

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
 федеральное государственное автономное  
 образовательное учреждение высшего образования  
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Школа: Инженерная школа природных ресурсов  
 Направление подготовки: 21.04.01 Нефтегазовое дело  
 Отделение школы (НОЦ): Отделение нефтегазового дела

### МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы
<b>Разработка безбалансирного станка-качалки</b>

УДК 622.276.054.22-358

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ05	Куклин Евгений Олегович		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОНД	Зияеаев Григорий Ракитович	к.ф.-м.н.		

### КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор ОНД	Шарф Ирина Валерьевна	д.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ООД	Сечин Андрей Александрович	к.т.н.		

### ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОНД	Манабаяев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н.		

Томск – 2022 г.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ОСВОЕНИЯ ООП

Код компетенции	Наименование компетенции
<b>Универсальные компетенции</b>	
УК-1	Способен осуществлять критический анализ проблемных ситуаций на основе системного подхода, вырабатывать стратегию действий
УК-2	Способен управлять проектом на всех этапах его жизненного цикла
УК-3	Способен организовывать и руководить работой команды, вырабатывая командную стратегию для достижения поставленной цели
УК-4	Способен применять современные коммуникативные технологии, в том числе на иностранном(ых) языке(ах), для академического и профессионального взаимодействия
УК-5	Способен анализировать и учитывать разнообразие культур в процессе межкультурного взаимодействия
УК-6	Способен определять и реализовывать приоритеты собственной деятельности и способы ее совершенствования на основе самооценки
<b>Общепрофессиональные компетенции</b>	
ОПК-1	Способен решать производственные и (или) исследовательские задачи на основе фундаментальных знаний в нефтегазовой области
ОПК-2	Способен осуществлять проектирование объектов нефтегазового производства
ОПК-3	Способен разрабатывать научно-техническую, проектную и служебную документацию, оформлять научно-технические отчеты, обзоры, публикации, рецензии
ОПК-4	Способен находить и перерабатывать информацию, требуемую для принятия решений в научных исследованиях и в практической технической деятельности
ОПК-5	Способен оценивать результаты научно-технических разработок, научных исследований и обосновывать собственный выбор, систематизируя и обобщая достижения в нефтегазовой отрасли и смежных областях
ОПК-6	Способен участвовать в реализации основных и дополнительных профессиональных образовательных программ, используя специальные научные и профессиональные знания
<b>Профессиональные компетенции</b>	
ПК(У)-1	Способность оценивать эффективность инновационных решений и анализировать возможные технологические риски их реализации.
ПК(У) -2	Способность анализировать и обобщать данные о работе технологического оборудования, осуществлять контроль и техническое сопровождение.
ПК(У)-3	Способность обеспечивать безопасную и эффективную эксплуатацию и работу технологического оборудования нефтегазовой отрасли.
ПК(У)-4	Знание современных САД-САЕ-систем, их функциональные возможности для проектирования геометрических моделей изделий высокой сложности.

<b>Код компетенции</b>	<b>Наименование компетенции</b>
ПК(У)-5	Способность применять полученные знания для разработки и реализации проектов, различных процессов производственной деятельности на основе методики проектирования в нефтегазовой отрасли, а также инструктивно-нормативных документов.
ПК(У)-6	Способность к разработке учебно-методических материалов для первичной и периодической подготовки и аттестации специалистов в области обеспечения работы технологического оборудования
ПК(У)-7	Способность реализовывать программы профессионального обучения: планировать и проводить учебные занятия, оценивать достижение планируемых результатов для первичной и периодической подготовки и аттестации специалистов в области обеспечения работы технологического оборудования

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
 федеральное государственное автономное  
 образовательное учреждение высшего образования  
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Школа: Инженерная школа природных ресурсов  
 Направление подготовки (специальность): 21.04.01 Нефтегазовое дело  
 Отделение школы (НОЦ): Отделение нефтегазового дела

**УТВЕРЖДАЮ:**  
 Руководитель ООП  
 \_\_\_\_\_  
 (Подпись)     (Дата)     (Ф.И.О.)

**ЗАДАНИЕ**  
**на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

Магистерской диссертации
--------------------------

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ05	Куклину Евгению Олеговичу

Тема работы:

Разработка безбалансирного станка-качалки	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	№39-38/с от 08.02.2022

Срок сдачи студентом выполненной работы:	23.06.22
--	----------

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

<b>Исходные данные к работе</b>	Тексты и графические материалы отчетов и исследовательских работ, фондовая и научная литература, технологические регламенты, нормативные документы.
---------------------------------	---

<b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b>	Анализ современных конструкций балансирный и безбалансирных станков-качалок, типов редукторов, основного вспомогательного оборудования УСШН, сил, действующих в точке подвеса штанг и ШСН. Классификация неисправностей в работе УСШН. Описание и технические характеристики внедряемого оборудования. Принцип работы. Преимущества и недостатки. Проведение энерго-кинематического расчета по исходным данным. Разработка и проектирование элементов конструкции. Сборка элементов конструкции и монтаж на фонтанной арматуре. Результаты технологического расчета.
<b>Перечень графического материала</b>	Сборочный чертеж одноступенчатого червячного редуктора, рабочие чертежи деталей редуктора (вал-червяк, червячное колесо, тихоходный вал)

**Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы**

*(с указанием разделов)*

Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Профессор, д.э.н., Шарф Ирина Валерьевна
Социальная ответственность	Доцент, к.т.н., Сечин Андрей Александрович
Часть на иностранном языке	Профессор, д.ф.н., Матвеевко Ирина Алексеевна

**Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:**

Скважинные штанговые насосные установки
Конструирование безбалансирного станка-качалки
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение
Социальная ответственность

<b>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</b>	31.01.22
---	----------

**Задание выдал руководитель / консультант (при наличии):**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Зияеаев Григорий Ракинович	к.ф-м.н.		31.01.22

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ05	Куклин Евгений Олегович		31.01.22

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа 141 страниц, в том числе 32 рисунок, 25 таблиц, 46 источника. Работа содержит 5 приложений.

Ключевые слова: станок-качалка, колонна насосных штанг, скважинный плунжерный насос, редуктор, реечная передача, нагрузка, дебит скважины, число качаний.

Объектом исследования является безбалансирный станок-качалка.

Цель работы – является создание конструкции безбалансирного станка-качалки с линейным приводом.

В процессе исследования рассмотрены конструкции современных балансирных и безбалансирных станков – качалок, типы редукторов, применяемых на установках, а также вспомогательное оборудование СШНУ. Описаны методики расчета червячного редуктора, расчета на устойчивость и расчета реечной цилиндрической зубчатой передачи линейного привода.

В результате исследования была разработана модель безбалансирного станка-качалки с линейным приводом.

Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики: нагрузка на устьевом штоке – 80 кН, длина хода устьевого штока – 1,5 м, число качаний – 5, момент на выходном валу – 13,9 кН·м.

Область применения: малodeбитные нефтяные скважины.

Экономическая эффективность/значимость работы: меньшие габариты и металлоемкость, отсутствие необходимости подготовки бетонного основания, меньший износ, мобильность.

## ОБОЗНАЧЕНИЯ, ОПРЕДЕЛЕНИЯ, СОКРАЩЕНИЯ

СШНУ – скважинная штанговая насосная установка;

СК – станок-качалка;

КШМ – кривошипно-шатунный механизм;

НКТ – насосно-компрессорные трубы;

КПД – коэффициент полезного действия;

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

НСН – нестванной скважинный насос;

НСВ – вставной скважинный насос;

СИЗ – средства индивидуальной защиты;

ЧС – чрезвычайные ситуации.

## Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	10
1 СКВАЖИННЫЕ ШТАНГОВЫЕ НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ.....	12
1.1 Балансирные станки-качалки .....	19
1.2 Тихоходные станки-качалки.....	21
1.3 Безбалансирные станки-качалки .....	26
1.4 Редукторы механических приводов СШНУ .....	28
1.5 Оборудование устья скважины при эксплуатации СШНУ .....	31
1.6 Силы, действующие в точке подвеса штанг .....	35
1.7 Кинематика приводов скважинных штанговых установок.....	37
1.8 Скважинные штанговые насосы. ....	39
1.9 Вспомогательное оборудование скважинных насосных установок.....	40
1.10 Классификация неисправностей в работе СШНУ.....	42
2 КОНСТРУИРОВАНИЕ БЕЗБАЛАНСИРНОГО СТАНКА-КАЧАЛКИ. ....	46
2.1 Энерго-кинематический расчет.....	46
2.1.1 Расчет потребляемой мощности и выбор электродвигателя .....	46
2.1.2 Уточнение передаточного числа привода.....	47
2.1.3 Определение вращающих моментов и частот вращения на валах .....	47
2.2 Расчет реечной передачи.....	47
2.3 Расчет редуктора.....	51
2.3.1 Выбор и расчет допускаемых напряжений.....	51
2.3.2 Расчет червячной передачи .....	53
2.3.3 Предварительный расчет валов и корпусных элементов .....	57
2.3.4 Расчет корпусных элементов: .....	58
2.3.5 Конструирование червячного колеса .....	59
2.3.6 Расстояния между деталями передач .....	60
2.3.7 Выбор типов подшипников .....	60
2.3.8 Схемы установки подшипников .....	60
2.3.9 Подбор шпоночных соединений.....	61
2.3.10 Подбор подшипников качения на заданный ресурс .....	63



2.3.11	Уточненный расчет вала .....	68
2.4	Расчет корпуса станка-качалки на устойчивость .....	75
2.5	Сборка элементов конструкции .....	78
3	ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ И РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ.....	81
4	СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ .....	103
4.1	Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.....	104
4.2	Производственная безопасность .....	105
4.2.1.	Анализ вредных производственных факторов и обоснование мероприятий по их устранению .....	107
4.2.2	Анализ опасных производственных факторов и обоснование мероприятий по их устранению .....	110
4.3	Экологическая безопасность .....	116
4.4	Безопасность в чрезвычайных ситуациях .....	118
4.5	Выводы по разделу .....	119
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	120
	СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	121
	Приложение А .....	125
	Приложение Б .....	126
	Приложение В.....	127
	Приложение Г .....	128
	Приложение Д.....	129

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в России и за рубежом для добычи нефти продолжают широко использоваться штанговые скважинные насосные установки (ШСНУ). В состав привода такой установки обычно входит асинхронный электродвигатель, клиноременная передача, 2х-ступенчатый зубчатый редуктор, кривошипно-коромысловый механизм и балансир. В связи с тем, что дебит скважин постепенно падает, для эффективной работы станка-качалки необходимо снижать число ходов точки подвеса штанг. Также ШСНУ существенные недостатки, такие как:

- большие габариты и значительный вес, что увеличивает ее металлоемкость;
- необходимость подготовки бетонного основания;
- сложность монтажа и демонтажа;
- высокая трудоемкость перемещения грузов при уравнивании;
- высокий износ;
- неудовлетворительное центрирование канатной подвески, обусловленное неточностью изготовления головки балансира;
- высокая стоимость замены установки или ее узлов вследствие большой массы;
- высокая трудоемкость перемещения грузов при уравнивании.

В данной работе описывается разработка конструкции безбалансирного станка-качалки, обладающего меньшими габаритами и малым весом, на основе привода с асинхронным электродвигателем, редуктором (червячный) и реечной передачей.

Целью работы является создание конструкции безбалансирного станка-качалки с линейным приводом.

В связи с целью поставлены следующие задачи:

- 1) провести энерго-кинематический расчет;
- 2) спроектировать реечную передачу;

- 3) разработать редуктор;
- 4) проверить корпус станка-качалки на устойчивость;
- 5) провести сборку элементов конструкции.

Предполагается создание малогабаритного безбалансирного станка-качалки на основе кривошипно-ползунного механизма. Разработанный станок-качалка будет устанавливаться прямо к устьевому оборудованию скважины.

## 1 СКВАЖИННЫЕ ШТАНГОВЫЕ НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

В странах СНГ для механизированной добычи нефти больше всего используют установки скважинных штанговых насосов (ШСН). ШСН могут создать достаточно высокий напор при ограниченном диапазоне подач (5-50 м<sup>3</sup>/сутки) с точки зрения экономических возможностей. Глубина насосов может составлять 3400 м. ШСН обладает более высоким КПД, чем другие способы добычи нефти, когда насос работает при подаче от 1 до 40 м<sup>3</sup>/сутки, а максимального значения (37 %) КПД ШСН достигает при подаче 35 м<sup>3</sup>/сутки. В общем можно сказать, что на скважинах малого и среднего дебита ШСНУ хорошо работают, но работу ШСНУ осложняют ряд причин, к которым он чувствителен. Одними из самых серьёзных являются кривизна ствола скважины, обводненность, присутствие механических примесей. Интенсивный износ насосных штанг и штанговых муфт возникает вследствие непрерывного движения штанг. Была определена связь между наработкой на отказ ШСН, интенсивностью искривления стволов скважин и обводненностью продукции из исследований работы насоса [1].

Эксплуатация ШСН осуществляется за счет применения насоса объемного действия с возвратно-поступательным плунжером, который спускается в ствол скважины и приводится в работу наземным приводом посредством колонны штанг.

Скважинный штанговый насос осуществляет свою работу следующим образом. Верхний клапан объемного насоса находится в закрытом состоянии, когда плунжер осуществляет движение вверх, так как на него оказывает воздействие давление вышележащего столба жидкости и уже плунжер в качестве поршня вытесняет нефть на поверхность. Одновременно с этим процессом приемный клапан находится в открытом состоянии и цилиндр насоса заполняется жидкостью. При совершении хода плунжера вниз приемный клапан переходит в закрытое состояние, а верхний наоборот открывается, и жидкость

начинает вытесняться из цилиндра объемного насоса в НКТ. [1] На рисунке 1.1 изображена установка скважинного штангового насоса.

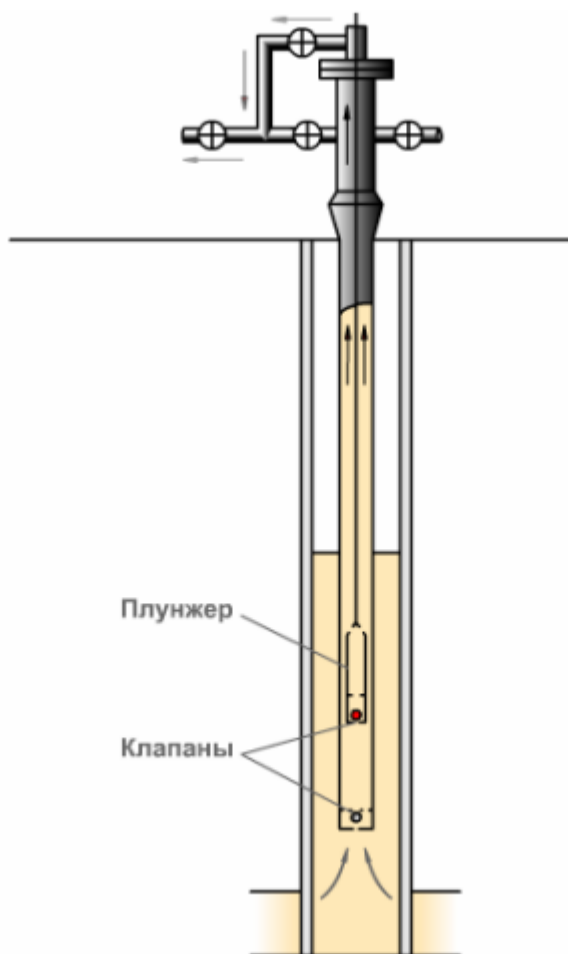


Рисунок 1.1 - Установка штангового скважинного насоса (УШСН) [10]

Основными элементами конструкции СШНУ являются (рис.1.2): ШСН под номером 2 (НСН или НСВ), колонная насосных штанг под номером 4, НКТ под номером 3, которые закрепляются на планшайбе или в трубной подвеске под номером 8, тройника под номером 5, уплотнения сальникового 6, штока сальникового под номером 7, станка-качалки под номером 9 и фундамента под номером 10. Защитным приспособлением на входе в насос является газовый или песочный фильтр 1 [10]. На рисунке 1.2 представлена схема установки скважинного штангового насоса.

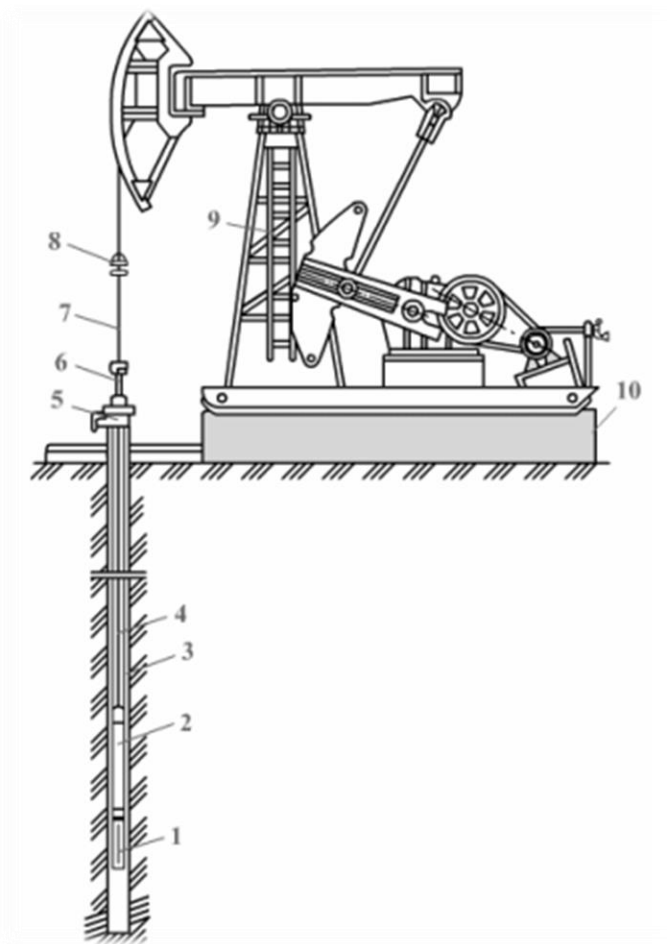


Рисунок 1.2 - Схема установки штангового скважинного насоса [4]

Для СШНУ свойственны нижеследующий особенности [2]:

- существенное расстояние между гидравлической частью насоса и механической частью привода, другими словами, плунжера с цилиндром от КШМ;
- составные части установки имеют вертикальное расположение;
- детали, которые включены в состав гидравлической части СШНУ, обладают малым поперечным размером.

Движение вверх и вниз насосных штанг происходит за время 1-го цикла работы скважинного насоса, т.е. когда кривошип совершает полный свой оборот. При подъеме насосных штанг для обеспечения хода штанг вверх, т.е. повышению их потенциальной энергии, двигателю привода необходимо совершить дополнительную работу. При ходе колонны насосных штанг вверх полезная работа затрачивается на подъем жидкости [11].

Привод оснащают уравнивающим устройством (груз на правом плече балансира), роль которого заключается в накоплении энергии, которую он приобретает от двигателя привода и колонны насосных штанг, при опускании плунжера и отдаче при подъеме штанг для того, чтобы обеспечить равномерную нагрузку двигателя во время двойного хода и сокращения его мощности.

Для перехода энергии от наземного двигателя, переходит в механическую энергию колонны штанг, НКТ, глубинного насоса и другого дополнительного подземного оборудования необходим привод.

Разделять приводы СШНУ можно по следующим критериям [1]:

- 1) по типу энергии, которая применяется в передаче;
- 2) по количеству скважин, которые обслуживаются 1-им приводом;
- 3) по типу исходного двигателя.

На сегодняшний день наибольшую популярность приобрели механические приводы ШСН. Гидравлические приводы скважинных насосов обладают определенным использованием. В силу своих значительных недостатков пневматические приводы имели незначительное применение.

Пневматическое устройство используется в качестве уравнивающей системой в установках с гидравлическими и механическими приводами.

Приводы делятся на индивидуальные и неиндивидуальные (групповые) по количеству скважин, на которые они работают. При индивидуальном приводе каждая скважина снабжена приводом с двигателем [14].

Если на промысле большое количество скважин находятся близко друг к другу и имеют одинаковую глубину и характеристику, то работу данных скважин возможно реализовывать от одного привода, который работает на 30 и более скважин.

Индивидуальные приводы обладают такими параметрами как [17]:

1. допустимая нагрузка  $P_{\max}$  в точке подвеса штанг (определяется как сумма статических и динамических нагрузок, возникающих во время работы СШНУ);
2. длина хода точки подвеса штанг  $S_d$ ;

3. число ходов точки подвеса штанг  $n_{\max}$ .

Согласно наибольшим величинам данных параметров, ниже приведены категории, на которые можно разделить современные индивидуальные приводы.

По величине максимальной нагрузки  $P_{\max}$  в точке подвеса штанг.

Согласно данной вариативности изменения нагрузок приводы разделены на:

- легкие  $P_{\max} < 3$ ;
- средние  $3 < P_{\max} < 10$ ;
- тяжелые  $P_{\max} > 10$ .

По длине хода точки подвеса штанг. Приводы с наибольшей длиной хода точки подвеса штанг (от 0,3 до 10 м) на нефтегазодобывающем промысле получили широкое использование.

По максимальной длине хода  $S_{\max}$  в точке подвеса штанг приводы СШНУ можно разделить на:

- короткоходовые  $S_{\max} < 1$ ;
- среднеходовые  $1 < S_{\max} < 3$ ;
- длинноходовые  $3 < S_{\max} < 6$ ;
- сверхдлинноходовые  $S_{\max} > 6$ .

По числу двойных ходов точки подвеса штанг.

Приводы с наибольшим числом ходов (от 2-4 до 20 в минуту) приобрели широкое использование.

По числу ходов  $n_{\max}$  точки подвеса штанг приводы глубинных насосов можно классифицировать на:

- тихоходные  $n_{\max} < 6$ ;
- со средним числом ходов  $6 < n_{\max} < 15$ ;
- быстроходные  $n_{\max} > 15$ .

По величине потребляемой мощности индивидуальные приводы скважинных насосов делятся на:

- маломощные  $N < 5$ ;
- средней мощности  $5 < N < 25$ ;



- мощные  $25 < N < 100$ ;
- сверхмощные  $N > 100$ .

Принципиальная кинематическая схема преобразующего механизма существенно оказывает влияние на работу и конструкцию привода СШНУ.

Механические приводы СШНУ разделяются на балансирующие и безбалансирующие по видам преобразующих механизмов. Вертикальное возвратно-поступательное движение точки подвеса штанг в балансирующем приводе происходит за счет качающегося балансира (коромысла), а в приводах, не имеющих балансира, механического действия выполняется различными механизмами без использования балансира [2].

Механические приводы по значению крутящего момента делятся на:

- приводы с малым моментом при  $M_{кр} < 1000$ ;
- со средним при  $1000 < M_{кр} < 3000$ ;
- с большим при  $3000 < M_{кр} < 6000$ ;
- с сверхбольшим при  $M_{кр} > 6000$ .

Существует определенная аналитическая зависимость между крутящим моментом и параметрами  $P_{max}$ ,  $S$  и  $n$ .

На сегодняшний день в мире распространены балансиры двух видов: механизм двуплечего рычага (рычаг первого рода) и механизм одноплечего рычага (рычаг второго рода) [19].

Поэтому все балансирующие приводы СШНУ делятся на СК с двуплечим балансиром и одноплечим балансиром.

В роли преобразующего механизма во всех СК преимущественно применяется шарнирный кривошипно-коромысловый механизм [21].

К преимуществам использования кинематической схемы с одноплечим балансиром относится улучшение динамических характеристик станка-качалки, т.е. снижение динамических нагрузок и ослабление вибрации колонны насосных штанг [2].

К недостаткам данных СК относятся: пониженная боковая устойчивость, затрудненность обслуживания и ремонта, повышенная опасность обслуживания

приводов с кривошипным уравниванием вследствие того, что скважина оказывается между кривошипами [23].

Приводы, относящиеся к первому типу, имеют в своем составе первичный двигатель (электрический, ДВС или турбина), трансмиссию – преобразующий механизм, отвечают за ход только одной колонны насосных штанг. Все приводы скважинных штанговых насосных установок на сегодняшний день причислены к этому типу [17].

Приводы, относящиеся ко второму типу, необходимы для работы нескольких скважин, находящихся недалеко друг от друга и обладающих одинаковыми параметрами. Применялся такой привод для эксплуатации низкодебитных скважин и на сегодняшний день не используется.

Назначение кинематической связи заключается в переходе вращательного движения ведомого звена трансмиссии в возвратно-поступательное движение точки подвеса колонны насосных штанг.

Обычно применяемый редуктор выпускается с 2-мя или 3-мя ступенями с зубчатыми зацеплениями. В состав используемой в негрупповом приводе СШНУ трансмиссии (преобразующие устройство) входят плоско- или клиноременная передача, передающая усилие от первичного двигателя к входному (быстроходному) валу редуктора [2].

На конструкцию СШНУ тип и кинематическая схема преобразующего механизма оказывают существенное влияние. Преобразующие механизмы разделяются на балансирные и безбалансирные. В случае балансирных за счет применения качающегося балансира, который соединен с выходным (тихоходным) валом трансмиссии посредством КШМ, осуществляется возвратно-поступательное движение точки подвеса штанг. КШМ может иметь в своем составе звенья, имеющие постоянную или переменную длину, которая может меняться во время 1-го рабочего цикла [1].

За счет применения механизмов с гибкой связью в безбалансирных приводах СШНУ осуществляется возвратно-поступательное движение точки подвеса штанг.

## 1.1 Балансирные станки-качалки

Рассмотрим станки-качалки, имеющие двухплечевой балансир. Опора балансира располагается между точками подвеса штанг и местом соединения балансира с шатуном. Шатун, который соединен с балансиром траверсой, передает усилия к балансиру.

Для сведения к минимуму различных быстроизнашивающихся узлов и для упрощения изготовления, ремонта и обслуживания во время создания размерного ряда была принята во внимание унификация узлов и элементов. На рисунке 1.3 представлена схема станка-качалки, изготовленной по ГОСТ 5866-66.

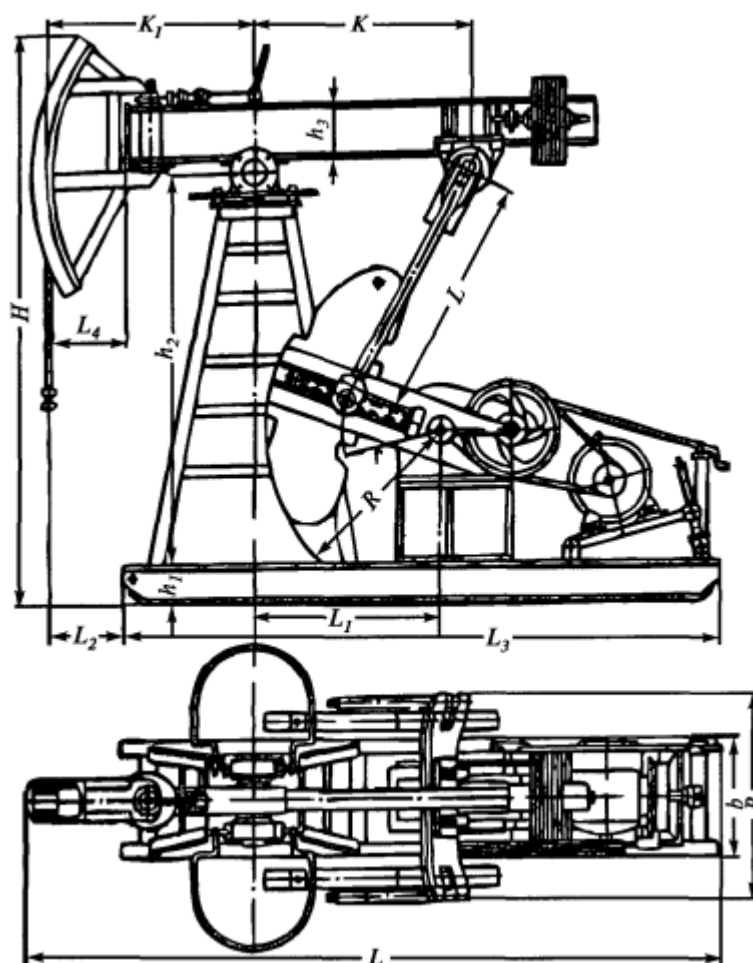


Рисунок 1.3 - Схема станка-качалки, изготовленной по ГОСТ 5866-66 [1]

Расшифровать условное обозначение можно на примере 4СКЗ – 1,2 – 700 так [1]:

- 4СК – станок-качалка 4 – базовой модели;
- 3 – допускаем нагрузка на головку балансира 3 т;
- 1,2 – наибольшая крутящий момент на редукторе 700 кгс·м.

Для редуктора в условных обозначениях указано:

- 2 – двухступенчатый;
- Ц – цилиндрический;
- Н – нормального ряда;
- Ш – шевронное зацепление;
- С – суммарное осевое расстояние в мм.

У редукторов разных станков-качалок прослеживается схожести в конструкциях. Расположение редукторов может быть на плоскости рамы и на специальной подставке [2].

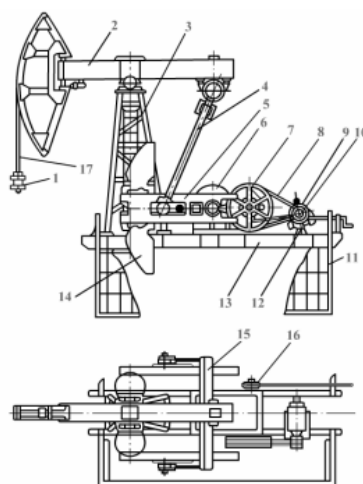
Дезаксиальные СК имеют отличие от ранее использовавшихся главным образом аксиальных в том, что у дезаксиальных СК время хода движения штанг вверх и вниз разное, а у аксиальных оно одинаковое.

Рассмотрим расшифровку условного обозначения на примере СКДТЗ – 1,5 – 710 [17]:

- СК – станок-качалка;
- Д – дезаксиальный;
- Т – редуктор установлен на тумбе;
- 3 – номинальная на устьевой шток 3 т;
- 1,5 – максимальная длина хода устьевого штока 1,5 м;
- 710 – номинальный крутящий момент на ведомом валу редуктора

710 кгс·м.

На рисунке 1.4 представлена схема станка-качалки типа СКД.



1 - подвеска устьевого штока; 2 - баланси́р с опорой; 3 - стойка; 4 - шатун; 5 - кривошип; 6 - редуктор; 7 - ведомый шкив; 8 - ремень; 9 - электродвигатель; 10-ведущий шкив; 11 - ограждение; 12 - поворотная плита; 13 - рама; 14 –противовес; 15 - траверса; 16 - тормоз; 17 - канатная подвеска

Рисунок 1.4 - Схема станка-качалки типа СКД [10]

## 1.2 Тихоходные станки-качалки

С увеличением количества низкодебитных скважин (скважины, которые имеют дебит не более  $1,5 \text{ м}^3/\text{сутки}$ ) появилась проблема в оптимальной эксплуатации. Применение периодической эксплуатации обусловлено большим числом негативных причин: нерациональное применение наземного и подземного оборудования; неравномерная выработка пласта; эксплуатация с затруднениями в зимнее период времени; маленький межремонтный период в сравнении с постоянно работающими скважинами и др. [18].

Для уменьшения частоты качаний балансира была создана конструкции тихоходного СК, в которой в трансмиссию вводилась дополнительная ременная передача. Для реализации данного решения устанавливается промежуточный вал с 2-мя шкивами малого и большого диаметра между электродвигателем и редуктором. Предусматривается вертикальная и горизонтальная компоновка промежуточного вала [14]. На рисунке 1.5 представлен изображен тихоходный станок-качалки с дополнительной ременной передачей.

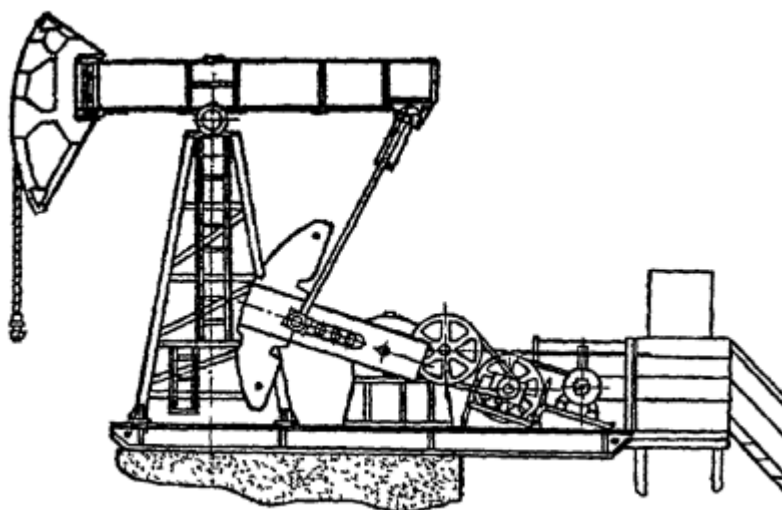


Рисунок 1.5 - Тихоходный СК с дополнительной ременной передачей [3]

Данное конструктивное решение имеет ряд преимуществ: простота, использование его к любому СК и позволение производства нужных деталей за счет сил нефтегазодобывающих предприятий. Но рассматриваемый вариант считается успешным при условии отсутствия серийных приводов СШНУ.

Использование в приводе мотора-редуктора с  $i = 2,3$  являлось другим конструктивным решением. В сравнении с 7СК8-3,5-4000Ш, который обеспечивает число качаний  $n = 3,8-12$ , у мотора-редуктора наблюдалось  $n = 2,5$ . Наряду с этим для работы двигателя  $N = 30$  кВт применяется двигатель  $N = 18,5$  кВт [2]. На рисунке 1.6 изображен мотор-редуктор.

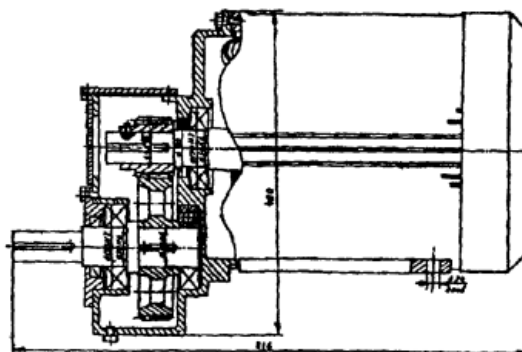


Рисунок 1.6 - Мотор-редуктор [2]

Шестерня, располагающаяся на удлиненном валу электродвигателя, входила в зацепление с зубчатым колесом. Менять передаточное отношение мотора-редуктора можно за счет замены пары зубчатых колес. Для посадки сменных шкивов выходной конец тихоходного (выходного вала) обеспечивается стандартными присоединительными размерами.

АзИНМАШ реализовал конструкцию станков-качалок с трехступенчатым редуктором. Такой трехступенчатый редуктор имеет передаточное отношение равным 165, что позволяет не включать в компоновку трансмиссии СК ременную передачу. Электродвигатель посредством муфты соединен с редуктором. В редукторе необходима коническо-цилиндрическая конструкция с быстроходной конической ступенью, так как приходится использовать угловую передачу [17].

В данном варианте конструкции полагается использование управляемого многоскоростного асинхронного электрического двигателя, который с помощью смены схемы подключения создает частоту (скорость) вращения своего вала 495, 745, 990 и 1485 об/мин, так как установка лишена ременной передачи, за счет которой осуществлялся контроль частоты хода балансира. Исходя из этого на выходе происходит 3, 4, 5, 6 и 9 качаний балансира в минуту, к тому же стремительно уменьшается время перевода установки скважинного штангового насоса на другой режим работы.

В случае лишения конструкции ременной передачи, защищающей оборудование от неисправностей при перегрузке, понадобилось иное конструктивное решение. Первичный двигатель с передаточным механизмом (редуктором) соединяется с помощью муфты, которая оснащается срезным штифтом, который размещается в резиновой оболочке, ослабляющей момент при пуске. Штифт срезается и защищает электродвигатель от перегрузки в случаях заклинивания плунжера глубинного насоса или неисправностях [1].

При нетрадиционной компоновке привода СШНУ потребовались изменения в тормозной системе установки. Поэтому одна из половин муфты, располагающаяся на валу редуктора, выступает одновременно в качестве

тормозного шкива двухколесного тормоза, а в состав системы управления тормозом входит промежуточная коническая зубчатая закрытая передача.

На рисунке 1.7 изображена конструкция СК с двулучим балансиром, выполненная американской фирмой «Lufkin».

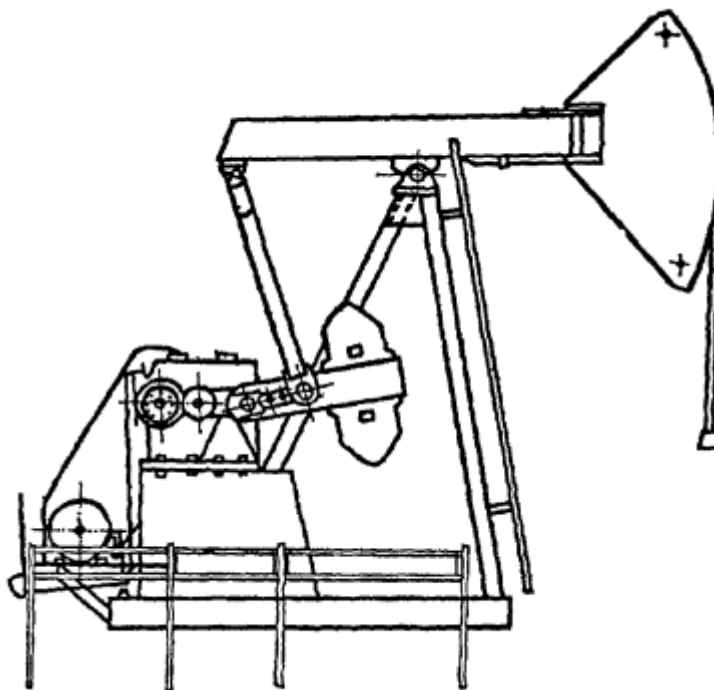


Рисунок 1.7 - СК с двулучим балансиром, изготовленная фирмой Lufkin  
[14]

Принятая в Соединенных штатах Америки система единиц и обозначения скважинных приводов согласно требованиям, API можно расшифровать так:

- С – общепринятый (стандартный) тип станка-качалки с двулучим балансиром;
- 320,456 – максимальный крутящий момент в тысячах футов на дюйм;
- D – двухступенчатый редуктор;
- 173,213 – максимальная нагрузка на верхней штанге в сотнях фунтов;
- 120 – длина хода в дюймах.

Редукторы, имеющие 2 ступени, с передаточным числом 30 применяются на СК С-320, а с 29, применяется на СК С-456.



Компания «Lufkin» помимо двухплечих приводов СК изготавливает одноплечие приводы типа Mark II. На СК американской фирмы «Lufkin» стали применяться шевронные зубчатые колеса со спиральными зубьями, отличием которых является чувствительность к неточностям сборки и существенно лучше работают в реверсивных передачах. Продуктом американской фирмы «Lufkin» также являются одноплечие приводы СК типа Mark II [19]. На рисунке 1.8 представлена конструкция с одноплечим балансиром (Mark II).

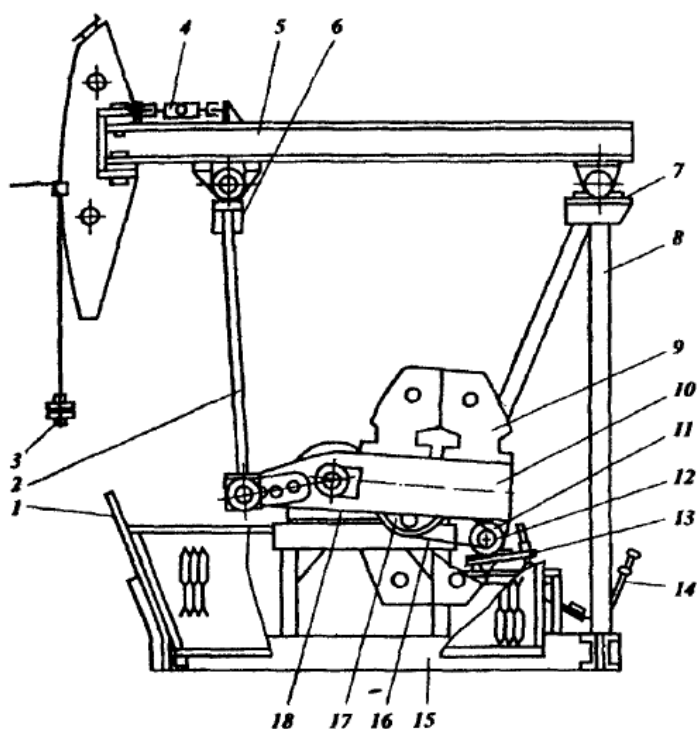


Рисунок 1.8 - Конструкция станка-качалки с одноплечим балансиром (Mark II) [2]

У приводов Mark II наблюдаются следующие достоинства [14]:

- поскольку СК имеет дезаксиальный механизм, повышается время движения штанг вверх;
- для снижения величины перегрузки в начале движения хода вверх на привод и штанги конструкция обладает пониженным ускорением в начале этого напряженного периода цикла;

- поскольку траверса находится перед редуктором, рядом с головкой балансира, то обеспечивается повышенная допустимая нагрузка в точке подвеса штанг;
- увеличение допустимой нагрузки при движении вверх и уменьшение при движении вниз сглаживает распределение нагрузки на цикл;
- крутящий момент можно увеличить за счет геометрии механизма по сравнению с обычными СК. Происходит это из-за особой конструкции кривошипа и его размещения, допускающего менять приложение момента по отношению к моменту, который образовываемый весом колонны насосных штанг. Если параметры остаются неизменными, можно уменьшить требуемую мощность, а также потери мощности.

### 1.3 Безбалансирующие станки-качалки

Оснащена приводная часть аналогично балансирующим СК. V образная форма с углом  $30^{\circ}$  кривошипа положительно сказывается на уравновешивании станка, уменьшает вес контргрузов. На кривошипе безбалансирующего станка-качалки грузы располагаются подобным образом, что и на кривошипе балансирующего. Гибкая подвеска проходит ролик, размещенный на наклонной стойке над устьевым оборудованием нефтяной скважины, и связана с траверсой, находящейся в соединении с шатунами. Кривошип и нижняя головка шатуна находятся в соединении друг с другом. Еще одной схожестью с балансирующим СК является то, что место соединения можно менять для настройки хода точки подвеса колонны насосных штанг [1].

В диапазоне от 30 до 60 кН находится нагрузка на головку балансира. от 0,45 до 5 м варьируется длина хода. На ведомом (тихоходном) валу редуктора установки крутящие моменты  $T$  могут достигать до 80 кН·м.

На примере СБМЗ – 1,8-700 условные обозначения СК расшифровываются так:

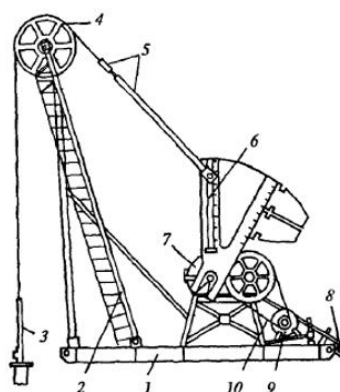
- СБМ – станок безбалансирующий механического действия;

- 3 – нагрузка в точке подвеса штанг, тс;
- 1,8 – длина хода, м;
- 700 – крутящий момент, кгс·м.

Особенностями безбалансирных СК являются меньшие габариты и металлоемкость. Характеристика движения точки подвеса колонны насосных штанг, при которой наблюдается меньшие отклонения гармонического колебания, а значит, ускорение ( $a$ , м/с<sup>2</sup>) в точке подвеса колонны насосных штанг и инерционные нагрузки в установке меньше на много. Но единственное, почему установки данного типа не нашли широкого применения, оказалась слабая надежность гибкой связи.

Шатун и балансир, в этом случае, заменены элементами, обеспечивающие гибкую связь, в безбалансирном СК. Для обеспечения гибкой связи испытывались клиновые ремни, цепи, стальные канаты, металлические ленты. Но они оказались на практике недолговечные, все это вызывало частые инерционные операции по смене этих недолговечных элементов гибкой связи. Таким образом, эти безбалансирные СК применяются на сегодняшний день только лишь для пробной, кратковременной эксплуатации нефтяных скважин.

Безбалансирные СК можно сделать мобильными благодаря их уменьшенной массе [2]. На рисунке 1.9 представлена схема безбалансирного станка-качалки.



1 – рама, 2 – стойка, 3 – сальниковый шток, 4 – канатный шкив, 5 – траверса и шатуны, 6 – кривошип, 7 – редуктор, 8 – тормоз, 9 – электродвигатель, 10 – клиноременная передача

Рисунок 1.9 - Схема безбалансирного станка-качалки [2]

## 1.4 Редукторы механических приводов СШНУ

Для снижения скорости (частоты) вращения первичного двигателя до нужной на выходном (ведомом) валу используется редуктор. Крутящий момент  $T$  Н·м и передаточное число  $i$  являются основными его показателями. На рисунке 1.10 изображен редуктор типа Ц2НС-750.

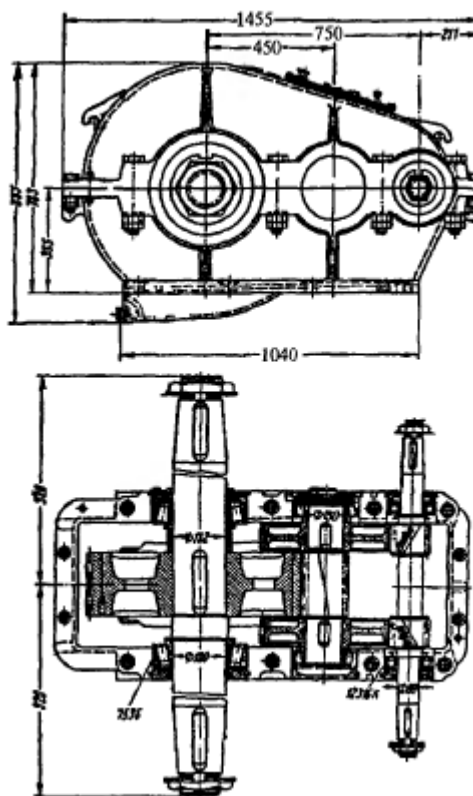


Рисунок 1.10 - Редуктор Ц2НС -750 для СК [23]

На рисунке 1.11 изображен редуктор типа Ц2НШ - 730А.

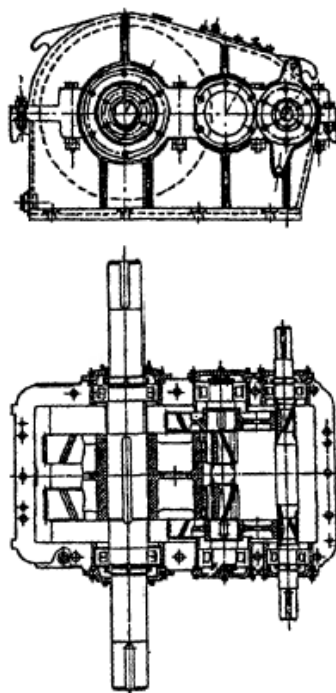


Рисунок 1.11 - Редуктор Ц2НШ – 730А [17]

До 54 вариантов значений частоты качаний устьевого штока можно осуществить на любом СК, что обеспечивает достижение оптимального режима при минимальной трате электроэнергии, несмотря на условия эксплуатации. Это определяется [23]:

- способностями изменения передаточного числа редуктора;
- установками по мощности и частоте вращения до 13 исполнений двигателей;
- находящимися на ведущем валу редуктора 2-х сменных шкивов и на валу двигателя 3-х сменных шкивов.

Для станков-качалок типа СКР основной особенностью является использование в них трехступенчатых редукторов ЦЗНК. Предприятие приняло во внимание предложения нефтяников и учла требования стандарта API при создании конструкции редукторов ЦЗНК.

Главные преимущества и особенности редуктора ЦЗНК заключаются в следующем:

- для уменьшения частоты качаний балансира (где-то до 1,7 в минуту) передаточные числа могут изменяться от 63,9 до 125;
- в зависимости от дебита скважин регулирование числа качаний достигается за счет возможности изменения передаточного отношения, которое, в свою очередь, осуществляется за счет замены зубчатой пары входной ступени применением комплекта зубчатых пар;
- использование термоулучшенной с большим модулем косоугой зубчатой передачи с упорными кольцами, которая находится под защитой Российским патентом, в которой используется зацепление Новикова, с более высокой нагрузочной способностью;
- различие в массе между редукторами Ц2НШ и ЦЗНК составляет 25-30% при равных нагрузочных характеристиках;
- для уменьшений расхода электроэнергии существует возможность использования электрического двигателя, обладающего меньшей мощностью N.

На рисунке 1.12 изображен редуктор типа ЦЗНК

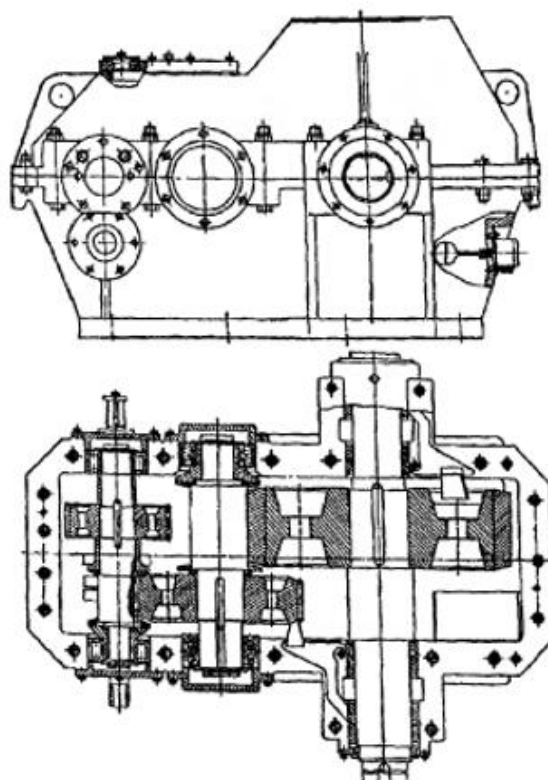
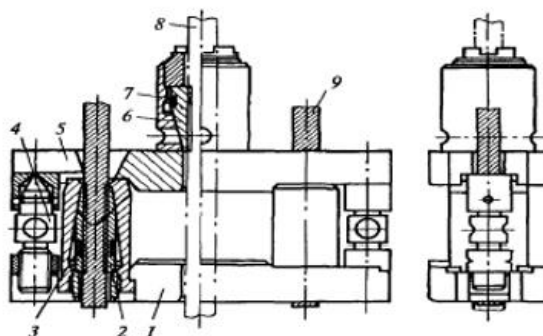


Рисунок 1.12 - Редуктор типа ЦЗНК [14]

## 1.5 Оборудование устья скважины при эксплуатации СШНУ.

Для соединения устьевого штока с приводом скважинного насоса предусматриваются подвески устьевого штока ПСШ. Благодаря этим подвескам с помощью динамографа появляется возможность изучить работу скважинного насоса и контролировать установку плунжера в цилиндре скважинного насоса.

Допускается эксплуатация подвесок в умеренной и холодной климатических зон [4]. На рисунке 1.13 изображена подвеска ПСШ устьевого штока.



1 – нижняя траверса; 2 – плашка каната; 3 – пружина плашек; 4 – винт опорный, 5 – верхняя траверса; 6 – плашка штока; 7 – пружина плашек штока; 8 – сальниковый шток; 9 – канат.

Рисунок 1.13 - Подвеска ПСШ устьевого штока [4]

Механическое приспособление, располагающееся на устьевом штоке и использующееся для медленного проворачивания колонны насосных штанг и плунжера при каждом ходе головки балансира, носит название штанговращатель.

В основном штанговращатели используются при работе на искривленных нефтяных скважинах, чтобы уберечь от одностороннего истирания муфт, плунжера и штанг, и чтобы защитить от отворотов штанговых колонн. Еще они используются для удаления парафина с внутренних стенок при применении

пластинчатых скребков. На рисунке 1.14 изображен штанговращатель типа ШВЛ -10.

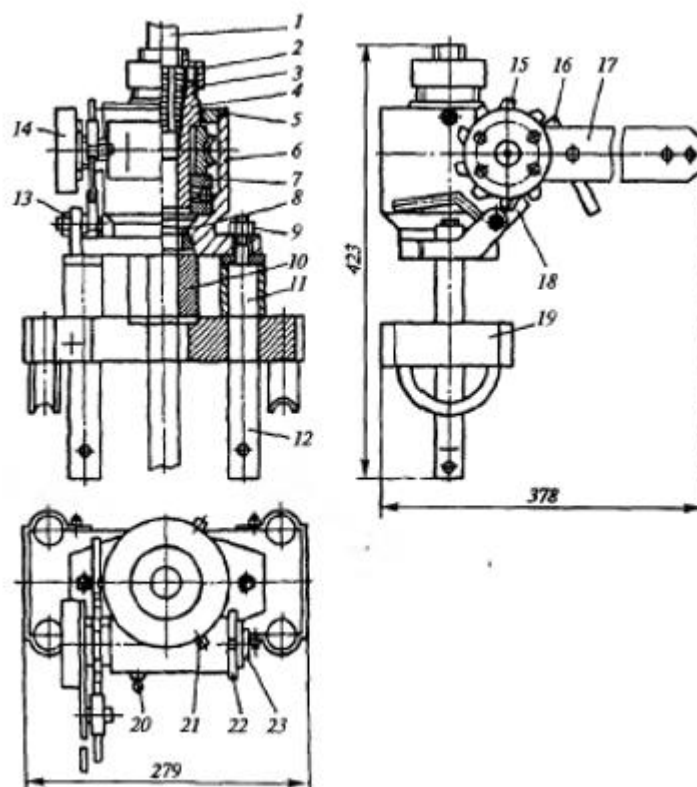


Рисунок 1.14 - Штанговращатель типа ШВЛ -10 [11]

Для соединения колонны штанг с канатной подвеской СК применяются устьевые сальниковые штоки. Допускается эксплуатация в умеренной и холодной климатических зонах.

Штанговые муфты предназначены для соединения насосных штанг.

Для уплотнения сальникового штока скважин, скважинных насосов применяются сальники устьевые. На рисунке 1.15 изображен сальник устьевой СУ1 - 73-31.



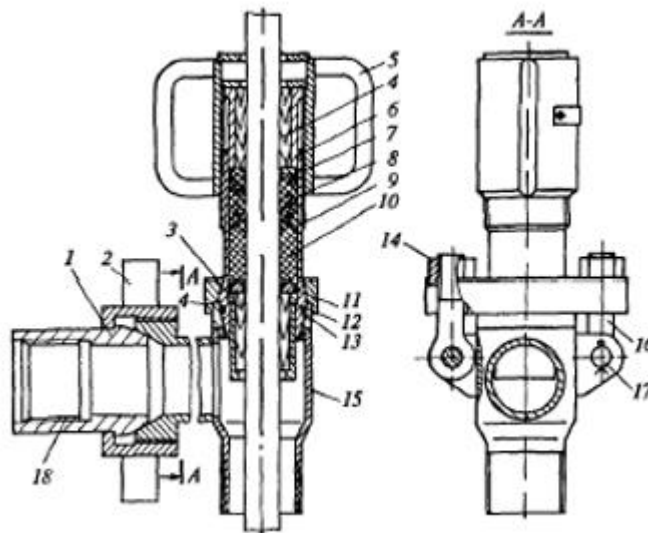


Рисунок 1.15 - Сальник устьевого СУ1 - 73-31 [11]

Сальник способен выдерживать высокие давления, создаваемые на устье скважины, и уверенно уплотняет шток при однострубных системах сбора.

Для герметизации устья и настройки отбора нефти и газа во время процесса фонтанирования нефтяной скважины и работы ШСН и для проведения технологических операций, связанных с ремонтом и работами по исследованию скважин необходимо устьевое оборудование [17]. На рисунке 1.16 изображено оборудование устьевое 140-146/168-65Б.

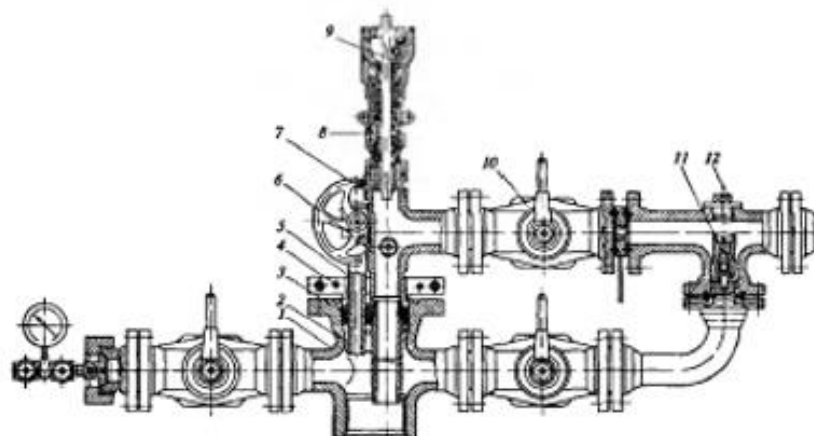


Рисунок 1.16 - Оборудование устьевое 140-146/168-65Б для герметизации устья скважины [17]

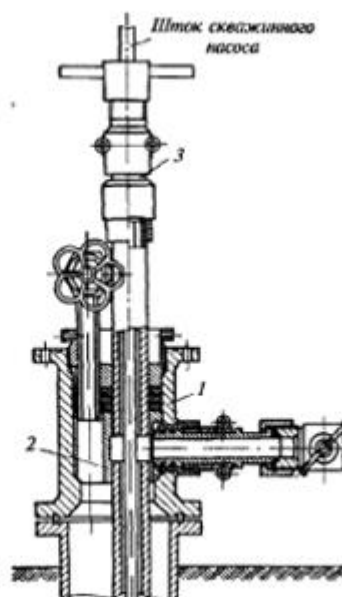
Проходной кран с обратной пробкой является запорным устройством. Через специальный патрубок по межтрубному пространству доставляются скважинные приборы.

В подвешенном состоянии подъемные трубы находятся на конусе. Прокладки и нажимные фланцы нужны для уплотнения НКТ и патрубка для спуска скважинных приборов. Для удобства разборки разъемными выполнены все закладные элементы уплотнительного узла и конус [11].

Устьевой сальник, имеющий двойное уплотнение, используется в устьевом оборудовании СШНУ. Для защиты от разлива нефти при обрывах полированного устьевого штока, и для осуществления перепуска газа в систему сбора нефти, применяются обратные клапаны в СШНУ.

В состав оборудования устьевого типа ОУШ – 65/50X 140 и ОУШ – 65/50 X140ХЛ входит, в котором располагаются. Корпус, который располагается в составе устьевого оборудования скважины, оснащен муфтовой подвеской, благодаря которой колонна разъемных труб находится в подвешенном состоянии. Сальниковые устройства служат для герметизации штока глубинного плунжерного насоса объемного действия и отвод, оснащенный регулируемым вентилем, который служит для пропуски в затрубное пространство скважинных приборов, размещаются на подвеске [4].

Трубная головка оснащена боковым отводом, в котором располагаются быстросъемный дроссель и запорный вентиль, и с помощью которого осуществляется эксплуатация нефтяных скважин. Затрубное пространство связано со вторым боковым отводом трубной головки. На рисунке 1.17 изображено оборудование устьевое ОУШ 65/50X 140.



*1 – корпус; 2 – трубная подвеска; 3 – сальник устьевой*

Рисунок 1.17 - Оборудование устьевое ОУШ – 65/50X 140 [4]

Для защиты от ГНВП из скважины при обрыве штока глубинного плунжерного насоса объемного действия конструкция сальникового устройства перекрывает его проход.

Установленный в муфтовой подвеске перепускной клапан служит для отвода избыточного давления в затрубном пространстве в выкидную линию.

### **1.6 Силы, действующие в точке подвеса штанг**

В точке подвеса колонны насосных штанг балансирного СК возникает нагрузка, которая складывается из [2]:

1) возникающих от силы тяжести жидкости и колонны насосных штанг, сил трения, возникающих у плунжера в цилиндре и колонны насосных штанг от трубы, статических нагрузок;

2) создающимися при ходе с ускорением  $a$  ( $m/c^2$ ) колонны насосных штанг и столба жидкости, сил инерции, движущихся масс;

3) вследствие вибрации колонны насосных штанг динамическими нагрузками.

Существенным значением обладают суммарные минимальные и максимальные нагрузки на колонну насосных штанг, которые могут быть найдены изменениями динамометрирования.

Во время движения колонны насосных штанг вверх максимальная статическая нагрузка равна:

$$P_{ст} = P_{ж} + P_{шт}, \quad (1.1)$$

где

$P_{ж}$  – сила тяжести жидкости, находящейся над плунжером объемного скважинного насоса;

$P_{шт}$  – сила тяжести жидкости в колонне насосных штанг.

Для расчетов удобно принять глубину спуска плунжерного скважинного насоса объемного действия равной динамическому уровню:

$$P_{ст} = q_{ж}L + q_{шт}Lb_y, \quad (1.2)$$

где

$q_{ж}$  – вес 1 м столба жидкости над плунжером глубинного насоса объемного действия,

$q_{шт}$  – вес 1 м насосных штанг (с учетом веса муфт) в воздухе;

$L$  – длина штанг;

$b_y = 1 - \rho_{ж} / \rho_{шт}$  – ( $\rho_{ж}$ ,  $\rho_{шт}$  – плотность материала штанг и жидкости).

Обычно, если искривление ствола скважины не превосходит пяти или шести градусов, силы трения насосных штанг о НКТ не учитывают. Рассчитываются силы инерции по формуле:

$$P_i = MJ_{max}, \quad (1.3)$$

где

$M$  – масса движущихся деталей;

$J_{max}$  – максимальное ускорение точки подвеса штанг.

Так как в жидкости присутствует растворенного свободного газа, то жидкость оказывается сжимаемой. Из этого следует, что в формуле учитывается только масса колонны насосных штанг:

$$M = \frac{P_{ст}}{q}. \quad (1.4)$$

Максимальная нагрузка в точке подвеса штанг с учетом сил инерции:

$$P_{max} = P_{ж} + P_{шт}b_y + \frac{P_{шт}Sn^2}{1440}. \quad (1.5)$$

Динамическая нагрузка при движении колонны насосных штанг вниз:

$$P_{ин} = \frac{P_{шт}}{g} I_{min} = \frac{P_{шт}S}{2g} \omega^2 \left(1 - \frac{r}{l}\right); \quad (1.6)$$

$$P_{min} = P_{шт}b_y - \frac{P_{шт}S}{2g} \omega^2 \left(1 - \frac{r}{l}\right). \quad (1.7)$$

## 1.7 Кинематика приводов скважинных штанговых установок

На сегодняшний день используются С, которые обладают кинематическими схемами, представленными на рисунке 1.18, при уравнивании при помощи грузов [3]. На рисунке 1.18 изображена кинематическая схема станка-качалки.

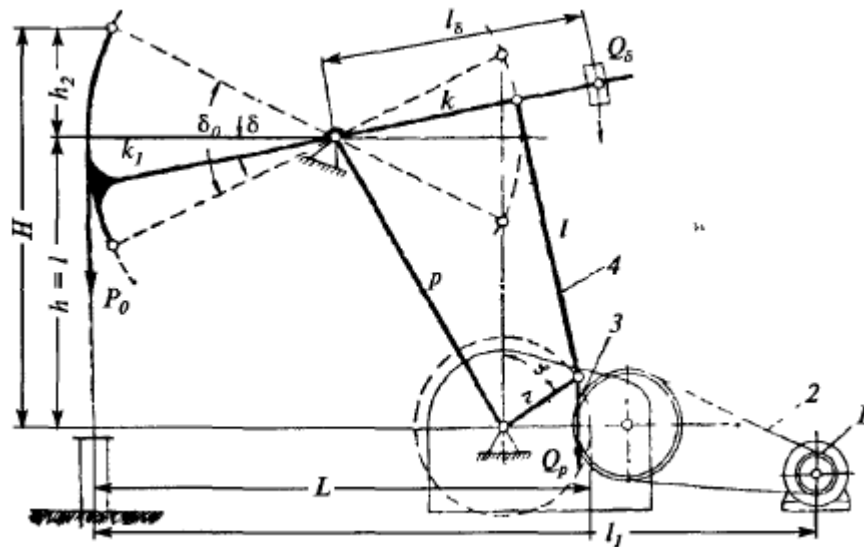


Рисунок 1.18. - Кинематическая схема станка-качалки [3]

У механизма СК к составным элементам относятся первичный привод 1, клиноременная передача 2 от первичного привода к редуктору при помощи шкивов, редуктор 3 и шарнирный четырехзвенный механизм 4, который превращает вращательное движение вала двигателя в возвратно-поступательное движение плунжера. Клиноременная передача и редуктор позволяют получить нужное число оборотов кривошипного вала, который соответствует числу ходов.

Для инженера конструктора особо важно обратить внимание при проектировании схемы СК на правильность проектирования шарнирного четырехзвенного механизма, чтобы согласно определенному закону, который обеспечивает нормальную работу скважинного насоса, колонны штанг, происходило движение точки подвеса штанг [3].

Этот шарнирный четырехзвенный механизм СК представляет собой кривошипно-коромысловом механизмом с коромыслом односторонним удлиненным в противоположном направлении. Получение заданной длины хода точки подвеса штанг  $S$  должно обеспечиваться этим механизмом.

Для того, чтобы определить длину кривошипа и шатуна, необходимо располагать кинематической схемой СК при его крайних нижнем и верхнем положениях точки штанг.

В зависимости от направления вращения кривошипа для любой кинематической схемы есть два закона достижения точки подвеса штанг.

### **1.8 Скважинные штанговые насосы.**

Скважинный штанговый насос является одноплунжерным насосом объемного действия с длинным объемным цилиндром, шариковыми всасывающими (приемными) и нагнетательными клапанами и длинным плунжером. Когда плунжер движется вверх, происходит процесс нагнетания жидкости, которая располагается между стенками цилиндра и штангами, а в полость под плунжером доставляется жидкость и нефтяной скважины. Когда плунжер движется вниз, насос выдавливает (выжимает) объем жидкости, равный объему штока, опускающегося в полость цилиндра [18].

Скважинные насосы делятся на вставные (НСВ) и невставные (НСН). Особенностью НСН является то, что цилиндр с седлом приемного клапана опускают в нефтяную скважину на насосно-компрессорных трубах. В нефтяную скважину опускают на штангах и вводят внутрь цилиндра плунжер с нагнетательным и приемным клапаном. Через специальный шток шарик приемного клапана соединен с плунжером скважинного насоса. К главному минусу НСН относится сложность и длительность доставки насоса объемного действия на поверхность для исправления повреждений, а также затруднение установки его в скважине. А НСВ же опускается в скважину внутрь насосно-компрессорных труб на насосных штангах уже собранным. В состав НСВ входит 3 главных узла: замковая опора цилиндра, плунжер и цилиндр [14].

Основным отличием между невставных от вставного является то, что для подъема цилиндра нужно извлечь все оборудование, которое включает в себя штанги с клапанами, плунжер и НКТ. Значительно облегчается труд рабочих, а также в 2,5 раза ускоряется СПО при ремонте скважин при эксплуатации НСВ. Но подача  $Q$  невставного насоса всегда больше подачи вставного

## 1.9 Вспомогательное оборудование скважинных насосных установок.

Центраторы используются для защиты НКТ и колонны насосных штанг в наклонно-направленных скважинах от возникающего взаимного износа. На рисунке 1.19 изображены центраторы.



Рисунок 1.19 - Центраторы [19]

Роль скребков по очистке НКТ от парафина могут выполнять некоторые центраторы. Центраторы должны обладать устойчивостью к износу, ударам, изменениям температуры, химическому воздействию нефти и пластовой воды; иметь низкую абразивность к металлу, осуществлять минимальные гидравлические сопротивления, и, что не менее важно, иметь оптимальную стоимость [19].

При работе с большими динамическими нагрузками для снижения амплитуды напряжений в колонне насосных штанг применяются амортизаторы. На рисунке 1.20 изображен амортизатор.





Рисунок 1.20 - Амортизатор [19]

При эксплуатации нефтяных скважин с помощью ШГН пользуются еще одним не менее важным дополнительным оборудованием – газосепараторы.

Газосепараторы позволяют снизить поступление свободного газа более 10%, а насосы специального исполнения позволяют снизить более 25%.

Принцип действия работы газосепаратора заключается в следующем: во время поворота потока газожидкостной смеси осуществляется разделение потока на газ и жидкость вследствие разности плотностей. Затем более легкий газ уходит по специальным каналам в затрубное пространство, а поток жидкости направляется на вход скважинного плунжерного насоса [17]. На рисунке 1.21 изображен газосепаратор.



Рисунок 1.21 - Газосепаратор. [17]

### 1.10 Классификация неисправностей в работе СШНУ

В таблице 1.1 представлены неисправности, возникающие в работе СШНУ.

Таблица 1.1 - Неисправности в работе СШНУ [4]

№	Неисправности немедленно приводящие к отказам	Прогрессирующие неисправности	Неисправности не оказывающие существенного влияния на работу СШНУ
1	Обрыв штанг	Незаполнение цилиндра насоса	Нарушение в окраске
2	Прихват плунжера	Утечки в приемном клапане	Каверны и риски на поверхности оборудования
3	Низкая посадка плунжера	Утечки в нагнетательном клапане	Отсутствие необходимых указателей
4	Высокая посадка плунжера	Проскальзывание ремней в клиноременной передаче	-
5	-	Влияние газопроявления	-
6	-	Фонтанный проявления	-
7	-	Разбалансировка СК	-
8	-	Износ элементов СК	-

### **1.10.1 Влияние неисправностей на работу СШНУ**

#### **2. Условие эксплуатации:**

– присутствие механических примесей. Из-за попадания в зазор между плунжером и цилиндром механических примесей во время работы насоса повреждаются рабочие поверхности, что ведет к утечкам или вызывает заклинивание плунжера в цилиндре [14].

– коррозионная среда. Коррозионному износу подвергаются плунжер, НКТ, насосные штанги и цилиндр во время работы насоса.

#### **3. Выделение газа на входе в насос**

Вследствие наличия свободного газа на входе в насос поверхности плунжера и цилиндра подвергаются сухому или полусухому трению между ними.

#### **4. Выход из строя насосно-компрессорных труб**

Постепенной возникающий износ резьбы тел насосно-компрессорных труб и поверхности муфты штанги возникает при постепенном движении колонны насосных штанг в НКТ в скважинах, которые имеют большой набор кривизны [18].

Насосно-компрессорные трубы также подвергаются усиленной коррозии, на их стенках постепенно накапливаются парафин и соли, повреждаются резьбовые соединения и поверхность труб искажена трубными ключами.

Таким образом, трубы лишаются прочности и герметичности, что влечет за собой серьезные аварии. Чтобы избежать серьезные аварии, все трубы перед тем, как спуститься в скважину, проверяются и отбраковываются при необходимости [17].

### **1.10.2 Неисправности с насосными штангами**

В процессе эксплуатации насосные штанги подвержены переменным усилиям и во время работы может возникнуть такой момент, что рабочее напряжение в штангах начинает превышать допустимое приведенное, вследствие чего возникает разрушение металла и обрыв штанг. Вследствие электрохимических процессов на поверхности штанг из-за коррозионной

усталости материала появляются оспины и разрушительный процесс осуществляется все более интенсивно. В результате превышения предела упругости материала вследствие заклинивания плунжера в цилиндре скважинного плунжерного насоса объемного действия, искривления штанг или заклинивания их в насосно-компрессорных трубах, из-за наличия пластинчатых скребков может возникнуть, обрыв штанг. Причинами искривления штанг могут служить прихват насоса при движении вниз, удары плунжера о жидкость в искривленных стволах скважин, а также применение штанг, имеющие малый диаметр, в трубах большего диаметра. Если значение напряжения в штангах не превышает допустимого (определенной величины), то считается, что штанги работают удовлетворительно.

В результате неполадок штанговращателя в НКТ откладывается парафин, что приводит к неисправностям с штангами. Также по причине рассоединения отдельных участков колонны насосных штанг в результате износа, или нарушений эксплуатации штанговых муфт, или несоосности СК и скважины могут произойти неисправности в колонне штанг.

Неполадки скважинного оборудования влекут за собой к крупные потери в добыче углеводородов и большие финансовые затраты на ремонт оборудования, которое вышло из строя.

### **1.10.3 Неисправности поверхностного оборудования**

Причинами неисправностей являются динамический характер эксплуатационных нагрузок и неуравновешенность.

#### **1. Неисправности, возникающие в редукторе**

К одним из самых ответственных и дорогостоящих узлов станка-качалки относится редуктор. Результатом нарушения работы редуктор являются снижение коэффициента использования оборудования, увеличение себестоимости нефти и к простою скважины [2].

При этом на технико-экономические показатели может повлиять остановка СК, которая приводит к замерзанию выкидной линии и прихвату штанг в трубах и плунжера в цилиндре.

Редуктора имеют неисправности, которые не приводят к авариям мгновенно. Неисправностями, которые приводят к моментальной аварии, можно являются: шум и вибрации в редукторе, износ шпонки шкива с последующим сходом с вала, ослабление крепления редуктора, износ шкива, удары и стук промежуточного вала подшипников, масла, износ вала, протечка масла на валу, износ подшипников валах всех ступеней.

Утечки масла из редуктора приводят не только к излишней трате масла и загрязнению площадки, но и к разрушению фундамента СК.

## 2. Неисправности клиноременной передачи

Особое внимание стоит уделить установке ремней, так как при неисправной работе они начинают интенсивно изнашиваться, что влечет за собой излишние траты на ремнях, и, следовательно, увеличиваются расходы на эксплуатацию станка-качалки, подача жидкости на поверхность останавливается, следствием чего является замерзание выкидной линии скважины, прихват плунжера насоса, что сопровождается снижением объема добычи нефти [14].

## 2 КОНСТРУИРОВАНИЕ БЕЗБАЛАНСИРНОГО СТАНКА-КАЧАЛКИ

В данной работе представлен червячный редуктор, соединенный с двигателем на входе муфтой (зубчатая муфта) и с реечной передачей на выходе.

Требуемые задачи для выполнения магистерской диссертации: спроектировать данный редуктор в 3D, произвести энерго-кинематический расчет привода, передач и колес, выполнить расчет подшипников, уточненный расчет валов и шпоночных соединений.

Исходные данные: нагрузка на штанги  $F = 80$  кН; число качаний  $n = 5$ ; рабочий ход  $L = 1,5$  м, срок службы 5 лет.

### 2.1 Энерго-кинематический расчет

Скорость перемещения рейки:

$$v = 2L \cdot \frac{n}{60} = 2 \cdot 1500 \cdot \frac{5}{60} = 0,25 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (2.1)$$

#### 2.1.1 Расчет потребляемой мощности и выбор электродвигателя

По ниже представленной формуле определяется потребляемая мощность (кВт) привода (мощность на выходе):

$$P_{\text{пот}} = F \cdot \frac{v}{10^3} = 80000 \cdot \frac{0,25}{10^3} = 20 \text{ кВт}. \quad (2.2)$$

Для привода общий КПД равен произведению КПД всех его последовательно соединенных передач:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{ч}} \cdot \eta_{\text{з}}^2 \cdot \eta_{\text{пп}} \cdot \eta_{\text{м}} = 0,8 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 0,69. \quad (2.3)$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{пот}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{20 \cdot 10^3}{0,745} = 26,83 \cdot 10^3 \text{ Вт}. \quad (2.4)$$

Выбираем электродвигатель АИР225М8/735. Мощность  $P = 30$  кВт.

Число зубьев шестерни рейки:

$$Z_{\text{ш}} = 20.$$

Модуль зубьев шестерни рейки:

$$m_{ш} = 16.$$

Делительный диаметр шестерни рейки:

$$d = z_{ш} \cdot m_{ш} = 16 \cdot 20 = 320 \text{ мм.} \quad (2.5)$$

Частота вращения шестерни рейки:

$$n_{ш} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v}{\pi \cdot D_6} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0,25}{3,14 \cdot 0,32} = 14,921 \text{ мин}^{-1}. \quad (2.6)$$

### 2.1.2 Уточнение передаточного числа привода

Фактическое передаточное отношение определяется по формуле, представленной ниже:

$$U_{\phi} = \frac{n_{дв}}{n_{ш}} = \frac{735}{14,921} = 49,26. \quad (2.7)$$

### 2.1.3 Определение вращающих моментов и частот вращения на валах

Мощности на валах:

$$P_I = P_{тр} \cdot \eta_m \cdot \eta_{пп} = 26,83 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 26,031 \text{ кВт}; \quad (2.8)$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_z \cdot \eta_{пп} = 5,623 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 20,616 \text{ кВт.} \quad (2.9)$$

Частота вращения валов:

$$n_I = n_{дв} = 735 \frac{\text{об}}{\text{мин}}; \quad (2.10)$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{U_{\phi}} = \frac{735}{49,26} = 14,921 \frac{\text{об}}{\text{мин}}. \quad (2.11)$$

Угловая скорость валов:

$$\omega_{AC} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 735}{30} = 76,969 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \quad (2.12)$$

$$\omega_I = \frac{\pi \cdot n_I}{30} = \frac{3,14 \cdot 735}{30} = 76,969 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \quad (2.13)$$

$$\omega_{II} = \frac{\pi \cdot n_{II}}{30} = \frac{3,14 \cdot 14,921}{30} = 1,563 \frac{\text{рад}}{\text{с}}. \quad (2.14)$$

Моменты вращения валов:

$$T_{ГЛ} = \frac{P_{тр}}{\omega_{дв}} = \frac{26,83 \cdot 10^3}{76,969} = 348,487 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.15)$$

$$T_I = \frac{P_I}{\omega_I} = \frac{26,031}{76,969} = 338,199 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.16)$$

$$T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}} = \frac{20,616}{1,563} = 13190 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.17)$$

## 2.2 Расчет реечной передачи

Выбор твердости, термической обработки и материала шестерни.

Материал Сталь 40ХН с термической обработкой улучшение.

Расчет геометрических характеристик представлен в таблице 2.1 (расчет произведен в программе КОМПАС-3D).

Таблица 2.1 - Геометрический расчет реечной цилиндрической передачи

Наименование и обозначение параметра	Шестерня	Рейка
Исходные данные		
Число зубьев, $z$	20	64
Модуль $m$ , мм	16	
Ширина зубчатого венца, мм	242	242
Угол профиля исходного контура $\alpha$	20	20
Коэффициент смещения исходного контура $x$	0	0
Предварительная длина нарезанной части рейки $L$ , мм	-	2000
Высота рейки $H$ , мм	-	54
Степень точности	8-С	8-С
Определяемые параметры		
Нормальный шаг $p_n$ , мм	-	50,625
Делительный диаметр $d$ , мм	320	-
Диаметр вершин $d_a$ , мм	352	-
Диаметр впадин $d_f$ , мм	280	-
Высота зуба $h$ , мм		36
Высота головки зуба $h_a$ , мм		16
Монтажный размер (межосевое расстояние) $a_w$ , мм	198±0,075	

Расчет на прочность реечной передачи представлен в таблице 2.2 (расчет произведен в программе КОМПАС-3D).



Таблица 2.2 - Расчет на прочность при действии максимальной нагрузки реечной цилиндрической передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее * <sup>1</sup> копесо	Рейка * <sup>2</sup>
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	20	33
Модуль, мм	$m_n$	16	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	0°00'00"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b_1, B$	128	128
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	0	-
Стапень точности	—	8-C	8-C
Марка материала	* <sup>1</sup>	Сталь 40ХН ГОСТ 4543-2016	
	* <sup>2</sup>	Сталь 40ХН ГОСТ 4543-2016	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	20	20
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	13190	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	14,921	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	0,25	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,014	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	1,158	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,002	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_{Ht}$	82437,5	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Hi}$	653,975	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	584,393	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HFmax}$	2198	1648,5
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$n_H$	3,761	2,821
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,018	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	3,087	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,005	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_{Ft}$	82437,5	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Fi}$	658,778	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	170,047	159,342
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FFmax}$	565,526	471,966
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$n_F$	3,326	2,962

Расчет на долговечность реечной передачи представлен в таблице 2.3-2.4 (расчет произведен в программе КОМПАС-3D).

Таблица 2.3 - Расчет на выносливость реечной цилиндрической зубчатой передачи

Наименование и обозначение параметра		Ведущее * <sup>1</sup> колено	Рейка * <sup>2</sup>
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	20	33
Модуль, мм	$m_n$	16	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	0°00'00"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b_1, B$	128	128
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	0	-
Степень точности	—	8-С	8-С
Марка материала	* <sup>1</sup>	Сталь 40ХН ГОСТ 4543-2016	
	* <sup>2</sup>	Сталь 40ХН ГОСТ 4543-2016	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	20	20
Базовое число циклов перемены напряжений, миллионы	контакт	$N_{Hlim}$	7,655
	изгиб	$N_{Flim}$	4
Предел выносливости по контакту, соответствующий базовому числу циклов, МПа	$\sigma_{Hlimb}$	428	428
Коэффициент ограничения усталостных повреждений (контакт)	$a_{HG}$	0,6	
Коэффициент безопасности (контакт)	$S_H$	1,1	1,1
Показатель кривой выносливости (контакт)	$q_H$	6	6
Предел выносливости по изгибу, соответствующий базовому числу циклов, МПа	$\sigma_{Flimb}$	313,25	313,25
Коэффициент ограничения усталостных повреждений (изгиб)	$a_{FG}$	0,6	
Коэффициент безопасности (изгиб)	$S_F$	1,7	1,7
Показатель кривой выносливости (изгиб)	$q_F$	6	6
Коэффициент, учитывающий шероховатость	$Z_R$	1	1
Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки	$Y_A$	1	1
Планируемый ресурс работы, час	$L_p$	5	

Таблица 2.4 - Расчет на выносливость реечной цилиндрической зубчатой передачи, режимы нарушения передачи

<i>Режимы нагружения передачи</i>								
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н·м		Частота вращения ведущего колеса, об/мин	Продолжительность работы передачи на данном режиме, %	Число циклов нагружения, миллионы	Контактное напряжение, МПа	Напряжение изгиба, МПа		
контакт	изгиб					Ведущее колесо* <sup>1</sup>	Ведомое колесо* <sup>2</sup>	
$T_{Hl}$	$T_{Fl}$	$n_{Hl}$	—	$N_{cl}$	$\sigma_{Hl}$	$\sigma_{F1l}$	$\sigma_{F2l}$	
13190	13190	14.921	100 %	0.0044763	584,393	167,04	156,524	
Наименование и обозначение параметра						Ведущее колесо* <sup>1</sup>	Ведомое колесо* <sup>2</sup>	
<i>Определяемые параметры</i>								
Допускаемые напряжения по контакту, МПа						$\sigma_{HP}$	389,091	291,818
Эквивалентные напряжения по контакту, МПа						$\sigma_{HE}$	584,393	584,393
Допускаемые напряжения по изгибу, МПа						$\sigma_{FP}$	156,735	130,804
Эквивалентные напряжения по изгибу, МПа						$\sigma_{FE}$	167,04	156,524
Ресурс по контакту, час						$L_H$	1320	1320
Ресурс по изгибу, час						$L_F$	194325	287054

На рисунке 2.1 изображена модель реечной цилиндрической зубчатой передачи.

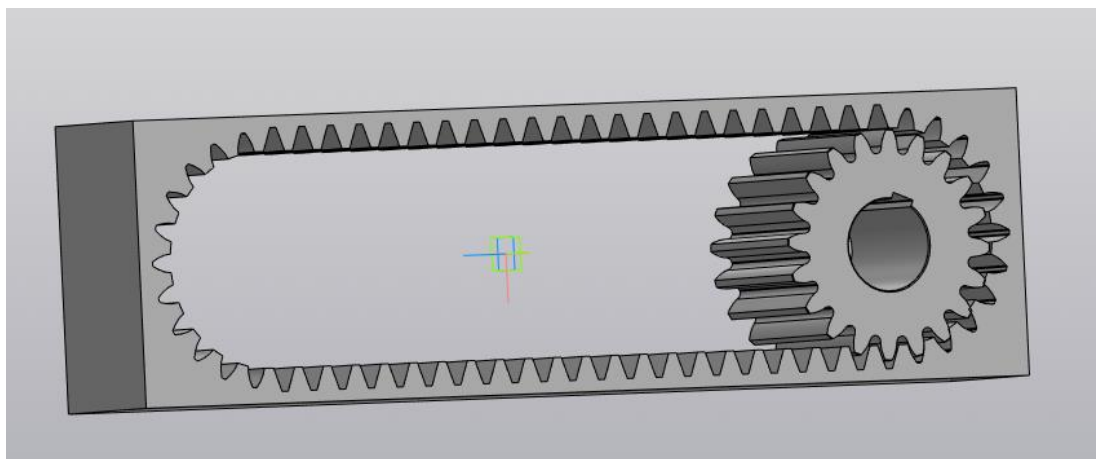


Рисунок 2.1 - Реечная цилиндрическая зубчатая передача

## 2.3 Расчет редуктора

### 2.3.1 Выбор и расчет допускаемых напряжений

Исходные данные:

- вращающий момент на колесе  $T_2 = 13190 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;
- передаточное отношение червячной передачи  $u = 49,26$ ;
- срок службы передачи  $L_h = 23126 \text{ ч}$ ;
- угловая скорость колеса  $\omega_2 = 1,563 \text{ рад/с}$ .

Передача нереверсивная.

Выбор материала червячной передачи заключается в следующем алгоритме, представленном ниже.

1. Задаем материал червяка- сталь 40ХН, ТО-улучшение+закалка ТВЧ, средняя твердость –  $HRC_1 = 47,5$  ( $HB = 457$ ).

2. Скорость скольжения [16]:

$$V_s = \frac{4,3 \cdot \omega_2 \cdot u}{10^3} \sqrt[3]{T_2} = 3,35 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (2.18)$$

3. Задаем материал венца колеса - бронза БрА10Ж4Н4, полученную способом центробежного литья. Характеристики (1 группа):

$$\sigma_B = 285 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_T = 165 \text{ Н/мм}^2.$$

Определение допускаемых контактных напряжений и допускаемых напряжений изгиба:

1. Нарботки за весь срок службы для колеса

Для червяка:

$$N_1 = 573 \cdot \omega_1 \cdot L_h = 1,02 \cdot 10^9. \quad (2.19)$$

Для колеса:

$$N_2 = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_h = 20705355. \quad (2.20)$$

2. Коэффициент долговечности [9].

Коэффициент эквивалентности:

$$K_{HE} = 0,121 \quad K_{FE} = 0,04.$$

По ниже представленной формуле рассчитывается эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса:

$$N_{HE} = K_{HE} N_2 = 2,506 \cdot 10^6; \quad (2.21)$$

$$N_{FE} = K_{FE} N_2 = 8,282 \cdot 10^5; \quad (2.22)$$

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} = 1,189; \quad (2.23)$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = 1,021. \quad (2.24)$$

3. Коэффициент интенсивности изнашивания материала колеса:

$$C_V = 1,66 V_S^{-0,352} = 0,805. \quad (2.25)$$

4. Допускаемое напряжение при числе циклов перемены напряжений определяется по следующей формуле:

$$\sigma_{H0} = 0,9 \sigma_B = 256,5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}. \quad (2.26)$$

5. Допускаемые контактные напряжения:

$$\sigma_H = K_{HL} C_V \sigma_{H0} = 138,48 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}. \quad (2.27)$$

6. Исходное напряжение изгиба для материала:

$$\sigma_{F0} = 0,16 \sigma_B = 46,6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}. \quad (2.28)$$

7. Допускаемые напряжения изгиба:

$$\sigma_F = K_{FL}\sigma_{F0} = 24,69 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}. \quad (2.29)$$

8. Для определения предельных допускаемых напряжений при проверке на максимальную статическую и или единичную пиковую нагрузку для материалов использую формулу [16]:

$$\sigma_{Hmax} = 2\sigma_T = 330 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}; \quad (2.30)$$

$$\sigma_{Fmax} = 0,8\sigma_T = 132 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}. \quad (2.31)$$

### 2.3.2 Расчет червячной передачи

Проектный расчет червячной передачи производится по логике, представленной ниже. [8]

1. Межосевое расстояние:

$$a_w = 61 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{\sigma_H^2}} = 539,6 \text{ мм}. \quad (2.32)$$

Принимаем из стандартного ряда  $a_w = 560$  мм.

2. Принимаем число витков червяка (передаточное число в пределах и  $>30$ ):

$$Z_1 = 1.$$

3. Число зубьев червячного колеса:

$$z_2 = z_1 u = 49,26. \quad (2.33)$$

Округляем в меньшую сторону до целого числа:

$$z_2 = 48.$$

4. Модуль зацепления:

$$m = 1,6 \frac{a_w}{z_2} = 18,667 \text{ мм}. \quad (2.34)$$

Округляем в большую сторону из стандартного ряда:

$$m = 20 \text{ мм}.$$

5. Коэффициент диаметра червяка:

$$q = 0,23z_2 = 11,04. \quad (2.35)$$

Округляем до ближайшего из стандартного ряда:

$$q = 8.$$

6. Коэффициент смещения инструмента:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) = 0. \quad (2.36)$$

7. Для определения фактического передаточного числа используют формулу:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = 48. \quad (2.37)$$

Отклонение фактического передаточного числа от заданного:

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% = 2,558\% < 4\%. \quad (2.38)$$

8. Фактическое межосевое расстояние:

$$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x) = 560 \text{ мм}. \quad (2.39)$$

9. Основные геометрические параметры передачи [16].

9.1 Диаметры делительных окружностей червяка:

$$d_1 = mq = 160 \text{ мм}; \quad (2.40)$$

червячного колеса:

$$d_2 = mz_2 = 960 \text{ мм}. \quad (2.41)$$

9.2 Начальный диаметр

червяка:

$$d_{w1} = m(q + 2x) = 160 \text{ мм}; \quad (2.42)$$

червячного колеса:

$$d_{2w} = d_2 = 960 \text{ мм}. \quad (2.43)$$

9.3 Диаметры вершин

витков червяка:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 200 \text{ мм}; \quad (2.44)$$

червячного колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + 2x) = 1000 \text{ мм}. \quad (2.45)$$

9.4 Диаметры впадин

витков червяка:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 112 \text{ мм}; \quad (2.46)$$

червячного колеса:

$$d_{f2} = d_2 + 2m(1,2 - x) = 912 \text{ мм.} \quad (2.47)$$

9.5 Делительный угол подъема линии витков:

$$\gamma = \tan\left(\frac{z_1}{q}\right) \frac{180}{\pi} = 7,125^\circ. \quad (2.48)$$

9.6 Начальный угол подъема линии витков:

$$\gamma_w = \tan\left(\frac{z_1}{q+2x}\right) \frac{180}{\pi} = 7,125^\circ. \quad (2.49)$$

9.7 Определяется длина нарезаемой части червяка по формуле:

$$b_1 = (10,5 + z_1)m + 50 = 280 \text{ мм.} \quad (2.50)$$

9.8 Наибольший диаметр колеса:

$$d_{a2} = d_{a2} + 6 \frac{m}{z_1+2} = 1040 \text{ мм.} \quad (2.51)$$

9.9 Ширина венца колеса (при  $z_1 = 1-2$ ):

$$b_2 = 0,355a_w = 198,8 \text{ мм.} \quad (2.52)$$

Округляем и принимаем из ряда стандартных размеров:

$$b_2 = 200 \text{ мм.}$$

9.10 Определяются по формуле, представленной ниже, радиусы закруглений зубьев:

$$R_a = 0,5d_1 - m = 60 \text{ мм;} \quad (2.53)$$

$$b_2 = 0,5d_1 + 1,2m = 104 \text{ мм.} \quad (2.54)$$

9.11 Условный угол обхвата червяка венцом колеса:

$$\delta = \sin\left(\frac{b_2}{d_{a1}-0,5m}\right) \frac{180}{\pi}. \quad (2.55)$$

Проверочный расчет представлен ниже [9].

10. Коэффициент полезного действия червячной передачи.

10.1 Скорость скольжения:

$$v_s = \frac{u_\phi \omega_2 d_1}{2 \cos\left(\frac{\gamma\pi}{180}\right) \cdot 10^3} = 6,047 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (2.56)$$

10.2 Угол трения:

$$\varphi = 3^\circ.$$

10.3 Коэффициент полезного действия червячной передачи:

$$\eta = \frac{\tan\left(\frac{\gamma\pi}{180}\right)}{\tan\left(\frac{(\gamma+\varphi)\pi}{180}\right)} = 0,7. \quad (2.57)$$

## 11. Проверка контактных напряжений.

### 11.1 Окружная сила в зацеплении:

$$F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = 27488,5 \text{ Н.} \quad (2.58)$$

### 11.2 Окружная скорость колес:

$$v_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2 \cdot 10^3} = 0,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (2.59)$$

### 11.3 Коэффициент нагрузки ( $v_2 < 3 \text{ м/с}$ ): $K = 1$ .

### 11.4 Контактное напряжение:

$$\sigma_{H\phi} = 340 \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 d_2}} \cdot K = 133,8 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} < 138,048 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}. \quad (2.60)$$

## 12. Проверка напряжений изгиба зубьев шестерни и колеса.

### 12.1 Эквивалентное число зубьев колеса:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos\left(\frac{\gamma\pi}{180}\right)^3} = 49,1. \quad (2.61)$$

### 12.2 Коэффициент формы зуба колеса:

$$Y_{F2} = 1,46.$$

### 12.3 Напряжение изгиба зубьев колеса:

$$\sigma_{F\phi} = 0,7 Y_{F2} \cdot \frac{F_t}{b_2 m} \cdot K = 7 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} < 24,69 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}. \quad (2.62)$$

## 13. Силы зацепления [16].

### 13.1 Окружная сила на колесе:

$$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = 27488,5 \text{ Н.} \quad (2.63)$$

### 13.2 Окружная сила на червяке:

$$F_{t1} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} = 4227,5 \text{ Н.} \quad (2.64)$$

### 13.3 Радиальная сила на колесе:

$$F_{r2} = F_{t2} \tan\left(20 \frac{\pi}{180}\right) = 10005 \text{ Н.} \quad (2.65)$$

### 13.4 Радиальная сила на червяке:

$$F_{r1} = F_{r2} = 10005 \text{ Н.} \quad (2.66)$$

### 13.5 Осевая сила на колесе:

$$F_{a2} = F_{t1} = 4227,5 \text{ Н.} \quad (2.67)$$



13.6 Осевая сила на червяке:

$$F_{a1} = F_{t2} = 27488,5 \text{ Н.} \quad (2.68)$$

13.7 Консольная сила от муфты на быстроходном валу:

$$F_{M1} = 125\sqrt{T_1} = 2998,8 \text{ Н.} \quad (2.69)$$

14. Тепловой расчет представлен ниже [9].

Поверхность охлаждения корпуса:

$$A = 12a_w^{1,71} = 6,006 \cdot 10^5 \text{ м}^2. \quad (2.70)$$

Коэффициент, учитывающий отведение тепла от корпуса редуктора  $\Psi = 0,3$ .

Коэффициент теплоотдачи  $K_T = 10$ .

Температура нагрева масла:

$$t_{\text{раб}} = \frac{P_1(1-\eta) \cdot 10^3}{K_T A (1+\psi)} = 20^\circ < t_{\text{доп}} = 95^\circ. \quad (2.71)$$

### 2.3.3 Предварительный расчет валов и корпусных элементов

Исходные данные:

- вращающий момент на червяке:  $T_1 = 338,199 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;
- вращающий момент на колесе:  $T_2 = 13194,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;
- допускаемое касательное напряжение:  $\tau_{\text{доп}} = 25 \text{ МПа}$ .

Быстроходный вал:

- диаметр выходного конца вала определяем по формуле [9]:

$$d_{1в} = \sqrt[3]{\frac{16T_1 \cdot 10^3}{\pi \cdot \tau_{\text{доп}}}} = 41 \text{ мм};$$

- диаметр вала двигателя равен:  $d_{\text{дв}} = 65 \text{ мм}$ ;
- Диаметр выходного конца вала должен быть в пределах:

$$d_1 = (0,8 \div 1,2)d_{\text{дв}} \quad (2.72)$$

Принимаем по ГОСТ 12080-66:  $d_{1в} = 65 \text{ мм}$   $l_1 = 105 \text{ мм}$ ;

- Диаметр вала под подшипник:

$$d_{\text{п1}} = d_{1в} + 2t_2 + 1 = 74,5 \text{ мм} \quad (2.73)$$

$$d_{\text{п1}} = 80 \text{ мм.}$$

Тихоходный вал:

- Диаметр выходного конца вала определяем по формуле:

$$d_{2В} = \sqrt[3]{\frac{16T_2 \cdot 10^3}{\pi \cdot \tau_{доп}}} = 139 \text{ мм} \quad (2.74)$$

Принимаем по ГОСТ 12080-66:  $d_{2В} = 140 \text{ мм}$   $l_1 = 250 \text{ мм}$ ;

- Диаметр вала под подшипником:

$$d_{п2} = d_{2В} + 2t_2 + 1 = 157,8 \text{ мм} \quad (2.75)$$

$$d_{п2} = 160 \text{ мм};$$

- Диаметр вала под колесом:

$$d_{к2} = 165 \text{ мм};$$

- Диаметр бортика колеса:

$$d_{б2} = 170 \text{ мм}.$$

### 2.3.4 Расчет корпусных элементов:

Толщина стенок корпуса и ребер жесткости [15]:

$$\delta = 0,04a_w + 2 = 24,4 \text{ мм}. \quad (2.76)$$

Принимаем:

$$\delta = 25 \text{ мм}.$$

Диаметр фундаментальных болтов:

$$d_{\phi} = 0,033a_w + 12 = 30,48 \text{ мм}. \quad (2.77)$$

Принимаем:

$$d_{\phi} = 30 \text{ мм}.$$

Диаметр стяжных болтов у подшипника:

$$d_1 = 0,75d_{\phi} = 22,5 \text{ мм}. \quad (2.78)$$

Принимаем:

$$d_1 = 24 \text{ мм}.$$

Диаметр болтов, соединяющих фланцы корпуса и крышки:

$$d_2 = 0,6d_{\phi} = 18 \text{ мм}. \quad (2.79)$$

Принимаем:

$$d_2 = 20 \text{ мм}.$$

### 2.3.5 Конструирование червячного колеса

Исходные данные:

- ширина венца колеса:  $b_2 = 200$  мм;
- диаметр вала под колесом:  $d_{к2} = 165$  мм;
- модуль зацепления:  $m = 20$  мм;
- вращающий момент на колесе  $T_2 = 13194,5$  Н·м.

Толщина обода венца:

$$S = 0,05d_2 = 48 \text{ мм.} \quad (2.80)$$

Толщина обода колеса:

$$S_0 = 1,2d_2 = 57,6 \text{ мм.} \quad (2.81)$$

Принимаем:

$$S_0 = 60 \text{ мм.}$$

Диаметр ступицы определяется формулой:

$$d_{ст} = 1,55d_{к2} = 255,75 \text{ мм.} \quad (2.82)$$

Из ряда стандартных размеров выбираем:

$$d_{ст} = 260 \text{ мм.}$$

Толщина диска колеса определяется формулой:

$$C = (1,2 \div 1,3)S_0 = 71,5 \text{ мм.} \quad (2.83)$$

Округляем до ближайшего целого значения и принимаем:

$$C = 72 \text{ мм.}$$

Длина ступицы определяется формулой:

$$l_{ст} = (0,8 \div 1,5)d_{к2}. \quad (2.84)$$

Принимаем из ряда стандартных размеров:

$$l_{ст} = 250 \text{ мм.}$$

Фиксирующие болты:

$$d_{винт} = 1,2m = 24 \text{ мм;} \quad (2.85)$$

$$l_{винт} = 3d_{винт} = 72 \text{ мм.} \quad (2.86)$$

Фаски:

$$f = 0,5m = 10 \text{ м.} \quad (2.87)$$

### 2.3.6 Расстояния между деталями передач

Для того, чтобы предотвратить задевание поверхностей вращающихся колес, которые ведут к интенсивному износу, за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними должен существовать зазор "а" (мм):

$$a = \sqrt[3]{L} + 3 = 13,567 \text{ мм.} \quad (2.88)$$

где L - расстояние между внешними поверхностями деталей передач, мм.

Округляем до целого и принимаем:

$$a = 14 \text{ мм.}$$

Расстояние  $b_0$  между дном корпуса редуктора и поверхностью червячного колеса определяется по формуле [9]:

$$b_0 = 3 \cdot a = 42 \text{ мм.} \quad (2.89)$$

### 2.3.7 Выбор типов подшипников

В осевом направлении червячные колеса редуктора должны точно и жестко зафиксированы быть на валу. Малая осевая жесткость свойственна для шариковых радиальных подшипников. Исходя из выше перечисленного, конические роликовые подшипники подходят для эксплуатации в силовых передачах для опор валов червячных колес. Перед началом расчета на долговечность выбирают подшипники, относящиеся к легкой серии.

В силовых червячных передачах опоры червяка подвергаются существенными осевыми силами. Исходя из этого в качестве опор вала червяка зачастую используют конические роликовые подшипники. Для снижения тепловыделений используют шариковые радиально-упорные при длительной эксплуатации червячной передачи [15].

### 2.3.8 Схемы установки подшипников

Для опор червяка зачастую применяют комбинацию фиксирующей и плавающей опоры вследствие большого количества тепла, которое выделяется в зоне зацепления.

В фиксирующей опоре из-за большой осевой силы, которая действует на вал червяка, размещаются радиально-упорные подшипники. конические роликовые или шариковые с большим углом контакта

Чтобы зафиксировать вал в обоих направлениях, в фиксирующей опоре необходимо разместить два одинаковых подшипника потому, что радиально-упорные однорядные подшипники воспринимают осевую нагрузку только одного направления [8].

### 2.3.9 Подбор шпоночных соединений

Подбор шпонок входного вала.

В качестве соединения назначаем призматическую шпонку со скругленными концами.

Выбираем шпонку со следующими параметрами при диаметре вала 65 мм и длине ступицы 95 мм [27]:

$$\begin{aligned} b_{\text{вх}} &= 18 \text{ мм;} \\ h_{\text{вх}} &= 11 \text{ мм;} \\ s_{\text{вх}} &= 0,4 \text{ мм;} \\ t1_{\text{вх}} &= 7 \text{ мм;} \\ t2_{\text{вх}} &= 4,4 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Длину шпонки назначим примерно на 10 мм меньше длины ступицы. В соответствии стандартному ряду длин для шпонок:

$$l_{\text{вх}} = 95 \text{ мм.}$$

Проверка прочности шпоночного соединения входного вала.

Материалом шпонки является сталь 45 нормализованная. Напряжения смятия и условие прочности по следующей логике.

Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице  $[\sigma_{\text{см}}] = 100-120$  МПа,  $[\tau_{\text{ср}}] = 0,6[\sigma_{\text{см}}]$

$$\sigma_{\text{см1}} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_{\text{вх}} \cdot (h_{\text{вх}} - t1_{\text{вх}}) \cdot (l_{\text{вх}} - b_{\text{вх}})} = 33,786 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]; \quad (2.90)$$

$$\tau_{\text{ср1}} = \frac{2 \cdot T_{I1} \cdot 10^3}{d_{\text{вх}} \cdot l_{\text{вх}} \cdot b_{\text{вх}}} = 6,085 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}]. \quad (2.91)$$

Как можем видеть, условие выполняется.

Подбор шпонок входного вала.

Подбор шпонки для соединения червячного колеса и выходного вала.

В качестве соединения назначаем призматическую шпонку со скругленными концами.

Выбираем шпонку со следующими параметрами при диаметре вала 165 мм и длине ступицы 220 мм [27]:

$$\begin{aligned}b_k &= 40 \text{ мм}; \\h_k &= 22 \text{ мм}; \\s_k &= 0,7 \text{ мм}; \\t1_k &= 13 \text{ мм}; \\t2_k &= 9,4 \text{ мм}.\end{aligned}$$

Длину шпонки назначим примерно на 10 мм меньше длины ступицы. В соответствии стандартному ряду длин для шпонок:

$$l_k = 220 \text{ мм}.$$

Проверка прочности шпоночного соединения.

Материалом шпонки является сталь 45 нормализованная. Напряжения смятия и условие прочности рассматривается следующим образом.

Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице  $[\sigma_{см}] = 100-120$  МПа,  $[\tau_{ср}] = 0,6[\sigma_{см}]$

$$\sigma_{см1} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_k \cdot (h_k - t1_k) \cdot (l_k - b_k)} = 98,724 \text{ МПа} < [\sigma_{см}]; \quad (2.92)$$

$$\tau_{ср1} = \frac{2 \cdot T_{I2} \cdot 10^3}{d_k \cdot l_k \cdot b_k} = 18,174 \text{ МПа} < [\tau_{ср}]. \quad (2.93)$$

Как можем видеть, условие выполняется.

Подбор шпонки для соединения выходного вала шестерни.

В качестве соединения назначаем призматическую шпонку со скругленными концами.

Выбираем шпонку со следующими параметрами при диаметре вала 140 мм и длине ступицы 242 мм [27]:

$$\begin{aligned}b_{вых} &= 36 \text{ мм}; \\h_{вых} &= 20 \text{ мм}; \\s_{вых} &= 0,4 \text{ мм}; \\t1_{вых} &= 12 \text{ мм}; \\t2_{вых} &= 8,4 \text{ мм}.\end{aligned}$$

Длину шпонки назначим примерно 10 мм меньше длины ступицы. В соответствии стандартному ряду длин для шпонок:

$$l_{\text{ВЫХ}} = 220 \text{ мм.}$$

Проверка прочности шпоночного соединения.

Материалом шпонки является сталь 45 нормализованная. Напряжения смятия и условие прочности заключается в следующем.

Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице  $[\sigma_{\text{см}}] = 100-120$  МПа,  $[\tau_{\text{ср}}] = 0,6[\sigma_{\text{см}}]$

$$\sigma_{\text{см}1} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_{\text{ВЫХ}} \cdot (h_{\text{ВЫХ}} - t_{1\text{ВЫХ}}) \cdot (l_{\text{ВЫХ}} - b_{\text{ВЫХ}})} = 118,052 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]; \quad (2.94)$$

$$\tau_{\text{ср}1} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_{\text{ВЫХ}} \cdot l_{\text{ВЫХ}} \cdot b_{\text{ВЫХ}}} = 23,8 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}]. \quad (2.95)$$

Как можем видеть, условие выполняется.

### 2.3.10 Подбор подшипников качения на заданный ресурс

Расчет быстроходного вала.

Исходные данные из предыдущих расчетов:

- вращающий момент на валу:  $T_1 = 338,199 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;
- угловая скорость вала:  $\omega_1 = 76,969 \text{ рад/с}$ ;
- окружная сила на червяке:  $F_{t1} = 4227,5 \text{ Н}$ ;
- радиальная сила на червяке:  $F_{r1} = 10005 \text{ Н}$ ;
- осевая сила на червяке:  $F_{a1} = 27488,5 \text{ Н}$ ;
- сила давления на вал от муфты:  $F_M = 2298,8 \text{ Н}$ ;
- делительный диаметр червяка:  $d_1 = 200 \text{ мм}$ .

Расчет представлен ниже.

Из эскизной компоновки определяем длины:

- от середины выходного конца вала до середины подшипника:

$$l_{11} = 177,34 \text{ мм};$$

- от середины подшипников до середины червяка:  $l_{12} = 411,94 \text{ мм}$ ;
- от середины червяка до середины подшипников:  $l_{13} = 360,38 \text{ мм}$ .

Находим реакции опор в вертикальной плоскости YZ:

$$R_{Ay} = \frac{-F_{a1} \frac{d_1}{2} + F_{r1} l_{13}}{l_{13} + l_{12}} = 1821,2 \text{ Н}; \quad (2.96)$$

$$R_{By} = \frac{F_{a1} \frac{d_1}{2} + F_{r1} l_{12}}{l_{13} + l_{12}} = 8183,8 \text{ Н.} \quad (2.97)$$

Проверка:

$$R_{Ay} + R_{By} - F_{r1} = 0 \text{ Н;} \quad (2.98)$$

$$R_{Az} = F_{a1} = 27488,5 \text{ Н.} \quad (2.99)$$

Находим реакции опор в плоскости XZ:

$$R_{Ax} = \frac{-F_{t1} l_{13} - F_{M1} (l_{11} + l_{12} + l_{13})}{l_{13} + l_{12}} = -4799,2 \text{ Н;} \quad (2.100)$$

$$R_{Bx} = \frac{-F_{t1} l_{12} + F_{M1} l_{11}}{l_{13} + l_{12}} = -1727 \text{ Н.} \quad (2.101)$$

Проверка:

$$R_{Ax} + R_{Bx} + F_{r1} + F_{M1} = 0 \text{ Н.} \quad (2.102)$$

Определяем суммарные реакции подшипников:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = 5133,2 \text{ Н;} \quad (2.103)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = 8364,1 \text{ Н.} \quad (2.104)$$

Делаем проверку долговечности плавающего радиального подшипника:

$$R_r = R_B = 8364,1 \text{ Н.}$$

Предварительно выбираем радиальный шарикоподшипник средне серии № 216 с параметрами [28]:

$$d_{ч1} = 80 \text{ мм; } D = 170 \text{ мм; } B = 39 \text{ мм; } C = 124 \text{ кН; } C_0 = 80 \text{ кН.}$$

$$\text{Коэффициент безопасности: } K_6 = 1,2.$$

Температурный коэффициент (рабочая температура подшипника до 100 град.):  $K_T = 1$ .

Коэффициент, учитывающий вращение колец (вращается внутреннее кольцо):  $V = 1$ .

Т.к. данный подшипник осевую нагрузку не несет, то эквивалентная нагрузка равна:

$$R_E = V R_r K_T K_6 = 10036,9 \text{ Н.} \quad (2.105)$$

Расчетная долговечность подшипника:



$$L_h = \frac{10^6}{573\omega_1} \left( \frac{C \cdot 10^3}{R_E} \right)^2 = 42755,8 \text{ час.} \quad (2.106)$$

Что не превышает заданный срок службы привода  $t = 23126$  час.

Делаем проверку долговечности подшипников фиксирующей опоры (сдвоенные роликовые конические подшипники).

Предварительно выбираем роликовый конический однорядный подшипник средней широкой серии № 7616 с параметрами [26]:

$$d_{ч1} = 80 \text{ мм}; D = 170 \text{ мм}; B = 80 \text{ мм}; C = 255 \text{ кН}; C_0 = 190 \text{ кН.}$$

Коэффициент безопасности:  $K_6 = 1,2$ .

Температурный коэффициент (рабочая температура подшипника до 100 град.):  $K_T = 1$ .

Коэффициент, учитывающий вращение колец (вращается внутреннее кольцо):  $V = 1$ .

Находим отношение:

$$\frac{2F_{a1}}{C_0 \cdot 10^3} = 0,289. \quad (2.107)$$

По данному отношению находим параметр осевого нагружения (интерполяцией):  $e = 0,52$ ;  $Y = 1,04$ .

Находим отношение:

$$\frac{2F_{a1}}{C_0 \cdot 10^3} = 3,286 > e = 0,52. \quad (2.108)$$

Находим коэффициенты:

$$X = 0,72; Y = 1,66.$$

Эквивалентная нагрузка:

$$R_E = \left( V \frac{F_{a1}}{2} X + Y F_{a1} \right) K_T K_6 = 58370,5 \text{ Н.} \quad (2.109)$$

Расчетная долговечность подшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60n_1} \left( \frac{2C \cdot 10^{3,3}}{R_E} \right)^3 = 28980,5 \text{ час.} \quad (2.110)$$

Что не превышает заданный срок службы привода  $t = 23126$  час.

Расчет тихоходного вала.

Исходные данные из предыдущих расчетов:

– вращающий момент на валу:  $T_2 = 13914,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;

- угловая скорость вала:  $\omega_2 = 1,563$  рад/с;
- окружная сила на червяке:  $F_{t2} = 27488,5$  Н;
- радиальная сила на червяке:  $F_{r2} = 10005$  Н;
- осевая сила на червяке:  $F_{a2} = 4227,5$  Н;
- окружная сила на шестерне:  $F_{t3} = 82470$  Н;
- делительный диаметр колеса:  $d_2 = 960$  мм;
- радиальная сила на шестерне:  $F_{r3} = 30020$  Н.

Проверка долговечности подшипника.

Из эскизной компоновки определяем длины:

- от середины подшипников до середины колеса:  $l_{14} = 145,64$  мм;
- от середины колеса подшипников до середины подшипников:

$$l_{15} = 145,646 \text{ мм};$$

- от середины подшипника до середины выходного конца вала:

$$l_{16} = 739,36 \text{ мм}.$$

Находим реакции опор в вертикальной плоскости YZ:

$$R_{Cy} = \frac{-F_{r3}l_{16} - F_{r2}l_{13} - F_{a2}\frac{d_2}{2}}{l_{14} + l_{15}} = -88156,6 \text{ Н}; \quad (2.111)$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{r3}(l_{14} + l_{15} + l_{16}) - F_{r2}l_{14} + F_{a2}\frac{d_2}{2}}{l_{14} + l_{15}} = 108166,6 \text{ Н}. \quad (2.112)$$

Проверка:

$$R_{Cy} + R_{Dy} + F_{r2} - F_{r3} = 0 \text{ Н}. \quad (2.113)$$

Находим реакции опор в плоскости XZ:

$$R_{Cx} = \frac{F_{t3}l_{16} - F_{t2}l_{15}}{l_{14} + l_{15}} = -195579,4 \text{ Н}; \quad (2.114)$$

$$R_{Dx} = \frac{-F_{t3}(l_{14} + l_{15} + l_{16}) - F_{t2}l_{14}}{l_{14} + l_{15}} = -305533,6 \text{ Н}. \quad (2.115)$$

Проверка:

$$R_{Cx} + R_{Dx} + F_{t2} + F_{t3} = 0 \text{ Н}. \quad (2.116)$$

Определяем суммарные реакции подшипников:

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = 2145294 \text{ Н}; \quad (2.117)$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = 324115,4 \text{ Н.} \quad (2.118)$$

Делаем проверку долговечности подшипника по наиболее нагруженной опоре.

Предварительно выбираем роликовый конический однорядный подшипник легкой серии № 7532 по ГОСТ 27365-87 с параметрами [26]:

$$d = 160 \text{ мм}; D = 290 \text{ мм}; T = 84 \text{ мм}; b = 80 \text{ мм}; C = 935 \text{ кН}; C_0 = 915 \text{ кН.}$$

$$\text{Коэффициент безопасности: } K_6 = 1,2.$$

Температурный коэффициент (рабочая температура подшипника до 100 град.):  $K_T = 1$ .

Коэффициент, учитывающий вращение колец (вращается внутреннее кольцо):  $V = 1$ .

Находим отношение:

$$\frac{F_{a2}}{C_0 \cdot 10^3} = 0,01. \quad (2.119)$$

По данному отношению находим параметры осевого нагружения:

$$e = 0,45 + \frac{(0,41-0,45)(\frac{F_{a2}}{C_0 \cdot 10^3} - 0,11)}{0,086-0,11} = 0,27; \quad (2.120)$$

$$Y = 1,22 + \frac{(1,34-1,22)(\frac{F_{a2}}{C_0 \cdot 10^3} - 0,11)}{0,086-0,11} = 1,73. \quad (2.121)$$

$$X = 0,45.$$

Определяем осевые составляющие радиальной нагрузки:

$$R_{sC} = eR_C = 58859,8 \text{ Н}; \quad (2.122)$$

$$R_{sD} = eR_D = 88926,6 \text{ Н.} \quad (2.123)$$

Определяем осевые нагрузки:

$$R_{aC} = R_{sD} - F_{a2} = 84699,1 \text{ Н}; \quad (2.124)$$

$$R_{aD} = R_{sD} = 88926,6 \text{ Н.} \quad (2.125)$$

Находим отношения:

$$\frac{R_{aC}}{R_C} = 0,274; \quad (2.126)$$

$$\frac{R_{aD}}{R_D} = 0,274. \quad (2.127)$$

Эквивалентные нагрузки:

$$R_{EC} = VR_C K_T K_6 = 214529,4 \text{ Н}; \quad (2.128)$$

$$R_{ED} = VR_D K_T K_6 = 324115,4 \text{ Н}. \quad (2.129)$$

Расчетная долговечность более нагруженного подшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{573 \omega_3} \left( \frac{C \cdot 10^3}{R_{ED}} \right)^3 = 26814 \text{ час}. \quad (2.130)$$

Что не превышает заданный срок службы привода  $t = 23126$  час.

### 2.3.11 Уточненный расчет вала

Быстроходный вал.

Значение моментов в плоскости YOZ:

$$M_{y1} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{y2} = R_{Ay} \cdot l_{12} \cdot 10^{-3} = 750,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{y3} = R_{Ay} \cdot (l_{12} + l_{13}) \cdot 10^{-3} + F_{r1} \cdot l_{13} \cdot 10^{-3} - F_{a1} \cdot \frac{d_1 \cdot 10^{-3}}{2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Значение моментов в плоскости XOZ:

$$M_{x1} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{x2} = F_M \cdot l_{11} \cdot 10^{-3} = 407,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{x3} = F_M \cdot (l_{11} + l_{12}) \cdot 10^{-3} + R_{Ax} \cdot l_{12} \cdot 10^{-3} = -622,38 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{x4} = F_M \cdot (l_{11} + l_{12} + l_{13}) \cdot 10^{-3} + R_{Ax} \cdot (l_{12} + l_{13}) \cdot 10^{-3} + F_{t1} \cdot l_{13} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На рисунке 2.2 изображены эпюры изгибающих моментов относительно оси Y.

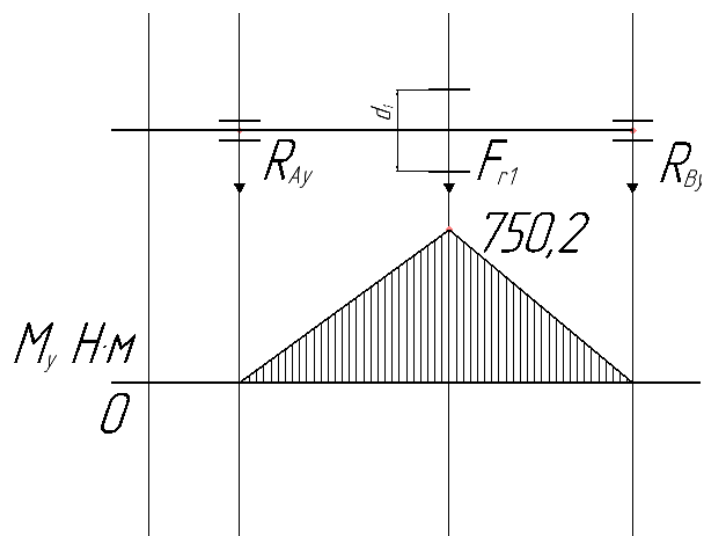


Рисунок 2.2 - Эпюры изгибающих моментов вала-червяка в плоскости YOZ

На рисунке 2.3 изображены Эпюры изгибающих моментов относительно оси X.

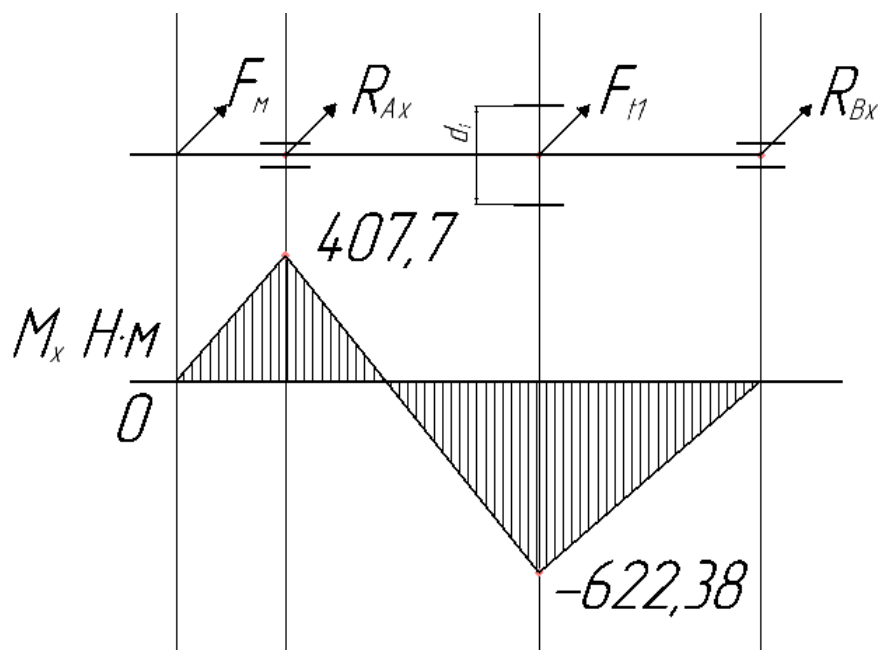


Рисунок 2.3 - Эпюры изгибающих моментов вала-червяка в плоскости XOZ

На рисунке 2.4 изображены Эпюры моментов относительно по оси Z.

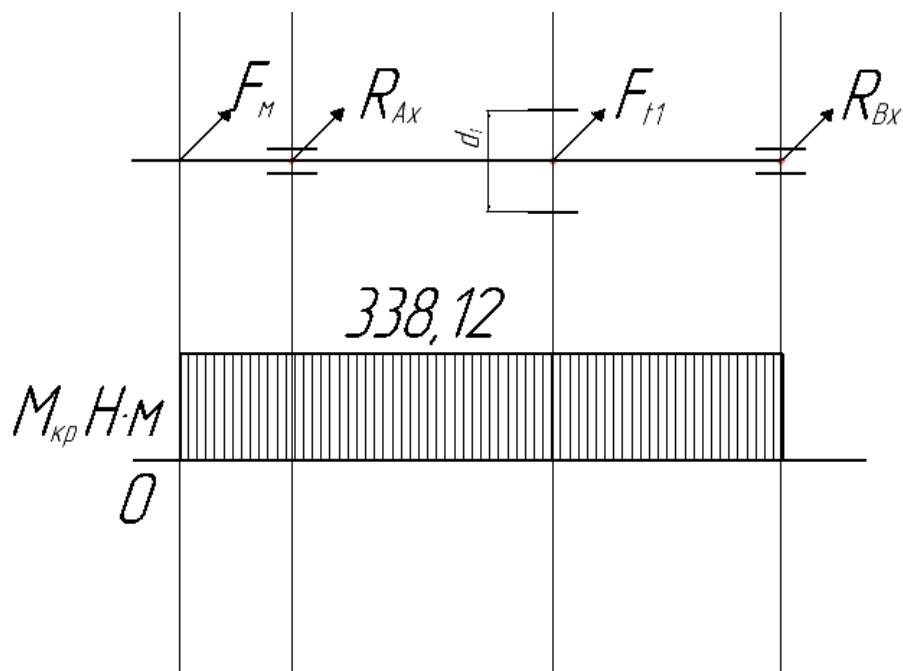


Рисунок 2.4 - Эпюры крутящих моментов вала-червяка в плоскости XOZ

Исходя из расчетов и эпюр моментов в плоскостях YOZ и XOZ становится ясно, что место зубчатого зацепления, где действуют все виды внутренних факторов, является опасным сечением:

$$\begin{aligned}
 M_{y2} &= 1695,8 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\
 M_{x3} &= -990,369 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\
 M_{кр1} &= T_I = 338,119 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\
 M_{крmax1} &= K_{\Pi} \cdot T_I = 744 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\
 M_{max1} &= \sqrt{M_{y2}^2 + M_{x3}^2} = 1963,8 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\
 W_1 &= \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 90^3}{32} = 71533 \text{ мм}^3; \\
 W_{K1} &= \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 90^3}{16} = 143066,25 \text{ мм}^3; \\
 \tau_{ст1} &= \frac{M_{крmax1} \cdot 10^3}{W_{K1}} = 5,2 \text{ МПа}; \\
 \sigma_{ст1} &= \frac{M_{max1} \cdot 10^3}{W_1} = 27,45 \text{ МПа}.
 \end{aligned}$$

Материал быстроходного вала- сталь 40ХН:

$$\sigma_T = 750 \text{ МПа} ; \tau_T = 450 \text{ МПа}.$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma1} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ст1}} = 27,32; \quad (2.131)$$

$$S_{T\tau1} = \frac{\tau_T}{\tau_{ст1}} = 86,53. \quad (2.132)$$

Общий коэффициент запаса прочности:

$$S_{T1} = \frac{(S_{T\sigma1} \cdot S_{T\tau1})}{\sqrt{S_{T\sigma1}^2 + S_{T\tau1}^2}} = 26. \quad (2.133)$$

Расчет на сопротивление усталости:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{a1} = \sigma_{ст1} &= 27,45 \text{ МПа}; \sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}; \tau_{-1} = 240 \text{ МПа}; \tau_{a1} = \frac{\tau_{ст1}}{2} \\
 &= 2,6 \text{ МПа}; \sigma_B = 900 \text{ МПа}.
 \end{aligned}$$

$K_{d\sigma1} = 0,73; K_{d\tau1} = 0,67$  – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения.

$K_{\sigma 1} = 1,9; K_{\tau 1} = 1,9$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжения.

$K_{F\sigma 1} = 1; K_{F\tau 1} = 1$  – коэффициенты влияния качества поверхности.

$$K_{V1} = 2.4;$$

$$K_{\sigma D1} = \frac{(\frac{K_{\sigma 1} + 1}{K_{d\sigma 1} K_{F\sigma 1}} - 1)}{K_{V1}} = 1,084; \quad (2.134)$$

$$K_{\tau D1} = \frac{(\frac{K_{\tau 1} + 1}{K_{d\tau 1} K_{F\tau 1}} - 1)}{K_{V1}} = 1,182; \quad (2.135)$$

$$\sigma_{1d} = \frac{\sigma_1}{K_{\sigma D1}} = 387,284 \text{ МПа}; \quad (2.136)$$

$$\tau_{1d} = \frac{\tau_1}{K_{\tau D1}} = 194,653 \text{ МПа}. \quad (2.137)$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{1d}}{\sigma_{a1}} = 13,475; \quad (2.138)$$

$$S_{\tau 1} = \frac{\tau_{1d}}{\tau_{a1}} = 20,388. \quad (2.139)$$

Общий коэффициент запаса прочности:

$$S_1 = S_{\sigma 1} \cdot \frac{S_{\tau 1}}{\sqrt{S_{\sigma 1}^2 + S_{\tau 1}^2}} = 11,241. \quad (2.140)$$

Тихоходный вал.

Значение моментов в плоскости YOZ:

$$M_{y1} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{y2} = R_{Cy} \cdot l_{14} \cdot 10^{-3} = -13979,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{y3} = R_{Cy} \cdot (l_{14} + l_{15}) \cdot 10^{-3} + F_{r2} \cdot l_{15} \cdot 10^{-3} + F_{a2} \cdot \frac{d_2 \cdot 10^{-3}}{2} = -8440 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{y4} = R_{Cy} \cdot (l_{14} + l_{15} + l_{16}) \cdot 10^{-3} + F_{r2} \cdot (l_{15} + l_{16}) \cdot 10^{-3} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + R_{Dy} \cdot l_{16} \cdot 10^{-3} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Значение моментов в плоскости XOZ:

$$M_{x1} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{x2} = R_{Cx} \cdot l_{14} \cdot 10^{-3} = -12430,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{x3} = R_{Cx} \cdot (l_{14} + l_{15}) \cdot 10^{-3} + F_{t2} \cdot l_{15} \cdot 10^{-3} = 23190 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{x4} = R_{Cx} \cdot (l_{14} + l_{15} + l_{16}) \cdot 10^{-3} + F_{t2} \cdot (l_{15} + l_{16}) \cdot 10^{-3} + R_{Dx} \cdot l_{16} \cdot 10^{-3} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На рисунке 2.5 изображены эпюры изгибающих моментов относительно оси Y.

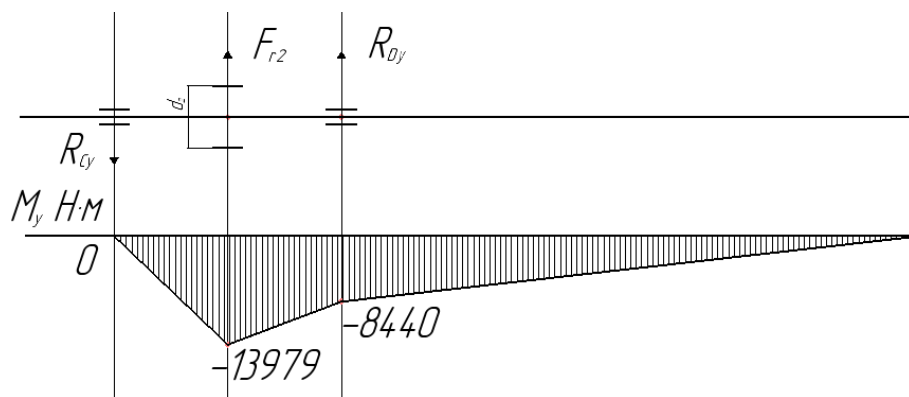


Рисунок 2.5 - Эпюры изгибающих моментов тихоходного вал в плоскости YOZ

На рисунке 2.6 изображены эпюры изгибающих моментов относительно оси X.

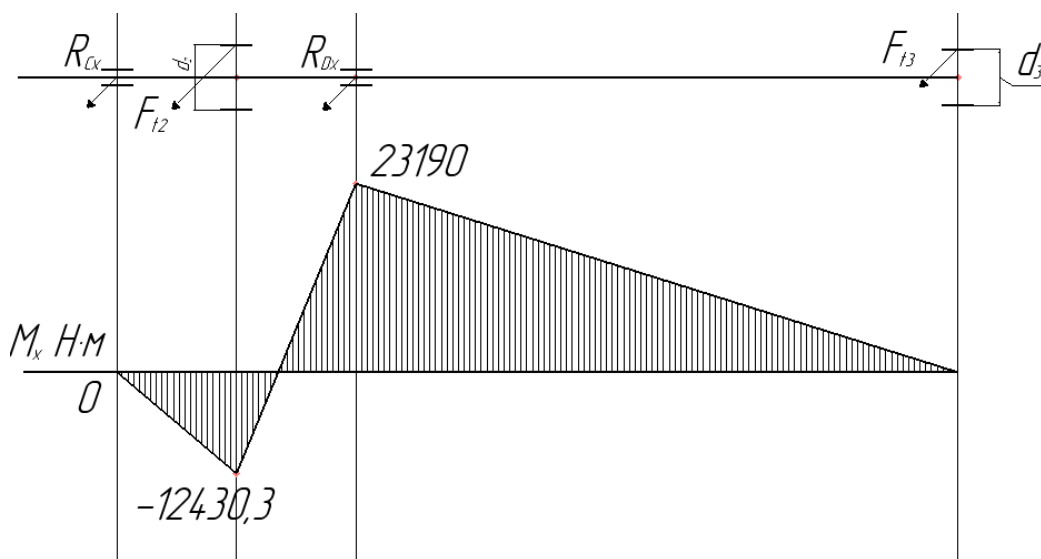


Рисунок 2.6 - Эпюры изгибающих моментов тихоходного вала в плоскости XOZ

На рисунке 2.7 изображены эпюры моментов относительно по оси Z.



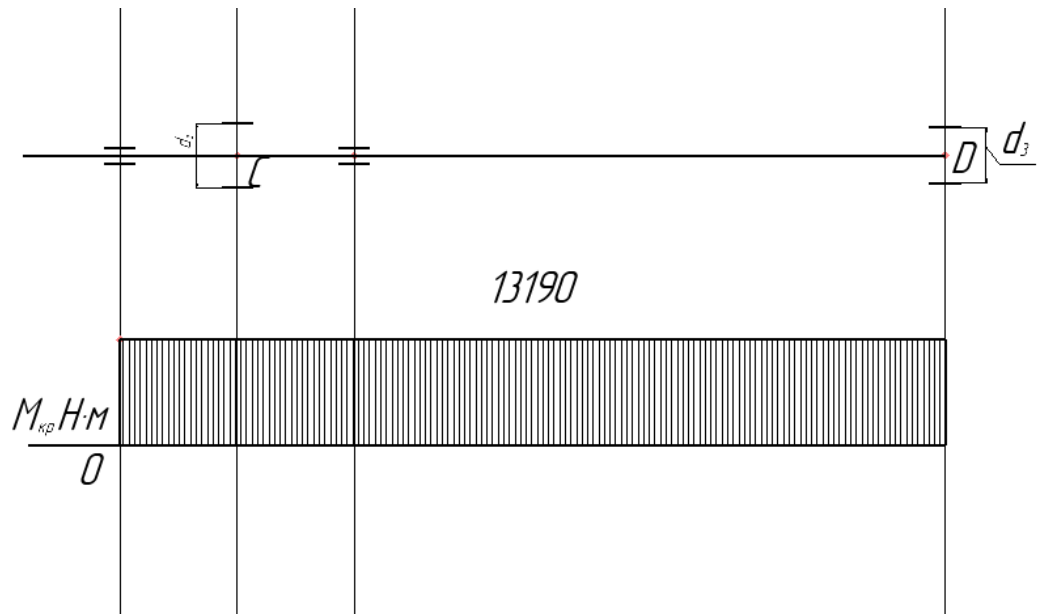


Рисунок 2.7 - Эпюры крутящих моментов тихоходного вала в плоскости XOZ

Исходя из расчетов и эпюр моментов в плоскостях YOZ и XOZ становится ясно, что место зубчатого зацепления, в котором действуют все виды внутренних факторов, является опасным сечением.

$$M_{y2} = -13979,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{x3} = -12430,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{кр2} = T_{II} = 13914,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{крmax2} = K_{II} \cdot T_{II} = 30611 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{max2} = \sqrt{M_{y2}^2 + M_{x3}^2} = 18706,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$W_2 = \frac{\pi \cdot d_k^3}{32} - \frac{b_{вых} \cdot h_{пр} \cdot (2 \cdot d_k - h_{вых})^2}{16 \cdot d_k} = \frac{3,14 \cdot 90^3}{32} = 409005 \text{ мм}^3;$$

$$W_{K2} = \frac{\pi \cdot d_k^3}{16} - \frac{b_{вых} \cdot h_{вых} \cdot (2 \cdot d_k - h_{вых})^2}{16 \cdot d_{вых}} = 853300 \text{ мм}^3;$$

$$\tau_{ст2} = \frac{M_{крmax2} \cdot 10^3}{W_{K1}} = 35,87 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ст2} = \frac{M_{max2} \cdot 10^3}{W_1} = 45,69 \text{ МПа}.$$

Материал тихоходного вала - сталь 40ХН:

$$\sigma_T = 750 \text{ МПа}; \tau_T = 450 \text{ МПа}.$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma 2} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ст2}} = 16; \quad (2.141)$$

$$S_{T\tau 2} = \frac{\tau_T}{\tau_{ст2}} = 12,5. \quad (2.142)$$

Общий коэффициент запаса прочности:

$$S_{T2} = \frac{(S_{T\sigma 2} \cdot S_{T\tau 2})}{\sqrt{S_{T\sigma 2}^2 + S_{T\tau 2}^2}} = 9,8. \quad (2.143)$$

Расчет на сопротивление усталости:

$$\sigma_{a1} = \sigma_{ст1} = 45,69 \text{ МПа}; \sigma_{-1} = 420 \text{ МПа}; \tau_{-1} = 230 \text{ МПа}; \tau_{a1} = \frac{\tau_{ст1}}{2} = 17,94 \text{ МПа}; \sigma_B = 920 \text{ МПа}.$$

$K_{d\sigma 1} = 0,41; K_{d\tau 1} = 0,41$  – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения.

$K_{\sigma 1} = 2,15; K_{\tau 1} = 2$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжения.

$K_{F\sigma 1} = 1; K_{F\tau 1} = 1$  – коэффициенты влияния качества поверхности.

$$K_{V1} = 2,4;$$

$$K_{\sigma D1} = \frac{(\frac{K_{\sigma 1}}{K_{d\sigma 1}} + \frac{1}{K_{F\sigma 1}} - 1)}{K_{V1}} = 2,18; \quad (2.144)$$

$$K_{\tau D1} = \frac{(\frac{K_{\tau 1}}{K_{d\tau 1}} + \frac{1}{K_{F\tau 1}} - 1)}{K_{V1}} = 2; \quad (2.145)$$

$$\sigma_{1d} = \frac{\sigma_1}{K_{\sigma D1}} = 192,6 \text{ МПа}; \quad (2.146)$$

$$\tau_{1d} = \frac{\tau_1}{K_{\tau D1}} = 115 \text{ МПа}. \quad (2.147)$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{1d}}{\sigma_{a1}} = 4,2; \quad (2.148)$$

$$S_{\tau 1} = \frac{\tau_{1d}}{\tau_{a1}} = 6,4. \quad (2.149)$$

Общий коэффициент запаса прочности:

$$S_1 = S_{\sigma 1} \cdot \frac{S_{\tau 1}}{\sqrt{S_{\sigma 1}^2 + S_{\tau 1}^2}} = 3,5. \quad (2.150)$$

На рисунке 2.8 изображена модель червячного редуктора и асинхронного электродвигателя.

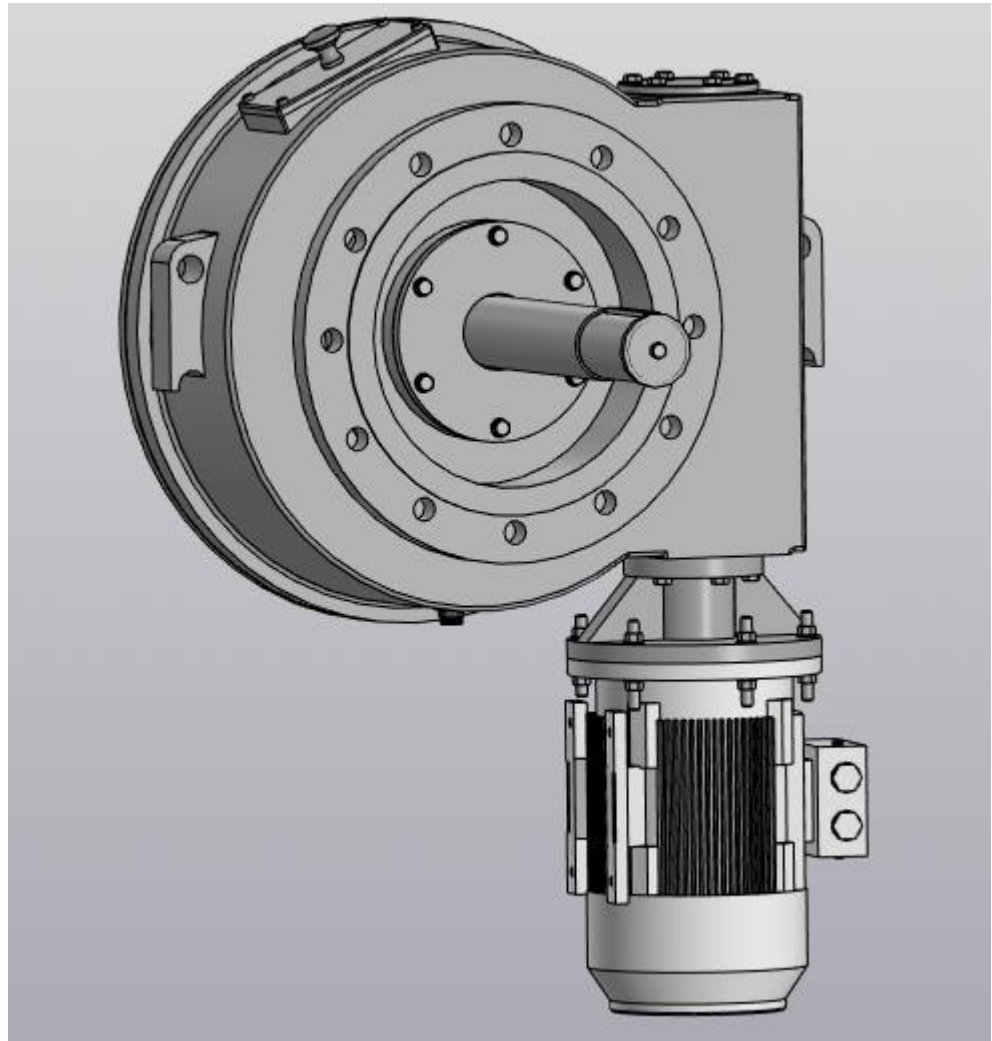


Рисунок 2.8 - Модель червячного редуктора с частотно-регулируемым приводом

## 2.4 Расчет корпуса станка-качалки на устойчивость

Сжимающее усилие  $N$  (кН) определяется по выражению [16]:

$$N = 10G_0 k_d k_{\pi} + 5G_m k_{\pi}, \quad (2.151)$$

где  $k_n$  – коэффициент перегрузки, равный 1,1;  $k_d$  – коэффициент динамичности, равный 1,1;  $G_m$  – масса трубы, т;  $G_o$  – масса поднимаемого груза, т.

$$G_m = g_m h = 1509 \text{ кг}, \quad (2.152)$$

где

$g_m$  - масса 1 м трубы заданного сечения, т.

$h$  – высота рамы, м.

$$N = 1,051 \cdot 10^5 \text{ Н}. \quad (2.153)$$

Определение требуемой площади поперечного сечения трубы:

$$F_{\text{тр}} = \frac{N}{m \varphi_o 0,1R} = 0,014 \text{ м}^2, \quad (2.154)$$

где  $\varphi_o$  – коэффициент продольного изгиба (для стальной трубы о  $\varphi = 0,4$ );  $m$  – коэффициент условий работы (для монтажных мачт  $m = 0,9$ );  $R$  – расчетное сопротивление при сжатии для прокатной стали (прил. VI); для стали Ст3  $R = 210$  МПа.

Подбор сечения стальной трубы осуществляется по таблице ГОСТа (наружный диаметр и толщину стенки), определяя площадь сечения  $F^T \geq F_{\text{тр}}$  (см<sup>2</sup>) и радиус инерции  $r_T$  (см).

Параметры трубы [16]:

$D = 720$  мм;  $d = 696$  мм;  $\delta = 12$  мм;  $F = 266,9 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>;  $I = 166991 \cdot 10^{-8}$  м<sup>4</sup>;  $W = 4733 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>;  $r_T = 0,2506$  м.

Определяют гибкость рамы:

$$\lambda = \frac{\mu h}{r^T} \leq [\lambda] \text{ м}^2, \quad (2.155)$$

где  $\mu$  - Коэффициент приведения длины стржня (коэффициент Ясинского).  $\mu = 1$ .

$$\lambda = 28.$$

По таблице расчетной гибкости  $\lambda$  находят коэффициент продольного изгиба  $\varphi$ :

$$\varphi = 0,95.$$

Полученное сечение трубы проверяют на устойчивость:

$$\frac{N}{F^T \varphi} \leq mR; \quad (2.156)$$

$$\frac{N}{F^T \varphi} = 4,145 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}; \quad (2.157)$$

$$mR = 189 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}. \quad (2.158)$$

Как можем видеть, условие выполняется.

Критическая сила:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu h)^2} = 9,451 \cdot 10^5 \text{ Н}. \quad (2.159)$$

Коэффициент запаса устойчивости:

$$S_{\text{ур}} = \frac{F_{\text{кр}}}{N} = 8,9. \quad (2.160)$$

На рисунке 2.9 изображена модель корпуса безбалансирного станка-качалки.

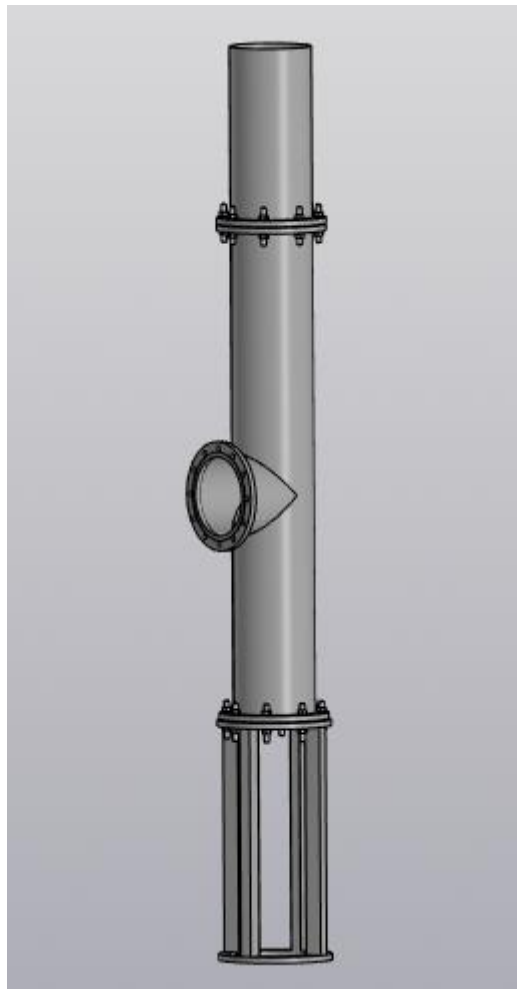


Рисунок 2.9 - Модель корпуса безбалансирного станка-качалки

Расчет на прочность сжимающего стержня:

$$\sigma = \frac{N}{F_{пл}} \leq [\sigma]; \quad (2.161)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S_p} = 2,048 \cdot 10^8 \frac{Н}{мм^2}; \quad (2.162)$$

$$\sigma = \frac{N}{F_{пл}} = 2,626 \cdot 10^6 \frac{Н}{мм^2}. \quad (2.163)$$

Как можем видеть, условие выполняется

## 2.5 Сборка элементов конструкции

На рисунке 2.10 изображена модель сборки всех элементов конструкции безбалансирного станка-качалки с линейным приводом.

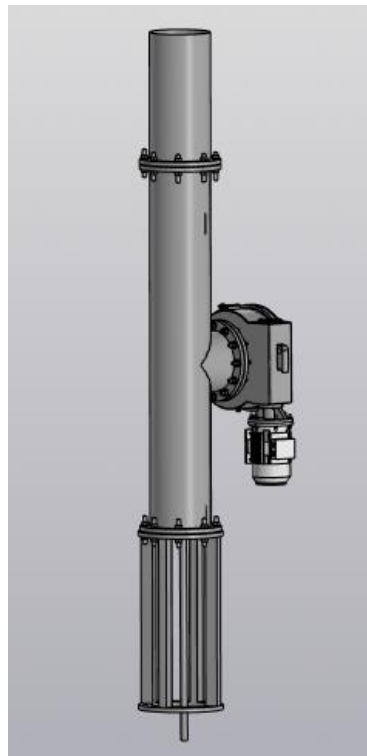


Рисунок 2.10 - Модель безбалансирного станка-качалки с линейным приводом

Разработанный мобильный безбалансирный станок-качалка с линейным приводом устанавливается на планшайбе фонтанной арматуры непосредственно на скважине. Дополнительных поддерживающих конструкций или фундамента не требуется.

В приложение А содержится сборочный чертеж червячного редуктора, в приложениях Б, В, Г содержатся рабочие чертежи соответственно выходного вала, вала-червяка и червячного колеса.

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА  
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСООБЪЕКТИВНОСТЬ И  
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ05	Куклин Евгений Олегович

Школа	Инженерная школа природных ресурсов	Отделение школы (НОЦ)	Отделение нефтегазового дела
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	Машины и оборудование Нефтяных и газовых промыслов

**Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:**

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Оценка стоимости материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих ресурсов на проведение приобретение, установку и годовое обслуживание безбалансирного станка-качалка на Приобском нефтяном месторождении
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	Единые нормы и расценки на строительные, монтажные и ремонтно-строительные работы. Приказ №639 от 20 сентября 2019 года «Об утверждении Правил подготовки технических проектов разработки месторождений углеводородного сырья»
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	Налоговый кодекс Российской Федерации 2. ФЗ №67 от 24.07.2009 в ред. от 26.03.2022

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

1. Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ	Обоснование перспективности установки безбалансирного станка-качалка на Приобском нефтяном месторождении
2. Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок	Расчет доходов и затрат установки и годового обслуживания безбалансирного станка-качалка, расчет стоимости покупки, монтажа и годового обслуживания
3. Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности	Оценка экономической эффективности использования безбалансирного станка-качалки на Приобском нефтяном месторождении

**Дата выдачи задания для раздела по линейному графику**

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор ОНД	Шарф И.В.	д.э.н.		18.04.22

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ05	Куклин Евгений Олегович		18.04.22



### **3 ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ И РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ**

#### **Введение**

В магистерской диссертации рассматривается целесообразность внедрения метода эксплуатации малодебитных скважин (скважины, дающие дебит менее 1,5 м<sup>3</sup> в сутки), оборудованных безбалансирным станком-качалкой. В связи с тем, что дебит скважин постепенно падает, для эффективной работы станка-качалки необходимо снижать число ходов точки подвеса штанг.

Конструкция, представленная в работе, обладает меньшими габаритами и весом, не требует установки на специальных фундаментах, проста в обслуживании, в ремонте и транспортировке. Безбалансирные станки-качалки имеют меньшую металлоемкость и габариты по сравнению с балансирными. У них несколько лучше характеристика движения точки подвеса штанг, а, следовательно, меньше инерционные нагрузки в установке. Уменьшенная масса безбалансирных станков-качалок позволяет сделать это оборудование мобильным. Поэтому разработка и исследование таких станков является актуальной задачей. В безбалансирных приводах возвратно-поступательное движение точки подвеса штанг обеспечивается за счет использования механизмов с гибкими элементами (канаты или цепи).

В данном разделе проведена оценка экономической эффективности установки безбалансирных станков-качалок.

#### **3.1 Расчет капитальных вложений**

##### **Основные фонды**

Расчет стоимости необходимого оборудования для установки конструкции безбалансирного станка-качалки. В таблице 3.1 приведена стоимость оборудования установки.

Таблица 3.1 - Оборудование для установки

№	Наименование	Единица измерения	Количество	Стоимость, рублей
1	Оборудованный транспорт для доставки конструкции на скважину	шт.	1	150000
2	Блок – бокс (12х2,5х2,7 метров)	шт.	1	100 000
3	Конструкция безбалансирного станка-качалки	шт.	1	1000000
4	Шкаф управления	шт.	1	280 000
5	Кран грузоподъемный до 5 т	шт.	1	500000
6	Электродвигатель АИР225М8/735	шт.	1	210 987
<b>Итого</b>				<b>2 240 987</b>

В таблице 3.2 приведены затраты на материалы.

Таблица 3.2 - Затраты на материалы

№	Наименование	Единица измерения	Количество	Стоимость, рублей
1	Оборудование обеспечения технологического процесса	к-т.	1	50 000
2	Шкаф НКУ 0,4 кВ	шт.	1	8 000
3	Частотный преобразователь	шт.	1	50 000
4	Кабель (1кВ) 1х240 кв.мм.100 метров	к-т.	3	103 800
<b>Итого</b>				<b>414 787</b>

Расчет амортизационных отчислений для установки конструкции представлен в таблице 3.3. Он проведен согласно постановлению Правительства РФ от 01.01.2002 N 1 (ред. от 06.07.2015) «О Классификации основных средств, включаемых в амортизационные группы».

Таблица 3.3 - Амортизационные отчисления

№	Наименование	Амортизационная группа	Норма амортизации	Сумма амортизации за 1 год, рублей
1	Оборудованный транспорт для доставки конструкции на скважину	5 группа	2,7 %	4050
2	Блок – бокс (12х2,5х2,7 метров)	6 группа	1,8 %	1800
3	Конструкция безбалансирного станка-качалки	3 группа	3,8 %	38000
4	Шкаф управления	5 группа	2,7 %	7560
5	Кран грузоподъемный	7 группа	1,3 %	6500
6	Электродвигатель АИР225М8/735	7 группа	1,3 %	2742
<b>Итого</b>				60652,831

### Расчет времени на проведение мероприятия

Для правильной и безопасной работы установки необходим ее правильный монтаж специалистами инженерно-технического отдела. В таблице 3.4 представлено время на выполнение мероприятия по установке.

Таблица 3.4 - Время на выполнение мероприятий

Содержание работ	Время, мин	Время, час
Проверяют работоспособность подъемных сооружений и механизмов.	15	0,12
Подбирают и проверяют инструмент и комплект устройств в соответствии со схемой оборудования устья, характером ремонта и конструкцией	15	0,25
Выгрузка груза и установка на устьевое оборудование	20	0,3
Соединение фланцевых стыков	15	0,25
Подключение асинхронного двигателя к электросети	10	0,17
Монтаж контура заземления	15	0,25
Пробный пуск оборудования	10	0,17

### Расчет амортизационных отчислений.

Оборудованный транспорт.

Стоимость – 150000 р, Норма амортизации – 2,7 %, срок службы – 5 лет

$$A_{M1 \text{ мес}} = \frac{150000}{5 \cdot 12} = 2500 \frac{\text{руб}}{\text{мес}}; \quad (3.1)$$

$$A_{M1 \text{ сут}} = \frac{250}{30} = 83,3 \frac{\text{руб}}{\text{сут}}. \quad (3.2)$$

За рабочую смену в 12 часов:

$$A_{M1 \text{ смен}} = \frac{83,3}{2} = 41,6 \frac{\text{руб}}{\text{смена}}. \quad (3.3)$$

Кран.

Стоимость – 500000 р, Норма амортизации – 1,3 %, срок службы – 5 лет

$$A_{M2 \text{ мес}} = \frac{500000}{5 \cdot 12} = 8333,3 \frac{\text{руб}}{\text{мес}}; \quad (3.4)$$

$$A_{M2 \text{ сут}} = \frac{250}{30} = 277,7 \frac{\text{руб}}{\text{сут}}. \quad (3.5)$$

За рабочую смену в 12 часов:

$$A_{M2 \text{ смен}} = \frac{8,3}{2} = 138,8 \frac{\text{руб}}{\text{смена}}. \quad (3.6)$$

### Расчет заработной платы работников.

Заработная плата работников представлена в таблице 3.5.

Таблица 3.5 - Заработная плата

№	Такелажник 3 разряд (2 чел)	Машинист кран 4 разряд	Монтажник 3 разряд (2 чел)	Электро- монтажник 4 разряд	Электро- линейщик 3 разряд	Электро- сварщик 3 разряд
Заработная плата руб/час	56,9619	79,11375	166,138875	181,961625	87,025125	118,670625
Районный коэффициент, руб.	28,48095	39,556875	83,0694375	90,9808125	43,5125625	59,3353125
Северная надбавка, руб.	28,48095	39,556875	83,0694375	90,9808125	43,5125625	59,3353125
Доплата за вредность, руб.	1,139238	1,582275	3,3227775	3,6392325	1,7405025	2,3734125
Вахтовый метод работы, руб.	5,69619	7,911375	16,6138875	18,1961625	8,7025125	11,8670625
Итого, руб./час	120,759228	167,72115	352,214415	385,758645	184,493265	251,581725
Время работы, часов	0,42	0,3	0,5	0,3	0,25	0,25
Итого, руб. за работу 1-го работника, руб	50,7188758	50,316345	176,1072075	115,7275935	46,12331625	62,89543125
Общая сумма ЗП, руб.					728,7148525	

### Расчет страховых взносов в государственные внебюджетные фонды.

В данной статье расходов отражаются затраты на страховые взносы в Пенсионный фонд России (22 %), Фонд социального страхования (2,9 %), Фонд

обязательного медицинского страхования (5,1 %) и обязательного социального страхования от несчастных случаев на производстве при проведении экспериментов представлены в таблице 3.6. Рассчитывая затраты на страхование от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний, выбираем класс III с тарифом 0,4 для предоставления прочих услуг в области добычи нефти и природного газа (код по ОКВЭД – 09.10.9). [29]

Таблица 3.6 - Страховые взносы

№	Такелажник Зразряд (2 чел)	Машинист кран 4 разряд	Монтажник 3 разряд (2 чел)	Электро- монтажник 4 разряд	Электро- линейщик 3 разряд	Электро- сварщик 3 разряд
ЗП, руб.	50,71887576	50,7188757 6	176,1072075	176,1072075	115,7275935	46,12331625
ФСС (2,9%)	1,470847397	1,47084739 7	5,107109018	5,107109018	3,356100212	1,337576171
ФОМС(5,1%)	2,586662664	2,58666266 4	8,981467583	8,981467583	5,902107269	2,352289129
ПФР (22%)	11,15815267	11,1581526 7	38,74358565	38,74358565	25,46007057	10,14712958
Страхование от несчастных случаев (тариф 0,2%)	0,101437752	0,10143775 2	0,352214415	0,352214415	0,231455187	0,092246633
Всего, руб.	15,31710048	15,3171004 8	53,18437667	53,18437667	34,94973324	13,92924151
Общая сумма, руб.			220,0718855			

В таблице 3.7 представлены капитальные вложения.

Таблица 3.7 - Капитальные вложения

Состав затрат	Конструкция безбалансирного станка-качалки
Стоимость оборудования, руб.	2 240 987
Затраты на материалы, руб.	414 787
Транспортировка оборудования, руб.	224098,7
Амортизационные отчисления, руб.	180,5555556
Заработная плата рабочих, руб.	948,786738
Затраты на установку, руб.	1298,743638
Природно-охранные мероприятия, руб	120000
Накладные расходы, руб	450 150,3
Итого руб.	3 451 152,3

### 3.2 Расчет эксплуатационных затрат

Далее рассчитаем стоимость эксплуатации. В состав сметных расценок на эксплуатацию машин  $C_{\text{маш}}$  входят следующие статьи затрат (руб./маш.-час) :

$$C_{\text{маш}} = A + P + Б + Э + С + Г, \quad (3.8)$$

где

A – амортизационные отчисления на полное восстановление, рублей/машино-час;

P – затраты на выполнение всех видов ремонта, диагностирование и техническое обслуживание, рублей/машино-час;

Б – затраты на замену быстроизнашивающихся частей, рублей/машино-час;

Э – затраты на энергоносители, рублей/машино-час;

С – затраты на смазочные материалы, рублей/машино-час;

Г – затраты на гидравлическую и охлаждающую жидкость;

Стоимость эксплуатации в год

$$C = C_{\text{маш}} \cdot T + П + З, \quad (3.9)$$

где

З – оплата труда рабочих, рублей/машино-час;

П – затраты на перебазировку машин с одной площадки (базы) на другую площадку (базу), включая монтаж машин с выполнением пуско-наладочных работ, демонтаж, транспортировку с погрузочно-разгрузочными работами.

По особо сложным и мощным машинам на операции, связанные с их перебазировкой, разрабатываются отдельные расценки и соответствующие затраты учитываются в сметах отдельными строками.

Амортизационные отчисления для оборудования горизонтальной насосной установки в расчете для каждой единицы в руб./маш.-час.

Амортизационные отчисления, которые уходят на полное восстановление определяется по формуле:

$$A_{см} = \frac{B_c \cdot H_a \cdot K_a}{T \cdot 100}, \quad (3.10)$$

где

$B_c$  – средневзвешенная восстановительная стоимость машин данной типоразмерной группы, учитывающая структуру парка по их маркам на дату введения в действие сметной расценки, руб.;

$H_a$  – норма амортизационных отчислений, процент/месяц. Показатели  $H_a$  принимаются по установленным единым нормам амортизационных отчислений:

$$H_{\text{блок-бокс}} = 1,8\%; H_{\text{конструкция безбаланс}} = 3,8\%; H_{\text{шкаф управл.}} = 2,7\%;$$

$$H_{\text{электрдвиг}} = 1,3\%.$$

$K_a$  – коэффициент к норме амортизационных отчислений, учитывает отраслевую и региональную специфику применения строительных машин и автотранспортных средств для производства строительно-монтажных работ, а также интенсивность их использования. Коэффициент  $K_a$  применяется при привязке сметных норм и расценок на эксплуатацию машин к данным условиям строительства. При установлении показателя  $K_a$  следует руководствоваться: положением по применению единых норм амортизационных отчислений на полное восстановление основных фондов. Коэффициент  $K_a$  дифференцирован по трем уровням. При расчете и разработке сметной нормы и расценки на эксплуатацию оборудования учитывается средний режим интенсивности ее использования, при котором  $K_a = 1$  и соответствует основным значениям норм амортизационных отчислений на полное восстановление основных фондов.

Принимаем  $K_a = 1$ .

$T$  – годовой режим эксплуатации машины.

Показатель  $B_c$  определяется по формуле:

$$B_c = Ц + З_d, \quad (3.11)$$

где

$\Pi$  – средневзвешенная цена по маркам машин данной типоразмерной группы при определении затрат на эксплуатацию, определяемая на основе рыночных цен и показателей балансовой стоимости на дату введения в действие сметной расценки (без учета НДС);

$Z_d$  – затраты на первоначальную доставку машины от завода изготовителя к потребителю с учетом транспортных расходов, затрат на тару, затрат на погрузочно-разгрузочные работы, заготовительно-складских расходов на дату введения в действие сметной расценки и упаковку. Показатель  $Z_d$  определяется на основе анализа транспортных схем доставки.

$$V_{\text{блок-бокс}} = \Pi_2 + Z_{d2} = 100000 + 10000 = 110000 \text{ руб.};$$

$$V_{\text{конструкция безбаланс}} = \Pi_3 + Z_{d3} = 1000000 + 100000 = 1100000 \text{ руб.};$$

$$V_{\text{шкаф управл.}} = \Pi_4 + Z_{d4} = 280000 + 28000 = 308000 \text{ руб.};$$

$$V_{\text{электродвиг}} = \Pi_2 + Z_{d2} = 210987 + 21098,7 = 232085,7 \text{ руб.}$$

Годовой режим эксплуатации оборудования. Показатель  $T$  устанавливается вследствие анализа фактических данных по использованию данного вида машин в течение года при изучении сменных рапортов. Потеря времени в связи с отсутствием работ учитываться не должны.  $T$  считается по формуле:

$$T = (365 - (52 \cdot 2 + \Pi_{\text{д}} + M + P + \Pi)) \cdot K_{pc} \cdot K_c = 365 \cdot 12 \cdot 2 = 8760 \text{ час,}$$

(3.12)

где

365 – количество дней в году;

3 – суммарное количество нерабочих в году с учетом общего простоя на ремонт;

$\Pi_{\text{д}}$  – количество праздничных дней;

$M, \Pi, P$  – количество перерывов в работах машины;

$K_{pc}$  – нормативная продолжительность рабочей смены;

$K_c$  – коэффициент сменности работы.



$K_c$  исчисляется, как отношение времени, обрабатываемого машиной за сутки, в среднем в течение года к нормативной продолжительности рабочей смены.

$$\begin{aligned}
 A_{\text{блок-бокс}} &= \frac{B_{c2} \cdot H_{a2} \cdot K_{a2}}{T \cdot 100\%} = \frac{110000 \cdot 1,8\% \cdot 1}{8688 \cdot 100\%} = 0,226 \text{ руб./маш.-час;} \\
 A_{\text{конструкция безбаланс}} &= \frac{B_{c3} \cdot H_{a3} \cdot K_{a3}}{T \cdot 100\%} = \frac{1100000 \cdot 3,8\% \cdot 1}{8760 \cdot 100\%} = 4,771 \text{ руб./маш.-час;} \\
 A_{\text{шкаф управл.}} &= \frac{B_{c4} \cdot H_{a4} \cdot K_{a4}}{T \cdot 100\%} = \frac{308000 \cdot 2,7\% \cdot 1}{8760 \cdot 100\%} = 0,950 \text{ руб./маш.-час;} \\
 A_{\text{электродвиг}} &= \frac{B_{c10} \cdot H_{a10} \cdot K_{a10}}{T \cdot 100\%} = \frac{232085,7 \cdot 1,3\% \cdot 1}{8760 \cdot 100\%} = 0,344 \text{ руб./маш.-час;} \\
 A_{\text{см}} &= A_{\text{блок-бокс}} + A_{\text{конструкция безбаланс}} + A_{\text{шкаф управл.}} + \\
 &+ A_{\text{электродвиг}} = 6,29 \text{ руб./маш.-час.} \quad (3.12)
 \end{aligned}$$

Нормативный показатель затрат на все виды ремонта для каждого оборудования безбалансирного станка-качалки

$$P = \frac{B_c \cdot H_p}{T \cdot 100}, \quad (3.13)$$

где

$B_c$  – восстановительная стоимость машины

$H_p$  – норма годовых затрат;

$T$  – годовой режим работы машины.

$$\begin{aligned}
 P_{\text{блок-бокс}} &= \frac{B_{c2} \cdot H_{p2}}{T \cdot 100\%} = \frac{110000 \cdot 10\%}{8760 \cdot 100\%} = 1,25 \text{ руб./маш. час;} \\
 P_{\text{конструкция безбаланс}} &= \frac{B_{c3} \cdot H_{p3}}{T \cdot 100\%} = \frac{1100000 \cdot 37\%}{8760 \cdot 100\%} = 46,46 \text{ руб./маш. час;} \\
 P_{\text{шкаф управл.}} &= \frac{B_{c4} \cdot H_{p4}}{T \cdot 100\%} = \frac{308000 \cdot 68,3\%}{8760 \cdot 100\%} = 24,01 \text{ руб./маш. час;} \\
 P_{\text{электродвиг}} &= \frac{B_{c5} \cdot H_{p5}}{T \cdot 100\%} = \frac{232085,7 \cdot 20\%}{8760 \cdot 100\%} = 5,30 \text{ руб./маш. час;} \\
 P &= P_{\text{блок-бокс}} + P_{\text{конструкция безбаланс}} + P_{\text{шкаф управл.}} + P_{\text{электродвиг}} = 77,03 \\
 &\text{руб./маш. час.}
 \end{aligned}$$

$H_p$  - нормы расхода запасных частей согласно основной номенклатуре строительных машин.

Нормативный показатель затрат на замену быстроизнашивающихся частей.

Данный показатель затрат определяется по формуле:

$$B = \frac{(\text{Ц}_{\text{бч}} + \text{З}_{\text{д.бч.}} + \text{З}_{\text{п.бч.}} \cdot (1 + \text{Н} + \text{П})) \cdot \text{К}_{\text{бч}}}{T_p}, \quad (3.14)$$

где

$\text{Ц}_{\text{бч}}$  - цена быстроизнашивающейся части по рыночной стоимости;

$\text{З}_{\text{д.бч.}}$  - затраты на доставку с учетом транспортных расходов.

Устанавливается для региона;

$\text{З}_{\text{п.бч.}}$  - оплата труда ремонтных рабочих;

$\text{К}_{\text{бч}}$  - количество частей. Устанавливается по инструкции на эксплуатацию машин;

$\text{Н} + \text{П}$  - индивидуальные нормы для накладных расходов и сметной прибыли берется в долях от оплаты труда рабочих и составляет 0,7;

$T_p$  - нормативный ресурс на деталь данного вида. Принимается на основе:

- рекомендаций изготовителя;
- данных, приводимых в нормативной литературе;
- фактических показателей срока службы.

$$B_{\text{блок-бокс}} = \frac{(\text{Ц}_{\text{бч2}} + \text{З}_{\text{д.бч.2}} + \text{З}_{\text{п.бч.2}} \cdot (1 + \text{Н} + \text{П})) \cdot \text{К}_{\text{бч2}}}{T_{p2}} = \frac{((2000 + 500 + 500 \cdot (1 + 0,7)) \cdot 2)}{8760} = 0,76$$

руб./маш. час. (дверные механизмы);

$$B_{\text{конструкция безбаланс}} = \frac{(\text{Ц}_{\text{бч3}} + \text{З}_{\text{д.бч.3}} + \text{З}_{\text{п.бч.3}} \cdot (1 + \text{Н} + \text{П})) \cdot \text{К}_{\text{бч3}}}{T_{p3}} =$$

$$\frac{((50000 + 10000 + 10000 \cdot (1 + 0,7)) \cdot 1)}{8760} = 8,79 \text{ руб./маш. час. (подшипники, сальники,$$

болты, прокладки);

$$B_{\text{шкаф управл.}} = \frac{(\text{Ц}_{\text{бч4}} + \text{З}_{\text{д.бч.4}} + \text{З}_{\text{п.бч.4}} \cdot (1 + \text{Н} + \text{П})) \cdot \text{К}_{\text{бч4}}}{T_{p4}} = \frac{((5000 + 4000 + 2000 \cdot (1 + 0,7)) \cdot 1)}{87600} =$$

1,42 руб./маш. час. (шлейфы, лампы оповещения);

$$B_{\text{электродвиг}} = \frac{(\text{Ц}_{\text{бч2}} + \text{З}_{\text{д.бч.2}} + \text{З}_{\text{п.бч.2}} \cdot (1 + \text{Н} + \text{П})) \cdot \text{К}_{\text{бч2}}}{T_{p2}} = \frac{((25000 + 5000 + 5000 \cdot (1 + 0,7)) \cdot 1)}{8760} =$$

4,39 руб./маш. час. (подшипники, сальники);

$$B = B_{\text{блок-бокс}} + B_{\text{конструкция безбаланс}} + B_{\text{шкаф управл.}} + B_{\text{электродвиг}} = 15,37$$

руб./маш. час.

При отсутствии необходимых данных в перечисленных документах количество рабочих определяются по фактическим условиям эксплуатации машины.

Расчет суммы, начисленной по тарифным ставкам, должностным окладам, сдельным расценкам или в процентах от выручки от реализации продукции (работ, услуг) в соответствии с принятыми на предприятии (организации) формами и системами оплаты труда представлены в таблице 3.8 [29].

Таблица 3.8 - Надбавки и доплаты к заработной плате работника

районный коэффициент	1,5
северная надбавка	1,5
доплата за вредность	1,12
компенсационная выплата за время нахождения в пути на вахту/с вахты	6,25
компенсационная выплата за вахтовый метод работы	1,1

Таким образом, с учетом показателей в таблицы 3.8, а также количеством техники в виде одной единицы безбалансирного станка-качалки рассчитывается количество работников, необходимых для эксплуатации данной установки и затраты на их заработную плату. Результаты занесены в таблицу 3.9 [29].

Таблица 3.9 - Заработная плата работников

№	Оператор ДНГ дневной	Оператор ДНГ ночной	Слесарь КИПиА дневной	Слесарь КИПиА ночной	Дежурный электрик дневной	Дежурный электрик ночной
Разряд	4	4	4	4	5	5
Часовая тарифная ставка	86	86	88	88	90	90
Районный коэффициент, руб.	43	43	44	44	45	45
Северная надбавка, руб.	43	43	44	44	45	45

№	Оператор ДНГ дневной	Оператор ДНГ ночной	Слесарь КИПиА дневной	Слесарь КИПиА ночной	Дежурный электрик дневной	Дежурный электрик ночной
Доплата за вредность, руб.	10,32	10,32	10,56	10,56	10,8	10,8
Время нахождения в пути, руб.	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25
Вахтовый метод работы, руб.	8,6	8,6	8,8	8,8	9	9
Итого, руб./час	197,17	197,17	201,61	201,61	206,05	206,05
Время работы, часов	4380	4380	4380	4380	4380	4380
Итого, руб. за работу 1-го работника, руб	863604,6	863604,6	883051,8	883051,8	902499	902499
Общая сумма ЗП, руб.	5298310,8					

Согласно данным расчета из таблицы 3.9 для годового обслуживания горизонтальной насосной установки на оплату труда обслуживающим ее работникам необходимо 5 293 310,8 руб.

Затраты на страховые взносы в пенсионный фонд, фонд социального страхования, фонд обязательного медицинского страхования и обязательного социального страхования от несчастных случаев на производстве представлены в таблице 3.10. Рассчитывая затраты на страхование от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний, выбираем согласно [У] класс I с тарифом 0,2 для предоставления услуг, связанных с добычей нефти и газа (код по ОКВЭД - 11.20.4).

Таблица 3.10 - Расчет страховых взносов

	Оператор ДНГ дневной	Оператор ДНГ ночной	Слесарь КИПиА дневной	Слесарь КИПиА ночной	Дежурны й электрик дневной	Дежурны й электрик ночной
ЗП, руб.	863604,6	863604,6	883051,8	883051,8	902499	902499
ФСС (2,9%)	25044,5334	25044,5334	25608,5022	25608,5022	26172,471	26172,471
ФОМС (5,1%)	44043,8346	44043,8346	45035,6418	45035,6418	46027,449	46027,449
ПФР (22%)	189993,012	189993,012	194271,396	194271,396	198549,78	198549,78
Страхование от несчастных случаев (тариф 0,2%)	1727,2092	1727,2092	1766,1036	1766,1036	1804,998	1804,998
Всего, руб.	260808,5892	260808,5892	266681,6436	266681,6436	272554,698	272554,698
Общая сумма, руб.	1600089,862					

Общая сумма страховых взносов на 6 работников за 1 год составила 1 600 089,862 руб. Таким образом, общая сумма по заработной плате составила 6 898 400,66 руб.

Нормативные затраты на энергоносители.

Определяются по основным видам энергии:

- бензин (кг/руб);
- дизельное топливо (кг/руб);
- электроэнергия (кВт-ч/руб);
- сжатый воздух (м<sup>3</sup>/руб).

Для электроэнергии топлива используется формула:

$$\mathcal{E}_d = N_d \cdot K_n \cdot (\mathcal{C}_d + \mathcal{Z}_{д.д.}), \quad (3.15)$$

где

$N_d$  - норма расхода электроэнергии

Показатель  $N_d$  устанавливается:

- по паспортным данным;
- нормативам, приводимым в технической литературе;
- по фактическим данным.

$K_n$  – коэффициент, учитывающий затраты на электроэнергию при работе пускового двигателя. При отсутствии такового -  $K_n$  не учитывается.

$C_d$  – цена электроэнергии (3,85 руб кВт час);

$З_{д.д}$  – затраты на передачу электроэнергии до машины, с учетом всех транспортных расходов.

$$\mathcal{E}_{\text{блок-бокс}} = H_{\partial 2} \cdot K_{n2} \cdot (C_{\partial 2} + z_{\partial 2}) = 0,7 \cdot 1 \cdot 3,85 = 2,695, \text{ руб./ маш. час}$$

(внешнее освещение);

$$\mathcal{E}_{\text{констр.безбалансир.}} = H_{\partial 3} \cdot K_{n3} \cdot (C_{\partial 3} + z_{\partial 3}) = 1,2 \cdot 1 \cdot 3,85 = 4,62 \text{ руб./ маш. час}$$

(внешнее освещение);

$$\mathcal{E}_{\text{шкаф управл.}} = H_{\partial 4} \cdot K_{n4} \cdot (C_{\partial 4} + z_{\partial 4}) = 0,5 \cdot 1 \cdot 3,85 = 1,925 \text{ руб./ маш. час}$$

(работа оборудования);

$$\mathcal{E}_{\text{электродвигатель}} = H_{\partial 5} \cdot K_{n5} \cdot (C_{\partial 5} + z_{\partial 5}) = 3,2 \cdot 1 \cdot 3,85 = 12,32 \text{ руб./ маш. час.}$$

(работа оборудования);

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_{\text{блок-бокс}} + \mathcal{E}_{\text{конструкция безбаланс}} + \mathcal{E}_{\text{шкаф управл.}} + \mathcal{E}_{\text{электродвиг}} = 21,56 \text{ руб./ маш. час.}$$

Нормативный показатель затрат на смазочные материалы.

Коэффициент  $C_d$  определяется формулой:

$$C_d = (0,044 \cdot C_{mm} + 0,004 \cdot C_{nc} + 0,015 \cdot C_{tm}) \cdot H_d \cdot K_n, \quad (3.16)$$

где

0,044, 0,004, 0,015 – коэффициенты, учитывающие расход смазочных материалов;

$C_{mm}$ ,  $C_{nc}$ ,  $C_{tm}$  – рыночные цены на масла, пластические смазки и трансмиссионные масла с учетом всех транспортных расходов (80 руб. -70 руб. – 90 руб.);

$H_d$  – норма расхода топлива в среднем за год (50 л. в год);

$K_n$  – коэффициент, учитывающий затраты на бензин при работе пускового двигателя. При отсутствии  $K_n$  не учитывается.

$$C_{\text{констр. безбалансир}} = (0,044 \cdot C_{\text{ммз}} + 0,004 \cdot C_{\text{нсз}} + 0,015 \cdot C_{\text{тммз}}) \cdot H_{\text{дз}} \cdot K_{\text{нз}}$$
$$K_{\text{нз}} = (0,044 \cdot 70 + 0,004 \cdot 80 + 0,015 \cdot 90) \cdot 60 \cdot 1 = 309 \text{ руб. /маш. год. или } 0,035 \text{ руб. /маш. час.}$$

$$C_{\text{электродвигатель}} = (0,044 \cdot C_{\text{ммз}} + 0,004 \cdot C_{\text{нсз}} + 0,015 \cdot C_{\text{тммз}}) \cdot H_{\text{дз}} \cdot K_{\text{нз}}$$
$$= (0,044 \cdot 70 + 0,004 \cdot 80 + 0,015 \cdot 90) \cdot 3$$
$$= 154,5 \text{ руб./маш. год. или } 0,018 \text{ руб./маш. час;}$$

$$C_{\text{блок-бокс}} = 0; C_{\text{шкаф управл.}} = 0;$$

$$C = C_{\text{блок-бокс}} + C_{\text{конструкция безбаланс}} + C_{\text{шкаф управл.}} + C_{\text{электродвиг}} = 0,05 \text{ руб. /маш. час.}$$

Нормативные показатели затрат на гидравлическую жидкость.

Коэффициент  $\Gamma$  определяется по формуле:

$$\Gamma = \frac{O \cdot D_z \cdot K_{\text{д}} \cdot P_z \cdot (C_z + Z_{\text{д.з}})}{T}, \quad (3.17)$$

где

$O$  – средневзвешенный показатель вместимости гидравлической системы машины;

$D_{\Gamma}$  – плотность жидкости (0,92);

$K_{\text{д}}$  – коэффициент доливок (1,5);

$P_{\Gamma}$  – периодичность полной замены жидкости (через каждые 4344 часов – 2 раза в год);

$C_{\Gamma}$  – цена жидкости (100 руб. / л.);

$Z_{\text{д.г}}$  – затраты на доставку (15 руб. /л.);

$T$  – годовой режим работы (8760 час.).

$$\Gamma_{\text{Конструк. безбалансир}} = \frac{O_z \cdot D_{z3} \cdot K_{\text{дз}} \cdot P_{z3} \cdot (C_{z3} + Z_{\text{д.з.3}})}{T} = \frac{5 \cdot 0,92 \cdot 1,5 \cdot 2 \cdot (100 + 15)}{8760} =$$

$$0,181 \text{ руб. маш. час;}$$

$$\Gamma_{\text{блок-бокс}} = 0; \Gamma_{\text{шкаф управл.}} = 0;$$

$$\Gamma_{\text{электродвигатель}} = 0;$$

$$\Gamma = \Gamma_{\text{блок-бокс}} + \Gamma_{\text{конструкция безбаланс}} + \Gamma_{\text{шкаф управл.}} + \Gamma_{\text{электродвиг}} = 0,18$$

руб.маш. час.

Нормативные показатели на перебазировку.

Данный коэффициент определяется по следующим схемам:

- на прицепе с демонтажом и монтажом.

Нормативные показатели на перебазировку  $P_m$  определяется по формуле:

$$P_m = \frac{(P_m + P_{mc} + P_{pr} + Z_n) \cdot B}{T_n} = \frac{(2000+1000+1500+1000) \cdot 5}{2} = 13\,750 \text{ руб.}, \quad (3.18)$$

где

$P_T$  – сметная расценка на эксплуатацию тягача (2000 руб.);

$P_{mc}$  – сметная расценка на эксплуатацию машины сопровождения;

$P_{pr}$  – сметная расценка на эксплуатацию прицепа (полуприцепа, прицепа-тяжеловеса)

$Z_n$  – оплата труда машиниста (1000 руб.);

$B$  – время перебазировки (5 час.);

$T_n$  – время работы на одной площадке (2 час).

Стоимость эксплуатации машины в год  $C_{\text{маш}}$ :

$$C_{\text{блок-бокс}} = A_1 + P_1 + B_1 + \mathcal{E}_1 + C + \Gamma_1 = 0,23 + 1,25 + 0,76 + 2,695 = 4,935 \text{ руб./маш.-час};$$

$$C_{\text{конструк.безбалансир}} = A_2 + P_2 + B_2 + \mathcal{E}_2 + C + \Gamma_2 = 4,77 + 46,46 + 8,79 + 4,62 + 0,035 + 0,18 = 64,86 \text{ руб./маш.-час};$$

$$C_{\text{шкаф управл.}} = A_3 + P_3 + B_3 + \mathcal{E}_3 + C + \Gamma_3 = 0,950 + 24,01 + 1,42 + 1,925 = 28,305 \text{ руб./маш.-час};$$

$$C_{\text{электродвигатель}} = A_8 + P_8 + B_8 + \mathcal{E}_8 + C + \Gamma_8 = 0,344 + 5,3 + 4,39 + 12,32 + 0,018 = 22,372 \text{ руб./маш.-час.}$$

Стоимость эксплуатации безбалансирного станка качалки в год:



$$C = C_{\text{маш.общ.}} \cdot T + \Pi = \sum C_n \cdot T + \Pi + Z_{\text{общ}} = (4,935 + 64,86 + 28,305 + 22,372) \cdot 8760 + 13750 = 120,48 \cdot 8760 + 13750 + 6898400,66 = 1287996 + 13750 + 6898400,66 = 7967561,016 \text{ руб./ маш. г} = 7,968 \text{ млн.руб.}$$

Данные по эксплуатации для каждого оборудования отдельно представлены в таблице 3.11.

Таблица 3.11 - Стоимость эксплуатации оборудования в год

№	Наименование	Стоимость эксплуатации руб/ маш.- час	Количество часов	Стоимость эксплуатации оборудования в год
1	Блок – бокс (12х2,5х2,7 метров)	4,935	8760	43 230,6
2	Конструкция безбалансирного станка-качалки	64,86	8760	568 173,6
3	Шкаф управления	28,305	8760	247 951,8
4	Электродвигатель АИР225М8/735	22,372	8760	195 978,72
Итого				879 342,12

Эксплуатационные затраты с учетом НДС (без налога на имущество) представлены на рисунке 3.1.

Форма № 5-НДПИ Раздел 2												
ОТЧЕТ О НАЛОГОВОЙ БАЗЕ И СТРУКТУРЕ НАЧИСЛЕНИЙ ПО НАЛОГУ НА ДОБЫЧУ ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ												
по состоянию на 01.01.2021 г.												
Раздел 2. Отчет о налоговой базе и структуре начислений по налогу на добычу полезных ископаемых в отношении природного газа, за исключением добычи на новых морских месторождениях												
1. Природный горючий газ												
в том числе:												
из строки 210:												
ВСЕГО	1.1. облагаемый по налоговой ставке 0 рублей		в части нормативных потерь		при разработке ранее списанных запасов		закачанный в пласт для поддержания пластового давления		добытый на участках недр, расположенных полностью или частично на полуостровах Ямал и (или) Гыданский в Ямало-Ненецком автономном округе, используемый исключительно для производства сжиженного природного газа			
	Количество добытого полезного ископаемого, млн. куб. м.	Сумма налога, подлежащая уплате в бюджет, тыс. руб.	Количество добытого полезного ископаемого, млн. куб. м.	Сумма налога, не поступившего в бюджет, в связи с применением налоговых льгот, тыс. руб.	Количество добытого полезного ископаемого, млн. куб. м.	Сумма налога, не поступившего в бюджет, в связи с применением налоговых льгот, тыс. руб.	Количество добытого полезного ископаемого, млн. куб. м.	Сумма налога, не поступившего в бюджет, в связи с применением налоговых льгот, тыс. руб.	Количество добытого полезного ископаемого, млн. куб. м.	Сумма налога, не поступившего в бюджет, в связи с применением налоговых льгот, тыс. руб.	Количество добытого полезного ископаемого, млн. куб. м.	Сумма налога, не поступившего в бюджет, в связи с применением налоговых льгот, тыс. руб.
A	200.1	200.2	210.1	210.3	211.1	211.3	212.1	212.3	213.1	213.3	214.1	214.3
98 Томская область	2 691	1 880 438	0	348	0	348	0	0	0	0	0	0

Рисунок 3.1 – Эксплуатационные затраты с учетом НДС

В таблице 3.12 представлен налог на добычу полезных ископаемых.

Таблица 3.12 - Налог на добычу полезных ископаемых

НДПИ	15365,956	руб/тонн
НДПИ	15365955,70	руб/1000 тонн (ставка)
НДПИ	7329560,87	руб/1000 тонн с учетом добытой нефти за год
НДПИ	7,329560869	млн.руб.

Эксплуат. затраты = С + НДПИ = 7,968 + 7,330 = 15,3 млн. руб

В таблице 3.13 представлен налог на имущество.

Таблица 3.13 - Налог на имущество

Годы	Балансовая стоимость имущества	Амортизация	Остаточная стоимость	Налог на имущество	
2022	3,45	0,06	3,40	0,07	млн руб.
2023	3,45	0,11	3,34	0,07	млн руб.
2024	3,45	0,17	3,29	0,07	млн руб.
2025	3,45	0,22	3,23	0,07	млн руб.
2026	3,45	0,28	3,18	0,07	млн руб.

### 3.3 Оценка экономической эффективности

В таблице 3.14 представлена выручка от реализации продукции.

Таблица 3.14 - Выручка от реализации продукции

Год	Цена нефть Urals	Обменный курс	Цена нефть Urals	Добыча нефти	Выручка	Выручка
	долл/т	руб./долл	руб./т	т/год	руб./год	млн руб./год
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
2022	663,7449	70	46462,1	477,4	22181956,31	22,18195631
2023	663,7449	70	46462,1	477,4	22181956,31	22,18195631
2024	663,7449	70	46462,1	477,4	22181956,31	22,18195631
2025	663,7449	70	46462,1	477,4	22181956,31	22,18195631

В таблице 3.15 представлены исходные данные для расчета экономической эффективности.

Таблица 3.15 - Исходные данные для расчета экономической эффективности

Ввод оборудования	шт.	1	1	0	0	0	0
Среднегодовая добыча	тыс.т	2,39	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48
Накопленная добыча	тыс.т	7,1613	0,48	0,95	1,43	1,91	2,39
Эксплуатационные затраты с НДС и НИО (по нефти)	млн руб.	76,49	15,30	15,30	15,30	15,30	15,30
Амортизационные затраты	млн руб.	0,28	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
Капитальные вложения	млн руб.	3,45	3,45	0,00	0,00	0,00	0,00
Себестоимость добычи нефти	руб./тыс.т	10,68	-	-	-	-	-

В таблице 3.16 представлена операционная деятельность по проекту.

Таблица 3.16 - Операционная деятельность по проекту

Показатели	Ед. изм.	Σ, сумма	Значения по годам				
			2022	2023	2024	2025	2026
Выручка	млн руб.	110,91	22,18	22,18	22,18	22,18	22,18
Текущие затраты с НДС и с НИО	млн руб.	76,49	15,30	15,30	15,30	15,30	15,30
НДС	млн руб.	36,65	7,33	7,33	7,33	7,33	7,33
Валовая прибыль	млн руб.	34,42	6,88	6,88	6,88	6,88	6,88
Налог на прибыль	млн руб.	6,88	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
Налог на имущество	млн руб.	0,36	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
Итого налоги	млн руб.	7,24	1,45	1,45	1,45	1,45	1,45
Чистая прибыль	млн руб.	27,54	5,51	5,51	5,51	5,51	5,51

В таблице 3.17 представлены финансовые показатели проекта.

Таблица 3.17 - Финансовые показатели проекта

Показатели	Ед. изм.	Σ, сумма	Значения по годам					
			2022	2023	2024	2025	2026	
Денежный поток	млн. руб.	24,36	2,11	5,56	5,56	5,56	5,56	
Накопленный денежный поток	млн. руб.	66,19	2,11	7,68	13,24	18,80	24,36	
Чистый дисконтированный доход (ЧДД) (i=15%)	млн. руб.	41,03	2,11	3,95	8,16	11,81	15,00	
Чистый дисконтированный доход (ЧДД) (i=50%)	млн. руб.	11,04						
Внутренняя норма доходности	%	62,9						
Срок окупаемости (простой)	годы	5,56						
Срок окупаемости (дисконтированный)	годы	3,45						
Индекс доходности капитальных вложений	доли ед.	6,51						

### Заключение

Проведенные расчеты показали рентабельность предлагаемого мероприятия, так как с учетом объемов капитальных вложений (3,45млн руб.), эксплуатационных расходов (15,3 млн руб.) ЧДД положительный и составляет 11,04 млн руб., срок окупаемости проекта – 5,56 лет, внутренняя норма доходности – 62,9 %.

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

<b>Группа</b>		<b>ФИО</b>	
2БМ05		Куклин Евгений Олегович	
<b>Школа</b>	ИШПР	<b>Отделение (НОЦ)</b>	ОНД
<b>Уровень образования</b>	Магистратура	<b>Направление/специальность</b>	Нефтегазовое дело (21.04.01)

Тема ВКР:

Разработка безбалансирного станка-качалки	
<b>Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:</b>	
<p><b>Введение</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика) и области его применения.</li> <li>– Описание рабочей зоны (рабочего места) при разработке проектного решения/при эксплуатации</li> </ul>	<p>Объект исследования: <u>Безбалансирный станок-качалка</u></p> <p>Область применения: <u>Добыча углеводородов</u></p> <p>Рабочая зона: <u>полевые условия</u></p> <p>Размеры помещения климатическая зона*): <u>Кустовая площадка</u></p> <p>Количество и наименование оборудования рабочей зоны: <u>Штанговая скважинная насосная установка</u></p> <p>Рабочие процессы, связанные с объектом исследования, осуществляющиеся в рабочей зоне: <u>Добыча нефти на малодебитных скважинах</u></p>
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
<p><b>1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности при разработке проектного решения/при эксплуатации</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства;</li> <li>– организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Трудовой Кодекс РФ – Глава 47. Особенности регулирования труда лиц, работающих вахтовым методом.</li> <li>– Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности»;</li> <li>– Оборудование производственное. Общие требования безопасности: ГОСТ 12.2.003-91 ССБТ;</li> <li>– Естественное и искусственное освещение: СП 52.13330.2016;</li> <li>– Требования безопасности к уровню шума: ГОСТ 12.1.003-2014;</li> <li>– Требования безопасности к уровню вибрации: ГОСТ 12.1.012-2004;</li> <li>– Защитное заземление, зануление: ГОСТ 12.1.030-81;</li> <li>– Оборудование производственное. Ограждения защитные: ГОСТ 12.2.062-81 ССБТ</li> </ul>
<p><b>2. Производственная безопасность при эксплуатации:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Анализ выявленных вредных и опасных производственных факторов</li> <li>– Расчет уровня опасного или вредного производственного фактора</li> </ul>	<p>Вредные производственные факторы:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Отклонение показателей климата на открытом воздухе;</li> <li>– Превышение уровней шума и вибрации;</li> <li>– Недостаточная освещенность;</li> <li>– Загазованность воздуха рабочей зоны.</li> <li>– Повреждения в результате контакта с</li> </ul>

	<p>животными, насекомыми, пресмыкающимися;</p> <p>Опасные производственные факторы:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Электрический ток;</li> <li>– Пожароопасный фактор;</li> <li>– Движущиеся машины и механизмы производственного оборудования;</li> <li>– Давление (разрушение аппарата, работающего под давлением).</li> </ul>
<b>3. Экологическая безопасность при эксплуатации</b>	<p>Воздействие на литосферу: <u>загрязнение почвы отходам производства и потребления.</u></p> <p>Воздействие на гидросферу: <u>загрязнение сточных вод.</u></p> <p>Воздействие на атмосферу: <u>выброс загрязняющих веществ</u></p>
<b>4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях при эксплуатации</b>	<p>Возможные ЧС:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– аварии в результате ГНВП на кустовой площадке добывающих скважин;</li> <li>– аварии в результате разгерметизации (порыв/прокол) нефтесборных трубопроводов, выкидных линий и магистрального нефтепровода;</li> <li>– неисправность электрооборудования;</li> <li>– перегрузка электрических приборов;</li> <li>– применение открытого огня, проведение сварочных работ вблизи мест расположения горюче-смазочных материалов, сгораемых конструкций и горючих веществ;</li> <li>– чрезвычайные ситуации природного характера.</li> </ul> <p>Наиболее типичная ЧС: <u>аварии в результате ГНВП на кустовой площадке добывающих скважин</u></p>
<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ООД	Сечин Андрей Александрович	к.т.н.		18.04.22

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ05	Куклин Евгений Олегович		18.04.22

## 4 СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

Целью данной выпускной работы является создание конструкции безбалансирного станка-качалки на малодебитных скважинах (скважины, дающие дебит менее  $1,5 \text{ м}^3$  в сутки). В связи с тем, что дебит скважин постепенно падает, для эффективной работы станка-качалки необходимо снижать число ходов точки подвеса штанг.

Конструкция, представленная в работе, обладает меньшими габаритами и весом, не требует установки на специальных фундаментах, проста в обслуживании, в ремонте и транспортировке

Безбалансирные станки-качалки имеют меньшую металлоемкость и габариты по сравнению с балансирными. У них несколько лучше характеристика движения точки подвеса штанг, а, следовательно, меньше инерционные нагрузки в установке. Уменьшенная масса безбалансирных станков-качалок позволяет сделать это оборудование мобильным. Поэтому разработка и исследование таких станков является актуальной задачей. В безбалансирных приводах возвратно-поступательное движение точки подвеса штанг обеспечивается за счет использования механизмов с гибкими элементами (канаты или цепи).

Климат района резко континентальный с продолжительной зимой и коротким теплым летом.

## **4.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности**

Обслуживание добывающих скважин производит оператор по добыче нефти и газа (ДНГ). Его рабочее место состоит из скважин, кустовой площадки, блоков автоматики.

К работам по эксплуатации нефтяных месторождений допускаются лица не моложе 18 лет, имеющие соответствующее профессионально-техническое образование, прошедшие медицинское освидетельствование и производственное обучение, а также инструктажи и проверку (аттестацию) знаний правил охраны труда и промышленной безопасности.

Вновь поступивший на работу оператор по добыче нефти и газа, не зависимо от квалификации, опыта и стажа работы, обязан пройти:

- а) вводный инструктаж;
- б) первичный инструктаж на рабочем месте, который проводит начальник службы, либо мастер по добыче нефти, газа и газового конденсата по программе инструктажа, утвержденной главным инженером промысла;
- в) обучение в течение не менее 20 часов;
- г) в течение 2-14 рабочих смен стажировку на рабочем месте;
- д) обучение безопасному производству работ повышенной опасности в соответствии с программами обучения;
- е) проверку знаний по охране труда в аттестационной комиссии с последующим допуском к самостоятельной работе.

Периодическая проверка знаний производится ежегодно.

Вахтовый метод работ регулируется Трудовым Кодексом РФ [1]. Вахтовый метод – особая форма осуществления трудового процесса вне места постоянного проживания работников, когда не может быть обеспечено ежедневное их возвращение к месту постоянного проживания.

Вахтой считается общий период, включающий время выполнения работ на объекте и время междусменного отдыха. Продолжительность вахты не



должна превышать одного месяца. Рабочее время и время отдыха в пределах учетного периода регламентируются графиком работы на вахте, который утверждается работодателем.

Работникам, выполняющим работы вахтовым методом, предоставляются надбавки и коэффициенты к заработной плате, а также социальные пакеты (пенсионный фонд, медицинская страховка, оплата санаторного лечения, оплата путевок в детские лагеря и др.).

Предоставляется ежегодный отпуск, который оплачивается и по продолжительности длиться не более 28 календарных дней. Отпуск за первый год работы предоставляется работнику по истечении шести месяцев непрерывной работы. Отпуск за второй и последующие годы работы может предоставляться в любое время года в соответствии с очередностью предоставления отпусков.

Работники, занятые на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, а также на работах, связанных с движением транспорта, проходят обязательные предварительные (при поступлении на работу) и периодические (для лиц в возрасте до 21 года - ежегодные) медицинские осмотры для определения пригодности этих работников для выполнения поручаемой работы и предупреждения профессиональных заболеваний.

Компоновка рабочей зоны должна быть спроектирована для удобного выполнения трудовых обязанностей оператора, согласно [2]. Так как основная рабочая зона оператора – это кустовая площадка, то расположение объектов на ней должно соответствовать утверждённой принципиальной схеме, разработанной с учётом особенностей производственных условий и удобства работы с оборудованием, входящим в неё.

#### **4.2 Производственная безопасность**

Эксплуатация нефтяных месторождений несет в себе ряд опасностей для жизни и здоровья рабочего персонала, местного населения и третьих лиц, так и для окружающей среды, а также возможность возникновения чрезвычайных

ситуаций. В таблице 4.1 представлен перечень опасных и вредных производственных факторов, характерных для проектируемой среды, в соответствии с [36].

Таблица 4.1 - Опасные и вредные производственные факторы при выполнении работ по поддержанию режима работы скважин и ГЗУ на месторождении

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
Отклонение показателей климата на открытом воздухе	+	+	+	ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны [32].
Превышение уровней шума и вибрации	-	+	+	ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. Стандартинформ, 2015. – 24 с [33]; Требования безопасности к уровню вибрации: ГОСТ 12.1.012-2004 [42].; ГОСТ 12.4.011-89 ССБТ. Средства защиты работающих. Общие требования и классификация [41].
Недостаточная освещенность	+	+	+	СП 52.13330.2016 Естественное и искусственное освещение [35].
Повышенная загазованность рабочей зоны	+	+	+	ГОСТ 12.1.007-76 ССБТ Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности [40].
Электрический ток	+	+	+	ГОСТ Р 12.1.019-2017. Система стандартов безопасности труда. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты [36].
Движущиеся машины и механизмы производственного оборудования	+	+	+	ГОСТ 12.2.062-81 ССБТ. Оборудование производственное. Ограждения защитные [37].
Давление (разрушение аппарата, работающего под давлением)	+	+	+	ГОСТ 12.2.003-91 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности [38].

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
Пожароопасный фактор	+	+	+	СП 231.1311500.2015 Обустройство нефтяных и газовых месторождений. Требования пожарной безопасности [39].
Контакт с животными, насекомыми, пресмыкающимися	+	+	+	ГОСТ Р 12.4.296-2013 ССБТ Требования к защите от повреждения в результате контакта с насекомыми представлены в [44]

#### 4.2.1. Анализ вредных производственных факторов и обоснование мероприятий по их устранению

**Микроклимат на рабочем месте.** Одна из главных особенностей условий труда операторов по добыче нефти – это работа, в основном, на открытом воздухе (на кустах скважин), а также работа, связанная с перемещениями на территории объекта и между объектами (кустами), частыми подъемами на специальные площадки, находящиеся на высоте.

Низкая температура и большие скорости движения воздуха при длительном воздействии приводят к расстройству кровообращения, способствуют заболеванию ревматизмом, гриппом и болезнями дыхательных путей. При высокой температуре снижаются внимание и скорость реакции работающего, что может послужить причиной несчастного случая и аварии. При работе в летнее время при высокой температуре возможны перегревания организма, солнечные и тепловые удары. На месторождении «Х» применяют хлопчатобумажную спецодежду, имеющую удобный крой для работы в экстремальных условиях (например, при пожаре). Для защиты головы от теплового облучения применяют алюминиевые, фибровые каски, войлочные и шляпы; глаз - очки (темные или с прозрачным слоем металла) лица - маски с откидным прозрачным экраном. Защита от воздействия пониженной температуры достигается использованием теплой спецодежды, а при осадках – плащей [32].

Коллективная защита может быть обеспечена путём рационального размещения технологического оборудования, рационализации режимов труда и отдыха, применения теплоизоляции оборудования, автоматизации и дистанционного управления технологическими процессами.

При определенной температуре воздуха и скорости ветра в холодное время работы приостанавливаются. В таблица 4.2 представлены погодные условия, при которых работы на открытом воздухе приостанавливаются.

Таблица 4.2 - Погодные условия, при которых работы на открытом воздухе приостанавливаются

Скорость ветра, м/с	Температура воздуха, °С
безветренная погода	-40
менее 5,0	-35
5,1–10,0	-25
10,1–15,0	-15
15,1–20,0	-5
более 20	0

**Анализ показателей шума.** В непосредственной близости от рабочего места оператора ДНГ могут находиться машины КРС (капитальный ремонт скважин), которые создает уровень звука, не превышающий допустимый согласно ГОСТ 12.1.003-2014. Норма на открытой местности составляет 80дБА, а значение уровня звука на рабочем месте составляет 40-45 дБА. Доставка рабочих на месторождения осуществляется путем перелета на вертолетах, который создают уровень шума 95-100 дБА, превышающий допустимый. Мероприятия для устранения уровня шума: наушники и противозумные вкладыши.

**Превышение уровня вибрации.** Воздействие вибрации на организм человека на нефтепромысле происходит при осуществлении работ на спецтехнике, при спуске и подъеме труб и регулировании расхода воды,

закачиваемой в пласт. Из-за действия вибрации на организм человека, могут быть нарушены его физиологические функции, что может проявиться в виде головных болей, плохого сна, снижения работоспособности, нарушения сердечной деятельности.

К методам защиты от вибрации относятся: усовершенствование техники и оборудования, виброизоляция машин и поиск наилучших материалов, поглощающих вибрационное воздействие. Для индивидуальной защиты работника от воздействия вибрации предусмотрены антивибрационные рукавицы и сапоги с толстой резиновой подошвой [42].

**Недостаточная освещённость рабочей зоны.** При работе в темное время суток кустовая площадка освещена, во избежание травматизма. В качестве осветительных приборов применяются фонари и прожектора. Норма освещенности не ниже 10 люксов (СП 52.13330.2016) [35]. Мероприятия по улучшению освещенности не требуются.

**Повышенная загазованность воздуха рабочей среды.** Куст скважин характеризуется наличием пожаро - взрывоопасных веществ и ядовитых газов: природный газ, метанол, газовый конденсат. В процессе производственных операций оператор может подвергаться воздействию этих газов, а также паров нефти, источником которых являются нарушения герметичности фланцевых соединений, механической прочности фонтанной арматуры, вследствие коррозии или износа регулирующих и предохранительных клапанов.

К работам на производственных объектах, где возможна загазованность воздуха выше ПДК (содержание нефтяного газа в воздухе рабочей зоны – 300 мг/м<sup>3</sup>), допускаются лица не моложе 18 лет, не имеющие медицинских противопоказаний для работы в изолирующих противогазах или дыхательных аппаратах и прошедшие соответствующее обучение, инструктаж и проверку знаний по безопасному ведению работ.

При повышенной загазованности воздуха рабочей зоны следует применять газозащитные средства (изолирующие респираторы, шланговые и фильтрующие противогазы). До начала работ необходимо проверить

исправность противогаза и шлангов. Анализ воздушной среды рабочей зоны производится с помощью газоанализатора перед входом на кустовую площадку и проведением газоопасных работ.

Предельно допустимые концентрации веществ согласно ГОСТ 12.1.007-76: азота диоксид – 2 мг/м<sup>3</sup>, бензол – 10 мг/м<sup>3</sup>, углерода оксид – 20 мг/м<sup>3</sup> [40].

**Повреждения в результате контакта с животными, насекомыми, пресмыкающимися.** В местах выполнения работ можно столкнуться с различными животными, в том числе с пресмыкающимися, которые при определенных обстоятельствах могут представлять потенциальную угрозу для жизни и здоровья человека. При встрече с животными необходимо дать им возможность уйти, так как они нападают на человека, только если ранены, очень голодны, испуганы или защищают детёнышей. Запрещается выбрасывать пищевые отходы на местности.

В летний период человек подвержен воздействию насекомых. Насекомые и паукообразные наносят вред здоровью человека, а также являются переносчиками различных заболеваний. К таким насекомым относятся: клещи, гнус, комары, слепни, мошка и т.д.

Средствами защиты от воздействия являются: специальная одежда, инсектицидные средства, репелленты для отпугивания насекомых. [44].

#### **4.2.2 Анализ опасных производственных факторов и обоснование мероприятий по их устранению**

**Электрический ток.** Действие электрического тока на человеческий организм носит много-образный характер. Проходя через организм человека, электрический ток вызывает термическое, электролитическое, биологическое и механическое действие. Такое многообразие действий электрического тока может привести к двум видам поражения: электрическим травмам и электрическим ударам.

Для предотвращения негативного воздействия электрического тока на рабочих используются средства коллективной и индивидуальной защиты (ГОСТ Р 12.1.019-2017).

Коллективные средства электрозащиты: изоляция токопроводящих частей (проводов) и ее непрерывный контроль, установка оградительных устройств, предупредительная сигнализация и блокировка, использование знаков безопасности и предупреждающих плакатов, применение малых напряжений, защитное заземление, зануление, защитное отключение.

Индивидуальные средства защиты: диэлектрические перчатки, инструменты с изолированными рукоятками, диэлектрические боты, изолирующие подставки [36].

Защита от статического электричества на объекте обеспечивается путем присоединения всего электрооборудования к защитному контуру заземления. К сетям заземления присоединены корпуса электродвигателей, аппаратов, каркасы щитов, шкафов, кабельные конструкции.

Расчет устройства защитного заземления заключается в следующем.

Расчет производится в соответствии «Типовых расчетов по электрооборудованию». Сопротивление растеканию тока одиночных стержневых заземлителей определяется по формуле:

$$R_{oc} = \frac{\rho \cdot K_c}{2 \cdot \pi \cdot l} \cdot \left( \frac{\ln 2 \cdot l}{d} + \frac{\frac{1}{2} \ln 4t + l}{4t - l} \right) = \frac{1 \cdot 10^4 \cdot 1,65}{2 \cdot 3,14 \cdot 500} \cdot \left( \frac{\ln 2 \cdot 500}{1,2} + \frac{\frac{1}{2} \ln 4 \cdot 570 + 500}{4 \cdot 570 - 500} \right) = 37,5 \text{ Ом},$$

(4.1)

где:  $\rho$  – удельное сопротивление грунта,  $1 \times 10^{-4}$  Ом\*см;  $K_c$  – коэффициент сезонности, для I климатической зоны  $K_c = 1,65$ ;  $l$  – длина стержня;  $d$  – диаметр стержня;  $t$  – глубина залегания.

Необходимое количество стержней:

$$n = \frac{R_{oc}}{\eta_c R_3} = \frac{37,5}{0,61 \cdot 4} = 15,37 \text{ Ом},$$

(4.2)

где

$\eta$  – коэффициент использования стержневых заземлителей;

$R_3$  - сопротивление, оказываемое заземляющим устройством растеканию тока.

Сопротивление всех стержней:

$$R_c = \frac{R_{oc}}{\eta_c n} = \frac{37,5}{0,61 \cdot 15,37} = 3,8 \text{ Ом.} \quad (4.3)$$

Сопротивление растекания горизонтального (протяжного) заземлителя определяется по формуле:

$$R_n = \frac{0,336 \cdot \rho_{расч}}{I_n} \cdot \frac{I_n^2}{t_1 \cdot d} = \frac{0,336 \cdot 5 \cdot 10^4}{100000} \cdot \frac{100000^2}{70 \cdot 1,2} = 14,3 \text{ Ом,} \quad (4.4)$$

где:  $I_n$  – общая длина горизонтального заземлителя (полосы 40x4 мм);  $t_1$  – глубина залегания протяжного заземлителя;  $K_c = 5$  - для I климатической зоны;  $\rho_{расч} = \rho \cdot K_c = 5 \cdot 10^4 \text{ Ом} \cdot \text{см.}$

Действительное сопротивление растеканию протяжного заземлителя с учетом коэффициента использования  $\eta_n = 0,32$ :

$$R_n^{\Delta} = \frac{R_n}{\eta_n} = \frac{14,3}{0,32} = 44,7 \text{ Ом.} \quad (4.5)$$

Общее сопротивление заземляющего устройства:

$$R_3 = \frac{R_c \cdot R_n^{\Delta}}{R_c + R_n^{\Delta}} = 3,5 \text{ Ом.} \quad (4.6)$$

Из расчета следует, что полученное значение сопротивления не превышает допустимого, а, следовательно, будет обеспечено полноценное заземление объекта, соответствующее ГОСТу 12.1.019-2017.

**Пожароопасный фактор.** Опасными факторами пожара, воздействующими на людей и материальные ценности, помимо открытого пламени, повышенной температуры, являются также токсические продукты горения и термического разложения и их вторичные проявления: осколки, движущиеся части разрушившихся аппаратов, электрический ток, взрыв. Пожарная профилактика на производстве достигается правильным проектированием, эксплуатации и обеспечением средствами пожаротушения.

В зависимости от количества и пожароопасных свойств веществ и материалов, находящихся (обращающихся) в зданиях, помещениях и на наружных установках, с учетом особенностей технологических процессов производственные и складские помещения по взрывопожарной и пожарной опасности делятся на категории А, Б, В1-В4, Г и Д, здания - на категории А, Б, В, Г и Д, а наружные установки - на категории АН, БН, ВН, ГН и ДН [39].



Вся территория возле скважины и помещений на кустовых площадках месторождения «Х» содержится в чистоте и порядке.

Не допускается:

- замазученность территории, загромождение: дорог, проезд к скважине, средствам пожаротушения, водоёмам;
- применение для подогрева оборудования, трубопроводов и для освещения факелов, спичек, паяльных ламп, керосиновых фонарей, а также других источников открытого огня;
- производить самовольно переоборудование электросетей, устраивать временную электропроводку, устанавливать кустарные предохранители и пользоваться электронагревательными приборами;
- использовать средства пожаротушения не по назначению;
- производство огневых работ на скважине без наряда-допуска.

Курение разрешается только в специально отведённом месте.

Освещение на скважине разрешается только электрическое, применительно к особо сырым помещениям взрывозащищённого исполнения.

Средства первичного пожаротушения предназначены для ликвидации начинающих очагов загорания собственными силами.

Кустовые площадки месторождения «Х» укомплектованы следующими средствами пожаротушения:

1. углекислотными огнетушителями, порошковыми огнетушителями.
2. песком в ящиках ёмкостью 0,5; 1,0; 3,0 м<sup>3</sup>;
3. войлок (кошма) 2 × 1,5 м;
4. вёдрами, лопатами, ломami, баграми [39].

Пожарные щиты укомплектованы пожарным инвентарём в следующем количестве: лопаты - 2 шт., ящик с песком –  $\geq 1\text{ м}^2$ , войлок (кошма) 2 × 1,5 м.

Пожарный инвентарь и ящик с песком окрашивают в красный цвет. Пожарный щит в красный или белый с красной окантовкой по периметру, шириной 10см. На пожарных щитах имеется перечень пожарного инвентаря с указанием его количества и указан ответственный за противопожарное

состояние объекта. Огнетушители находятся в исправном состоянии и подвешиваются не выше 1,5 м до верхней ручки, на видном месте со свободным доступом к ним и в отдалении от отопительных приборов.

**Движущиеся машины и механизмы производственного оборудования.** Механические травмы могут возникать при монтаже, демонтаже оборудования, при спускоподъемных операциях. При неправильной эксплуатации или использования неисправного оборудования, инструментов, механизмов.

Для защиты от данных опасных факторов используются коллективные средства защиты, – устройства, препятствующие появлению человека в опасной зоне. Согласно ГОСТ 12.2.062-81 [37], ограждения выполняются в виде различных сеток, решеток, экранов и кожухов. Ограждения на объектах месторождения «Х» имеют такие размеры и установлены таким образом, чтобы в любом случае исключить доступ человека в опасную зону. Запрещается работа со снятым или неисправным ограждением.

Профилактические меры: систематически производить проверку наличия защитных ограждений на движущихся и вращающихся частях машин и механизмов; плановую и внеплановую проверку пусковых и тормозных устройств; проверку состояния оборудования и своевременное устранение дефектов.

При проведении работ на скважине необходимо соблюдать технику безопасности. Основная опасность заключается в том, что, зацепившись телом или одеждой за свободный конец движущегося механизма можно получить травму вплоть до смертельного исхода. Основными мерами предосторожности являются: соблюдение всех требований правил техники безопасности при работе с инструментами; соблюдение формы одежды (все пуговицы на одежде застегнуты, полы одежды не болтаются); периодическая проверка технического состояния используемых инструментов, повышенное внимание на рабочем месте.

Давление (разрушение оборудования, работающего под давлением). Специфическая особенность условий эксплуатации нефтяных скважин – высокое давление на устье, которое доходит до 30 МПа. В связи с этим любое ошибочное действие оператора при выполнении работ на устье скважины может привести к опасной аварии. Для измерения буферного давления и давления в затрубном пространстве на скважинах, оборудованных СШНУ месторождения «Х» установлены стационарные манометры с трехходовыми кранами. Для предотвращения возникновения инцидентов на производстве применяют средства измерения КИПиА и предохранительную арматуру. Конструкция устьевого оборудования обеспечивает возможность снижения давления в затрубном пространстве, а также закачку жидкости для глушения скважины. На случай превышения давления сверх предусмотренного технологическим режимом оборудование оснащено предохранительными клапанами. Вся принятая запорная арматура, устанавливаемая на трубопроводах, транспортирующих газ, конденсат, метанол соответствует 1 классу герметичности затвора, а предохранительная аппаратура по 1 классу [38].

Удар молнии. Удары молний являются одним из возможных факторов, приводящих к чрезвычайным ситуациям на кустовой площадке. Молниезащита применяется с целью защиты сооружений, сохранности и стойкости от возможных возгораний, защиты от гибели и травмирования людей.

По типу молниезащита может быть: 1) одностержневой; 2) двухстержневой одинаковой или разной высоты; многократной стержневой; одиночной тросовой; многократной тросовой. По степени надёжности защиты различают два типа зон: А – степень надёжности защиты  $\geq 99,5\%$ ; Б – степень надёжности защиты 95-99,5% [43].

Стержневой молниеприемник представляет собой металлический штырь, возвышающийся над объектом защиты. Молниеприемная сетка представляет собой металлическую сетку, в ячейках которой установлены небольшие молниеприемники. Тросовый молниеприемник – это трос, натянутый между двух вертикальных опор. Основной вид пассивной молниезащиты, применяемый

на кустовых площадках это – стержневой молниеприемник с сечением 50-100 мм<sup>2</sup>. Такой тип молниеприемника используется на месторождении «Х».

### 4.3 Экологическая безопасность

**Загрязнение атмосферы.** Одним из основных источников выбросов загрязняющих веществ являются факельное хозяйство, предназначенное для сжигания газа при работе оборудования. Также влияние на загрязнение атмосферы оказывают выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания автомобилей промысла, и различных технологических установок, буровые установки, газопроявление и выбросы попутного нефтяного газа, прорывы выкидных линий и прочие аварии, причинами которых обычно являются некачественное строительство; механические повреждения; коррозия трубопроводов; изменение проектных решений в процессе строительства.

Для предотвращения неконтролируемых выбросов в атмосферу проводят полную герметизацию оборудования для сбора и транспортировки нефти и газа, осуществляют контроль швов сварных соединений трубопроводов, проводят защиту оборудования от коррозии, утилизируют попутный газ. Чистота атмосферного воздуха обеспечивается путем сокращения абсолютных выбросов газов и обезвреживанием выбросов, содержащих вредные вещества при помощи фильтров и рассеиванием в высоких трубах. ПДК некоторых вредных веществ в воздухе рабочей зоны представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 - ПДК вредных веществ в рабочей зоне

Наименование загрязняющих веществ	ПДК в воздухе, мг/м <sup>3</sup>	Класс опасности
Углеводороды	5	4
Окись углерода	5	4
Сажа	0,15	3
Двуокись азота	0,085	2
Метанол	1	3

Наименование загрязняющих веществ	ПДК в воздухе, мг/м <sup>3</sup>	Класс опасности
Бензин	100	4
Диоксид серы	10	3

**Загрязнение гидросферы.** Порядка 20% всех углеводородных выбросов на нефтегазовых промыслах приходится на гидросферу. Помимо углеводородов в различные водные источники так же попадают соединения серы, азота, кислорода, которые также негативно влияют на водные ресурсы. Для предотвращения выбросов нефти и нефтепродуктов в водоёмы необходимо проведение целого ряда различных мероприятий. В первую очередь запрещается сброс сточных вод в водные объекты. Необходимо вынесение объектов из экологически уязвимых зон. Система сбора и транспорта продукции скважин на месторождении «Х» надёжно герметизирована. Отсыпка кустовых площадок осуществляется с учетом поверхностной системы стока. Сбор разлившихся нефтепродуктов необходимо проводить в аварийную емкость с последующей перекачкой на УПН. Необходимо осуществлять биологическую очистку хозяйственно-бытовых стоков, при ремонтах скважин сбор нефтяной эмульсии осуществлять в коллектор.

**Загрязнение литосферы.** В период эксплуатации нефтяного месторождения может осуществляться негативное влияние на литосферу, источником которого могут являться отходы при производстве и при окончании срока эксплуатации оборудования. Во избежание этого все отходы необходимо подвергать селективному сбору, временному хранению на специально отведенных площадках и передаче на утилизацию специализированным организациям. Места временного хранения и накопления отходов на рассматриваемом месторождении соответствуют требованиям техники безопасности и санитарно-гигиеническим нормам.

#### 4.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

В случае нарушения технологического процесса добычи нефти и газа возникает опасность неконтролируемых выбросов продуктов из технологических систем и, как следствие, появляется реальная угроза возникновения чрезвычайной ситуации на объекте. Наиболее опасным источником ЧС является емкостное оборудование и добывающие скважины.

К одним из основных источников ЧС относятся:

- аварии в результате ГНВП на кустовой площадке добывающих скважин;
- аварии в результате разгерметизации (порыв/прокол) нефтесборных трубопроводов, выкидных линий и магистрального нефтепровода;
- неисправность электрооборудования;
- перегрузка электрических приборов;
- применение открытого огня, проведение сварочных работ вблизи мест расположения горюче-смазочных материалов, сгораемых конструкций и горючих веществ;
- чрезвычайные ситуации природного характера.

По опасности возникновения газонефтеводопроявлений у нефтяной скважины различают категории первой, второй и третьей степени, в которых указаны следующие значения газового фактора:

- первая категория опасности – нефтяные скважины, характеризующиеся значением газового фактора свыше  $200 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;
- вторая категория опасности – нефтяные скважины, характеризующиеся значением газового фактора менее  $200 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;
- третья категория опасности – нефтяные скважины, характеризующиеся значением газового фактора менее  $100 \text{ м}^3/\text{м}^3$ .

Для исключения разгерметизации оборудования, предупреждения аварийных выбросов и разливов опасных веществ, обеспечения максимальных условий безопасности производства и обслуживающего персонала, снижения

вредности производства в проекте предусмотрены следующие технические решения:

- технологическое оборудование оснащено необходимыми предохранительными клапанами для защиты оборудования от превышения давления;
- технологические процессы ведутся в закрытых аппаратах, исключающих возможность образования взрывоопасной смеси;
- полная герметизация технологического процесса подачи и перекачки нефтепродуктов;
- емкостная аппаратура с нефтепродуктами оснащена дыхательными и предохранительными клапанами, арматурой с ручным и дистанционным приводом и сигнализаторами предельного верхнего уровня.

При эксплуатации технологического оборудования, трубопроводов и запорной арматуры предусматривается постоянный контроль и ревизия согласно составленным графикам.

#### **4.5 Выводы по разделу**

Таким образом, рассмотрены меры производственной безопасности при выполнении работ на скважинах и в рамках данного вопроса проанализированы вредные и опасные производственные факторы, рекомендованы мероприятия по их устранению. Наиболее вероятной чрезвычайной ситуацией признаны аварии в результате ГНВП, разгерметизации нефтесборных коллекторов, выкидных линий, разобраны решения по предупреждению данной чрезвычайной ситуации.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В выпускной классификационной работе разработана конструкция безбалансирного станка-качалки с линейным приводом. Посчитан и разработан червячный редуктор, входящий в состав привода безбалансирного станка-качалки. Посчитана и проверена на прочность реечная передача линейного привода.

Разрабатываемый безбалансирный станок-качалка является перспективным для применения на нефтегазовых скважинах. Конструкция обладает меньшими габаритами и весом, не требует установки на специальных фундаментах, проста в обслуживании, в ремонте и транспортировке. Экономия затрат осуществляется за счет отсутствия для установки специализированного или тяжелого оборудования. Перевозка производится грузовым автомобилем, имеющим малую грузоподъемность, а установка производится с помощью крана.

Была посчитаны капитальные вложения размере 3,45 млн руб. на стоимость, транспортировку и на установку; эксплуатационных расходы – 15,3 млн руб.; ежегодная выручка – 22,1 руб.; ежегодная чистая прибыль – 5,51 руб.

Были рассмотрены меры производственной безопасности при выполнении работ на скважине и проанализированы вредные и опасные производственные факторы. Также были рекомендованы мероприятия по их устранению.



## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров. А.А., Каштанов В.С., Пекин С.С. Скважинные насосные установки для добычи нефти – М: ГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002 – 824 с.: ил. ISBN 5-7246-0206-7.
2. Ивановский В.Н. и др. Оборудование для добычи нефти и газа. Ч.1. – М.: Нефть и газ, 2002. – 768 с.
3. Аливердизаде К.С. Приводы штангового глубинного насоса. – М.: Недра, 1973. – 196 с.
4. Чичеров Л.Г. Нефтепромысловые машины и механизмы. – М.: Недра, 1984. – 308 с.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Изд. 7-е в 3-х тт. – М.: Машиностроение, 1992. – 540 с.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Изд. 5-е в 3-х тт. – М.: Машиностроение, 1978. - 559с.
7. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Расчет допусков размеров. – М.: Машиностроение, 1992 – 420 с.
8. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. Изд-ие 2-е. М.: Высшая школа, 1990. – 444 с.
9. Орлов П.И. Основы конструирования. – М.:Машиностроение, т.1,т.2, 1988. – 623 с.
10. Крец В.Г., Шадрина А.В. Основы нефтегазового дела. Учебное пособие. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. – 200 с.
11. Молчанов А.Г., Чичеров В.Л. Нефтепромысловые машины и механизмы. Учебник для техникумов. 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Недра, 1983. -308 с.

12. Соколовская, Вера Павловна. Техническая механика. Детали машин. Курсовое проектирование: пособие / В. П. Соколовская. – Минск : Выш. шк., 2010. – 103 с.
13. Чичеров, Л.Г. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования // Л.Г. Чичеров, Г.В. Молчанов, А.М. Рабинович и др. – М: Недра, 1987. – 422 с.
14. Мищенко, И.Т. Скважинная добыча нефти: Учебное пособие для вузов // Мищенко И.Т. – М: ФГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2003. – 816с
15. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда – 2-е изд., испр.: М: Высшая школа, 2005. – 309 с.
16. Шейнблит А.Е, Курсовое проектирование деталей машин. Учебное пособие. Изд-е 2-е, перераб. И дополн. – Калининград: Янтар.сказ. 2002 – 454 с.
17. Быков И.Ю. Быков, В.Ф. Бочкарников, В.И. Ивановский. Техника и технология добычи и подготовки нефти и газа: Учебник для вузов. Том I – М.: ООО «Издательство Энерджи Пресс», 2013. – 456 с.
18. Глубинно-насосная добыча нефти с использованием штанговых и электроцентробежных насосов: учеб. пособие / авт.-сост. Г.А. Билалова. — Ростов н/Д : Феникс, 2020. — 172, [ ] с. : ил. — (Среднее профессиональное образование).
19. Алькушин А.И. Эксплуатация нефтяных и газовых скважин. М.: Недра, 1989. 360 с.
20. Хакимьянов М.И., Ковшов В.Д., Чикишев А.М., Максимов Н.С., Почуев А.И. Контроллеры автоматизации установок штанговых глубинных насосов // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». 2007. № 1. 20 с.
21. Юшков, И.Р. Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений : учеб.-метод. пособие / И.Р. Юшков, Г.П. Хижняк, П.Ю. Илюшин. – Пермь : Изд-во Перм. нац. исслед. политехн.ун-та, 2013. – 177 с.

22. Амелин И.Д., Сургучев М.Л., Давыдов А.В. Прогноз разработки нефтяных залежей на поздней стадии. – М.: Недра, 1994. –308 с.
23. Штанговые скважинные насосные установки: конструирование и расчет: учебное пособие / А.Л. Попов, А.Н. Вихарев, АЭ. Абанов, М В. Теселкин; Сев. (Арктич.) федер. ун-т. — Архангельск: САФУ, 2016.90.
24. Каплан Л.С. Современные технологии и техника эксплуатации скважин штанговыми насосами: Учебное пособие. Уфа: УГНТУ, 2005. 334 с.
25. Грей Форест. Добыча нефти: Пер. с англ. М.: ЗАО “Олимп-Бизнес”, 2001. 416 с.: илл. (Серия “Для профессионалов и неспециалистов”)
26. ГОСТ 27365-87. Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности.
27. ГОСТ 23360-78. Соединения шпоночные с призматическими шпонками.
28. ГОСТ 8338-75. Подшипники шариковые радиальные однорядные
29. Трудовой Кодекс – ТК РФ – Глава 47. Особенности регулирования труда лиц, работающих вахтовым методом.
30. ВСН 39.1.06-84 «Перечень технологического оборудования объектов основного производства обустройства нефтяных месторождений, подлежащего размещению на открытых площадках».
31. ГОСТ 12.0.003-2015 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Опасные и вредные производственные факторы.
32. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
33. ГОСТ 12.1.003-2014 (2015) ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. Стандартиформ, 2015. – 25 с.
34. ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования. Стандартиформ, 1990. – 20 с.
35. СП 52.13330.2016 Естественное и искусственное освещение.
36. ГОСТ Р 12.1.019-2017. Система стандартов безопасности труда. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.

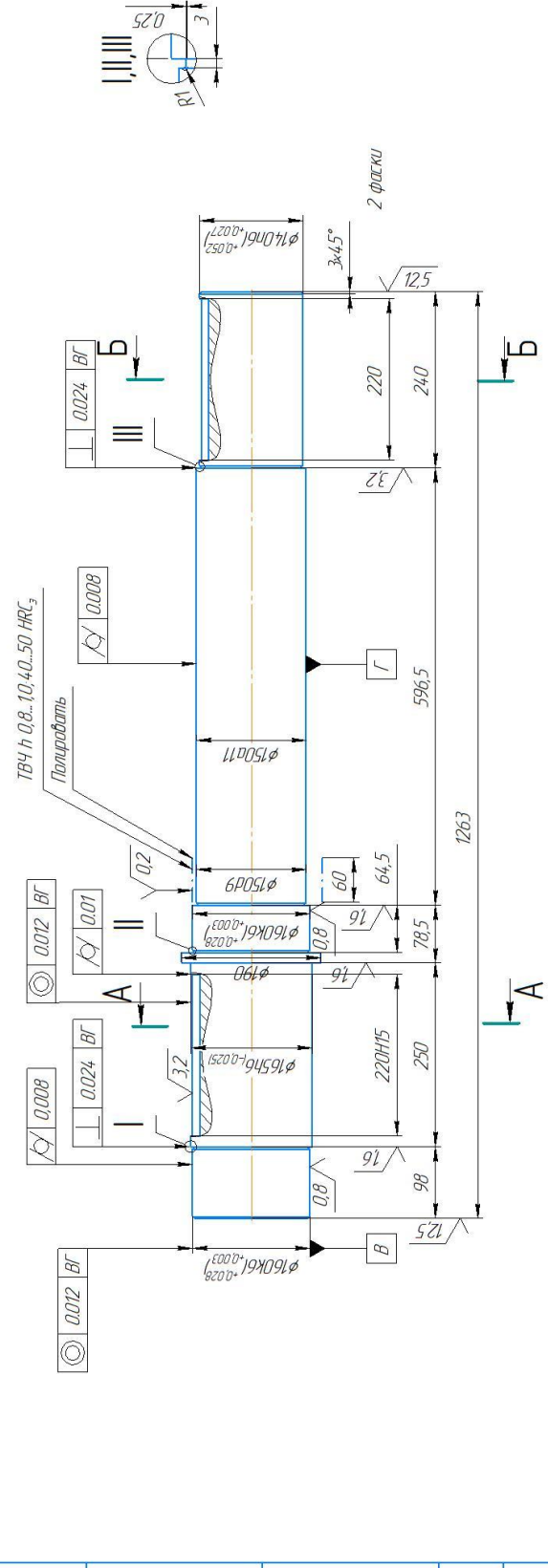
37. ГОСТ 12.2.062-81 ССБТ. Оборудование производственное. Ограждения защитные.
38. ГОСТ 12.2.003-91 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности.
39. СП 231.1311500.2015 Обустройство нефтяных и газовых месторождений. Требования пожарной безопасности.
40. ГОСТ 12.1.007-76 ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности.
41. ГОСТ 12.4.011-89 ССБТ. Средства защиты работающих. Общие требования и классификация.
42. ГОСТ 12.1.012-2004. Требования безопасности к уровню вибрации:
43. Кабышев А.В. Молниезащита электроустановок систем электроснабжения // Учебное пособие, Издательство ТПУ, 2006.
44. ГОСТ Р 12.4.296-2013 ССБТ одежда специальная для защиты от вредных биологических факторов. Общие технические требования. Методы испытания.
45. Российская Федерация. Постановление Правительства РФ №344 от 12.06.2003г.: О нормах платы за выбросы в атмосферный воздух загрязняющих веществ, сбросы загрязняющих веществ в водоемы, размещение отходов производства и потребления. – М. 2003.–6 с.
46. Налоговый кодекс Российской Федерации (часть вторая) от 19.07.2000 № 118-ФЗ (ред. от 26.03.2022) / [Электронный ресурс] URL: [http://www.consultant.ru/document/cons\\_doc\\_LAW\\_28165/](http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_28165/).
47. Tafarov R.H., Sharafiev RG, Rizvanov RG A brief handbook of a mechanical engineer Basic formulas and reference data on strength calculations. — Ufa: USNTU Publishing House. 1995 - ISBN 5-230-19001-9.



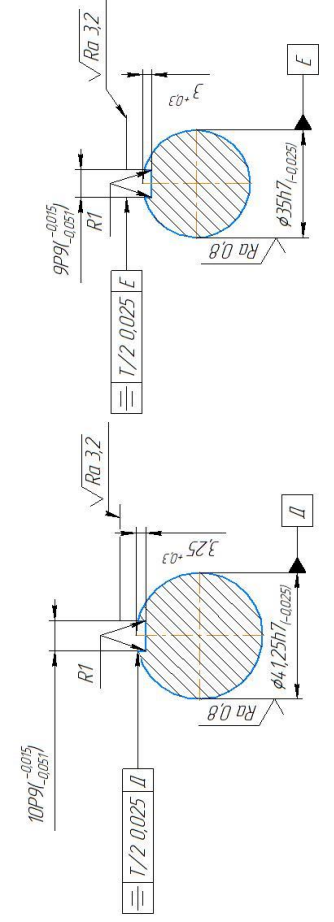
# Приложение Б

√ 6,3 √ √

КП.150302.15.010007



1. 260...290 НВ
2. Размер одеслеч. инстд.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: валов - h14, отверстий + H14, остальных ±IT14/2 по ГОСТ 25670-83
4. \* - размеры одеслечены инструментами



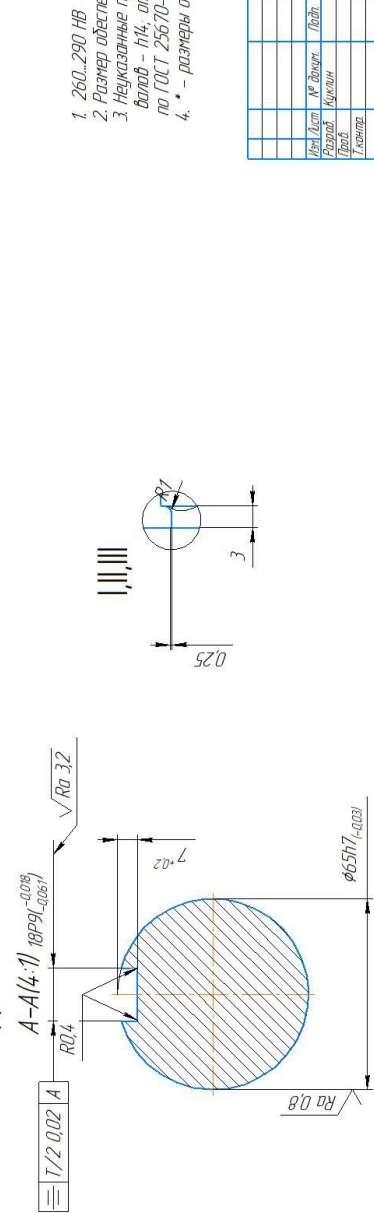
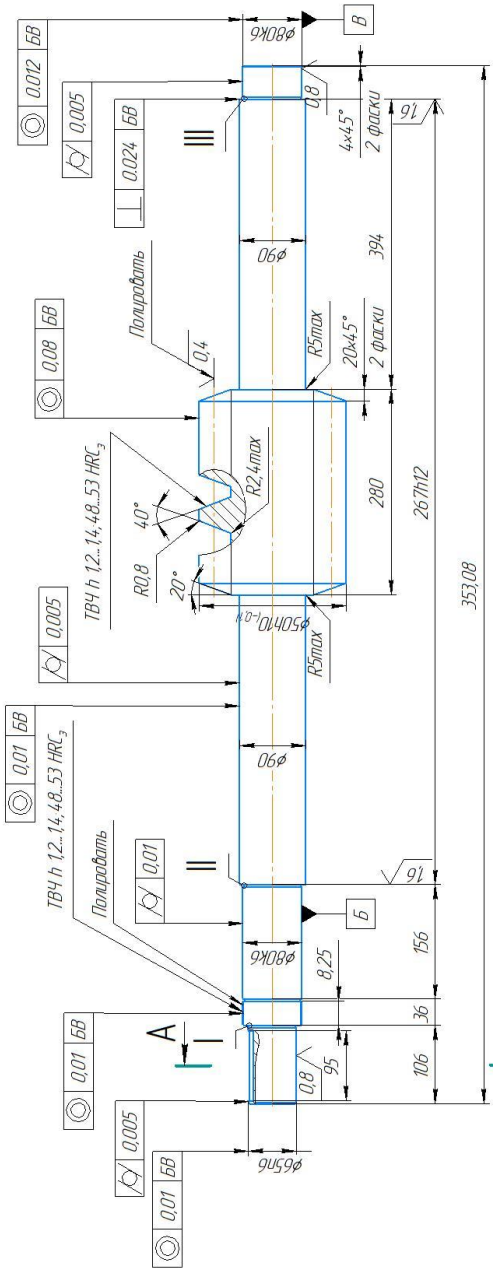
КП.150302.15.010007		Лист		Масса		Межцехов	
Вал		№ докум.	Лист	9	4-1	ИИПР	Т
Техоходный		Разработ.	Датум			ИИПР	25.10.05
Сталь 40ХН ГОСТ 4543-81		Прош.	Лист			Группа	
		Генштаб.	Группа			Формат	A3
		Упр.					

КОМПАС-3D v19 Удочная версия © 2021 ООО «КОН-Литум» (Системы проектирования), Россия. Все права защищены.  
Инд. № подл. Лист в дтм. Инд. № подл. Лист в дтм.  
Лист в дтм. Лист в дтм.

# Приложение В

√ 6.3 √/1

Модель	20
Число звеньев	1
Угол наклона	9°30'24"
Направление линии зуба	правое
Нормальный модуль	ГОСТ 19026-81
Коэффициент смещения исходного контура	x
Степень точности по ГОСТ 1643-81	- 8-C
Делительный диаметр	d <sub>f</sub>
Обозначение чертёжа сменного зубчатого колеса	ПТ-15/04.0100.04



1. 260.290 НВ
2. Размер одеслеч. INSTR.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров валов - H7/h6, отверстий - H7/h6, остальных ±IT4/2 по ГОСТ 25670-83
4. \* - размеры обеспечены инструментом

КП.150302.15.0100.08

КП.150302.15.0100.08	
Чертеж	Лист 1 из 1
Исполн.	Лист 1 из 1
Провер.	Лист 1 из 1
Инженер	Лист 1 из 1
Сталь 40ХН ГОСТ 4543-81	Лист 1 из 1
Группа	Лист 1 из 1
26105	Лист 1 из 1
Формат	Лист 1 из 1
A2	Лист 1 из 1

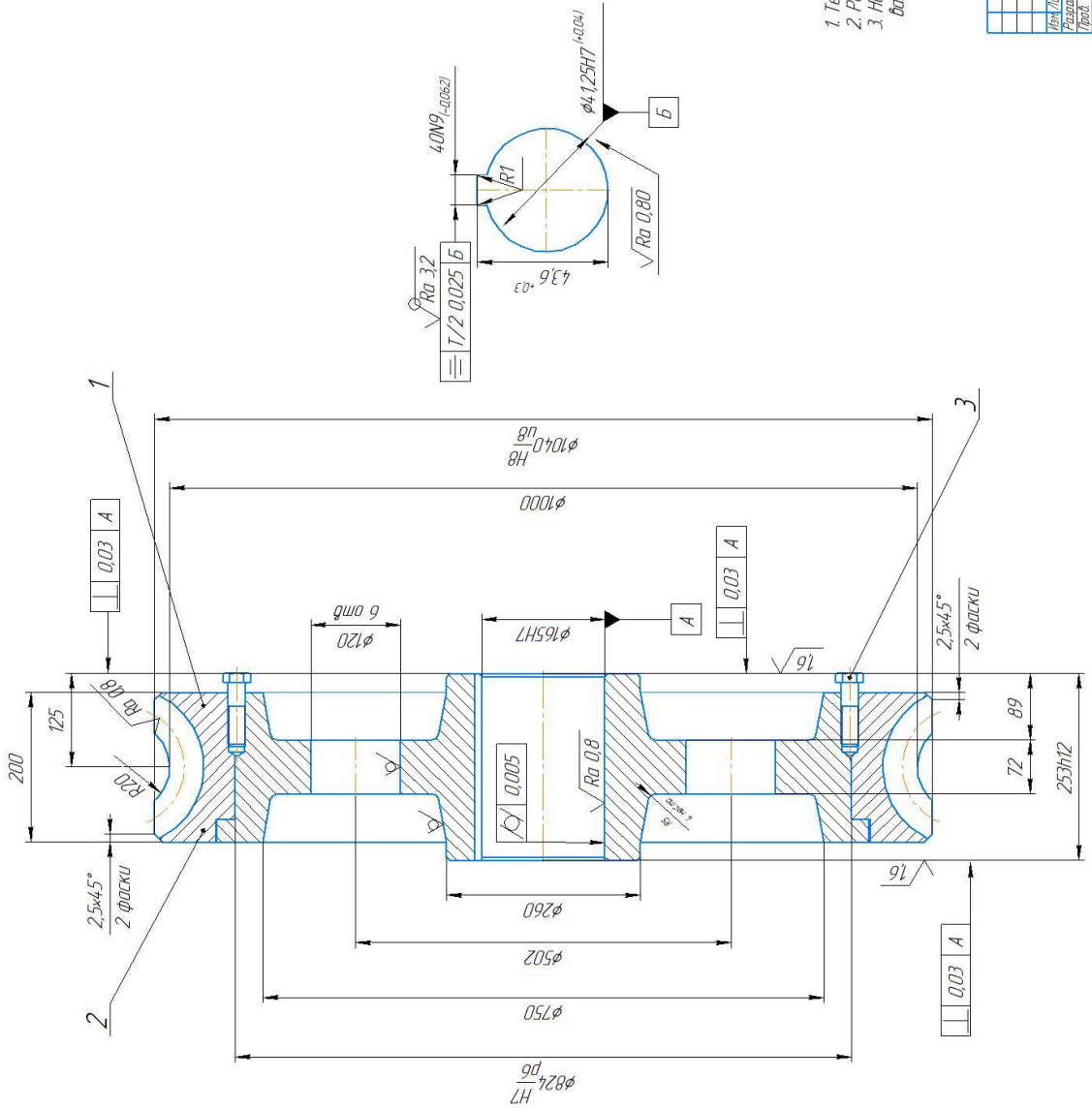
Имя, № докум., Подп., Дата  
 Разработчик, Проверен, Т.контр.  
 Исполнитель  
 Имя, № докум., Подп., Дата  
 Разработчик, Проверен, Т.контр.  
 Исполнитель

АКМТК-30 v19 Учетная Версия © 2021 ООО АКМТК-Система проектирования, Россия. Все права защищены.  
 Лист 1 из 1

# Приложение Г

√ 6,3 (√/)

Модуль	m	20
Число зубьев	Z <sub>1</sub>	48
Угол наклона	β	9°50'24"
Направление линии зуба	-	правое
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 19036-75
Коэффициент смещения исходного контура	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	8-С
Вид сопряжения червяка	-	ZA
Число дилтоков сопряженного червяка		4
Делительный диаметр	d <sub>2</sub>	960
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		



1. Термообработка - улучшение 250 НВ
2. Радиусы скруглений 2 мм max
3. Неуказанные предельные отклонения размеров:  
дылов - H14, отверстий + H14, остальных ±IT14/2.

КП.150302.15.01.00.СБ	
Лист	Масса
4	14
Лист	Т
ТТУ	ИШПР
Группа	251/05
Формат А2	

КП.150302.15.01.00.СБ



## Приложение Д

(Справочное)

### DEVELOPMENT OF A UNBALANCED ROCKING MACHINE

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ05	Куклин Евгений Олегович		

Консультант школы отделения (НОЦ)

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОНД	Зиякаев Григорий Ракитович	к.ф-м.н.		

Консультант – лингвист отделения иностранных языков ШБИП:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Матвеевко Ирина Алексеевна	д.ф.н		

## INTRODUCTION

At the present time in Russia and abroad the rod well pumping units (RWPU) continue to be widely used for oil production. The drive of such unit usually includes an asynchronous electric motor, a V-belt transmission, a 2-stage gear reducer, a crank mechanism and a balancer. Due to the fact that the flow rate of wells is gradually decreasing, for the effective work of the rocker unit it is necessary to reduce the number of strokes of the rod suspension point. Also, the sucker-rod pumping unit has large dimensions and considerable weight, which increases its metal consumption.

This paper describes the development of the design of unbalanced rocking machine with smaller size and light weight, based on the drive with an asynchronous motor, worm reducer and rack and pinion gear.

The aim of the work is to create a design of unbalanced rocking machine with a linear drive.

In connection with the goal the following tasks are set.

1. Design of the worm gearbox. The worm reducer with an asynchronous electric motor replaces the mechanical drive of the machine: the rocker asynchronous electric motor, belt drive and the spur gear. The worm gearbox is installed on a standard frame of the RWPU;
2. Calculation of the rack and pinion gear;
3. Calculation of the rocking machine body for stability;
4. Development of small-size unbalanced rocking machine.

It is supposed to create a small-size unbalanced rocking machine on the basis of a crank-slide mechanism. The developed swaying machine will be installed directly to the wellhead equipment.

## THEORETICAL INFORMATION

In CIS countries for mechanized oil extraction installations of downhole rod well pumps (RWP) are most commonly used. They can create a sufficiently high head at a limited range of delivery (5-50 m<sup>3</sup>/day) in terms of economic opportunities. The depth of the pumps can be up to 3400 m. The RWP has a higher efficiency than other methods of oil recovery when a pump works at flow rates from 1 to 40 m<sup>3</sup>/day, and its maximum efficiency (37%) reaches 35 m<sup>3</sup>/day. In general, it is possible to tell that, on wells of small and average flow rate RWPU work well, but work RWPU complicate a number of reasons to which it is sensitive. One of the most serious are curvature of a wellbore, watering, presence of mechanical impurities. Intense wear of pump rods and rod couplings is caused by continuous movement of the rods. The correlation between MTBF, intensity of wellbore curvature and watercut from the studies of pump operation was determined [1].

The RWP is operated by using a displacement pump with a reciprocating plunger, which is run in the wellbore and is driven by the surface drive through a column of rods.

The downhole sucker-rod pump operates as follows. The upper valve of the displacement pump is in the closed state when the plunger performs an upward movement, as it is affected by the pressure of the overlying liquid column and already the plunger as a piston displaces oil to the surface. Simultaneously with this process, the intake valve is open and the pump cylinder is filled with liquid. When the plunger moves downward, the suction valve is closed, while the top valve is open and the fluid begins to be displaced from the displacement pump cylinder into the tubing.

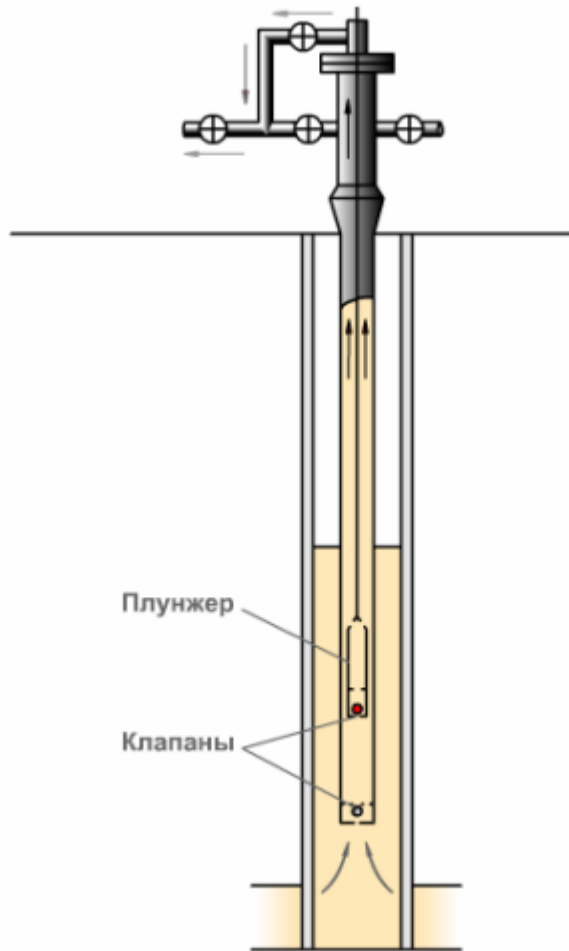


Figure 1.1 - Installation of a rod well pump (RWPU) [1]

The main structural elements of RWPU are: RWP under number 2 (NRP or IRP), column pump rods under number 4, tubing under number 3, which are fixed on the faceplate or in the tube suspension under number 8, tee under number 5, gland seal 6, gland rod under number 7, rocking machine under number 9 and foundation under number 10. The protection device at the pump inlet is a gas or sand filter 1.

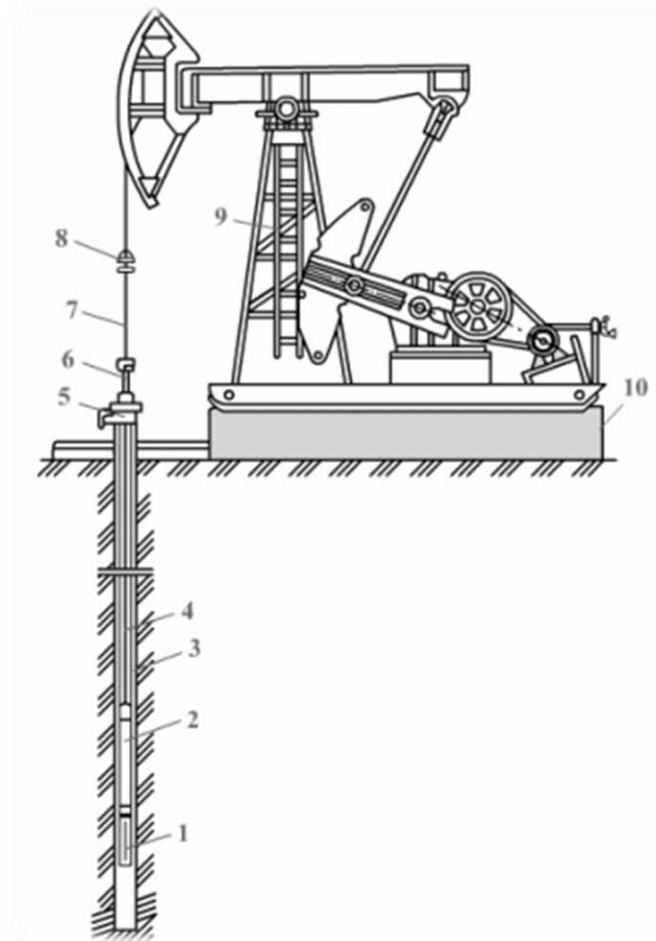


Figure 1.2 - Installation diagram of the rod well pump [2]

Drive is needed to convert the energy from the surface engine into the mechanical energy of the rod string, tubing, downhole pump and other additional underground equipment.

We can divide RWPU drives according to the following criteria:

- 1) by the type of energy used in the transfer;
- 2) by the number of wells served by the 1st drive;
- 3) by type of initial motor.

Drives can also be classified according to the type of energy used: hydraulic, pneumatic and mechanical. In the hydraulic drive of the downhole pump, the main role is played by fluids, the mechanical drive uses mechanical gears, and the pneumatic drive uses air as the transferring link.

Nowadays, mechanical drives are the most popular. Hydraulic drives of downhole pumps have a certain use. Due to their significant disadvantages, pneumatic drives have had little use.

The pneumatic device is used as a balancing system in units with hydraulic and mechanical drives. Absolutely every type of downhole sucker-rod pump drive is equipped with an initial motor, which is electric or thermal motors: electric motors are supported from the electric network of the oil and gas production field. The internal combustion engine mainly acts as a heat engine, which performs its work by liquid fuel and gas. [2]

Drives are divided into individual and non-individual (group) according to the number of wells they operate. In case of an individual drive, each well is equipped with a drive with a motor.

If at the field a large number of wells are close to each other and have the same depth and characteristic, then the operation of these wells can be realized from a single drive, which works for 30 or more wells.

Individual drives are also divided into pneumatic, mechanical and hydraulic with electric (asynchronous or synchronous electric motor) and thermal (internal combustion engine). They have such parameters as:

- Permissible load  $P_{\max}$  at the point of boom suspension (defined as the sum of static and dynamic loads occurring during operation of the dryer boom);
- The length of the stroke of the point of suspension rods  $S_d$ ;
- the number of moves of the boom suspension point  $n_{\max}$ .

According to the highest values of these parameters, the following are the categories into which modern individual drives can be divided:

According to the value of the maximum load  $P_{\max}$  at the boom suspension point. Nowadays one can often come across a drive working with a maximum load at the boom suspension point, which ranges from 500 to 800 kg up to 15-28 tons.

According to this variation in load variation, actuators are divided into:

- light  $P_{\max} < 3$ ;
- medium  $3 < P_{\max} < 10$ ;
- heavy  $P_{\max} > 10$ /

According to the stroke length of the suspension point of the boom. Drives with the longest stroke length of the boom suspension point (from 0.3 to 10 m) are widely

used in oil and gas production fields. Drives with a stroke length of 6 m are very common.

According to the maximum stroke length  $S_{\max}$  at the boom suspension point, RWPU drives can be divided into:

- short stroke  $S_{\max} < 1$ ;
- medium stroke  $1 < S_{\max} < 3$ ;
- long stroke  $3 < S_{\max} < 6$ ;
- ultra-long stroke  $S_{\max} > 6$ .

According to the number of double strokes of the boom hanger point.

Drives with the greatest number of strokes (from 2-4 to 20 per minute) have become widely used.

Depending on the number of strokes  $n_{\max}$  of the boom suspension point, depth pump drives can be classified into:

- quiet-moving  $n_{\max} < 6$ ;
- with an average number of strokes  $6 < n_{\max} < 15$ ;
- rapid stroke  $n_{\max} > 15$ .

According to the value of consumed power. Power is defined by formula  $P \cdot s \cdot n$  which is work done per unit time.

Individual drives of downhole pumps on the basis of power consumption are divided into:

- low power  $N < 5$ ;
- medium power  $5 < N < 25$ ;
- powerful  $25 < N < 100$ ;
- extremely powerful  $N > 100$ .

The basic kinematic diagram of the converting mechanism significantly influences the operation and design of the RWPU drive.

## BALANCED ROCKING MACHINES

Consider rockers with a double-arm rocker arm. The balancer's support is located between the boom hanger points and the connection between the balancer and the connecting rod. The connecting rod, which is connected to the rocker arm, transmits forces to the rocker arm.

In order to minimize the various wearing parts and to simplify manufacturing, repair and maintenance, the unification of components was taken into account when creating the size range [1].

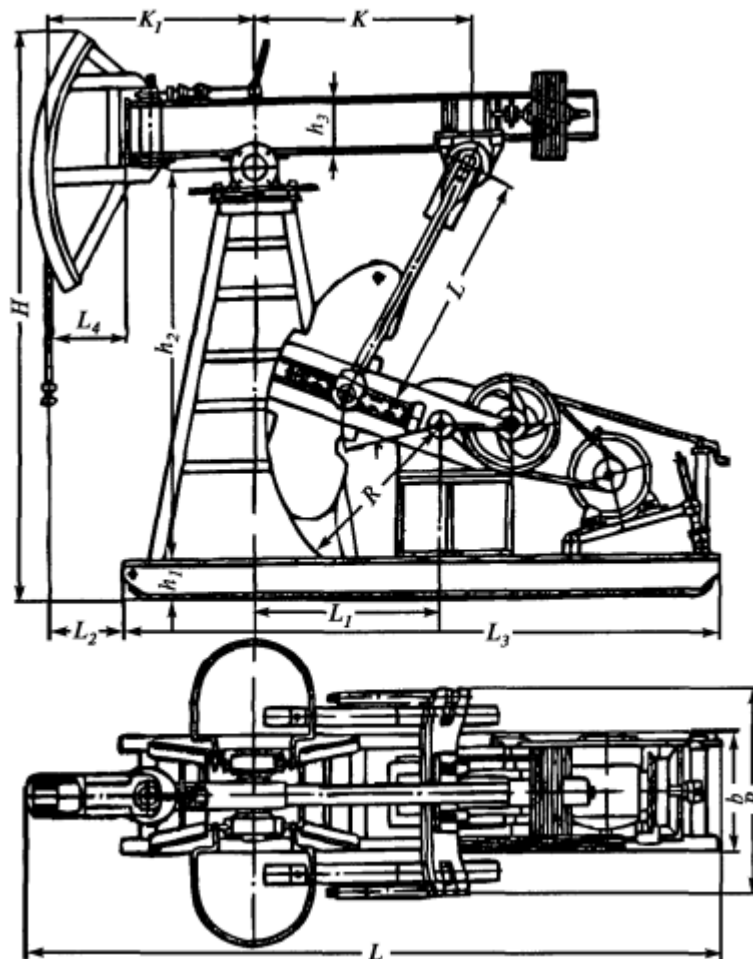


Figure 1.3 - Schematic diagram of the rocking machine made according to GOST 5866-66 [1]

The reference designation can be deciphered on the example of 4RM3 - 1,2 - 700 as follows:

- 4RM - rocking machine 4 - basic model;



- 3 - allowable load on the balancer's head 3 t;
- 1,2 - the maximum torque at the gearbox 700 kgf·m;
- For the reducer in the notation states:
- 2 - two-stage;
- C - cylindrical;
- H - normal series;
- C - chevron gearing.
- T - total axial distance in mm;

## **UNBALANCED ROCKING MACHINES**

The drive unit is assembled in the same way as a balancing rocker. The V-shape with an angle of 30° of the crank has a positive effect on the balancing of the machine and reduces the weight of the counterweights. The unbalanced rocker crank has the same weight distribution as the balancer crank. The flexible hanger passes a roller placed on a tilt stand above the oil wellhead equipment and is connected to a crosshead that is in connection with the connecting rods. The crank and the bottom head of the connecting rod are in connection with each other. Another similarity to the balancer RM is that the connection point can be changed to adjust the stroke of the pump rods' suspension point [1].

The load on the balancer head ranges from 30 to 60 kN. The stroke length varies from 0.45 to 5 m. On the slave (slow-speed) shaft of the unit gearbox the torques  $T$  may reach up to 80 kN·m.

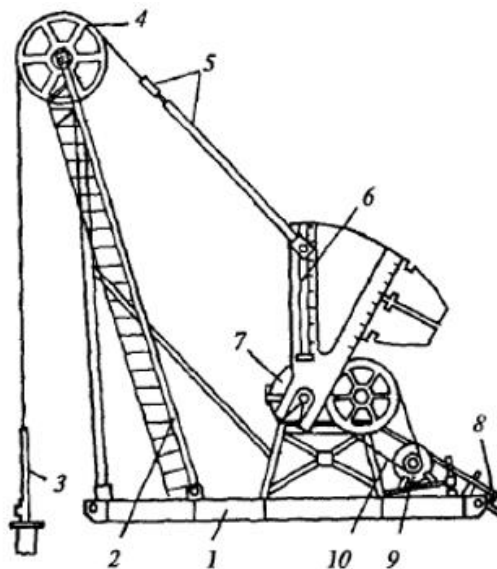
By the example of SBM3 - 1,8 -700 SK symbols are deciphered as follows:

- SBM - mechanically unbalanced machine;
- 3 - load at the boom hanger point, tf;
- 1,8 - stroke length, m;
- 700 - torque, kgf·m.

Features of the unbalanced RM are smaller size and metal intensity. The characteristic of pump rods suspension point motion, at which the lower deviation of

harmonic oscillation is observed, and therefore the acceleration ( $a$ ,  $m/s^2$ ) at the point of suspension of the pump rods and inertial loads in the installation is much better. But the only why installations of this type have not found wide application, was the weak reliability of flexible coupling [2].

The connecting rod and rocker arm, in this case, have been replaced by flexible coupling elements in the unbalanced RM. V-belts, chains, steel ropes, metal belts were tested to provide flexible coupling. But they turned out to be short-lived in practice, all this caused frequent inertial operations to change these short-lived elements of flexible coupling. So, nowadays these unbalanced RM are used only for trial, short-term exploitation of oil wells. The unbalanced RMs can be made mobile due to their reduced weight.



*1 – рама, 2 – стойка, 3 – сальниковый шток, 4 – канатный шкив, 5 – траверса и шатуны, 6 – кривошип, 7 – редуктор, 8 – тормоз, 9 – электродвигатель, 10 – клиноременная передача*

Figure 1.4 - Schematic diagram of the unbalanced rocking machine [2]

### **FORCES ACTING AT THE BOOM SUSPENSION POINT.**

At the suspension point of the pump rods column of the balancing RM, the load arises, which is the sum of [1]:

1) Created by the force of gravity of the fluid and the column of the pump rods, friction forces generated by the plunger in the cylinder and the column of the pump rods from the pipe, static loads;

2) Created when moving with acceleration  $a$  ( $\text{m/s}^2$ ) of the pump rods column and the liquid column, the forces of inertia, moving masses.

3) Due to vibration of the pump rods column by dynamic loads.

The total minimum and maximum loads on the column of pump rods, which can be found by dynamometric changes, have a significant value.

During the upward movement of the sucker-rod string the maximum static load is equal to:

$$P_{\text{CT}} = P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}}$$

where  $P_{\text{ж}}$  is the gravity of the liquid above the plunger of the displacement well pump;

$P_{\text{шт}}$  - force of gravity of liquid in the column of pump rods.

For calculations it is convenient to take the depth of descent of volumetric borehole pump equal to dynamic level:

$$P_{\text{CT}} = q_{\text{ж}}L + q_{\text{шт}}Lb_y$$

where  $q_{\text{ж}}$  is the weight of 1 m of the liquid column above the plunger of the deep well pump of the volumetric action,

$q_{\text{шт}}$  - weight of 1 m of pump rods (taking into account the weight of couplings) in the air;

$L$  - length of rods;

$b_y = 1 - \rho_{\text{ж}} / \rho_{\text{шт}}$  ( $\rho_{\text{ж}}$ ,  $\rho_{\text{шт}}$  - density of rod material and liquid).

Usually, if the borehole curvature does not exceed five or six degrees, the friction forces of the pump rods against the tubing are not taken into account. The forces of inertia are calculated by the formula:

$$P_i = MJ_{\text{max}}$$

$J_{\text{max}}$  – is the maximum acceleration of the boom suspension point.

Since there is dissolved free gas in the liquid, the liquid turns out to be compressible. It follows that the formula takes into account only the mass of the column of pump rods:

$$M = P_{шт}/q.$$

Maximum load at the boom suspension point, taking into account the forces of inertia:

$$P_{max} = P_{ж} + P_{шт}b_y + \frac{P_{шт}Sn^2}{1440}$$

Dynamic load during downward movement of the pump string:

$$P_{iH} = \frac{P_{шт}}{g} I_{min} = \frac{P_{шт}S}{g} \frac{\omega^2}{2} \left(1 - \frac{r}{l}\right);$$

$$P_{min} = P_{шт}b_y - \frac{P_{шт}S}{g} \frac{\omega^2}{2} \left(1 - \frac{r}{l}\right)$$

## CONCLUSION

In the final classification work the design of the unbalanced rocking machine with a linear drive is developed. The worm gearbox, which is a part of the drive of the unbalanced rocking machine, is calculated and designed. The drawings of the reducer are attached to the work. The rack and pinion gear of the linear drive was calculated and tested for strength. With the help of ANSYS program the calculation of the rocking machine body for stability has been made.

The developed unbalanced rocking machine is promising for application on oil and gas wells. The design has smaller dimensions and weight, does not require installation on special foundations, easy to maintain, repair and transport.

## REFERENCES

1. Ivanovsky V.N., Darischev V.I., Sabirov. A.A., Kashtanov V.S., Beijing S.S. Well pumping units for oil production - M: GUP Ed. "Oil and Gas" RSU of Oil and Gas named after I.M. Gubkin, 2002 - 824 p.: ill. ISBN 5-7246-0206-7.
2. Ivanovsky VN et al. Equipment for Oil and Gas. P.1 - M.: Oil and Gas, 2002. - 768 c.  
Aliverdizade K.S. Drives of a rod deep well pump. - Moscow: Nedra, 1973. - 196 c.
4. Chicherov L.G. Oilfield machines and mechanisms. - Moscow: Nedra, 1984. - 308 c.