

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет (НИУ)»
Кафедра «Техника и технологии в металлургии»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой

_____ Т.В. Баяндина
«__» _____ 2018 г.

Модернизация электропривода лебедки
бурового станка УСПК-250

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ – 13.03.02.2018. № ст.б. 833 ПЗ.ВКР

Руководитель ст. препод.
_____ Л.М. Наконечная
«__» _____ 2018 г.

Автор работы
студент группы ДО – 514
_____ Д.В. Аистов
«__» _____ 2018 г.

Нормоконтролер
к.и.н., доцент
_____ Т.Н.Наволокина
«__» _____ 2018 г.

Челябинск 2018

МИНИСТРЕСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ (НИУ)»
Кафедра «Техника и технологии в металлургии»
Направление 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ Т.В. Баяндина
_____ 2018 г.

ЗАДАНИЕ
на выпускную квалификационную работу студента
Аистова Дмитрия Вячеславовича

Группа ДО-514

1 Тема работы:

Модернизация электропривода лебедки бурового станка УСПК-250
утверждена приказом по университету от 04.04.2018г. № 650

2 Срок сдачи студентом законченной работы 02.07.2018 г.

3 Исходные данные к работе

1	Задание для выполнения выпускной квалификационной работы
2	Нормативно-техническая литература
3	Материалы курсовых проектов
4	Отчеты по производственной и преддипломной практикам

4 Содержание расчетно-пояснительной записки

1	Титульный лист
2	Задание на выпускную квалификационную работу
3	Аннотация
4	Содержание
5	Введение
6	Анализ существующих конструкций буровых лебедок
7	Безопасность жизни деятельности на буровых работах
8	Расчет экономической эффективности
9	Заключение
9	Приложения

5 Перечень вопросов, подлежащих разработке

1	Анализ отечественных и передовых зарубежных технологий и решений
2	Сбор исходных данных для разработки выпускной квалификационной работы
3	Изучение технической литературы и нормативной документации
4	Анализ технологического процесса объекта
5	Разработка структуры системы управления объектом
6	Разработка мероприятий по технике безопасности
7	Расчет технико-экономических показателей

6 Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей, плакатов в виде презентаций в программе Power Point)

1	Название темы работы (проекта), ФИО студента и руководителя
2	Цель работы, назначение разработки, ее актуальность
	Анализ технического задания, результаты сравнения отечественных и передовых зарубежных технологий и решений
4...7	Основная часть разработки. Приводятся структурные, функциональные и электрические схемы проектируемого объекта, основные расчеты узлов и блоков, результаты экспериментальных исследований и модернизации и т.п.
8	Экономическая часть (сетевой график, стоимость затрат на разработку, экономический эффект)
9	Разработанные мероприятия по БЖД
10	Основные результаты работы. Возможные пути дальнейшего решения вопросов (развития работы)

7 Календарный план выполнения ВКР

№ п/п	Наименование этапов выполнения выпускной квалификационной работы	Срок выполнения этапов работы
1	Поиск и исследование литературы по теме выпускной квалификационной работы	28.04.2018- 06.05.2018
2	Разработка и согласование с руководителем 1 и 2-го разделов ВКР	07.05.2018 - 15.05.2018
3	Подбор, изучение и проработка практических материалов, разработка и согласование с руководителем 3 и 4-го разделов ВКР	16.05.2017 - 15.06.2018
4	Согласование с руководителем введения, выводов и предложений	16.06.2018 - 20.06.2018
5	Сдача ВКР для нормоконтроля	21.06.2018-29.06.2018
6	Проверка ВКР на заимствование в системе «Антиплагиат»	29.06.2018-01.07.2018

7	Представление ВКР на кафедру	02.07.2018
8	Подготовка доклада и графического материала	03.07.2018 - 09.07.2018
9	Проведение предварительной защиты ВКР	10.07.2018
10.	Защита выпускной квалификационной работы	12.07.2018-14.07.2018

8 Дата выдачи задания 04.04.2018 г.

Руководитель ВКР _____
(подпись) (И.О. Ф.)

Задание принял к
исполнению _____
(подпись студента) (И.О. Ф.)

Аистов Д.В. «Модернизация электропривода лебедки бурового станка УСПК 250» – Челябинск: ЮУрГУ, ТТМ; 2018, 91с., 13 ил., 8 табл., 10 прил., 8 л. графической части в виде презентаций в программе PowerPoint, 10 прил., библиографический список – 12 наим.

В выпускной квалификационной работе установлена система автоматического управления на буровую лебедку. Сделана кинематическая схема лебедки. Произведен анализ конструкций буровых лебедок зарубежного и отечественного производства.

Выбран асинхронный двигатель с фазным ротором, выбран электропривод и схемы управления им. Разработаны принципиальные и функциональные схемы, выполнено обоснование выбора данной буровой лебедки. Произведен расчет экономического эффекта и срока окупаемости, рассмотрены вопросы охраны труда, гражданской обороны и экологии.

					<i>13.03.02.2018.833.00.00.ПЗ</i>			
<i>Изм</i>	<i>Дата</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Аистов Д.В.</i>			Модернизация электропривода лебедки бурового станка УСПК-250	<i>Литера</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Проверил</i>		<i>Наконечная Л.М.</i>				<i>ВКР</i>	6	91
						<i>ЮУрГУ</i> <i>Кафедра ТТМ</i>		
<i>Н.контр.</i>		<i>Баяндина Т.В.</i>						
<i>Утв.</i>		<i>Баяндина Т.В.</i>						

ОГЛАВЛЕНИЕ

ЗАДАНИЕ	2
ОГЛАВЛЕНИЕ	6
ВВЕДЕНИЕ.....	8
1 АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ БУРОВЫХ ЛЕБЕДОК	11
1.1 Анализ конструкций буровых лебедок отечественного производства	12
1.2 Анализ конструкций буровых лебедок зарубежного производства...	16
1.3 Описание выбранного прототипа.....	20
2 РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ	24
2.1 Расчет и выбор параметров буровой лебедки	24
2.2 Расчеты на прочность	27
2.3 Расчет на прочность барабана лебедки	27
2.4 Расчет венца цепного колеса	29
2.5 Расчет подъемного вала	32
2.6 Расчет мощности и выбор электродвигателя буровой лебедки.....	39
2.7 Выбор типа электропривода и схемы управления им.....	45
2.8 Выбор силового преобразователя и построение механических характеристик в разомкнутой системе, оценка диапазона регулирование скорости	56
2.9 Выбор силового преобразователя	61
3 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ НА БУРОВЫХ РАБОТАХ	64
4 РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ.....	74
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	80
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	83
ПРИЛОЖЕНИЕ В	84
ПРИЛОЖЕНИЕ Г	85
ПРИЛОЖЕНИЕ Д.....	86
ПРИЛОЖЕНИЕ Е	87

ПРИЛОЖЕНИЕ Ё	88
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж	89
ПРИЛОЖЕНИЕ З	90
ПРИЛОЖЕНИЕ И	91

ВВЕДЕНИЕ

Буровая лебедка — основной агрегат спуско-подъемного комплекса буровой установки. Она предназначена в основном для создания тягового или тормозного усилия в ведущей ветви талевого каната. Лебедка необходима для подъема и спуска бурильной колонны, ненагруженного элеватора, спуска обсадных колонн, удержания на весу неподвижной колонны или медленного ее опускания при подаче долота на забой в процессе бурения или расширения скважины. Катушечный вал и пневмораскрепитель лебедки часто используют для свинчивания и развинчивания резьбовых соединений бурильных и обсадных труб. Лебедка применяется для подтаскивания, и подъема труб, грунтоносок и других грузов, а также при монтаже буровых вышек и оборудования на них. Лебедки монтируют на уровне пола буровой или под полом. Каждый из этих способов имеет свои преимущества и недостатки. При установке над полом буровой имеется свободный доступ ко всем узлам лебедки для их обслуживания и ремонта. Свободный доступ к катушечному валу исключает необходимость монтажа вспомогательной лебедки. Упрощается конструкция привода ротора от лебедки. При установке под полом буровой значительно уменьшаются высота и масса блочного основания, существенно снижается трудоемкость ее монтажа и демонтажа, что имеет немаловажное значение для сокращения сроков строительства буровых. Буровая лебедка состоит из жесткой сварной металлической рамы, на которой смонтированы на подшипниках качения подъемный вал с барабаном для навивки талевого каната, катушечный и трансмиссионный валы. Все валы кинематически связаны между собой цепными передачами, которые передают им крутящие моменты от коробки скоростей и используются для регулирования частоты вращения валов. Лебедки кинематически связаны с коробками скоростей и двигателями привода цепной или карданной передачей. Бурильная колонна из скважины поднимается при больших затратах мощности, а спускается под действием собственного веса. Поэтому лебедки должны иметь достаточно мощный привод и надежную тормозную систему для поглощения энергии спуска колонн. В процессе подъема бурильной колонны ее вес (нагрузка на крюке) постепенно уменьшается и соответственно снижается затрата мощности

привода. Для увеличения степени загрузки двигателей привода рационально повышать скорость подъема колонны. Таким образом, с целью обеспечения высокого коэффициента использования мощности привода лебедки должны быть многоскоростными. Для подъема ненагруженного элеватора лебедки должны иметь независимую повышенную скорость. Переключение с любой из скоростей на повышенную скорость «холостого» подъема должно происходить быстро, легко и плавно, что достигается установкой двойной цепной передачи для привода подъемного вала. Поочередное включение одной из этих передач производится с помощью оперативных фрикционных муфт, которыми управляют с пульта бурильщика. В процессе подъема колонн переменной массы скорости в коробке передач переключаются периодически. Большинство лебедок не имеет оперативного управления скоростями. Талевый канат на барабан лебедки навивается и свивается с различными скоростями. Скорость движения ведущей ветви талевого каната зависит от скорости движения крюка и числа струн в оснастке талевой системы. Скорость крюка при подъеме колонны наибольшего веса обычно составляет 0,3—0,5 м/с, а скорость подъема ненагруженного элеватора—1,7—2 м/с. Более высокие скорости подъема резко ухудшают условия намотки и укладки каната на барабане лебедки и не дают существенного выигрыша во времени. Наибольшая скорость спуска бурильной колонны не превышает 3 м/с, а наименьшая — при спуске обсадных колонн может снижаться до 0,2 м/с. Исходя из назначения, функций и условий эксплуатации, к буровым лебедкам предъявляют следующие основные требования.

Кинематическая схема лебедки и выбранные соотношения скоростей должны обеспечивать наиболее рациональное использование установленной мощности привода. При этом коэффициент полезного действия агрегата в целом должен иметь высокое значение.

Для подъема ненагруженного элеватора в каждой лебедке необходимо предусмотреть независимую повышенную скорость на подъемном валу.

Тормозная система должна быть надежной в эксплуатации. Каждую лебедку следует оснащать двойной тормозной системой.

Необходимо, чтобы скорости лебедки включались при помощи муфт фрикционного типа оперативно, легко и плавно.

Кинематическая схема лебедки должна предусматривать возможность передачи движения на механизм подачи долота и ротор.

Конструкция лебедки должна обеспечивать бесперебойную ее работу до капитального ремонта или списания. Затраты времени на монтаж и демонтаж лебедки должны быть минимальными. Все передачи лебедки необходимо закрывать прочными ограждениями

Конструкция лебедки должна позволять проведение мелкого текущего ремонта ее в условиях буровой. В данной работе мы ставим своей целью на основании конструкции предложенного прототипа просчитать геометрические размеры основных деталей лебедки и проверить их прочность.

1 АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ БУРОВЫХ ЛЕБЕДОК

Буровые лебедки различаются по мощности и другим техническим параметрам, а также по кинематическим и конструктивным признакам. Мощность буровых лебедок, регламентируемая для отечественных лебедок ГОСТ 16293—82, находится в пределах 200—2950 кВт в зависимости от глубин бурения. По числу скоростей подъема различают двух-, трех- четырех- и шестискоростные буровые лебедки. За рубежом применяются восьми- и десятискоростные буровые лебедки. Скорости подъема изменяются путем переключения передач между валами лебедки либо посредством отдельной коробки перемены передач. В зависимости от используемого привода различают буровые лебедки со ступенчатым, непрерывно-ступенчатым и бесступенчатым изменением скоростей подъема. Ступенчатое изменение скоростей подъема имеется в буровых лебедках с механическими передачами от тепловых двигателей и электрических двигателей переменного тока. При гидромеханических передачах лебедки с теми же двигателями имеют непрерывно-ступенчатое изменение скорости подъема. В случае использования привода от электродвигателей постоянного тока, скорости подъема лебедки изменяются бесступенчато по кривой постоянства мощности двигателя. По схеме включения быстроходной передачи различают буровые лебедки с независимой и зависимой «быстрой» скоростью. Как известно, при спуске бурильных и обсадных труб в соответствии с последовательностью выполняемых операций используются две скорости: тихая — для приподъема колонны труб с целью освобождения клиньев или элеватора и быстрая — для последующего подъема незагруженного элеватора за очередной свечой. Для ускорения спуска переключение указанных скоростей не должно много времени и поэтому осуществляется фрикционными муфтами с поста бурильщика. Буровые лебедки с независимой схемой скоростей позволяют поднимать незагруженный элеватор на быстрой скорости независимо от тихой скорости, используемой для приподъема. При зависимой схеме незагруженный элеватор поднимают на разных скоростях, равных либо пропорциональных скорости, используемой для приподъема колонны труб. По числу валов различают одно-, двух- и трехвальные буровые лебедки. Одно- и

двухвальные лебедки снабжаются отдельной коробкой перемены передач. В трехвальных лебедках скорости подъема изменяются с помощью передач, установленных между валами самой лебедки. Для вспомогательных работ двух- и трехзальные буровые лебедки снабжаются фрикционной катушкой. В случае использования одновальной лебедки для этого подключают дополнительную вспомогательную лебедку. Буровые лебедки различаются по числу скоростей, передаваемых ротору, и кинематической схеме передач, установленных между лебедкой и ротором. По способу управления подачей долота различают буровые лебедки с ручным и автоматическим управлением, осуществляемым посредством регулятора подачи долота. Наряду с указанными особенностями различают лебедки с капельной и струйной смазками цепных передач; воздушным и водяным охлаждением тормозных шкивов; гидродинамическим и электромагнитным вспомогательными тормозами; ручным и дистанционным управлением.

1.1 Анализ конструкций буровых лебедок отечественного производства

Техническая характеристика наиболее распространенных буровых лебедок отечественного производства приведена в таблице 1.

Таблица 1 Техническая характеристика буровых лебедок

Показатели	У2-2-11	У2-5-5	УСПК-250	ЛБУ-1700
Максимальное натяжение ведущей ветви каната, кН	210	273	250	340
Диаметр, мм:				
галевого каната	28	32	32	35
бочки барабана	650	800	750	835
тормозных шкивов	1180	1450	1450	1450

Продолжение таблицы 1

Показатели	У2-2-11	У2-5-5	УСПК-250	ЛБУ-1700
Длина бочки барабана, мм	840	1030	1350	1445
Число слоев каната на барабане	4	5	3	4
Мощность привода, кВт	662	809	809	1250
Число валов лебедки	2	3	1	1
Число прямых скоростей:				
коробки перемены передач	3	4	3	3
лебедки	6	5	6	6
ротора	3	4	3	3
Число обратных скоростей:				
коробки перемены передач	1	4	1	1
лебедки	2	4	2	2
ротора	1	4	1	1
Исполнение «быстрой» скорости	Зависимое	Независ.	Зависимое	Независ.
Тип вспомогательного тормоза	Гидравлический		Электро- магнитный	Гидравли- ческий
Ширина тормозной колодки, мм	230	230	230	230

Окончание таблицы 1

Показатели	У2-2-11	У2-5-5	УСПК-250	ЛБУ-1700
Число слоев навивки каната на барабан	4	5	3	4
Масса, т	21,3	27,1	40,2	51,3

Лебедка У2-5-5 наиболее широко применяется в бурении. Она входит в комплект буровых установок БУ-4000. Кинематическая схема ее показана на рисунке 1. Это двухвальная однобарабанная лебедка со встроенным зубчатым редуктором и зубчатой коробкой передач, выполненной в виде отдельного агрегата и кинематически связанной с лебедкой карданными валами 6 и 9 (коробка передач на схеме не показана). Коробка передач сообщает лебедке все пять скоростей и может изменять направление вращения, что необходимо при работе с дизельным приводом. Через карданный вал 9 и вал-шестерню ($z = 27$) зубчатое колесо ($z = 93$) редуктора лебедки сообщает подъемному валу четыре первых скорости. Привод барабана лебедки 13 на этих скоростях включается путем пуска сжатого воздуха в спаренную шинно-пневматическую муфту 8. Параллельно через карданный вал 6, трансмиссионный вал 5 и цепную передачу со звездочками $z = 25$ и $z = 28$ от коробки передач сообщается подъемному валу независимая повышенная скорость V. Она включается шинно-пневматической муфтой 7 и предназначена в основном для подъема ненагруженного элеватора. Вал 5 находится в постоянном вращении и передает движение через цепную передачу 4 со звездочками $z = 19$ и $z = 35$ катушечному валу 3, на котором смонтирована фрикционная катушка 1 с планетарной передачей 2. Вращение катушечного вала не зависит от включения шинно-пневматической муфты 7. От редуктора лебедки через шестерню ($z = 44$) мощность передается на трансмиссионный вал ротора 10. Далее через цепную передачу со звездочками $z = 45$ и $z = 21$ мощность передается на приводной вал ротора 12. Привод ротора включается в работу сдвоенной шинно-пневматической муфтой 11. С левой стороны барабана на подъемном валу на подшипниках качения установлено цепное

колесо 16 с кулачковой полумуфтой. Через это колесо подъемный вал цепной передачей связан с автоматом подачи долота на забой. Соосно с подъемным валом установлен гидродинамический тормоз 14. Кулачковая муфта 15 включает в работу или гидродинамический тормоз во время спуска колонн, или автомат подачи долота в процессе бурения.

Лебедка У2-2-11 предназначена для комплектации буровых, установок БУ-3000 с дизельным или электроприводом. Лебедка состоит из двух валов: подъемного вала 13 с барабаном и трансмиссионного вала 5. Из-за отсутствия катушечного вала необходима установка на буровой вспомогательной лебедки. Привод лебедки осуществляется от цепной коробки перемены передач, которая имеет три скорости.

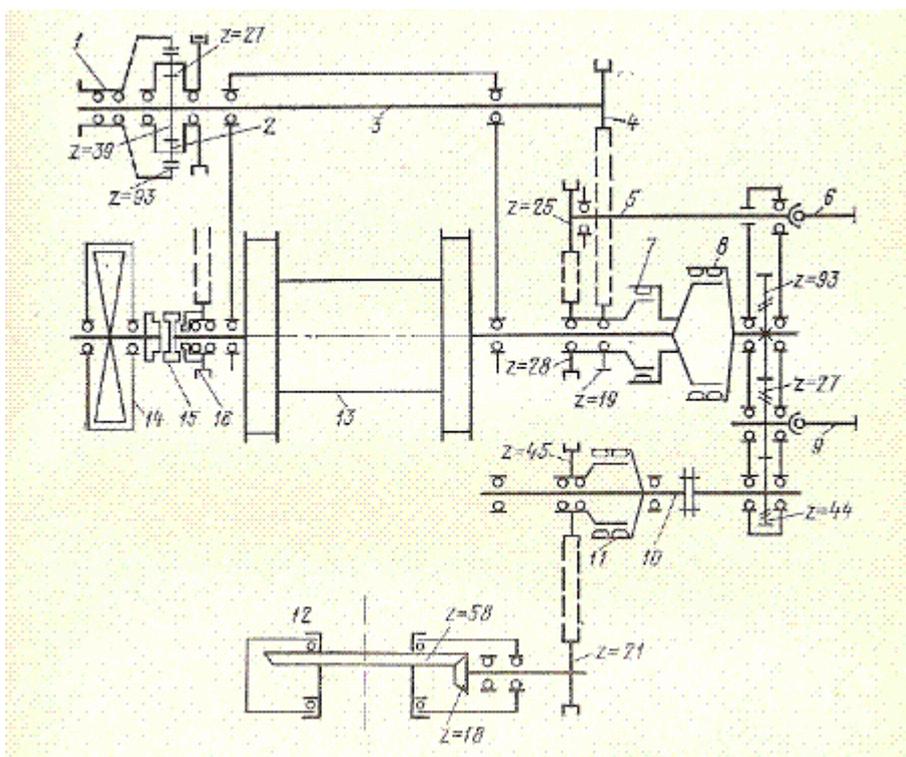


Рисунок 1 – Кинематическая схема лебедки У2-5-5

Имея две собственных скорости, лебедка вместе с коробкой передач располагает шестью скоростями. Первая включается на коробке передач, остальные — с пульта бурильщика с помощью шинно-пневматических муфт. Реверсионное вращение валов лебедки в установках с дизельным приводом включается на коробке скоростей. В установках с электроприводом частота вращения вала лебедки

изменяется с пульта бурильщика за счет реверса электродвигателей. Цепная коробка передач кинематически связана с трансмиссионным валом лебедки цепной передачей 4, по которой передаются три прямые и одна обратная скорости. При включенной шинно-пневматической муфте 2 (ШПМ-1070) и выключенной 7 (спаренная ШПМ-700) с трансмиссионного вала 5 на подъемный вал 13 цепной передачей 3 передаются I, II и III скорости. Эти же скорости передаются цепной передачей 15 на трансмиссионный вал привода ротора, с которого включением скоростей муфты 11 (ШПМ-500) через цепную передачу 12 движение передается приводному валу ротора. Выключив муфту 2 и включив муфту 7, через цепную передачу 8 на подъемный вал передаются IV, V и VI скорости. Цепными передачами 16 и 6 подъемный вал с барабаном соединяется с регулятором подачи долота. РПД включается в работу кулачковой муфтой 14. Вал гидродинамического тормоза 10 соединяется - с подъемным валом путем включения кулачковой муфты 9. Подъемный вал цепной передачей соединен с командоаппаратом 1. Цепные передачи подвода мощности к подъемному валу — трехрядные с шагом цепи 50,8 мм, для привода ротора и включения РПД — двухрядные с тем же шагом.

1.2 Анализ конструкций буровых лебедок зарубежного производства

Фирмы США выпускают лебедки, рассчитанные на самую различную глубину бурения таблица 2, с механическим, дизель-гидравлическим и электрическим приводами. Обычно на лебедках применяют ленточный тормоз, который способен к самозатягиванию и хорошо поддается ручному управлению. Дизельный привод для лебедок выполняется в трех вариантах: передача мощности с помощью цепной трансмиссии, через гидротрансформатор (дизель-гидравлический привод) и через муфтовые передачи

Таблица 2 – Технические характеристики лебедки, выпускаемых фирмами

США

Базовая модель буровой установки	ЕСН1000Т-АС-Т-250Т	ЕСН1500Т-АС-Т-350Т	ЕСН2000Т-АС-Т-500Т	ЕСН2500Т-АС-Т-650Т	ЕСН3000Т-АС-Т-750Т
Техническая спецификация					
Номинальная глубина бурения	12000 фунтов (3660 м)	16500 фунтов (5000 м)	25000 фунтов (7650 м)	30000 фунтов (9130 м)	35000 фунтов (10700 м)
Классификация по грузоподъемности	250 т (227 мт)	350 т (318 мт)	500 т (454 мт)	650 т (590 мт)	750 т (680 мт)
Классификация по мощности	1000 лс (746 кВт)	1500 лс (1119 кВт)	2000 лс (1492 кВт)	2500 лс (1865 кВт)	3000 лс (2238 кВт)
Основные проектные решения	эксплуатация в условиях пустыни/севера	эксплуатации в условиях пустыни/севера	эксплуатация в условиях пустыни/севера	эксплуатация в условиях пустыни/севера	эксплуатации в условиях пустыни/севера
Мачта					
Модель	СМ250	СМ 350	СМ500	СЛСМ550	СМ750
Соответствие стандартам	API 4F, 3-е издание				
Тип	складывающаяся, консольная				

Окончание таблицы 2

Базовая модель буровой установки	ECH1000T-AC-T-250T	ECH1500T-AC-T-350T	ECH2000T-AC-T-500T	ECH2500T-AC-T-650T	ECH3000T-AC-T-750T
Макс количество струн талевой оснастки	10	12	12	14	14
Нагрузка на крюк с макс. количеством струн талевой оснастки	250 т (227 мт)	350 т (318 мт)	500 т (454 мт)	650 т (590 мт)	750 т (680 мт)
Высота в свету	134' 6" (41м)	141' (43 м)	147' 7" (45 м)	154' 17" (47 м)	160' 8-5/8" (49 м)
Спуск и подъем бурильных труб	диапазон II, трехтрубка				
Емкость баллона для верхового	130 свечей 5" БТ	176 свечей 5" БТ	270 свечей 5" БТ	322 свечей 5" БТ	376 свечей 5" БТ
Буровая лебедка					
Модель	DW1000AC	DW1500AC	DW2000AC	DW2500AC	DW3000AC
Соответствие стандартам	API 7K и API 9B				
Номинальная мощность	1000 лс (746 кВт)	1500 лс (1119 кВт)	2000 лс (1492 кВт)	2500 лс (1885 кВт)	3000 лс (2236 кВт)
Макс тяговое усилие на одну струну	61420 фунтов (273196 кН)	74652 фунтов (332941 кН)	106357 фунтов (473120 кН)	125648 фунтов (558882 кН)	145852 фунтов (648750 кН)
Грузоподъемность с макс количеством струн талевой оснастки	250 т (227 мт)	350 т (318 мт)	500 т (454 мт)	650 т (590 мт)	750 т (680 мт)
Диаметр канавки барабана	1-1/8" (29 мм)	1-1/4" (32 мм)	1-3/8" (35 мм)	1-1/2" (38 мм)	1-5/8" (41 мм)
Аварийные/стояночные тормоза	система дисковых тормозов				

Современный зарубежный буровой станок - машина, в которой широко используются покупные изделия специализированных изготовителей, в частности: гусеничное оборудование от фирм "Caterpillar" и "Intertrac", компрессоры от "Atlas Copco", "Gardner-Denver", "Ingersoll-Rand", системы гидропривода от "Denison", "Mannesman-Rexroth" – "Schroeder", "Vickers", "Vane", дизели от "Caterpillar", "Cummins", "Komatsu", "GM" и др.

В современных моделях наблюдается устойчивая тенденция гидрофикации основных приводов, что обеспечивает станку меньшую массу, возможность широкого регулирования характеристик, удобство в управлении и сравнительно несложное обслуживание.

Зарубежные фирмы предлагают заказчику, как правило, широкий диапазон диаметров бурения, длин и диаметров штанг, возможных глубин бурения (как с наращиванием, так и без наращивания става), мощностей первичного привода, производительностей компрессоров и т.д.

Наиболее популярными производителями универсальных буровых станков легкого и среднего класса являются фирмы "Atlas Copco" и "Sandvik -Tamrock-Driltech". Основные тенденции в создании станков этих фирм – применение единого первичного двигателя (дизеля или высоковольтного электродвигателя) приводящего в действие компрессор и насосную станцию. Последняя питает все приводы и агрегаты станка, что позволяет обходиться одним оператором, поскольку гидравлика позволяет механизировать все основные и вспомогательные операции. Заказчику предлагается широкий выбор комплектации станка по длине и диаметру штанг, мощности приводов, производительности компрессора и др.

Фирма «Атлас Копко» выпускает семейство из 9 моделей полностью гидрофицированных станков.

В России на горных предприятиях уже работают свыше 50 станков фирмы, в том числе на угольных разрезах Восточной Сибири, Кузбасса и Якутии имеются 29 станков. Кузбасс активно заменяет устаревшую отечественную буровую технику на импортную, обеспечивающую почти в 3 раза более высокую производительность (достигающую 30 км скважин в месяц) при устойчивых значениях коэффициента готовности свыше 90%.

Зарубежная фирма изготовитель станка, как правило, проектирует и изготавливает «скелет» (металлоконструкцию) станка и комплектует его стандартными покупными компонентами. Такая сборочная технология позволяет быстро скомпоновать на линии производства машины с разнообразным сочетанием предлагаемых параметров и при очень высоком качестве конечного изделия.

Необходимо отметить предоставляемые всеми зарубежными фирмами развитые системы сервисного обслуживания станков в течение всего срока эксплуатации машины, предусматривающие быстрое и эффективное снабжение потребителя, как запасными частями, так и расходными материалами, возможность агрегатного ремонта машин без длительных их простоев.

1.3 Описание выбранного прототипа

По заданию прототипом в нашей работе является буровая лебедка УСПК 250, кинематическая схема которой приведена на рисунке 2. Техническая характеристика лебедки приведена в таблице 1

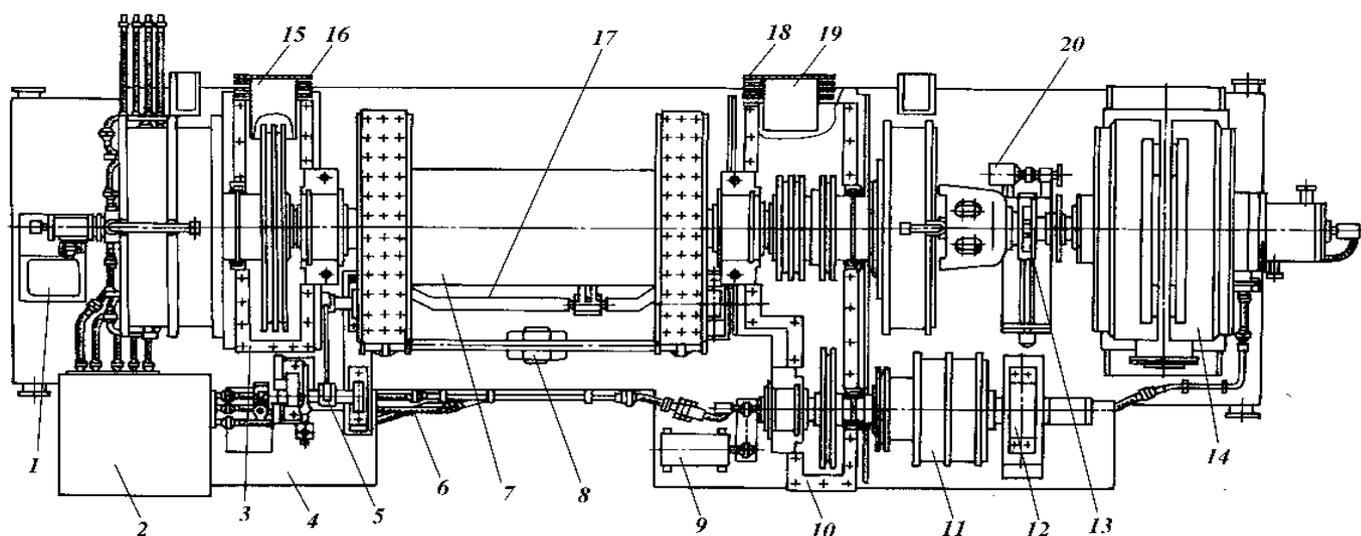


Рисунок 2 – Буровая лебедка УСПК 250

На рисунке 2 показан вид сверху буровой лебедки УСПК 250, основные конструктивные элементы которой повторяются в других моделях современных отечественных и зарубежных лебедок для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения. Лебедка монтируется на сварной металлической раме 4, приспособленной для ее перевозки и перемещения подъемным краном при монтажно-демонтажных работах. К раме приварены корпуса масляных ванн 3 и 10 цепных передач, соединяющих лебедку с коробкой перемены передач. В отцентрированных отверстиях корпусов масляных ванн установлен подъемный вал с барабаном 7 буровой лебедки.

В корпусе 10 размещается вторая цепная передача, используемая для привода вала 11 трансмиссии ротора. Вал трансмиссии ротора на сферических роликоподшипниках устанавливается в дополнительной расточке корпуса 10 и выносной опоре 12, закрепленной на раме лебедки. Масляные ванны, закрытые крышками и промежуточными кожухами 15 и 19, соединяются с коробкой перемены передач. Наружные фланцы масляных ванн закрываются кожухами 16 и 18. На раме со стороны пульта 2 бурильщика смонтированы стойка 8 балансира, тормозной вал 17 и вал 5 рукоятки управления ленточным тормозом. Электромагнитный тормоз 14 крепится к раме соосно с подъемным валом и соединяется с ним кулачковой муфтой 13. На раме установлены два тахогенератора 9 и 20.

Тахогенератор 9 предназначен для контроля частоты вращения стола ротора и соединяется цепной передачей с валом 11 трансмиссии ротора. Тахогенератор 20 соединяется с валом электромагнитного тормоза и предназначен для контроля скорости спуска колонн труб при автоматическом режиме работы электротормоза. На стойке 1 установлен командоаппарат комплекса АСП для блокировки перемещений механизма захвата свечи и талевого блока. Привод командоаппарата осуществляется от цепной звездочки на подъемном валу лебедки.

К раме крепится воздухопровод 6 системы пневматического управления лебедкой. Для безопасной работы и защиты от загрязнения подвижные части лебедки закрыты металлическими кожухами с дверцами для доступа к ее отдельным деталям и узлам.

Подъемный вал Рисунок 3 — основа буровой лебедки. Между коренными подшипниками 15 подъемного вала 19 напрессованы ступицы дисков барабана 18. В правом более доступном для работы диске имеется внутренний прилив, для крепления талевого каната планкой 32 и болтами 33. В буровых лебедках канат крепится с внутренней либо с наружной стороны диска. Узел крепления должен быть надежным и удобным в работе. Наружное расположение узла крепления более доступно и удобно для быстрого крепления и освобождения каната. Недостаток наружного крепления — повреждение витков каната в результате трения с верхней кромкой углубления для заделки каната.

Наиболее распространены простые в изготовлении барабаны с гладкой наружной поверхностью. Для улучшения намотки барабан лебедки снабжается съемными накладками, имеющими параллельные и переходные спиральные канавки для укладки витков каната. Симметричное расположение параллельных и спиральных участков канавки на длине отдельных витков способствует снижению инерционных нагрузок от дисбаланса, создаваемого в результате одностороннего увеличения радиуса навивки в местах перехода смежных слоев каната.

К дискам барабана крепятся тормозные шкивы 16. В рассматриваемой конструкции тормозные шкивы снабжены кольцевой рубашкой для охлаждающей воды. Вода в тормозных шкивах циркулирует по замкнутому циклу. Для этого через устройство 8 на торце вала и трубку, установленную внутри вала, по трубкам 20 вода поступает в правый, а затем в левый шкив, из которого по кольцевому пространству между отверстием вала и подводящей трубкой отводится в приемный бак для последующего использования. Пробки 17 в тормозных шкивах служат для слива воды во избежание ее замерзания при длительных остановках лебедки.

Коренные роликовые радиально-сферические подшипники 15 подъемного вала, установленные в расточках корпуса масляной ванны, смазываются густой смазкой через тавотницы 34. Внутренние обоймы роликоподшипников фиксируются на валу распорными втулками, а наружные — торцовыми крышками корпуса подшипника. Для компенсации температурных удлинений вала между корпусом 35 и наружной обоймой 36 одного из подшипников имеется необходимый зазор. Радиальные и торцовые лабиринтные уплотнения в крышках служат для удержания смазки в подшипниках.

Цепное колесо 1 тихоходной передачи и шкив шинно-пневматической муфты 12, имеют общую станину 2, посаженную на вал на свободно вращающихся роликовых радиально-сферических подшипниках, подобных подшипнику 21. На валу внутренние обоймы подшипников фиксируются втулками. Наружная обойма правого подшипника в расточке ступицы фиксируется от осевых перемещений пружинным кольцом и крышкой. Левый подшипник в ступице устанавливается

свободно. Обод 10 шинно-пневматической муфты 12 крепится планшайбой 5 к ступице 6, напессованной на вал.

Воздух для включения шинно-пневматической муфты 12 поступает через вертлюжок 7, воздухопровод 4 и клапан-разрядник 11. При отказе муфты и в случае недостаточного давления воздуха для соединения муфты используются аварийные болты 9, которые ввинчиваются в приливы план-шайбы и входят в пазы шкива. По правилам безопасности установка аварийных болтов 9 обязательна при использовании буровой лебедки для подъема вышки. Разъемное соединение цепного колеса 1, шкивов 14, 24 и планшайб 5, 26 со ступицами позволяет ремонтировать муфты и заменять цепное колесо без съема напессованных на вал ступиц.

Кожух 13 предохраняет шкив 14 от попадания масла. Подшипники ступицы 2 смазываются с помощью масленки 3 с трубкой, ввинченной в ступицу. Аналогично на другом конце подъемного вала установлены шинно-пневматическая муфта 25 и цепные колеса 22 «быстрой» скорости лебедки и 23 трансмиссии ротора. Воздух к шинно-пневматической муфте 25 поступает через вал электромагнитного тормоза, вертлюжок 28, отверстие в вале 19, воздухопровод 30 и клапан-разрядник 31.

Кулачковые полумуфты 27 и 29 используются для соединения подъемного вала с валом электромагнитного тормоза. Для устранения биения при вращении крупные детали подъемного вала и вал в сборе подвергаются балансировке. Все болтовые соединения лебедки зафиксированы от самопроизвольного отвинчивания.

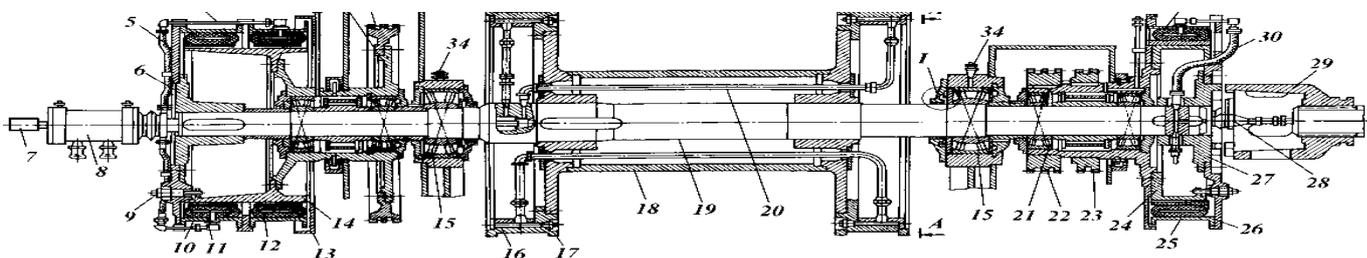


Рисунок 3 – Подъемный вал

2 РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

2.1 Расчет и выбор параметров буровой лебедки

К основным параметрам буровых лебедок относятся мощность, скорости подъема, тяговое усилие, длина и диаметр барабана лебедки. От правильного выбора указанных параметров зависят производительность, экономичность, габариты и масса лебедки, которые существенно влияют на эффективность бурения, транспортабельность и монтажеспособность всей буровой установки. Определяем скорость ходовой струны каната на i -ой скорости по известной зависимости

$$V_{xi} = V_i i_{т.с}, \quad (1)$$

где v_i – скорость подъема на i -ой скорости, м/с;

$i_{т.с}$ – кратность оснастки;

$i_{т.с} = 14$.

Максимальная скорость подъема ограничивается безопасностью управления процессом подъема и предельной скоростью ходовой струны, при которой обеспечивается нормальная навивка каната на барабан лебедки. Для предотвращения затаскивания талевого блока на кронблок из-за ограниченного тормозного пути скорость подъема крюка, согласно требованиям безопасности, не должна превышать 2 м/с. Для талевых механизмов с кратностью оснастки принимаем $t_{т.с} < 10$ $v_{max} = 2,0$ м/с. Минимальная скорость подъема — резервная и используется для технологических целей: при расхаживании колонн бурильных и обсадных труб; при ликвидации осложнений и аварий, связанных с затяжкой и прихватом бурильных труб; при подъеме колонны труб через закрытые превенторы; при подъеме колонны труб в случае отказа одного из двигателей привода лебедки. Величина минимальной скорости подъема принимается в установленных практикой бурения пределах: $v_{min} = 0,2$ м/с. Отношение предельных скоростей определяет диапазон регулирования скоростей подъема лебедки:

$$R_v = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{2.0}{0.2} = 10. \quad (2)$$

Промежуточные скорости подъема определяются из геометрического ряда чисел

$$v_i = v_{i-1}\varphi, \quad (3)$$

где φ -знаменатель геометрической прогрессии.

$$\varphi = \sqrt[k-1]{R_v}, \quad (4)$$

где k — число передач.

Разбивка скоростей в геометрической прогрессии позволяет обеспечить относительно равное изменение смежных скоростей, и поэтому большая часть скоростей располагается в зоне низших передач, используемых для подъема колонн бурильных и обсадных труб сравнительно большего веса. Наряду с этим геометрический ряд передач позволяет сохранить степень загрузки буровой лебедки при переходе с одной передачи на последующую. В соответствии с числом передач прототипа, принимаем $k = 6$.

$$\varphi = \sqrt[6-1]{10} = 1,5849.$$

Итак, определяем промежуточные скорости подъема:

– вторая скорость

$$v_2 = v_1\varphi = v_{min}\varphi = 0,2 * 1,5849 = 0,31 \text{ м/с.}$$

– третья скорость

$$v_3 = v_2\varphi = 0,31 * 1,5849 = 0,49 \text{ м/с.}$$

– четвертая скорость

$$v_4 = v_3\varphi = 0,49 * 1,5849 = 0,78 \text{ м/с.}$$

– пятая скорость

$$v_5 = v_4\varphi = 0,78 * 1,5849 = 1,24 \text{ м/с.}$$

– шестая скорость окончательно

$$v_6 = v_5\varphi = 1,24 * 1,5849 = 1,97 \text{ м/с.}$$

Определяем скорости ходовой струны каната:

– первая скорость

$$v_{x.1} = V_i i_{TC} = V_{min} i_{TC} = 0,2 * 14 = 2,8 \text{ м/с.}$$

– вторая скорость

$$v_{x.2} = V_2 i_{TC} = 0,31 * 14 = 4,34 \text{ м/с.}$$

– третья скорость

$$v_{x.3} = V_3 i_{TC} = 0,49 * 14 = 6,86 \text{ м/с.}$$

– четвертая скорость

$$v_{x.4} = V_4 i_{TC} = 0,78 * 14 = 10,92 \text{ м/с.}$$

– пятая скорость

$$v_{x.5} = V_5 i_{TC} = 1,24 * 14 = 17,36 \text{ м/с.}$$

– шестая скорость

$$v_{x.6} = V_6 i_{TC} = 1,97 * 14 = 27,58 \text{ м/с.}$$

Диаметр барабана выбираем в зависимости от диаметра талевого каната:

$$D_6 = (23 \dots 26) d_k, \quad (5)$$

где d_k -диаметр каната, м.

В соответствии с диаметром каната $d_k=32$ мм, применяемом на прототипной лебедке принимаем $d_k=32$ мм.

$$D_6 = 23 \dots 26 * 32 = 736 \dots 832 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_6=740$ мм.

Диаметр конечного слоя навивки каната на барабан.

$$D_K = D_6 + d_k + \alpha d_k 2K - 2, \quad (6)$$

где $\alpha=0,93$ — коэффициент, учитывающий уменьшение диаметра навивки вследствие смещения каната в промежутки между витками нижнего слоя; К-число слоев навивки. В соответствии с числом слоев навивки $K=3$, применяемом на прототипной лебедке принимаем $K=3$.

$$D_K = 740 + 32 + 32 * 0,93 * 2 * 3 - 2 = 891,04 \text{ мм.}$$

По допускаемым отклонениям ходовой струны талевого каната длину барабана выбираем в пределах.

$$2Ntg0^{\circ}45' \leq l_6 \leq 2Ntg1^{\circ}15', \quad (7)$$

где l_6 - длина барабана, м;

N – расстояние между осями подъемного вала буровой лебедки и направляющего шкива кронблока, м.

Принимаем Н примерно равной высоте буровой вышки Н=45 м.

$$2 * 45 * tg0^{\circ}45' \leq l_6 \leq 2 * 45 * tg1^{\circ}15'.$$

$$1,18\text{м} \leq l_6 \leq 1,96\text{м}.$$

Принимаем $l_6=1500\text{мм}$.

2.2 Расчеты на прочность

Расчеты на прочность деталей и узлов лебедки выполняются по тяговому усилию, возникающему при допустимой нагрузке на крюке, с учетом веса подвижных частей талевого механизма, кратности оснастки и потерь на трение при подъеме.

Определяем наибольший крутящий момент $M_{кр}$ на подъемном валу лебедки:

$$M_{кр} = \frac{N}{\omega_6}, \quad (8)$$

где N – номинальная приводная мощность лебедки, Вт;

ω_6 – угловая скорость вращения барабана, с^{-1} .

Принимаем $N = 900 * 10^3$ Вт.

Угловая скорость вращения барабана определится по формуле

$$\omega_6 = \frac{2v_{x.1}}{D_6} = \frac{2 * 2,8}{0,74} = 7,5676 \text{ с}^{-1}. \quad (9)$$

$$M_{кр} = \frac{900 * 10^3}{7,5676} = 118939 \text{ Н} * \text{м}.$$

Зная максимальный диаметр навивки каната на барабане D_k и наибольший крутящий момент $M_{кр}$ на подъемном валу лебедки можно вычислить натяжение ведущей ветви каната.

$$P_B = \frac{2M_{кр}}{D_6} = \frac{2 * 118939}{0,74} = 321429 \text{ Н}. \quad (10)$$

2.3 Расчет на прочность барабана лебедки

После выбора конструкции и определения основных размеров, барабана необходим его расчет на прочность. При навивке каната в стенках бочки барабана возникают напряжения сжатия, изгиба и кручения. В связи с тем что осевой и

полярный моменты сопротивления сечения барабана большие, напряжения изгиба и кручения, возникающие в стенке барабана, несущественны. Поэтому расчет проводят только по напряжениям сжатия.

$$\sigma_{сж} = \frac{P_B A}{d_{\chi} s} \leq [\sigma_{сж}], \quad (11)$$

где P_B - натяжение ведущей ветви каната, Н;

s — толщина стенки бочки барабана, м;

A — коэффициент, зависящий от числа навиваемых слоев и других факторов;

$[\sigma_{сж}]$ -допустимые напряжения сжатия, Па.

Принимаем по аналогии с прототипом $s = 80 \text{ мм} = 0,08 \text{ м}$, допустимые напряжения сжатия материала бочки барабана $[\sigma_{сж}] = 500 \text{ МПа}$ считая, что бочка барабана изготовлена из углеродистой стали 30.

При числе слоев навивки $K=3$ коэффициент A равен:

$$A = 1 + \frac{(2+3\lambda)}{1+\lambda(1+2\lambda)}, \quad (12)$$

где λ — коэффициент, зависящий от диаметра каната, модуля его упругости E_K и толщины стенки барабана.

$$\lambda = \frac{E_K d_K}{E s}, \quad (13)$$

где $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ — модуль упругости стали;

E_K - модуль упругости каната, МПа.

$$E_K = aE, \quad (14)$$

где $a=0,33 \dots 0,35$.

$$E_K = 0,34 * 2,1 * 10^5 = 0,714 * 10^5 \text{ МПа}.$$

$$\lambda = \frac{0,714 * 10^5 * 0,032}{2,1 * 10^5 * 0,08} = 0,136.$$

$$A = 1 + \frac{(2 + 3 * 0,136)}{1 + 0,136(1 + 2 * 0,136)} = 2,72.$$

$$\sigma_{сж} = \frac{2,72 * 321429}{0,032 * 0,08} = 341518312 \approx 342 \text{ Мпа} \leq \sigma_{сж} = 500 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

2.4 Расчет венца цепного колеса

Рассчитаем и сконструируем ведомое цепное колесо передачи «тихой» скорости. Посредством этой передачи подъемному валу лебедки сообщаются I, II и III «тихие» скорости. В передаче применена стандартная приводная роликовая трехрядная цепь по ГОСТ 13568. Известны числа зубьев звездочек передачи: ведущее колесо $z_1 = 21$, ведомое колесо $z_2 = 81$.

Определяем передаточное число передачи.

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{81}{21} \approx 3,857. \quad (15)$$

Определяем максимальный (на I скорости) крутящий момент на малой звездочке M_1

$$M_1 = uM_{кр} = 3,857 * 118939 = 458748 \text{ Н} * \text{м}. \quad (16)$$

Частота вращения барабана определится по формуле

$$n_1 = un_2 = u \frac{30\omega_{x1}}{\pi} = \frac{30 * 7,5676}{3,14} = 27887 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем коэффициент эксплуатации цепи

$$k_{э} = k_d k_a k_p k_n k_c k_{реж}, \quad (17)$$

где k_d - коэффициент, учитывающий динамичность передаваемой нагрузки;

k_a - коэффициент, учитывающий длину цепи (межосевое расстояние);

k_p - коэффициент, учитывающий способ регулировки натяжения цепи;

k_n - коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту;

k_c - коэффициент, учитывающий качество смазки передачи и условия ее работы;

$k_{реж}$ - коэффициент, учитывающий режим работы передачи;

Определяем значения коэффициентов:

$k_d = 1,0$ при равномерной нагрузке;

$k_a = 0,80$;

$k_p = 1,25$ для нерегулируемой передачи;

$k_n = 1,0$ при наклоне линии центров до 60^0 ;

$k_c = 1,0$;

$k_{реж} = 1,45$ при круглосуточной работе.

$$k_3 = 1,0 * 0,8 * 1,25 * 1,0 * 1,0 * 1,45 = 1,45.$$

Определяем предварительно шаг цепи

$$t \geq 2,8^3 \frac{\overline{M_1 k_3}}{z_1 [p] m}, \quad (18)$$

где [p]-допускаемое давление в шарнирах, МПа;

m-число рядов цепи.

По принимаем [p]=20 МПа.

$$t \geq 2,8^3 \frac{458748 * 1,45}{21 * 20 * 3} = 22,6 \text{ мм.}$$

Принимаем по параметры цепи: шаг цепи $t_{ц}=38,1$ мм, диаметр валика $d=11,10$ мм, длина втулки $B=148,88$ мм, разрушающая сила $F=381$ кН.

Скорость цепи

$$v = \frac{t_{ц} z_1 n_1}{60 * 10^3} = \frac{38,1 * 21 * 27887}{60 * 10^3} = 3,72 \text{ м/с.} \quad (19)$$

Окружное усилие

$$F_1 = \frac{N}{v} = \frac{900 * 10^3}{3,72} = 241935 \text{ Н} < F = 381000 \text{ Н.} \quad (20)$$

Сила, нагружающая подъемный вал

$$F \approx 1,15 F_1 = 1,15 * 241935 = 278225 \text{ Н.} \quad (21)$$

Рассчитываем профиль зубьев звездочки цепного колеса согласно ГОСТ 591-69, как профиль без смещения центров дуг впадин рисунок 4.

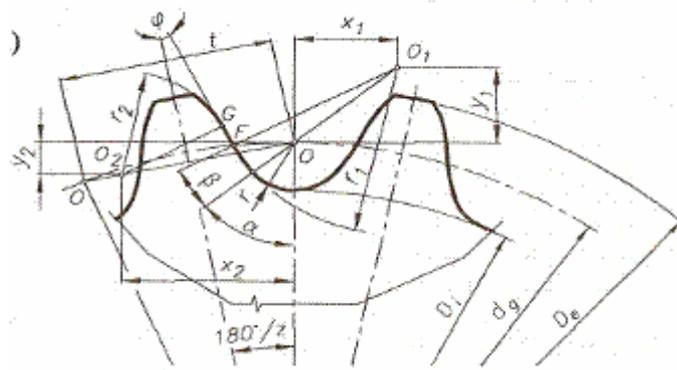


Рисунок 4 профиль зубьев звездочки цепного колеса

Диаметр делительной окружности.

$$d_g = \frac{t_{ц}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} = \frac{381}{\sin\left(\frac{180^\circ}{81}\right)} = 982,58 \text{ мм.} \quad (22)$$

Коэффициент высоты зуба по $k=0,575$.

Диаметр окружности выступов.

$$D_e = t_{ц} k + ctg \frac{180^\circ}{z_2} = 38,1 \cdot 0,875 + ctg \frac{180}{81} = 1015,18 \text{ мм.} \quad (23)$$

Радиус впадины.

$$r = 0,5025d_1 + 0,05 = 0,5025 * 22,23 + 0,05 = 11,22 \text{ мм.} \quad (24)$$

Диаметр окружности впадин.

$$D_i = d_g - 2r = 982,58 - 2 * 11,22 = 960,14 \text{ мм.} \quad (25)$$

Радиус сопряжения.

$$r_1 = 0,8d_1 = 0,8 * 22,23 + 11,22 = 6,654 \text{ мм.} \quad (26)$$

Половина угла впадины.

$$\alpha = 55^\circ - \frac{60^\circ}{z_2} = 55 - \frac{60}{81} = 54,26^\circ. \quad (27)$$

Угол сопряжения.

$$\beta = 18^\circ - \frac{56^\circ}{z_2} = 18 - \frac{56}{81} = 17,31^\circ. \quad (28)$$

Половина угла зуба.

$$\alpha = 17^\circ - \frac{64^\circ}{z_2} = 17 - \frac{64}{81} = 16,21^\circ. \quad (29)$$

Радиус головки зуба.

$$r_2 = d_1 \cdot 1,24 \cos \varphi + 0,8 \cos \beta - 1,3025 - 0,05 = 22,23 \cdot 1,24 * 0,9602 + 0,8 * 0,9547 - 1,3025 - 0,05 = 14,44 \text{ мм.} \quad (30)$$

Прямой участок профиля.

$$FG = d_1 \cdot 1,24 \sin \varphi - 0,8 \sin \beta = 22,23 \cdot 1,24 * 0,2792 - 0,8 * 0,2975 = 2,41 \text{ мм.} \quad (31)$$

Расстояние от центра дуги впадины до центра головки зуба.

$$OO_2 = 1,24d_1 = 1,24 * 22,23 = 27,57 \text{ мм.} \quad (32)$$

Рассчитываем размеры зубьев и венцов цепного колеса . Радиус закругления зуба.

$$r_3 = 1,70d_1 = 1,70 * 22,23 = 37,79 \text{ мм.} \quad (33)$$

Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений.

$$h_3 = 0,80d_1 = 0,8 * 22,23 = 17,78 \text{ мм.} \quad (34)$$

Диаметр обода наибольший.

$$D_c = t_{ц} * ctg \frac{180^\circ}{z_2} - 1,3h = 38,1 * ctg \frac{180^\circ}{81} - 1,3 * 36,2 = 934,78 \text{ мм.} \quad (35)$$

Ширина зуба звездочки

$$b_2 = 0,9b - 0,15 = 25,40 * 0,9 - 0,15 = 22,71 \text{ мм.} \quad (36)$$

Ширина венца многорядной звездочки.

$$B_3 = 2A + b_2 = 2 * 45,44 + 22,71 = 113,59 \text{ мм.} \quad (37)$$

Остальные размеры венца назначаем конструктивно.

2.5 Расчет подъемного вала

Подъемный вал рассчитываем, ориентируясь на размеры вала прототипной лебедки УСПК 250. Величины изгибающих и крутящих моментов приняты пропорциональными величинам, приведенным на эпюрах моментов прототипного вала и увеличены в соответствии изменением размеров барабана и натяжения ходовой струны каната. Материал вала по сталь марки 34ХН1М, термообработка— до твердости НВ 217—269; механические свойства: предел прочности на растяжение-сжатие $\sigma_B = 780$ МПа; предел прочности на кручение $\tau_B = 650$ МПа. Проверочный расчет остальных опасных сечений вала сведем в таблицу 3. Определяем экваториальный момент сопротивления сечения

$$W_u = K_x \frac{\pi d^3 A-A}{32}, \quad (38)$$

где K_x – коэффициент ослабления сечения.

$K_x=1,0$ как для вала с одним шпоночным пазом.

$$W_u = \frac{3,14 * 0,28^3}{32} = 2,154 * 10^{-3} \text{ м}^3.$$

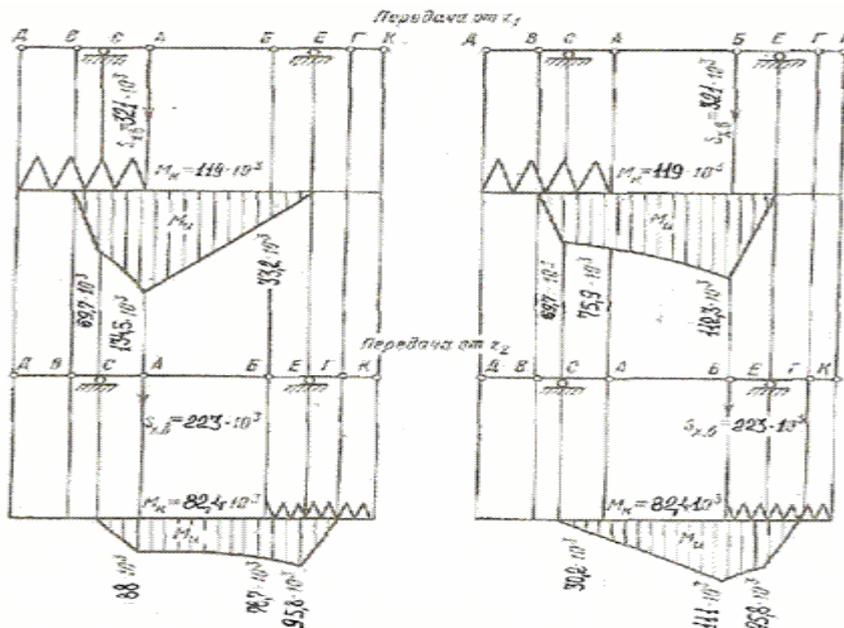


Рисунок 5 Схема нагружения подъемного вала и эпюры изгибающих моментов
 Определяем полярный момент сопротивления сечения.

$$W_x = K_0 \frac{\pi d^3 A-A}{16}, \quad (39)$$

где K_0 - коэффициент ослабления сечения;

$K_0=1,0$ как для вала с одним шпоночным пазом.

$$W_x = \frac{3,14 * 0,28^3}{16} = 4,308 * 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Номинальные напряжения изгиба.

$$\sigma = \frac{M_u^{A-A}}{W_u} = \frac{134,5 * 10^3}{2,154 * 10^{-3}} = 62,44 \text{ МПа.} \quad (40)$$

Номинальные напряжения кручения.

$$\tau = \frac{M_x^{A-A}}{W_x} = \frac{119 * 10^3}{4,308 * 10^{-3}} = 27,62 \text{ МПа.} \quad (41)$$

Запас прочности при изгибе.

$$S_\sigma = \frac{\sigma_B}{\sigma} = \frac{780}{62,44} = 12,49. \quad (42)$$

Запас прочности при кручении.

$$S_r = \frac{\tau_B}{\tau} = \frac{650}{27,62} = 23,53. \quad (43)$$

Общий запас на статическую прочность.

$$S = \frac{S_\sigma S_r}{S_\sigma^2 + S_r^2} = \frac{12,49 * 23,53}{12,49^2 + 23,53^2} = 11,0. \quad (44)$$

Допускаемый запас прочности найдем $[S]=3,2$.

Принимаем цикл напряжений изгиба симметричным, тогда амплитуда напряжений при изгибе, $\sigma_a=\sigma=62,44$ МПа, среднее напряжение $\sigma_m=0$. Принимаем цикл напряжений кручения асимметричным, тогда амплитуда напряжений при кручении $\tau_a=\tau/2=13,8$ МПа, среднее напряжение $\tau_m=\tau/2=13,8$ МПа.

Коэффициент концентрации напряжений при изгибе K_σ : от влияния шпоночного паза $K_\sigma = 2,25$ от влияния напрессовки $K_\sigma=6,15$. Принимаем $K_\sigma = 6,15$.

Коэффициент концентрации напряжений при кручении K_τ : от влияния шпоночного паза $K_\tau = 2,15$; от влияния напрессовки $K_\tau=4,42$. Принимаем $K_\tau = 4,42$.

Коэффициент, учитывающий масштабный эффект $K_d=0,52$

Коэффициент, учитывающий состояние поверхности $K_f=1,15$

Коэффициент упрочнения при обкатке роликами $K_v=2,2$.

Коэффициент снижения предела выносливости:

– при изгибе;

$$K_u = \frac{K_\sigma + K_f - 1}{K_d K_v} = \frac{6,15 + 1,15 - 1}{0,52 * 1,15} = 5,5. \quad (45)$$

– при кручении;

$$K_k = \frac{K_\tau + K_f - 1}{K_d K_v} = \frac{4,42 + 1,15 - 1}{0,52 * 1,15} = 4. \quad (46)$$

Предел выносливости стали марки 34ХН1М.

– при изгибе;

$$\sigma_{-1} = 0,47\sigma_B = 0,47 * 780 = 367 \text{ МПа}. \quad (47)$$

– при кручении;

$$\tau_{-1} = 0,27\sigma_B = 0,27 * 780 = 211 \text{ МПа}. \quad (48)$$

Коэффициент эквивалентности: при изгибе $K_{\sigma\sigma}=0,5$; при кручении $K_{\sigma\tau}=0,5$.

Коэффициент чувствительности к асимметрии цикла по: при изгибе $\psi_\sigma=0,1$; при кручении $\psi_\tau=0,05$.

Запас прочности по переменным напряжениям:

– при изгибе;

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_u K_{\sigma\sigma} \sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_m} = \frac{367}{5,5 * 0,5 * 62,44 + 0,1 * 0} = 2,14. \quad (49)$$

– при кручении;

$$n_r = \frac{\tau_{-1}}{K_u K_{\sigma r} \tau_a + \Psi_r \tau_m} = \frac{211}{4 \cdot 0,5 \cdot 13,8 + 0,05 \cdot 13,8} = 7,46. \quad (50)$$

Общий запас прочности по переменным напряжениям

$$n = \frac{n_\sigma n_r}{n_\sigma^2 + n_r^2} = \frac{2,14 \cdot 7,46}{2,14^2 + 7,46^2} = 2,06. \quad (51)$$

Допускаемый запас прочности по переменным напряжениям $[n]=1,6$.

Диаметры других участков валов назначаем конструктивно.

Таблица 3 Расчет опасных сечений подъемного вала

Параметр	Единица измерения	Обозначение	Способ определения	Результаты расчета для сечений вала			
				Д-Д	В-В	С-С	Б-Б
Диаметр сечения	10^{-3} м	d		220	225	235	270
Коэффициенты ослабления сечения:	-	K _x	По ([2], табл. III.3)	1,08	1	1	1
				Экваториальный	1,12	1	1
Полярный		K ₀					
Момент сопротивления:							
Экваториальный	10^{-3} м^3	W _и	(2.2.3.1)	1,128	1,118	1,273	1,931
Полярный		W _к	(2.2.3.2)	2,340	2,235	2,547	3,863
Изгибающий момент	кН*м	M _и	Рис 2.2	-	-	69,7	112,3
Крутящий момент	кН*м	M _к	Рис 2.2	119	119	119	82,4

Продолжение таблицы 3

Параметр	Единица измерения	Обозначение	Способ определения	Результаты расчета для сечений вала			
				Д-Д	В-В	С-С	Б-Б
				Номинальные напряжения:			
Изгиба	МПа	σ	(2.2.3.3)	-	-	54,75	58,16
Кручения		τ	(2.2.3.4)	50,85	53,24	46,72	21,33
Запас прочности при:		S_{σ}	(2.2.3.5)	-	-	14,25	13,41
Изгибе		S_{τ}	(2.2.3.6)	12,78	12,21	13,91	30,47
Кручении							
Общий запас на статическую прочность	-	S	(2.2.3.7)	12,78	12,21	9,95	12,27
Допускаемый запас прочности	-	[S]	По ([2], табл. 2П)	3,2	3,2	3,2	3,2
Амплитуда напряжений при:	МПа						
Изгибе		σ_a		-	-	54,75	58,16
Кручении		τ_a		25,4	26,6	23,4	10,7
Среднее напряжение при:	МПа						
Изгибе		σ_m		-	-	0	0
Кручении		τ_m		25,4	26,6	23,4	10,7

Продолжение таблицы 3

Параметр	Единица измерения	Обозначение	Способ определения	Результаты расчета для сечений вала			
				Д-Д	В-В	С-С	Б-Б
				Коэффициент концентрации напряжений при изгибе: Шпоночный паз Напрессовка	-	K_{σ}	([2], рис. 12П) ([2], табл. III.1)
Коэффициент концентрации напряжений при кручении: Шпоночный паз Напрессовка	-	K_{τ}	([2], рис. 13П) ([2], табл. III.1)	2,15 4,42	- 4,42	- 4,42	- 4,42
Коэффициент, учитывающий масштабный фактор	-	K_d	([2], рис. III.5)	0,52	0,52	0,52	0,52
Коэффициент, учитывающий состояние поверхности	-	K_f	([2], рис. III.6)	1,15	1,15	1,15	1,15
Коэффициент упрочнения от обкатки роликами	-	K_v	([2], табл. III.2)	2,2	2,2	2,2	2,2
Коэффициент снижения предела выносливости: При изгибе При кручении	-	K_H K_K	(2.2.3.8) (2.2.3.9)	- 4	- 4	5,5 4	12,1 4

Окончание таблицы 3

Параметр	Единица измерения	Обозначение	Способ определения	Результаты расчета для сечений вала			
				Д-Д	В-В	С-С	Б-Б
				Предел выносливости стали марки 34ХН1М при:	МПа		
Изгибе		σ_{-1}	(2.2.3.10)	367	367	367	367
Кручении		τ_{-1}	(2.2.3.11)	211	211	211	211
Коэффициент эквивалентности:	-						
При изгибе		K_{σ}	([2], табл. 2П)	0,5	0,5	0,5	0,5
При кручении		K_{τ}		0,5	0,5	0,5	0,5
Коэффициент чувствительности к асимметрии цикла при:	-						
Изгибе		ψ_{σ}	([2], табл. III.5)	0,1	0,1	0,1	0,1
Кручении		ψ_{τ}		0,05	0,05	0,05	0,05
Запас прочности по переменным напряжениям:	-						
При изгибе		n_{σ}	(2.2.3.12)	-	-	2,44	2,29
При кручении		n_{τ}	(2.2.3.13)	4,05	3,87	4,41	9,62

2.6 Расчет мощности и выбор электродвигателя буровой лебедки

Режим работы электродвигателей буровой лебедки в процессе подъемных операций является повторно-кратковременным, так как после каждого подъема колонны на одну свечу выполняются вспомогательные операции - отвинчивание, перенос и установка свечи и опускание незагруженного элеватора. Время подъема колонны на одну свечу называют рабочим периодом двигателя t_p .

Во время вспомогательных операций t_b двигатель лебедки, либо отключается от сети, либо работает с небольшой нагрузкой.

Для выполнения подъемных операций электродвигатель лебедки должен обеспечивать подъем максимально возможного груза на крюке. Максимальную ввозную нагрузку на крюке от массы всей колонны бурильных труб называют номинальной грузоподъемностью буровой установки и обозначают Q_n . При этом мощность электродвигателя в кВт, необходимая для подъема колонны весом Q_n в кН со скоростью V в м/с, можно определить по формуле

$$P_{\text{под}} = \frac{Q_n * V}{\eta}, \quad (52)$$

где - к.п.д. подъемной системы от вала электродвигателя до крюка;

V - установившаяся скорость подъема при номинальной нагрузке.

Если выбрать номинальную мощность двигателя P_n по формуле, т.е. $P_n = P_{\text{под}}$, то в рабочие периоды при $Q=Q_n$ двигатель будет нагружен до номинальной мощности.

Однако при $Q < Q_n$ или при выполнении вспомогательных операций двигатель будет недогружен.

При этом средняя нагрузка на двигатель будет значительно ниже номинальной мощности электродвигателя, и двигатель будет недоиспользован по мощности.

Для полного использования мощности электродвигателя в процессе подъемных операций необходимо учесть повторно-кратковременный характер нагрузки на крюке. Для этого вычисляют эффективную (среднеквадратичную) мощность нагрузки по выражению.

$$P_{\text{ЭКВ}} = \frac{c \cdot Q_{\text{H}} \cdot U}{\eta_{\text{мех}}} \frac{t_{\text{п}}}{t_{\text{п}} + \beta \cdot t_{\text{в}}}, \quad (53)$$

где c - коэффициент, учитывающий уменьшение веса труб при подъеме (0,9)

$\eta_{\text{мех}}$ - механический к.п.д. передачи от двигателя до крюка (0,70,75);

$t_{\text{п}}$ - время подъема 1 свечи, сек;

$t_{\text{в}}$ - время вспомогательной операции за цикл подъема полной свечи $t_{\text{в}} = 40$ с, если имеется АСП, без АСП $t_{\text{в}} = 100$ с. - коэффициент, учитывающий ухудшения условий охлаждения двигателя при его остановках (0,5).

Если двигатель имеет принудительное охлаждение или вращается во время цикла, а включение нагрузки осуществляется муфтами, то $\beta = 1$.

Выбранный двигатель должен удовлетворять условию $P_{\text{ЭКВ}} < P_{\text{н}}$.

На буровой установке БУ-2500ЭУ применяется буровая лебедка типа БУ-125Э.

Выбираем электродвигатель для приведения ее в движение.

Предварительно рассчитаем мощность двигателя по формуле

$$P_{\text{дл}} = \frac{Q_{\text{H}} \cdot U_{\text{КРО}}}{\eta_{\text{пу}} \lambda}. \quad (54)$$

$$P_{\text{дл}} = \frac{2000 \cdot 0,2}{0,7 \cdot 1,25} = 457 \text{ кВт.}$$

Из условия $P_{\text{дл}} < P_{\text{н}}$, выбираем двигатель переменного тока ВАО2-560S, $P_{\text{н}} = 500$ кВт, $U_{\text{н}} = 6$ кВ, $\eta = 93$ %, Делаем проверку выбранного двигателя методом эквивалентной мощности:

Зная длину свечи и скорости подъема, определяем время подъема на высоту одной свечи

$$l = 25 \text{ м}$$

$$t_{\text{п}} = l / V_{\text{про}}; \quad (2.4)$$

$$t_{\text{п}} = 25 / 0,2 = 125 \text{ с}$$

Так как буровая установка БУ-2500ЭУ не снабжена механизмами АСП, то $t_{\text{в}} = 100$ с.

$$P_{\text{ЭКВ}} = \frac{0,9 \cdot 200 \cdot U}{0,72} \frac{125}{125 + 0,5 \cdot 40} = 425 \text{ кВт}$$

Выбранный двигатель удовлетворяет условию $P_{\text{ЭКВ}} < P_{\text{н}}$, $425 \text{ кВт} < 500 \text{ кВт}$.

Исходя из вышеописанного выбираем асинхронный двигатель серии ВАО2-560S. Основные характеристики приведены в табл. 1:

Таблица 4 – Основные характеристики двигателя ВАО2-560S

Номинальная мощность, кВт	500
Номинальная частота вращения, об/мин	1485
Коэффициент полезного действия, %	95,0
Коэффициент мощности	0,89
Напряжение, кВ	6
Номинальный момент, Нм	1613
Индекс механической характеристики	V
Отношение пускового момента к номинальному моменту	1,2
Отношение пускового тока к номинальному току	6,0
Отношение максимального момента к номинальному моменту	2,5
Динамический момент инерции ротора, кг*м ²	3,97

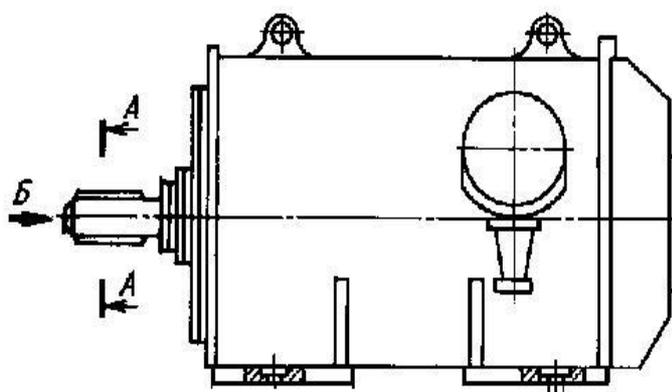


Рисунок 6 – Двигатель серии ВАО2

Система охлаждения двигателей является комбинацией способов IC014 и IC041. Охлаждение двигателей осуществляется центробежным вентилятором, расположенным на валу двигателя со стороны противоположной приводе, обдувающим ребристую станину и вентиляционными лопатками ротора, всасывающими воздух через нижнюю часть отверстий в подшипниковых щитах. Воздух омывает лобовые части обмотки и выбрасывается через отверстия в верхней части щитов.

Для защиты двигателей в аварийных режимах, следствием которых может быть нагрев обмотки до недопустимой температуры, по заказу потребителя двигатель может быть укомплектован встроенными температурными датчиками. В

качестве датчиков используются полупроводниковые терморезисторы с положительным температурным коэффициентом - позисторы. Датчики встраиваются в лобовые части обмотки статора со стороны противоположной вентилятору наружного обдува по одному в каждую фазу, соединяются последовательно, концы цепи датчиков выводятся на специальные клеммы в коробке выводов. К этим клеммам подключают реле или иной аппарат, реагирующий на сигнал датчиков. Датчики реагируют только на температуру, их действие не зависит от причин возникновения опасного нагрева. Поэтому такая система обеспечивает защиту двигателя как в режимах с медленным нагреванием (перегрузка, работа на двух фазах), так и в режимах с быстрым нагреванием (заклинивание ротора, выход из строя подшипников и другое).

При автоматическом пуске двигателя на рисунке 7 рукоятка командоаппарата SA устанавливается в одном из крайних положений (вправо или влево). При постановке рукоятки командоаппарата в крайнее правое положение (позиция 6) замыкаются контакты SA-1, SA-3, SA-4, SA-5, SA-6, SA-7 и размыкается контакт SA-0.

При замыкании контакта SA-1 ток, протекающий через катушку контактора KM1 (по цепи: QS2-FU1-KU1-SA-1-KM2.2-KM1-KU2-FU2-QS2), вызывает его срабатывание и замыкание линейных (силовых) контактов KM1.1, приводящих к подаче напряжения на статор двигателя M, который начинает вращаться согласно искусственной механической характеристике с добавочными резисторами $R_{д1}+R_{д2}+R_{д3}+R_{д4}+R_{д5}$. Одновременно с этим размыкается блок-контакт KM1.2, обеспечивающий электрическую блокировку, замыкаются блок-контакты KM1.3, шунтирующий контакт KU2, и KM1.4, KM1.5. При замыкании блок-контакта KM1.4 ток протекает через катушку реле дуговой блокировки KU2, приводит к его срабатыванию и размыканию контакта KU2. Замыканием блок-контакта KM1.5 осуществляется подготовка цепи питания катушки контактора ускорения KM3. Пуск двигателя сопровождается броском пускового тока, вызывающего срабатывание реле тока KA3 и размыкание его контакта KA3 в цепи контактора ускорения KM3, не позволяющего включению контактора ускорения KM3. Увеличение скорости

двигателя приводит к снижению тока. Как только ток достигнет значения $I=303$ А, соответствующего моменту переключения М2, якорь реле тока КА3 отпадает, а его контакт КА3 в цепи контактора ускорения КМ3 замыкается. Это приводит к срабатыванию контактора ускорения КМ3 и к замыканию его главных контактов КМ3.1, шунтирующих первую ступень пускового резистора $R_{д1}$ и к переводу двигателя на новую искусственную механическую характеристику с добавочными резисторами $R_{д2}+R_{д3}+R_{д4}+R_{д5}$. Одновременно с этим замыкается блок-контакт КМ3.2, подготавливающий цепь питания катушки контактора ускорения КМ4. Переход двигателя на новую искусственную механическую характеристику вновь сопровождается броском тока, приводящим к срабатыванию реле тока КА4. Разомкнувшийся его контакт КА4 не приводит к срабатыванию контактора ускорения КМ4. Увеличение скорости двигателя сопровождается снижением тока. Как только ток достигнет значения $I=303$ А, соответствующего моменту переключения М2, якорь реле тока КА4 отпадает, а его контакт КА4 в цепи контактора ускорения КМ4 замыкается. Это приводит к срабатыванию контактора ускорения КМ4 и к замыканию его главных контактов КМ4.1, шунтирующих вторую ступень пускового резистора $R_{д2}$, и к переходу двигателя на новую искусственную механическую характеристику с добавочным сопротивлением $R_{д3}+R_{д4}+R_{д5}$. Одновременно с этим замыкается блок-контакт КМ4.2, подготавливающий цепь питания катушки контактора ускорения КМ5. Переход двигателя на новую искусственную механическую характеристику сопровождается броском тока, приводящим к срабатыванию реле тока КА5. Размыкается его контакт КА5, что предотвращает срабатывание контактора ускорения КМ5. Увеличение скорости двигателя приводит к снижению тока. Как только ток достигнет значения $I=303$ А, соответствующего моменту переключения М2, якорь реле тока КА5 отпадает, а его контакт КА5 в цепи контактора ускорения КМ5 замыкается. Это приводит к срабатыванию контактора ускорения КМ5 и к замыканию его главных контактов КМ5.1, шунтирующих третью ступень пускового резистора $R_{д3}$, и к переходу двигателя на новую искусственную механическую характеристику с добавочным сопротивлением $R_{д4}+R_{д5}$. Одновременно с этим замыкается блок-контакт КМ5.2,

подготавливающий цепь питания катушки контактора ускорения КМ6. Переход двигателя на новую искусственную механическую характеристику сопровождается броском тока, приводящим к срабатыванию реле тока КА6. Разомкнувшийся его контакт КА6 не приводит к срабатыванию контактора ускорения КМ6. Увеличение скорости двигателя сопровождается снижением тока. Как только ток достигнет значения $I=303$ А, соответствующего моменту переключения М2, якорь реле тока КА6 отпадает, а его контакт КА6 в цепи контактора ускорения КМ6 замыкается. Это приводит к срабатыванию контактора КМ6 и к замыканию его главных контактов КМ6.1, шунтирующих четвертую ступень пускового резистора Рд4, и к переходу двигателя на новую искусственную механическую характеристику с добавочным сопротивлением Рд5. Одновременно с этим замыкается блок-контакт КМ6.2, подготавливающий цепь питания катушки контактора ускорения КМ7. Переход двигателя на новую искусственную механическую характеристику сопровождается броском тока, приводящим к срабатыванию реле тока КА7. Размыкается его контакт КА7, что предотвращает срабатывание контактора ускорения КМ7. Увеличение скорости двигателя приводит к снижению тока. Как только ток достигнет значения $I=303$ А, соответствующего моменту переключения М2, якорь реле тока КА7 отпадает, а его контакт КА7 в цепи контактора ускорения КМ7 замыкается. Это приводит к срабатыванию контактора КМ7 и к замыканию его главных контактов КМ7.1, шунтирующих пятую ступень пускового резистора Рд5. И двигатель начинает работать на естественной характеристике.

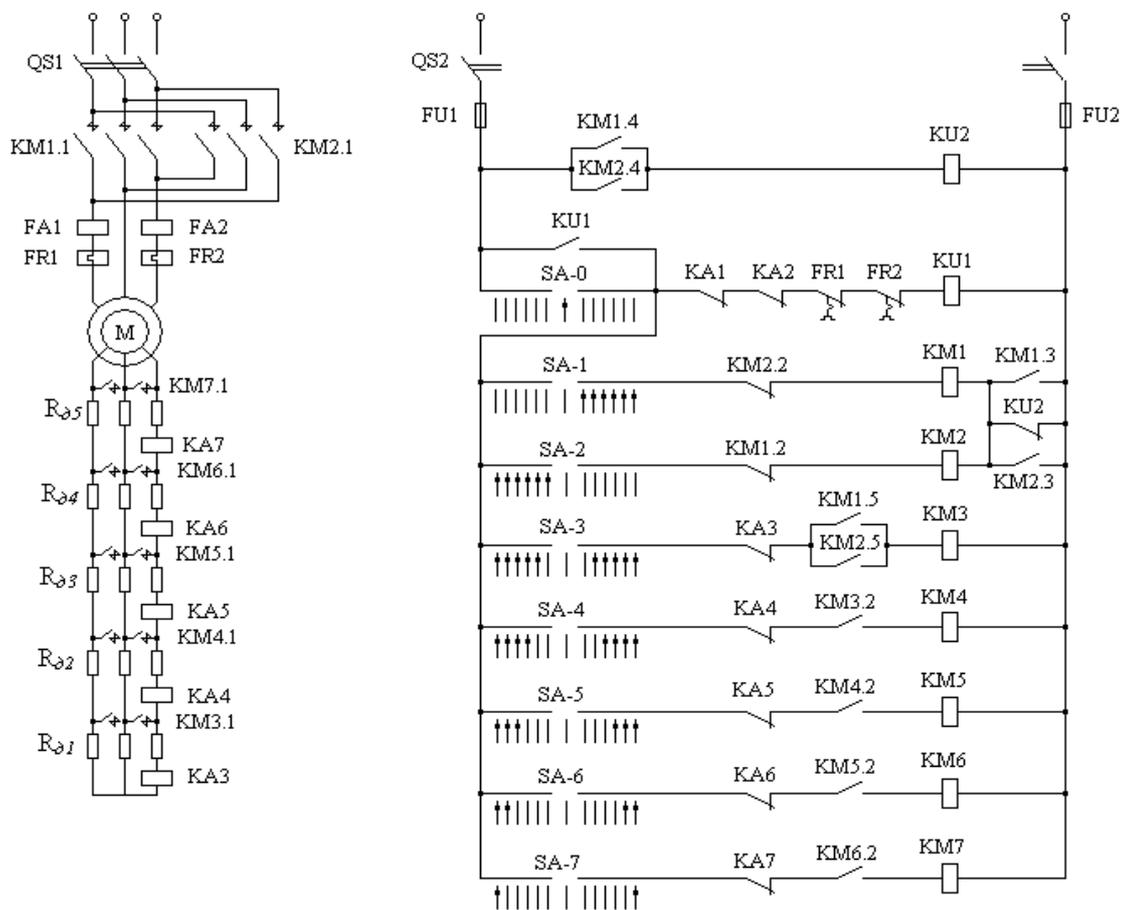


Рисунок 7 – Принципиальная реверсивная схема управления асинхронным двигателем с фазным ротором и командоаппаратом.

2.7 Выбор типа электропривода и схемы управления им

Привод буровой лебедки рисунок 8 состоит из электродвигателя 1 с фазным ротором и цилиндрического редуктора 3. Плавность пуска обеспечивается включением в цепь ротора электродвигателей пускового реостата из 12 ступеней. С целью удобства транспортирования сборочных единиц по выработкам двигатель и редуктор не имеют общей рамы, а монтируются каждый самостоятельно на общем фундаменте. Вал двигателя через упругую втулочно-пальцевую муфту 2 передает вращающий момент на один из концов быстроходного вала редуктора. На противоположном конце быстроходного вала редуктора устанавливается тормозной шкив, на котором монтируется колодочный тормоз 4 типа ТКТГ-500. Тормоз служит для торможения буровой установки при ее остановках. Передаточное отношение двухступенчатого цилиндрического редуктора Ц2Ш $U = 20,5$ при частоте вращения

ротора двигателя $n = 985$ мин-1 обеспечивает движение буровой колонны со скоростью $V = 3,15$ м/с. Первая (быстроходная) ступень передачи редуктора выполнена косозубой двухпоточной. Направление наклона зубьев быстроходной вал-шестерни выполнено встречным с целью компенсации осевых реакций в зубчатом зацеплении. На промежуточном валу посередине между косозубыми зубчатыми колесами первой ступени расположена ведущая шестерня тихоходной (второй) ступени. На верхней половине корпуса редуктора имеются две крышки, в одной из которых завернут маслоуказательный щуп 6, а в другой маслозаливная пробка 7. На выходном (тихоходном) валу редуктора через шпонку посажена ступица зубчатой муфты 5 промежуточного вала.

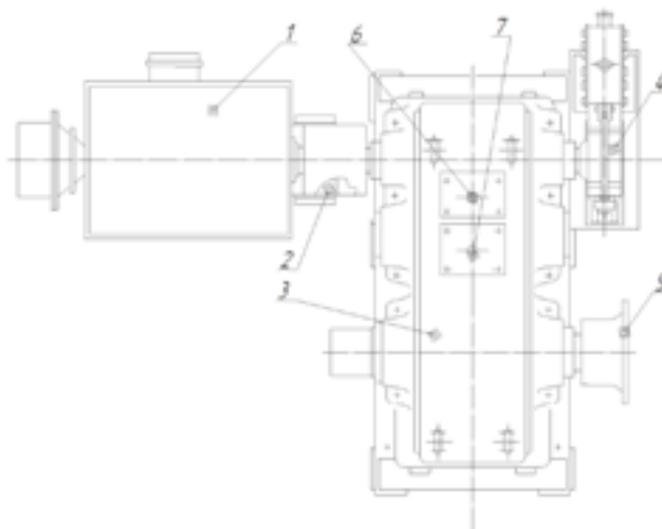


Рисунок 8 – Привод буровой лебедки

Целью автоматизации является повышение эффективности и безопасности работы буровых установок. В существующих системах используется фазовое управление подаваемого напряжения, реализуемое тиристорным преобразователем. Но при фазовом регулировании на выходе преобразователя получается напряжение плохого качества, при котором пуск характеризуется наличием переходных процессов, как в электроприводе, так и в механической части конструкции. Переходные процессы сопровождаются резкими изменениями различных параметров состояния во времени, в том числе и усилие. При этом значение данной переменной могут меняться в значительной степени, выходя за пределы допустимых

или даже критических. Перегрузки при пуске могут привести к опасному снижению запаса прочности привода. Поэтому, анализируя вышеперечисленное, можно сделать вывод что проблема плавного пуска очень актуальна на сегодняшний день. Это означает, что существует необходимость в поиске альтернативных средств управления напряжением питания асинхронных двигателей (АД) с короткозамкнутым ротором. Одной из таких альтернатив является замена принципа фазового регулирования - широтно-импульсным регулированием напряжения. В соответствии с этим принципом силовые ключи между источником питания и нагрузкой коммутируются с высокой частотой на протяжении периода напряжения питания. Управляемая величина - длительность включенного состояния силового ключа при постоянном значении несущей частоты. Среднее значение выходного напряжения за период несущей частоты определяется скважностью импульсов управления силовым ключом, а также мгновенными значениями напряжения питания. Реализация этого способа возможна при использовании транзисторов с изолированным затвором (IGBT), которые характеризуются высокими энергетическими и динамическими показателями.

С точки зрения обеспечения требований, предъявляемых к приводу буровых установок, этот привод имеет недостатки. К недостаткам электропривода с асинхронным короткозамкнутым электродвигателем следует отнести резкое увеличение пускового момента и, следовательно, возможность появления высоких натяжений в конвейерной ленте и пробуксовки на приводных барабанах.

Значительного улучшения рабочих характеристик электропривода достигают включением в схему привода специальных пусковых устройств:

Пусковые гидромуфты замкнутого типа, обеспечивающие плавный пуск и необходимое распределение нагрузки между двигателями многодвигательных приводных станций. Гидромуфты имеют серьезные недостатки, т.к. механическая характеристика гидромуфты не позволяет осуществить разгон тягового органа с необходимой интенсивностью; срабатывание защиты вызывает опасность для обслуживающего персонала и простой конвейера, обусловленный временем на повторную заливку в неё эмульсии, установку новой плавкой пробки.

Электромагнитная муфта скольжения. К недостаткам электромагнитных муфт скольжения относится следующее: в процессе разгона вихревые токи, возникающие в якоре муфты, вызывают ее сильный нагрев, что требует, особенно при большой мощности привода, довольно сложной системы охлаждения муфты; индуктор, к которому подводится постоянный ток через кольца, должен быть во взрывобезопасном исполнении, чтобы отвечать условиям работы во взрывоопасной атмосфере; электропривод с электромагнитной муфтой скольжения и короткозамкнутым асинхронным двигателем требует два вида тока - переменного и постоянного, что также усложняет систему питания привода. Поэтому по указанным причинам работы в области создания электромагнитных муфт скольжения для буровых вышек в настоящее время не получают развития.

Электродвигатели с фазным ротором. Обеспечение плавного пуска в таких электроприводах осуществляется введением сопротивления в роторную цепь электродвигателя. В качестве сопротивления используют металлический ступенчатый реостат или бесступенчатый - жидкостный. Жидкостные реостаты выпускаются на широкий диапазон мощностей и изготавливаются во взрывобезопасном исполнении, что позволяет использовать приводы этого типа в угольных шахтах. Не менее широкое распространение получил привод с электродвигателем с фазовым ротором и металлическим реостатом, включенным в цепь ротора. Введение сопротивлений осуществляют при помощи электромагнитных контакторов. Существуют также приводы с двигателями с фазовым ротором, в цепь которого включены неуправляемые индукционные реостаты. Применение данного метода имеет ряд таких недостатков, как изнашивание контактных колец, большие потери на регулировочном сопротивлении, уменьшение жесткости характеристик с ростом сопротивления, большая стоимость относительно двигателя с КЗ ротором.

Электропривод переменного тока на базе асинхронного двигателя с фазным ротором по системе асинхронного вентильного каскада (АВК). Недостатки данной схемы - дороговизна реализации и сопутствующие недостатки двигателя с фазным ротором.

Схема импульсного регулирования частоты вращения асинхронного двигателя

с фазным ротором. Регулирование жесткости механической характеристики в данной схеме производится изменением сопротивления в цепи выпрямленного тока импульсным методом. В электроприводе с асинхронным короткозамкнутым двигателем импульсное регулирование тока возможно лишь в статорной цепи. Импульсный метод управления асинхронным двигателем является наиболее простым и легко реализуемым. Однако этот метод обладает рядом существенных недостатков. При таком способе регулирования имеет место непрерывное протекание переходных процессов и связанное с этим протекание по обмоткам двигателя свободных составляющих переходных токов, обуславливающих нагрев двигателя и появление знакопеременных ударных моментов, ухудшающих качество переходного процесса при пуске.

Частотное регулирование асинхронного двигателя с помощью преобразователя частоты (ПЧ). ПЧ обеспечивает плавное регулирование частоты в требуемом диапазоне. Основные недостатки ПЧ - это его дороговизна и большие габариты.

Параметрический метод управления асинхронным двигателем. При таком методе воздействуют на величину приложенного к приводному двигателю напряжения. Реализуется при пуске двигателя с короткозамкнутым ротором двумя основными методами:

Детерминированным фазированием, т. е. поочередным включением статорных обмоток двигателя на сеть в моменты времени, соответствующие определенной фазе питающего напряжения, что исключает появление апериодических составляющих пускового тока и позволяет получить динамическую механическую характеристику, близкую к статической.

Плавным увеличением по линейному или экспоненциальному закону напряжения, подводимого к двигателю. Полное время нарастания питающего напряжения при этом должно быть не менее времени затухания апериодической составляющей тока.

Обзор и анализ систем электропривода и структур управления электроприводами

Для обеспечения требований предъявляемых к приводу необходимо провести

анализ систем управления электроприводов. Рассмотрим системы электроприводов на базе асинхронного двигателя и двигателя постоянного тока.

Асинхронный электропривод нашел применение почти во всех областях современной промышленности, где не требуется регулировать скорость вращения вала двигателя. В силу своей простоты и надежности намного дешевле остальных типов приводов. Основная сложность внедрения асинхронного электропривода заключается в невозможности регулировать скорость вала в широком диапазоне скоростей в тех механизмах, где это необходимо. Существует три способа регулирования скорости вала асинхронного двигателя:

- изменением величины питающего напряжения;
- введением регулировочных реостатов для асинхронного двигателя с фазным ротором;
- использование преобразователей частоты (ПЧ).

Первые два способа не удовлетворяют требованиям, предъявляемым к электроприводу маневровых лебедок. В настоящее время широко внедряется способ регулирования частоты вращения вала двигателя, путем изменения частоты питающего напряжения на обмотках статора машины (система электропривода - ПЧ-АД). Данная система электропривода позволяет выполнить все требования предъявляемые к электроприводу. В связи с тем, что нет необходимости поддерживать скорость на валу двигателя с большой точностью, возможно применение ПЧ со скалярным законом управления.

Для обоснования выбора системы электропривода проведем сравнительный анализ двух систем электроприводов (ПЧ-АД и ТП-Д) по различным критериям:

По конструктивному исполнению:

ТП-Д: конструкция двигателя значительно сложнее, большой расход меди, необходимо постоянно прочищать коллектор двигателя, возможен круговой огонь при перегрузках. Как следствие большие затраты на эксплуатацию.

ПЧ-АД: лишен всех предыдущих недостатков, но обладает большим моментом при разгоне и более мягкой механической характеристикой.

Существенный недостаток - сложность в управлении.

По коэффициенту полезного действия:

ТП-Д: коэффициент полезного действия:

выпрямителя составит $\eta_{\text{мост}} = 0,99$;

двигателя постоянного тока: $\eta_{\text{ДПТ}} = 0,845$;

привода;

$$\eta_{\text{привода}} = \eta_{\text{мост}} * \eta_{\text{ДПТ}} = 0,837. \quad (55)$$

ПЧ-АД: коэффициент полезного действия:

двухзвенного преобразователя

$$\eta_{\text{преобр}} = 0,965 - 0,985. \quad (56)$$

асинхронного двигателя: $\eta_{\text{АД}} = 0,91$.

$$\eta_{\text{привода}} = \eta_{\text{преобр}} \cdot \eta_{\text{АД}} = (0,965 - 0,985) \cdot 0,91 = 0,878 - 0,896. \quad (57)$$

По влиянию на питающую сеть:

ТП-Д: в начале пуска имеет место значительный рост реактивной мощности, который может превышать значения в 3-4 раза больше мощности двигателя. При статической работе двигатель вносит искажения в питающую сеть. Коэффициент мощности меньше 1 и может достигать значений до 0,2.

ПЧ-АД: Наводит в питающей сети гармоники. Коэффициент мощности около единицы.

По стоимости привода:

Стоимость непосредственно самого преобразователя напряжения сети, как в системе ТП-Д, так и в системе ПЧ-АД находится в одной ценовой категории. Для сравнения систем электроприводов будем использовать стоимость электрических машин.

Рассмотрим характеристики основных типов ПЧ.

а) НПЧ;

НПЧ предназначен для преобразования высокой частоты в низкую и состоит из 18 тиристоров, объединенных во встречно-параллельные группы. В основе преобразователя лежит трехфазная нулевая схема выпрямления; каждая фаза преобразователя состоит из двух таких встречно включенных выпрямителей.

НПЧ различают с раздельным и совместным управлением.

При раздельном управлении управляющие импульсы должны подаваться на тиристоры одной из вентильных групп в соответствии с направлением тока в нагрузке. Для обеспечения раздельной работы применяется специальное логическое устройство, исключающее возможность прохождения тока в одной группе в то время, когда ток проходит в другой группе.

В преобразователях с совместной работой вентильных групп необходимо включение дополнительных реакторов, ограничивающих уравнивающий ток между вентилями каждой группы, а углы управления положительной и отрицательной групп изменяются по определенному закону, исключающему появление постоянной составляющей уравнивающего тока. Преобразователи с совместным управлением работой вентильных групп обладают большой установленной мощностью силовых элементов.

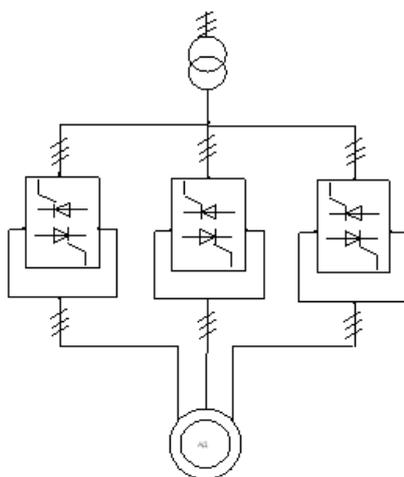


Рисунок 9 – ПЧ с непосредственной связью

Для получения выходного напряжения, близкого по форме к синусоидальному, необходимо изменять угол включения вентилей таким образом, чтобы среднее за полупериод питающей сети значение напряжения изменялось в течение полупериода выходного напряжения по синусоидальному закону. Регулирование частоты и напряжения на выходе преобразователя достигается изменением угла включения вентилей.

К достоинствам этого типа преобразователей можно отнести:

- однократное преобразование энергии и, следовательно, высокий КПД (около 0,97-0,98);
- возможность независимого регулирования амплитуды напряжения на выходе от частоты;
- свободный обмен реактивной и активной энергией из сети к двигателю и обратно
- отсутствие коммутирующих конденсаторов, так как коммутация тиристоров производится естественным путем (напряжением сети).

К недостаткам рассмотренного ПЧ относятся:

- ограниченное регулирование выходной частоты (от 0 до 40 % частоты сети);
- сравнительно большое число силовых вентилей и сложная схема управления ими;
- невысокий коэффициент мощности - максимальное значение на входе преобразователя около 0,8.

б) ПЧ со звеном постоянного тока;

Наиболее широкое применение в современных частотно регулируемых приводах находят преобразователи с явно выраженным звеном постоянного тока. В преобразователях этого класса используется двойное преобразование электрической энергии: входное синусоидальное напряжение с постоянной амплитудой и частотой выпрямляется в выпрямителе (УВ), фильтруется фильтром (С), сглаживается, а затем вновь преобразуется инвертором (И) в переменное напряжение изменяемой частоты и амплитуды. Двойное преобразование энергии приводит к снижению к.п.д. и к некоторому ухудшению массогабаритных показателей по отношению к преобразователям с непосредственной связью рисунок 9.

Преобразователь с промежуточным звеном постоянного тока рисунок 10, позволяет регулировать частоту как вверх, так и вниз от частоты питающей сети; он отличается высоким КПД (около 0,96), значительным быстродействием, сравнительно малыми габаритами и надежностью.

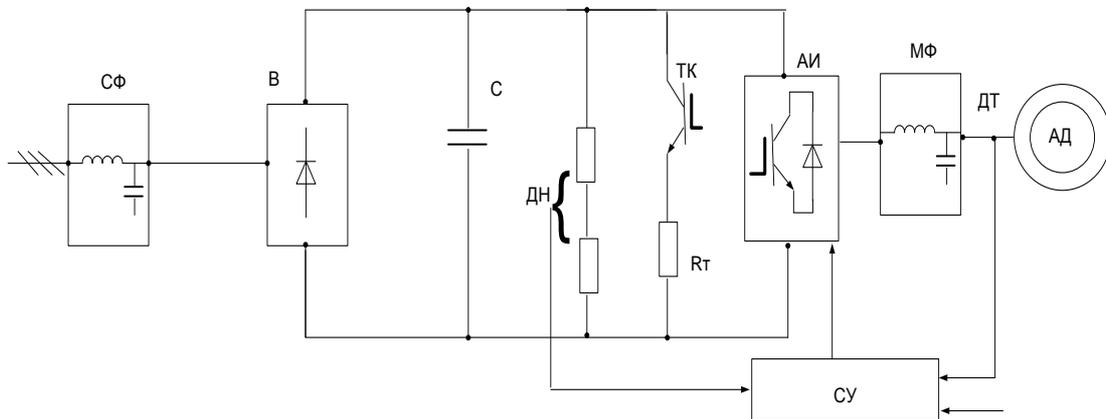


Рисунок 10 – Принципиальная схема ПЧ со звеном постоянного тока.

СФ - сетевой фильтр для отсеечения высших гармоник; В - выпрямитель, обычно не регулируемый (в ПЧ первого поколения) для регулирования напряжения в звене постоянного тока; ДН и ДТ - датчики напряжения и тока; ТК - тормозни ключ; АИ - автономный инвертор, обычно ШИМ.; МФ - мотор-фильтр, уменьшение высших гармоник на двигатель; СУ - система управления.

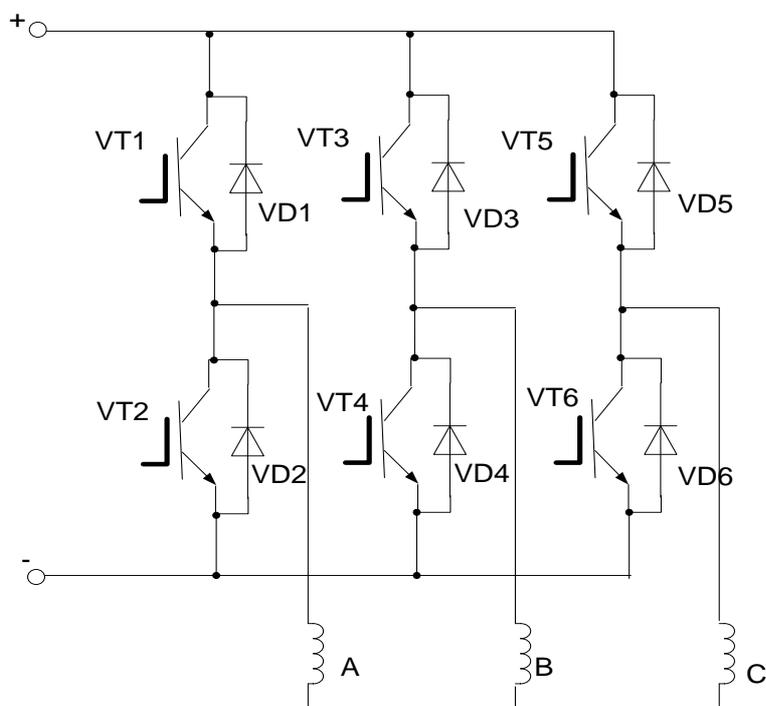


Рисунок 2.3 - Принципиальная схема АИ

В качестве запираемых ключем в АИ могут использоваться GTO тиристоры или IGBT транзисторы.

Тиристор является полупроводящим прибором: для его включения достаточно подать короткий импульс на управляющий вывод, но для выключения необходимо либо приложить к нему обратное напряжение, либо снизить

коммутируемый ток до нуля. Для этого в тиристорном преобразователе частоты требуется сложная и громоздкая система управления.

Биполярные транзисторы с изолированным затвором IGBT отличаются от тиристоров полной управляемостью, простой неэнергоёмкой системой управления, самой высокой рабочей частотой.

Вследствие этого преобразователи частоты на IGBT позволяют расширить диапазон управления скоростью вращения двигателя, повысить быстродействие привода в целом.

Применение IGBT с более высокой частотой переключения в совокупности с микропроцессорной системой управления в преобразователях частоты снижает уровень высших гармоник, характерных для тиристорных преобразователей. Как следствие - меньшие добавочные потери в обмотках и магнитопроводе электродвигателя, уменьшение нагрева электрической машины, снижение пульсаций момента и исключение так называемого «шагания» ротора в области малых частот. Снижаются потери в трансформаторах, конденсаторных батареях, увеличивается их срок службы и изоляции проводов, уменьшаются количество ложных срабатываний устройств защиты и погрешности индукционных измерительных приборов.

Изменением периода подачи управляющих импульсов на силовые ключи достигается изменение частоты напряжения подаваемого на двигатель.

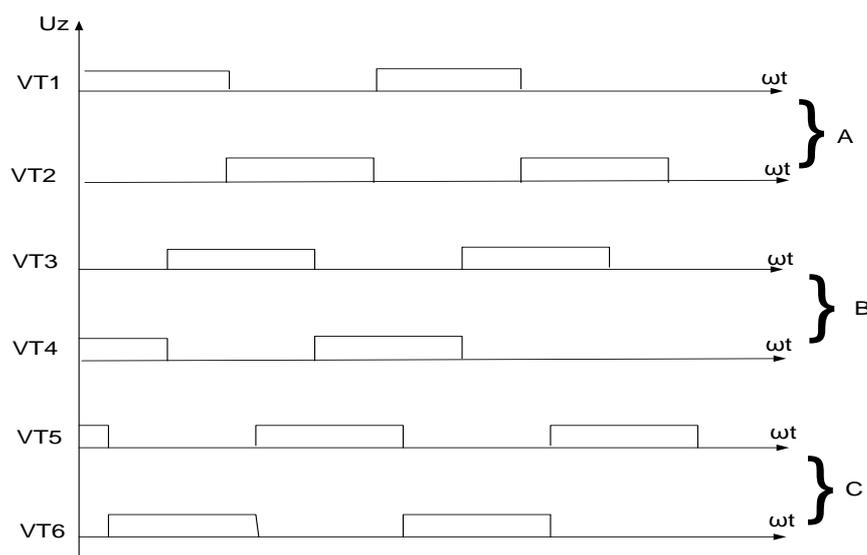


Рисунок 11 – Алгоритм подачи импульсов на транзисторы

При таком алгоритме в любой момент времени работают три силовых ключа (VT1, VT4, VT6)

Для работы двигателя необходимо с изменением частоты изменять и напряжение. Для этого его изменяют в звене постоянного тока либо используют ШИМ. При выборе соотношений между частотой и напряжением чаще всего исходят из условий сохранения перегрузочной способности.

Выбор преобразователя частоты производят исходя из условий:

$$I_{\text{вых.пч}} \geq I_{1н}; U_{\text{вых.пч}} \geq U_{1н}. \quad (58)$$

2.8 Выбор силового преобразователя и построение механических характеристик в разомкнутой системе, оценка диапазона регулирования скорости

В настоящем разделе рассматриваются настройки контуров регулирования и расчет динамических характеристик в системе регулирования скорости при векторном управлении асинхронным двигателем. Чтобы оперировать с цифрами, фигурирующими в каталожных данных машины, структурная схема представлена в эффективных значениях переменных.

Схема построена с использованием математического описания ненасыщенного асинхронного двигателя во вращающейся системе координат. Преобразователь характеризуется коэффициентом передачи по напряжению и чистым запаздыванием на время τ , равное периоду ШИМ инвертора. Считается, что токи i_{1A} , i_{1B} , i_{1C} , а следовательно, и $i_{1\alpha}$ и $i_{1\beta}$, измеряются безынерционными датчиками тока с некоторым коэффициентом кд.т. Считается также, что величины $\hat{M}_д и \hat{\psi}_д$, определяемые в модели потока, точно воспроизводят электромагнитный момент двигателя МД и потокосцепление ротора ψ_2 в масштабах, характеризующихся коэффициентами обратных связей по моменту и потокосцеплению ротора КДМ и КДТ соответственно. Датчик скорости имеет коэффициент передачи КДС. Сигналы на выходах датчиков обозначены символом и с соответствующим индексом. Такие же обозначения применены к выходным сигналам регуляторов взамен приведенных

обозначений $\psi_2^*, i_{1\alpha}^*, i_{1\beta}^*, M_d^*$. Поскольку настройка контуров регулирования производится в линеаризованной системе при таком уровне воздействий, что выходные величины регуляторов не достигают значения ограничения, блоки ограничения на схеме не показаны. Опыт показывает, что стандартные настройки регуляторов, рассчитанные по линеаризованному описанию системы, обеспечивают удовлетворительную динамику системы, построенной по принципам подчиненного регулирования, и при ограничении выходных переменных регуляторов.

Настройка токовых контуров. Настройка производится без учета влияния перекрестных связей. Передаточная функция разомкнутого контура тока статора по оси β записывается в виде

$$W_{i\beta} \Phi \equiv W_{p.T\beta} \left(\frac{k_{\Pi} e^{-\tau} k_{д.т}}{R_1 \sigma T_1 p + 1} \right) \quad (59)$$

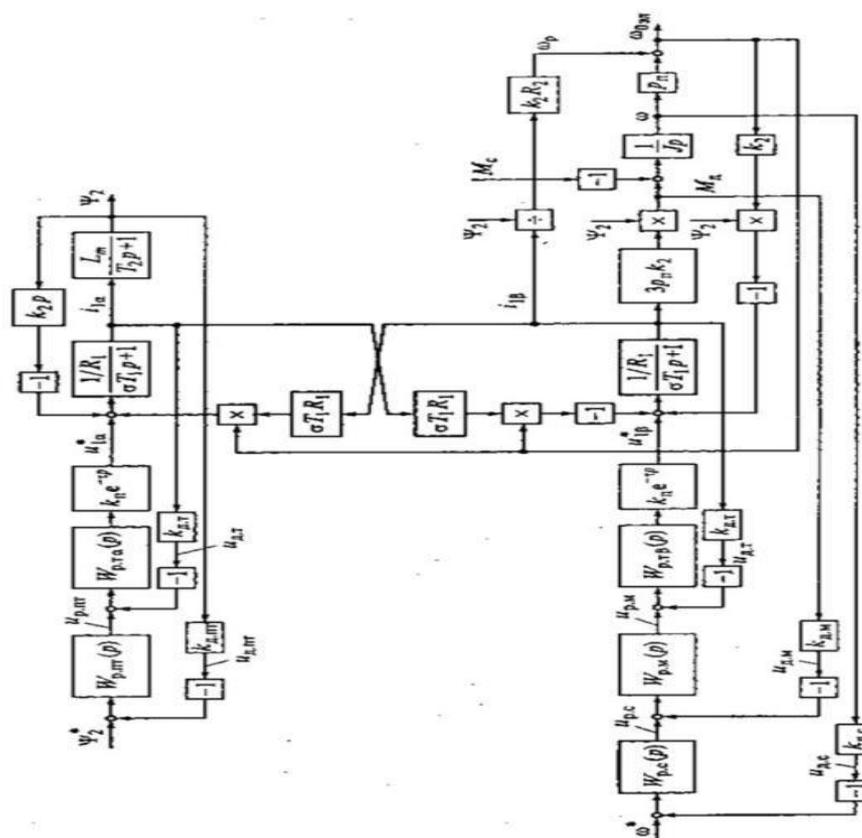


Рисунок 12 - Структурная схема системы регулирования скорости управления асинхронным двигателем в эффективных (действующих) значениях переменных.

При частоте ШИМ, равной $f_{ШИМ}$, значение чистого запаздывания составляет $\tau = 1/f_{ШИМ}$. В зоне частот, где $\omega \leq \tau^{-1}$, фазовая частотная характеристика звена чистого запаздывания близка к фазовой частотной характеристике апериодического звена с постоянной времени τ . На этом основании при расчете параметров регулятора тока можно принять малую постоянную времени равной времени чистого запаздывания $T_{\mu I} = \tau$ и для настройки контура на ОМ применить ПИ регулятор с параметрами:

$$\beta_p = \beta_{p.T} = \frac{\sigma T_1 R_1}{2 T_{\mu I} k_{\Pi} k_{д.т}}; \tau_{p.T} = \sigma T_1, \quad (60)$$

где $\beta_{p.T}$ - динамический коэффициент регулятора тока.

При рассмотрении контура тока $i_{1\alpha}$ должна быть учтена обратная связь по производной от потокосцепления ротора. Перенеся вход обратной связи на выход звена $1/R_1 \sigma T_1 p + 1$ получим передаточную функцию объекта контура в виде.

$$W_{oi} \Phi \approx \frac{T_2 p + 1}{R_1 [T_1 T_2 p^2 + \sigma T_1 + T_2 + k_2 L_m / R_1] p + 1} \quad (61)$$

Поскольку обычно $T_2 \gg \sigma T_1$ можно и в контуре тока $i_{1\alpha}$ применить ПИ регулятор с параметрами такими же, как в контуре тока $i_{1\beta}$.

Настройка контура регулирования потокосцепления ротора. Для расчета параметров регулятора в контуре, содержащем подчиненный замкнутый контур (в рассматриваемом случае - контур тока статора по оси α , рекомендуется рассматривать его как апериодическое звено с эквивалентной малой постоянной времени, равной удвоенной малой постоянной времени подчиненного контура. Тогда передаточная функция объекта, по которой рассчитываются параметры регулятора потока, должна быть записана в виде.

$$W_{o\psi} \Phi \approx \frac{L_m k_{д.пт}}{k_{д.т}} \cdot \frac{1}{(T_{\mu\psi} p + 1)(T_2 p + 1)} \quad (62)$$

где $T_{\mu\psi}$ - малая постоянная времени при отсутствии запаздывания в определении потокосцепления ротора, $T_{\mu\psi} = T_{\text{экв}} = 2T_{\mu I}$ ($T_{\text{экв}}$ - эквивалентная малая постоянная времени токового контура; $T_{\mu I}$ - малая постоянная

времени контура тока).

Параметры ПИ регулятора потока должны быть следующим:

$$\beta_{p.ПТ} = \frac{T_2 k_{Д.Т}}{2T_{\mu\psi} L_m k_{Д.ПТ}}; \tau_{p.ПТ} = T_2, \quad (63)$$

где β - динамический коэффициент регулятора потокосцепления.

Настройка контура регулирования электромагнитного момента двигателя. Контур не содержит звена с большой постоянной времени. В предположении, что в двигателе установлено номинальное потокосцепление ротора $\Psi_{2н}$, передаточная функция объекта при расчете в амплитудных значениях имеет вид.

$$W_{0M} \Phi \approx \frac{3}{2} p_{П} k_2 \psi_{2н} k_{Д.М} \frac{1}{k_{Д.Т} (T_{\mu M} p + 1)} \quad (64)$$

Если расчет ведется в эффективных значениях, то коэффициент в этом выражении для момента надо принять равным трем:

$$W_{0M} \Phi \approx 3 p_{П} k_2 \psi_{2н} k_{Д.М} \frac{1}{k_{Д.Т} (T_{\mu M} p + 1)} \quad (65)$$

где $T_{\mu M}$ - малая постоянная времени контура регулирования момента.

В этих выражениях $1 / (k_{Д.Т} (T_{\mu M} p + 1))$ - передаточная функция аperiodического звена, которым при расчете параметров регулятора момента заменена передаточная функция замкнутого контура тока i/β при $T_{\mu M} = T_{I экв} = 2T_{\mu I}$.

Для настройки контура на ОМ регулятор должен быть интегрирующим с передаточной функцией.

$$W_{p.M} \Phi \approx \beta_{p.M} / p, \quad (66)$$

где $\beta_{p.M}$ - динамический коэффициент регулятора момента.

Если расчет выполняется в амплитудных значениях, то

$$\beta_{p.M} = 1 / (T_{\mu M} (k_2 / 2) p_{П} k_2 \psi_{2н} k_{Д.М}), \quad (67)$$

При расчете в эффективных значениях.

$$\beta_{p.M} = 1 / (T_{\mu M} 3 p_{П} k_2 \psi_{2н.эф} k_{Д.М}), \quad (68)$$

Настройка контура скорости. Настройка произведена на ОМ. Поскольку объект представляет собой интегрирующее звено, для настройки на ОМ надо

применить пропорциональный регулятор скорости с коэффициентом.

$$k_{p.c} = \frac{k_{д.м} J}{2T_{\mu\omega} k_{д.с}}. \quad (69)$$

При настройке на СО регулятор скорости должен быть пропорционально-интегральным. Его коэффициент рассчитывается по формуле $k_{p.c} = \frac{k_{д.м} J}{2T_{\mu\omega} k_{д.с}}$, т.е. $\beta_{p.c} = k_{p.c}$, а постоянная времени должна быть равна $\tau_{p.c} = 4T_{\mu\omega}$, ($T_{\mu\omega} = T_{Мэкв} = 2T_{\mu\omega}$).

Расчет выполнен в эффективных значениях переменных. Приняты следующие упрощения: коэффициент передачи преобразователя принят равным единице ($k_{п}=1$), равными единице без указания размерности приняты и коэффициенты обратных связей ($k_{д.Т}=1$; $k_{д.М}=1$; $k_{д.ПТ}=1$; $k_{д.с}=1$). Такое упрощение не повлияет на характер переходных процессов и скажется только на рассчитанных значениях коэффициентов регуляторов и установившихся значениях величин, так как передаточные функции разомкнутых контуров останутся при этом соответствующими стандартным настройкам. Результаты расчета параметров регуляторов при принятых допущениях сведены в таблицу.

Расчеты переходных процессов выполнены по структурной схеме в среде MATLAB Simulink.

Расчет параметров регуляторов:

1 Коэффициент усиления и постоянная времени ПИ регулятора тока при $f_{ШИМ}=4000\text{Гц}$ ($T_{\mu I}=2,5 \cdot 10^{-4}\text{с}$) $\sigma T_1=0,133 \cdot 0,0509=0,00677$

$$\beta_{p.T} = \frac{0,0067 \cdot 9,5}{2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot 1} = 128,6; \quad (70)$$

$\tau_{p.T}=0,00677\text{ с}$

$(\beta_{p.T}/\tau_{p.T})$ $T=18995$ $\text{с-1})$
--

2 Коэффициент усиления и постоянная времени ПИ регулятора потока при

$$\beta_{p.пт} = \frac{0,0844 \cdot 1}{2 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 0,447 \cdot 1} = 188,8 \quad (71)$$

$$T_{\mu\Psi} = 2T_{\mu I} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ с}$$

$$tr.пт = 0,0844 \text{ с}$$

($\beta_{p.пт}/\tau$
 $p.пт = 22$
 37 с^{-1})

3 Коэффициент усиления ПИ-регулятора момента при $\Psi_{2н.эф} = 0,599$ Вб и $T_{\mu M} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ с}$

$$\beta_{p.м} = \frac{1}{2 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 3 \cdot 2 \cdot 0,939 \cdot 0,599 \cdot 1} = 296,8 \text{ с}^{-1} \quad (72)$$

($tr.м = 0,$
 0034 с)

4	Коэффициент регулятора скорости при $T_{\mu\omega} = 2T_{\mu M} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ с}$	$k_{p.c} = 1 \cdot 0,026 / (1 \cdot 10^{-3} \cdot 1) = 13$
---	--	--

Значения переходных процессов в системе при внешних воздействиях на столько малы, что не приводят к ограничению выходных сигналов регуляторов момента и тока по поперечной оси ($i1\beta$). В момент времени $t = 0,01 \text{ с}$ через задатчик интенсивности, обеспечивающий плавное нарастание сигнала, на вход контура регулирования потока подается сигнал задания номинального потокосцепления ротора.

2.9 Выбор силового преобразователя

Очень важно сделать правильный выбор преобразователя. От него будет зависеть эффективность и ресурс работы преобразователя частоты и всего электропривода в целом. Так если мощность преобразователя будет слишком завышена, он не сможет в должной мере обеспечить защиту двигателя. С другой стороны, если мощность преобразователя мала, он не сможет обеспечить высокодинамичный режим работы и из-за перегрузок может выйти из строя.

При работе одного ПЧ с одним двигателем выбор ПЧ может производиться по следующим параметрам:

1. Паспортная мощность ПЧ [кВт] должна быть больше или равна паспортной мощности двигателя [кВт]. Причем, изготовители ПЧ всегда указывают, что этот критерий распространяется на двигатели с двумя парами полюсов ($2p=4$ и синхронная скорость вращения соответственно равна 1500 об/мин), работающих на нагрузку с постоянным моментом (транспортёр, конвейер), для преобразователей с перегрузочной способностью 150% и, - работающих на центробежные насосы и вентиляторы, для ПЧ с перегрузочной способностью 120%.

2. Номинальный длительный ток ПЧ должен быть больше (или равен) фактического длительного тока, потребляемого двигателем.

Для управления буровой лебедкой выбираем преобразователь частоты компании BARTEC с промежуточным контуром напряжения VSD-2x-630-0660/02-IP54.



Рисунок – 13 BARTEC с промежуточным контуром напряжения VSD-2x-630-0660/02-IP54.

Преимущества данного ПЧ:

Улучшенный алгоритм энергосбережения.

Расширенный ПИД-регулятор с функциями спящего режима, детектора, обрыва аналоговых сигналов, нижним и верхним ограничителями выхода ПИД-регулятора, аварии при выходе абсолютного значения или отклонения сигнала ОС из

заданного диапазона и т.д.

Нечувствительность к кратковременным провалам питания.

Автоподхват двигателя при любом направлении свободного вращения.

Функции переключения сеть/инвертер с возможностью автоматического переключения двигателя на сеть при срабатывании защиты инвертера.

Обнаружение низкого момента.

Функция прогрева/сушки двигателя.

Монитор аналогового входа.

Счетчик потребленной электроэнергии.

Модификации IP54 со встроенным фильтром ЭМС и дросселем звена постоянного тока.

Оценка срока службы конденсатора звена постоянного тока (расчетный срок службы увеличен до 10 лет) и суммарного времени работы инвертора.

Меню быстрой настройки.

3 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ НА БУРОВЫХ РАБОТАХ

Установлены требования, процедуры и условия ведения работ при проектировании, строительстве скважин, эксплуатации, реконструкции, консервации, ликвидации; разработке технологических процессов; подготовке и аттестации работников; организации производства и труда.

Скважина любой категории должна закладываться за пределами охранных зон линий электропередачи, магистральных нефтегазопроводов, водозаборных, других промышленных и гражданских объектов.

Основным документом на строительство скважины является рабочий проект, разработанный и утвержденный в соответствии с требованиями, регламентирующих порядок проектирования.

Работы по строительству скважины могут быть начаты при выполнении следующих условий:

- наличие проектно-сметной документации, разработанной и утвержденной в установленном порядке;
- наличие транспортных магистралей, дорог, обеспечивающих круглогодичное сообщение с базами материально-технического обеспечения и местами дислокации производственных служб организации;
- наличие согласования трасс транспортировки бурового оборудования;
- наличие акта выноса местоположения скважины на местность;
- заключение договоров на производство работ с подрядчиками (субподрядчиками), службами противofонтанной безопасности.

Пуск в работу буровой установки может быть произведен после полного завершения и проверки качества строительно-монтажных работ, обкатки оборудования при наличии укомплектованной буровой бригады по решению рабочей комиссии с участием представителя территориального органа Узгортехнадзора Узбекистана.

При выполнении специальных работ силами буровой т.п.) рабочие бригады должны пройти дополнительное обучение и получить допуски к самостоятельной работе.

На всех этапах строительства скважины должно быть обеспечено наличие и функционирование необходимых приборов, систем контроля за производственным процессом в соответствии требованиями рабочего проекта.

Контроль и надзор за ходом строительства скважин качеством выполнения работ, уровнем технологических процессов и операций, качеством используемых материалов и техничеки средств, соблюдением безопасных условий труда должны осуществляться организацией, пользователем недр (заказчиком), другим уполномоченными субъектами в соответствии с требованиями законодательных и нормативных актов, положений и инструкций, разработанных и утвержденных в установленном порядке.

Требования к строительным и вышкомонтажным работам

В случае расположения строящейся скважины на плодородных землях и землях активного сельхозпользования следует руководствоваться установленными требованиями по землепользованию.

Площадки для монтажа буровой установки следует планировать с учетом естественного уклона местности и обеспечения движения сточных вод к системам сбора и очистки.

Вышкомонтажные работы могут быть начаты после выдачи вышкомонтажной бригаде наряда на их проведение и рабочей документации проекта на строительство скважины, связанной со строительно-монтажными работами, технических условий на монтаж оборудования и строительство при вышечных сооружений, регламента безопасной организации работ.

Проект на транспортирование крупного блока с вышкой или отдельно вышки в вертикальном положении утверждается руководством организации осуществляющей вышкомонтажные работы, после согласований трассы со всеми заинтересованными организациями. Транспортирование блоков мобильных буровых установок

производится в установленном порядке. Работы выполняются под руководством ответственного специалиста, имеющего допуск к руководству такими работами.

В проекте должны быть отражены:

- способ транспортировки оборудования;
- трасса передвижения оборудования и пути движения поддерживающей и страхующей техники;
- способы преодоления рвов, оврагов, выравнивания трассы, том числе по лесным вырубкам, перехода через дороги, линии электропередачи, водные преграды;
- количество и расстановка членов бригады, участвующей в транспортировке оборудования, участие представителя организации, эксплуатирующих ЛЭП, железные дороги (в случае их пересечения).

Запрещаются работы на высоте по монтажу, демонтажу и ремонту вышек и мачт, а также передвижение вышек в вертикальном положении в ночное время, при ветре свыше 8 м/с, во время грозы, ливня и сильного снегопада, при гололедице, тумане с горизонтальной видимостью менее 20 м, при температуре воздуха ниже пределов, установленных в данном регионе.

Запрещается одновременно находиться на разной высоте вышки рабочим, не занятым выполнением общей работы.

К демонтажу буровой установки на электроприводе разрешается приступать после получения письменного подтверждения работника, ответственного за эксплуатацию электрооборудования об отключении буровой установки от электросети.

Демонтаж буровой вышки, вышечно-лебедочного блока при наличии давления на устье скважины запрещается.

Работы по строительству сооружений, зданий, помещений, вспомогательных объектов должны производиться в соответствии с требованиями нормативных документов, регламентирующих условия безопасности труда в строительстве.

Сдача в работу смонтированной буровой установки производится после опрессовки нагнетательных трубопроводов, воздухопроводов, систем управления

оборудования, проверки качества заземления, представления актов на скрытые работы.

Требования к буровым установкам, техническим устройствам, инструменту

Буровое оборудование должно отвечать требованиям государственных стандартов и настоящих Правил. Технические устройства, используемые в процессе строительства скважин, подлежат сертификации на соответствие требованиям промышленной безопасности.

Выбор буровой установки в рамках рабочего проекта на строительство скважины должен производиться с таким расчетом, чтобы сумма статических и динамических нагрузок при спуске (подъеме) наиболее тяжелых бурильных или обсадных колонн, а также при ликвидации аварий (прихватов) не превышала величину параметра «Допускаемая нагрузка на крюке» выбранной буровой установки.

Буровые установки должны быть выполнены во взрывозащищенном варианте.

Освещенность буровых установок светильниками должна обеспечивать освещенность:

- роторного ствола -- 100 лк;
- пути движения талевого блока -- 30 лк;
- помещения вышечного и насосного блоков -- 75 лк;
- превенторной установки -- 75 лк;
- лестниц, маршей, сходов, приемного моста -- 10 лк.

Управление буровой лебедкой должно осуществляться с пульта бурильщика. Пуск буровых насосов в работу должен производиться с местного поста управления, а регулирование их работы и остановка -- с пульта бурильщика и местного поста управления. Работы на приемном мосту буровой установки по затаскиванию и выбросу труб, а также работы по обслуживанию (замене) гидравлических блоков буровых насосов должны быть механизированы, а управление грузоподъемными механизмами для работы на приемном мосту -- дистанционным.

Буровая установка должна быть укомплектована:

- ограничителем высоты подъема талевого блока;

- ограничителем допускаемой нагрузки на крюке;
- блокирующими устройствами по отключению привода буровых насосов при превышении давления в нагнетательном трубопроводе на 10-15 % выше максимального рабочего давления насосов;
- станцией (приборами) контроля параметров бурения;
- приемным мостом с горизонтальным участком длиной не менее 14 м, шириной не менее 2 м и стеллажами. Запрещается укладка труб на стеллажах в штабели высотой более 1,25 м;
- успокоителем ходового конца талевого каната; системами обогрева рабочих мест;
- блокирующими устройствами по предупреждению включения ротора при снятых ограждениях и поднятых клиньях ПКР;
- приспособлением (поясом) для А-образных мачт и вышек с открытой передней гранью, предотвращающих падение устанавливаемых за палец свечей;
- системой приемных емкостей, оборудованных уровнемерами и автоматической сигнализацией уровня жидкости в них;

Все закрытые помещения буровой установки, где возможны возникновение или проникновение воспламеняющихся смесей, оборудуются приточно-вытяжной вентиляцией. Режим работы вентиляции от момента вскрытия продуктивного горизонта до окончания

строительства скважины должен быть постоянным. При достижении 20 % нижнего предела воспламенения смеси воздуха с УВ должен включаться предупредительный сигнал, а при достижении 50 % предела должно быть обеспечено отключение оборудования и механизмов.

Вышки должны быть оборудованы площадками для обслуживания кронблока и замены бурового шланга. При ручной расстановке свечей вышки оборудуются площадкой верхнего рабочего с устройством для его эвакуации в случае возникновения аварийной ситуации.

Применяемые крепления всех приспособлений и устройств, устанавливаемых на вышках, должны исключать их: самопроизвольное раскрепление и падение.

В системе управления автоматическим ключом должна предусматриваться возможность полного отключения механизмом от линии питания рабочего агента, а также блокировка с целью предотвращения случайного включения.

Механические передачи (цепные, карданные, зубчатые и др.), муфты сцепления, шкивы, другие вращающиеся и движущиеся элементы оборудования, а также их выступающие части должны иметь металлические ограждения, соответствующие установленным требованиям.

Требования безопасности к эксплуатации оборудования, механизмов, инструмента

Порядок организации, проведения планового ремонта и обслуживания бурового и энергетического оборудования устанавливается буровой организацией с учетом инструкций по эксплуатации, предоставляемых производителем продукции.

Пневматическая система буровой установки (трубопроводы, краны, соединения) должна быть испытана на заводах-изготовителях на давление, превышающее рабочее в 1,5 раза. После монтажа на месте производства работ, после ремонтных работ пневмосистема должна быть испытана давлением, в 1,25 раза превышающим рабочее, но не менее чем на 3 кгс/см^2 (0,3 МПа).

Буровые насосы должны быть оборудованы предохранительными устройствами. Конструкция этих устройств должна обеспечивать их надежное срабатывание при установленном давлении независимо от времени контакта с буровыми растворами и содержания в них абразивной твердой фазы, длительности воздействия, перепада температур.

Нагнетательные трубопроводы, их детали и арматура после сборки на заводе, а также после ремонта с применением сварки подлежат опрессовке пробным давлением, в остальных случаях давление опрессовки должно быть равно рабочему, умноженному на коэффициент запаса прочности. Продолжительность выдержки под давлением должна составлять не менее 5 мин.

Машинный ключ, кроме рабочего каната, оснащается страховым канатом диаметром не менее 18 мм, который одним концом крепится к корпусу ключа, а

другим -- к основанию вышечного блока или ноге вышки. Страховой канат должен быть длиннее рабочего на 5--10 см.

Металлический пол люльки верхового рабочего должен быть рассчитан на нагрузку не менее 130 кгс и иметь перильное ограждение со сплошной обшивкой до пола. Высота перильного ограждения должна быть не менее 1 м. Люлька должна быть застрахована от падения.

Состояние ограничителя грузоподъемности лебедки, ограничителя подъема талевого блока должно проверяться перед началом работы каждой вахты (смены).

Расчет бурильной колонны на прочность проводится в зависимости от способа бурения и состояния ствола на все виды деформаций в соответствии с требованиями, установленными Госгортехнадзором Узбекистана. Запасы прочности бурильной колонны при воздействии на нее статической осевой растягивающей нагрузки, крутящего момента, а также изгибающей нагрузки должны быть для роторного бурения не менее 1,5, для турбинного бурения -- 1,4. Запас прочности бурильной колонны (по текучести) при применении клинового захвата и при воздействии на трубу избыточного наружного и внутреннего давления должен быть не менее 1,15.

Эксплуатация буровой установки при неустановленных или поврежденных защитных ограждениях запрещается.

В процессе проходки ствола скважины должны постоянно контролироваться следующие параметры:

- вес на крюке с регистрацией на диаграмме; плотность, структурно-механические и реологические свойства бурового раствора с регистрацией в журнале;
- расход бурового раствора на входе и выходе из скважины; давление в манифольде буровых насосов с регистрацией на диаграмме или в журнале;
- уровень раствора в приемных емкостях в процессе углубления, при промывках скважины и проведении спуско - подъемных операций;
- крутящий момент на роторе.

При бурении наклонно-направленных и горизонтальных скважин должны контролироваться:

- азимут и зенитный угол ствола скважины;
- пространственное расположение ствола скважины;
- взаимное расположение стволов бурящейся и ранее пробуренных соседних скважин.

Спуско-подъемные операции

Ведение спуско-подъемных операций должно осуществляться с использованием механизмов для свинчивания-развинчивания труб и специальных приспособлений.

Крепить и раскреплять резьбовые соединения бурильных труб и других элементов компоновки бурильной колонн вращением ротора запрещается. При спуске бурильной колонны запрещается включать клиновой захват до полной остановки колонны.

При подъеме бурильной колонны наружная поверхность труб должна очищаться от бурового раствора с помощью специальных приспособлений (обтираторов).

Свечи бурильных и утяжеленных бурильных труб, устанавливаемые в вышке, должны страховаться от выпадения из-за пальца.

Запрещается проводить спуско-подъемные операции при:

- отсутствии или неисправности ограничителя подъема талевого блока, ограничителя допускаемой нагрузки на крюке;
- неисправности спуско-подъемного оборудования и инструмента;
- неполном составе вахты для работ на конкретной установке;
- скорости ветра более 20 м/с; потери видимости более 20 м при тумане и снегопаде.

Буровая бригада ежемесячно должна проводить профилактический осмотр подъемного оборудования (лебедки, талевого блока, крюка, вертлюга, штропов, талевого каната, элеваторов, слайдеров, предохранительных устройств, блокировок.) с записью в журнале.

При спуско-подъемных операциях запрещается:

- находиться в радиусе (зоне) действия автоматических и машинных ключей, рабочих и страховых канатов;
- открывать и закрывать элеватор до полной остановки талевого блока;
- подавать бурильные свечи с подсвечника и устанавливать их без использования специальных приспособлений; пользоваться перевернутым элеватором.

Буровые растворы

Тип и свойства бурового раствора должны соответствовать рабочему проекту и в комплексе с технологическими мероприятиями, регламентирующими процесс проходки ствола, обеспечивать безаварийные условия бурения с высокими технико-экономическими показателями и минимальным ущербом окружающей среде.

Проектные решения по выбору плотности буровой раствора должны предусматривать создание столбом раствора гидростатического давления на забой скважины и вскрытие продуктивного горизонта, превышающего проектные пластовые давления на величину не менее 10 % -- для скважин глубиной до 1200 м; 5 % -- для интервалов от 1200 м до проектной глубины.

Максимально допустимая репрессия должна исключать возможность гидроразрыва или поглощения бурового раствора на любой глубине интервала совместимых условий бурения.

При применении буровых растворов на углеводородной основе должны быть приняты меры по предупреждению загрязнения рабочих мест и загазованности воздушной среды. Для контроля загазованности должны проводиться замеры воздушной среды ротора, в блоке приготовления раствора, у выбросит и в насосном помещении, а при появлении загазованности -- приниматься мер по ее устранению.

При концентрации паров углеводородов свыше 300 мг/м³ работы должны быть приостановлены, люди выведены из опасной зоны.

Температура самовоспламеняющихся паров растворам углеводородной основе должна на 50°С превышать максимально ожидаемую температуру раствора на устье скважины.

На основании и в соответствии с требованиями и нормативами настоящих Правил организации должны в установленном порядке разработать и утвердить инструкции по промышленной безопасности по профессиям, видам работ (в том числе работ повышенной опасности) с учетом специфики производства и рабочих мест.

При выполнении работ, не регламентированных Правилами (земляные, строительско-монтажные, погрузо-разгрузочные, электрогазосварочные, перевозка и перемещение грузов, работы с вредными веществами, источниками ионизирующих излучений, инциденты с техническими устройствами, ликвидация открытых фонтанов и др.), организации должны руководствоваться иными нормативными документами, утвержденными в установленном порядке государственными органами исполнительной власти Узбекистана в соответствии с их компетенцией.

4 РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Исходные данные, необходимые для расчета приведены в Таблице 1

Данные об объемах бурения взяты из Компании ОЗНА-Октябрьский механический завод

Таблица 5 – Исходные данные

№	Наименование	УСПК 250	У2-5-5
1	Срок службы лебедки, год	5	
2	Средняя наработка втулок N_B , ч.	400	800
3	Средняя наработка тормозных шкивов $N_{п}$, ч.	250	750
4	Цена втулки C_B , руб	11 350	14 800
5	Цена тормозного шкива $C_{п}$, руб	8530	10 100
6	Затраты времени на замену цил. втулки $B_{ц}$, чел/ч.	8	
7	Затраты времени на замену тормозного шкива $B_{п}$, чел/ч.	7,2	
8	Часовая зарплата слесаря 5-го разряда ЗП, руб	83,3	
9	Стоимость 1кВтчас электроэнергии $C_{э/э}$, руб/ кВтчас	2,94	

Окончание Таблицы 5

№	Наименование	УСПК 250	У2-5-5
10	Мощность буровой лебедки N, кВт	475	575
11	Время работы лебедки t, ч	333	
12	Стоимость лебедки C _н , руб	1 272 500	1 320 000
13	Установка (транспорт, монтаж) У, руб	475 000	520 000

Расчет эксплуатационных затрат

$$K_{п1} = \frac{T}{H_{п}} = \frac{1*365*24}{250} = 36 \quad K_{п2} = \frac{T}{H_{п}} = \frac{1*365*24}{750} = 12. \quad (73)$$

$$K_{в1} = \frac{T}{H_{в}} = \frac{1*365*24}{400} = 22 \quad K_{в2} = \frac{T}{H_{в}} = \frac{1*365*24}{800} = 11. \quad (74)$$

$$З_{в1} = K_{в1} * В_{ц} * З_{п} = 22 * 8 * 83,3 = 14 661 \text{ руб.}$$

$$З_{в2} = K_{в2} * В_{ц} * З_{п} = 11 * 8 * 83,3 = 7330 \text{ руб.}$$

$$З_{п1} = K_{п1} * В_{ц} * З_{п} = 36 * 7,2 * 83,3 = 21 591 \text{ руб.}$$

$$З_{п2} = K_{п2} * В_{ц} * З_{п} = 12 * 7,2 * 83,3 = 7197 \text{ руб.}$$

$$С_{п1} = K_{п1} * Ц_{п} = 36 * 8530 = 307 080 \text{ руб.} \quad С_{п2} = K_{п2} * Ц_{п} = 12 * 10 100 = 121 200 \text{ руб.}$$

$$С_{в1} = K_{в1} * Ц_{в} = 22 * 11 350 = 249 700 \text{ руб.} \quad С_{в2} = K_{в2} * Ц_{в} = 11 * 14 800 = 162 800 \text{ руб.}$$

$$З_{экс1} = З_{в1} + З_{п1} + С_{п1} + С_{в1} = 14 661 + 21 591 + 307 080 + 249 700 = 593 032 \text{ руб.}$$

$$З_{экс2} = З_{в2} + З_{п2} + С_{п2} + С_{в2} = 7330 + 7197 + 121 200 + 162 800 = 298 527 \text{ руб.}$$

$$З_{др1} = N1 * t * \frac{Ц_{э}}{\text{э}} = 475 * 333 * 2,94 = 465 035 \text{ руб.}$$

$$Здр2 = N2 * t * \frac{Цэ}{э} = 575 * 333 * 2,94 = 562\,937 \text{руб.}$$

$$Kt1 = Cн1 + У1 = 1\,272\,500 + 475\,000 = 1\,747\,500 \text{руб.}$$

$$Kt2 = Cн2 + У2 = 1\,320\,000 + 520\,000 = 1\,840\,000 \text{руб.}$$

Состав оборудования и капитальные затраты на него, а также эксплуатационные затраты даны в Таблице 6.

Таблица 6 – Данные расчета эксплуатационных затрат

№	Наименование	УСПК 250	У2-5-5
1	Количество поршней использ. за срок бур. я одной скважины $K_{п}$	36	12
2	Количество втулок используемых за срок бур. одной скважины $K_{в}$	22	11
3	Стоимость тормозных шкивов $C_{п}$, руб.	307 080	121 200
4	Стоимость втулок $C_{в}$, руб.	249 700	162 800
5	Затраты на замену втулок $Z_{в}$, руб.	14 661	7330
6	Затраты на замену шкивов $Z_{п}$, руб.	21 591	7197
7	Эксплуатационные затраты $Z_{экс}$, руб.	593 032	298 527
8	Другие затраты (электроэнергия) $Z_{др}$, руб.	465 035	562 937

Окончание таблицы 6

№	Наименование	УСПК 250	У2-5-5
9	Капитальные затраты K_t , руб.	1 747 500	1 840 000

Расчет себестоимости бурения

$$Ct1 = 3экс1 + 3др1 = 593\,032 + 465\,035 = 1\,058\,067 \text{ руб.}$$

$$Ct2 = 3экс2 + 3др2 = 298\,527 + 562\,937 = 861\,464 \text{ руб.}$$

Данные для расчета экономического эффекта бурения, такие как:

стоимость 1 метра проходки, глубина бурения, банковский процент, а также результаты расчета себестоимости бурения, коэффициент приведения к расчетному году представлены в Таблице 3

Таблица 7 – Данные для расчета экономического эффекта бурения

1	Стоимость 1 м проходки C_t , руб.	700	
2	Проходка Q_t , м	4200	
3	Себестоимость бурения C_t , руб.	1 058 067	861 464
4	Банковский процент $[E_n]$	0,1	
5	Коэффициент приведения к расчетному году, где t — года эксплуатации	$b_t = 1/(1+E_n)^t$	
	— за первый год $t = 1$	0,91	
	— за второй год $t=2$	0,826	
	— за третий год $t=3$	0,751	
	— за четвертый год $t=4$	0,683	
	— за пятый год $t = 5$	0,621	

Экономический эффект за срок службы лебедки

УСПК 250:

$$Pt1 = C_t1 * Q_t1 = 700 * 4200 = 2940$$

$$Pt1 = C_t1 * Q_t1 = 700 * 4200 = 2940 \text{ тыс. руб}$$

$$It1 = Ct1 - A0 = 1058 - 349,5 = 709 \text{ тыс. руб}$$

$$3t1 = Иt1 + Kt1 = 709 + 1747,5 = 2456 \text{тыс. руб}$$

$$\text{Э}t = (Pt - 3t) t$$

$$\text{Э}1 = (2940 - 2456) * 0,91 = 440 \text{тыс. руб}$$

$$\text{Э}2 = (2940 - 709) * 0,83 = 1852 \text{тыс. руб}$$

$$\text{Э}3 = (2940 - 709) * 0,751 = 1675 \text{тыс. руб}$$

$$\text{Э}4 = (2940 - 709) * 0,683 = 1523 \text{тыс. руб}$$

$$\text{Э}5 = (2940 - 709) * 0,621 = 1385 \text{тыс. руб}$$

У2-5-5:

$$Pt2 = Цt2Qt2 = 700 * 4200 = 2940 \text{ тыс. руб}$$

$$Иt1 = Ct1 - A0 = 861 - 368 = 493 \text{тыс. руб}$$

$$3t1 = Иt1 + Kt1 = 493 + 1840 = 2333 \text{тыс. руб}$$

$$\text{Э}t = (Pt - 3t) t$$

$$\text{Э}1 = 2940 - 2333 * 0,91 = 552 \text{тыс. руб}$$

$$\text{Э}2 = 2940 - 493 * 0,83 = 2031 \text{тыс. руб}$$

$$\text{Э}3 = 2940 - 493 * 0,751 = 1838 \text{тыс. руб}$$

$$\text{Э}4 = 2940 - 493 * 0,683 = 1671 \text{тыс. руб}$$

$$\text{Э}5 = 2940 - 493 * 0,621 = 1520 \text{ тыс. руб}$$

Результаты расчета экономической эффективности инвестиционного проекта представлены в Таблице 8.

Таблица 8 – Результаты расчета экономической эффективности инвестиционного проекта

УСПК 250	У2-5-5
$\text{Э}1 = 440 \text{ тыс. руб}$	$\text{Э}1 = 552 \text{ тыс. руб}$
$\text{Э}2 = 1852 \text{тыс. руб}$	$\text{Э}2 = 2031 \text{тыс. руб}$
$\text{Э}3 = 1675 \text{тыс. руб}$	$\text{Э}3 = 1838 \text{тыс. руб}$
$\text{Э}4 = 1523 \text{тыс. руб}$	$\text{Э}4 = 1671 \text{тыс. руб}$
$\text{Э}5 = 1385 \text{тыс. руб}$	$\text{Э}5 = 1520 \text{тыс. руб}$
$=\text{Э}1 + \text{Э}2 + \text{Э}3 + \text{Э}4 + \text{Э}5 = 6875 \text{ тыс. руб}$	$=\text{Э}1 + \text{Э}2 + \text{Э}3 + \text{Э}4 + \text{Э}5 = 7612 \text{тыс. руб}$

Срок окупаемости:

Из расчетов следует, что период возврата капитала после начала реализации проекта составил 1 года. Соответственно срок окупаемости проекта $T_0=1$ год.

Заключение

Проведенный расчет экономической эффективности инвестиционного проекта по внедрению буровой лебедки У2-5-5 вместо УСПК 250, что экономический эффект от ввода в эксплуатацию данного оборудования на одной буровой установке за 5 лет составил более 737 тыс. рублей за счет:

- увеличения наработки втулок и тормозных шкивов лебедки за счет применения биометаллических втулок вместо стандартных стальных, а также тормозных шкивов с повышенной прочностью вместо стандартных ,
- уменьшения количества заменяемых деталей,
- уменьшения стоимости заменяемых деталей,
- уменьшения себестоимости бурения за счет уменьшения эксплуатационных затрат.

Экономия составила:

На стоимости тормозных шкивов — 186 тыс. рублей

На стоимости втулок — 87 тыс. рублей

На затратах на замену втулок — 7 тыс. рублей

На затратах на замену тормозных шкивов -14 тыс. рублей

На эксплуатационных затратах — 300 тыс. рублей

На себестоимости бурения — 196 тыс. рублей

Срок окупаемости проекта $T_0 = 1$ года, из этого следует, что проект эффективен для инвесторов.

БИБЛИГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вешеневский С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе - М.: Энергия, 1977. - 425 с.
2. Гольдберг О.Д. Гурин Я.С. Проектирование электрических машин. - 2-е изд. перераб и доп. - М.: Высшая школа. - 2001.
3. Иноземцев Е.К. Ремонт и эксплуатация электродвигателя с непосредственным водяным охлаждением типа ЛВ - 8000/6000 УЗ - М.: Энергия, 1980 - 546 с.
4. Иванов И.И., Равдоник В.С. Электротехника: Учебник для вузов. - М.: Высшая школа, 1984. - 375 с.
5. Копылов И.П., Клоков Б.К., Морозкин В.П. Проектирование электрических машин: Учебное пособие для вузов - 3-е изд. перераб. и доп. - М.: Высшая школа, 2007 - 757 с.
6. Программируемые логические контроллеры DirectLOGIC // http://kipservis.ru/dl_obzor.htm
Безопасность жизнедеятельности на буровой // https://vuzlit.ru/424256/bezopasnost_zhiznedeyatelnosti_burovyh_rabotah
7. Копылов И.П. Электрические машины: Учеб. для вузов. - 2-е изд., перераб. - М.: Высш. шк.; Логос; 2008. - 607 с.
8. Копылов И. П., Клокова Б. К. Справочник по электрическим машинам: В 2 т./ Т. 1 и 2.-М.: Энергоатомиздат, 1988.-456 с:
9. Москаленко В.В.Справочник электромонтера 2008 г., 2-е изд., 288 стр.
10. Столов Л.И., Афанасьев А.Ю. Моментные двигатели постоянного тока. - М.: Энергоатомиздат,1989. - 224 с.
- 11.Токарев Б.Ф. Электрические машины: Учебник для техникумов - М.: Энергоатомиздат, 1989. - 672 с.
- 12.Электродвигатели и электрооборудование. Каталог. Ч1 - М.: ИКФ «Каталог», 1994.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

№	Обозначение	Наименование	Примечание
1	Компрессорный агрегат		
2	Пульт		Документация
3	Масляная ванна		
4	Ремонт		
5	Ремонт, термизация		
6	Вентилятор		
7	Подъемный вал с барабаном		
8	Сетка		
9	Газосепаратор		
10	Целная передача		
11	Приводной вал		
12	Выносная опора		
13	Кулачковый механизм		
14	Электрический тормоз		
15	Корпус		
16	Корпус		
17	Тормозной вал		
18	Корпус		
19	Промежуточный корпус		
20	Газосепаратор		

13.03.02.2018.833.02

13.03.02.2018.833.02
Буровая лебедка
УСПК 250

