

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт природных ресурсов
Направление подготовки: 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
Профиль: «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»
Кафедра теоретической и прикладной механики

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Применение передач с промежуточными телами в приводе задвижки

УДК 621.646.5 – 83 – 047.74

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4Е21	Лаврентьев Константин Сергеевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель кафедры ТПМ	Беляев Дмитрий Владимирович			

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель кафедры менеджмента	Гаврикова Надежда Александровна			

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент кафедры ЭБЖ	Невский Егор Сергеевич			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры ТПМ	Пашков Евгений Николаевич	к.т.н.		

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт природных ресурсов
Направление подготовки: 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
Профиль: «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»
Кафедра теоретической и прикладной механики

УТВЕРЖДАЮ:
Зав. кафедрой

(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

бакалаврской работы

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

Студенту:

Группа	ФИО
4E21	Лаврентьеву Константину Сергеевичу

Тема работы:

Применение передач с промежуточными телами в приводе задвижки

Утверждена приказом директора (дата, номер)

12.05.2016 / №3462/с

Срок сдачи студентом выполненной работы:

9.06.2016

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	Проектирование редуктора для задвижки с применением передач с промежуточными телами.
Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	<ol style="list-style-type: none">1. Аналитический обзор литературных источников с целью выявления современных методов решения поставленной задачи2. Общие сведения о задвижках и применяемых к ним приводах.3. Расчет и конструирование электропривода для

	<p>задвижки.</p> <p>4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.</p> <p>5. Социальная ответственность.</p> <p>6. Заключение по работе.</p>
Перечень графического материала	Сборочные чертежи электропривода и задвижки, презентация, 3D-модель.
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Гаврикова Н.А.
Социальная ответственность	Невский Е.С.
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	
-	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	01.02.2016
-------------------------------------------------------------------------------------------------	------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель каф. ТПМ	Беяев Д.М.			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4Е21	Лаврентьев Константин Сергеевич		

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт природных ресурсов
Направление подготовки: 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
Профиль: «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»
Кафедра теоретической и прикладной механики

Форма представления работы:

бакалаврская работа

(бакалаврская работа, дипломный проект/работа, магистерская диссертация)

КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН
выполнения выпускной квалификационной работы

Срок сдачи студентом выполненной работы:

9.06.2016

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
28.03.16	<i>Теоретическая часть работы</i>	...
03.04.16	<i>Выполнение расчетной части работы</i>	...
29.04.16	<i>Выполнение графической части работы</i>	
14.05.16	<i>Устранение недочетов, оформление работы</i>	

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель каф. ТПМ	Беляев Д.М.			

СОГЛАСОВАНО:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ТПМ	Пашков Е.Н.	к.т.н.		

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

Студенту:

Группа	ФИО
4Е21	Лаврентьев Константин Сергеевич

Институт	ИПР	Кафедра	ТПМ
Уровень образования	бакалавр	Направление/специальность	21.03.01 «Нефтегазовое дело» «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

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

<p>1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i></p>	<p><i>Работа с информацией, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах, статистических бюллетенях и изданиях, нормативно-правовых документах</i></p>
<p>2. <i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i></p>	
<p>3. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i></p>	

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<p>1. <i>Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения</i></p>	<p><i>SWOT-анализ проекта</i></p>
<p>2. <i>Планирование и формирование бюджета научно-исследовательских работ</i></p>	<p><i>Бюджет научно – технического исследования (НТИ)</i></p> <ol style="list-style-type: none"> 1. <i>Основная заработная плата исполнителей темы</i> 2. <i>Отчисления на социальные нужды</i> 3. <i>Накладные расходы</i> 4. <i>Формирование бюджета затрат научно – исследовательского проекта</i>

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

<ol style="list-style-type: none"> 1. <i>Матрица SWOT</i> 2. <i>Календарный график проведения НИ</i> 3. <i>Бюджет проекта</i>

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Н.А.Гаврикова			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4Е21	Лаврентьев Константин Сергеевич		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4E21	Лаврентьев Константин Сергеевич

Институт	ИПР	Кафедра	ТПМ
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	21.03.01 «Нефтегазовое дело» «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

<p>1. Описание рабочего места (рабочей зоны, технологического процесса, механического оборудования) на предмет возникновения:</p> <ul style="list-style-type: none"> – вредных проявлений факторов производственной среды (метеоусловия, вредные вещества, освещение, шумы, вибрации, электромагнитные поля, ионизирующие излучения) – опасных проявлений факторов производственной среды (механической природы, термического характера, электрической, пожарной и взрывной природы) – негативного воздействия на окружающую природную среду (атмосферу, гидросферу, литосферу) – чрезвычайных ситуаций (техногенного, стихийного, экологического и социального характера) 	<p>Настоящая дипломная работа посвящена модернизации приводов запорной арматуры, в частности модернизация привода задвижки. Запорная арматура находит обширное применение в нефтегазовой отрасли. В связи с этим данный раздел ВКР посвящен анализу возможных опасных и вредных факторов при работе с запорной арматурой на газокompрессорной станции (ГКС).</p> <p>В качестве персонала рассматривается машинист ГКС. Рабочим местом машиниста является машинный зал. Работа выполняется в основном стоя. Следит за показаниями приборов на пульте управления, осуществляет контроль за технологическим процессом, поддерживает в рабочем состоянии компрессорную установку.</p>
<p>2. Знакомство и отбор законодательных и нормативных документов по теме</p>	<p>ГОСТ 12.0.004-90, ГОСТ 12.1.018-93, ГОСТ 12.1.005.</p>

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<p>1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности:</p> <ul style="list-style-type: none"> – физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой; – действие фактора на организм человека; – приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ); – предлагаемые средства защиты (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства) 	<p>Выявление вредных факторов согласно нормативно-правовой документации. Физико-химическая природа вредных факторов, их воздействие на человека. Средства коллективной и индивидуальной защиты.</p>
<p>2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой произведённой среды в следующей последовательности</p> <ul style="list-style-type: none"> – механические опасности (источники, средства защиты); 	<p>Выявление вредных факторов согласно нормативно-правовой документации. Физико-химическая природа опасных факторов, их воздействие на человека.</p>

<ul style="list-style-type: none"> – термические опасности (источники, средства защиты); – электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита – источники, средства защиты); – пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения) 	Средства коллективной и индивидуальной защиты.
<p>3. Охрана окружающей среды:</p> <ul style="list-style-type: none"> – защита селитебной зоны – анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); – анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); – анализ воздействия объекта на литосферу (отходы); – разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды. 	Определение селитебной зоны, производственной зоны, принципы ее проектирования относительно селитебной. Протяженность производственной зоны. Изучение расположения объектов в зависимости от господствующего направления ветра.
<p>4. Защита в чрезвычайных ситуациях:</p> <ul style="list-style-type: none"> – перечень возможных ЧС на объекте; – выбор наиболее типичной ЧС; – разработка превентивных мер по предупреждению ЧС; – разработка мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС; – разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий 	Принципы применения и расстановки запорных и предохранительных устройств на трубопроводах ГКС для предотвращения наиболее типичных чрезвычайных ситуаций.
<p>5. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> – специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны 	Основные методы и правила безопасного ведения работ в соответствии с нормативно-технической документацией. Принципы трудового законодательства и иных нормативно-правовых актов.
Перечень графического материала:	
При необходимости представить эскизные графические материалы к расчётному заданию (обязательно для специалистов и магистров)	

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент кафедры	Невский Е.С.			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4E21	Лаврентьев Константин Сергеевич		

Реферат

Выпускная квалификационная работа 73 с., 21 рисунок, 4 таблицы, 15 источников, 5 л. графических материалов.

Ключевые слова: задвижка, привод запорной арматуры, передача с промежуточными телами качения.

Объект исследования: Электропривод.

Результаты исследования: Был получен привод главными достоинствами которого является компактность, высокая нагрузочная и перегрузочная способность что необходимо при заедании затвора из-за коррозии, износа или под действием температур. Так же меньшие габариты при одинаковых мощностях.

Оглавление	
Введение.....	11
1. Обзор литературы.....	12
2. Объект и границы исследования	14
2.1. Классификация задвижек.....	15
2.1.1. По типу формообразования корпуса:.....	15
2.1.2. По типу затвора:	15
2.2. Приводы запорной трубопроводной арматуры	27
2.2.1. Электроприводы.....	28
2.2.2. Пневмоприводы.....	33
2.2.3. Пневмогидроприводы	36
2.3. Волновые передачи с промежуточными телами качения	37
3. Расчетно-конструкторская часть	42
4. Экономическая часть проекта.....	49
5. Социальная ответственность	65
Заключение	77
Список используемых источников.....	78
Приложение 1	79
Приложение 2	81
Приложение 3	82

Введение

Неотъемлемой частью современных машин и механизмов являются различные механические передачи, ведущее место среди которых занимают зубчатые передачи, как обеспечивающие наибольшую нагрузочную способность, простоту изготовления и надежность, габариты которых невелики. Все же, если учесть непрерывное расширение областей использования, условий эксплуатации, рост единичных мощностей установок, удорожание простоя машин, высокий уровень эксплуатационных затрат и т.п., существующие в настоящее время виды зубчатых передач не всегда в полной мере отвечают предъявляемым к ним требованиям. Так, например, помимо традиционных требований, к узлу привода конструкций для точного позиционирования (или близких к нему по функциональному назначению) предъявляется ряд специфических требований:

1. Малая инерционность кинематической цепи.
2. Минимальный момент трогания.
3. Наименьшее возможное значение при мертвом ходе, которое оставалось бы стабильным при эксплуатации.

Перспективным направлением в области синтеза передач зацеплением, является разработка передач с промежуточными телами.

Особый интерес представляют механизмы, состоящие из сложных передач с шариковыми промежуточными телами волнового или планетарного исполнения, поскольку во многих механизмах, требуются приводы с достаточно высокой несущей способностью, КПД, надежностью и точным воспроизведением передаточной функции.

Целью данной работы будет конструирование принципиально нового электропривода задвижки с двухступенчатым редуктором, в качестве второй ступени будет применена планетарная передача с промежуточными телами качения.

1. Обзор литературы

Электроприводы общего назначения применяются для управления запорной трубопроводной арматурой на производстве. Устанавливаются в помещениях, на открытом воздухе и под навесом. Для местного и дистанционного управления запорной арматурой предназначены электроприводы. Электроприводы так же могут работать в системах автоматического управления. Электропривод может устанавливаться в любом положении. Электроприводы предназначены для эксплуатации в повторно-кратковременном режиме. Продолжительность включения электроприводов 15 мин. Частота включений - до 60 раз в час. Электродвигатель питается от трехфазной сети переменного тока, напряжением 380В и частотой 50Гц. Электроприводы относятся к классу ремонтируемых изделий.

Работа электропривода:

- с помощью пульта управления на диспетчерской позволяют управлять затвором задвижки, так же при помощи местного управления;
- При отсутствии электропитания всегда можно прибегнуть к ручному управлению затвором арматуры при помощи ручного дублера;
- При нажатии кнопки «стоп» можно остановить затвор арматуры в любом рабочем положении;
- в процессе работы задвижки при аварийном торможении движущихся частей арматуры или при достижении заданного крутящего момента на выходном валу происходит автоматическое отключение с помощью двухсторонней муфты ограничения крутящего момента;
- любые неисправности запорной арматуры и показание крайних положений выводятся на диспетчерском пульте;
- Электродвигатель отключается автоматически, когда затвор арматуры находится в крайних положениях;
- местный индикатор нахождения затвора задвижки показывает крайние и промежуточные положения затвора задвижки;

- из ручного управления на дистанционное электропривод переключается автоматически;
- выставяемый крутящий момент можно регулировать в пределах от 10 до 100% максимального момента;
- простую настройку, ограничивающую ход выходного вала электропривода;
- защита электродвигателя от перегрева во время перегрузок ($t_{\text{крит.}} - 120^{\circ}\text{C}$).

2. Объект и границы исследования

Задвижка – это разновидность трубопроводной арматуры, у которой запирающий или регулирующий элемент перемещается перпендикулярно оси потока рабочей среды возвратно-поступательно или возвратно-поворотом.

Основная функция задвижки – это перекрытие потока рабочей среды с определенной степенью герметичности в затворе. В некоторых технологических системах допустимо применение задвижек в качестве запорно-регулирующей арматуры (при кратковременно частично открытом затворе), когда возможно дискретное регулирование движение потока в рабочей полости задвижки.

Задвижки обширно применяются для перекрытия потоков жидких или газообразных сред, движущихся в трубопроводе с условными диаметрами проходов рабочей среды от 50 до 2000 мм, рабочие давления 0.4...20 Мпа, температуры рабочих сред до 450°C.

Задвижки обладают следующими преимуществами по сравнению с другими видами запорной арматуры:

- отсутствие поворотов потока рабочей среды;
- малое гидравлическое сопротивление, когда полностью открыт проход задвижки;
- осуществляют перекрытие движения рабочей среды с высокой вязкостью;
- относительно маленькая строительная длина;
- легка в эксплуатации;
- подача рабочей среды может осуществляться в любых направлениях.

К недостаткам всех типов и конструкций задвижек можно отнести:

- перепад давления (допускаемый) в затворе задвижки невелик;
- невозможно применять для сред с кристаллизующимися включениями;

- скорость для открытия или закрытия невысокая;
- при эксплуатации появляются трудности при ремонте изношенных уплотнительных поверхностей на затворе;
- высота относительно большая; [5]

2.1. Классификация задвижек

2.1.1. По типу формообразования корпуса:

- Литые задвижки:

Основные детали такой задвижки изготавливаются методом литья. Существует много различных способов производства отливок, некоторые заводы-изготовители заказывают литье на других специализированных производствах.

- Сварные задвижки:

Данный тип задвижек изготавливается посредством сварки штампованных заготовок из листового проката (стальные).

- Кованые задвижки:

Изготавливаются путем механической обработки заготовки под задвижку – поковки. Этот способ применяется как правило для небольших диаметров трубопровода и рассчитан на большое давление.

- Штампованные:

Детали данного типа задвижек придают требуемые размеры и форму посредством пластической деформации.

- Комбинированные

(лито-сварные; ковано-сварные; ковано-литые; штампосварные). [8]

2.1.2. По типу затвора:

- с клиновым запирающим элементом;
- с параллельным запирающим элементом.

2.1.2.1. Клиновые задвижки

К клиновым относятся задвижки, у которых подвижный элемент затвор имеет форму клина.

Седла в клиновых задвижках расположены под углом относительно друг другу, а их уплотнительные поверхности параллельны уплотнительным поверхностям затвора. Могут вворачиваться в корпус задвижки или ввариваться.

Преимущества клиновых задвижек является повышенная герметичность проходного отверстия в закрытом состоянии, еще одно из преимуществ, это относительно небольшое усилие, необходимое для обеспечения уплотнения.

К недостаткам таких задвижек можно отнести невозможность перемещения затвора без направляющих, повышенный износ уплотняющего узла задвижки (уплотнительных поверхностей), для получения герметичного перекрытия прохода задвижки, уплотняющие элементы должны быть изготовлены с высокой точностью.

В зависимости от условий эксплуатации выделяют несколько конструктивных исполнений клиновых задвижек:

- с цельным клином;
- с упругим клином;
- с составным клином;

Задвижка с цельным клином

Задвижка с цельным клином (рисунок 1.1). Данная задвижка включает в себя литой корпус 1, в корпус вставлены седла уплотнительные 2. Совместно с корпусом отливаются, далее обработаны механическим путем направляющие 3 для фиксированного направления при перемещении затвора. Клин 4 обладает двумя кольцевыми поверхностями для уплотнения. Клин шарнирно присоединен к шпинделю 5 при помощи сферической опоры. При помощи шпилек, болтов 7 верхняя крышка 6 присоединяется к корпусу. Что бы отцентровать крышку по отношению к корпусу, в крышке находится кольцевая выемка, которая входит в паз корпуса. Прокладкой 8 обеспечивает уплотнение

Когда гайка маховика перемещается, она вынуждает шпиндель и объединенный с ним клин совершать возвратно поступательные движения. В устройстве соединяющим шпиндель с затвором, клин перемещается перпендикулярно направления оси штока задвижки. В итоге при конечном положении, клин легко проходит в область между седлами, если даже оси симметрии затвора не совпадают.

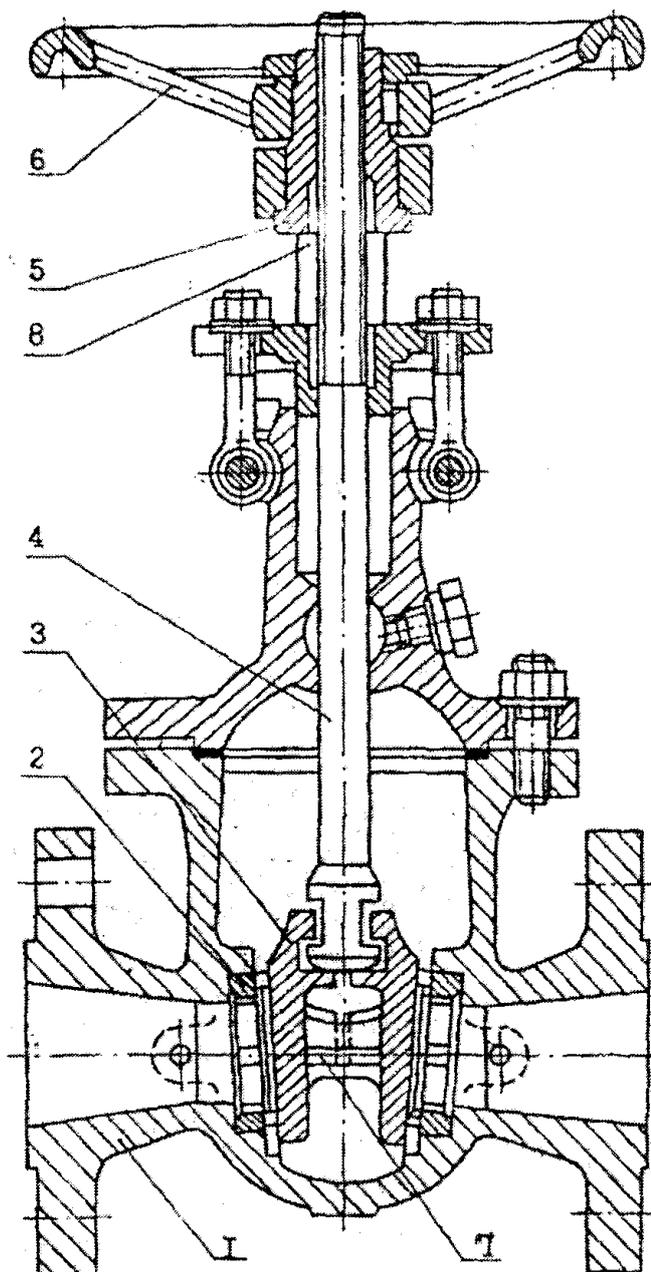
Задвижки с цельным клином очень популярны, потому что они обладают очень простой конструкцией и просты в изготовлении. Цельный клин, представляет из себя достаточно жёсткое устройство, он весьма надежен при рабочих параметрах. Так же возможно его применять при перекрытии потоков рабочей среды с большими перепадами давления.

При всем том у задвижки с цельным клином наблюдается повышенный износ поверхностей для уплотнений. Так же приходится прибегать к индивидуальной пригонке клина и седел во время сборки что бы обеспечить герметичность (становится невозможным взаимозаменить клин и седла и усложняется ремонт). Также может быть заедание клина в положении «закрыто», по причине износа, под действием температур или из-за коррозии (следовательно открытие задвижки бывает неосуществимо). Во избежание заеданий, уплотнительные поверхности седла и клина производят из материалов разного рода.

Задвижка с упругим клином

В данной задвижке затвор исполнен в виде разрезанного клина, где каждая из частей связана с другой упругим или пружинящим элементом. Данная конструкция обеспечивает лучшее уплотнение в затворе при закрытой задвижке, так же не нуждается в индивидуальной пригонке клина и седел. Возможна взаимозаменяемость клина и седел, при высоких температурах надежность повышена. Задвижке с упругим клином (рисунок 1.2) представляет из себя затвор 3 (разрезанный клин) с упругим ребром 7. При данной конструкции возможно перемещения на некоторый угол уплотнительных

поверхностей клина относительно друг друга, при такой конструкции клин лучше прилегает к уплотнительным поверхностям. Необходимо большее усилие для открывания задвижки, по сравнению с задвижкой с цельным клином, несмотря на это герметичность в затворе намного выше.



*Рисунок 1.2 – Задвижка с упругим клином и выдвигным шпинделем:
 1 - корпус; 2 - седла; 3 - затвор; 4 - шток; 5 - гайка ходовая; 6 - штурвал;
 7 – упругое ребро; 8 – сальник.*

Задвижка с составным клином

Двухдисковая задвижка. Они обычно применяются, когда нужна более высокая герметичность в затворе. В следствии этого, применение подобных конструкций происходит в очень ответственных технологических процессах (когда исключен пропуск среды через затвор).

В задвижке с составным клином (рисунок 1.3) затвор представляет из себя два диска 2, между двумя дисками находится разжимной элемент 7, он выполнен в виде полусферы. Полусфера прилегает к подпятнику 3, закрепленном на другом диске. Что бы избежать распад дисков при открытии прохода, их размещают в обойме 5. Усилие от нажатия штока 4 передается с помощью внутреннего диска.

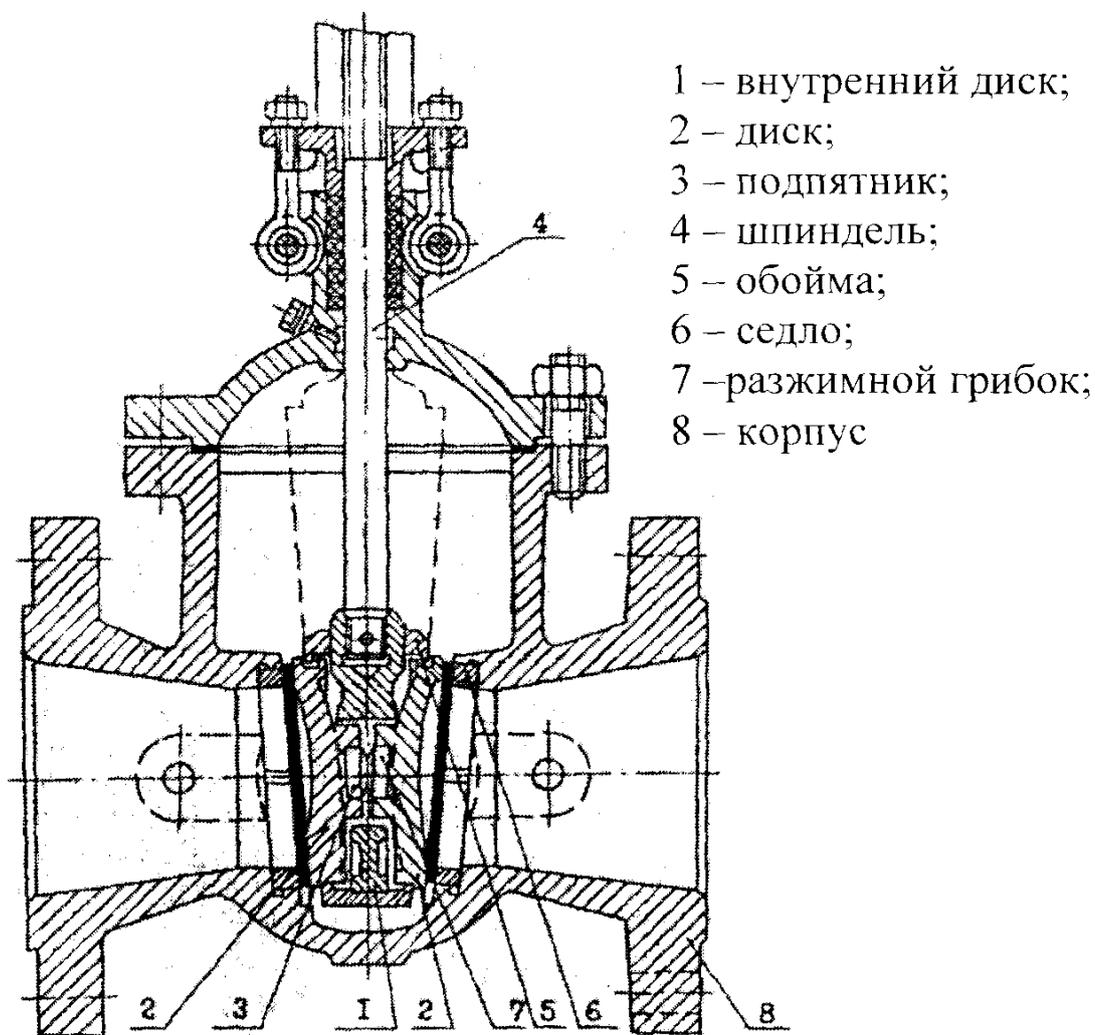


Рисунок 1.3 – Задвижка с составным клином и выдвигаемым шпинделем.

Данная задвижка имеет сложную конструкцию, отсюда высокая стоимость, а также относительно не жесткий затвор, несмотря на это задвижки с составным клином обладают явными преимуществами перед другими типами задвижек:

- небольшой износ уплотнительных поверхностей седла и затвора;
- в закрытом положении высокая герметичность прохода;
- небольшое усилие для открытия задвижки.

Тем не менее к двухдисковым задвижкам предъявляются повышенные требования, а именно величина люфта в резьбовой части ходовая гайка – шток, это влияет на надежность герметизации в затворе.

2.1.2.2. Параллельные задвижки

В задвижках этого типа уплотнительные поверхности седел параллельны друг другу и расположены перпендикулярно к направлению потока рабочей среды. Затвор в параллельных задвижках обычно называют «диском», «шибером» или «ножом». Преимуществами этой конструкции являются: простота изготовления затвора; легкость сборки и ремонта; отсутствие заедания затвора в полностью закрытом положении.

Недостатки: большой расход энергии на закрывание и открывание, вызванный тем, что на всем пути движения привод преодолевает трение между уплотнительными поверхностями седел и затвора; значительный износ уплотнительных поверхностей.

Параллельные задвижки по конструкции запирающего элемента разделяют на два вида:

- однодисковая задвижка;
- двухдисковая задвижка.

Однодисковая задвижка

Однодисковая задвижка (шиберная) (рисунок 1.4). Состоит из литого корпуса 3 с патрубками 2. В корпус ввинчены два седла 5; изготовленных из

легированной стали и застопоренных шпильками 6. Затвор (шибер) 1, выполненный в виде щита со скругленным концом, имеет в нижней части отверстие, равное диаметру прохода, которое при закрытии задвижки смещается вниз; проход перекрывается глухой частью шибера. Затвор связан со шпинделем 12, который приводится в движение маховиком. Сверху внутренняя полость задвижки ограничивается верхней крышкой 9, на которой закреплены стойка 15 и выходной элемент привода 14.

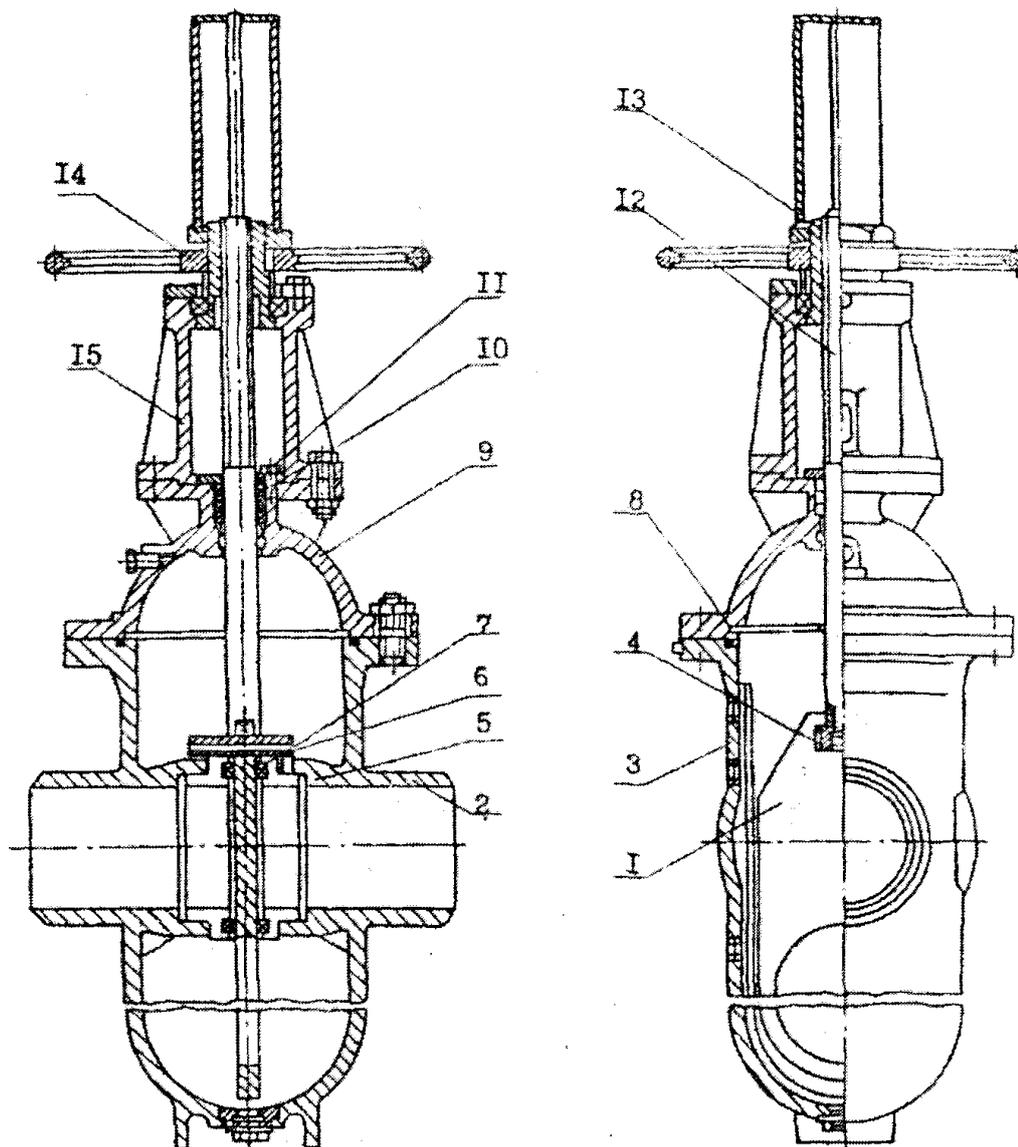


Рисунок 1.4 – Параллельная однодисковая задвижка: 1 - шибер; 2 - патрубок; 3 - корпус; 4 - узел крепления шпинделя и шибера; 5 - седло; 6 - шпилька; 7 - уплотнительное кольцо; 8 - прокладка; 9 - верхняя крышка; 10 - набивка сальника; 11 - нажимная планка; 12 - шпиндель; 13 - кожух; 14 - элемент привода; 15 - стойка.

Для герметизации прохода на седлах укреплены уплотняющие кольца 7. Шпindelь связан с шибером 1 при помощи узла крепления 4. Как и в обычных конструкциях задвижек с выдвижным шпинделем, верхний конец шпинделя защищен от загрязнения кожухом 13, имеющим указатель положения. Крышка в верхней части имеет сальник 10.

Однодисковые (шиберные) параллельные задвижки применяют тогда, когда не требуется высокой герметичности прохода. Жесткая конструкция затвора позволяет использовать их для довольно больших рабочих давлений и температур рабочей среды. Шиберные задвижки достаточно легко обслуживаются и ремонтируются. Величину износа зачастую очень легко компенсировать при ремонте смещением (вывертыванием) седел. Шиберные задвижки выпускают как с выдвижными, так и не выдвижными шпинделями.

Двухдисковые параллельные задвижки

Как и задвижки с составным клином, их применяют, когда требуется надежная герметизация.

Схема одной из наиболее распространенных конструкций затвора для задвижек с выдвижным шпинделем приведена на (рисунок 1.5а).

Затвор состоит из двух дисков 1, между которыми помещен разжимной элемент 2, имеющий форму грибка, узкая часть которого направлена вниз. В конце хода затвора грибок 2 упирается в корпус б, и диски 1 спрофилированной частью грибка прижимаются к седлам 5 корпуса, герметизируя проход. В момент открывания задвижки шпindelь 3 вытягивает диски из контакта с седлами, диски 1 разжимаются, и грибок 2 опускается. При этом диски сходятся, и дальнейшее движение осуществляется без трения между затворами и седлами.

Если задвижка имеет не выдвижной шпindelь, то в качестве разжимающего элемента применяют систему, состоящую из двух грибков, симметрично расположенных относительно оси шпинделя (рисунок 1.5б). Для равномерного распределения усилия уплотнения диски изготавливают достаточно массивными, и при этом они могут смещаться на направляющих.

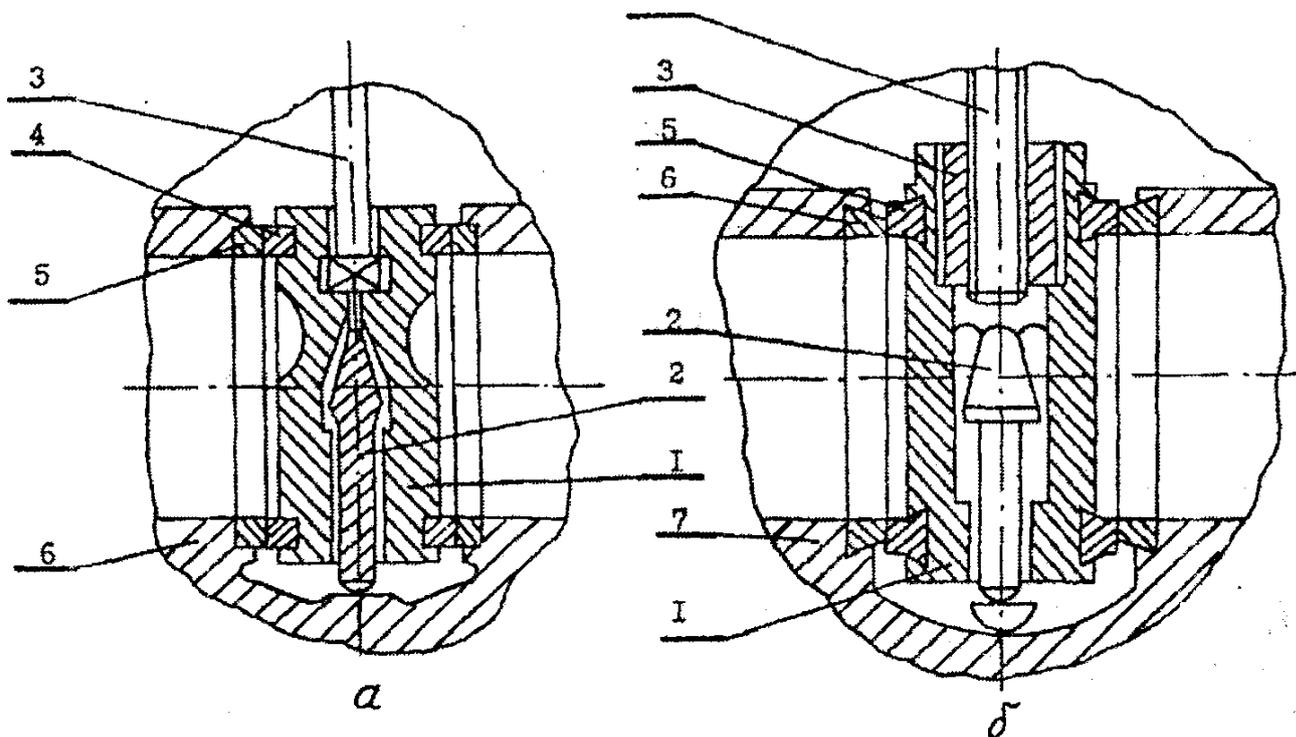


Рисунок 1.5 – Затвор двухдисковых параллельных задвижек:

а - с выдвижным шпинделем: 1 - диск, 2 - грибок, 3 - шпindelь, 4 -уплотнительное кольцо, 5 - седло;

б - корпус с не выдвижным шпинделем: 1 - диск, 2 - грибок, 3 - ходовая гайка, 4 - шпindelь, 5 - уплотнительное кольцо, 6 - седло. 7 – корпус.

Двухдисковые параллельные задвижки обладают множеством преимуществ перед шиберными:

- почти полное отсутствие износа уплотнительных поверхностей дисков и седел корпуса;
- высокая степень герметизации прохода в закрытом положении;
- меньшее усилие (на маховике или приводе) при закрывании.

Однако одновременно за счет усложнения конструкции затвора такие задвижки имеют и недостатки, ограничивающие их применение: нежесткая конструкция затвора; потребность в направляющих движения затвора, что усложняет конструкцию и технологию обработки корпусов.

2.1.3. По типу шпинделя:

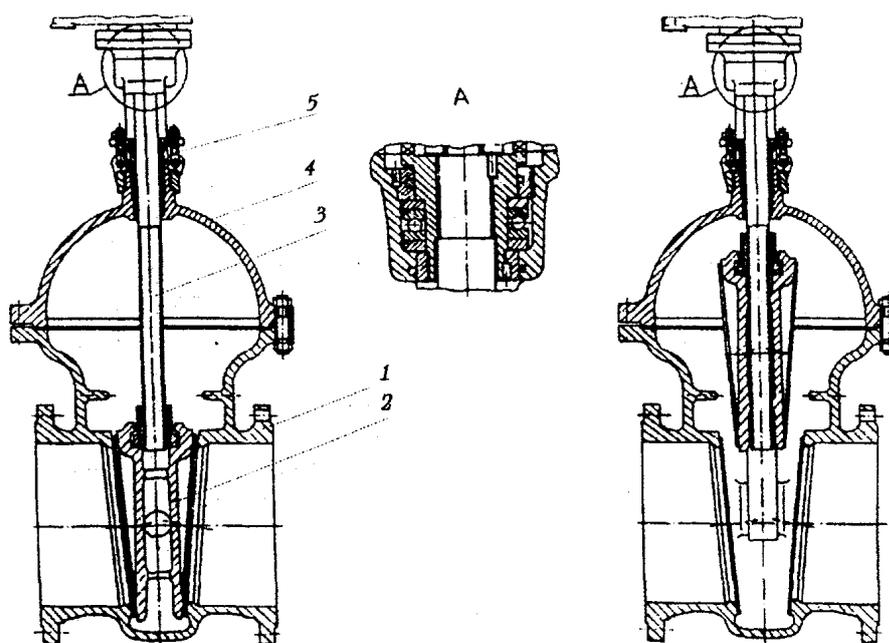
- с выдвижным шпинделем;
- с невыдвижным шпинделем.

2.1.3.1. Задвижка с невыдвижным шпинделем

С точки зрения компактности предпочтительнее размещать ходовую гайку непосредственно на затворе. При этом шпиндель совершает только вращательное движение, и поэтому задвижка имеет минимальную высоту, определяемую только ходом затвора и длиной сальника. Такая конструкция задвижек получила название «задвижки с невыдвижным шпинделем» (рисунок 1.6). Они применяются достаточно часто.

Однако такое конструктивное решение имеет недостатки:

- резьбовая пара находится непосредственно под воздействием рабочей среды;
- ухудшается работа сальника;
- доступ для осмотра и ремонта системы винт-гайка затруднен.



Положение «закрыто»

Положение «открыто»

Рисунок 1.6 – Задвижка клиновидная двухдисковая с невыдвижным шпинделем.

2.1.3.2. Задвижка с выдвижным шпинделем

В этих конструкциях шпindel совершает только поступательное движение и перемещается вместе с затвором, как бы «выдвигаясь» из задвижки (рисунок 1.7). В задвижках с выдвижным шпинделем исключены недостатки, связанные с воздействием рабочей среды. Поступательное движение шпинделя обеспечивает наилучший режим работы сальникового уплотнительного устройства. Доступ для осмотра и ремонта резьбовой пары удобен. Замена изношенной ходовой гайки производится без демонтажа задвижки, а иногда и не останавливая технологический процесс.

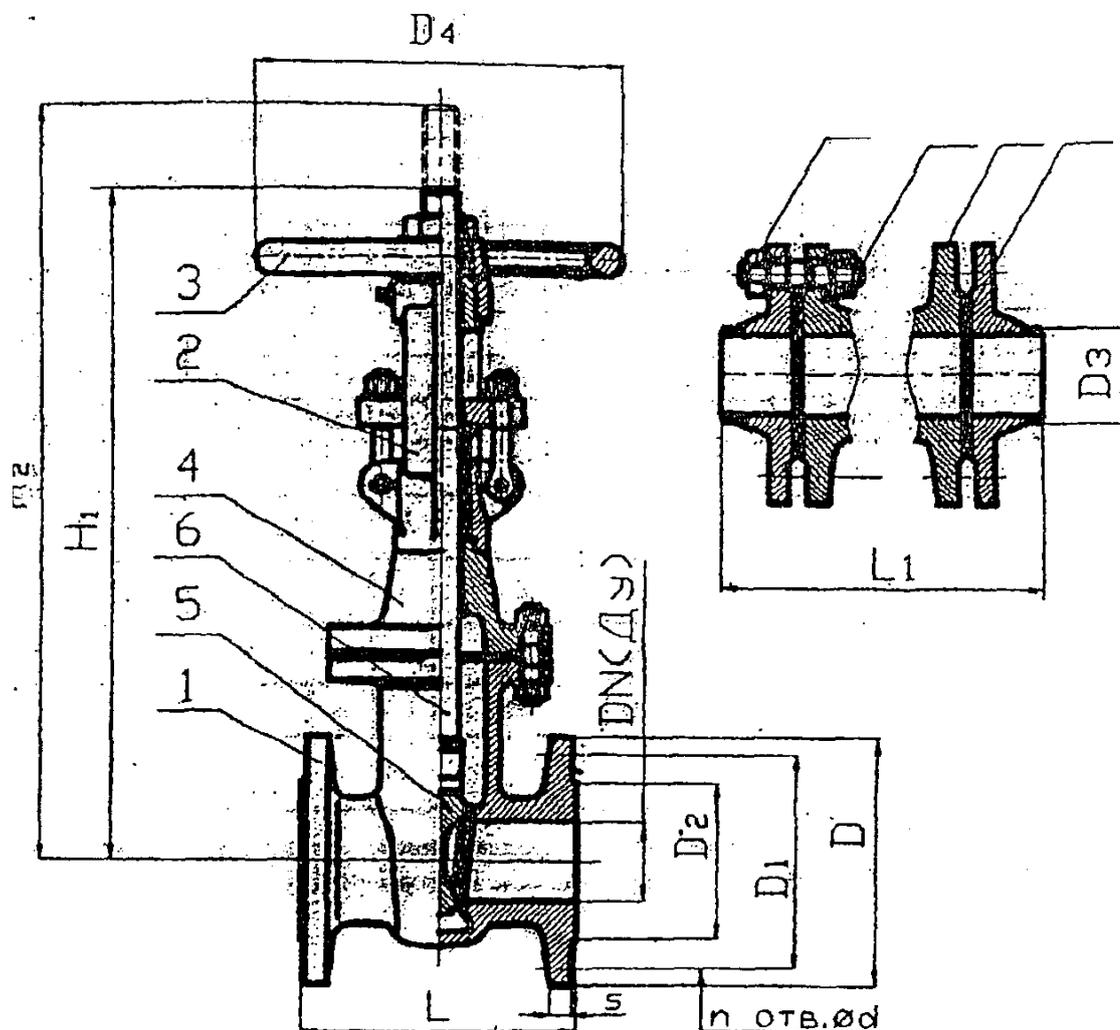


Рисунок 1.7 – Задвижка клиновая с выдвижным шпинделем.

Недостатки:

- существенное увеличение высоты задвижки (за счет выхода шпинделя);
- необходимость защищать от загрязнений и коррозии выступающую резьбовую часть шпинделя;
- предохранение шпинделя от механических повреждений или ударов, которые могут разрушить резьбу.

Помимо этого при монтаже над задвижкой приходится предусматривать свободное место, что не очень удобно при ее установке на одном из пересекающихся трубопроводов. [9]

2.2. Приводы запорной трубопроводной арматуры

Приводы служат для управления запорной трубопроводной арматурой.

Существует несколько видов приводов запорной арматуры:

- ручной;
- ручной с механическим редуктором.
- электропривод;
- пневмопривод;
- гидропривод;
- пневмогидропривод;

Ручные приводы применяют в основном на трубопроводах малых диаметров. Ручные приводы с механизированным редуктором используются в системах трубопроводного транспорта малого и среднего диаметров (рисунок 2.1).

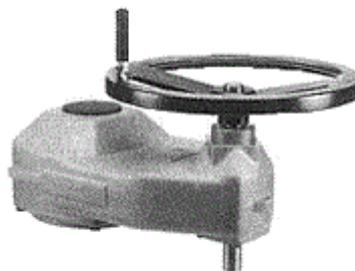


Рисунок 2.1 – Многооборотный редуктор ручного управления.

2.2.1. Электроприводы

Данный вид приводов для управления трубопроводной арматурой стали более популярны чем все другие виды приводов. такую распространенность они заслужили за счет таких преимуществ, как надежность и простота конструкций, а также за счет того что промышленность в наше время широко оснащена электроэнергией (рисунок 2.2).

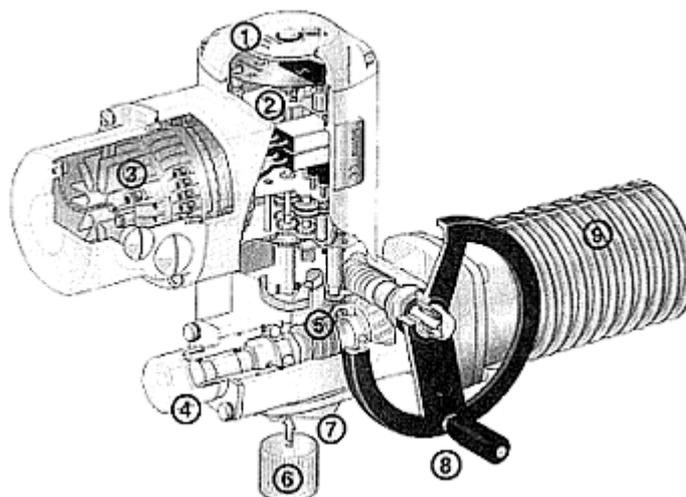


Рисунок 2.2 – Привод электрический:

- 1 — механический показатель положения; 2 — блок выключателей;
3 — электрическое подключение; 4 — механические ограничители;
5 — редуктор; 6 — втулки; 7 — присоединительные фланцы;
8 — ручное управление.

Они обширно применяются на трубопроводах любого диаметра и назначения.

Классификация электроприводов:

- Требования взрывобезопасности — нормальное и взрывобезопасное исполнение.
- Тип редуктора — червячный, зубчатый или планетарный редуктор.
- Способ отключения в крайних положениях: электрический при помощи реле ограничивающее максимальную силу тока; механический при помощи муфты ограничивающей крутящий момент; комбинированный входит электрический и механический. Так же муфты ограничения

крутящего момента разделяют на муфты двухстороннего и одностороннего действия. По способу срабатывания муфты бывают: с подвижным червяком; фрикционного действия; с радиальным кулачком; с торцовым кулачком.

- Способ соединения привода с штоком запорной арматуры: втулкой с кулачками и втулкой с квадратом.

Электроприводы монтируются на запорной арматуре, которая применяется на нефтепроводах, газопроводах, на объектах атомных, тепловых электростанций, так же в химической промышленности и прочих отраслях.

Электроприводы прежде изготавливались двух групп:

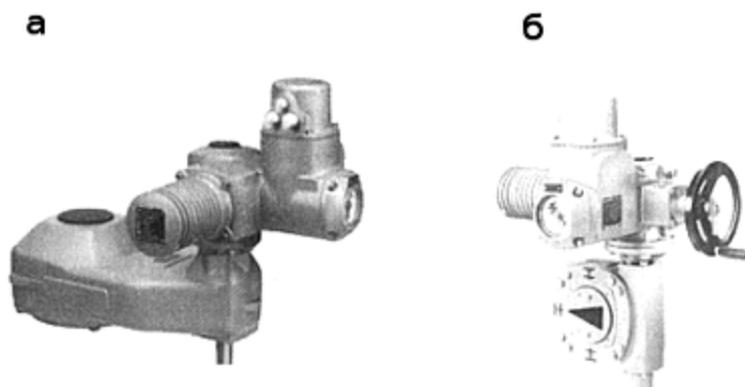
1) Приводы с муфтой крутящего момента одностороннего действия (т. е. работают только на закрытие арматуры).

2) Приводы с муфтой двустороннего действия. Эти приводы универсальны, могут управлять любой арматурой, выпускаются во взрывозащищенном исполнении, работают как на закрытие арматуры, так и на её открытие.

Сейчас более актуальны и чаще выпускаются электроприводы второй группы.

В настоящее время выпускают электроприводы нового поколения, повышенной надежности с двусторонней муфтой ограничения крутящего момента общего назначения, взрывозащищенного исполнения. Для АЭС предназначаются электроприводы дистанционного и местного управления с запорной арматурой, устанавливаемой в закрытых помещениях и на открытых площадках. [10]

На рисунках 2.3 – 2.6 представлены различные виды приводов.



*Рисунок 2.3 – Многооборотные приводы в комбинации с редуктором:
а — комбинация с коническим редуктором; б — комбинация с червячным редуктором.*



Рисунок 2.4 – Рычажный привод.

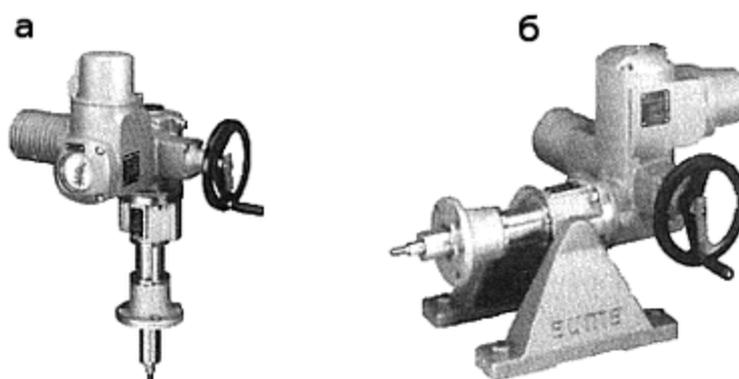


Рис. 2.5 – Прямоходные приводы: а — SA; б — LE.

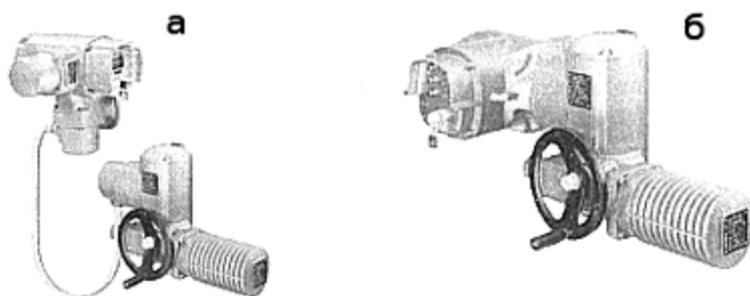


Рисунок 2.6 – Неполнооборотный привод: а — с управлением AUMATIC;
б — с интегрированным управлением AUMA MATIC.

В нефтяной и газовой промышленности применяются взрывобезопасные электроприводы. Их можно эксплуатировать в закрытых помещениях, где могут образовываться взрывоопасные смеси газов или паров горючих жидкостей с воздухом, а так же на открытом воздухе при температуре от минус 40 до 50 °С.

Принцип действия:

Оператор диспетчерской, эксплуатирующий участок трубопровода, нажатием кнопки управляет путевым выключателем, приводящим в действие электродвигатель, вращение от которого передается через редуктор на выходной вал привода. Последний вращает ходовую гайку или шпindelь арматуры.

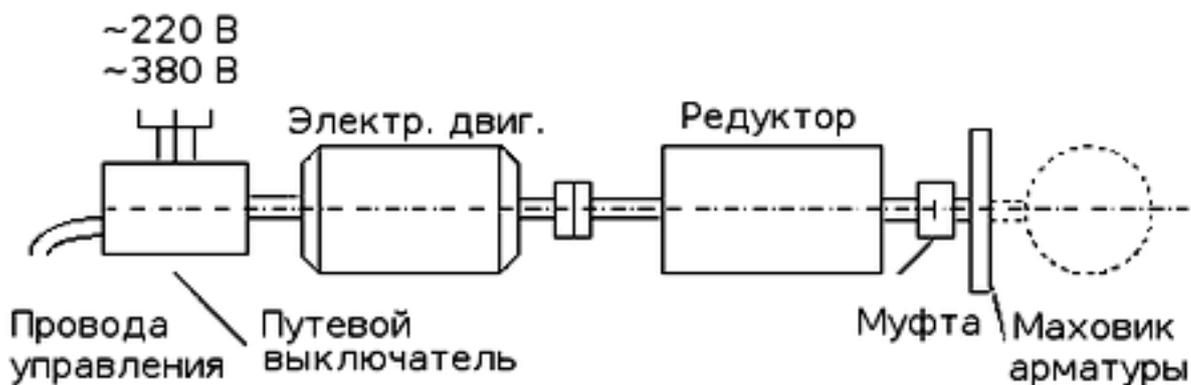


Рисунок 2.7 – Упрощенная схема электропривода.

Электроприводы позволяют осуществлять:

- открытие и закрытие прохода арматуры с пульта управления и остановку запорного устройства арматуры в любом промежуточном положении;
- автоматическое переключение скорости движения для повышения крутящего момента в момент уплотнения, а также в других случаях, связанных с повышением момента сопротивления по ходу движения запорного органа задвижки;
- автоматическое отключение электродвигателя муфтой предельного момента при достижении запорным устройством арматуры крайних положений («Открыто», «Закрыто») и при аварийном заедании подвижных частей в процессе хода на открытие или закрытие;
- электрическую блокировку электроприводов с работой других механизмов и агрегатов;
- регулировку величины предельного крутящего момента;
- звуковую или визуальную сигнализацию крайних положений запорного органа арматуры;
- дистанционное управление запорной арматурой;
- автоматическое управление запорной арматурой;
- местное, а также дистанционное указание положения запорного органа арматуры;
- ручное управление запорной арматурой при отсутствии электроэнергии.

Электроприводы не требуют переключения из положения ручного управления на электрическое.

Система управления электроприводами позволяет:

- управлять группой приводов с использованием персонального компьютера;
- обнаружить аварийную ситуацию;

- накапливать информацию об объеме наработки циклов срабатывания арматуры;
- отображать информацию о текущем состоянии арматуры и самого привода на дисплее.

Встроенная система контроля и диагностики обеспечивает защиту двигателя при обрыве фазы, перегреве двигателя, превышении допустимого момента нагрузки.

2.2.2. Пневмоприводы

Пневмоприводы как правило применяются в том случае, когда не требуется применять большие усилия перемещения во время управления. В том случае, когда усилия перемещения большие, привода становится громоздким, а его конструкция сложной.



Рисунок 2.8 – Запорная арматура с пневмоприводом.

Для кранов пневмоприводы представляют из себя (рисунок 2.9) цилиндр 1 двойного действия, имеющего поршень 2, уплотняются манжетами 3 из материала бензостойкой резины. В цилиндр попадает осушенный воздух, воздух под давлением перемещает поршень в заданном направлении. При работе воздух подается под давлением 0.5 МПа. Максимальное давление - 0.8 МПа. Воздушные трубопроводы подключаются к цилиндру за счет двух

штуцеров 4 и 5 имеющих коническую резьбу. Воздух под давлением создает усилие на поршне, которое передается штоком 6 на пробку крана посредством рычага 7, в пневмоприводах качающегося типа, посредством зубчатой рейки 8 и зубчатого сектора 9, в пневмоприводах стационарного типа. При помощи пневмопривода пробка крана поворачивается до упора. Концевые выключатели обеспечивают прекращение подачи воздуха при крайних положениях.

Использование пневмоприводов для клиновых задвижек становится сложным, так как для отрыва клина из седла необходимо приложить большие усилия.

В роли двигателя в пневматическом приводе со струйным двигателем применяется реактивная турбина типа «Сегнерово колесо» специальной конструкции с малым моментом инерции («струйный двигатель»).

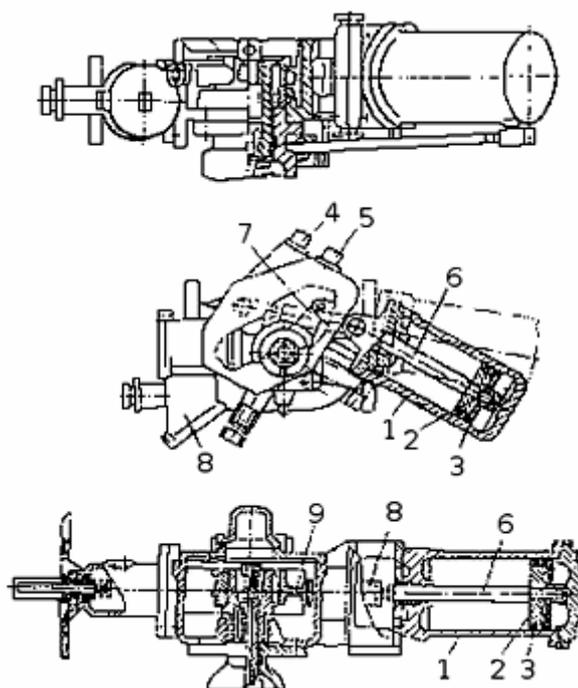
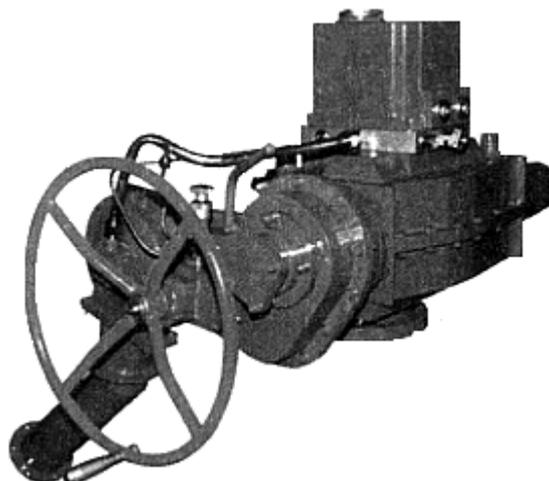


Рисунок 2.9 – Схема пневмопривода: а — с поворотным цилиндром качающегося типа; б — с жестко закрепленным цилиндром стационарным; 1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — уплотнительные манжеты; 4 — штуцер на открытие; 5 — штуцер для создания давления в цилиндре на закрытие; 6 — шток; 7 — рычаг; 8 — зубчатая рейка; 9 — зубчатый сектор.

Преимущества привода со струйным двигателем над пневмогидравлическими и пневматическими поршневыми приводами:

- не нуждаются во втором рабочем теле — масле;
- отсутствуют подвижные трущиеся уплотнения;
- возможна работа на реальном газе;
- необратимость движения — поворот выходного вала невозможен под действием внешней нагрузки со стороны арматуры;
- плавный ход без рывков при всех значениях нагрузок и давлений рабочего газа;
- обладают повышенным импульсным движущим моментом, обеспечивающим строгивание регулирующего и запорного органа арматуры, вследствие прикипания от долгой неподвижности или коррозии;
- обеспечение быстрого реверса выходного вала привода;
- приводы могут быть предназначены как для шаровых кранов т.е. неполноповоротные, так и для вентилей и задвижек т.е. многооборотные;
- работа привода может осуществляться в обширном диапазоне давлений и мощностей рабочего газа: от 0.6 МПа до 12.5 МПа и более.

На рисунке 2.10 показан пневмопривод ПСДС-3 для запорной арматуры газопроводов D_y 250 – 500 мм. P_y 8.0 – 10.0 МПа.



*Рисунок 2.10 – ПСДС-3 для запорной арматуры газопроводов
 D_y 250 – 500 мм. P_y 8.0 – 10.0 МПа.*

Пневмоприводы применяются на газопроводах диаметром от 300 до 1420 мм. Электроприводы на газопроводах используются редко, так как транспортируемый газ является доступным и дешевым источником энергии.

2.2.3. Пневмогидроприводы

Пневмогидропривод поршневого типа используется для управления запорной арматурой на газопроводах. Его схема представлена на рисунке 2.11.

Управление пневмогидроприводами осуществляется электро – пневмоклапанами: О – открытие; З – закрытие; Н – набивка.

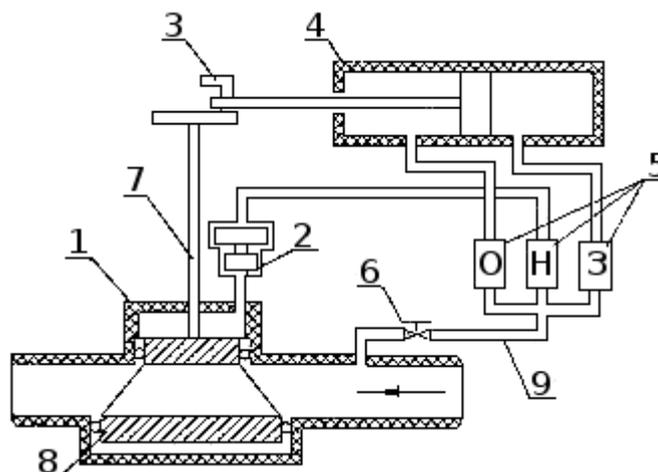


Рисунок 2.11 – Схема пневмогидропривода: 1 — корпус крана; 2 — мультипликатор; 3 — концевой выключатель; 4 — пневмогидропривод; 5 — электропневмоклапаны; 6 — вентиль запорный; 7 — шпиндель крана; 8 — коническая пробка крана; 9 — коллектор импульсного газа.

Работа пневмогидропривода осуществляется следующим образом:

При подаче сигнала на открытие срабатывает клапан: "О"- для подачи газа в пневмоцилиндр привода на открытие крана и клапан "Н" – для подачи газа в цилиндр мультипликатора и подачи смазки в корпус крана на уплотнительные кольца с целью отжатия пробки крана и облегчения ее

поворота. При закрытии срабатывает клапан "З" — для подачи газа в пневмоцилиндр привода на закрытие крана и клапан "Н" — для подачи газа в цилиндр мультипликатора и подачи смазки в корпус крана. Мультипликаторы также служат для надежной герметизации крана в положении «закрыто». Давление в системе смазки больше, чем давление газа.

2.3. Волновые передачи с промежуточными телами качения

Неотъемлемой частью современных машин и механизмов являются различные механические передачи, ведущее место среди которых занимают зубчатые передачи, как обеспечивающие наибольшую нагрузочную способность, простоту изготовления и надежность при наименьших габаритах. Однако, учитывая постоянное расширение областей применения, условий эксплуатации, рост единичных мощностей установок, удорожание простоя машин, высокий уровень эксплуатационных затрат и т.п., существующие в настоящее время виды зубчатых передач не всегда в полной мере отвечают предъявляемым к ним требованиям. Так, например, помимо традиционных требований, к узлу привода конструкций для точного позиционирования (или близких к нему по функциональному назначению) предъявляется ряд специфических требований:

1. Кинематическая цепь должна иметь малую инерционность.
2. Момент трогания желательно обеспечить минимальным.
3. Мертвый ход должен иметь наименьшее возможное значение, которое оставалось бы стабильным при эксплуатации. [2]

Известные зацепления (эвольвентное, М.Д.Новикова и др.), несмотря на ряд достоинств (отработанная технология и инструмент, сравнительно простой контроль и т.п.), имеют и ряд недостатков, главные из которых следующие:

- 1) Высокая точность редукторов данного типа требует применения колес 4 и 5 степеней точности по ГОСТ 9178-77, что существенно удорожает конструкцию.

2) Вследствие малого коэффициента перекрытия износ при эксплуатации может достичь величин, при которых ошибки перемещения выходного вала и мертвый ход оказываются недопустимыми и нестабильными.

3) Твердость мелко модульных передач (именно они чаще всего применяются для точных приводов) ограничена твердостью HRC 22...32. [1]

Применяемые же в этих передачах специальные устройства для выборки мертвого хода конструктивно сложны и недостаточно надежны (например, разрезанные колеса с упругими элементами).

В этом плане многообещающей считалась передача волнового типа, появившаяся в конце 50-х годов, поскольку в ней исключались определенные недостатки известных типов передач.

Однако исследования показали неуниверсальность этой передачи (как это понималось первоначально) и, применительно к рассматриваемой области, они выяснили определенные недостатки:

1) Недолговечность гибкого элемента (с нарезанными зубьями) и его малая технологичности, вызванные отсутствием материалов, позволяющих выдержать заданное время циклические нагрузки, и сложностью конфигурации.

2) Нижний предел передаточных чисел весьма ограничен.

Все вышеизложенное предопределило не только модификацию традиционных, но и синтезирование новых видов зацеплений, которые бы полнее удовлетворили достаточно противоречивым требованиям.

Перспективным направлением в области синтеза передач зацеплением, является разработка передач с промежуточными телами переборного типа, как обладающих в ряде случаев более высокими эксплуатационными и технологическими качествами, а также отличающиеся пониженным уровнем шума, повышенными точностными параметрами и большей несущей способностью (особенно по изгибу).

Особый интерес представляют механизмы, состоящие из сложных передач с шариковыми промежуточными телами волнового или планетарного исполнения, поскольку в транспортных и загрузочных устройствах, которые

изучаются в общеинженерном курсе для специализации ТРП, требуются приводы с достаточно высокой несущей способностью, КПД, надежностью и точным воспроизведением передаточной функции, что чрезвычайно важно для механизмов позиционирования и др. При этом модульный принцип проектирования передач зубчатых с шариковыми промежуточными телами резко сокращает их габариты, шум и делает их необходимыми в транспортных и грузочных устройствах новых поколений. О том, что данный вид передач (из класса передач с промежуточными телами) получает все возрастающий интерес со стороны «исследователей в России и за рубежом, свидетельствуют многочисленные материалы, опубликованные в патентной литературе и других источниках научной информации особенно в последнее десятилетие. Появились в России и за рубежом первые промышленные конструкции как силовых, так и кинематических передач с шариковыми промежуточными телами для передачи энергии (движения) различно расположенных в пространстве осях. К сожалению, все эти материалы практически неизвестны или публикуются в малодоступных изданиях, а иногда носят лишь описательный характер, что затрудняет изучение их в общеинженерных курсах.

ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИИ.

Конструктивные особенности.

Повышенные требования к различным характеристикам приводов точного и специального машиностроения (точность, инерционность, мертвый ход, величины передаточных чисел, массогабаритные характеристики) диктуют необходимость поиска новых перспективных видов передач, одной из которых является планетарная передача с телами качения.

Планетарная передача, запатентованная в США в 1971 году, реализует передачу момента с помощью промежуточных тел (шариков) при относительно высоком значении коэффициента полезного действия. Принцип действия этой передачи таков: ведущая шестерня, шестерни и центральный венец взаимодействуют с промежуточными телами, которые сепарируются в

специальных направляющих детали типа "водило" межсателлитного пространства, с которого можно и снимать выходное движение. Определенным достоинством операции (например, возможность передачи значительной нагрузки, компактность, реальность работы без специальных подшипниковых узлов) не превалирует над серьезными конструктивными и технологическими недостатками (невозможность реализовать значительные передаточные числа, значительные технологические сложности).

Более перспективными являются приведенные схемы, над которыми сейчас работают у нас в стране и за рубежом. Идея замены деформирования гибкого колеса с зубьями в волновой передаче (классическая передача Мессера) радиальным движением промежуточного тела приводит к конструкции, которая напоминает эксцентриковую планетарную цевочную передачу.

Создание волновых передач с промежуточным и телами качения (ВПШТК), в которых создается упругий натяг в зонах контакта тел качения с поверхностями генератора, обоймы и зубьями жесткого колеса, позволяет:

- практически устранить мёртвый ход передач;
- повысить точность передач;
- обеспечить работоспособность передач на длительный ресурс.

В данных передачах генератор, наружная поверхность которого выполнена конусной под действием упругих элементов в процессе работы, совершает радиальные и осевые перемещения, обусловленные зазорами в зонах контакта промежуточных тел качения с пазами обоймы и зубьями жесткого колеса и погрешностями изготовления этих деталей. Очевидно, что необходимо проведение дополнительных исследований по определению изменений геометрических и конструктивных соотношений в ВПШТК с упругим натягом в зацеплении.

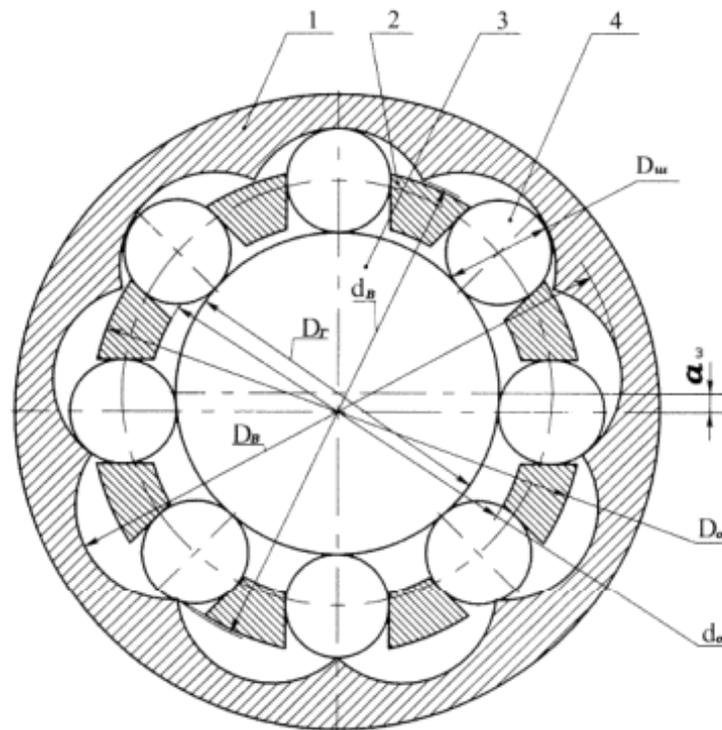


Рисунок 3.1. Волновая передача с промежуточными телами качения:

$D_{ш}$ - диаметр шарика; $D_в$ - диаметр впадин зубчатого венца; $d_в$ - диаметр выступов зубчатого венца; D_0 - наружный диаметр обоймы; d_0 - внутренний диаметр обоймы; $D_г$ - диаметр генератора; a - эксцентриситет генератора.

Основой рассматриваемых передач является конструкция, представленная на рис. 3.1. Генератор волн, эксцентрик - 3, вращаясь, вызывает радиальные перемещения шариков - 4 в пазах обоймы - 2. Шарiki - 4 контактируют с поверхностями зубьев жесткого колеса - 1. Разность числа шариков и зубьев жесткого колеса обычно при эксцентриковом генераторе, равная единице, обеспечивает редукцию движения выходного звена передачи. Выходным звеном могут быть обойма с шариками или жесткое колесо при фиксации одного из них относительно корпуса. Геометрические соотношения в данной передаче описываются с использованием заменяющего аксиального кривошипно-шатунного механизма. Ведущим кривошипом является эксцентрик генератора. Длина ведущего эксцентрика равна величине эксцентриситета. Линия, соединяющая центры шариков $O_{ш}$ и эксцентрика $O_г$ заменяет шатун. [3]

3. Расчетно-конструкторская часть

Силовой расчет задвижки

Определим крутящий момент и усилия на маховике, необходимые для управления стальной клиновой задвижкой.

Параметры задвижки: $D_y = 80$ мм; $P_y = 16$ кг/см²; угол наклона клина $\varphi = 5^\circ$; диаметры уплотняющих колец $D_1 = 100$ мм; $D_2 = 95$ мм.

1) Наибольшее усилие, необходимое для перемещения клина при закрывании:

$$Q_1 = 0,87Q_y + 0,87Q_{cp},$$

где Q_y – усилие, необходимое для уплотнения, кг;

Q_{cp} – усилие от давления среды, кг.

Определяем их значения.

Усилие, необходимое для уплотнения,

$$Q_y = \pi D_k b q_y = 3,14 \cdot 9,75 \cdot 0,25 \cdot 102 = 780 \text{ кг},$$

где средний диаметр уплотнительных колец:

$$D_k = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{10 + 9,5}{2} = 9,75 \text{ см},$$

ширина уплотняющего кольца:

$$b = \frac{D_1 - D_2}{2} = \frac{10 - 9,5}{2} = 0,25 \text{ см},$$

удельное давление на уплотняющих кольцах (для стали и твердых сплавов):

$$q_y = \frac{35 + P}{\sqrt{b}} = 102 \text{ кг/см}^2.$$

Усилие от давления среды:

$$Q_{cp} = 0,785 D_k^2 P_y = 0,785 \cdot 9,75^2 \cdot 16 = 1190 \text{ кг},$$

Таким образом, наибольшее усилие, необходимое для перемещения клина при закрывании задвижки, равно:

$$Q_1 = 0,87 \cdot 780 + 0,87 \cdot 1190 = 1710 \text{ кГ}.$$

2) Наибольшее усилие вдоль шпинделя, необходимое для закрывания клиновой задвижки с выдвижным шпинделем:

$$Q_0 = Q_1 + Q_{ум} + T ,$$

где Q_1 – усилие, необходимое для перемещения клина, кГ;

$Q_{ум}$ – усилие, выталкивающее шпиндель, кГ;

T – сила трения в сальнике, кГ.

Определим величины $Q_{ум}$ и T .

Сила выталкивающая шпиндель:

$$Q_{ум} = 0,785 d_c^2 P_y = 0,785 \cdot 1,95^2 \cdot 16 = 48 \text{ кГ},$$

где диаметр шпинделя в сальнике принять равным $d_c = 1,95 \text{ см}$.

Сила трения в сальнике:

$$T = \psi d_c s P_y = 2,1 \cdot 1,95 \cdot 0,625 \cdot 16 = 41 \text{ кГ}.$$

Здесь коэффициент $\psi = 2,1$ (таблица 17), так как $\frac{h}{s} = 4,72$,

где $h = 2,95 \text{ см}$, $s = \frac{3,2 - 1,95}{2} = 0,625 \text{ см}$, (Приложение 1).

Таким образом, наибольшее усилие вдоль шпинделя, необходимое для закрывания задвижки, равно:

$$Q_0 = 1710 + 48 + 41 = 1800 \text{ кГ}.$$

3) Наибольший момент на маховике, необходимый для закрывания задвижки с выдвижным шпинделем:

$$M_m = M_0 + M_б ,$$

где M_0 – момент в резьбе, кГ см;

$M_б$ – момент трения в бурте, кГ см;

Определим эти величины.

Момент в резьбе

$$M_0 = Q_0 \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = 1800 \cdot 0,219 = 810 \text{ кГ см.}$$

Здесь принято $\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = 0,219$, (таблица 19), для шпинделя с резьбой ТРАП 20×4 при коэффициенте трения $\mu = 0,17$ (таблица 20).

Момент трения в бурте

$$M_{\delta} = Q_0 \frac{d_{\delta}}{2} \mu_{\delta} = 1800 \cdot 2,5 \cdot 0,01 = 45 \text{ кГ см.}$$

где средний диаметр бурта, согласно размерам упорного шарикоподшипника, принят равным $d_{\delta} = 5,0$ см; коэффициент трения принят равным $\mu = 0,01$.

Таким образом, наибольший момент на маховике, необходимый для закрывания задвижки равен:

$$M_m = 810 + 45 = 855 \text{ кГ см.}$$

Определим крутящий момент и усилия на маховике, необходимые для открывания стальной клиновой задвижки.

- 1) Наибольшее усилие, необходимое для перемещения клина при открывании задвижки:

$$Q'_1 = 0,72Q_y + 0,72Q_{cp} = 0,72 \cdot 780 + 0,72 \cdot 1190 = 1420 \text{ кГ.}$$

Значения Q_y и Q_{cp} были найдены при расчете усилия, необходимого для закрытия.

- 2) Наибольшее усилие вдоль шпинделя, необходимое для открывания клиновой задвижки с выдвигным шпинделем:

$$Q'_0 = Q'_1 - Q_{um} + T = 1420 - 48 + 41 = 1413 \text{ кГ.}$$

Значения $Q_{шп}$ и T были найдены при расчете усилия вдоль шпинделя, необходимого для закрывания.

3) Наибольший момент на маховике, необходимый для открывания задвижки:

$$M'_m = M'_0 + M'_б,$$

где M'_0 – момент в резьбе, $кГ см$;

$M'_б$ – момент трения в бурте, $кГ см$;

Определим эти величины.

Момент в резьбе равен:

$$M'_0 = Q'_0 \frac{d_{сп}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = 1413 \cdot 0,219 = 730 \text{ кГ см.}$$

Момент трения в бурте:

$$M'_б = Q'_0 \frac{d_б}{2} \mu_б = 1413 \cdot 2,5 \cdot 0,01 = 35 \text{ кГ см.}$$

Таким образом, наибольший момент на маховике, необходимый для открывания задвижки, равен:

$$M'_m = 1400 + 2830 = 770 \text{ кГ см.}$$

В результате расчета получены следующие моменты и усилия на маховике, необходимые для управления задвижкой.

Закрывание задвижки: $M_m = 84 \text{ Нм}$;

Открывание задвижки: $M'_m = 75 \text{ Нм}$;

Подбор электродвигателя для привода

Момент для закрывания задвижки равен $T = 84 \text{ Нм}$;

Количество оборотов на выходном валу электропривода равен $n_{вых} = 24 \text{ об/мин}$

Отсюда найдем угловую скорость ω :

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 24}{30} = 2,5 \text{ с}^{-1}.$$

Мощность на выходном валу электродвигателя равна:

$$P_{\text{вых}} = T \cdot \omega = 84 \cdot 2,5 = 210 \text{ Вт} = 0,21 \text{ кВт}$$

$n_{\text{эл}} = 1370$ об/мин – Синхронный электродвигатель 1FK7. [4]

Определяем передаточное отношение привода

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{эл}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{1370}{24} = 57;$$

Принимаем передаточное число конической передачи $u_{\text{к.п.}} = 3$,

отсюда передаточное число передачи с промежуточными телами качения равно:

$$u_{\text{ПТК}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{к.п.}}} = \frac{57}{3} = 19. [7]$$

Определяем диаметры валов привода

Момент на выходном валу конической передачи:

$$T_{\text{ex}} = \frac{T_{\text{вых}}}{\mu_{\text{ПТК}} \cdot u_{\text{ПТК}}} = \frac{84 \cdot 10^3}{0,8 \cdot 19} = 5,5 \text{ Нм},$$

Момент на валу электродвигателя:

$$T_{\text{эл}} = \frac{T_{\text{ex}}}{\mu_{\text{к.п.}} \cdot u_{\text{к.п.}}} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{0,96 \cdot 3} = 1,9 \text{ Нм},$$

Диаметр вала электродвигателя равен:

$$d_{\text{эл}} = \sqrt[3]{\frac{T_{\text{эл}}}{0,2[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{1,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 7,8 \text{ мм}.$$

Диаметр вала конической передачи:

$$d_{\text{ex}} = \sqrt[3]{\frac{T_{\text{ex}}}{0,2[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{5,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 11 \text{ мм}.$$

Диаметр выходного вала электропривода:

$$d_{\text{вых}} = \sqrt[3]{\frac{T_{\text{вых}}}{0,2[\tau_K]}} = \sqrt[3]{\frac{84 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 28 \text{ мм} . [6]$$

Проектный и проверочный расчёт зубчатой передачи

Для расчета зубчатой передачи привода, вручную рассчитаем допусковое контактное напряжение, внешний делительный диаметр колеса и внешний окружной модуль. Далее по полученным данным через программу «Компас – Shaft» построим коническую зубчатую передачу нашего привода.

Выбирается марка стали, термообработка, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса.

Сталь 40Х, улучшение. $HB_3 = 270$; $HB_4 = 245$.

Определяем допусковые контактные напряжения:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\text{lim}} K_{HL}}{S_H} = \frac{510 \cdot 1}{1,15} = 487 \text{ МПа} , \text{ где:}$$

$\sigma_{H\text{lim}} = 2 \cdot HB + 70 = 560 \text{ МПа}$ - предел контактной выносливости,

$S_H = 1,15$ - коэффициент безопасности,

$K_{HL} = 1$ - коэффициент долговечности.

Определяем внешний делительный диаметр колеса:

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5\psi_{bR_e})^2 \psi_{bR_e}}};$$

в этой формуле для прямозубых передач $K_d = 99$; передаточное число $u = 3$.

$$d_{e2} = 99 \sqrt[3]{\frac{5,5 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 3}{487^2 (1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 \cdot 0,285}} = 173 \text{ мм}$$

Примем число зубьев шестерни $z_1 = 21$.

Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u = 21 \cdot 3 = 67$.

Определим внешний окружной модуль:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{173}{67} = 2,6$$

Полученные данные вносим в программу Компас – Shaft, результаты расчета в Приложении 2.

Расчет планетарной передачи с промежуточными телами

Передача с промежуточными телами качения была рассчитана в прикладной программе, результаты расчетов в Приложении 3.

4. Экономическая часть проекта

Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

1. Потенциальные потребители результатов исследования

Для анализа потребителей результатов исследования необходимо рассмотреть целевой рынок и провести его сегментирование.

Продукт: Электропривод для запорной арматуры

Целевой рынок: Частные и юридические лица эксплуатирующие трубопроводы

		Виды исследуемых приводов		
		Привод для задвижек	Привод для клапанов	Привод для кранов
Размер компании	Крупные			
	Средние			
	Мелкие			

Рисунок 1 - Карта сегментирования рынка услуг

	Нефтегазовые компании		ЖКХ		Частные лица
--	-----------------------	--	-----	--	--------------

2. SWOT-анализ

Первый этап заключается в описании сильных и слабых сторон проекта, в выявлении возможностей и угроз для реализации проекта, которые проявились или могут появиться в его внешней среде.

Результаты первого этапа SWOT-анализа представлены в табличной форме (табл. 1).

Матрица SWOT

	Сильные стороны научно-исследовательского проекта:	Слабые стороны научно-исследовательского проекта:
	<p>С1. Отсутствие необходимости закупки материалов и комплектующих для исследования;</p> <p>С2. Владение программным комплексом Компас 3D;</p> <p>С3. Снижение материалов для изготовления привода.</p>	<p>Сл1. Использование некоторых упрощений при осуществлении моделирования;</p> <p>Сл2. Более сложная конструкция редуктора привода, соответственно более трудоемкие работы по ТО и Р.</p> <p>Сл3. Снижение долговечности привода.</p>
Возможности:		
<p>В1. Сотрудничество с предприятием-изготовителем приводов трубопроводной арматуры;</p> <p>В2. Появление дополнительного спроса на исследование;</p> <p>В3. Получение гранта для дальнейших исследований;</p>		
Угрозы:		
<p>У1. Отсутствие спроса на данные исследования;</p> <p>У2. Развитие конкуренции технологий;</p>		

После того как сформулированы четыре области SWOT переходим к реализации второго этапа.

Второй этап состоит в выявлении соответствия сильных и слабых сторон научно-исследовательского проекта внешним условиям окружающей среды. Это соответствие или несоответствие должны помочь выявить степень необходимости проведения стратегических изменений. Интерактивная матрица проекта представлена в табл. 2, табл. 3, табл. 4, табл. 5.

Таблица 2

Интерактивная матрица возможностей и сильных сторон проекта

Сильные стороны проекта				
Возможности проекта		С1	С2	С3
	В1	0	-	-
	В2	-	+	-
	В3	-	-	

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и сильные стороны проекта: В2С2.

Таблица 3

Интерактивная матрица возможностей и слабых сторон проекта

Сильные стороны проекта				
Возможности проекта		Сл1	Сл2	Сл3
	В1	+	-	-
	В2	+	-	0
	В3	+	-	0

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и слабые стороны проекта: В1В2В3Сл1.

Таблица 4

Интерактивная матрица угроз и сильных сторон проекта

Сильные стороны проекта				
Угрозы проекта		C1	C2	C3
	У1	-	-	-
	У2	-	0	0

Таблица 5

Интерактивная матрица угроз и слабых сторон проекта

Сильные стороны проекта				
Угрозы проекта		Сл1	Сл2	Сл3
	У1	+	+	+
	У2	0	-	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У1Сл1Сл2Сл3.

В рамках третьего этапа составляем итоговую матрицу SWOT-анализа (табл. 6).

Таблица 6

SWOT-анализ

	<p>Сильные стороны научно-исследовательского проекта:</p> <p>C1. Отсутствие необходимости закупки материалов и комплектующих для исследования;</p> <p>C2. Владение программным комплексом Компас 3D;</p> <p>C3. Снижение материалов для изготовления привода.</p>	<p>Слабые стороны научно-исследовательского проекта:</p> <p>Сл1. Использование некоторых упрощений при осуществлении моделирования;</p> <p>Сл2. Более сложная конструкция редуктора привода, соответственно более трудоемкие работы по ТО и Р.</p> <p>Сл3. Снижение долговечности привода.</p>
--	--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

<p>Возможности:</p> <p>В1. Сотрудничество с предприятием-изготовителем приводов трубопроводной арматуры;</p> <p>В2. Появление дополнительного спроса на исследование;</p> <p>В3. Получение гранта для дальнейших исследований;</p>	<p>Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Сильные стороны и возможности»:</p> <p>В2С2 – при сотрудничестве с предприятием – изготовителем, в случае появления идеи по модернизации корпуса или узлов привода, не составит труда их спроектировать.</p>	<p>Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и возможности»:</p> <p>В1В2В3Сл1 – в любой из возможностей предстоит более детально смоделировать привод.</p>
<p>Угрозы:</p> <p>У1. Отсутствие спроса на данные исследования;</p> <p>У2. Развитие конкуренции технологий;</p>		<p>Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и угрозы»:</p> <p>У1Сл1Сл2Сл3 – отсутствие спроса вытекает из перечисленных слабых сторон, следует принять какие либо идеи чтобы это компенсировать.</p>

3. Определение возможных альтернатив проведения научных исследований

Морфологический подход основан на систематическом исследовании всех теоретически возможных вариантов, вытекающих из закономерностей строения (морфологии) объекта исследования. Синтез охватывает как известные, так и новые, необычные варианты, которые при простом переборе могли быть упущены. Путем комбинирования вариантов получают большое количество различных решений, ряд которых представляет практический интерес.

Реализация метода предусматривает следующие этапы.

1. Точная формулировка проблемы исследования.

2. Раскрытие всех важных морфологических характеристик объекта исследования.

3. Раскрытие возможных вариантов по каждой характеристике.

Морфологическая матрица для привода

	1	2	3
А. Зубчатая передача в приводе	Коническая	Червячная	Цилиндрическая
Б. Тип привода	Гидропривод	Электропривод	Пневмопривод
В. Тип запорной арматуры	Задвижка	Затвор	Кран
Г. Тип Задвижки	Шиберная	Параллельная	Клиновья
Д. Тип шпинделя	Выдвижной	Не выдвижной	
Е. Рабочее давление в трубопроводе	16 Кг/см ²	40 Кг/см ²	80 Кг/см ²
Ж.Присоединение к задвижке	Фланцевое	Без фланцевое	На опоре

4. Выбор наиболее желательных функционально конкретных решений. На этом этапе описаны возможные варианты решения поставленной проблемы с позиции ее функционального содержания и ресурсосбережения. Для данной матрицы это А1Б2В1Г3Д1Е1Ж1.

4. Планирование научно-исследовательских работ

Структура работ в рамках научного исследования

Планирование комплекса предполагаемых работ осуществляется в следующем порядке:

- определение структуры работ в рамках научного исследования;

- определение участников каждой работы;
- установление продолжительности работ;
- построение графика проведения научных исследований.

По каждому виду запланированных работ устанавливается соответствующая должность исполнителей.

В данном разделе составим перечень этапов и работ в рамках проведения научного исследования, проведем распределение исполнителей по видам работ.

Порядок составления этапов и работ, распределение исполнителей по данным видам работ приведен в табл. 7.

Таблица 7 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей.

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель
Выбор направления исследований	2	Выбор направления исследований	Руководитель
	3	Подбор и изучение литературы по теме	Дипломник
	4	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, дипломник
Теоретическое исследование и моделирование	5	Расчет привода и моделируемой передачи по выбранным параметрам работы	Дипломник

		задвижки	
	6	Построение модели привода задвижки	Дипломник
Обобщение и оценка результатов	7	Оценка результатов исследования	Руководитель, дипломник
Оформления отчета по исследовательской работе	8	Составление пояснительной записки	Руководитель, дипломник

Определение трудоемкости выполнения работ

Трудовые затраты в большинстве случаев образуют основную часть стоимости разработки, поэтому важным моментом является определение трудоемкости работ каждого из участников научного исследования.

Трудоемкость выполнения научного исследования оценивается экспертным путем в человеко-днях и носит вероятностный характер, т.к. зависит от множества трудно учитываемых факторов. Для определения ожидаемого (среднего) значения трудоемкости $t_{ожi}$ используется следующая формула:

$$t_{ожi} = \frac{3t_{mini} + 2t_{maxi}}{5},$$

где $t_{ожi}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения i -ой работы чел.-дн.;

t_{mini} – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (оптимистическая оценка: в предположении наиболее благоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.;

t_{maxi} – максимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.

Исходя из ожидаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях T_p , учитывающая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями. Такое

вычисление необходимо для обоснованного расчета заработной платы, так как удельный вес зарплаты в общей сметной стоимости научных исследований составляет около 65 %.

$$T_{pi} = \frac{t_{ожi}}{Ч_i}, \quad (x)$$

где T_{pi} – продолжительность одной работы, раб. дн.;

$t_{ожi}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел.-дн.;

$Ч_i$ – численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел.

Разработка графика проведения научного исследования

Наиболее удобным и наглядным является построение ленточного графика проведения научных работ в форме диаграммы Ганта.

Диаграмма Ганта – горизонтальный ленточный график, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ. Для удобства построения графика, длительность каждого из этапов работ из рабочих дней следует перевести в календарные дни. Для этого необходимо воспользоваться следующей формулой:

$$T_{ki} = T_{pi} * k_{кал}, \quad (x)$$

где T_{ki} – продолжительность выполнения i -й работы в календарных днях;

T_{pi} – продолжительность выполнения i -й работы в рабочих днях;

$k_{кал}$ – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определяется по следующей формуле:

$$k_{кал} = \frac{T_{кал}}{T_{кал} - T_{вых} - T_{пр}}, \quad (x)$$

где $T_{кал} = 365$ – количество календарных дней в году;

$T_{вых} = 104$ – количество выходных дней в году;

$T_{пр} = 14$ – количество праздничных дней в году.

$$k_{кал} = \frac{365}{365 - 104 - 14} = 1,48$$

Рассчитанные значения в календарных днях по каждой работе T_{ki} округляем до целого числа. Все рассчитанные значения сведены в табл. 8.

Таблица 8 – Временные показатели проведения научного исследования

Название работы	Трудоемкость работ			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях, T_{pi}	Длительность работ в календарных днях, T_{ki}
	t_{min} , чел-дни	t_{max} , чел-дни	$t_{ож}$, чел-дни			
	Исп. 1	Исп. 1	Исп. 1			
Составление и утверждение технического задания	1	4	2,2	Руков.	3	5
Выбор направления исследования	6	9	7,2	Руков.	7	11
Подбор и изучение литературы по теме	10	14	11,6	Дипл.	12	18
Календарное планирование работ по теме	2	4	2,8	Руков. дипл.	2	3
Расчет привода и моделируемой передачи по выбранным параметрам работы задвижки	7	14	9,8	Дипл.	10	15

Построение модели привода задвижки	10	21	14,4	Дипл.	15	23
Оценка результатов исследования	7	9	7,8	Руков. дипл.	4	6
Составление пояснительной записки	7	14	9,8	Руков. дипл.	5	8

На основе таблицы 8 строим план график

Таблица 9 – Календарный план график проведения НИР по теме

№ работ	Вид работ	Исполнители	T _{кi} , кал. дни	Продолжительность выполнения работ													
				Фев.		Март			Апрель			Май					
				2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3			
1	Составление ТЗ	Руков.	5	■													
2	Выбор направления	Руков.	11		■	■											
3	Изучение литературы	Дипл.	18			□	□	□									
4	Планирование работ	Руков. дипл.	3					■	□								
5	Расчет привода и моделируемой передачи	Дипл.	15						□	□							
6	Построение модели привода задвижки	Дипл.	23								□	□	□				

1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель	3	0,93	2,05
2	Выбор направления исследования	Руководитель	7,2	0,93	6,70
3	Подбор и изучение литературы по теме	Дипломник	11,6	0,23	2,67
4	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, дипломник	2,8	1,16	3,25
5	Расчет привода и моделируемой передачи по выбранным параметрам работы задвижки	Дипломник	9,8	0,23	2,25
6	Построение модели привода задвижки	Дипломник	14,4	0,23	3,31
7	Оценка результатов исследования	Руководитель, дипломник	7,8	1,16	9,05

8	Составление пояснительно й записки	Руководите ль, дипломник	9,8	1,16	11,37
Итого					40,65

Статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением НИИ, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату:

$$Z_{зп} = Z_{осн} + Z_{доп} ,$$

(х)

где $Z_{осн}$ – основная заработная плата;

$Z_{доп}$ – дополнительная заработная плата (12-20 % от $Z_{осн}$).

Основная заработная плата ($Z_{осн}$) руководителя (лаборанта, инженера) от предприятия (при наличии руководителя от предприятия) рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{осн} = T_p \cdot Z_{дн} ,$$

(х)

где $Z_{осн}$ – основная заработная плата одного работника;

T_p – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн. ;

$Z_{дн}$ – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{дн} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d} ,$$

(х)

где Z_m – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года: при отпуске в 24 раб. дня $M = 11,2$ месяца, 5-дневная неделя; при отпуске в 48 раб. дней $M = 10,4$ месяца, 6-дневная неделя;

F_d – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб. дн.

Таблица X – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Дипломник
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней - выходные - праздничные	118	118
Потери рабочего времени - отпуск - невыходы по болезни	48	72
Действительный годовой фонд рабочего времени	199	175

Месячный должностной оклад работника:

$$Z_m = Z_{tc} * (1 + k_{пр} + k_d) * k_p, \quad (x)$$

где Z_{tc} – заработная плата по тарифной ставке, руб.;

$k_{пр}$ – премиальный коэффициент, равный 0,3 (т.е. 30% от Z_{tc});

k_d – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2 – 0,5 (в НИИ и на промышленных предприятиях – за расширение сфер обслуживания, за профессиональное мастерство, за вредные условия: 15- 20 % от Z_{tc});

k_p – районный коэффициент, равный 1,3 (для Томска).

Таблица X – расчет основной заработной платы

Исполнители	Z_{tc} , тыс. руб.	$k_{пр}$	k_d	k_p	Z_m , тыс. руб.	$Z_{дн}$, тыс. руб.	T_p , раб. дн.	$Z_{осн}$, тыс. руб.
Руководитель	23,264	0,3	0,3	1,3	48,39	2,53	21	53,13
Дипломник	5,707	0	0	1,3	7,42	0,34	48	16,32

Итого $Z_{\text{осн}}$	69,45
------------------------	-------

Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)

В данной статье расходов отражаются обязательные отчисления по установленным законодательством Российской Федерации нормам органам государственного социального страхования (ФСС), пенсионного фонда (ПФ) и медицинского страхования (ФФОМС) от затрат на оплату труда работников.

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$Z_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} * (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}),$$

(х)

где $k_{\text{внеб}}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.). На 2014 г. в соответствии с Федеральным законом от 24.07.2009 №212-ФЗ установлен размер страховых взносов равный 30%. На основании пункта 1 ст.58 закона №212-ФЗ для учреждений, осуществляющих образовательную и научную деятельность, в 2014 году водится пониженная ставка – 27,1%

Таблица X – отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата, тыс. руб	Дополнительная заработная плата, тыс. руб
	Исп. 1	
Руководитель	53,13	6,38
Дипломник	16,32	1,96
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	0,271	

Итого	
Исполнение 1	21,08

Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы (темы) является основой для формирования бюджета затрат проекта, который при формировании договора с заказчиком защищается научной организацией в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции.

Таблица X – Расчет бюджета затрат НИИ

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
	Исп. 1	
1. Затраты по основной и дополнительной заработной плате исполнителей темы	77790	
2. Отчисления на социальные нужды	21080	
3. Накладные расходы	15819,2	16% от суммы 1-2
4. Бюджет затрат НИИ	114689,2	Сумма ст. 1-3

5. Социальная ответственность

Основной целью раздела является рассмотрение оптимальных норм для улучшения условий труда, обеспечения производственной безопасности человека, повышения его производительности, сохранения работоспособности в процессе деятельности.

Разработаны требования безопасности и комплекс защитных мероприятий на рабочем месте. Также этот раздел включает подразделы охраны окружающей среды и чрезвычайных ситуаций.

Настоящая дипломная работа посвящена модернизации приводов запорной арматуры, в частности модернизация привода задвижки. Запорная арматура находит обширное применение в нефтегазовой отрасли. В связи с этим данный раздел ВКР посвящен анализу возможных опасных и вредных факторов при работе с запорной арматурой на газокompрессорной станции (ГКС).

В качестве персонала рассматривается машинист ГКС. Рабочим местом машиниста является машинный зал. Работа выполняется в основном стоя. Следит за показаниями приборов на пульте управления, осуществляет контроль за технологическим процессом, поддерживает в рабочем состоянии компрессорную установку. Регламентированные перерывы – 3% от рабочего времени.

В обязанности машиниста входит участие в подготовительных работах к пуску компрессорной установки, принятие первоначальных мер по ликвидации аварий и пожаров, проверка состояния отдельных механизмов и компрессорной установки в целом, закачка смазочных масел в двигатель и компрессор, поддержание компрессорной установки в чистоте.

Анализ вредных факторов производственной среды.

Вредным производственным фактором (ВПФ) называется такой производственный фактор, воздействие которого на работающего в определенных условиях приводит к заболеванию или снижению трудоспособности. Заболевания, возникающие под действием вредных производственных факторов, называются *профессиональными*.

При работе с запорной арматурой на газокompрессорной станции можно выделить следующие вредные факторы производственной среды:

- Химические;

К химическим вредным факторам следует отнести вредное влияние красок и лакокрасочных материалов. На станции ГКС лакокрасочные работы производят не только для защиты трубопроводной арматуры, но и для обозначения различных трубопроводов для нефти, газа и других химических веществ необходимых в переработки нефти и газа, запорная арматура так же входит в эти работы.

Краски содержат потенциально вредные химикаты, такие как растворители и летучие органические соединения (ЛОС). При высыхании краски эти компоненты выделяются в воздух, ядовитые пары которых и вдыхает в свои лёгкие человек.

При повышенной температуре окрашиваемой поверхности вредные химические вещества могут поступать в организм работающих через органы дыхания, желудочно-кишечный тракт, кожный покров и слизистые оболочки. Статистика профессиональных заболеваний показывает, что большинство промышленных отравлений связано с проникновением вредных веществ через органы дыхания в виде пыли, газа, паров и тумана. Всасывание через дыхательную систему относится к наиболее быстрому пути поступления вредных веществ в различные органы и системы. Физическое напряжение обычно сопровождается усилением легочной вентиляции и кровообращения. В таких условиях количество вредных веществ, поступающих в организм через органы дыхания, увеличивается, что способствует развитию интоксикации.

Способы защиты:

- Во время покрасочных работ как можно чаще выходите подышать свежим воздухом, дождитесь полного высыхания краски, прежде чем вновь использовать данное помещение в прежних целях.
- Рекомендуется использовать респираторные маски, которые способствуют очищению воздуха от пыли и вредных веществ.

В результате эксплуатации запорной арматуры как правило не обходится без поломок. В том числе разрушение уплотнений в фланцевой и в

корпусной части задвижки. в зависимости на какой линии трубопровода установлена задвижка, нарушение герметичности может нанести различные вредные факторы на человека.

Нарушение герметичности задвижки на азотной линии:

Азот — газ, не имеющий ни запаха, ни вкуса. При нормальной температуре азот вредно действует на организм человека, так как с увеличением его содержания в воздухе уменьшается количество кислорода, что вызывает удушье. При обычной температуре азот мало активен, но при высоких температурах он, соединяясь с кислородом, образует окись азота. В соединении с водородом азот образует аммиак. Каждое из заказанных соединений вредно действует на организм человека.

Нарушении герметичности в главном трубопроводе транспортирующий природных газ так же может нанести вред человеку.

Симптомы отравления природным газом:

Отравление природным газом может быть сильным и лёгким. При лёгком отравлении возникает острая головная боль, боль в области лба и в висках, шум в ушах, головокружение, слабость, учащение сердцебиения (тахикардия), тошнота и рвота. Человек в сознании, но возможен двигательный паралич. При сильном отравлении могут развиваться зрительные и слуховые галлюцинации, на лице появляются розовые или синие пятна – в это время зрачки расширены, температура тела повышена, что указывает на отёк головного мозга.

При неисправности электропривода задвижки, прибегают к механическому управлению. На трубопроводах больших диаметров открытие задвижки влечет за собой тяжесть труда.

Тяжесть труда - характеристика трудового процесса, отражающая преимущественную нагрузку на опорно - двигательный аппарат и функциональные системы организма (сердечно - сосудистую, дыхательную и др.), обеспечивающие его деятельность.

Тяжесть труда характеризуется физической динамической нагрузкой, массой поднимаемого и перемещаемого груза, общим числом стереотипных

рабочих движений, величиной статической нагрузки, характером рабочей позы, глубиной и частотой наклона корпуса, перемещениями в пространстве.

Анализ опасных факторов производственной среды.

Опасным производственным фактором является такой фактор производственного процесса, воздействие которого на работающего приводит к травме или резкому ухудшению здоровья.

При работе с запорной арматурой на газокompрессорной станции можно выделить следующие опасные факторы производственной среды:

- Химические:

При эксплуатации запорной арматуры может произойти разрушение арматуры, потери герметичности по отношению к внешней среде, последующим выходом опасных токсичных веществ во внешнюю среду газокompрессорной станции.

В зависимости на каком трубопроводе была установлена задвижка, вышедшая из строя, можно выявить различные опасные факторы.

Нарушении герметичности трубопровода, транспортирующего метанол, может повлечь за собой множество опасных факторов на человека.

Метанол (метиловый спирт) часто применяют как растворитель жиров, смол и лаков. В организм человека он, как правило, попадает через органы пищеварения, дыхания, а также через кожу. Метиловый спирт является преимущественно нервным (нейротропным) и сосудистым ядом. Он способен скапливаться в организме человека. Легкая форма поражения характеризуется мелким тремором пальцев рук пошатыванием, сонливостью, повышенной утомляемостью, рвотой, тошнотой, головокружением, головной болью. При тяжелой форме отравления происходят расстройство и потеря зрения (часто необратимые), появляются судороги, слабый учащенный пульс, возможны потери сознания, в самых тяжелых случаях - смерть.

Нефтепродукты (смазочные масла, дизельное топливо, керосин, бензин) при длительном и частом воздействии на кожный покров могут привести к кожным заболеваниям. Попадая в организм человека через кожный покров, они

могут вызывать отравления. Пары нефти оказывают раздражающее и наркотическое действие. При большой концентрации в случае разлива нефтепродуктов возможны потеря сознания, нарушение сердечной деятельности.

- высокая вероятность взрыва и возникновения пожара;

Пожарная опасность при эксплуатации резервуаров определяется несколькими факторами: разрушение арматуры, потери герметичности по отношению к внешней среде, последующим выходом легковоспламеняющегося продукта из трубопровода во внешнюю среду, появлением «случайной» искры в пределах выхода газа, а также при неисправности электропривода, в следствии чего приведет к замыканию или взрыву рабочей области задвижки. В результате может возникнуть тепловое воздействие на организм, недостаток кислорода, повреждение поверхности тела, ожоги, ранение обломками, потеря сознания, удушье и смерть при продолжительном вдыхании СО.

Для предотвращения требуется проводить контроль состава воздушной среды, регламентировать огневые работы, не допускать нагрева оборудования до температуры самовоспламенения, применять материалы, не создающие при соударении искр, взрывозащищенное оборудование.

- Повышенное значение напряжения в электрической сети;

Запорная арматура, оборудованная электроприводом, как правило питается от напряжения в 350 киловольт.

Возможно поражение электрическим током, ожоги, нарушение физико-химического состава крови, поражение слизистой оболочки глаз, разрыв тканей организма, летальный исход.

Для предупреждения поражений нужно производить изоляцию проводов, установку оградительных устройств, использование предупреждающих плакатов и знаков безопасности, защитного заземления и отключения, зануление, применять СИЗ (диэлектрические перчатки, инструменты с изолирующими рукоятками), устанавливать молниеотводы.

Любые работы по ремонту и обслуживанию оборудования, находящегося под воздействием электрической энергии, должны проводиться при соблюдении следующих условий:

- все источники энергии идентифицированы;
- любая идентифицированная энергия изолирована, стравлена или разряжена;
- обеспечена соответствующая блокировка с предупредительными табличками в точках отключения;
- проведена проверка (тест) надежности отключения;
- организована периодическая проверка надежности отключения энергии.

- Движущиеся механизмы;

Работа задвижки подразумевает открытие и закрытие затвора в сечении трубопровода. При этом внешне доступно, при работе задвижки, вращается шток (продольная, цилиндрическая часть задвижки с резьбой).

При нахождении машиниста вблизи работающей задвижки не должно быть развевающихся частей одежды во избежание захвата их вращающимся штоком.

Так же безопасность рабочих осуществляется: отсутствием на наружных поверхностях арматуры острых выступающих частей и кромок; защитой персонала от движущихся частей арматуры и приводов (исполнительных механизмов); креплением арматуры для защиты ее от срыва или смещения при возникновении значительных реактивных сил от сбрасываемой рабочей среды, при вероятности сейсмического воздействия на арматуру, а также для снятия нагрузок на арматуру от воздействия трубопровода.

Охрана окружающей среды

Защита селитебной зоны

Расположение производственной территории относительно селитебной:

- При проектировании зоны необходимо обеспечить защиту селитебной территории от загрязнения промышленными газами, отходами, сточными водами.

- Промышленные предприятия должны быть удалены от селитебной территории на расстояние, соответствующее степени вредности предприятия.

В соответствии с Санитарными Нормами 245-71, в зависимости от вида производства, выделяемых вредных выбросов и условий технического процесса установлена протяженность санитарно-защитной зоны.

Территория санитарно-защитной зоны должна быть благоустроена и озеленена по проекту благоустройства, разрабатываемому одновременно с проектом строительства или реконструкции предприятия.

В санитарно-защитной зоне допускается размещать:

а) предприятия, их отдельные здания и сооружения с производствами меньшего класса вредности, чем производство, для которого установлена санитарно-защитная зона при условии аналогичного характера вредности;

б) пожарное депо, бани, прачечные, гаражи, склады, здания управлений, конструкторских бюро, учебных занятий, магазинов, предприятий общественного питания, поликлиники;

в) помещения для дежурного аварийного персонала и охраны предприятий по установленному списочному составу, местные и транзитные коммуникации, ЛЭП, электростанции и т.д.

С целью уменьшения загрязнения атмосферного воздуха вредными веществами, выделяемыми стационарными источниками: резервуарами, открытыми дренажными емкостями, факельными блоками размещение их осуществляется с учетом господствующего направления ветра, чтобы уменьшить попадание веществ, загрязняющих атмосферный воздух, на селитебную зону.

Воздействие на атмосферу

Запорные устройства на трубопроводах ГКС предназначены для подачи или остановки природного газа, который представляет собой смесь продуктов сгорания с избыточным горением. В общем случае продукты сгорания могут содержать:

- продукты полного сгорания горючих компонентов топлива;
- компоненты неполного сгорания топлива;
- окислы азота.

Выхлопные газы, загрязняют атмосферу. Частицы, содержащиеся в выхлопном газе, наносят вред здоровью человека, попадая в органы дыхания. Для снижения концентрации вредных веществ выхлопных газов необходима более тщательная подготовка топливного газа, для снижения содержания механических примесей.

Воздействие на литосферу

Работа запорных устройств подразумевает осуществление регулярного технического обслуживания. Замена отработавших материалов и узлов приводит к образованию твердых отходов производства (металлолом черный и цветной, фторопласт, прочий бытовой и технический мусор). Для утилизации бытовых отходов применяются полигоны твердых бытовых отходов.

Решения по обеспечению экологической безопасности:

- При выполнении работ по наливу, сливу, зачистке транспортных средств и хранилищ следует соблюдать инструкции и правила техники безопасности, производственной санитарии и пожарной безопасности, разработанные для каждого предприятия с учетом специфики производства.

Работающие с нефтью и нефтепродуктами должны быть обучены безопасности труда в соответствии с ГОСТ 12.0.004.

- При работе с отработанными нефтепродуктами, являющимися легковоспламеняющимися и ядовитыми веществами, необходимо применять индивидуальные средства защиты по типовым отраслевым нормам.
- Для предотвращения загрязнения окружающей среды углеводородами, уменьшения пожарной опасности и улучшения условий труда рекомендуются системы размыва и предотвращения накопления осадков в резервуарах, установки герметичного налива и слива, стационарные шланговые устройства, системы автоматизации процессов сливно-наливных операций.
- Режим слива и налива нефтепродуктов, конструкция и условия эксплуатации средств хранения и транспортирования должны удовлетворять требованиям электростатической искробезопасности по ГОСТ 12.1.018.
- Устройства полигонов твердых бытовых отходов должны организовываться в соответствии с СанПиНом 2.1.7.722-98.

Защита в чрезвычайных ситуациях

Возможные ЧС на объекте:

- разрушение арматуры;
- увеличение крутящего момента при управлении арматурой до значений выше нормального;
- появление открытого огня;
- перегрузка электроприборов.

В случае выхода из строя запорной арматуры или привода запорной арматуры, которая может повлечь за собой все выше перечисленные факторы ЧС, прибегают к установке на трубопроводах предохранительной арматуры, которая незамедлительно сработает и перекроет поток газа по трубопроводу.

Компрессорная станция является объектом повышенной опасности для всего персонала, а также объектом, на котором установлено дорогостоящее оборудование, эксплуатировать которое должны специалисты предприятия, которые прошли обучение и имеют допуск к работе оборудования, транспорта, а также знают как действовать в случаях аварий, в нестандартных ситуациях.

Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Правила безопасного ведения работ регламентируются ПБ 12-368-00 "Правила безопасности в газовом хозяйстве", который разработан в соответствии с "Положением о Федеральном горном и промышленном надзоре России" и учитывают требования Федерального закона "О промышленной безопасности опасных производственных объектов" от 21.07.97 N 116-ФЗ, а также других действующих нормативных документов.

Допуск к работе имеют лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование в установленном порядке и не имеющие противопоказаний к выполнению данного вида работ, обученные безопасным методам и приемам работы, применению средств индивидуальной защиты, правилам и приемам оказания первой медицинской помощи пострадавшим и прошедшие проверку знаний в установленном порядке.

Лица женского пола могут привлекаться к проведению отдельных газоопасных работ, предусмотренных технологическими регламентами и инструкциями и допускаемых законодательством о труде женщин.

К выполнению работ допускаются руководители, специалисты и рабочие, обученные и сдавшие экзамены на знание правил безопасности и техники безопасности, умеющие пользоваться средствами индивидуальной защиты и знающие способы оказания первой (доврачебной) помощи.

Первичное обучение рабочих безопасным методам и приемам труда; руководителей и специалистов, лиц, ответственных за безопасную эксплуатацию газового хозяйства и ведение технического надзора, а также лиц, допускаемых к выполнению газоопасных работ, должно проводиться в организациях (учебных центрах), имеющих соответствующую лицензию.

Основным органом государственного надзора и контроля за состоянием охраны труда является Федеральная служба по труду и занятости. В ее структуру входят Управление надзора и контроля за соблюдением законодательства о труде, территориальные органы по государственному надзору и контролю за соблюдением трудового законодательства и иных нормативных правовых актов, содержащих нормы трудового права, государственные инспекции труда субъектов Российской Федерации.

Заключение

Результатом проведения данной работы стало конструирование принципиально нового электропривода задвижки с двухступенчатым редуктором, в качестве второй ступени применялась планетарная передача с промежуточными телами качения. В результате проектирования и расчетов был получен привод главными достоинствами которого является компактность, высокая нагрузочная и перегрузочная способность что необходимо при заедании затвора из – за коррозии, износа или пот действием температур. Так же меньшие габариты при одинаковых мощностях.

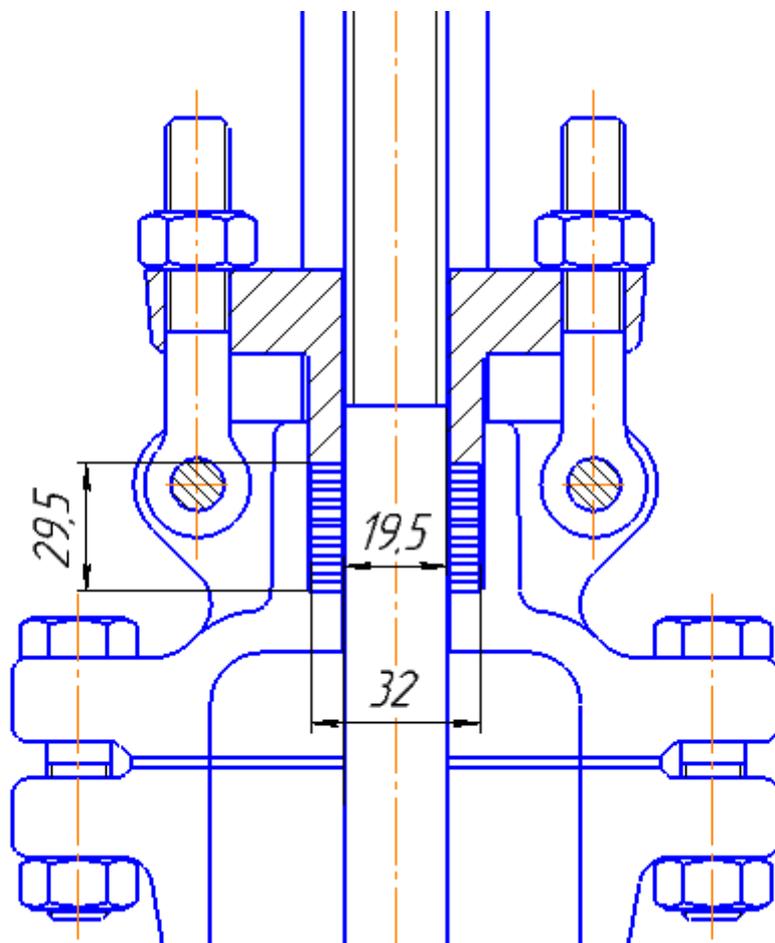
Также рассмотрены основные теоретические положения о задвижках и приводах запорной арматуры, их основных частей. Рассмотрены основные преимущества различных видов задвижек и приводов. Проведен расчёт выбранной задвижки по ее рабочим параметрам и расчет моделируемого электропривода. По расчетам были спроектированы конструкторские чертежи задвижки и электропривода. Так же были спроектированы 3D чертежи задвижки и электропривода.

Проведен экономический расчёт. Были спланированы научно исследовательские работы, определены возможные альтернативы проведения научных исследований, определены потенциальные потребители результатов исследования и проделан Swot анализ.

Список используемых источников

1. Панкратов Э.Н. Проектирование механических систем автоматизированных комплексов для механообрабатывающего производства. практикум лидера – проектировщика. – Томск: изд-во Том. ун-та, 1998. 295 с.
2. Беляев А.Е. Механические передачи с промежуточными телами повышенной точности и долговечности. Учебное пособие. Томск, изд. ТПИ им. С.М. Кирова, 1986. – 60 с.
3. Янгулов, Владимир Семенович. Силовой расчёт волновых передач с промежуточными телами качения с адаптивным генератором. Томский политехнический университет (ТПУ). — 2008. —Т. 312, № 2 : Математика и механика. Физика. — [С. 28-31].
4. Электроника Урал. Синхронные серводвигатели SIEMENS. Главный каталог электродвигателей. <http://eltkural.ru>
5. Челнинский арматурный завод. Каталог продукции. Стальные задвижки клиновые. <http://chelaz.ru/>
6. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. – 3-е изд., стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416 с.
7. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для техникумов / С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, К.Н. Боков и др. – М.: Машиностроение, 1980. – 351 с., ил.
8. Гошко А.И. Арматура трубопроводная целевого назначения. Выбор. Эксплуатация. Ремонт. - М.: Машиностроение, 2003 -432 с.
9. Сейнов С.В., Сейнов Ю.С. Задвижки клиновые. Использование. Техническое обслуживание. Ремонт. Технический справочник из серии «Эксплуатация и ремонт арматуры, трубопроводов, оборудования. - М.: Инструмент, 2003. - 144 с.
10. Удут Л.С., Мальцева О.П., Кояин Н.В. Проектирование и исследование автоматизированных электроприводов. Часть 6. - Механическая система

Приложение 1



Геометрический расчёт конической передачи с прямыми зубьями

Наименование и обозначение параметра	Ведущее ^{±1} колесо	Ведомое ^{±2} колесо
<i>Исходные данные</i>		
Число зубьев	z_1, z_2	21 67
Внешний окружной модуль, мм	m_e	3
Межосевой угол передачи	Σ	90°00'00"
Исходный контур	—	ГОСТ 13754-81
Угол профиля исходного контура	α	20°00'00"
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	h_a^*	1
Коэффициент радиального зазора исходного контура	c^*	0,2
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	ρ_f^*	0,3
Ширина зубчатого венца, мм	b	30
Коэффициент смещения исходного контура	x	+0,393 -0,393
Коэффициент изменения расчётной толщины зубьев исходного контура	x_ζ	+0,036 -0,036
Радиус закругления вершины резца, мм	$\rho_{\text{Ю}}$	0,912
Степень точности	—	7-С 7-С
<i>Определяемые параметры</i>		
Число зубьев плоского колеса	z_e	70,214
Внешнее конусное расстояние, мм	R_e	105,321
Среднее конусное расстояние, мм	R	90,321
Средний окружной модуль, мм	m	2,573
Средний делительный диаметр, мм	d	54,027 172,373
Внутренний окружной модуль, мм	m_i	2,145
Угол делительного конуса	δ	17°24'10" 72°35'50"
Передаточное число	u	3,19
Внешняя высота головки зуба, мм	$h_{a\text{в}}$	4,179 1,821
Внешняя высота ножки зуба, мм	$h_{f\text{в}}$	2,421 4,779
Внешняя высота зуба, мм	$h_{\text{в}}$	6,6 6,6
Внешняя окружная толщина зуба, мм	$s_{\text{в}}$	5,677 3,748
Угол ножки зуба	θ_f	1°19'01" 2°35'53"
Угол головки зуба	θ_a	2°35'53" 1°19'01"
Угол конуса вершин	δ_a	20°00'03" 73°54'51"
Угол конуса впадин	δ_f	16°05'09" 69°59'57"

Внешний делительный диаметр, мм	d_e	63	201
Внешний диаметр вершин зубьев, мм	$d_{e\sigma}$	70,975	202,089
Внешний диаметр вершин зубьев со срезом, мм	$d_{e\sigma}'$	70,975	202,089
Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев, мм	B	99,25	29,762

Приложение 2

Продолжение Приложения 2.

Наименование и обозначение параметра		Ведущее ^{*1} копесо	Ведомое ^{*2} копесо
<i>Измерительные параметры</i>			
<i>Расчёт внешней постоянной хорды зуба и высоты до постоянной хорды</i>			
Внешняя постоянная хорда зуба, мм	\bar{s}_e	5,013	3,309
Высота до внешней постоянной хорды зуба, мм	\bar{h}_e	3,267	1,219
<i>Расчёт внешней делительной толщины зуба по хорде и высоты до хорды</i>			
Половина внешней угловой толщины зуба	Ψ_e	0,086	0,006
Внешняя делительная толщина зуба по хорде	\bar{s}_e'	5,67	3,748
Высота до внешней делительной хорды зуба	$\bar{h}_{e\sigma}'$	4,301	1,826
<i>Расчёт делительной толщины зуба по хорде и высоты до хорды в любом сечении по ширине зубчатого венца</i>			
Преднамеренное смещение измерительного сечения, мм	l_x	0,001	0
Конусное расстояние до измерительного сечения, мм	R_x	105,32	105,321
Окружная толщина зуба в измерительном сечении, мм	s_x	5,677	3,748
Толщина зуба по хорде в измерительном сечении, мм	\bar{s}_x	5,67 ^{0,054} _{0,114}	3,748 ^{0,081} _{0,181}
Высота зуба до хорды в измерительном сечении, мм	\bar{h}_{ax}	4,301	1,826
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
<i>Проверка отсутствия подрезания зубьев</i>			
Минимальное число зубьев шестерни, свободное от подрезания	z_{\min}	9,903	--
Коэффициент наименьшего смещения у шестерни	x_{\min}	-0,287	--
Отсутствие подрезания зуба шестерни	—	выполнено	
Проверка по минимальному числу зубьев шестерни	—	выполнено	
<i>Проверка внешней окружной толщины зуба на поверхности вершин</i>			
Число зубьев эквивалентного цилиндрического зубчатого колеса	$z_{\text{вт}}$	22,007	224,016
Делительный диаметр внешнего эквивалентного цилиндрического зубчатого колеса, мм	$d_{\text{вте}}$	56,619	576,334
Диаметр вершин зубьев внешнего эквивалентного цилиндрического зубчатого колеса, мм	$d_{\text{авте}}$	64,977	579,976
Угол профиля зуба в точке на окружности вершин зубьев внешнего эквивалентного цилиндрического зубчатого колеса	$\alpha_{\text{вте}}$	35°01'59"	20°57'58"
Внешняя окружная толщина зуба на поверхности вершин, выраженная в долях модуля	$s_{e\sigma}^*$	0,553	1,249
<i>Проверка коэффициента торцевого перекрытия</i>			
Коэффициент торцевого перекрытия	ϵ_{α}	1,631	

Приложение 3

Геометрический расчёт

угловая скорость: радиус тела качения:
радиус центрады: число точек профиля:
число тел качения: прямое обратное

The figure contains three plots. The top-left plot shows the velocity profile V_t versus f_i (0.0 to 6.0). The curve starts at 0, dips slightly below 0, then rises to a peak of approximately 8 around $f_i = 4.5$, and ends at 0. The bottom-left plot shows the velocity profile V_t versus f_i (0.0 to 6.0). The curve starts at approximately 8.6, dips to a minimum of approximately 8.0 around $f_i = 3.5$, and ends at approximately 8.6. The right plot shows the geometric profile X_k versus Y_k (-55 to 55). The profile is a closed, symmetric, star-like shape with 19 lobes, centered at the origin.