиссии и проверка состояния ограждения;
- проверка уровня и качества масла в корпусе.

Регулировку осевого люфта подшипников приводного вала, необходимо проводить, после каждых 1000 часов роторного бурения, для чего необходимо

раскрепить болты, крепящие защитный фланец, вытащить пакет прокладок, затем тремя болтами защитный фланец зажать до упора, до заклинивания подшипников, измерить зазор между торцом стакана и торцом защитного фланца, добавить к этому забору необходимый осевой люфт подшипников 0,25...0,35 мм. Этим размером и определяется толщина пакета прокладок толщиной 1 мм, 0,5 мм, 0,1 мм. Необходимо по возможности для дальнейшего регулирования сохранять в пакете прокладки толщиной 0,1 мм.

При бурении с использованием забойных двигателей стол ротора стопорится и благодаря этому предотвращается вращение буровой колонны под действием реактивного крутящего момента. Стопорение осуществляется фиксатором, который входит в радиальные пазы диска стола ротора.

Центральную масляную ванну, образованную между станиной и столом ротора, заправляют жидким маслом через заливное отверстие, которое закрывают пробкой с жезловым указателем уровня масла. Для предохранения центральной масляной ванны от попадания промывочного раствора, разливаемого при спускоподъемных операциях, между станиной и столом ротора имеются кольцевые лабиринтные уплотнения. Коническая зубчатая пара и подшипники стола смазываются разбрызгиванием масла, захватываемого шестерней при вращении. В связи с этим уровень масла в центральной ванне должен быть выше нижнего контура шестерни.

Масло заменяют после бурения каждой скважины и не реже чем через 2-3 мес. Для слива отработанного масла в основании корпуса имеются сливные пробки. Смазку ротора производить в соответствии с таблицей 6.

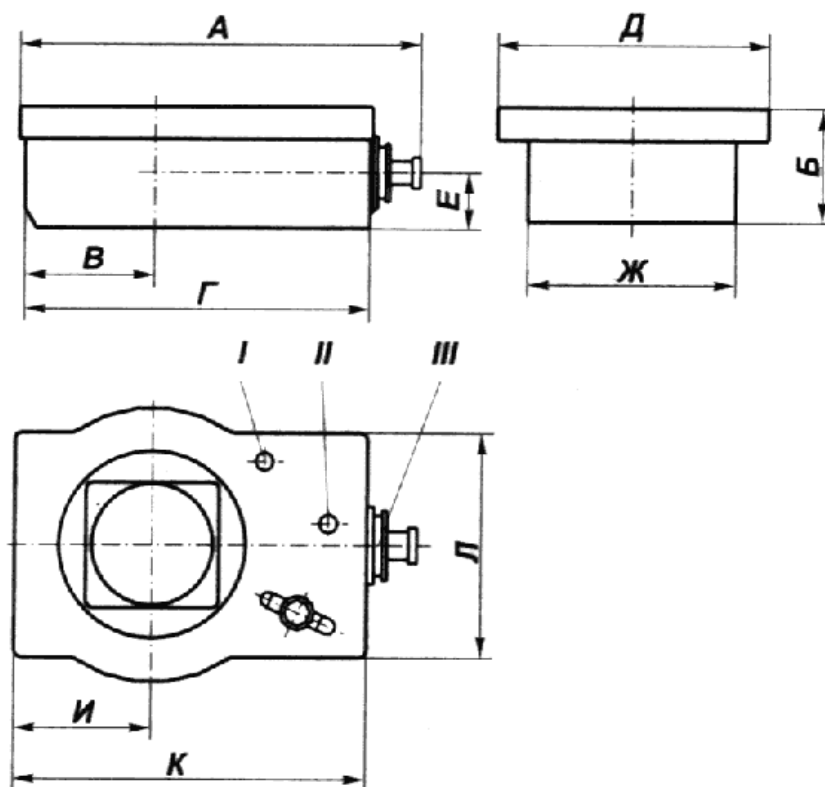


Рисунок 3.1 - Основные размеры и точки смазки ротора

Таблица 8 - Смазка ротора

Точка смазки	Наименование места смазки	Сорт смазки	Указание по смазке
1	Зубчатое зацепление, основная и вспомогательная опоры	Масло промышленное И50А ГОСТ 20799-75	Общий объем смазки 35 метров. Контроль по риску масло указателя ежедневно. Полная смена смазки каждые 500 часов роторного бурения
2	Подшипники приводного вала	Масло промышленное И50А ГОСТ20799-75	Общий объем смазки 20 литров. Контроль по риску масло указателя ежедневно. Полная смена смазки каждые 250 часов после роторного бурения
3	Севанитовые уплотнения	ЦИАТИМ-203 ГОСТ8773-73	Один раз в месяц 0,03 кг

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.

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 повышенных утечках масла в гидросистеме, неисправности КИПиА.

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 ограждений 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.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Дипломным проектом предусмотрено проектирование конструкции бурового ротора ZP-275.

Выполнен анализ конструкции и технических характеристик бурового ротора. Включены виды монтажа, эксплуатации и оказываемого ремонта, требования к отремонтированному ротору и карта смазки.

Произведен расчет количества оборотов стола ротора, быстроходного вала и его подшипников на прочность.

Выполнена сборка технологической карты и маршрута быстроходного вала ротора.

Особое внимание уделено вопросам охраны труда, техники безопасности при эксплуатации и ремонте оборудования, а также охране окружающей среды.

Расчеты, приведенные в дипломном проекте, соответствуют и отвечают технико-экономическим альтернативам.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Баграмов Р. А. Буровые машины и комплексы: Учебник для вузов. – М.: Недра, 1988. – 501 с.
- 2 Раабен А.А. Монтаж и ремонт нефтепромыслового оборудования, М., «Недра», 1980.
- 3 Чичеров А.Г. Нефтепромысловые машины и механизмы, М., «Недра», 1979.
- 4 Единые нормы времени на ремонт бурового оборудования и инструмента, М., 1985.
- 5 Единые нормы времени на ремонт нефтепромыслового оборудования и инструмента, М., 1987.
- 6 Ильский А.Л., Шмидт А.П. «Буровые машины и механизмы», М., «Недра», 1998.
- 7 Кузнецов В.С. «Обслуживание и ремонт бурового оборудования», М., «Недра», 1978.
- 8 Палашкин Е.А. «Справочник механика по глубокому бурению», М., «Недра», 1974.
- 9 Никищенко С.Л. Нефтегазопромысловое оборудование Волгоград, «Ин - фолио», 2008.
- 10 Система технического обслуживания и планового ремонта бурового и нефтепромыслового оборудования, М., «ЛУКОЙЛ», 2001.
- 11 Система технического обслуживания и планового ремонта бурового и нефтепромыслового оборудования, М., «Недра», 1973.
- 12 Шматов В.Ф. и др. «Экономика, организация и планирование производства на предприятиях нефтяной и газовой промышленности», М., «Недра», 1990.
- 13 Смолина А.К. Типовые задачи по курсу «Машины и оборудование для бурения». Часть 2. – Ухта: УИИ, 1984. – 51 с.
- 14 Вавилов, В.М. Инструкция по расчету бурильных труб. Руководящий документ/ В.М. Вавилов, О.Д. Даниленко и др. – М, 1997. – 156с.

Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Утегенов Жан Бакыджанұлы

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Дипломная работа

Название работы: Проектирование бурового ротора с проходным отверстием 600 мм и грузоподъемностью 4500 кН

Научный руководитель: Досжан Балгаев

Коэффициент Подобия 1: 1

Коэффициент Подобия 2: 0.4

Микропробелы: 0

Знаки из здругих алфавитов: 174

Интервалы: 0

Белые Знаки: 0

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

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

Дата

05.06.23

Заведующий кафедрой



**Университеттің жүйе администраторы мен Академиялық мәселелер департаменті
директорының ұқсастық есебіне талдау хаттамасы**

Жүйе администраторы мен Академиялық мәселелер департаментінің директоры көрсетілген еңбекке қатысты дайындалған Плагиаттың алдын алу және анықтау жүйесінің толық ұқсастық есебімен танысқанын мәлімдейді:

Автор: Утегенов Жан Бакыджанұлы

Тақырыбы: Проектирование бурового ротора с проходным отверстием 600 мм и грузоподъемностью 4500 кН

Жетекшісі: Досжан Балгаев

1-ұқсастық коэффициенті (30): 1

2-ұқсастық коэффициенті (5): 0.4

Дәйексөз (35): 0.2

Әріптерді ауыстыру: 174

Аралықтар: 0

Шағын кеңістіктер: 0

Ақ белгілер: 0

Ұқсастық есебін талдай отырып, Жүйе администраторы мен Академиялық мәселелер департаментінің директоры келесі шешімдерді мәлімдейді :

Ғылыми еңбекте табылған ұқсастықтар плагиат болып есептелмейді. Осыған байланысты жұмыс өз бетінше жазылған болып санала отырып, қорғауға жіберіледі.

Осы жұмыстағы ұқсастықтар плагиат болып есептелмейді, бірақ олардың шамадан тыс көптігі еңбектің құндылығына және автордың ғылыми жұмысты өзі жазғанына қатысты күмән тудырады. Осыған байланысты ұқсастықтарды шектеу мақсатында жұмыс қайта өңдеуге жіберілісін.

Еңбекте анықталған ұқсастықтар жосықсыз және плагиаттың белгілері болып саналады немесе мәтіндері қасақана бұрмаланып плагиат белгілері жасырылған. Осыған байланысты жұмыс қорғауға жіберілмейді.

Негіздеме:

Күні

05.06.23

Кафедра меңгерушісі



Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Утегенов Жан Бакыджанұлы

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Дипломная работа

Название работы: Проектирование бурового ротора с проходным отверстием 600 мм и грузоподъемностью 4500 кН

Научный руководитель: Досжан Балгаев

Коэффициент Подобия 1: 1

Коэффициент Подобия 2: 0.4

Микропробелы: 0

Знаки из здругих алфавитов: 174

Интервалы: 0

Белые Знаки: 0

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

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

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

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

Обоснование:

Дата

проверяющий эксперт

02.06.2023

СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

РЕЦЕНЗИЯ

на Дипломный проект
(наименование вида работы)

Утегенов Жан Бакыджанулы
(Ф.И.О. обучающегося)

6B07107 – «Эксплуатационно-сервисная инженерия»
(шифр и наименование специальности)

На тему: **«Проектирование бурового ротора с проходным отверстием
600мм. и грузоподъемностью 4500кН»**

Выполнено:

а) графическая часть на _____ листах
б) пояснительная записка на _____ страницах

ЗАМЕЧАНИЯ К РАБОТЕ

По теме дипломного проекта студентом Утегеновым Ж. Б. рассмотрена конструкция и возможность совершенствования бурового ротора с проходным отверстием 600мм. и грузоподъемностью 4500кН. Выбран прототип бурового ротора по заданным характеристикам дипломного проекта.

В специальной части дипломного проекта конструкция бурового ротора унифицируется, как новое техническое решение, улучшающее эксплуатационные показатели ротора. В результате чего был предложен проект усовершенствованной конструкции с видоизменением его отдельных элементов.

В эксплуатационной части дипломного проекта рассмотрена техническая характеристика, техническое обслуживание и правила его монтажа. Приведены технологические и конструктивные расчеты оборудования данного ротора.

Данный Дипломный проект состоит из 5 листов графической части, Пояснительной записки на 46 листах. В ходе выполнения проекта использовано 12 литературных источников.

Оценка работы

Работа выполнена на достаточно высоком инженерно-техническом уровне. Дипломный проект по структуре, содержанию и оформлению соответствует требованиям к выпускным квалификационным работам бакалавров.

В целом выпускная квалификационная работа заслуживает оценки хорошо, а автор - присвоения академической степени бакалавра техники и технологий.

Рецензент:

Советник Председателя Правления, АО «Волковгеология»
Асанов Нуркелды Сатыбалдыулы

(подпись)

« ___ » _____ 2023г.