

SATBAYEV UNIVERSITY



**SATBAYEV
UNIVERSITY**

**ИНСТИТУТ МЕТАЛЛУРГИИ И
ПРОМЫШЛЕННОЙ ИНЖЕНЕРИИ
КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ
МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ**

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой ТМиО
канд, техн, наук, ассоц, проф.
_____ К.К. Елемесов
«25» мая 2020 г.

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: «Разработка конструкции фонтанной арматуры для эксплуатации
скважины давлением до 70

МПа»

5B072400 – «Технологические машины и оборудование»

Выполнил выпускник: Рустемова Е.Р.

Научный руководитель: к.т.н., профессор: Калиев Б.З.

Алматы 2020

Satbayev University

Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра технологические машины и оборудование

5B072400 – «Технологические машины и оборудование»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой ТМиО
канд, техн, наук, ассоц, проф.

К.К. Елемесов
«28» Январь 2020 ж.

ЗАДАНИЕ

На выполнение дипломного проекта

Обучающемуся:

Тема дипломному проекту: «Разработка конструкции фонтанной арматуры для эксплуатации скважины давлением до 70 МПа»

Утверждена приказом по университету. № 762-б "27" января 2020г

Срок сдачи законченной работы: «25» мая 2020 г.

Исходные данные к дипломному проекту:

Давление 70 МПа

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

а) В техническом разделе раскрыты конструкция и описание фонтанной арматуры

б) Расчетная часть-рассчитана фонтанная арматура для эксплуатации скважины с давлением до 70 Мпа

в) Экономическая часть раскрывает выгоду от предложенной конструкции

г) В экологической части описаны возможные аварии, выбросы и их предотвращение

АННОТАЦИЯ

Дипломный проект включает в себя 38 страниц пояснительной записки и графическую часть, непосредственно с патенто-информативным обзором. В данном дипломном проекте рассмотрена конструкция фонтанной арматуры на рабочее давление до 70 МПа, опираясь на теоретические и технические знания и материалы, была проведена модернизация запорного устройства, а именно шиберная дисковая задвижка. Представлена экологическая и экономическая части выполненной работы.

АНДАТПА

Дипломдық жұмыс 38 парақ түсіндірме жазбадан және патенттік-ақпараттық шолудан тұрады. Дипломдық жобанда теориялық және техникалық білім мен материалдарға сүйене отырып, 70 МПа дейінгі қысымға арналған бұрқақ арматураларының дизайны қарастырылған, өшіру құрылғысы, дәлірек айтсақ, сырғымалы қақпа клапаны жаңартылды. Орындалған жұмыстардың экологиялық және экономикалық бөліктері келтірілген.

ANNOTATION

The graduation project includes 38 pages of an explanatory note and a graphic part, directly with a patent-informative review. In this thesis project, the design of the fountain valves for operating pressures up to 70 MPa is considered, based on theoretical and technical knowledge and materials, the shut-off device, namely the slide gate valve, was modernized. The environmental and economic parts of the work performed are presented.

СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	5
1	Анализ тенденций развитие и постановка задач проектирования	6
1.1	Анализ основных параметров фонтанной арматуры	6
1.2	Анализ конструктивной исполнение фонтанной арматуры	7
1.3	Анализ условий эксплуатации и причин отказа фонтанной арматуры	10
2	Техническое обслуживание, монтаж и ремонт фонтанной арматуры	11
3	Расчетная часть	13
3.1	Проверочный прочностной расчет	13
3.1.1	Определение усилий во фланцевом соединении	13
3.1.2	Расчет шпилек	14
3.1.3	Расчет фланца	15
3.1.4	Расчет цилиндрической части арматуры	16
3.1.5	Расчет корпусной детали	17
3.1.6	Расчет прочности прокладки	17
3.2	Расчет прямоточной задвижки	17
3.2.1	Определение осевого усилия	18
3.2.2	Определение крутящего момента на маховике прямоточной задвижки	19
3.2.3	Расчет шпинделя задвижки	19
3.2.4	Расчёт резьбового соединения «шпиндель-втулка»	20
4	Экологическая часть	24
4.1	Технические мероприятия и методы, предусмотренные проектом	25
4.2	Охрана окружающей среды	25
5	Экономическая часть	26
5.1	Определение капитальных вложений	26
5.2	Расчет экономии эксплуатационных затрат и технические решения	27
5.3	Расчет прибыли от использования технических решений	28
	Заключение	31
	Список использованной литературы	32

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время нефть и газ являются главными источниками энергетической обеспеченности всего человечества, также стоит отметить, что это одни из важнейших источников химического сырья. Сырье добываемое из нефти и газа считается главным показателем уровня экономического развития страны и обеспечивает достаточно быстрый рост технического прогресса.

Нефтяные и газовые промыслы требуют оснащения большим количеством различных машин и оборудования, необходимых для добычи нефти и газа, для качественной работы всего имеющегося оборудования существуют требования к работоспособности машин, что привело к необходимости создания служб по контролю функционирования оборудования и оснащение этих же служб необходимой техникой и оборудованием. Для обслуживания и ремонта и обслуживания скважин и средств их эксплуатации были спроектированы комплексы оборудования и машин. За счет этого нефтегазовый промысел в настоящее время стал объектом насыщенным техникой, также это объект автоматизированного регулирования и управления, позволяющий одновременно выполнять десятки взаимосвязанных технологических процессов и операций. Особенности и специфика техники, используемой в этой сфере деятельности обуславливаются особенностями выполнения технологических процессов, свойственных только нефтегазодобывающей промышленности. Только при выполнении всех требуемых условий по обеспечению нефтегазовой промышленности техникой и оборудованием в необходимом количестве и соответствующим всем требованиям по качеству и надежности можно осуществить все вышесказанное.

1 Анализ тенденции развития и постановка задач проектирования

1.1 Анализ функционального назначения фонтанной арматуры.

Фонтанная арматура, предназначена для оборудования фонтанирующей скважины и обеспечивает подвеску насосно-компрессорных труб, герметизацию межтрубного пространства, регулировку режима работы скважины с помощью дросселирующих устройств, отвод продукции скважины в манифольд и промысловую сеть, а также контроль состояния затрубного пространства и давления в основном стволе арматуры с помощью манометров.

Фонтанная арматура стала необходимой частью оборудования в связи с началом применения подъемника и устройств для регулирования дебита, т.е. расхода жидкости или газа фонтанирующей скважины с помощью дросселей, а именно штуцеров, а также для контроля движения жидкости или газа в подъемнике на устье скважины, т.е. на буфере. Для этих целей сначала применялась простейшая фонтанная арматура, включающая тройник, запорное устройство, манометр, штуцер и вентиль. Запорное устройство использовалось для того, чтобы сменить штуцер. Арматура с двумя выкидными линиями появилась из-за необходимости смены штуцера без остановки скважины. Эта арматура состоит из трех тройников и трех запорных устройств и штуцеров, сочетания которых начали называть фонтанной елкой.

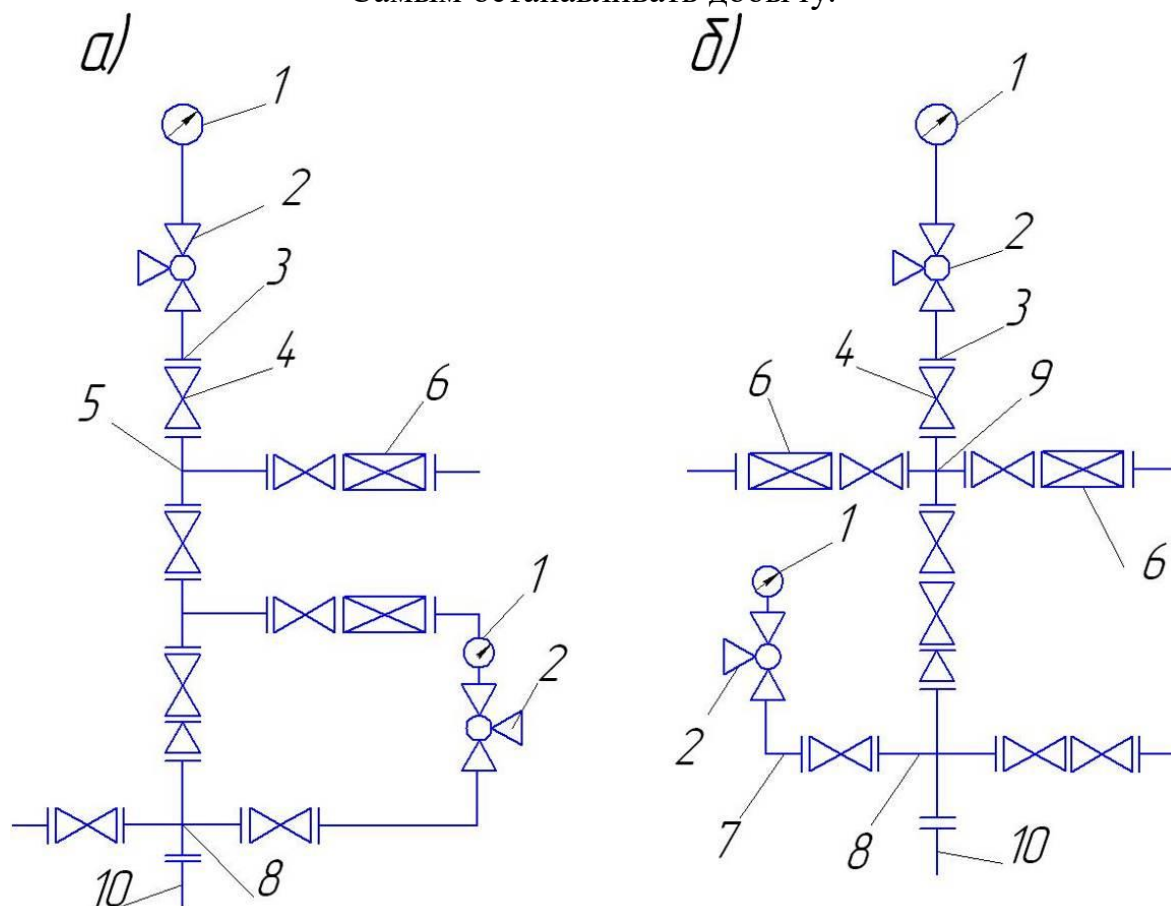
Узел, дополняющий фонтанную арматуру, состоит из тройника, вентиля и манометра, запорного устройства, имеет название трубной головки, служит для удержания колонны подъемных труб и необходим для контроля давления в межтрубном пространстве в более удобной и надежной системе подъемника.

Основные параметры для разработки фонтанной арматуры: рабочее давление и диаметр сечения елки, еще необходимо задать дополнительные параметры – размер количество опускаемых НКТ, характеристика пласта, наличие механических примесей и его агрессивность.

Рабочее давление есть основной параметр при разработке фонтанных арматур. Тип, размеры, исполнение и конструктивные варианты арматуры, а также отдельных элементов целиком зависят от давления. Химический состав извлекаемых флюидов играет большую роль в выборе материала для изготовления фонтанной арматуры. Схема арматуры зависит от содержания механических примесей в жидкости, а также от ее давления. Так, например, при повышенном содержании песка, рекомендуется использовать арматуру тройникового типа. Условный диаметр проходного отверстия зависит так же от давления извлекаемых жидкостей.

1.2 Анализ конструктивной исполнения фонтанной арматуры

Существует некоторые предусмотренные схемы, составляющие две группы арматур, с использованием крестовин и с использованием тройников. Крестовая арматура для скважин, не содержащих абразивные частицы, применяется для средних и высоких давлений - 35...105 МПа. Преимуществом крестовой арматуры считается ее меньшая высота, самым большим недостатком - необходимость при замене крестовика или задвижек, присоединенным к боковым отводам, закрывать центральную задвижку и тем самым останавливать добычу.



1 - манометр; 2 - запорное устройство к манометру; 3 - фланец; 4 - задвижка; 5 - тройник; 6 - дроссель; 7 - буфер; 8 - крестовина, устанавливаемая на колонной головке; 9 - крестовина елки; 10 - колонная головка.

Рисунок 1-схемы тройниковой и крестовой арматур

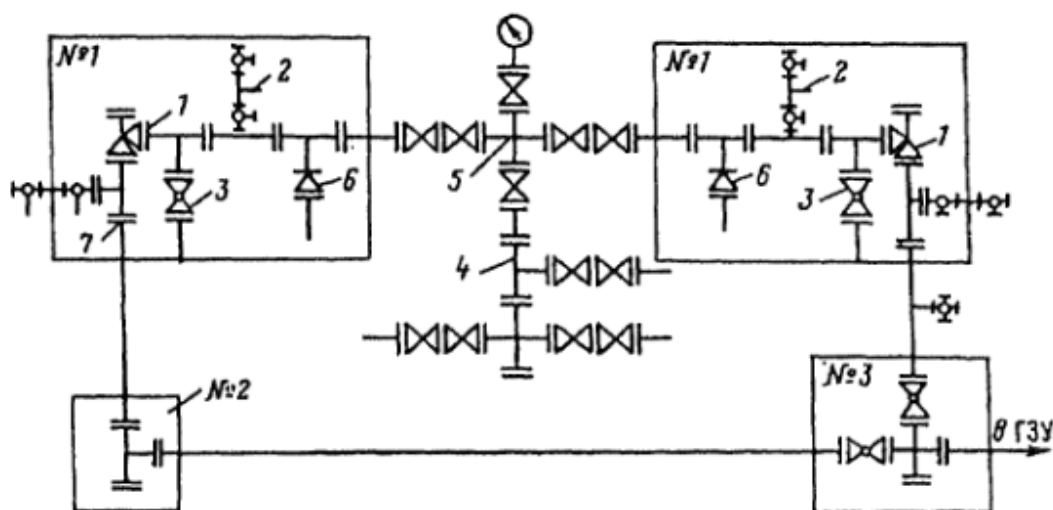
Основные узлы фонтанной арматуры - трубная головка и елка. Устанавливается она на верхнем фланце колонной головки скважины. Предназначение трубной головки- подвеска одного или двух рядов подъемных труб, их герметизация, а также выполнение технологических операций при освоении, ремонте и эксплуатации скважин. Колонны подъемных труб подвешиваются к трубной головке на резьбе, или на муфте. Для подвешивания при однорядной конструкции лифта трубы на резьбе используется стволовая

катушка; при двухрядной конструкции внутренний ряд труб подвешивается на стволовой катушке, а наружный - на тройнике трубной головки.

При использовании муфтовой подвески для однорядной конструкции лифта, трубы подвешиваются на муфтовой подвеске, которая устанавливается в крестовине трубной головки; при двухрядной конструкции для внутреннего ряда труб муфтовая подвеска устанавливается в тройнике трубной головки, а для наружного ряда – в крестовике.

Направление потока жидкости через выкидную линию и манифольд на замерную установку, регулирование режима эксплуатации и контроля действия скважины путем спуска глубинных приборов, лишь малая часть назначения фонтанной елки.

Ёлка арматуры бывает тройниковой-однострунной или двухструнной, либо крестовой двухструнной. Тройниковая арматура с двухструнной елкой используется для скважин в продукции которых содержатся механические примеси. Крестовая и тройниковая одноступенчатые арматуры - для скважин, в продукции которых нет механических примесей. Существуют также запасные струны, они применяются в том случае, если необходимо поменять штуцер или запорное устройство. Манифольд служит для соединения фонтанной арматуры с выкидной линией.

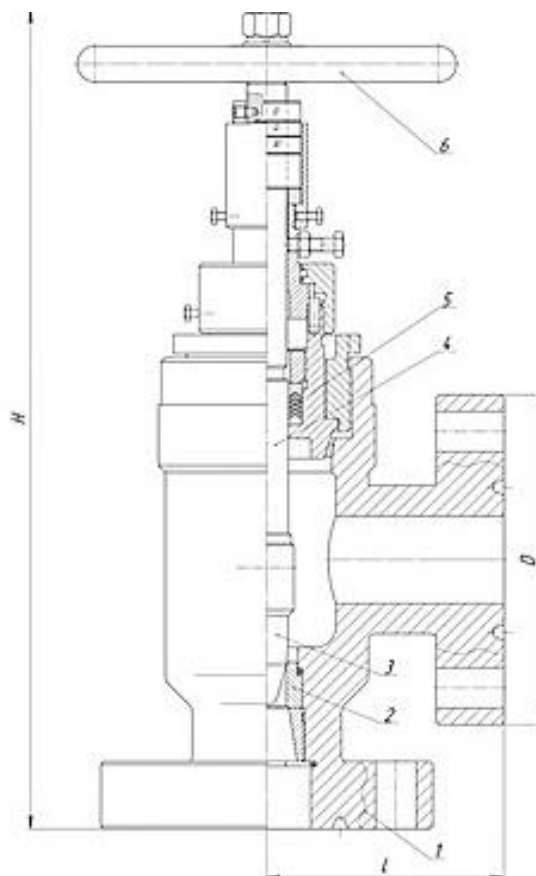


1 - регулируемый штуцер; 2 - вентили; 3 - запорное устройство для сброса продукции на факел или в земляной амбар; 4 - тройник; 5 - крестовина; 6 - предохранительный клапан; 7 - фланцевое соединение; ГЗУ - групповая замерная установка

Рисунок 2- Схема обвязки крестовой фонтанной арматуры

Запорные устройства в фонтанной арматуре существуют двух типов: прямоточные задвижки с уплотнительной смазкой и пробковые краны. В зависимости от эксплуатационных условий фонтанная арматура изготавливается для коррозионных, не коррозионных сред и для холодной климатической зоной.

Для регулирования режима работы нефтяных и газовых скважин используют регулирующие устройства, то есть, дросселируют поток рабочей жидкости изменение площади кольцевого пространства. Регулирующие устройства предназначены для регулирования режима работы нефтяных и газовых скважин, осуществляемого дросселированием потока рабочей среды изменением площади кольцевого прохода.



1-Корпус; 2-Седло; 3- Игла; 4- Шпиндель; 5- Уплотнение; 6- Маховик.

Рисунок 3- Дросселирующее устройства на рабочее давление 70 Мпа

Из-за возможных загрязнений внутренних проходов манифольда механическими примесями в процессе эксплуатации скважины, давление при этом может достичь рабочего давления в скважине или превысить его. Для того, чтобы предотвратить возможные перегрузки манифольда и фонтанной арматуры рабочая и запасная выкидные линии оборудуются предохранительными клапанами.

Фонтанная елка крестового типа является более удобной для смены штуцеров и других работ по замене отдельных узлов. Несмотря на это на промысле в практике чаще используется фонтанная елка тройникового типа. Причиной этому является то, что крестовик елки подвержен истиранию больше, чем тройник. При одинаковых условиях работы нижний тройник намного меньше подвержен истирающему действию песка.

Он является простым в использовании, но трудоемок в смене.

Фонтанная арматура, трубная и колонная головки, также все задвижки соединяются при помощи фланцев между собой и с колоннами.

1.3 Анализ условий эксплуатации и причин отказа фонтанной арматуры

Условия работы фонтанирующих скважин в большинстве случаев таковы, что для обеспечения безаварийной и долговечной работы оборудования необходим тщательный выбор его схем, конструкции узлов и материалов деталей.

Давление в фонтанирующих скважинах может достигать до 100 МПа, причем оно резко изменяется, пульсирует.

Скорость движения выходящей из скважины смеси жидкости, газа и механических примесей (например, кварцевого песка) в некоторых частях арматуры достигает нескольких десятков метров в секунду. Жидкость и газ часто вызывают интенсивную коррозию арматуры. Аварии арматуры, установленной на скважинах, приводят к открытому фонтанированию, а иногда к выбросу труб и пожарам. Ликвидация таких аварий требует больших затрат средств и времени. С другой стороны, масса и стоимость арматуры, устанавливаемой на одной скважине, велика. Так, например, масса комплекса арматуры на давление 20 МПа для двухрядной колонны равна 2895 кг. При выборе и разработке арматуры необходимо учитывать и эти факторы

Газовый фактор при фонтанной эксплуатации должен быть минимальным и необходимо поддерживать режим, при котором пульсации, способствующие осаждению песка и приводящие к срыву фонтанирования будут невозможны.

Осложнения, возникающие в процессе эксплуатации, выявляемые тщательным наблюдением за работой:

- при уменьшении рабочего давления и одновременного повышения затрубного давления, это отложение парафина и солей в НКТ;
- при уменьшении рабочего давления и затрубного давления, - это образование песчаной пробки или накопление воды между забоем и башмаком НКТ;
- при уменьшении рабочего давления и увеличении подачи, это разъедание штуцера;
- при увеличении рабочего давления и затрубного и уменьшения подачи, это засорение штуцера или отложение парафина в выкидном шлейфе.

Осложнения в работе могут быть обусловлены отложением парафина, солей, накоплением песка на забое, воды, а также пропуском нефти, газа.

2 Техническое обслуживание, монтаж и ремонт фонтанной арматуры

Во время работы скважины при высоких давлениях наиболее уязвимым местом являются фланцевые соединения фонтанной арматуры.

Во избежание образования пропусков и открытого фонтанирования следует периодически проверять болтовые соединения, крепить их необходимо таким образом, чтобы устранить возможность перекоса в соединении.

Во избежание нарушения соединения трубной головки с колонной, а также повреждения эксплуатационной колонны в затрубном пространстве между эксплуатационной колонной и подъемными трубами следует установить штуцер и периодически спускать из затрубного пространства излишний газ.

Если в межколонном пространстве за короткий промежуток времени скапливается много газа и даже наблюдается наличие нефти, то необходимо прекратить фонтанирование скважины и устранить дефект в колонне.

Так же необходимо уделять достаточное внимание и задвижкам. Закрывать задвижку следует таким образом, чтобы она не имела никакого пропуска и в последующем в нужный момент открывалась без особых усилий.

Правильно поставленная работа по эксплуатации и обслуживанию фонтанных скважин предполагает наличие определенного неприкосновенного запаса отдельных узлов и деталей.

Для того, чтобы уплотнить фланцы между ними укладывают стальное кольцо из малоуглеродистой стали, имеющее овальное сечение. Крепить фланцевые соединения следует болтами.

Пункты необходимые для подвески труб на резьбу тройника:

- подъемный патрубок должен быть присоединен к центральной задвижке или катушке переводнику.
- воздушную линию соединить с задвижкой тройника.
- подъемный патрубок отсоединить, затем снять и отпустить на мостки.
- елку арматуры зацепить канатным стропом, поднять и установить на переводную катушку или центральную задвижку.
- соединить елку арматуры болтами с центральной задвижкой или переводной катушкой.
- выкидные арматуры должны быть соединены.

Так как во время фонтанирования скважин возникает опрокидывающий момент при повороте струи, особенно при тройниковом типе елке, вся фонтанная арматура должна быть надежно укреплена. Обычно на технической колонне или кондукторе устанавливают хомуты и через них пропускают два длинных болта диаметром 1-2 мм. Закрепление этих болтов предотвращает нарушение, возникающее в соединениях от опрокидывающего момента.

Фонтанная арматура подвергается периодической ревизии, несмотря на отсутствие сбоя в процессе эксплуатации. Ремонт и ревизия производится в мастерских, отдельными узлами и деталями. Разборка фланцевой арматуры

не представляет затруднений, так как болты, скрепляющие фланцы, отвинчиваются достаточно легко. Большие трудности вызывает разборка резьбовой арматуры. Отвинчивать следует либо вручную, с помощью двух цепных ключей, либо с помощью лебедки, оцинкованный канат который крепят к плечу шарнирного ключа, применяемого для бурильных труб.

Фонтанную елку крепят болтами фланцами крышек резьбовых задвижек к фланцу упора. Упор состоит из крестовика, навинченного на муфту трубы, которая прочно заделана в бетонном основании с таким расчетом, чтобы верхний фланец крестовика находился на высоте 0.7м от пола. После разборки фонтанной елки моют и осматривают отдельные детали. Детали с трещинами и с сильно утонченными стенками в результате эрозии выбраковываются.

Наиболее сложные детали для ремонта это задвижки. Проверяют легкость открытия и закрытия задвижек. Далее необходимо разобрать крышку, извлечь маховик вместе с запорным органом и штоком, клапаном или пробкой, плашками, клином и проверяют состояние поверхностей для уплотнения. Если на уплотнительных поверхностях имеются изношенные участки, их шлифуют. Износ глубиной до 0.1 мм ликвидируют притиркой, которую производят с помощью паст. Дефект и износ задвижек устанавливается замерами и восстанавливается с помощью наплавки с последующей механической обработкой, чтобы получить первоначальные размеры и чистоту поверхности.

Шпиндель контролируется на прямолинейность и годность резьбы. Резьба должна быть полной, не забитой и чистой. Отремонтированные и вновь изготовленные детали после пригонки отдельных узлов собирают в обратном порядке, по которому производилась разборка.

Фонтанная елка собирается на стенде, который использовали при разборке. Резьбы перед свинчиванием покрываются графитной смазкой. После сборки фонтанная арматура шаблонируется и опрессовывается удвоенным рабочим давлением в течении 30 мин, проверяя герметичность всех соединений. Фонтанная елка, прошедшая испытание, продувается сжатым воздухом для удаления влаги, ее наружная поверхность окрашивается эмалью после грунтовки и консервируется консистентной смазкой.

3 Расчетная часть

3.1 Проверочный прочностной расчет

Исходными данными для расчета являются размеры и материалы фланцев, шпилек, прокладок. Расчет производится по величине допускаемых напряжений. Величину усилий при двух способах соединения элементов фонтанной арматуры определяют различными методами. Но в обоих случаях определяют усилие предварительной затяжки, рабочее усилие под действием рабочего давления среды, усилия от температурных деформаций деталей фонтанной арматуры и прокладки и усилия от массы отводов с запорными устройствами и дросселями.

3.1.1 Определение усилий во фланцевом соединении

Кольцо сжимается по оси соединения и по радиусу. Принимается, что сила, действующая на кольцо, равномерно распределена по его внешней поверхности. Кольцо рассматривается как толстостенный сосуд.

Усилие предварительной затяжки $P_{\text{зат}}$, Н,

$$P_{\text{зат}} = 0.25 \cdot \pi \cdot D_{\text{п}} \cdot h_{\text{р}} \cdot (1 - k^2) \cdot \sigma_{\text{т}} \cdot \text{ctg} \alpha_1 \quad (1)$$

где $D_{\text{п}}$ – диаметр окружности, проведенной через место касания прокладки и фланцев, м,

$$D_{\text{п}} = 2 \cdot D_{\text{н}} - 2 \cdot R_0 \cdot (1 - \sin \alpha_1) \quad (2)$$

$D_{\text{н}}$ – наружный диаметр прокладки, м, $D_{\text{н}} = 84.7 \cdot 10^{-3}$ м

R_0 – радиус закругления граней прокладки, м, $R_0 = 1.6 \cdot 10^{-3}$ м

α_1 – угол наклона внешней поверхности канавки фланца к его торцу,
 $\alpha_1 = 113^\circ$

$$D_{\text{п}} = 2 \cdot 0,0847 - 2 \cdot 0,0016 \cdot (1 - \sin 113^\circ) = 0,1691 \text{ м.} \quad (3)$$

k – коэффициент отношения диаметров

$$k = \frac{D_{\text{в}}}{D_{\text{н}}}, \quad (4)$$

$D_{\text{в}}$ – внутренний диаметр прокладки, $D_{\text{в}} = 0,0643$ м

$$k = \frac{0,06443}{0,0847} = 0,76.$$

σ_T – предел текучести материала прокладки, для стали ОХ13 $\sigma_T = 715$ МПа

$$P_{\text{зат}} = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,1691 \cdot 0,01 \cdot (1 - 0,76^2) \cdot 750 \cdot 10^6 \cdot \text{ctg}113^\circ = 144 \text{ кН.}$$

Усилие, действующее на шпильки фланцевого соединения, при двухстороннем касании прокладки с канавкой фланца P_3 , МН, определяется по формуле

$$P_3 = P_d + \Delta P_{\text{зат}}, \quad (5)$$

где P_d – усилие от внутреннего давления среды, Н

$$P_d = 0,785 \cdot D_n^2 \cdot P_{\text{раб}}, \quad (6)$$

P_p – рабочее давление среды, $P_p = 70$ МПа

$$P_d = 0,785 \cdot 0,1691^2 \cdot 80 \cdot 10^6 = 1,57 \text{ МН.}$$

$\Delta P_{\text{зат}}$ – усилие для обеспечения герметичности соединения, Н

$$\Delta P_{\text{зат}} = A_0 \cdot P_p, \quad (7)$$

A_0 – коэффициент

$$A_0 = 0,5 \cdot \pi \cdot D_n \cdot h_p \cdot f(k) \cdot \text{ctg}\alpha_1, \quad (8)$$

$f(k)$ – функция коэффициента отношения диаметров

$$f(k) = \frac{2 \cdot k^2}{1 + \mu \cdot k^2}, \quad (9)$$

μ – коэффициент Пуассона, $\mu = 0,4$

$$f(k) = \frac{2 \cdot 0,76^2}{1 + 0,4 \cdot 0,76^2} = 0,99,$$

$$A_0 = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,1691 \cdot 0,01 \cdot 0,99 \cdot \text{ctg}113^\circ = 0,002 \text{ м}^2,$$

$$\Delta P_{\text{зат}} = 0,002 \cdot 70 \cdot 10^6 = 0,14 \text{ МН,}$$

$$P_3 = 1,57 + 0,14 = 1,71 \text{ МН.}$$

За расчетное усилие принимаем: $P_{\text{рас}} = P_3 = 1,71 \text{ МН.}$

3.1.2 Расчет шпилек

Расчет шпилек заключается в определении прочности отдельной шпильки от воздействия расчетного усилия.

Схема к расчету шпильки представлена на рисунке 5.

Усилие, действующее на одну шпильку P_1 , определяется по формуле

$$P_1 = \frac{P_{\text{рас}}}{z}, \quad (10)$$

где z – количество шпилек во фланцевом соединении, $z = 8$

$$P_1 = \frac{1,71 \cdot 10^6}{8} = 213,7 \text{ кН.}$$

Расчетное напряжение, возникающее в шпильке $\sigma_{\text{рас}}$, определяется по формуле

$$\sigma_{\text{рас}} = \frac{P_1}{F_1}, \quad (11)$$

где F_1 – площадь поперечного сечения шпильки по резьбовой части

$$F_1 = 0,785 \cdot d_1^2, \quad (12)$$

d_1 – диаметр шпильки, $d_1=0,036$ м

$$F_1 = 0,785 \cdot 0,036^2 = 0,001 \text{ м}^2,$$

$$\sigma_{\text{рас}} = \frac{213,7 \cdot 10^3}{0,001} = 210,1 \text{ МПа}.$$

Запас прочности шпильки n ,

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{рас}}}, \quad (13)$$

$$3 < n < 5$$

где σ_T – предел текучести материала шпильки, для стали 30ХМЛ,
 $\sigma_T = 678 \text{ МПа}$

$$n = \frac{678}{210,1} = 3,22.$$

Условие прочности выполняется.

3.1.3 Расчет фланца

Прочность фланца проверяют под действием изгибающего момента в наиболее опасном сечении, ослабленном проточкой и канавкой фланца. Фланец рассматривают как консольную балку с заделкой в опасном сечении, нагруженную сосредоточенной силой $P_{\text{рас}}$.

Схема к расчету фланца представлена на рисунке 6.

Изгибающий момент в опасном сечении M , кНм,

$$M = P_{\text{рас}} \cdot l, \quad (14)$$

где l – плечо действия расчетной нагрузки, м

$$l = 0,5 \cdot (D_{\text{ш}} - D_{\text{рас}}), \quad (15)$$

$D_{\text{ш}}$ – диаметр делительной окружности центров отверстий фланца,
 $D_{\text{ш}} = 258,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

$D_{\text{рас}}$ – расчетный диаметр наиболее нагруженной точки сечения

$$D_{\text{рас}} = 0,5 \cdot (D_{\text{пер}} - D_{\text{ср.к}}), \quad (16)$$

$D_{\text{пер}}$ – диаметр перехода фланца, $D_{\text{пер}} = 183 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

$D_{\text{ср.к}}$ – средний диаметр канавки фланца, $D_{\text{ср.к}} = 150,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

$$D_{\text{рас}} = 0,5 \cdot (183 \cdot 10^{-3} - 150,6 \cdot 10^{-3}) = 16,2 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$l = 0,5 \cdot (258,5 \cdot 10^{-3} - 16,2 \cdot 10^{-3}) = 0,1211 \text{ м},$$

$$M = 1,71 \cdot 10^6 \cdot 0,1211 = 207 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления опасного сечения изгибу $W, \text{м}^2$,

$$W = \frac{\pi \cdot D_{\text{рас}} \cdot (H_{\phi} - e)}{6}, \quad (17)$$

где H_{ϕ} – толщина тарелки фланца, $H_{\phi} = 0,072 \text{ м}$

e – глубина канавки, $e = 0,0177 \text{ м}$

$$W = \frac{3,14 \cdot 0,0162 \cdot (0,072 - 0,0177)}{6} = 0,00046 \text{ м}^2.$$

Расчетное напряжение в опасном сечении $\sigma, \text{МПа}$,

$$\sigma = \frac{M}{W}, \quad (18)$$

$$\sigma = \frac{207,2 \cdot 10^3}{0,00046} = 449 \text{ МПа}.$$

Условие прочности опасного сечения n ,

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma}, \quad (19)$$

где σ_T – предел текучести материала фланца для стали 30ХМЛ,

$$\sigma_T = 1570 \text{ МПа}$$

$$n = \frac{1570}{449} = 3,5.$$

Удовлетворяет значению допускаемых напряжений, так как $2 < [n] < 5$.

3.1.4 Расчет цилиндрической части арматуры

Схема к расчету цилиндрической части арматуры представлена на рисунке 7.

Расчет сводится к определению толщины стенки цилиндра $S, \text{м}$,

$$S = 0,5 \cdot D_{\text{в}} \cdot \left(\frac{[\sigma] + P_p}{[\sigma] - P_p} - 1 \right), \quad (20)$$

где $D_{\text{в}}$ – внутренний диаметр цилиндра, $D_{\text{в}} = 0,103 \text{ м}$

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала цилиндрической части, МПа

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n}, \quad (21)$$

σ_T – предел текучести материала цилиндрической части, для стали

$$40\text{ХГ}, \sigma_T = 770 \text{ МПа};$$

n – коэффициент запаса прочности, $n = 2,5$

$$[\sigma] = \frac{770}{2,5} = 308 \text{ МПа},$$

$$S = 0,5 \cdot 0,103 \cdot \left(\frac{308 + 70}{308 - 70} - 1 \right) = 0,0311 \text{ м.}$$

Принимаем стенку толщиной , $S=35$ мм.

3.1.5 Расчет корпусной детали

Толщина корпуса задвижки или крестовика S

$$S = \frac{P_p \cdot D_b}{2 \cdot [\sigma] - P_p} + C, \quad (22)$$

где C – прибавка на коррозию, $C=0,003$ м

$$S = \frac{70 \cdot 10^6 \cdot 0,103}{2 \cdot 308 \cdot 10^6 - 70 \cdot 10^6} + 0,003 = 0,0162 \text{ м.}$$

Принимаем толщину корпуса $S=16$ мм.

3.1.6 Расчет прочности прокладки

Схема к расчету прочности прокладки представлена на рисунке 8.

Прочность прокладки проверяют параметром β_1 ,

$$\beta_1 = \frac{1,285 \cdot h_p}{b \cdot R_{cp}}, \quad (23)$$

где b – ширина прокладки, $b=0,0102$ м;

R_{cp} – средний радиус прокладки, м,

$$R_{cp} = \frac{R_n + R_b}{2}, \quad (24)$$

R_n – наружный радиус прокладки, $R_n=0,04235$ м;

R_b – внутренний радиус прокладки, $R_b=0,03215$ м

$$R_{cp} = \frac{0,04235 + 0,03215}{2} = 0,03725 \text{ м,}$$

$$\beta_1 = \frac{1,285 \cdot 0,01}{0,0102 \cdot 0,03725} = 0,66.$$

Условие прочности прокладки выполняется, т.к. $\beta_1 \leq 1,0$.

3.2 Расчет прямооточной задвижки

Расчет заключается в определении момента на маховике с целью управления работой задвижки и действующих нагрузок для расчета на прочность ее основных деталей.

3.2.1 Определение осевого усилия

Осевое усилие на шпинделе в момент открытия задвижки Q

$$Q = (Q_{\text{гд}} + Q_{\text{пр}}) \cdot f + Q_{\text{с}}, \quad (25)$$

где $Q_{\text{гд}}$ – сила гидравлического давления среды

$$Q_{\text{гд}} = 0,785 \cdot D_1^2 \cdot P_p, \quad (26)$$

D_1 – диаметр смазочного кольца щеки, $D_1=0,07$ м

$$Q_{\text{гд}} = 0,785 \cdot 0,07^2 \cdot 70 \cdot 10^6 = 269 \text{ кН.}$$

$Q_{\text{пр}}$ – усилие распорных пружин, установленных между плашками

$$Q_{\text{пр}} = q_{\text{пр}} \cdot n \cdot F_{\text{тр}}, \quad (27)$$

$q_{\text{пр}}$ – удельное давление одной пружины, $q_{\text{пр}}=0,25$ МПа;

n – количество пружин, установленных в затворе, $n=6$;

$F_{\text{тр}}$ – площадь трения плашки о щеку при нижнем положении плашки

$$F_{\text{тр}} = a \cdot b - 0,785 \cdot (D_2^2 + D^2) - \pi \cdot D_1 \cdot \Delta - 0,785 \cdot d^2, \quad (28)$$

a – ширина плашки, $a=0,205$ м;

b – длина плашки, $b=0,105$ м;

D_2 – диаметр отверстия в плашке, $D_2=0,052$ м;

D – диаметр отверстия в щеке, $D=0,052$ м;

D_1 – средний диаметр смазочной канавки, $D_1=0,070$ м;

Δ – ширина смазочной канавки, $\Delta=0,005$ м;

d – диаметр глухого отверстия в плашке, $d=0,02$ м

$$F_{\text{тр}} = 0,205 \cdot 0,105 - 0,785 \cdot (0,052^2 + 0,052^2) - 3,14 \cdot 0,07 \cdot 0,005 - \\ - 0,785 \cdot 0,02^2 = 0,016 \text{ м,}$$

$$Q_{\text{пр}} = 0,25 \cdot 10^6 \cdot 6 \cdot 0,016 = 23,8 \text{ кН.}$$

f – коэффициент трения на уплотнительных поверхностях, $f=0,15$

$Q_{\text{с}}$ – осевое усилие на шпиндель за счёт сил трения в узлах уплотнений

$$Q_{\text{с}} = \pi \cdot d_{\text{шт}} \cdot P_p \cdot f_{\text{тр}} \cdot \psi \cdot h, \quad (29)$$

где $d_{\text{шт}}$ – диаметр шпинделя уравнивающего штока, $d_{\text{шт}}=0,035$ м;

$f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения в сальниках, $f_{\text{тр}}=0,1$;

ψ – коэффициент, учитывающий среднюю величину радиального

давления сальников на шпиндель при их затяжке, $\psi=0,4$

h – высота набивки сальников, м,

$$h = h_1 \cdot (n_1 + n_2), \quad (30)$$

h_1 – высота одной манжеты, $h_1=0,003$ м;

n_1 – количество манжет в узле уплотнения шпинделя, $n_1=7$;

n_2 – количество манжет в узле уплотнения уравнивающего штока,

$$n_2=5$$

$$h = 0,003 \cdot (7 + 5) = 0,036 \text{ м},$$

$$Q_c = 3,14 \cdot 0,035 \cdot 70 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \cdot 0,4 \cdot 0,036 = 11,06 \text{ кН},$$

$$Q = (269 + 23,8) \cdot 0,15 + 11,06 = 54,9 \text{ кН}.$$

3.2.2 Определение крутящего момента на маховике прямооточной задвижки

Крутящий момент на маховике прямооточной задвижки M ,

$$M = M_p + M_{\pi}, \quad (31)$$

где M_p – момент трения в резьбе шпинделя

$$M_p = 0,5 \cdot Q \cdot d_{cp} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (32)$$

d_{cp} – средний диаметр резьбы шпинделя, $d_{cp}=0,03325$ м;

α – угол подъема винтовой линии резьбы

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{S}{\pi \cdot d_{cp}}\right), \quad (33)$$

S – шаг резьбы, $S=0,0015$ м

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,0015}{3,14 \cdot 0,03325}\right) = 1^\circ.$$

φ – угол трения резьбы, град,

$$\varphi = \operatorname{arctg} f_p, \quad (34)$$

где f_p – коэффициент трения в резьбе, $f_p=0,1$

$$\varphi = \operatorname{arctg} 0,1 = 5,7^\circ,$$

$$M_p = 0,5 \cdot 54,9 \cdot 10^3 \cdot 0,03325 \cdot \operatorname{tg}(1^\circ + 5,7^\circ) = 107,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

M_{π} – момент трения в подшипнике

$$M_{\pi} = 0,5 \cdot Q \cdot f_{\pi} \cdot d_{\pi}, \quad (35)$$

f_{π} – коэффициент трения в подшипнике, $f_{\pi}=0,1$;

d_{π} – средний диаметр беговой дорожки подшипника, $d_{\pi}=0,052$ м

$$M_{\pi} = 0,5 \cdot 54,9 \cdot 10^3 \cdot 0,1 \cdot 0,052 = 76,1 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M = 107,2 + 76,1 = 183,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3.2.3 Расчет шпинделя задвижки

Шпиндель рассчитывается на сложное сопротивление от воздействия осевой нагрузки Q , вызывающей его сжатие, и момента на маховике M .

Нормальные напряжения в опасном сечении шпинделя (резьбе) σ , МПа, определяются по формуле

$$\sigma = \frac{Q}{f_{\text{шп}}}, \quad (36)$$

где $f_{\text{шп}}$ – площадь поперечного сечения шпинделя в резьбовой части
 $f_{\text{шп}} = 0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2$, (37)

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр резьбы, $d_{\text{вн}} = 0,0315$ м
 $f_{\text{шп}} = 0,785 \cdot 0,0315^2 = 0,000778 \text{ м}^2$,

$$\sigma = \frac{54,9}{0,000778} = 70,5 \text{ МПа}.$$

Касательное напряжение τ

$$\tau = \frac{M}{W_p}, \quad (38)$$

где W_p – момент сопротивления резьбовой части шпинделя, м^3 ,
 $W_p = 0,2 \cdot d_{\text{вн}}^3$, (39)

$$W_p = 0,2 \cdot 0,0315^3 = 0,00000625 \text{ м}^3,$$

$$\tau = \frac{183,3}{0,00000625} = 29,3 \text{ МПа}.$$

Эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{экв}}$, МПа,

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma^2 + 3 \cdot \tau^2, \quad (40)$$

$$\sigma_{\text{экв}} = 70,5^2 + 3 \cdot 29,3^2 = 98,7 \text{ МПа}.$$

Условие прочности

$$\sigma_{\text{экв}} \leq \frac{\sigma_T}{n}, \quad (41)$$

где σ_T – предел текучести материала шпинделя для стали 30ХМА,
 $\sigma_T = 736$

МПа;

n – коэффициент запаса прочности, $n = 2,0$

$$\sigma_{\text{экв}} \leq \frac{736}{2} = 368 \text{ МПа}.$$

3.2.4 Расчёт резьбового соединения «шпиндель-штулка»

Напряжение среза в резьбе шпинделя τ_1 , МПа,

$$\tau_1 = \frac{Q}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot H \cdot k \cdot k_t}, \quad (42)$$

где H – высота гайки, $H = 0,015$ м;

k – коэффициент, учитывающий тип резьбы, $k = 0,87$;

k_t – коэффициент неравномерности нагрузки по ниткам резьбы, с учётом пластических деформаций, $k_t = 0,75$

$$\tau_1 = \frac{54,9 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,0315 \cdot 0,015 \cdot 0,87 \cdot 0,75} = 56,7 \text{ МПа.}$$

Напряжение среза к биметаллической втулке τ_2 , МПа,

$$\tau_2 = \frac{Q}{\pi \cdot d_H \cdot H \cdot k \cdot k_T}, \quad (43)$$

$$\tau_2 = \frac{54,9 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,036 \cdot 0,015 \cdot 0,87 \cdot 0,75} = 49,6 \text{ МПа.}$$

Условие прочности

$$\tau_1 \leq [\tau_{\text{ср}}]_{\text{шп}} \text{ и } \tau_2 \leq [\tau_{\text{ср}}]_{\text{в}}, \quad (44)$$

где $[\tau_{\text{ср}}]_{\text{шп}}$ – допускаемое напряжение на срезе шпинделя, МПа,

$$[\tau_{\text{ср}}]_{\text{шп}} = 0,2 \cdot \sigma_T, \quad (45)$$

$$[\tau_{\text{ср}}]_{\text{шп}} = 0,2 \cdot 770 = 154 \text{ МПа.}$$

$[\tau_{\text{ср}}]_{\text{в}}$ – допускаемое напряжение на срез биметаллической втулки,

$$[\tau_{\text{ср}}]_{\text{в}} = 35-50 \text{ МПа.}$$

Напряжение смятия резьбы $\sigma_{\text{см}}$, МПа,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (d_H^2 - d_{\text{вн}}^2) \cdot z \cdot k_T}, \quad (46)$$

где z – число витков, $z=10$

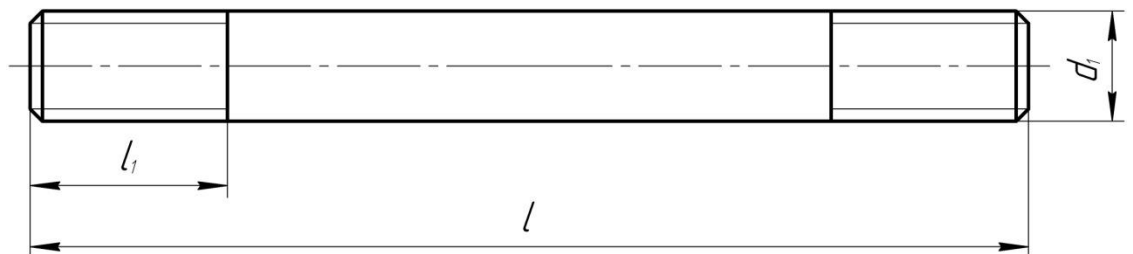
$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot 54,9 \cdot 10^3}{3,14 \cdot (0,036^2 - 0,0315^2) \cdot 10 \cdot 0,75} = 30,6 \text{ МПа.}$$

Условие прочности $\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$,

где $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение на смятие

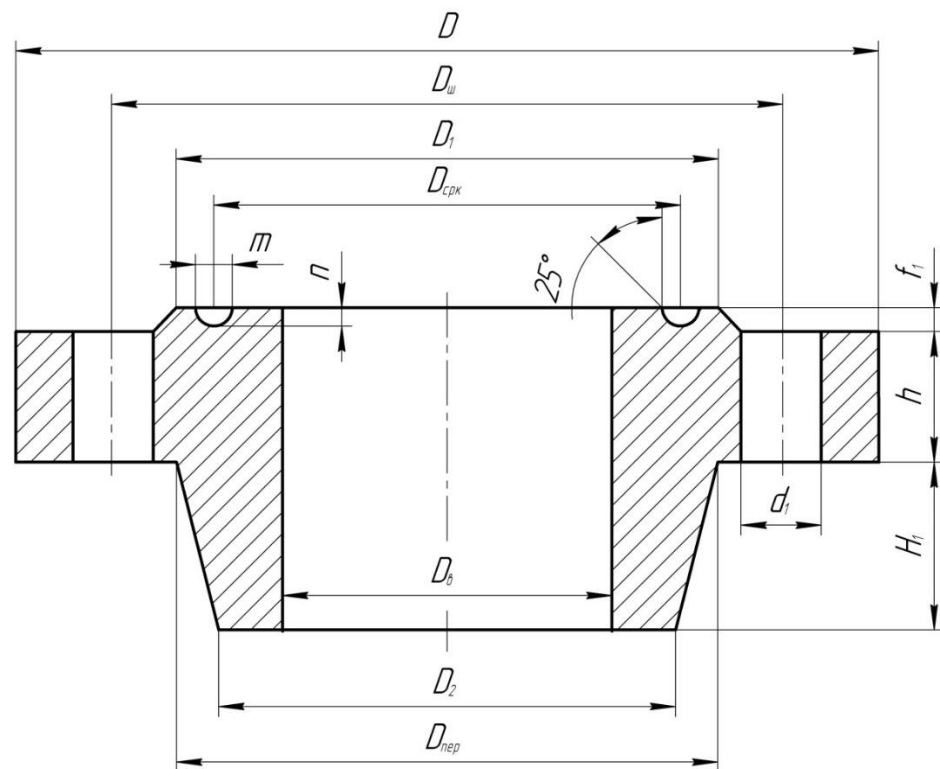
$$[\sigma_{\text{см}}] = 0,8 \cdot \sigma_T, \quad (47)$$

$$[\sigma_{\text{см}}] = 0,8 \cdot 770 = 616 \text{ МПа.}$$



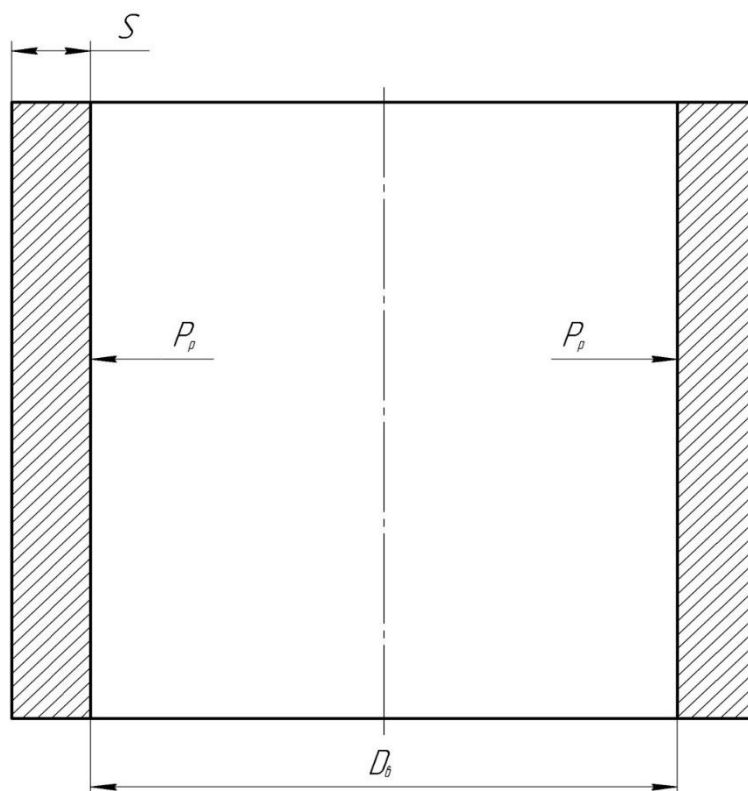
l – длина шпильки; l_1 – длина резьбовой части шпильки; d_1 – диаметр шпильки

Рисунок 4 – Схема к расчету шпильки



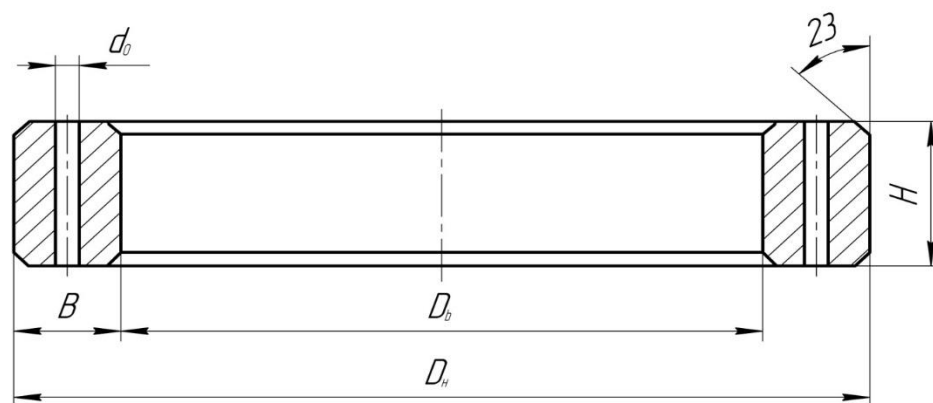
D - наружный диаметр; $D_{ш}$ - диаметр делительной окружности центра отверстий фланца; $D_{пер}$ - диаметр перехода фланца; D_2 - диаметр ступицы; $D_{ср.к}$ - средний диаметр канавки фланца; $D_{в}$ - диаметр внутренний; d - диаметр отверстия под шпильку; H - толщина перехода; h - толщина основания; f_1 - толщина выступа; m - ширина канавки; n - глубина канавки

Рисунок 5 – Схема к расчету фланца



S - толщина стенки цилиндра; D_b - внутренний диаметр цилиндра; P_p - рабочее давление среды

Рисунок 7 – Схема расчета цилиндрической части арматуры



B - ширина прокладки; H - высота прокладки; D_n - наружный диаметр прокладки; D_b - внутренний диаметр прокладки; d_0 - диаметр отверстия

Рисунок 8 – Схема расчета прокладки на прочность

4 Экологическая часть

Для управления работой и обеспечения нормальных условий эксплуатации фонтанные арматуры снабжены: приборами для измерения давления и температуры среды, предохранительными клапанами, запорной арматурой.

Для соединения арматуры нельзя применять свинцовые или другие легкоплавкие металлические прокладки, так как в случае пожара или нагрева арматуры они быстро расплавятся и откроют свободный выход из скважины. Для устранения этого фланцевые соединения должны быть уплотнены кольцевыми металлическими прокладками овального сечения из малоуглеродистой стали. После установки фонтанной арматуры на устье скважины ее вновь подвергают гидравлическому испытанию на давление, допустимое для опрессовки эксплуатационной колонны.

Каждая фонтанная арматура периодически подвергается следующим видам ремонта: осмотровому, текущему, капитальному.

Осмотровый и текущий ремонты, проводя по календарному графику, который составляется на промысле с учетом особенности эксплуатации.

Осмотровый ремонт предусматриваться в графике не реже 1 раза в 3 месяца, текущий ремонт не реже 1 раза в 2 года.

Капитальный ремонт проводится по мере надобности.

По окончании капитального или текущего ремонта фонтанная арматура принимается в эксплуатацию комиссией, с участием представителей эксплуатационного и ремонтного персонала.

При осмотровом ремонте мелкие неисправности устраняются самостоятельно, по мере обнаружения.

Для создания необходимого и достаточного уровня освещенности на рабочих местах с целью обеспечения безопасных условий труда необходимо руководствоваться СНиП 23-05-95 «Естественное и искусственное освещение» и ГОСТ 12.1.046-85.

Исполнение, класс изоляции электрооборудования и способы его установки должны соответствовать номинальному напряжению сети и условиям окружающей среды.

4.1 Технические мероприятия и методы, предусмотренные проектом

Для ликвидации существующих и возникающих чрезвычайных ситуаций предусматриваются:

- автоматическое пожаротушение, система включается от датчиков, которые устанавливаются на местах возможного возникновения возгорания;
- автоматическая пожарная сигнализация;

- водяное пожаротушение (пожарные гидранты, установленные вокруг технологического оборудования).

За аварийную принимаем ситуацию, при которой происходит разгерметизация во фланцевом соединении фонтанной арматуры, продукт выходит наружу.

4.2. Охране окружающей среды

Из технологического оборудования арматуры источниками выброса загрязняющих веществ в атмосферу являются:

- трубопроводные линии;
- запорные и дросселирующие арматуры;
- фланцевые соединения.

С этих источников в атмосферу могут поступать загрязняющие вещества:

оксиды азота, оксиды углерода, углеводороды, бензол, ксилол, толуол.

5 Экономическая часть

5.1 Определение капитальных вложений

Целью данного расчета является определение экономической эффективности от применения модернизированной задвижки дисковой шиберной, путем установки в задвижку диска сразу с пятью проходными отверстиями разного диаметра.

Капитальные вложения по варианту «без проекта» отсутствуют, так как по данному варианту предполагается эксплуатация действующего на производстве оборудования в заводском исполнении без конструктивных изменений.

В варианте «с проектом» предусмотрена установка 2 новых задвижек ЗДШЗ, посредством демонтажа старых.

Расчет изменения капитальных вложений, (ΔK)

$$\Delta K = K_{\text{п}} - K_{\text{б}} , \quad (5.1)$$

где $K_{\text{п}}$ - капитальные вложения по варианту «с проектом», тыс. тг.;

$K_{\text{б}}$ - капитальные вложения по варианту «без проекта», тыс. тг.;

Дополнительные капитальные вложения по варианту «с проектом» определены по следующим направлениям:

- расходы на приобретение комплектующих;
- транспортно-заготовительные расходы;
- расходы на усовершенствование конструкции;
- расходы на строительно-монтажные работы (СМР);

- прочие вложения.

Цена 2 новых дисковых задвижек, применяемых на данной фонтанной арматуре составляет 440 тыс.тг.(без НДС).

Стоимость комплектующих для усовершенствования фонтанной арматуры на складе г. Алматы (ЗДШЗ, 2 штуки) составляет 500000тг. (без НДС). Цена комплектующих (2 ответных фланца, 2 кольца, 16 шпилек, 32 гайки) составит 60000тг. (без НДС)

Затраты на доставку комплектующих до скважины оцениваются в размере 10% от их стоимости.

Работы по модернизации установки, а также монтажные работы предполагается осуществить силами подрядной организации на основании существующих технологических регламентов проведения работ и разработанных технических решений. Расходы на усовершенствование оценочно составят 50% от стоимости комплектующих. Затраты на СМР - 25% от стоимости закупаемых оборудования и комплектующих.

Прочие вложения составят 10% от суммы вышеперечисленных затрат.

Вследствие применения новой, усовершенствованной задвижки, увеличение капитальных вложений по сравнению с вариантом "без проекта" составит 210,12 тыс.тг.

5.2 Расчет экономии эксплуатационных затрат и технические решения

Сопоставление эксплуатационных затрат по вариантам «без проекта» и «с проектом» производится только в части изменяющихся элементов затрат, прочие неизменные составляющие эксплуатационных затрат в расчете экономической эффективности не участвуют.

К изменяющимся элементам затрат при эксплуатации фонтанной арматуры с применением ЗДШЗ по вариантам относятся:

- затраты на материалы и комплектующие, используемые при ремонте оборудования:

$$З_{\text{МК}} = C_{\text{МК}} \cdot N_p, \quad (5.2)$$

где $C_{\text{МК}}$ - средняя стоимость сменных расходных материалов и комплектую-

N_p - щих, необходимых при выполнении одного ремонта, тыс. руб.;
количество ремонтов в год, ед.

$$N_p = \frac{T_{\text{п}}}{D}, \quad (5.3)$$

где $T_{\text{п}}$ - плановый фонд времени работы оборудования в год, час;

D - количество ремонтов в год, ед..

- затраты на оплату труда при ремонте задвижки шиберной, тыс. тг.

$$З_{от} = \frac{T_{1p} \cdot N_p \cdot C_{3п} \cdot (1 + K_{пн}) \cdot (K_{рп} + H_c)}{1000}, \quad (5.4)$$

где T_{1p} - продолжительность одного ремонта оборудования, час;

$C_{3м}$ - тарифная часовая ставка заработной платы слесаря - ремонтника 4 разряда, тг.;

$K_{пн}$ - коэффициент, учитывающий размер премии, ед.;

$K_{рп}$ - районный коэффициент, ед.;

H_c - северная надбавка, ед.

Размер страховых взносов определен с учетом отчислений на страхование от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний, которые для данного мероприятия составляют 30%.

Годовая норма амортизационных отчислений равна 33,3%.

Годовые эксплуатационные затраты, тыс. тг.

$$З = З_{мк} + З_{от} + З_{взн} + АО, \quad (5.5)$$

Снижение чистых эксплуатационных затрат вследствие использования усовершенствованной шиберной задвижки в годовом исчислении составит 240,97 тыс. тг., ежегодное снижение эксплуатационных затрат - 180,04 тыс. тг.

5.3 Расчет прибыли от использования технических решений

Прирост прибыли от внедрения мероприятия $\Delta\P$, тыс. тг.

$$\Delta\P = -\Delta З + \Delta\P_{вд} = (З_б - З_б) + (\Delta\P_{вд}^n + \Delta\P_{вд}^б) \quad (5.6)$$

где $\Delta\P_{вд}^n$ - прибыль от внеереализационной деятельности по варианту «с проектом», тыс. тг.;

$\Delta\P_{вд}^б$ - прибыль от внеереализационной деятельности по варианту «без проектом», тыс. тг..

Величина налога на имущество и налога на прибыль рассчитаны в соответствии с действующим налоговым законодательством.

Определен прирост чистой прибыли $\Delta\text{ЧП}$.

Налог на имущество $H_{и}$, тыс. тг.

$$H_{и} = \frac{ОС_{нг} + ОС_{кг}}{2} \cdot \frac{C_{ни}}{100}, \quad (5.7)$$

где $ОС_{нг}$ - остаточная стоимость вводимых фондов (определенных исходя из доп. капитальных вложений) на начало года, тыс. тг.;
 $ОС_{кг}$ - остаточная стоимость вводимых фондов на конец года, тыс. тг.;
 $С_{ни}$ - ставка налога на имущество, %.

Ставка налога на имущество составляет 2,2%.

Налог на прибыль $Н_{п}$, тыс. тг.

$$Н_{п} = \frac{(\Delta П - Н_{и}) \cdot С_{ни}}{100}, \quad (5.8)$$

где $С_{ни}$ - ставка налога на прибыль.

Ставка налога на прибыль составляет 20%.

Прирост чистой прибыли $\Delta ЧП$, тыс. тг., рассчитывается по формуле

$$\Delta ЧП = \Delta П - Н_{и} - Н_{п} \quad (5.9)$$

5.4 Оценка коммерческой эффективности использования научно-технических решений

Чистый доход в t -ом году $ЧД_t$, тыс. тг.

$$ЧД_t = ЧП_t + АО_t - K_t, \quad (5.10)$$

где $ЧП_t$ - чистая прибыль в t -ом году, тыс. тг.;

$АО_t$ - амортизационные отчисления в t -ом году, тыс. тг.;

K_t - дополнительные капитальные вложения в t -ом году, тыс. тг.

Показатель ЧД, тыс. руб., определяется как накопленный чистый доход за весь расчетный период

$$ЧД = \sum_{t=t_0}^T ЧД_t = \sum_{t=t_0}^T (ЧП_t + АО_t - K_t), \quad (5.11)$$

где T - период расчета, лет;

t_0 - порядковый номер базисного года.

Приведение денежных потоков, осуществляемых в t -ом году, к базисному моменту времени t_0 производится путем умножения их на коэффициент дисконтирования α_t , ед.

$$\alpha_t = \frac{1}{(1 + E)^{t-t_0}}, \quad (5.12)$$

где E - норма дисконта, %;
 t - порядковый номер расчетного года.

Для данного проектного решения норма дисконта составляет 12%, т. к. предлагаемое мероприятие планируется к внедрению в системе добычи нефти газа и предполагает применение нового технического решения.

Обобщающим показателем коммерческой эффективности разработки является чистый дисконтированный доход.

Показатель чистого дисконтированного дохода ЧДД, тыс. тг., определяется как накопленный приведенный денежный поток за весь расчетный период.

$$\text{ЧДД} = \sum_{t=t_0}^T \text{ЧД}_t \cdot \alpha_t, \quad (5.13)$$

где ЧД_t - чистый доход в t -ом году, тыс. тг..

Эффективными считаются мероприятия, внедрение которых обеспечивает неотрицательный ЧДД.

Индекс доходности ИД, ед.

$$\text{ИД} = \frac{\text{ЧД}}{K} + 1 = \frac{\sum_{t=t_0}^T (\text{ЧП}_t + \text{АО}_t - K_t)}{\sum_{t=t_0}^T K_t} + 1, \quad (5.14)$$

Индекс доходности с учетом дисконтирования ИДД, ед.

$$\text{ИДД} = \frac{\text{ЧДД}}{\text{КД}} + 1 = \frac{\sum_{t=t_0}^T (\text{ЧП}_t + \text{АО}_t - K_t) \cdot \alpha_t}{\sum_{t=t_0}^T K_t \cdot \alpha_t} + 1, \quad (5.15)$$

где КД - дисконтированные капитальные вложения, тыс. руб..
 Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений показывает число лет, в течение которых данные вложения окупаются за счет ежегодно получаемых доходов.

Срок окупаемости $T_{ок}$, лет, определяется на основе решения уравнения

$$\sum_{t=t_0}^T (\text{ЧП}_t + \text{АО}_t) = \sum_{t=t_0}^T K_t, \quad (5.16)$$

Сроком окупаемости с учетом дисконтирования, называется момент времени, начиная с которого дисконтированный чистый доход, исчисленный накоплен.

Срок окупаемости с учетом дисконтирования $T_{\text{Док}}$, лет, определяется на основе решения уравнения

$$\sum_{t=t_0}^T (\text{ЧП}_t + \text{АО}_t) \cdot \alpha_t = \sum_{t=t_0}^T K_t \cdot \alpha_t, \quad (5.17)$$

Полученные показатели свидетельствуют, что использование задвижек типа ЗДШЗ является экономически эффективным научно-техническим решением.

В результате проведенных расчетов были получены следующие показатели коммерческой эффективности:

- чистый дисконтированный доход при принятой ставке дисконта 12% за период расчета 4 года (в том числе инвестиционный период - 1 год) в ценах 2020 г. составляет 290,58 тыс. тг.;
- индекс доходности 3,0;
- дисконтированный индекс доходности 2,4;
- срок окупаемости 2,01 года;
- дисконтированный срок окупаемости 2,14 года.

Следовательно, научно-технические мероприятия, направленные на усовершенствование фонтанной арматуры, являются экономически эффективными, и сам проект может быть принят к исполнению.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В дипломном проекте были подробно расписаны основные существующие конструкции фонтанных арматур, принципы действия и технические характеристики. Рассмотрены особенности эксплуатации, конструктивные недостатки и причины отказов.

Была достигнута цель дипломного проекта - фонтанная арматура на рабочее давление 70МПа усовершенствованием конструкции шиберов дисковой задвижки, было предложено применение диска с наличием нескольких шиберов.

Усовершенствование конструкции заключалось в решении ряда задач, направленных на повышение эффективности рабочего процесса и увеличения межремонтного периода фонтанной арматуры.

Рассмотрены вопросы безопасности и экологичности проекта, проведен расчет экономической эффективности от предлагаемых мероприятий.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Аванесов, В.А. Москалева Е.М. Расчеты машин и оборудования для добычи и подготовки нефти и газа с применением ЭВМ . : /Учебное пособие/ - Ухта . : Ухтинский индустриальный институт , 1992 . – 109 с.
- 2 Аминян, В.А. Освоение эксплуатации и ремонт фонтанных скважин . – М .: ГОСТОПТЕХИЗДАТ , 1995 . – 200 с.
- 3 Бойко, В.С. Разработка и эксплуатация нефтяных месторождений . – М . : Недра , 1990 .-427 с.
- 4 Молчанов, Г. В., Молчанов А. Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа. Учебник для вузов. -М.: Недра, 1984. - 464 с.
- 5 Раабен, А.А. Шевалдин Л.Е. Маскутов Н.Х. Монтаж и ремонт бурового и нефтепромыслового оборудования . – М . : Недра , 1980 .-393с.
- 6 Чичеров, Л.Г. Молчанов Г.В. Рабинович А.М. и др. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования .-М.:Недра,1987 .-422 с.
- 7 А.с. 1609959 СССР,МКИЗ E21B33/03 Устройство для герметизации устья скважины / Кирш Б. А. Исмаилов А. А. Мамедов Ю. С. Агаев М.К. (СССР) - №463396/24 – 03 Заявлено 19,07,88; Оpubл. 30,11,90;Бюл.№44
- 8 Протасов В.Н., Султанов Б.З., Кривенков С.В. Эксплуатация оборудования для бурения скважин и нефтегазодобычи. Учебник для вузов – М.; ООО «Недра - Бизнесцентр», 2004. – 691с.
- 9 П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов Конструирование узлов и деталей машин. Изд. «Высшая школа», учебное пособие, 1998
- 10 Горбачевич А.Ф., Шкред В.А. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. - Минск: Высшая школа, 1983. - 255 с.