

**ТОМСКИЙ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ**



Инженерная школа природных ресурсов  
Отделение нефтегазового дела  
Направление подготовки 21.04.01 Нефтегазовое дело/ ООП «Машины и оборудование  
нефтяных и газовых промыслов»

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА МАГИСТРАНТА**

Тема работы
<b>Исследование и проектирование механизмов планетарных роторных гидромашин в нефтегазовой отрасли</b>

УДК 621.833.6:621.22:622.276

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ16	Рогачев Максим Павлович		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Зиякаев Григорий Ракитович	к.т.н		

**КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

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

По разделу «Социальная ответственность»

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

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

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

## ПЛАНИРУЕМЫЕ 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.
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

<b>Код компетенции</b>	<b>Наименование компетенции</b>
	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

**ТОМСКИЙ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ**



Инженерная школа природных ресурсов  
Отделение нефтегазового дела  
Направление подготовки 21.04.01 Нефтегазовое дело/ ООП «Машины и оборудование  
нефтяных и газовых промыслов»

Период выполнения \_\_\_\_\_ (осенний / весенний семестр 2022 /2023 учебного года)

Форма представления работы:

<b>Выпускная квалификационная работа магистранта</b> (бакалаврская работа, дипломный проект/работа, магистерская диссертация)
--

**КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН  
выполнения выпускной квалификационной работы**

Срок сдачи студентом выполненной работы:	15.06.2023
--	------------

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
17.03.23	1 Общие сведения о насосах и гидромашинах	5
05.04.23	2 Роторные гидромашины. Классификация. Принцип действия.	15
13.04.23	3 Расчетная часть	30
30.05.23	4 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	20
25.05.23	5 Социальная ответственность	20

**СОСТАВИЛ:**

**Руководитель ВКР**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Зиякаев Григорий Ракитович	к. т. н.		

**СОГЛАСОВАНО:**

**Руководитель ООП**

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

**ТОМСКИЙ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ**



Инженерная школа природных ресурсов  
Отделение нефтегазового дела  
Направление подготовки 21.04.01 Нефтегазовое дело/ ООП «Машины и оборудование  
нефтяных и газовых промыслов»

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

**ЗАДАНИЕ**

**на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

<b>Выпускной квалификационной работы магистранта</b> (бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)
--

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ16	Рогачеву Максиму Павловичу

Тема работы:

Утверждена приказом директора (дата, номер)	10.02.2023 г. № 41-56/с
---	-------------------------

Срок сдачи студентом выполненной работы:	22.06.23
--	----------

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

<p><b>Исходные данные к работе</b> <i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i></p>	<p>Объектом исследования является гидравлические машины на основелередач, планетарного типа с некруглыми колесами. Основное требование к проектированию – подбор оптимальной конструкции планетарной роторный гидромашины для лебедки в нефтедобывающей отрасли.</p>
<p><b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b> <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<p>Разработке подлежит гидродвигатель привода лебедки. Оценке подлежит коэффициент полезного действия, разрабатываемого гидродвигателя. Исследованию и анализу подлежит влияние конструкции гидродвигателя на величину коэффициента полезного действия.</p>
<p><b>Перечень графического материала</b> <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p>Отсутствует</p>
<p><b>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</b> <i>(с указанием разделов)</i></p>	

Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение (раздел 4)	Шарф Ирина Валерьевна
Социальная ответственность (раздел 5)	Сечин Андрей Александрович
<b>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</b>	
1 Общие сведения о насосах и гидромашинах	
2 Роторные гидромашины. Классификация. Принцип действия.	
3 Расчетная часть	

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

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

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Зиякаев Григорий Ракитович	к.т.н		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ16	Рогачев Максим Павлович		

## ЗАДАНИЕ К РАЗДЕЛУ «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
2БМ16	Рогачев Максим Павлович

<b>Школа</b>	Инженерная школа природных ресурсов	<b>Отделение (НОЦ)</b>	Отделение нефтегазового дела
<b>Уровень образования</b>	Магистратура	<b>Направление/специальность</b>	21.04.01 Нефтегазовое дело Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

**Тема ВКР:**

Исследование и проектирование механизмов планетарных роторных гидромашин в нефтегазовой отрасли

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

– Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Оценка стоимости материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих ресурсов на проведение мероприятий по модернизации привода буровой лебедки
– Нормы и нормативы расходования ресурсов	Отраслевые регламентирующие документы
– Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	Налоговый кодекс Российской Федерации (1 часть) ФЗ №146 от 31.07.1998 в ред. от 28.03.2023 Налоговый кодекс Российской Федерации (2 часть) ФЗ №117 от 05.08.2000 в ред. от 28.04.2023

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

– Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ	Обоснование перспективности мероприятий по модернизации привода буровой лебедки
– Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок	Расчет доходов и затрат на проведение мероприятий по модернизации привода буровой лебедки
– Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности	Оценка экономической эффективности модернизации системы привода буровой лебедки

**Перечень графического материала**

Таблицы:

- Расчет капиталовложений
- Расчет эксплуатационных затрат
- Показатели экономической эффективности

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

**Задание выдал консультант:**

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

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ16	Рогачев Максим Павлович		

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

<b>Группа</b> 2БМ16		<b>ФИО</b> Рогачев Максим Павлович	
<b>Школа</b>	<b>Инженерная школа природных ресурсов</b>	<b>Отделение (НОЦ)</b>	<b>Отделение нефтегазового дела</b>
<b>Уровень образования</b>	магистратура	<b>Направление/специальность</b>	21.04.01 Нефтегазовое дело: Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Тема ВКР:

Исследование и проектирование механизмов планетарных роторных гидромашин в нефтегазовой отрасли

### Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

<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><i>Объект исследования:</i> механизмы планетарных роторных гидромашин</p> <p><i>Область применения:</i> эксплуатационные скважины с низкой производительность</p> <p><i>Рабочая зона:</i> полевые условия – кустовая площадка.</p> <p><i>Размеры помещения:</i> 200 на 70 м.</p> <p><i>Количество и наименование оборудования рабочей зоны:</i> добывающая скважина, коллектор сбора нефти и газа, установка дозирования химреагента, специальное погружное кабельное устройство.</p> <p><i>Рабочие процессы, связанные с объектом исследования, осуществляющиеся в рабочей зоне:</i> привод механизмов нефтегазовой отрасли</p>
<p>Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:</p>	
<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>	<p>Трудовой кодекс Российской Федерации от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 25.02.2022) – ТК РФ – Глава 47. Особенности регулирования труда лиц, работающих вахтовым методом</p>
<p><b>2. Производственная безопасность при разработке проектного решения/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><b>Вредные факторы:</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Повышенная запылённость рабочей зоны;</li> <li>2. Повышенный уровень шума;</li> <li>3. Отклонение показателей климата на открытом воздухе;</li> <li>4. Недостаточная освещённость.</li> </ol> <p><b>Опасные факторы:</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Химические реагенты;</li> <li>2. Механические опасности;</li> <li>3. Пожаровзрывоопасность рабочей среды.</li> </ol> <p><b>Требуемые средства коллективной и индивидуальной защиты от выявленных факторов:</b> спецодежда, защитные очки, каска, перчатки, спецобувь, противогаз, газоанализатор,</p>

	защитные ограждения, сигнальная лента, заземление, предупредительные таблички. Расчет: расчет необходимого воздухообмена
<b>3. Экологическая безопасность при эксплуатации</b>	<p><b>Воздействие на селитебную зону:</b> загазованность территории при разгазировании трубопровода или скважины</p> <p><b>Воздействие на литосферу:</b> загрязнение почвы в результате разливов нефти и химических реагентов</p> <p><b>Воздействие на гидросферу:</b> разлив нефти и химического реагента на воде.</p> <p><b>Воздействие на атмосферу:</b> выброс углеводородного газа и химического реагента.</p>
<b>4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях при эксплуатации</b>	<p><b>Возможные ЧС:</b> Техногенные аварии (выброс газа, возгорание горюче-смазочных материалов, разлив нефти, нарушение герметичности емкости для хранения химических реагентов и т.д.); Природные катастрофы (аномальные температуры, наводнения, штормы и т.д.). Наиболее типичная ЧС: взрыв или пожар из-за выбросов газа из негерметичных соединений.</p> <p><b>Наиболее типичная ЧС:</b> взрыв или пожар из-за выбросов газа из негерметичных соединений.</p>
<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Сечин Андрей Александрович	К.Т.Н		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ16	Рогачев Максим Павлович		

## РЕФЕРАТ

Отчет 103 с., 32 рис., 16 табл., 13 источн., 2 прил.

### ПЛАНЕТАРНАЯ ПЕРЕДАЧА, ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ МАШИНА, ГИДРОДВИГАТЕЛЬ, НЕКРЫГЛЫЕ КОЛЕСА, ЭВОЛЬВЕНТНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

Объектом исследования являются гидравлические машины на основе передач, планетарного типа с некруглыми колесами.

Цель работы - исследование планетарных роторных гидромашин (ПРГМ), для выявления более эффективного решения из предложенных методом проведение аналитического расчета.

Произведен расчет геометрических параметров, указанной передачи и разработана модель гидродвигателя привода лебедки на ее основе.

Внедрение новых технологий и усовершенствований в системы гидравлических приводов технологического оборудования, таких как описано выше, позволяет повысить эффективность работы оборудования, увеличить межремонтный период и снизить затраты на техническое обслуживание.

## Оглавление

ВВЕДЕНИЕ .....	13
1 Общие сведения о насосах и гидромашинах.....	14
1.1 Классификация гидравлических машин .....	14
1.2 Общие сведения о насосах .....	18
1.2.1 Устройство и характеристики осевого насоса.....	21
1.2.2 Поршневые насосы. Устройство и принцип действия. Классификация .	22
1.2.3 Роторные насосы, классификация и области применения .....	24
2 Роторные гидромашины. Классификация. Принцип действия .....	25
2.1 Шестеренные насосы.....	26
2.1.1 Конструктивные особенности шестеренных насосов .....	29
2.1.2 Способы снижения объемных потерь мощности шестеренного насоса	30
2.2 Героторные насосы .....	31
2.3 Пластинчатые гидромашины .....	33
2.4 Планетарные роторные гидромашины .....	34
3 Расчетная часть .....	42
3.1 Геометрический синтез некруглых зубчатых передач .....	42
3.1.1 Нахождение профилей зубьев центральных колес .....	46
3.2 Исследование зависимости производительности роторной гидромашины от числа зубьев солнечного колеса .....	52
4 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение .....	66
4.1 Расчет капитальных вложений .....	66
4.1.1 Затраты на оплату труда и отчисления во внебюджетные страховые фонды	66
4.1.2 Затраты на амортизационные отчисления, материалы, комплектующие и транспортировку.....	67
4.1.3 Затраты на проведение мероприятия .....	68
4.2 Расчет экономического эффекта от сокращения потребления электроэнергии .....	69
4.3 Расчет эксплуатационных затрат и амортизационных отчислений .....	70
4.4 Амортизация основных средств и налог на имущество организации .....	70
4.5 Оценка экономической эффективности проекта .....	71
Заключение .....	71
5 Социальная ответственность .....	73

5.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.....	73
5.2 Производственная безопасность.....	74
5.2.1 Анализ вредных производственных факторов и обоснование мероприятий по снижению уровня их воздействия на работника .....	75
5.2.2 Анализ опасных производственных факторов и обоснование мероприятий по снижению уровня их воздействия на работника .....	77
5.2.3 Расчет системы воздухообмена.....	78
5.3 Экологическая безопасность.....	80
5.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	82
Вывод .....	84
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	85
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	86
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	89

## **ВВЕДЕНИЕ**

В нефтяной, газовой и химической отраслях промышленности до 80 % всех процессов связано с перемещением жидкостей и газов.

Это осуществляется с помощью различных гидравлических и пневматических машин, различных принципов действия и с различными областями применения.

Хотя большинство таких машин известно очень давно, но наука о гидромашинах продолжает развиваться.

Особенно создание новых машин с улучшенными характеристиками актуально в эпоху импортозамещения.

Методология подхода к проектированию и анализу работы гидромашин описана в работе.

Сравнительно малое распространения ПРГМ обусловлено тем, что ранее отсутствовали экономически оправданные технологии изготовления некруглых зубчатых колес. В настоящее время производство ПРГМ сдерживается слабой изученностью теоретических вопросов, в частности, геометрического синтеза некруглых зубчатых звеньев.

Таким образом, целью работы: является исследование планетарных роторных гидромашин (ПРГМ).

Для реализации намеченной цели были поставлены следующие задачи:

1. Изучить конструкции планетарных роторных гидромашин;
2. Провести синтез ПРГМ с некруглыми колесами;
3. Исследовать влияние параметров некруглых колес на объемную производительность насосов

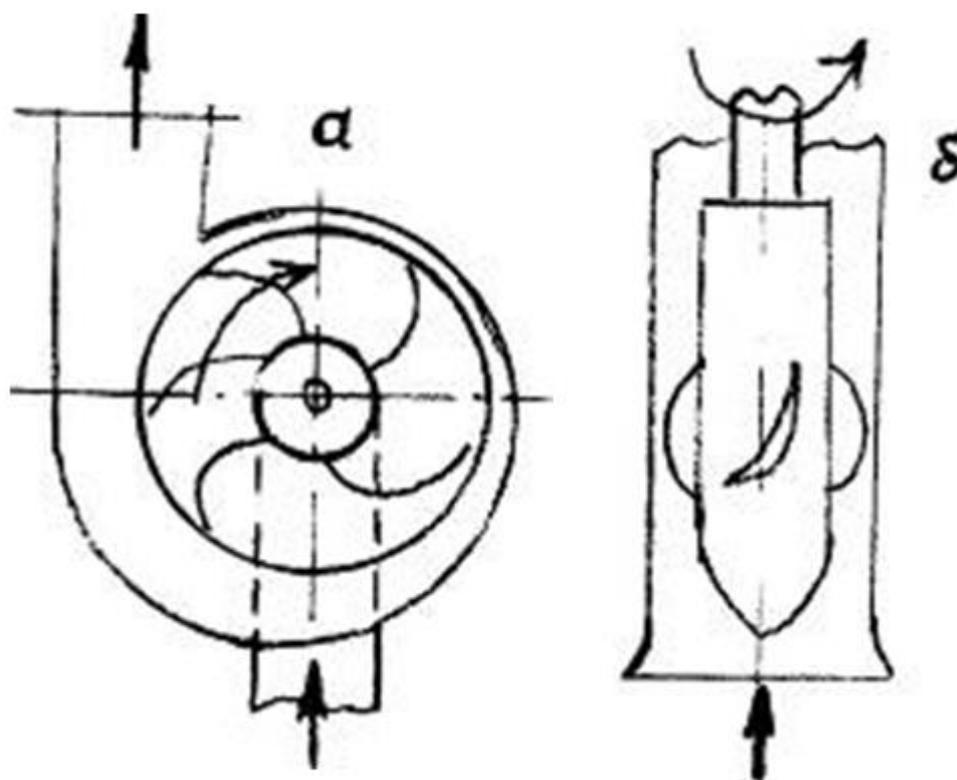
## 1 Общие сведения о насосах и гидромашинах

### 1.1 Классификация гидравлических машин

Гидравлические машины – это машины, предназначенные для преобразования механической энергии в гидравлическую (насосы), гидравлической энергии в механическую (гидродвигатели) и для передачи механической энергии от одного вала к другому с помощью жидкости (гидропередачи).

По принципу действия гидравлические машины делятся на лопастные и объемные.

К группе лопастных насосов относят центробежные и пропеллерные насосы. Лопастные насосы представлены на рисунке 1.



а – центробежный насос; б – пропеллерный насос.

Рисунок 1 – Виды лопастных насосов.

В центробежных насосах под воздействием центробежной силы при вращении колеса с лопатками частицы жидкости отбрасываются от центра к периферии. Благодаря этому жидкость засасывается через центральное отверстие и выбрасывается в корпус, а затем в нагнетательный патрубок. За

счет работы центробежных сил происходит увеличение энергии жидкости и следовательно создается тот или иной напор.

В пропеллерных или осевых насосах лопасти образуют как бы часть винтовой поверхности, поэтому при вращении они ввинчиваются в жидкость и заставляют ее перемещаться в осевом направлении.

Примером лопастных гидродвигателей является гидравлическая турбина. Принцип работы гидравлической турбины представлен на рисунке 2.

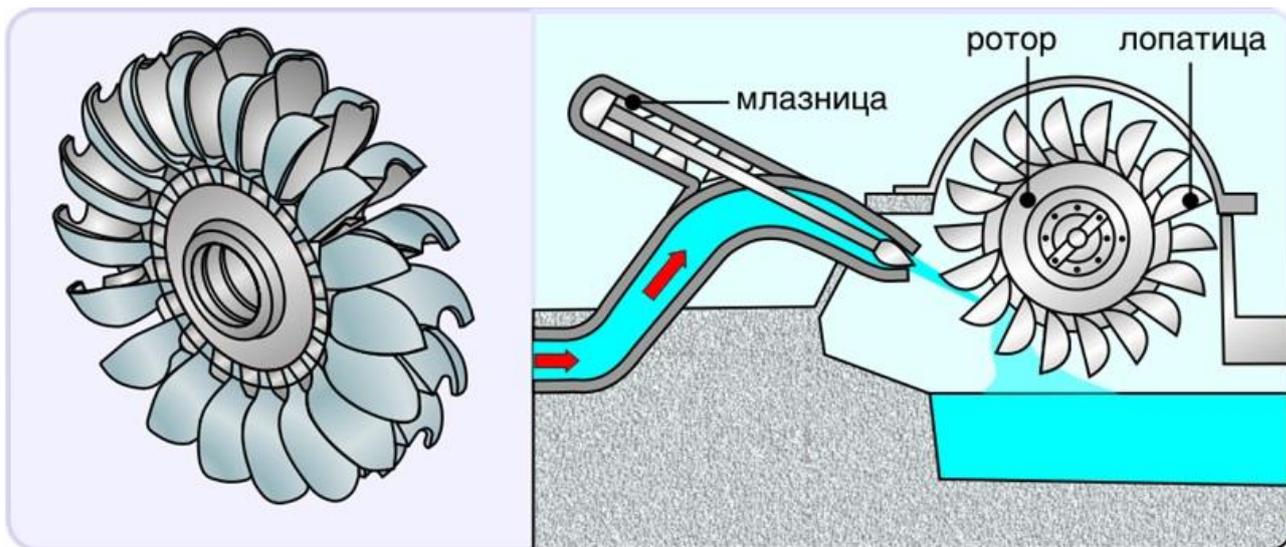


Рисунок 2 – Принцип работы гидравлической турбины

Здесь жидкость под напором направляется на лопапки рабочего колеса и заставляет колесо вращаться. В реактивных турбинах жидкость проходя через криволинейные каналы, образованные лопатками, оказывает на них реактивное воздействие. В результате чего образуется крутящий момент, приводящий колесо во вращение. В активных турбинах струя жидкости, вытесненная под напором через сопло, оказывает на лопатки активное давление. За счет активной силы, действующей на лопатку, также образуется крутящий момент, приводящий колесо турбины во вращение.

Наконец примером лопастной гидропередачи является гидродинамическая муфта. Она представляет собой агрегат, состоящей из двух предельно сближенных колес: насосного и турбинного.

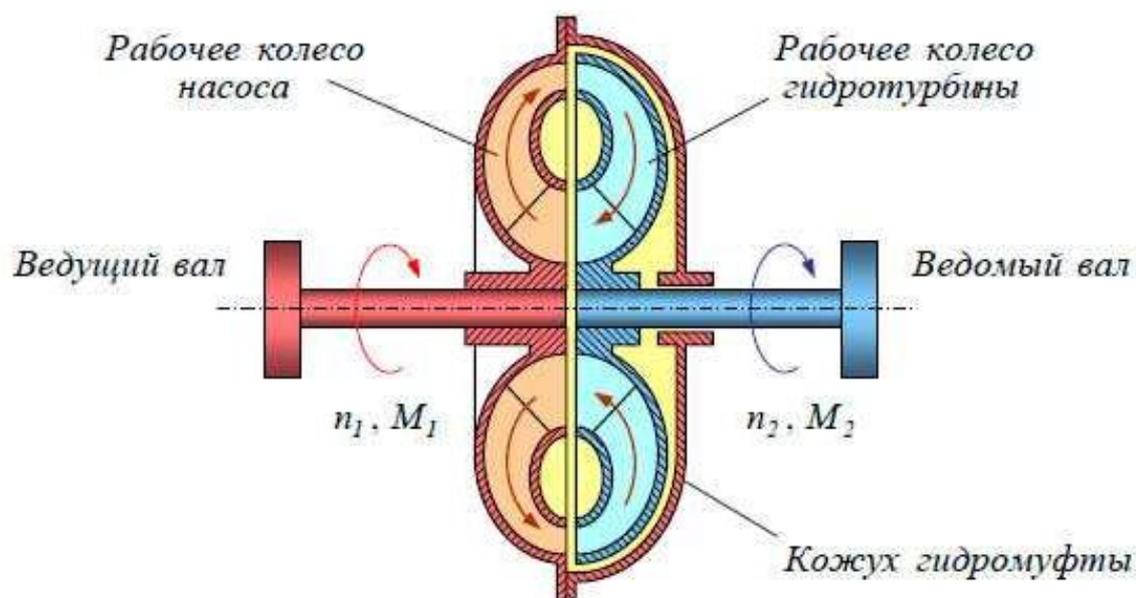
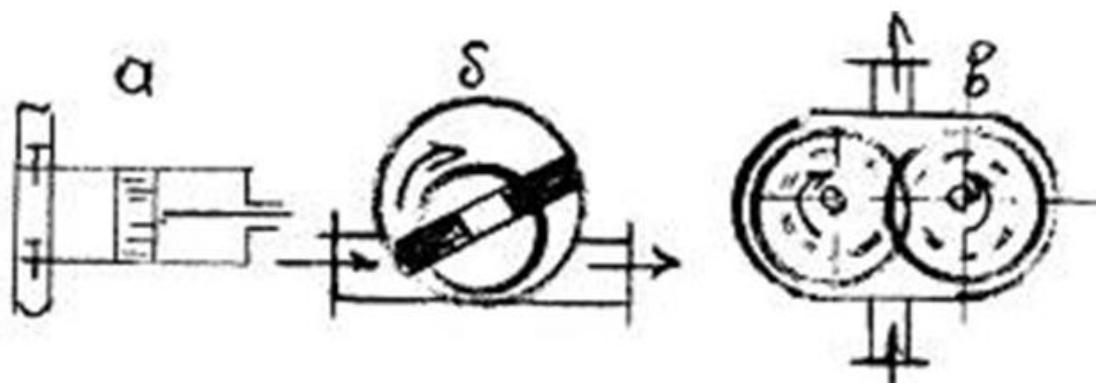


Рисунок 3 – Схема работы гидродинамической муфты

При вращении насосного колеса от постороннего источника энергии в нем происходит преобразование механической энергии в гидравлическую. Жидкость под напором из насосного колеса поступает в турбинное, где происходит обратное преобразование гидравлической энергии в механическую. Таким образом связь между ведущим и ведомым валами осуществляется с помощью жидкости.

В объемных насосах подача жидкости и повышение давления происходит за счет вытеснения ее из рабочего объема теми или иными вытеснителями (Рис. 4 а, б, в). В поршневом насосе (Рис. 4 а) вытеснение жидкости производится поршнем, совершающим возвратно-поступательное движение в цилиндре. В пластинчатом насосе (Рис. 4 б) вытеснение жидкости производится пластинами, а в шестеренном насосе жидкость выдавливается из впадины зубом.



а – поршневой насос; б – пластинчатый насос; в – шестеренный насос.

Рисунок 4 – Виды объемных насосов

Примером объемного гидродвигателя является силовой цилиндр (Рис. 5). Если в цилиндр подать жидкость под давлением она будет оказывать воздействие на поршень и, как следствие, на штоке будет действовать сила. Таким образом гидравлическая энергия преобразуется в механическую.

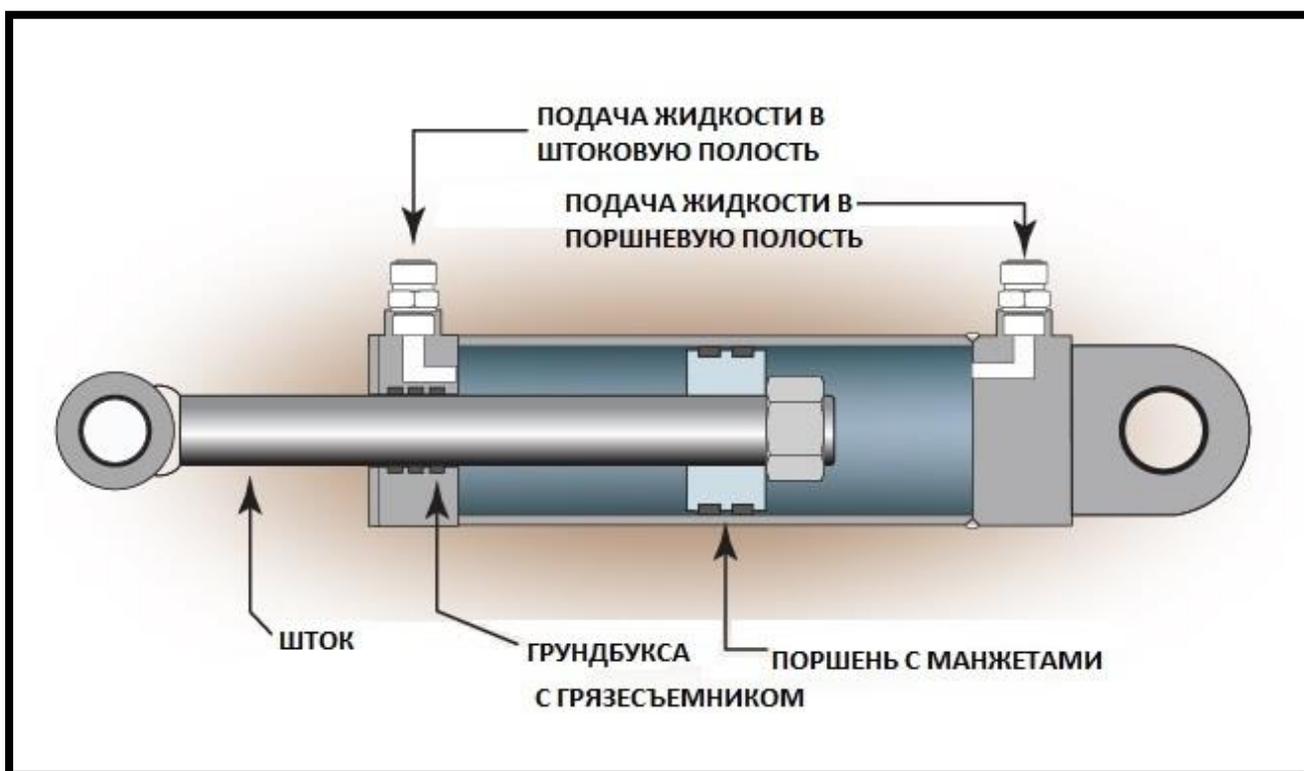


Рисунок 5 – Принцип действия гидравлического цилиндра

Аналогично действуют объемные гидродвигатели вращательного действия.

Наконец, объемная гидропередача, также как и лопастная состоит из насоса и гидродвигателя, но эти машины работают по объемному принципу (Рис. 6).

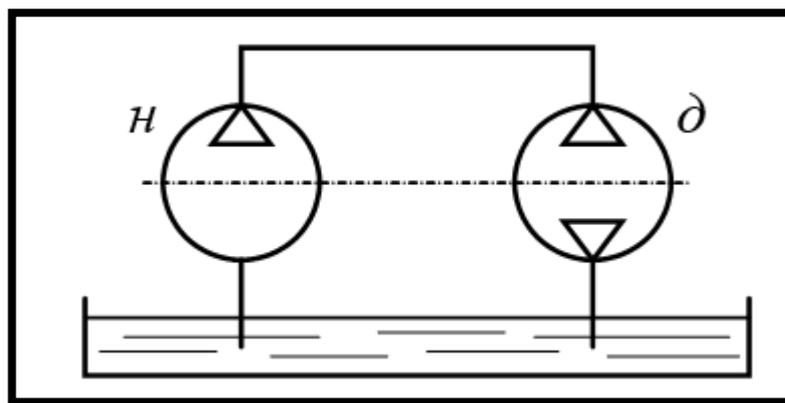


Рисунок 6 – Схема объемного принципа работы

Кроме указанных выше гидравлических машин существуют бесприводные насосы, в которых отсутствуют вращающиеся и перемещающиеся одна относительно другой детали. Перемещение жидкости в таких насосах осуществляется за счет использования различных эффектов.

## 1.2 Общие сведения о насосах

Насосами называются гидравлические машины, предназначенные для подъема, нагнетания и перемещения жидкости.

Рассмотрим устройство насосной установки (Рис. 7). Она состоит из следующих элементов:

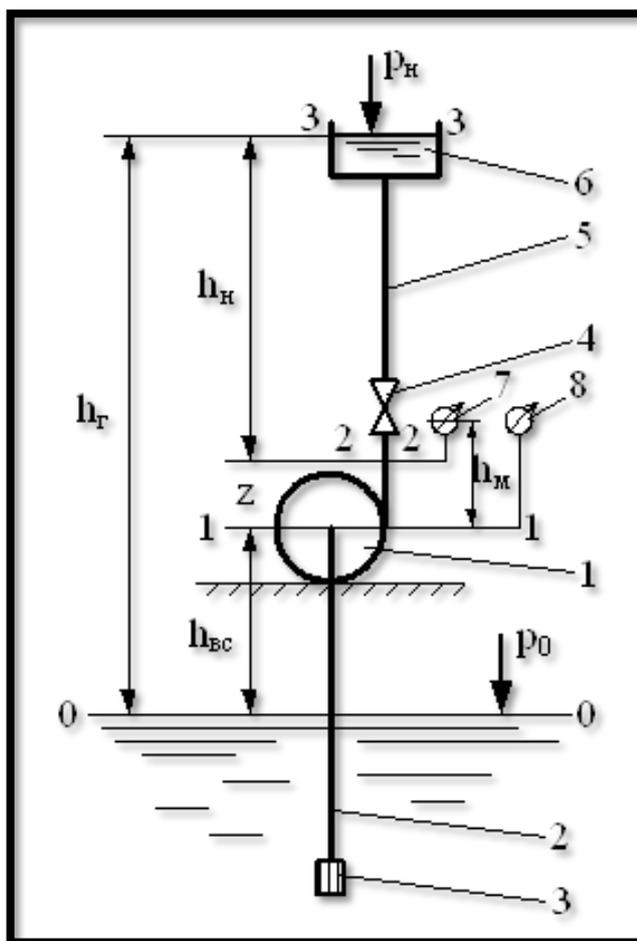
1. насос;
2. всасывающий трубопровод;
3. фильтр с обратным клапаном;
4. задвижка; 5. нагнетательный трубопровод;
5. емкость для жидкости;
6. манометр;
7. вакуумметр.

Работу насоса характеризуют следующие параметры:

1. Напор  $H$ , м.ст.жидкости
2. Производительность  $Q$ , м<sup>3</sup>/с;
3. Мощность  $N$ , кВт;
4. Коэффициент полезного действия  $\eta$ ;
5. Высота всасывания  $h_{вс}$ , м;

б. Число оборотов  $n$ , об/мин.

Напором насоса называется приращение удельной энергии, сообщаемое насосом нагнетаемой жидкости.



1 – насос; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – фильтр с обратным клапаном; 4 – задвижка; 5 – нагнетательный трубопровод; 6 – емкость для жидкости; 7 – манометр; 8 – вакуумметр

Рисунок 7 – Схема устройства насосной установки

Напор, развиваемый насосом, расходуется на преодоление разности давлений в объемах всасывания и нагнетания, на подъем жидкости на геометрическую высоту  $h_{г}$  и на преодоление сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Производительность насоса зависит от его конструкции и, рассматривая ниже конкретные насосы, о производительности будем говорить особо.

Мощность насоса можно определить из следующих соображений: каждой единице веса жидкости насос передает энергию в количестве за

единицу времени через насос протекает жидкость весом. Следовательно, энергия, передаваемая насосом жидкости за единицу времени, или полезная мощность.

Потери мощности в насосе имеют разную физическую природу и делятся на механические, объемные и гидравлические.

Механические потери – это потери на трение в подшипниках, сальниках, на трение поршня о стенки цилиндра, на трение наружной поверхности колес о жидкость. Оцениваются механические потери механическим КПД.

Объемные потери – это потери на утечки жидкости. В разных насосах они имеют разный характер и констатируют тот факт, что теоретическая подача больше, чем действительная. Оцениваются эти потери объемным КПД.

Гидравлические потери – это потери на преодоление гидравлических сопротивлений в элементах насоса. Они оцениваются гидравлическим КПД.

При проектировании и создании насосной установки необходимо знать наибольшую высоту, на которой может быть установлен насос или, так называемую высоту всасывания. Высота всасывания определяется величиной допустимого разрежения при входе в насос.

При работе центробежных, ротационных, шестеренных насосов жидкость во всасывающем трубопроводе движется равномерно и, следовательно, потери напора складываются из потерь по длине и в местных сопротивлениях.

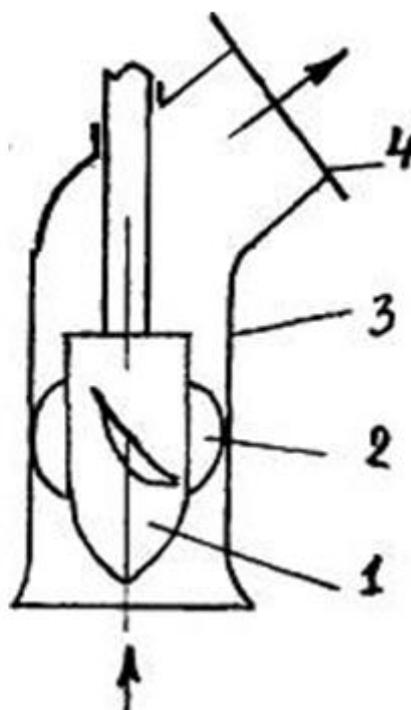
У поршневых насосов в силу неравномерного, ускоренного движения поршня, а следовательно и ускоренного движения жидкости во всасывающей трубе, в потерях напора следует учитывать, так называемый инерционный напор.

При понижении давления во всасывающей трубе ниже давления парообразования возникает вскипание жидкости. Пузырьки пара уносятся в область повышенного давления, где происходит его конденсация. При этом образуются пустоты, которые мгновенно захлопываются и возникают местные

гидравлические удары. Под воздействием этих ударов происходит разрушение металла. Явление, описанное выше, носит название кавитация.

Кавитация сопровождается характерным шумом, вибрацией и, если область парообразования оказывается достаточно большой, приводит к срыву работы, т.е. к резкому снижению подачи, напора и КПД. Для того, чтобы избежать кавитации высота всасывания уменьшается на некоторую величину, обеспечивающую минимальный кавитационный запас.

### 1.2.1 Устройство и характеристики осевого насоса



1 – вал; 2 – лопасти; 3 – корпус; 4 – нагнетательный патрубок.

Рисунок 8 – Схема устройства осевого насоса

Особым типом лопастных насосов являются осевые или пропеллерные насосы (Рис. 8). Осевой насос состоит из вала, на котором установлены лопасти 2, корпуса и нагнетательного патрубка. Жидкость к колесу такого насоса подводится и выходит из него не меняя своего направления, вдоль оси. Насосы эти применяются при малых напорах до 20 м и сравнительно больших производительностях до 30 м<sup>3</sup>/с.

Осевые насосы находят широкое применение в оросительных системах, конденсационных установках, шлюзовых системах и т. д. Теоретический напор определяется по уравнению Эйлера.

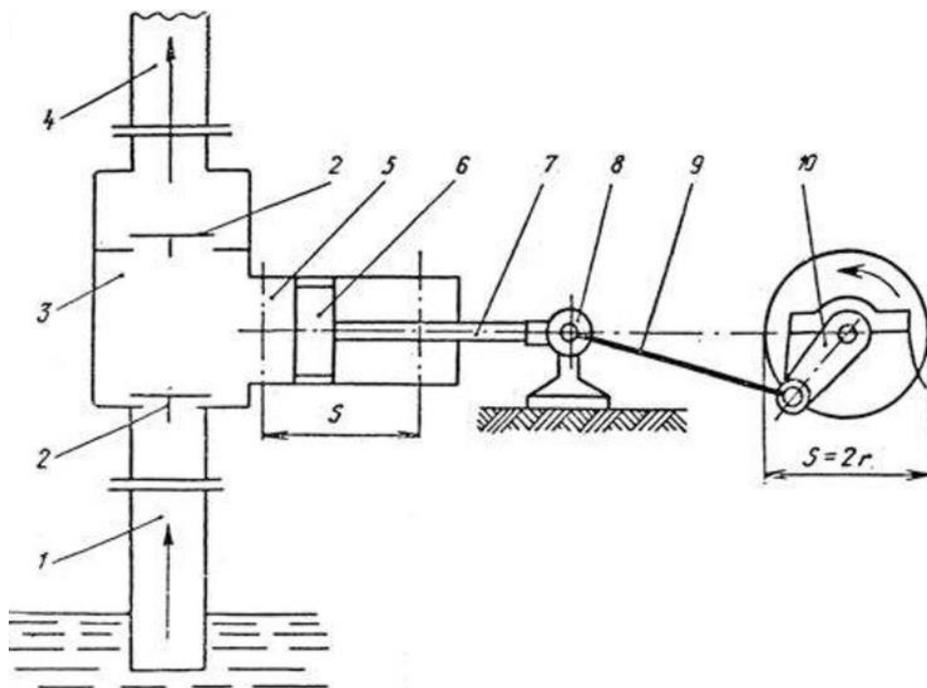
Характеристики осевых насосов отличаются от характеристик центробежных и имеют седловину.

Высота всасывания осевых насосов ввиду их большой быстроходности во избежание кавитации делается отрицательной, т. е. колесо насоса опускается ниже уровня воды.

### 1.2.2 Поршневые насосы. Устройство и принцип действия.

#### Классификация

Поршневые насосы всех видов работают по общему принципу вытеснения жидкости. Рассмотрим принципиальную схему поршневого насоса (рис. 12.20).



1 – всасывающий трубопровод; 2 – клапаны; 3 – рабочая камера; 4 – напорный трубопровод; 5 – цилиндр; 6 – поршень; 7 – штока; 8 – ползун; 9 – шатун; 10 – кривошипный механизм.

Рисунок 8 – Принципиальная схема поршневого насоса

Он состоит из следующих основных элементов: цилиндр; поршень; всасывающий клапан; всасывающий трубопровод; нагнетательный клапан;

нагнетательный трубопровод; шатун; кривошип. При вращении вала кривошипа приводится в действие поршень. Когда он движется слева направо, в цилиндре возникает разрежение, открывается клапан 3 и происходит заполнение цилиндра жидкостью. В крайнем правом положении (крайнее положение поршня называется мертвыми точками) происходит изменение направления движения поршня, и он начинает выталкивать жидкость из цилиндра. При этом под воздействием повышенного давления всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный 5 – открывается. Таким образом, происходит процесс нагнетания. Затем цикл повторяется.

Действительное количество жидкости, подаваемой насосом, меньше теоретического, в силу того, что в насосе имеются утечки через неплотности.

Прямодействующий насос представляет собой комбинацию паровой машины и насоса, поршни которых насажены на один вал.

Под поршень паровой машины подается пар и под воздействием образующегося усилия перемещается поршень насоса, осуществляя тем самым процесс всасывания и нагнетания.

Подобные насосы применяются в котельных установках для питания котла водой за счет собственного пара.

Ручные насосы применяются в случае необходимости разовой откачки небольших количеств жидкости.

### **Классификация поршневых насосов.**

1. По расположению оси цилиндра насоса:
  - а) горизонтальные;
  - б) вертикальные.
2. По устройству поршня насоса:
  - а) с дисковым поршнем;
  - б) плунжерные.
3. По роду действия:
  - а) простого действия;
  - б) двойного действия;

в) многократного действия;

г) дифференциальные.

4. По назначению:

а) насосы для воды;

б) насосы для вязких жидкостей;

в) насосы для горячих жидкостей;

г) растворонасосы;

д) грязевые насосы.

При создании сравнительно небольших давлений применяют дисковые поршни с уплотнением в виде манжет или уплотнительных колец. При больших давлениях применяют плунжерные поршни, у которых ширина поршня соизмерима с его ходом или даже больше. Уплотнение здесь достигается за счет точной приработки цилиндра и поршня. Малый зазор между плунжером и цилиндром обеспечивает хорошее уплотнение.

### **1.2.3 Роторные насосы, классификация и области применения**

Роторными называются насосы объемного типа, работающие по принципу вытеснения жидкости. В роторных насосах, в отличие от поршневых, отсутствуют клапаны. Главными частями роторного насоса являются статор, ротор, вращающийся от ведущего вала, и вытеснители, вращающиеся вместе с ротором. В зависимости от вида вытеснителей роторные насосы делятся на радиально-поршневые, аксиально-поршневые, пластинчатые, шестеренные и винтовые.

Объемные роторные насосы широко применяются в промышленности, в системах смазки, в силовых гидропередачах, в системах регулирования двигателей внутреннего сгорания, в компрессорах, в гидроприводах различного назначения.

## 2 Роторные гидромашины. Классификация. Принцип действия

Роторными насосами называются гидравлические машины, работающие, как и поршневые насосы, по принципу вытеснения жидкости.

### Достоинства:

1. Малая удельная масса и объем.
2. Возможность регулирования и реверса.
3. Высокий КПД.
4. Высокая быстроходность.
5. Большая надежность.
6. Большая равномерность подачи.
7. Отсутствие всасывающих и нагнетающих клапанов.

### Основные свойства роторных гидромашин:

- Обратимость, т.е. способность роторных насосов работать в качестве гидродвигателей.
- Большая быстроходность ( $n = 2000 \dots 5000$  об/мин).
- Способность работать только на чистых, неагрессивных и смазывающих жидкостях.

Классификация роторных гидромашин представлена на рисунке 9.

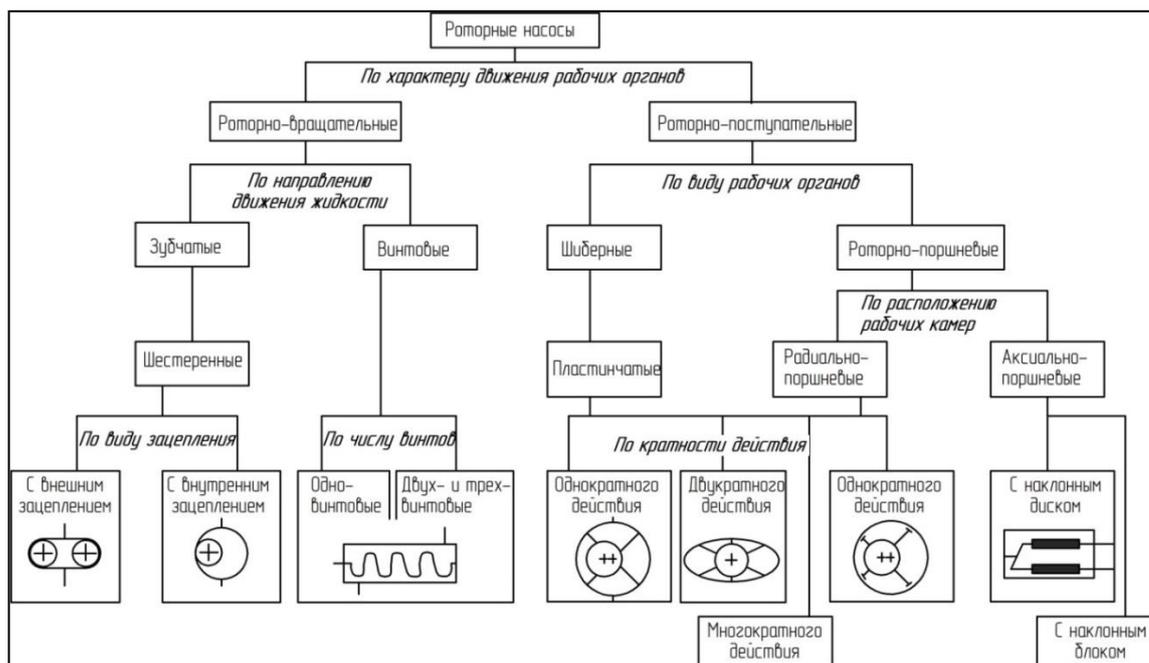


Рисунок 9 – Классификация роторных гидромашин

## 2.1 Шестеренные насосы

Самые распространенные среди объемных гидромашин - шестеренчатые.

### Основные разновидности:

- Внешнего зацепления
- Внутреннего зацепления
- героторные

Шестеренный насос состоит из 2 находящихся в зацеплении шестерен, помещенных в плотно охватывающий их корпус.

### Достоинства:

- Простота конструкции и удобство обслуживания.
- Малые габариты и вес.
- Относительно высокое давление.
- Низкая цена.
- Широкий диапазон частот вращения.
- Широкий диапазон температур/вязкостей.

### Основные параметры:

- Рабочий объем от 0,2 до 200 см<sup>3</sup>.
- Максимальное давление до 30 МПа.
- Частота вращения 500...6000 мин<sup>-1</sup>.

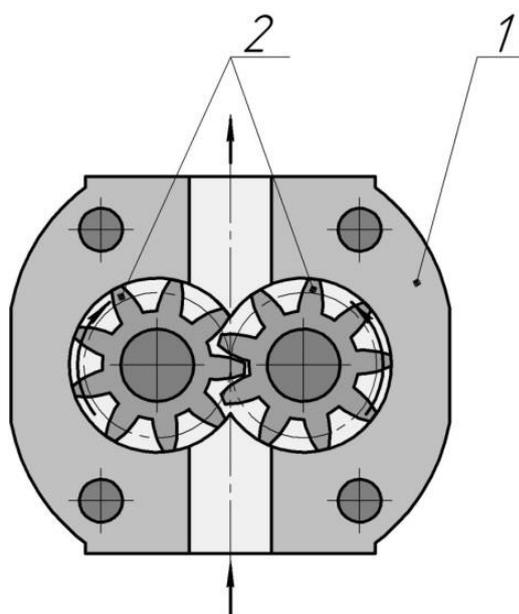
Работа насоса основана на принципе переноса жидкости рабочими камерами из полости всасывания в противоположную полость нагнетания и последующего выдавливания жидкости из рабочих камер вытеснителями.

В шестеренных насосах рабочей камерой является впадина между соседними зубьями шестерни, а вытеснителем – зуб шестерни. Классификация шестеренных насосов представлена на Рисунке 10.



Рисунок 10 – Классификация шестеренных насосов

Ключевым в классификации шестеренных насосов является разделение на двухшестеренные и многошестеренные насосы. Конструкция двухшестеренного насоса представлена на рисунке 11.



1 – корпус; 2 – шестерни

Рисунок 10 – Конструкция двухшестеренного насоса

Определение вытесняемого объема двухшестеренного насоса осуществляется по формуле:

$$V = hbS \quad (1)$$

Где  $h$  – высота зуба;

$b$  – ширина шестерни

$S = \pi d_0$  – длина окружности по делительному диаметру;

Определение подачи насоса производится по формуле:

$$Q = \frac{2\pi d_0 m b n \eta_v}{60} \quad \#(2)$$

Где  $d_0$  – делительный диаметр шестерен;

$m$  – модуль зацепления, м;

$n$  – частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;

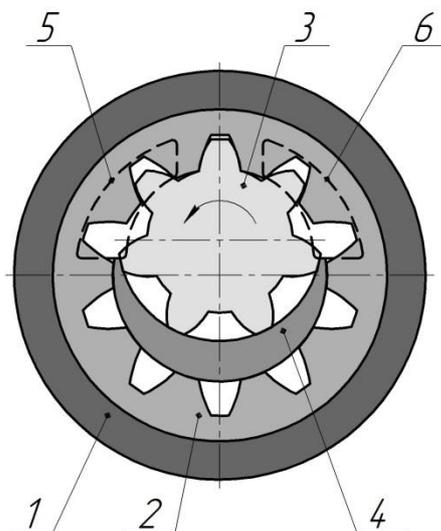
$\eta_v = 0,7..0,9$  – объемный КПД;

$\eta_m = 0,6..0,7$  – механический КПД;

$z = 6..16$  – число зубьев;

### **Шестеренные насосы внутреннего зацепления**

Гидромашины с внутренним зацеплением более компактны, но из-за сложности изготовления применяются редко. Иногда для снижения шумности и неравномерности подачи применяют шестерни с косыми зубьями. В некоторых случаях для облегчения входа перекачиваемой среды (расплав полимера) входной патрубок имеет размеры (эквивалентный диаметр) соизмеримые с размером шестерён. Схема шестеренного насоса внутреннего зацепления указана на рисунке 11.



1 – корпус; 2 – шестерня внутреннего зацепления; 3 – ведущая шестерня;  
4 – разделитель; 5 – входное окно; 6 – выходное окно

Рисунок 11 – Шестеренный насос внутреннего зацепления

Основные параметры шестеренных насосов внутреннего зацепления:

- Рабочий объем от 3 до 250 см<sup>3</sup>;
- Максимальное давление до 30 МПа;
- Частота вращения 500...3000 мин<sup>-1</sup>;

Достоинства:

- Более высокие энергетические и массовые показатели.
- Чрезвычайно низкий уровень шума.

Недостатки:

- Более высокая цена.

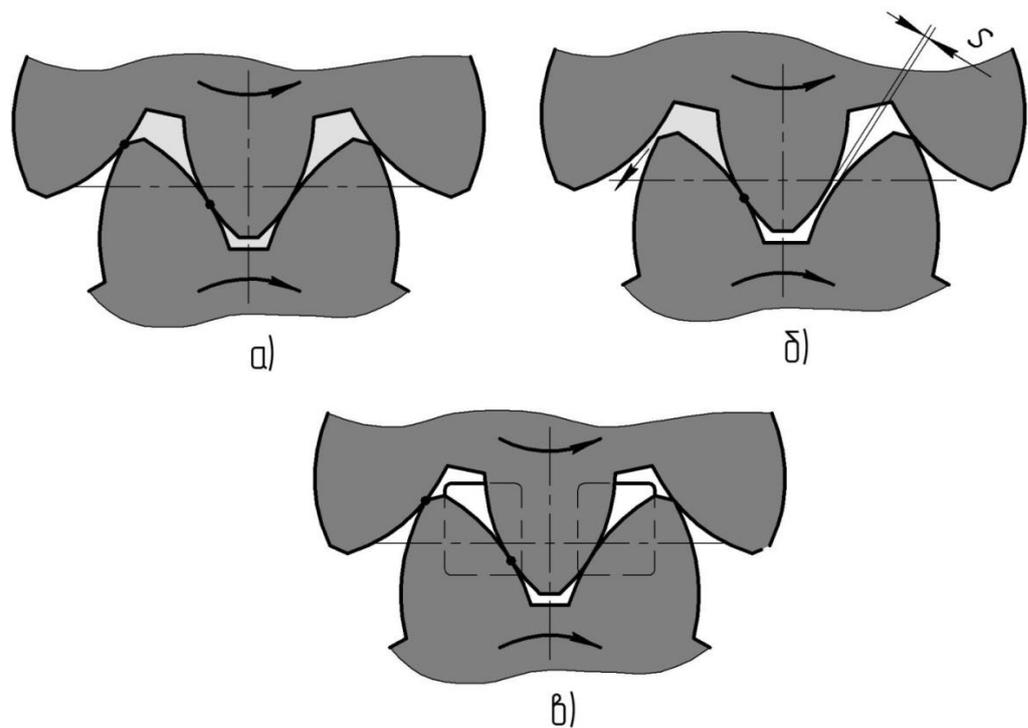
Широко применяются в гидроприводах станков, прессах, мобильных установках, работающих в закрытых помещениях.

Определение подачи насоса шестеренного насоса внутреннего зацепления производится по формуле:

$$Q = \frac{2\pi m^2 b z n \eta_v}{60} \quad (2)$$

### 2.1.1 Конструктивные особенности шестеренных насосов

При известных условиях часть жидкости может быть заперта (защемлена) во впадинах между зацепляющимися зубьями, в результате чего в этих впадинах возникает при вращении шестерен высокое давление (компрессия) жидкости, которое вызовет дополнительную нагрузку подшипников, приведет к нагреванию жидкости и повышению шума.



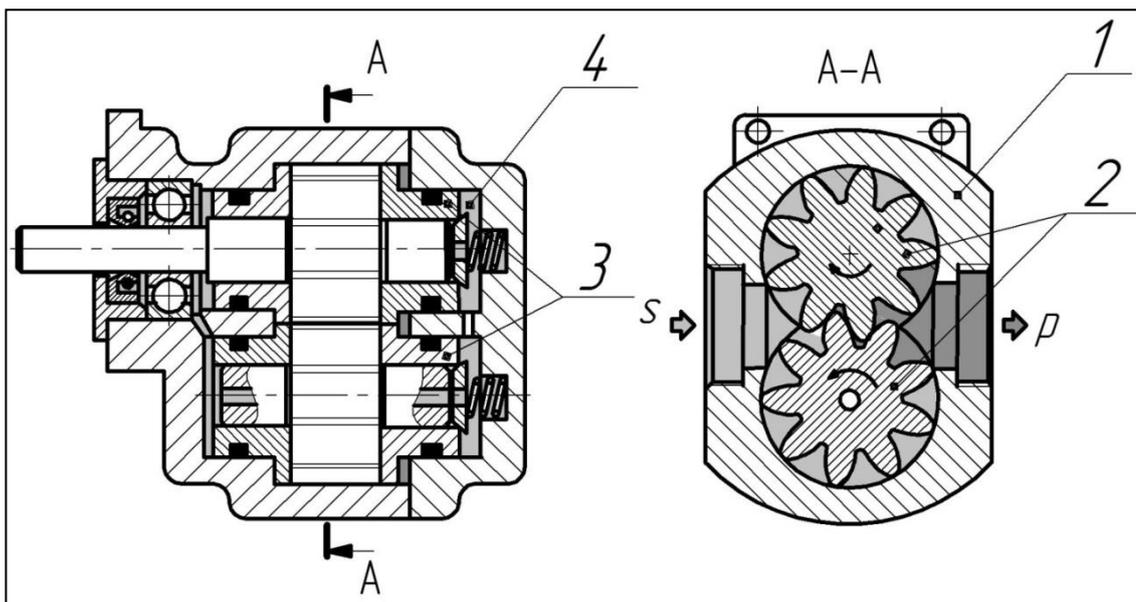
а – схема запирания жидкости во впадинах; б – разгрузка с помощью профилирования зубьев; в – разгрузка с помощью глухих канализационных канавок с небольшой глубины, выполненных на боковых крышках насоса.

Рисунок 12 – Компрессия в шестеренных насосах и способы ее снижения

### 2.1.2 Способы снижения объемных потерь мощности шестеренного насоса

Утечки происходят через радиальный зазор и торцевой зазор (75–80 %).

В современных насосах, предназначенных для работы при высоких давлениях более 10 МПа (100 кгс/см<sup>2</sup>), применяют устройства для автоматического уплотнения шестерен по их торцам (Рис. 13). Для этой цели служат две подвижные плавающие втулки 3 из антифрикционного материала, которые давлением жидкости в камерах 4 прижимаются к торцовым поверхностям шестерен 2. При работе насоса с нулевым давлением втулки поджимаются к шестерням пружинами. Втулки посажены в колодцы корпуса с минимальным радиальным зазором.



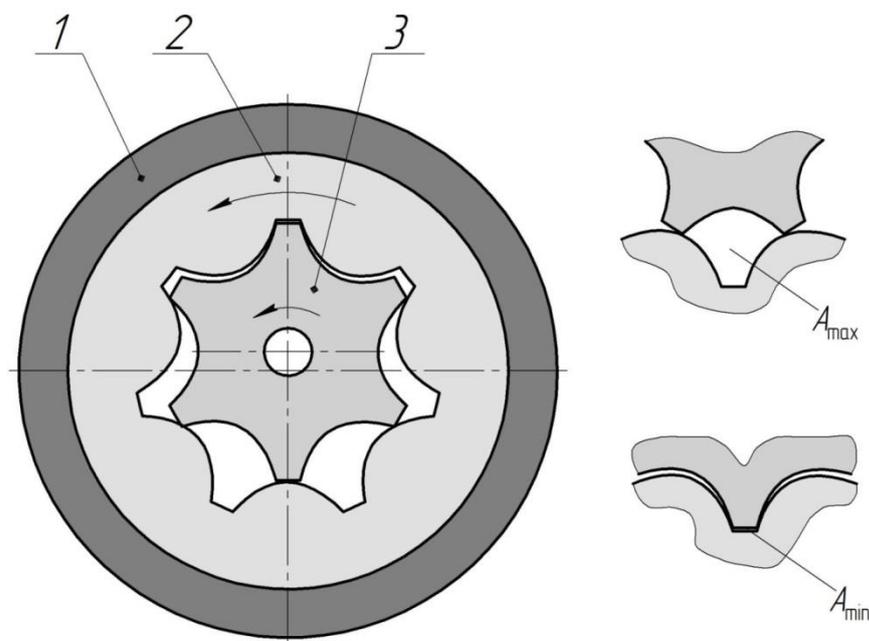
1 – корпус; 2 – шестерни; 3 – плавающие втулки; 4 – камеры.

Рисунок 12 – Схема насоса с плавающими торцовыми втулками

## 2.2 Героторные насосы

Героторной парой (рабочим органом винтового насоса), называют пару ротор-статор (или винт-обойма). При вращении ротора в статоре жидкость движется по спиралеобразному каналу статора. Таким образом, происходит перекачка жидкости.

Статор – это внутренняя  $n+1$ -заходная спираль, изготовленная, как правило, из эластомера (резины), нераздельно (либо раздельно) соединенного с металлической обоймой (гильзой). Схема героторного насоса представлена на рисунке 12.



1 – корпус; 2 – колесо внутреннего зацепления; 3 – приводное колесо;

Рисунок 13 – Героторный насос

Ротор – это внешняя  $n$ -заходная спираль, которая изготавливается, как правило, из стали с последующим покрытием или без него. Стоит указать, что наиболее распространены в настоящее время агрегаты с 2-заходными статором и 1-заходным ротором, такая схема является классической практически для всех производителей винтового оборудования.

Важным моментом, является то, что центры вращения спиралей, как статора, так и ротора смещены на величину эксцентриситета, что и позволяет создать пару трения, в которой при вращении ротора внутри статора создаются замкнутые герметичные полости вдоль всей оси вращения. При этом количество таких замкнутых полостей на единицу длины винтовой пары определяет конечное давление агрегата, а объем каждой полости – его производительность.

Отличием насосов друг от друга как раз и является применение разных по геометрии героторных пар. Существуют четыре основных типов героторных пар, которые принято обозначать буквами латинского алфавита: S, L, D, P. В нашей стране и странах ближнего зарубежья, пока выпускают насосы только с парами S и L. Более сложные в изготовлении пары D и P делают только за границей, например в Германии.

Определение подачи насоса шестеренного насоса внутреннего зацепления производится по формуле:

$$Q = \frac{z(A_{\max} - A_{\min})bn\eta_v}{60} \#(3)$$

где  $A$  – площадь межзубьевой камеры,  $m^2$ ;

### 2.3 Пластинчатые гидромашины

Пластинчатая гидромашинка — роторная объёмная гидромашинка, вытеснителями в которой являются две и более пластин (шиберов). Термин «пластинчатые гидромашины» не следует путать с термином «лопастные гидромашины», поскольку, согласно принятой в настоящее время терминологии, термин «лопастные гидромашины» закреплён за машинами гидродинамического типа.



Рисунок 14 – Пластинчатый насос

Пластинчатые насосы могут использоваться в режиме гидромотора только в том случае, если в пространстве под пластинами расположены пружины, осуществляющие прижим пластин к корпусу статора. При отсутствии таких пружин насос не является обратимым.

Принцип работы насоса однократного действия состоит в следующем. При сообщении вращающего момента валу насоса ротор гидромашинки

приходит во вращение. Под действием центробежной силы (или под действием силы упругости пружин, находящихся под пластинами) пластины прижимаются к корпусу статора, в результате чего образуется две полости, герметично отделённых друг от друга. Объём одной из полостей постепенно увеличивается (в эту полость происходит всасывание), а одновременно с этим объём другой полости постепенно уменьшается (из этой полости осуществляется нагнетание рабочей жидкости).

Изменение рабочего объёма в процессе работы возможно осуществлять только в машинах однократного действия. Однако в таких гидромашинах со стороны полости высокого давления на ротор действует постоянная радиальная сила, что приводит к более быстрому износу деталей гидромашин. В машинах двукратного действия полостей высокого давления — две, и радиальные силы скомпенсированы друг другом.

Изменение рабочего объёма (регулирование гидромашин) осуществляется путём изменения эксцентриситета — величины смещения оси ротора относительно оси статора.

Пластинчатые гидромашинны способны работать при давлениях до 14 МПа, рекомендуемые частоты вращения обычно лежат в пределах 1000—1500 об/мин.

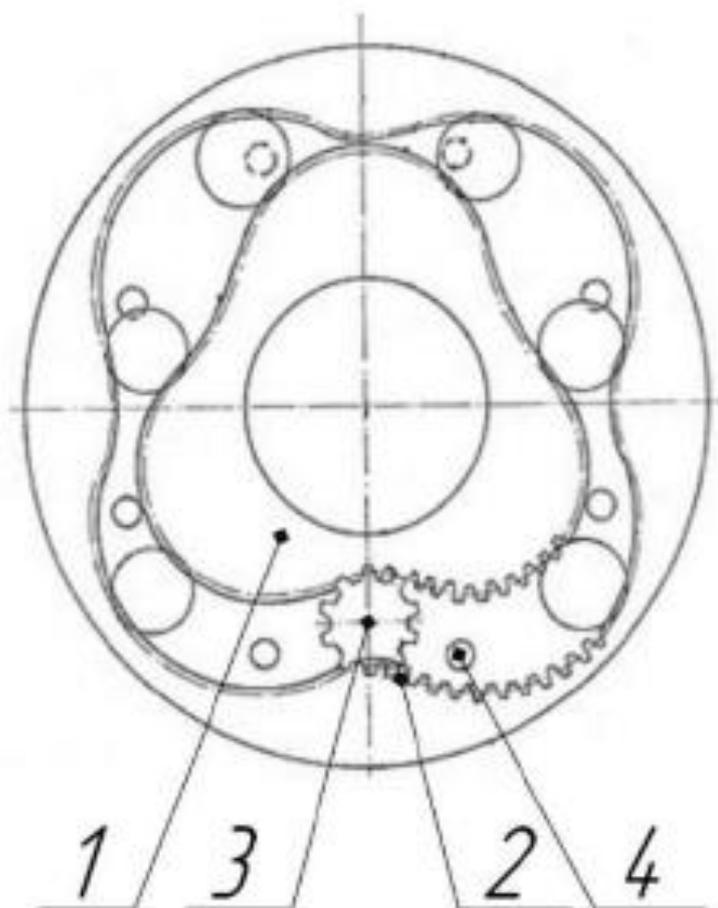
В сравнении с шестерёнными, пластинчатые гидромашинны создают более равномерную подачу, а в сравнении с роторно-поршневыми и поршневыми гидромашиннами — дешевле, проще по конструкции и менее требовательны к фильтрации рабочей жидкости.

Пластинчатые гидромашинны широко применяются в системах объёмного гидропривода (например, в приводе металлорежущих станков).

#### **2.4 Планетарные роторные гидромашинны**

Гидромашинны с двумя некруглыми центральными колесами были предложены в 70-х годах XX века польским изобретателем Bohdan Sieniawski. Работает механизм аналогично представленному на рисунке 15, особенность

этой конструкции в том, что солнечное центральное колесо 1 также некруглое, как и эпицикл 2.



1– солнечная шестерня; 2 – эпицикл зацепления; 3 – приводное колесо; 4– каналы подвода.

Рисунок 15 – Планетарно-кулачковый двигатель 3×4

Богдан Синявский также запатентовал другое исполнение гидродвигателя. Каналы 4 подвода и отвода расположены в остановленной солнечной шестерне 1, а ведущим звеном является эпицикл 2 совершающий вращательное движение (Рис 15). Каналы, выполненные в солнечной шестерне, позволяют увеличить их размер, но при этом усложняется коммутация. Подобные гидромашинны были запатентованы в Китае, но позже.

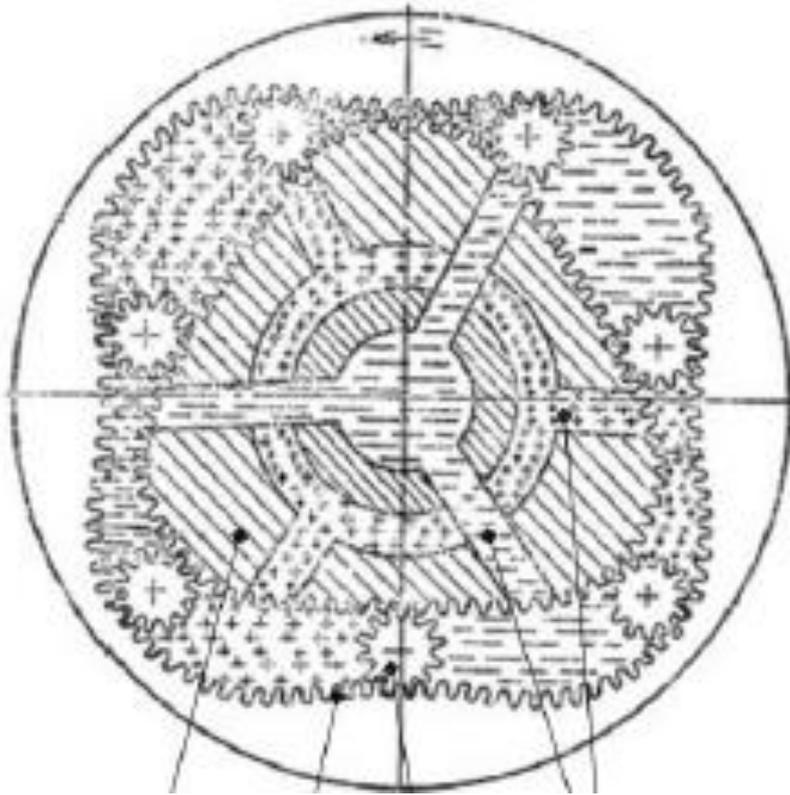
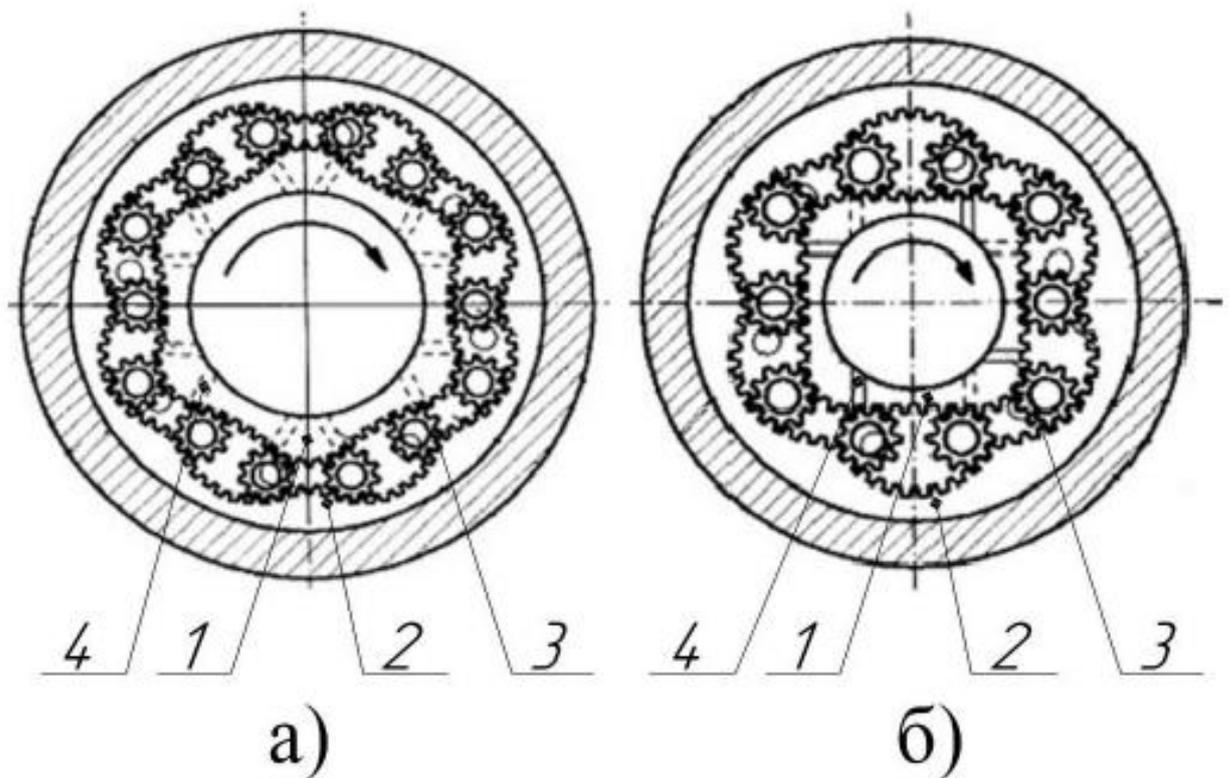


Рисунок 16 – Объемный роторный двигатель 3×4

В упомянутых выше ПРГМ разность чисел волн некруглых зубчатых колес:  $N-M=1$ . Общий недостаток всех подобных гидромашин – отсутствие симметрии приложения нагрузок к валу ротора. При высоких давлениях среды это недопустимо. Проблема симметрии решается соотношением чисел волн  $N$  и  $M$ . Эти числа должны иметь общий делитель неравный единице. При  $N-M=1$  такое невозможно. В гидромашине предложенной Дариуш Синявский в 2001 г. (рис. 15) соотношение чисел волн  $6 \times 8$  и  $4 \times 6$ , при этом солнечное колесо 1 вращается, а эпицикл 2 остановлен. Рабочие камеры соединены через ротор 1 с каналами 4, выполненными в цилиндрической части ротора, и при его вращении эти камеры изменяют свой объем, рабочая среда либо всасывается, либо вытесняется из каналов, выполненных в роторе.



а – гидромотор 6×8; б – гидромотор 4×6.

Рисунок 16 – Объемный роторный двигатель 3×4

Основные схемы ПРГМ, приведённые выше, нашли отражение также в более поздних китайских и японских, касающихся подробностей, деталей их конструкции, выполнения каналов, закрепления ротора на валу, уплотнения и др. Крупный вклад в исследовании ПРГМ внес наш соотечественник Ан И-Кан. Им было предложено несколько изобретений, которые представлены ниже, симметричная схема ПРГМ 2×4 в двух вариантах исполнения. На схеме, представленной на рис. 16 подводящие каналы 4 выполнены в торцевой крышке 5 остановленного эпицикла 2, который служит внешним корпусом машины. Тем же автором предложена подобная гидромашина, но не с эвольвентным, а с цевочными зацеплениями. Как признает сам автор она уступает эвольвентной версии по ряду параметров.

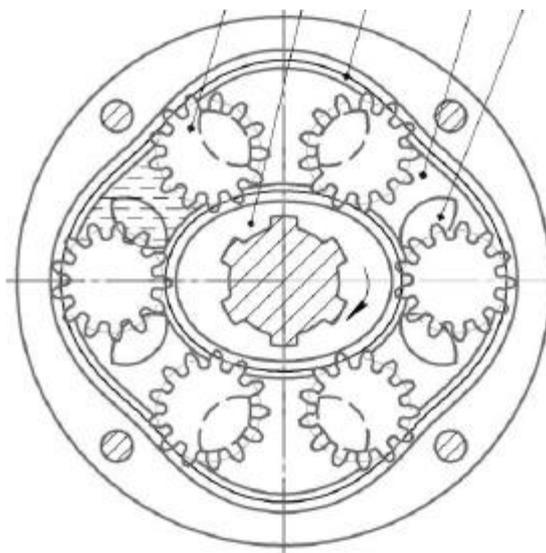


Рисунок 17 – Роторная гидромашина 2×4

В другой гидромашине 2×4 Ан И-Кана (Рис. 18) каналы расположены в торцевой крышке 5, связанной с остановленной шестерней 1, а эпицикл 2 совершает вращательное движение. Первая из конструкций проще и компактнее, вторая – обеспечивает большее сечение каналов.

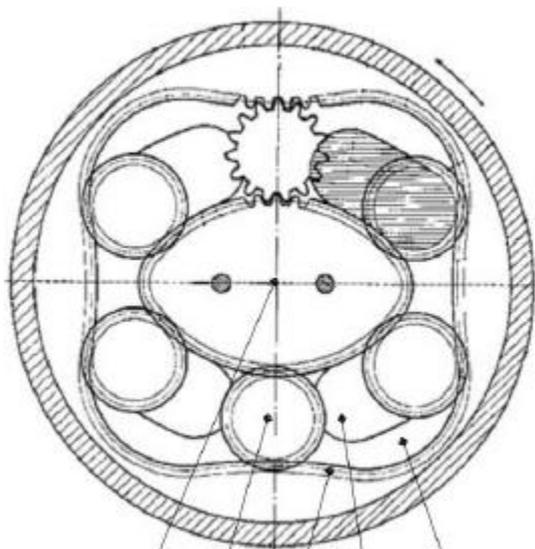


Рисунок 18 – Роторная гидромашина 2×4

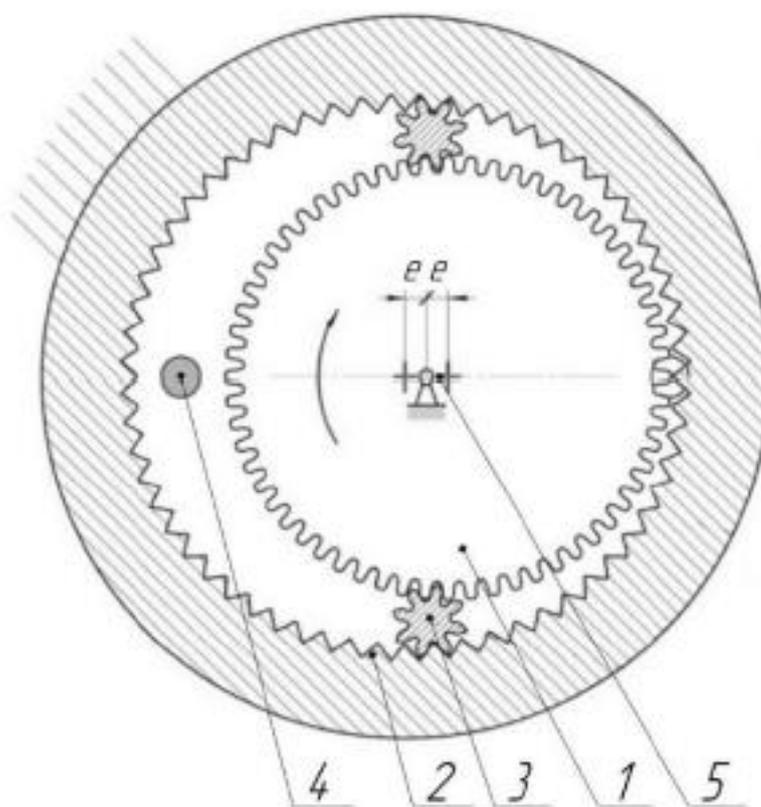
В конце 90-х гг. начале 2000-х гг. примерно одновременно вышли обобщающие, систематизирующие работы Ан И-Кана и Zhang Quan В классификациях этих авторов (Рис. 19) представлены возможные схемы ПРГМ в упорядоченном виде. В них предлагается группировать схемы по количеству волн (арок) центрального колеса с внутренними зубьями  $N$  и волн центрального колеса с наружными зубьями  $M$ .

Число арков на СКВЗ, $N$	Число выступов на СКНЗ, $n$				
	1	2	3	4	6
2	 PGM-21			1	
3	 PGM-31				
4		 PGM-42	 PGM-43		
5		 PGM-52	 PGM-53	 PGM-54	
6				 PGM-64	
8					 PGM-86

Рисунок 19 – Классификация гидромашин

При этом, как считает Ан И-Кан, чтобы исключить интерференцию центральных колес и для соблюдения условия соседства сателлитов количество волн  $N$  статора должно быть всегда большим числа волн  $M$  ротора, но не больше чем на три волны.

Конструкция, представленная на рис. 21, имеет все круглые зубчатые колеса, при этом число зубьев ротора 1 и статора 2 одинаковы. Ротор 1 закреплен на оси своего вращения 5 эксцентрично. Зубчатый венец статора 2 (эпицикла) также смещен относительно оси вращения 5 на расстояние эксцентриситета «е». Гидромашина преодолевает «мертвые» точки без дополнительного механизма за счет того, что угловая скорость ротора 1 равна удвоенной скорости системы сателлитов 3.



1 – солнечная шестерня; 2 – эпицикл зацепления; 3 – приводное колесо; 4 – каналы подвода.

Рисунок 20 – Роторная гидромашина 1×1

Гидромашина 2×2, представленная на рисунке 21, имеет одинаковые числа зубьев и числа волн центральных колес с внешними 1 и внутренними 2 зубьями. В отличие от предыдущей эта схема является симметричной, т.к. имеется общий делитель «2» для чисел волн М и N. Гидромашина 3×3 (рис. 23) тоже симметричная, для нее общий делитель «3».

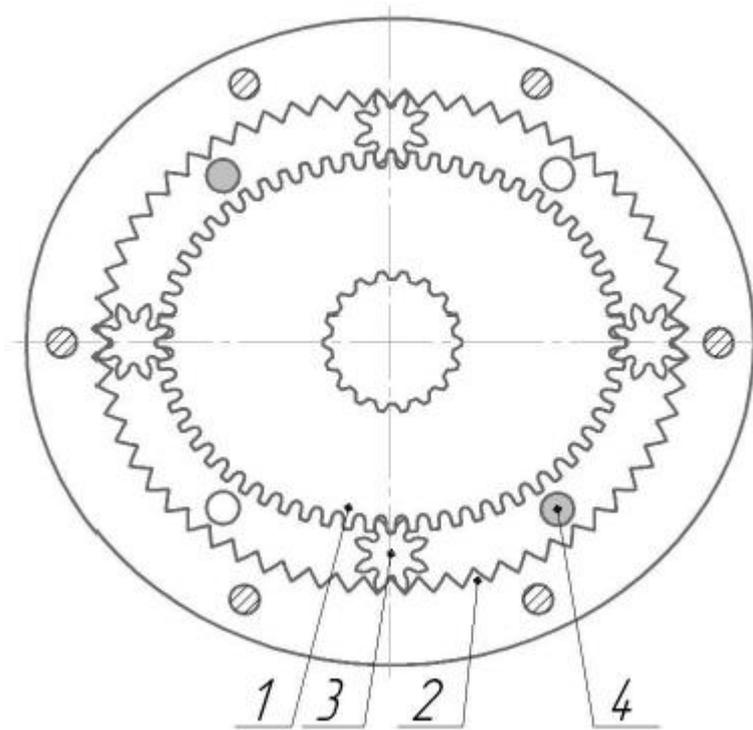


Рисунок 21 – Роторная гидромашина 2×2

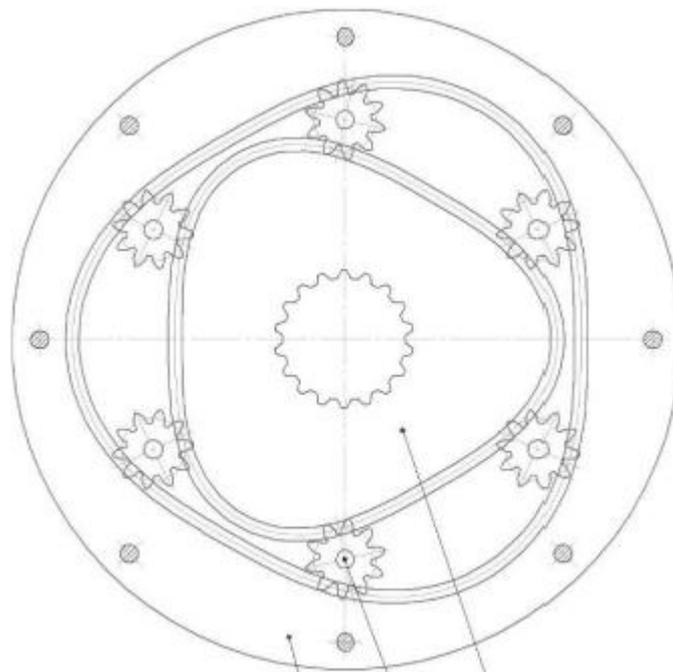


Рисунок 22 – Роторная гидромашина 3×3

## **4 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение**

### **Введение**

В выпускной квалификационной работе магистра проведено исследование гидравлических машин на основе передач планетарного типа с некруглыми колесами. Проведенный расчет геометрических параметров указанной передачи позволяет разработать модель гидродвигателя привода лебедки. В данном разделе проведен расчет экономического эффекта от внедрения гидродвигателя на основе планетарного типа передач в буровую лебедку.

Для обоснования экономической эффективности предложенных решений необходимо оценить экономический эффект. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определение размера капитальных вложений;
- проведение расчета эксплуатационных затрат;
- определение экономического эффекта от сокращения потребления электроэнергии.
- оценка экономической эффективности.

### **4.1 Расчет капитальных вложений**

#### **4.1.1 Затраты на оплату труда и отчисления во внебюджетные страховые фонды**

Стоимость модернизации буровой складываются из следующих составляющих: затраты на оплату труда, затраты на материалы и комплектующие, амортизационные отчисления, затраты на транспортировку и затраты на монтаж.

Помимо разработки проекта, исполнитель по условиям договора должен провести шефмонтаж и шефналадку новой системы, а также провести экспертизу промышленной безопасности внедряемого решения. Часть работы будет выполнена штатными работниками. В таблице 1 указаны затраты на оплату труда и отчисления во внебюджетные фонды.

Таблица 1 – Затраты на оплату и отчисления во внебюджетные фонды.

Статья расходов	Стоимость, тыс. руб.
Затраты на оплату труда специалистов по проектировщиков организации-исполнителя	209,98
Затраты на оплату труда и командировочных выездных специалистов	108,32
Затраты на оплату труда ремонтной бригады	57,11
Затраты на страховые взносы специалистов	64,04
Затраты на страховые взносы выездных специалистов	29,88
Затраты на страховые взносы ремонтной бригады	42,92
Итого	512,25

#### 4.1.2 Затраты на амортизационные отчисления, материалы, комплектующие и транспортировку

Согласно проекту, по разработанной методике подрядной организацией будет изготовлен гидродвигатель. Затраты на материал для изготовления гидродвигателя рассчитываются  $Z_{\text{мат.}}$ :

$$Z_{\text{мат.}} = Z_{\text{мат.}\backslash\text{кг}} \cdot M_{\text{изд}} \quad \#(6)$$

где  $Z_{\text{мат.}\backslash\text{кг}}$  – стоимость материала, руб./кг;

$M_{\text{изд}}$  – масса изделий, кг.

Оценка стоимости материалов для изготовления обойм представлена в таблице 2.

Таблица 2 – Затраты на материалы.

Наименование	Материал	Количество, шт.	Стоимость за кг., тыс. руб.	Масса изделия, кг.	Затраты, тыс. руб.
Болванка корпуса	Чугун	1	0,85	50	42,5
Заготовка для ротора	Сталь 20	4	0,55	40	22
Материал для втулок	Бронза	1	1	15	15
Итого					79,5

Амортизация начисляется нелинейным методом по следующей формуле:

$$Z_{\text{аморт.}} = Z_{\text{аморт.тек.}} \cdot N_{\text{аморт.мес}} \cdot V_p \quad \#(7)$$

где  $Z_{\text{аморт.тек.}}$  – сумма амортизации на текущий период, руб.;

$N_{\text{аморт.мес}}$  – норма амортизации за месяц, %.

Затраты на амортизационные отчисления используемого в работе оборудования указаны в таблице 3.

Таблица 3 – Затраты на амортизационные отчисления

Параметр	Станок металло- обрабатывающий с ЧПУ	Электрический кран-балка
Амортизационная группа	5	7
Норма амортизации за месяц (%)	2,7	1,3
Сумма амортизации на текущий период, тыс. руб.	2465,85	651,43
Время работы оборудования, мес.	0,097	0,014
Сумма амортизации за время работы, тыс. руб.	6,46	0,19
Итого, тыс. руб.	6,58	

Для обеспечения нормальной работы роторного гидромотора предусмотрено наличие минимального набора КИП. Перечень и стоимость комплектующих приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Затраты на комплектующие

Наименование	Количество, шт.	Цена за шт., тыс. руб.	Затраты, тыс. руб.
Датчик давления	4	14,6	58,4
Датчик перепада давления	2	25	50
Датчик температуры	2	2,5	5
Перепускной сепаратор для регулировки оборотов	1	224	224
Итого			337,4

Суммарные затраты на комплектующие составят:

$$Z_{\text{компл.}} = 113,4 \text{ тыс. руб.}$$

Транспортировка осуществляется автомобильным транспортом. Согласно информации транспортной компании, затраты на грузоперевозку  $Z_{\text{трансп.}}$  составят 112,840 тыс. руб.

#### 4.1.3 Затраты на проведение мероприятия

Затраты на проведение мероприятия включают все вышеперечисленные затраты. Также в затраты на проведение мероприятия включены накладные расходы, которые могут не иметь прямого отношения к осуществляемым

мероприятиям, но могут сопровождать процесс проектирования и монтажа, на накладные расходы было выделено 5 % от общих затрат. Затраты на накладные расходы составят:

$$Z_{\text{накл.}} = 52,43 \text{ руб.}$$

Перечень затрат на проведение мероприятия и их стоимость указаны в таблице 5.

Таблица 5 – Затраты на проведение мероприятия

Затраты	Сумма затрат, тыс. руб.
Затраты на оплату труда	375,41
Затраты на отчисления во внебюджетные страховые фонды	136,84
Затраты на материалы	79,5
Затраты на амортизационные отчисления	6,576
Затраты на комплектующие	337,4
Затраты на транспортировку	112,840
Накладные расходы (15 %)	157,28
Итого	1100,94

#### 4.2 Расчет экономического эффекта от сокращения потребления электроэнергии

Поскольку предлагаемый гидромотор находится на стадии разработки, оценить экономический эффект от его внедрения, можно только по предполагаемой экономии электроэнергии вследствие отказа от электропривода лебёдки. Электроэнергии в процессе бурения генерируется при помощи дизельных генераторов, что значительно увеличивает себестоимость каждого киловатта.

Электродвигатель привода лебедки потреблял 6 кВт/час.

Ежегодный экономический эффект от сокращения потребления электроэнергии определяется по формуле:

$$Э_{\text{эк.эл.}} = C_{\text{эл.}} \cdot M \cdot 24 \cdot 365 / 1000 \quad \#(8)$$

Где  $C_{\text{эл.}}$  – стоимость киловатт часа руб;

$M$  – мощность электродвигателя.

Таким образом:

$$Э_{\text{эк.эл.}} = 32 \cdot 7 \cdot 24 \cdot \frac{365}{1000} = 1962,24 \text{ тыс. руб./год}$$

### 4.3 Расчет эксплуатационных затрат и амортизационных отчислений

Поскольку внедряемый буферный газ метан составляет 16% являющегося сырьём пирогаза, его использование в новой системе ЛУ значительно не повлияет на эксплуатационные расходы.

Эксплуатационные расходы представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Ежегодные эксплуатационные затраты

Показатель	Значение
Электроэнергия, тыс. руб./год	841
Смазочные материалы, тыс. руб./год	57
Материалы на ремонтно-эксплуатационные нужды, тыс. руб./год	85
Прочие материальные затраты, тыс. руб./год	55
Итого:	1038

### 4.4 Амортизация основных средств и налог на имущество организации

Амортизация представляет собой систематическое распределение итоговой цены актива на срок его эффективного использования. Срок службы технического предложения составляет 15 лет, расчет амортизационных отчислений проведен линейным способом. Амортизация начисляется только на оборудование стоимостью за единицу более 100 тыс. руб. и сроком службы более года в моем случае это только Перепускной сепаратор для регулировки оборотов стоимостью 224 тыс.руб. Формула расчета амортизации линейным способом:

$$AM = \frac{C}{СПИ} \quad (11)$$

где C — первоначальная или текущая рыночная стоимость объекта НМА;

СПИ – срок полезного использования объекта НМА в месяцах.

Таблица 7 – Расчет амортизации и налога имущество организации

Показатель	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028
Остаточная стоимость на начало периода, тыс. руб.		224,00	209,07	194,13	179,20	164,27	149,33

Продолжение таблицы 7.

Амортизация, тыс. руб.	-	14,93	14,93	14,93	14,93	14,93	14,93
Остаточная стоимость на конец периода, тыс. руб.	224	209,07	194,13	179,20	164,27	149,33	134,40
Налог на имущество (2,2 %), тыс. руб.	-	4,764	4,435	4,107	3,778	3,450	3,121

#### 4.5 Оценка экономической эффективности проекта

Оценка экономической эффективности является ключевым этапом в расчете, при котором определяются индекс доходности капитальных вложений, срок окупаемости, чистый дисконтированный доход.

Таблица 8 – Итоговые результаты

Чистый дисконтированный денежный поток	тыс. руб.	164,15
Внутренняя норма доходности	%	17,339
Срок окупаемости простой	лет	1,8
Срок окупаемости дисконтированный	лет	8,9
Индекс доходности	доли	1,15

Срок окупаемости составит 8,9 лет, что с трудом, но вписывается в показатели целесообразности траты средств на модернизацию. Данный проект, в первую очередь, направлен на определение КПД использования различных модификацию гидромоторов в нефтедобывающей промышленности. Однако также произведен анализ использования роторных гидромашин в приводе буровой лебедки, что значительно уменьшает расход электроэнергии в полевых условиях.

#### Заключение

В экономическом разделе выпускной квалификационной работы был рассмотрен один из вариантов повышения энергоэффективности процесса бурения, путем модернизации привода буровой лебедки. Внедрение предлагаемой модели гидродвигателя в процесс бурения принесет 164,15 тыс. руб. чистой прибыли.

Также предлагаемый вариант привода буровой лебедки является более надежным, что позволит увеличить скорость бурения снизив время простоев. Экономический эффект от увеличения надежности привода буровой лебедки оценить затруднительно, но даже уменьшение время простоя на 10%, выльется в десятки тысяч рублей выгоды.

## **5 Социальная ответственность**

Социальная ответственность – это ответственность перед людьми и данными им обещаниями, когда организация учитывает интересы коллектива и общества, возлагая на себя ответственность за влияния их деятельности на заказчиков, поставщиков, работников, акционеров. Работая на производственных объектах, работники компаний подвержены воздействию вредных и опасных факторов. Поэтому избежать чрезвычайные ситуации на производстве возможно при соблюдении правил безопасности труда.

Чтобы производительность нефтяных скважин оставалась на высоком уровне необходимо принимать меры по снижению негативного влияния различных осложнений.

Сущность работ заключается в выполнении следующих технологических операций: обслуживание, монтаж и демонтаж оборудования, используемого при добыче нефти и газа; контроль за работой оборудования; осуществление работ по очистке ствола скважины от отложений АСПО, солей и гидратов; работа с химическими реагентами.

Работы выполняются круглогодично. Работы, выполняемые по закачке химреагента в скважину, выполняются на кустовой площадке вблизи скважин, на открытом воздухе.

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

Большинство нефтяных месторождений в России значительно удалены от населенных пунктов, соответственно, у работников преобладает вахтовый метод работы. Данный вид работ регулируется Трудовым Кодексом РФ – Глава 47. Особенности регулирования труда лиц, работающих вахтовым методом [40]. Вахтовый метод - особая форма осуществления трудового процесса вне места постоянного проживания работников, когда не может быть обеспечено ежедневное их возвращение к месту постоянного проживания.

К работам, выполняемым вахтовым методом, не могут привлекаться работники в возрасте до восемнадцати лет, беременные женщины и женщины,

имеющие детей в возрасте до трех лет, а также лица, имеющие противопоказания к выполнению работ вахтовым методом в соответствии с медицинским заключением, выданным в порядке, установленном федеральными законами и иными нормативными правовыми актами Российской Федерации.

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.).

## **5.2 Производственная безопасность**

При проведении работ по закачке химреагентов в эксплуатационные скважины работники подвержены множеству вредных и опасных производственных факторов. Воздействие вредного производственного фактора на работника в определенных условиях приводит к заболеванию или снижению трудоспособности.

Для идентификации потенциальных факторов необходимо использовать ГОСТ 12.0.003-2015 «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация» [41]. Перечень опасных и вредных факторов, характерных для проектируемой производственной среды представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Основные элементы производственного процесса, формирующие опасные и вредные факторы при выполнении работ на кустовых площадках

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ		Нормативные документы
	Разработка	Эксплуатация	
1) Повышенная запыленность рабочей зоны;	+	+	ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности [42]; ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования [43]; СП 52.13330.2011 Естественное и искусственное освещение [44]; ГОСТ 12.1.007-76 ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности [45].
2) Превышение уровней шума и вибрации;	+	+	
3) Отклонение показателей климата на открытом воздухе;	+	+	
4) Недостаточная освещённость;	+	+	
5) Химические реагенты;	+	+	
6) Механические опасности;	+	+	
7) Пожаровзрывоопасность.	+	+	

### 5.2.1 Анализ вредных производственных факторов и обоснование мероприятий по снижению уровня их воздействия на работника

#### Повышенная запыленность рабочей зоны

С целью предотвращения разливов нефти кустовые площадки оборудуются обваловкой. Обваловка представляет из себя песочную насыпь по периметру кустовой площадки. Северным территориям присущи сильные ветра, в связи с этим может происходить попадание песка в носовую полость операторов, обслуживающих скважины на кустовой площадке. Песок попадающий в лёгкие будет в дальнейшем негативно сказываться на здоровье рабочего. Чтобы защитить органы дыхания от попадания мехпримесей необходимо использовать респираторы.

#### Превышение уровней шума и вибрации

На кустовой площадке при проведении технологических операций со скважинами могут находиться машины бригады капитального ремонта скважин, а также различные агрегаты для проведения технологических операций. Все эти машины и агрегаты являются источником шума, который не должен превышать допустимый уровень согласно ГОСТ 12.1.003-2014 [42].

Норма уровня звука на рабочем месте составляет 40-45 дБ, а на открытой местности 80 дБ. Вертолёты, которые доставляют рабочих на месторождения, являются источником повышенного шума. Они создают уровень шума 95-100 дБ, что превышает допустимое значение. Для защиты органов слуха необходимо использовать наушники или противозумные вкладыши согласно СП 51.13330.2011 [46].

Норма уровня вибрации составляет 92 дБ при частоте 63 Гц согласно ГОСТ 12.1.012-90 [43]. Используемый при обработке скважин цементировочный агрегат ЦА-320 может оказывать повышенную вибрацию на моториста. Основными мерами снижения уровня вибрации являются: виброизоляция источника от рабочего места, для этого на пути распространения вибрации устанавливают виброизоляторы из материалов с большим внутренним трением (резины, пробки, войлока и стальных пружин); профилактика, заключающаяся в контроле за вибрационными параметрами и проведении планового предупредительного ремонта оборудования.

#### **Отклонение показателей климата на открытом воздухе**

Ухудшению самочувствия рабочего способствует отклонение показателей климата. Технологические мероприятия со скважинами производят на открытом воздухе. Нормирование параметров на открытых площадках не производится, но определяются конкретные мероприятия по снижению неблагоприятного воздействия их на организм рабочего. Рабочие обеспечиваются средствами индивидуальной защиты (СИЗ) при отклонении показателей климата. К ним относятся спецодежда и спецобувь; также для защиты головы используют каски, для глаз – защитные очки; для органов дыхательных путей – противогазы и респираторы. При пониженной температуре предусмотрена теплая одежда, при осадках – используют плащи.

Необходимо соблюдать следующие правила в обязательном порядке:

– Запретить допуск к работам при отсутствии у работников СИЗ, отвечающим климатическим условиям;

– В летнее время года работников на открытом воздухе обеспечивать СИЗ от гнуса и клеща;

– При температуре воздуха ниже минус 25°С работающих на открытом воздухе ежечасно обеспечивать обогревом в помещении, где должна поддерживаться температура плюс 25 °С.

Работы приостанавливают при определенных температурах и скоростях ветра в холодное время года. Таблица 20 отражает метеорологические условия, при которых останавливают работы.

Таблица 9 – погодные условия, при которых работы на открытом воздухе приостанавливаются

Скорость ветра, м/с	Температура, °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	0

#### Недостаточная освещенность рабочей зоны

В темное время суток рабочая зона должна быть освещена для избегания травм рабочих. Фонари и прожектора используют как осветительные приборы. Согласно СП 52.13330.2016 норма освещенности не ниже 10 люксов [44]. Поэтому мероприятия по улучшению освещенности не требуется.

### **5.2.2 Анализ опасных производственных факторов и обоснование мероприятий по снижению уровня их воздействия на работника**

#### **Химические реагенты**

При проведении различных технологических операций со скважиной могут применяться химические агрессивные вещества, которые могут нанести вред здоровью рабочего персонала.

В таких случаях работник перед проведением операции должен пройти специальный инструктаж по мерам безопасности при работе с ядовитыми и легковоспламеняющимися веществами. При работе с химическими реагентами необходимо соблюдать меры пожарной безопасности, техники безопасности, а

также обязательно использовать СИЗ. Спецодежда должна противостоять химреагентам.

### **Механические опасности**

Это самый распространённый вид опасности. Возможны как обычные ушибы, так и летальный исход. Операторы на кустовой площадке постоянно работают с трубопроводами и скважинами, находящимися под высоким давлением, различными машинами и агрегатами. Все эти аспекты увеличивают вероятность получения травмы. Зачастую причиной травматизма является несоблюдение правил безопасности.

Чтобы обезопасить работу человека применяют: предупредительные знаки, предохранительные устройства, сигнализацию, защитные кожухи и барьеры. Также обязательно применение средств индивидуальной защиты.

### **Пожаровзрывоопасность**

На кустовой площадке велик риск пожара или взрыва, так как, добываемые углеводороды являются горючим веществом. К основным причинам возгорания относятся: использование открытого огня, использование электроприборов не во взрывозащищённом исполнении, нарушение техники безопасности при использовании искрообразующего инструмента.

Активный способ обеспечения пожаробезопасности подразумевает применение огнегасительных средств, воздействующих на горючее вещество охлаждением очага пожара. При пассивном способе тушения горение прекращается путем изоляции горючего от окислителя. Для тушения пожаров используют жидкие пенообразные, аэрозольные, газообразные, твердые вещества и воду. К средствам тушения пожара на кустовой площадке относятся: огнетушитель, совковая и штыковая лопаты, багор, кошма, песок, ведро.

### **5.2.3 Расчет системы воздухообмена**

Произведём расчёт системы воздухообмена в блоке обогрева персонала. Размеры помещения 10 / 2,5 / 2,2 м. Потребный воздухообмен определяется по формуле 26:

$$L = \frac{1000 \cdot G}{X_B - X_H}$$

где  $L$  –потребный воздухообмен, м<sup>3</sup>/ч;

$G$  – количество вредных веществ, выделяющихся в воздух помещения, г/ч;

$X_B$  –предельно допустимая концентрация вредности в воздухе рабочей зоны помещения, мг/м<sup>3</sup> ;

$X_H$  –максимально возможная концентрация той же вредности в воздухе населенных мест по СанПиН 1.2.3685-21, мг/м<sup>3</sup>.

Применяется также понятие кратности воздухообмена  $n$ , которая показывает, сколько раз в течение одного часа воздух полностью сменяется в помещении. Кратность воздухообмена определяется по формуле 27:

$$n = \frac{L}{V} \quad \#(27)$$

$n$  – кратность воздухообмена, ч<sup>-1</sup>;

$V$  – внутренний объем помещения, м<sup>3</sup>.

Согласно СП 2.2.3670-20, кратность воздухообмена  $n > 10$  недопустима. В жилых и общественных помещениях постоянным вредным выделением является выдыхаемый людьми углекислый газ (СО<sub>2</sub>). Определение потребного воздухообмена производится по количеству углекислого газа, выделяемого человеком и по его допустимой концентрации. Предельно допустимая концентрация СО<sub>2</sub> в воздухе рабочей зоны – 9000 мг/м<sup>3</sup>. Содержание углекислоты в атмосфере вахтового городка – 650 мг/м<sup>3</sup>. Количество СО<sub>2</sub>, выделяемое всеми работниками определяется по формуле 28:

$$G = N_{\text{чел}} \cdot g_{\text{СО}_2} \quad \#(28)$$

$N_{\text{чел}}$  –количество людей в помещении, шт;

$g_{\text{СО}_2}$  –количество углекислоты, выделяющейся в воздух помещения, г/ч.

Взрослый человек в состоянии покоя выделяет 35 г/ч углекислого газа.

Количество СО<sub>2</sub>, выделяемое 2 работниками:

$$G = 2 \cdot 35 = 70 \text{ г/ч}$$

Определим потребный воздухообмен:

$$L = \frac{1000 \cdot 70}{9000 - 650} = 8,38 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Кратность воздухообмена составляет:

$$n = \frac{8,38}{10 \cdot 2,5 \cdot 2,2} = 0,15 \text{ ч}^{-1}$$

Таким образом нужна вентиляционная система, которая будет обеспечивать воздухообмен 8,38 м<sup>3</sup>/ч. Кратность воздухообмена при этом 0,15 ч<sup>-1</sup>.

### **5.3 Экологическая безопасность**

Основными типами воздействий на окружающую среду являются:

- Загрязнение нефтью или химическими реагентами окружающей среды из-за несовершенства технологий или аварийных разливов;
- Загрязнение атмосферы из-за испарений нефтепродуктов при нагреве для проведения исследований;
- Загрязнение отходами промышленного и бытового характера природной среды.

В результате происходит:

- Сокращение ареалов распространения флоры из-за разливов;
- Сокращение рыбных запасов из-за загрязнения поверхностных вод;
- Вырубка лесов из-за обустройства вахтового поселка.

Мерами по охране окружающей среды являются минимизация выброса газа и разлива нефти, а также оптимизация процессов сжигания газов.

### **Защита атмосферы**

Основным источником загрязнения атмосферы являются выбросы газа и вредных веществ, получаемые при аварийных ситуациях. Причины аварий заключаются в механических повреждениях оборудования, некачественном строительстве или ремонте оборудования, а также несоблюдении техники безопасности.

Мероприятия по защите атмосферы: защита от коррозии оборудования; разработанный план действий при аварийной ситуации; ликвидация аварий аварийными службами.

Чистоту атмосферы можно достичь путем сокращения выбросов газа и обезвреживанием попутных вредных веществ, выбрасываемых с основным газом.

### **Защита гидросферы**

Разлив нефти, химических реагентов, применяемых при обработке скважины, или утилизация остатков реагентов негативно влияют на состав поверхностных вод. При разливе нефти на воде образуется пленка, которая препятствует воздушному обмену.

Пути загрязнения природных вод:

- При некачественном цементировании скважины или ее негерметичности могут возникнуть перетоки по затрубному пространству нефти или химических реагентов с последующим попаданием в природные воды;

- Из-за отсутствия гидроизоляции производственных площадок может произойти загрязнение грунтовых вод.

Таким образом, следует не допускать разлива нефти и химических реагентов, чтобы не допустить загрязнения поверхностных и подземных вод.

### **Защита литосферы**

Загрязнение почв нефтью или химическими реагентами приводит к экологическому ущербу, т.е. снижается продуктивность лесов и ухудшается санитарное состояние окружающей среды. Поэтому следует проводить рекультивацию земель.

Рекультивацию загрязненных земель по трассам трубопроводов выполняется следующим образом:

1 этап – происходит сбор пролитой нефти, срез почвенного слоя толщиной 0,2-0,4 м и перемещения его во временные отвалы до начала строительных работ;

2 этап – производят поверхностное внесение минеральных удобрений и посев многолетних трав.

Предотвращение аварийных разливов нефти и химических реагентов достигается: - Контролем за давлением в пласте и оборудовании;

- Аварийным отключением насосных агрегатов;
- Прокладкой трубопровода в кожухах через автомобильные дороги;
- Контролем за герметичностью оборудования.

### **Защита селитебной зоны**

При эксплуатации нефтяных и газовых скважин часты случаи разгерметизации технологического оборудования. По своему охвату аварии бывают разные, на их ликвидацию могут уйти как считанные минуты, так и месяцы. Углекислый газ является вредным для человека, поэтому нельзя допускать загазованности среды. При расположении объектов добычи нефти вблизи населённых пунктов, необходимо устанавливать датчики анализа среды в разных точках населённого пункта, чтобы не допустить отравления людей. Особенно это актуально, если в добываемой продукции присутствует сероводород.

### **5.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях**

На производственном объекте возможны чрезвычайные ситуации (ЧС) техногенного, природного, биологического, социального или экологического характера. При проведении химической обработки скважины могут возникнуть следующие возможные чрезвычайные ситуации: выброс газа при негерметичности оборудования; возгорание горюче-смазочных материалов; разливы нефти; нарушение герметичности емкости для хранения химических реагентов. К наиболее распространённым природным ЧС можно отнести аномальные температуры, штормы, наводнения, землетрясения и др.

Рассмотрим некоторые ЧС. Выброс газа при негерметичности оборудования влечет за собой опасность отравления работников предприятия. Также из-за высокой загазованности существует вероятность возникновения пожара с потенциальным ущербом инфраструктуре. Возгорание горючих

материалов повлечет за собой отравление работников, также возможно получение ожогов работниками и ущерб предприятию.

Разливы нефти нанесут значительный вред окружающей среде и биосфере. Загрязнение нарушит естественные процессы в природе и изменит условия обитания живых организмов. Ликвидация разливов занимает от нескольких месяцев до нескольких лет.

Нарушение герметичности емкости для хранения химических реагентов в установке дозирования реагентов. При этом происходит разлив реагента в помещении, где находится УДХ. Соответственно, происходит загазованность помещения. Работник может отравиться парами химических реагентов или получить ожог.

Наиболее вероятной ЧС может быть взрыв или пожар из-за выбросов газа из негерметичных соединений. Несоблюдение правил эксплуатации оборудования может привести к нарушению его герметичности. При контакте с воздухом образуется взрывоопасная смесь, которая может воспламениться при малейшей искре.

Для предотвращения данной ситуации необходимо проверять герметичность сальниковых и фланцевых соединений, запорных устройств, находящихся на кустовых площадках и в помещении, не реже 1 раза в смену.

При возникновении ЧС ответственный за проведение работ должен определить опасную зону и оградить её. Далее необходимо принять меры, направленные на спасение людей, находящихся в опасной зоне. Каждый сотрудник должен быть ознакомлен с планом действий при аварийной ситуации и ЧС. Работники должны отключить электроэнергию в загазованной зоне и прекратить огневые работы.

На случай возникновения пожара на кустовой площадке должны быть средства пожаротушения. Огнетушители должны быть полностью заряжены и в работоспособном состоянии. Узел запорно-пускового устройства должен быть опечатан. Огнетушители должны находиться на отведенных местах в течение всего времени эксплуатации месторождения [47].

Для снижения риска наступления рассмотренной ЧС необходимо ежедневно осматривать оборудование. Также нужно улучшать условия труда и повышать знания и компетенции работников в вопросах безопасности труда.

### **Вывод**

В данной работе был произведён анализ вредных и опасных факторов, влияющих на здоровье рабочих. Выполнение требований правил безопасности и применение мер по предупреждению опасных воздействий поможет избежать влияние вредных и опасных факторов. Также при проведении работ необходимо уделять должное внимание экологической безопасности, чтобы не допустить её загрязнения.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе проведен обзор и классификация роторных гидравлических машин объемного действия применяемых в нефтяной и газовой промышленности.

За объект исследования выбрана инновационная планетарная роторная гидромашин с некруглыми зубчатыми колесами. Проведен патентный поиск и обзор литературы по данной тематике.

Синтез планетарных передач с некруглыми колесами представляет собой сложную задачу. В нашей стране, данным вопросам занимались исследователи профессор Ан И-Кан и профессор Волков Г.Ю. Метод, предложенный Ан-И-Каном, очень сложен для практического использования, т.к. требует численного решения системы дифференциальных уравнений. За основу взят метод предложенный Волковым Г.Ю.

В процессе изучения метода синтеза зубчатых некруглых колес удалось его модернизировать и значительно упростить благодаря использованию программы Mathcad и применению физических приложений определенного интеграла.

Кроме того, проведено исследование производительности синтезированного роторного планетарного насоса в зависимости от числа зубьев центрального солнечного колеса. Показано, что при увеличении числа зубьев колес, увеличивается скорость вращения мнимого водила и максимальные и минимальные межсателлитные объемы и производительность насоса в целом.

В экономическом разделе выпускной квалификационной работы был рассмотрен один из вариантов повышения энергоэффективности процесса бурения, путем модернизации привода буровой лебедки. Внедрение предлагаемой модели гидродвигателя в процесс бурения принесет 164,15 тыс. руб. чистой прибыли.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ан И-Кан, Беляев А.Е. Планетарные передачи с приближенным зацеплением // Теория и практика зубчатых передач. Труды Международной конференции. Ижевск: ИжГТУ, 1996. С. 393–397.

2. Беляев А.Е., Ан И-Кан, Рисман В.И. Расчет наладок зуборезных станков типа 5П23А, 525 и др. для нарезания по методу обкатки колес с промежуточными телами // Технология машиностроения и вопросы прочности. Томск: ТГУ, 1977. С.82-86.

3. А.с. № 631275 ( СССР ), В29 F9/10. Способ обработки изделий с циклоидальным профилем в торцевом сечении / Беляев А.Е., Ан И-Кан, Рисман В.И. Морозов А.Н.// БИ. 1987. № 41.

4. Ан И-Кан, Беляев А.Е. Корректирование планетарных передач с некруглыми колесами // Теория реальных передач зацеплением. Труды VI Международного симпозиума. Курган: КГУ, 1997. Ч.1. С.77–79.

5. Ан И-Кан. Роторная гидромашина с промежуточными телами // Изобретатели–машиностроению. 2000. № 3. С.25-26. 15. Ан И-Кан. Геометрический расчет роторной гидромашин с некруглыми солнечными колесами и плавающими сателлитами // Вестник машиностроения. 2000. № 9. С.22-24. 6. Ан И-Кан, Беляев А.Е. Синтез планетарных передач применительно к роторным гидромашинам. Новоуральск: НПИ, 2001. 91с.

7. Ан И-Кан. Гидромашин на основе некруглых колес и вопросы изготовления передач // Современные технологии при создании продукции военного и гражданского назначения. Труды Международного технологического конгресса. Омск: ОмГТУ, 2001. Ч.1. С. 338-340.

8. Ан И-Кан. Роторная гидромашина с некруглыми зубчатыми колесами. Силы в зацеплениях и вращающий момент // Справочник. Инженерный журнал. 2001. № 9. С.19-21.

9. Ан И-Кан. Центроиды некруглых колес планетарных механизмов роторных гидромашин // Вестник машиностроения. 2001. № 5. С. 3-6. 20. Ан И-Кан. Способы размещения каналов для рабочей жидкости в роторных

гидромашинах с некруглыми зубчатыми колесами. // Справочник. Инженерный журнал. 2002. № 3 (в печати).

10. О гидравлической эффективности магистральных газопроводов большого диаметра / С.Ю. Сальников, В.А. Щуровский, В.М. Простокишин / Научно технический сборник «ВЕСТИ ГАЗОВОЙ НАУКИ», 2018. – стр. 28-35.

11. Трудовой кодекс Российской Федерации от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 25.02.2022);

12. ПРИКАЗ от 15 декабря 2020 года N 528 Об утверждении федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Правила безопасного ведения газоопасных, огневых и ремонтных работ»;

13. ГОСТ 12.2.003-91 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности;

14. ГОСТ 12.2.061-81 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности к рабочим местам;

15. ГОСТ 12.3.003-86 Работы электросварочные; 26. ГОСТ 12.1.010-76 ССБТ. Взрывобезопасность. Общие требования;

16. Федеральный закон от 22.07.2013 г. №123 – ФЗ, Технический регламент о требованиях пожарной безопасности;

17. ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление, зануление;

18. ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов;

19. ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Классификация;

20. ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности;

21. СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003;

22. ГОСТ 12.1.007-76 ССБТ Вредные вещества. Классификация и общие требования;

23. ГОСТ ИЕС 60079-29-2-2013 Взрывоопасные среды;

24. ГОСТ 12.0.003-2015 ССБТ Опасные и вредные производственные факторы;
25. СТО Газпром 2-3.5-454-2010 Правила эксплуатации магистральных газопроводов;
26. СТО Газпром 2-3.5-043-2005. Защита от шума технологического оборудования ОАО «Газпром»;

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### Geometric calculation of planetary rotor hydraulic machines

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ16	Рогачев Максим Павлович		

Руководитель ВКР:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Зиякаев Григорий Ракитович	к.т.н		

Консультант – лингвист отделения (НОЦ) школы: ШБИП, ОИЯ

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Швагрукова Екатерина Васильевна	к.ф.н.		

## **Introduction**

In various technical systems, volume hydraulic machines such as pumps and motors are widely used. This equipment includes planetary rotary hydraulic machines (PRHM). The principal advantages of the PRHM are the great payload volume of working spaces, the absence of loaded sliding pairs, and the insensitivity to gear. In the mode of hydraulic motor, they exceed all currently produced hydraulic machines by their mass power indicators. In pump they are characterized by record capacity at medium pressure up to 20 MPa. For a number of reasons, PRHM remain poorly understood, especially, from the point of the geometric calculation of gear elements.

## 1. Structure of planetary rotor hydraulic machines

A typical PRHM (figure 1) comprises a non-circular central gearwheel 1 with external teeth (solar) and a non-circular central gearwheel 2 with internal teeth (epicyclic), as well as floating satellites 3. The number of «waves» of the center gearwheel with internal teeth  $N$  and external teeth  $M$  may be different or the same. For the scheme shown in figure 1,  $M = 2$ ,  $N = 4$  (or  $2 \times 4$ ). In another PRHM (figure 2), known from the patent [4], both central gearwheels are circular. It means that they have a «wave» number  $M = 1$ ,  $N = 1$  (or  $1 \times 1$ ). Figure 3 shows the diagram of the PRHM [5] characterized by two non-circular central gearwheels. With this, the number of «waves»  $M$  and  $N$  is two. Both central gearwheels 1 and 2 have the same number of teeth. Positioning of satellites between central gearwheels, having the same number of «waves» ( $M = N$ ) and, accordingly, the same number of teeth ( $Z_1 = Z_2$ ), becomes possible at extreme geometric parameters of gearing. Since the numbers of the teeth of  $Z_1$  and  $Z_2$  center gearwheels are the same, the angular velocity of the center gearwheel 1 is twice the portable angular velocity of the satellite system. At moving of the central gearwheel 1 corresponds to one cycle of configuration change of the satellite pinion system 3.

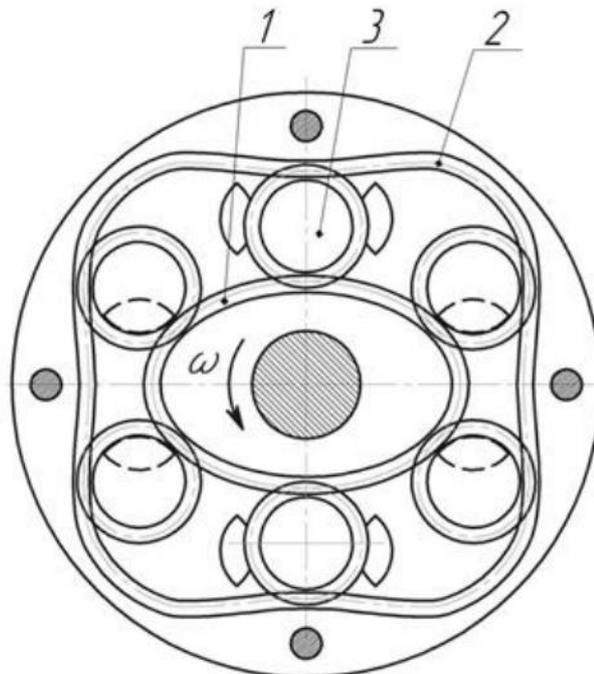


Figure 1. Planetary Rotor Hydraulic Machines (PRHM): 1 – a solar gearwheel; 2 – an epicyclic gearwheel; 3 – satellites.

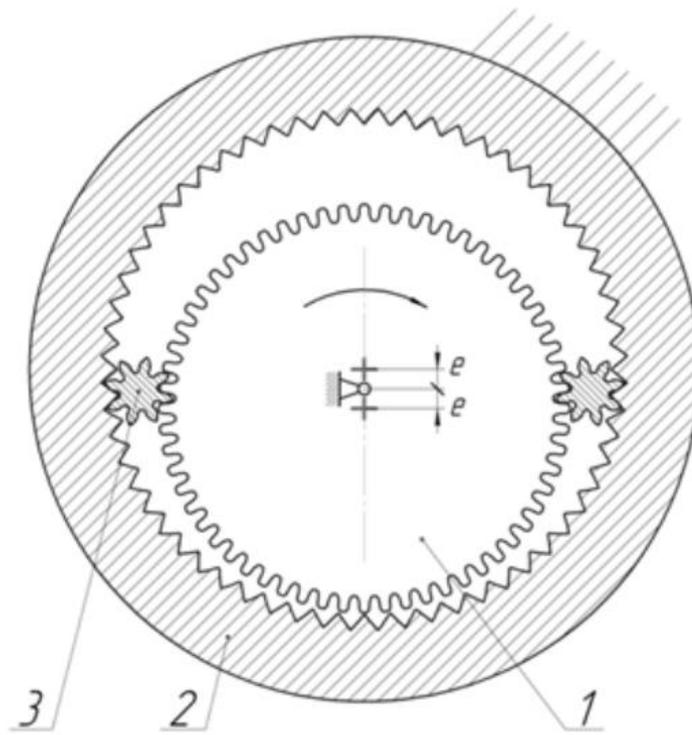


Figure 2. Planetary Rotor Hydraulic Machines (PRHM) with round central gearwheels.

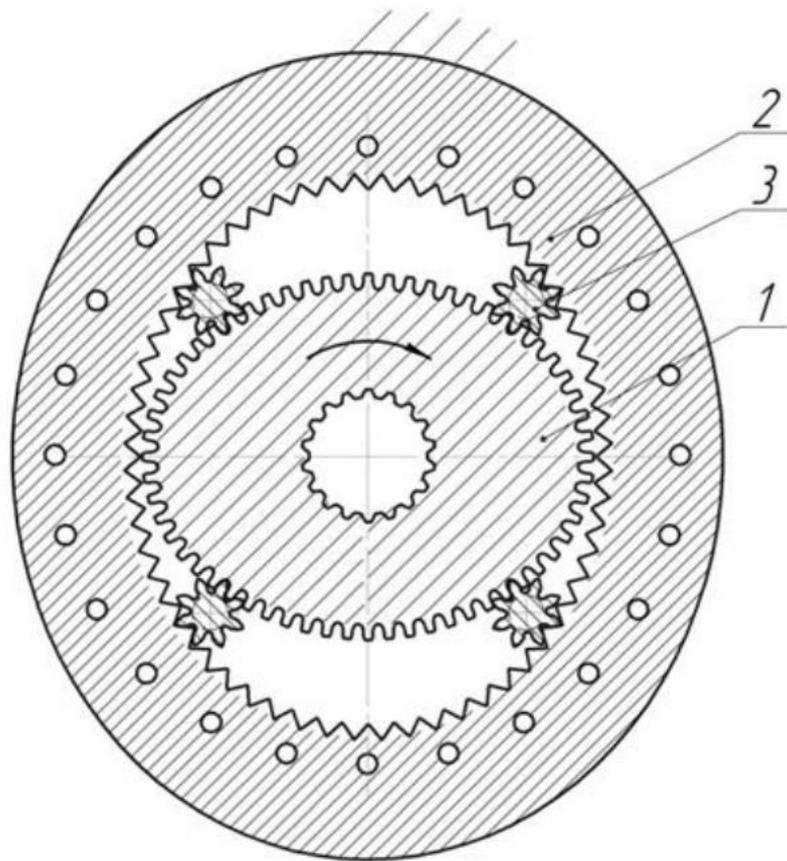


Figure 3. Planetary Rotor Hydraulic Machines (PRHM) with non-circular central gearwheels ( $2 \times 2$ ).

The maximum advantages of this scheme are performed by using several sections installed in series. They are also known as PRHM, where one of the gearwheels is circular (has a «wave» number equal to 1), and another has a non-circular (has a «wave» number greater than 1). Diagrams of such PRHM are shown in figure 4. From a technological point of view, such schemes can be constructed using 2-D technologies (electroerosion machining, laser and waterjet cutting) and 3-D (3D printers). Such technologies allow effective surface processing of any complexity. Existing and proposed schemes of planetary rotary hydraulic machines can be used in pumps for oil and fuel oil pumping, in pumps for water (drilling and fire), in pumps-dispensers for various liquids, in pumps and engines of hydraulic drives, in pneumatic motors, and in vacuum pumps of low vacuum.

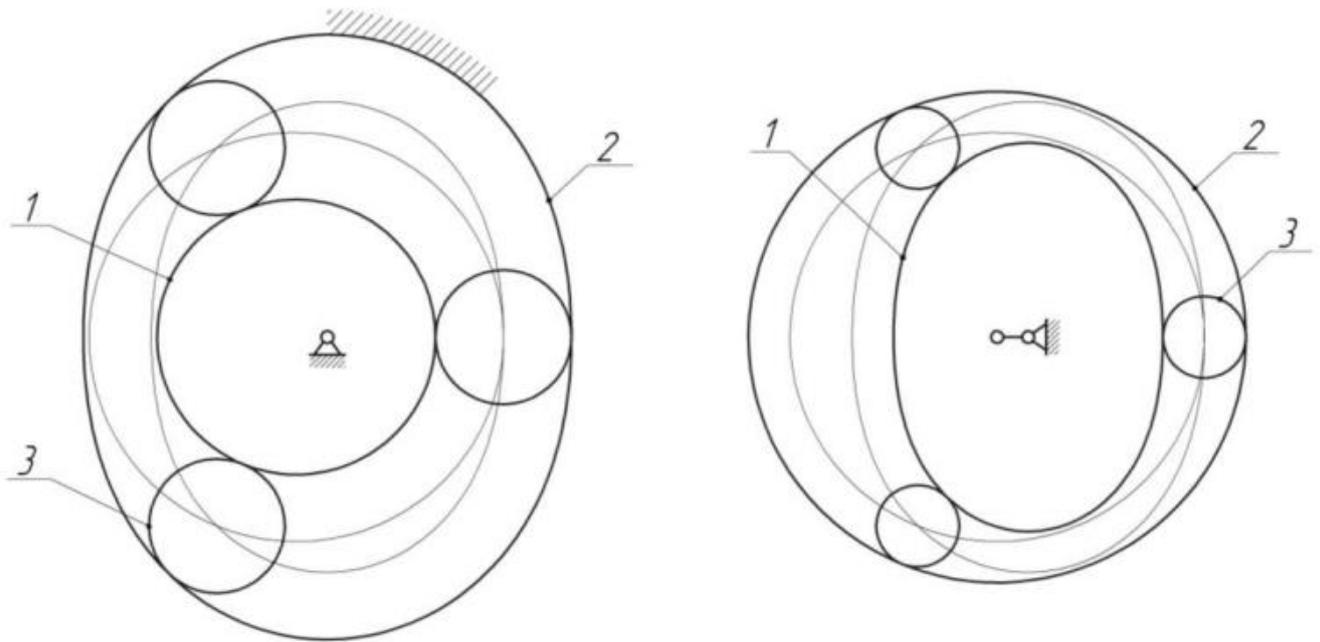


Figure 4. Planetary Rotor Hydraulic Machines (PRHM) diagrams with round and nonround central gearwheels  $2 \times 4$ .

## 2. Theoretical basis of PRHM geometric calculation

It should be noted that the properties and structural features of PRHM have been little studied. In design and production of PRHM the main stage is geometric calculation of their gear elements. There are no engineering techniques for geometric calculation of PRHM still. Existing calculation methods have complex mathematical apparatus for practical application.

The geometric calculation of PRHM is reduced to three cases:

1. Both central gearwheels are non-circular ( $N > 1, M > 1$ ).
2. Both center gearwheels are round ( $N = M = 1$ ).
3. Circular and noncircular central gearwheels are as follows:  $M = 1, N > 1$  or  $N = 1, M > 1$ .

For the first case, [11, 12] the method of geometric synthesis of PRHM is developed using software complexes Kompas and Mathcad. It includes: selecting a pair of satellite center paths in coordinate systems associated with each of the center gearwheels; obtaining the centroid of the solar and epicyclic gearwheels as an equidistant to center paths; corresponding centroids, that is, obtaining gear profiles based on these centroids. In proceeding, the center paths of the satellite are changed by the simplest «cosine» law:

$$r_1 = r_0 \cdot (1 + k \cdot \cos(M \cdot \varphi_1));$$

$$r_2 = r_0 \cdot (1 + k \cdot \cos(M \cdot \varphi_1));$$

where  $r_1$  and  $r_2$  is the radius-vectors of paths;  $\varphi_1$  and  $\varphi_2$  is the current angles in the polar coordinates connected to the respective elements;  $k$  is the coefficient of «non-roundness» of paths;  $r_0$  is the radius of the calculated circle (in which both paths degenerate at  $k = 0$ ). In the second case ( $N = M = 1$  (figure 2)), when the centroids of the central gearwheels of PRHM are circles, the trajectory of the central point of the satellite is also a circle. The geometric synthesis method is the same as for conventional planetary gears. For the third case ( $M = 1, N > 1$  or  $N = 1, M > 1$ ) the geometric synthesis method is given in [13], the center paths of the satellite in polar coordinates connected to the fixed non-circular wheel 2, in contrast to the case of two non-circular central gearwheels change according to the law:

$$r_2 = r_0 \cdot (1 + k \cdot \cos(M \cdot \varphi_1)) + (1 - k^2 \cdot \sin^2(N \cdot \varphi_2))^{1/2}$$

### 3. Obtaining profiles of central gearwheel rings by envelope teeth of satellite moving along trajectory

For all PRHM diagrams, the geometric synthesis of central gearwheels performed in two ways [11, 12] is approximate and theoretically accurate. It consists of finding tooth profiles. In the case of the approximate method, the profiles of the ring gears are obtained by «involving» the corresponding equidistants of the non-circular gearwheels. The teeth are transferred to non-circular equidistants of the synthesized gearwheel from the calculated round-link mechanism. In order to obtain tooth profiles, it is theoretically necessary to have an analytical or graphical description of the desired profiles. These profiles are typically envelopes to the corresponding set of curves. The problem of obtaining a set of curves is the characteristic of geometric synthesis of elements of higher pairs. Traditionally, this problem can be solved analytically using gearing theory. The system of equations obtained using the matrix method of coordinate transformation, where the so-called gearing equation is added, is compiled. The system is solved by numerical methods. The result is an array of profile point coordinates. However, this approach requires a high qualification of the calculator, accompanied by a high labour intensity of the calculation process and the need to analytically set all sections of the profile enveloped by the object. Theoretically, precisely the profiles of the central gearwheel teeth are obtained as envelopes to the satellite in its motion relative to the corresponding central gearwheel (figure 5). The satellite rotation angle  $\varphi$  relative to the stationary coordinate systems associated with the solar and epicyclic gearwheels is calculated analytically:

$$\varphi_c = \left(1 - \frac{Z_1}{Z_c}\right) \cdot \int_0^\varphi ((1 + k \cdot \cos(M \cdot \varphi))^2 + (M \cdot k \cdot \sin(M \cdot \varphi))^2)^{1/2};$$

$$\varphi_c = \left(1 - \frac{Z_2}{Z_c}\right) \cdot \int_0^\varphi ((1 + k \cdot \cos(M \cdot \varphi))^2 + (M \cdot k \cdot \sin(M \cdot \varphi))^2)^{1/2},$$

where  $\varphi_c$  is the rotation angle of the satellite relative to the given non-circular central gearwheel.

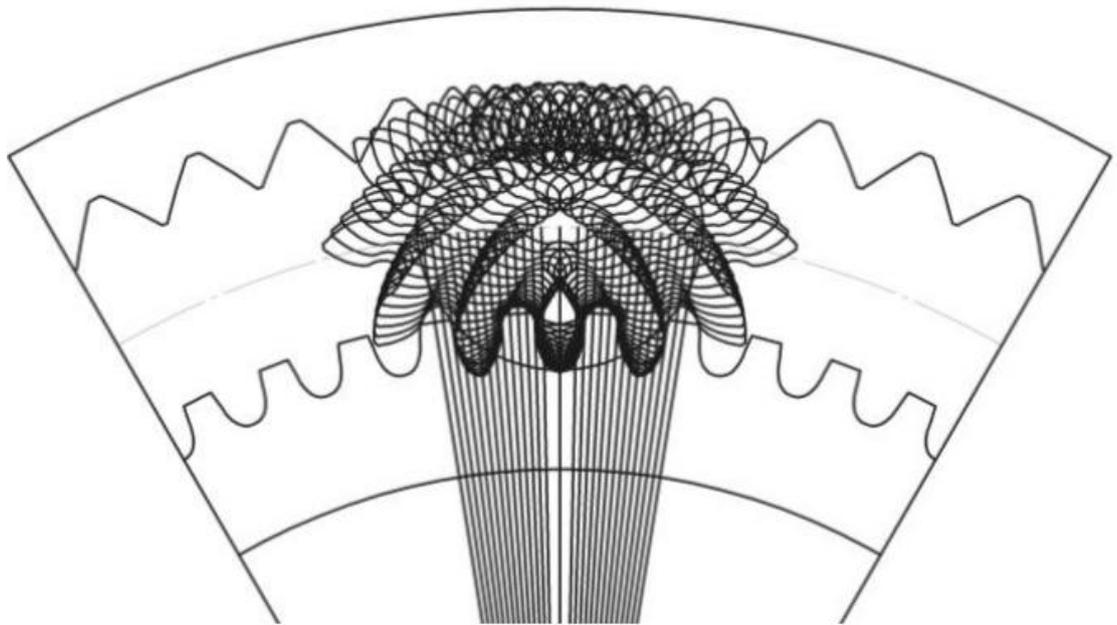


Figure 5. Obtaining of PRHM tooth profile by envelope

In the case of round and non-round center gearwheels, the equation derived from equation (3) by angle  $\varphi_2$  is required to calculate the coordinates of the elements. This equation will be:

$$dr/d\varphi_2 = -N \cdot k \cdot r_0 \cdot \sin(N \cdot \varphi_2) \cdot (1 + k \cdot \cos(N \cdot \varphi_2)) / (1 - k^2 \cdot \sin^2(N \cdot \varphi_2))^{1/2}$$

The geometric synthesis of curved element profiles has been developed, based on the use of the KOMPAS-3D graphic package and Mathcad engineering mathematical software. The choice of these programs is due to the fact that graphical other programs of the design systems (for example, in SolidWorks (Solidworks) and T-FLEX) have relatively little distribution in the design environment. Some initial profile of the "tool" is selected (for example, the satellite profile of the planetary rotor hydraulic machine) and set graphically. Based on the data array obtained in Mathcad in the software package KOMPAS-3D a population of PRG tooth profile curves is built (figure 6 and figure 7).

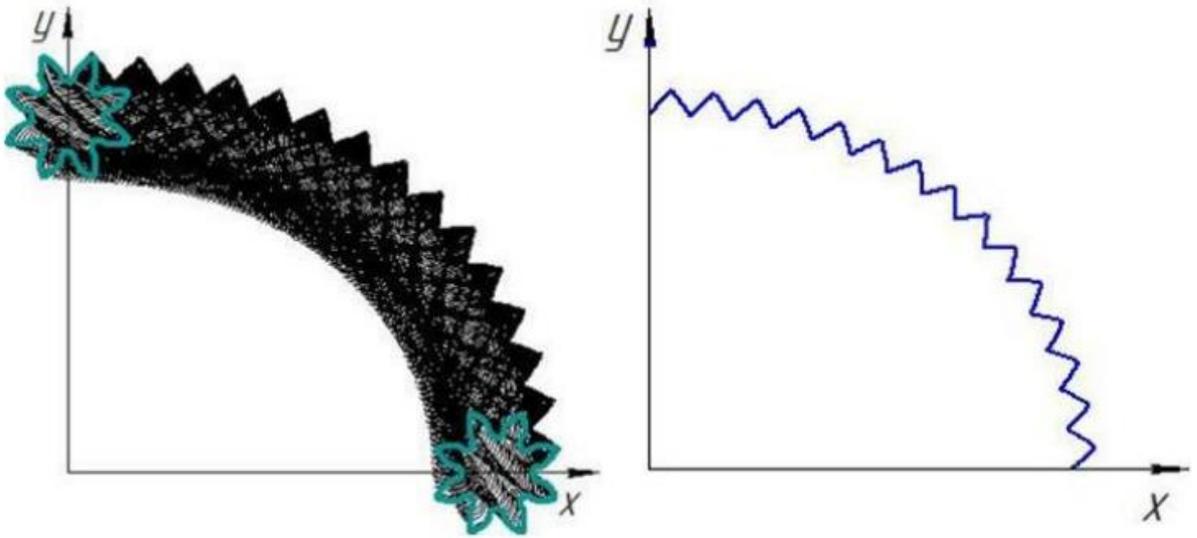


Figure 6. Geometric synthesis of PRHM solar gearwheel.

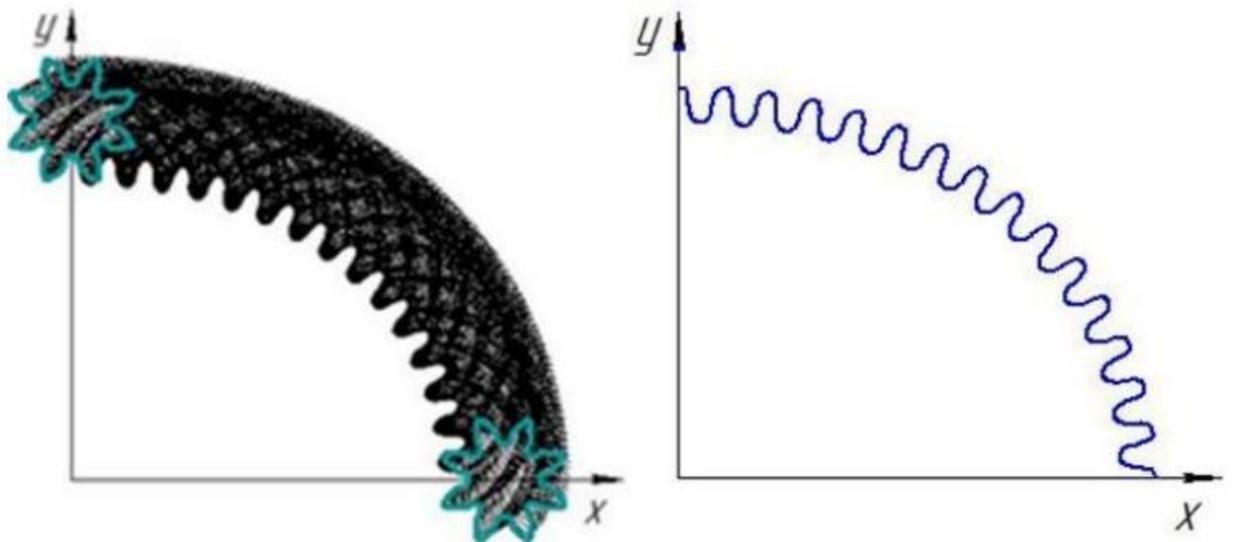


Figure 7. Geometric synthesis of PRHM epicyclic gearwheel.

#### 4. Options for choosing a centroid of non-circular PRGM

Option 1. The centroids of both non-circular gearwheels are the equidistant of the corresponding center paths of the satellite. In this case, the satellite coordinate arrays  $(\varphi_1, r_1, \varphi_{c1})$  and  $(\varphi_2, r_2, \varphi_{c2})$  for finding the contours of gearwheels 1 and 2 are calculated independently of each other. The angle  $\varphi_{ci}$  of rotation of the satellites relative to the corresponding gearwheel (1 or 2) is determined by the following equation:

$$\varphi_{ci} = \left(1 \pm \frac{Z_{1(2)}}{Z_3}\right) \cdot \varepsilon_i \cdot \int_0^{\varphi_i} \sqrt{(r_1(\varphi_i))^2 + (r'(\varphi_i))^2} d\varphi_i$$

where  $r'_i(\varphi_i)$  – the derivative of the corresponding function  $r_1(\varphi_1)$  or  $r_2(\varphi_2)$ ,  $\varepsilon_i$  – the coefficient taking into account the change in the length of the corresponding center path of the satellite in comparison to the length of the center circle of the original round-link mechanism.

$$\varepsilon_i = \frac{2\pi}{\int_0^{2\pi} \sqrt{(r_1(\varphi_i))^2 + (r'(\varphi_i))^2} d\varphi_i}$$

In the particular case, where the cyclic function  $F(\varphi) = \cos(\varphi)$ , the equations take the following form:

$$\varphi_{c1} = \left(1 + \frac{Z_1}{Z_3}\right) \cdot \varepsilon_1 \cdot \int_0^{\varphi_1} \sqrt{(1 + k_h \cdot \cos(M \cdot \varphi_1))^2 + (M \cdot k_h \cdot \sin(M \cdot \varphi_1))^2} d\varphi_1$$

$$\varphi_{c2} = \left(1 + \frac{Z_2}{Z_3}\right) \cdot \varepsilon_2 \cdot \int_0^{\varphi_2} \sqrt{(1 + k_h \cdot \cos(N \cdot \varphi_2))^2 + (N \cdot k_h \cdot \sin(N \cdot \varphi_2))^2} d\varphi_2$$

$$\varepsilon_1 = \frac{2\pi}{\int_0^{2\pi} \sqrt{(1 + k_h \cdot \cos(M \cdot \varphi_1))^2 + (M \cdot k_h \cdot \sin(M \cdot \varphi_1))^2} d\varphi_1}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{2\pi}{\int_0^{2\pi} \sqrt{(1 + k_h \cdot \cos(N \cdot \varphi_2))^2 + (N \cdot k_h \cdot \sin(N \cdot \varphi_2))^2} d\varphi_2}$$

In this example, the coefficients are  $\xi_1=0.97681$ ,  $\xi_2=0.95028$ . The results using equations (11) and (12) are shown in Table 1.

Table 1. Parameters characterizing the law of motion of the satellite relative to the central gearwheels (Option 1).

Sun gearwheel			Epicycle		
$r_1$	$\varphi_1$	$\varphi_{c1}$	$r_2$	$\varphi_2$	$\varphi_{c2}$
29.20764	0°	0°	29.20764	0°	0°
29.2074250	0.3°	1.6923144°	29.20715644	0.3°	-1.6463577°
29.2067803	0.6°	3.3846173°	29.20570589	0.6°	-3.2927267°
29.2057058	0.9°	5.0768972°	29.20328870	0.9°	-4.9391183°
...	...	...	...	...	...
29.20764	360°	1800°	29.20764	360°	-1800°

The profiles of the gear rims of segments 1 and 2 are envelopes to the families of satellite profiles shown in Fig. 8.

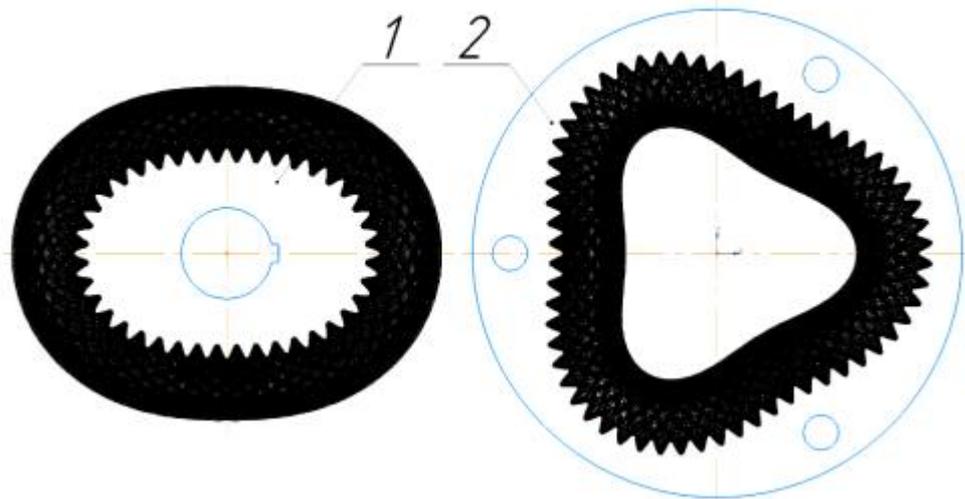


Figure 8. Families of satellite profiles. Where: 1 – a sun gearwheel, 2 – an epicycle wheel.

After having assembled the mechanism from the resulting gearwheels 1 and 2, (Fig. 4) we can see that in the positions corresponding to the inclined sections of the non-circular gearwheels rims, the satellite does not fit between them. For PRHM with small numbers of waves, including  $N-M = 3-2$  and a high value of the coefficient  $k_n$ , this effect can cause "wedging" of the mechanism.

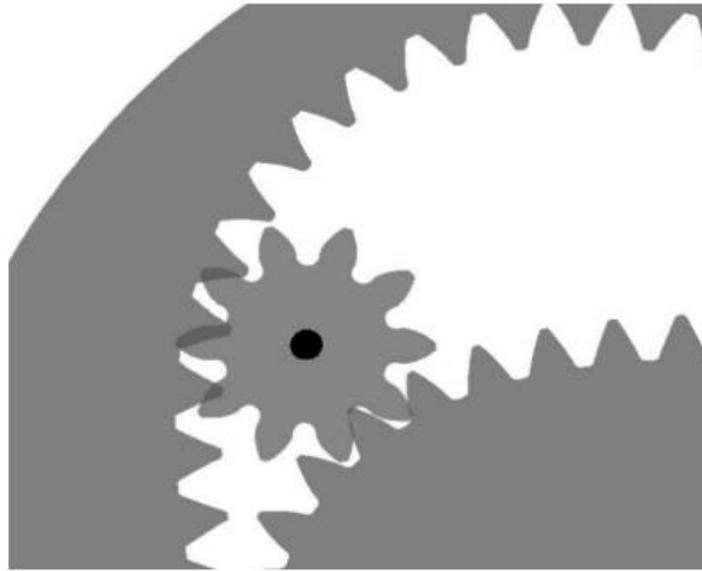


Figure 9. Satellite position error in PRHM 3-2 scheme constructed based on Option 1.

The problem of "wedging" is solved fundamentally, correctly and radically if the equidistant of the center path of the satellite is the centroid of only one non-circular gearwheel, for example, the sun gearwheel. In this case, the profile of the epicycle rim will be an envelope to the family of profiles of the satellite running around the sun gearwheel. Then, the left part of Table 1 (relating to the sun gearwheel) moves to the new table (Table 2) without any changes. In the right part of Table 2 (relating to the epicycle), the angle  $\varphi_2$  of rotation of the imaginary carrier relative to the epicycle is expressed by the angle  $\varphi_1$  of rotation of the carrier relative to the sun gearwheel

$$\varphi_2 = \varphi_1 M/N$$

The step  $\Delta\varphi_2$  of the variation of the parameter  $\varphi_2$  in Table 2 will change in the same proportion. At the same time, for correct calculation in CAD systems, the step  $\Delta\varphi_1$  must be chosen so that the step  $\Delta\varphi_2$  is a rational number (i.e., the division  $\varphi_1 M/N$  is done without a remainder). The angle  $\varphi_{c1}$  of rotation of the satellite relative to the imaginary carrier is already given at each position of the carrier. Using the kinematic relations characterizing the planetary mechanism under consideration, we can pass to the angle  $\varphi_{c2}$  of rotation of the satellite relative to the epicycle

$$\varphi_{c2} = -(\varphi_{c1} - \varphi_1(1 + M/N))$$

In order to complete the full cycle ( $360^\circ$ ) along the angle  $\varphi_2$  of rotation of the imaginary carrier relating to the epicycle and to have the same number of rows in all columns of Table 2, we continue column  $\varphi_1$  to  $\varphi_1 = 360^\circ N/M$ .

Table 2. Parameters characterizing the law of motion of the satellite relative to the central gearwheels (Option 2).

Sun gearwheel			Epicycle		
$r_1$	$\varphi_1$	$\varphi_{c1}$	$r_2$	$\varphi_2$	$\varphi_{c2}$
29.20764	$0^\circ$	$0^\circ$	29.20764	$0^\circ$	$0^\circ$
29.2074250	$0.3^\circ$	$1.6923144^\circ$	29.20715644	$0.3^\circ$	$-1.6463577^\circ$
29.2067803	$0.6^\circ$	$3.3846173^\circ$	29.20570589	$0.6^\circ$	$-3.2927267^\circ$
29.2057058	$0.9^\circ$	$5.0768972^\circ$	29.20328870	$0.9^\circ$	$-4.9391183^\circ$
...	...	...	...	...	...
29.20764	$540^\circ$	$2700^\circ$	29.20764	$360^\circ$	$-1800^\circ$

The profile of non-circular gear rims constructed based on Option 2 (fig. 5) completely eliminates the "wedging" of the satellites.

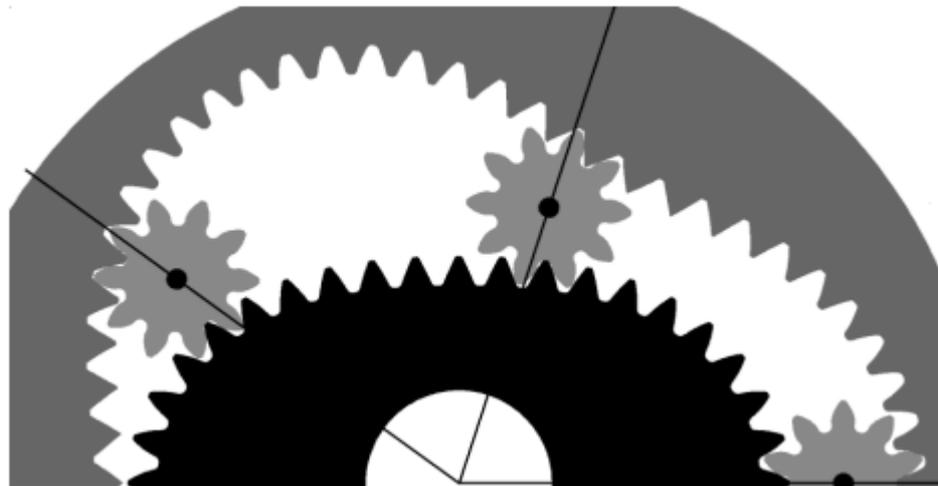


Figure 10. Profiles of PRHM 3-2 segments constructed based on Option 2.

## **5. Conclusions**

The method of PRHM geometric synthesis allows obtaining profiles of PRHM gear rings in different structural schemes in the form necessary for their manufacturing using 2-D technologies and standard computer program packages. In practice, the method can be used in designing planetary rotary hydraulic machines (pumps and hydraulic and pneumatic motors) by the engineers at machine-building industry enterprises.

## References

1. An I-Kan. Centroids of non-circular gearwheels of planetary gears of rotary hydraulic machines// Journal of Mechanical Engineering, 2001. № 5. P. 3-5.
2. Finkelstein Z.L, Palyuch A.P. High-speed planetary hydromotors with floating satellites - a way of creating small-sized mining equipment// Collection of scientific works of the Donbas State Technical University 2013. № 39. P. 24-30.
3. HYDROMECH/ [www.hydromech-pac.pl](http://www.hydromech-pac.pl)
4. Kostikov N. I., Nazarov I.I., Mospan B. F. USSR Inventor's Certificate № 699229. Gear hydraulic machines, 1979, № 43.
5. Volkov G. Yu. RF Patent 2513057 Rotary hydraulic machine, 2014, № 11.
6. Volkov G.Yu., Kurasov D.A. RF Patent 144306 Rotary hydraulic machine, 2014, № 23.