

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Уфимский государственный нефтяной технический университет

На правах рукописи

Хакимов Тимур Артурович

**ИССЛЕДОВАНИЕ И УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ И
ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДОБЫЧИ ВЫСОКОВЯЗКОЙ НЕФТИ
ШТАНГОВЫМИ УСТАНОВКАМИ**

Специальности

25.00.17 – «Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений»,

05.02.13 – «Машины, агрегаты и процессы (нефтегазовая отрасль)»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор
Уразаков Камил Рахматуллович

кандидат технических наук
Мухин Илья Андреевич

Москва – 2015г.

Содержание

Введение.....	4
1. Особенности эксплуатации нефтяных месторождений штанговыми установками в осложнённых условиях.....	8
1.1. Исторический обзор насосных штанг. От первых образцов до современности.....	8
1.2 Традиционные насосные штанги и насосные штанги современных образцов.....	12
1.3 Муфты для насосных штанг.....	16
1.4 Обрывы штанговых колонн.....	19
1.5 Особенности производства насосных штанг.....	26
1.7 Особенности резьбового соединения штанг.....	34
Выводы.....	38
2 Разработка штанговой насосной установки с выносным утяжелителем.....	39
2.1 Механизм формирования гидродинамического трения штанговой колонны.....	39
2.2 Установка, позволяющая синхронизировать направление движения штанговой колонны и откачиваемой продукции.....	40
2.3 Модернизированная штанговая установка.....	44
2.4 Методика расчёта параметров колонны насосных штанг с выносным утяжелителем низа.....	50
Выводы:.....	56
3 Имитационное моделирование резьбового соединения колонны насосных штанг.....	57
3.1 Параметры моделируемой задачи.....	57
3.2 Визуализация и анализ результатов расчета статического нагружения ...	59
3.3 Анализ усталостной прочности резьбового соединения при циклическом нагружении.....	62
3.4 Получение модифицированного профиля конической резьбы методом параметрического моделирования.....	65

Выводы:	74
4. Апробация результатов, полученных численным методом.....	75
4.1 Разработка штанги с цилиндрическим профилем резьбы	75
4.2 Изготовление пилотной партия новых штанг	79
4.3 Результаты испытания опытных штанг	79
Выводы	82
Основные результаты и выводы	83
Список использованных источников	84

Введение

Актуальность темы исследования.

В настоящее время основные нефтяные месторождения Российской Федерации вступили в позднюю стадию, которая характеризуется истощением пластовой энергии и переходом на механизированный способ добычи нефти. При этом наиболее распространенными являются скважинные штанговые насосные установки (УСШН). В таких установках одним из наиболее слабых элементов является колонна насосных штанг, определяющая низкую продолжительность межремонтного периода работы скважин. Большая глубина спуска насоса, кривизна ствола скважины, высокая вязкость и коррозионная активность добываемой продукции повышают нагрузку на штанговую колонну и снижают ее усталостную прочность. Сочетание указанных осложняющих факторов с ограниченной несущей способностью штанг приводит к их преждевременным обрывам, особенно в глубоких скважинах. Основным фактором ограниченной несущей способности штанг являются напряжения в резьбовом соединении головки штанг.

Существенное снижение работоспособности УСШН происходит также при подъеме высоковязких нефтей и водонефтяных эмульсий. Основные осложнения обусловлены в первую очередь большими силами трения штанг о жидкость при их движении в насосных трубах. Трение штанг о жидкость вызывает увеличение нагрузок и, наконец, отставание полированного штока от головки балансира, что приводит к удару в момент запуска установки, причиной появления такого эффекта является то, что ход колонны штанг вниз сопровождается движением нефти в трубах вверх т.е. штанги и нефть двигаются в противоположных направлениях. В связи с этим разработка новой штанговой насосной установки, позволяющей синхронизировать направления движения штанг и жидкости в НКТ при ходе вверх и вниз, и исследование распределения интенсивности циклов нагружения конического профиля прямоугольной резьбы, позволяющие увеличить межремонтный период работы скважин в осложнённых условиях, оборудованных штанговыми установками, являются актуальной задачей.

В работе приведены новая штанговая насосная установка для подъема высоковязких нефтей и результаты имитационного моделирования резьбового соединения насосных штанг повышенной прочности, позволяющие увеличить межремонтный период работы скважин в осложнённых условиях, оборудованных штанговыми установками.

Целью диссертационной работы является повышение эффективности эксплуатации скважин в осложненных условиях за счет совершенствования штанговой насосной установки, снижающей нагрузки на штанги при подъеме высоковязких нефтей и разработкой оптимальной конфигурации профиля резьбы насосных штанг.

На основании всего вышеизложенного, были определены основные **задачи исследования:**

1. Анализ работы скважин, оборудованных штанговыми установками в осложненных условиях.
2. Исследование прочностных характеристик различных типов резьбовых соединений насосных штанг и оптимизация конфигурации профиля резьбы.
3. Исследование и разработка штанговой установки нового принципа действия.
4. Опытно-промышленные испытания результатов теоретических расчетов и проектно-конструкторских решений.

Методы исследования

Для решения поставленных задач использовались следующие методы исследований: численное моделирование прочностных характеристик насосных штанг с применением метода конечных элементов, лабораторные испытания на разрыв изготовленной штанги.

Научная новизна

1. Для описания характера профиля ствола скважины разработана научно обоснованная модель, характеризующаяся отношением максимального угла наклона к глубине его расположения.

2. На основании численного моделирования и параметрической оптимизации показано, что наилучшее распределение интенсивности циклов нагружения имеет профиль конической прямоугольной резьбы. Коническая резьба отличается высокой грузоподъемностью при минимальных концентрациях напряжений во впадинах.

3. Научно обоснована модель насосной установки, которая позволяет синхронизировать направления движения штанговой колонны и жидкости в полости насосно-компрессорных труб при ходе головки балансира вверх и вниз, тем самым минимизировать нагрузки, а следовательно, и напряжения в штангах при подъеме высоковязких нефтей.

Практическая значимость

Предложена и исследована колонна насосных штанг с нестандартным профилем, позволяющим снизить максимальные нагрузки на витки резьбы.

Предложен новый плунжерный насос, снабжённый дополнительным перепускным клапаном, применение которого позволяет повысить синхронность направления движения штанговой колонны и откачиваемой продукции относительно хода маховика, что в свою очередь снижает величину ударной нагрузки.

Апробация работы

Основные положения и результаты работы представлены на научно-технических советах и семинарах ООО «НПФ «Геофизика» и АНК «Башнефть» на II международной научно-практической конференции (Баку 2012 г.), международной научно-технической конференции (Октябрьский филиал УГНТУ 2014 г.).

Основные защищаемые положения

1. Основные закономерности снижения наработки на отказ насосных штанг от технологических параметров работы. Показано, чем меньше глубина расположения максимального угла наклона ствола скважины, тем больше его негативное влияние на работоспособность штанговой колонны.

2. Предложен оптимизированный прямоугольный конический профиль резьбового соединения сборной головки с телом насосных штанг.

3. Результаты численного моделирования и стендовых испытаний насосных штанг с новым резьбовым соединением.

Публикации

Основное содержание работы изложено в 4 статьях, опубликованных в ведущих рецензируемых научных журналах, вошедших в перечень ВАК РФ.

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, основных выводов и списка литературы, включающего 128 наименований; изложена на 106 страницах машинописного текста, содержит 49 рисунков, 16 таблиц.

Работа выполнена на базе открытого акционерного общества «Научно-производственная фирма «Геофизика» (ОАО «НПФ «Геофизика»)

1. Особенности эксплуатации нефтяных месторождений штанговыми установками в осложнённых условиях.

1.1. Исторический обзор насосных штанг. От первых образцов до современности.

С началом скважинной эксплуатации нефтяных месторождений, на глубине несколько десятков или даже сотен метров, деревянные насосные штанги пользовались популярностью достаточно длительное время. Это объяснялось их достаточной прочностью, сравнительной легкостью и низкой стоимостью. С увеличением глубины бурения более 500 - 600 метров, появилась потребность в более прочных штангах, тогда же в 1880-1890 годах деревянные штанги начали уступать место металлическим. Деревянные насосные штанги из белого ясеня производятся и в настоящее время, но в большей степени применяются в водяных скважинах [55,68]. Именно наконечники деревянных штанг сформировали будущий вид форменной головки традиционной стальной насосной штанги. Это резьбовой ниппель, бурт и область квадратного сечения. Со временем эта форма претерпела изменения, и приобрела оптимальный, привычный узнаваемый вид нынешней стандартной насосной штанги. [1-5].

В первых насосных штангах резьбовое соединение изготавливалось без резьбовой канавки, это приводило к слабому натягу в их соединении и к частым отворотам и обрывам. Для предотвращения отворота насосная штанга была оснащена спиралевидным металлическим стержнем в скважинах глубиной более 450 метров. Использование этих штанг предусматривалось в колонне с чередующимся направлением спирали, чтобы движение потоков жидкости способствовало завинчиванию штанг [33]. Для металлических штанг патентовались различные способы соединения, в которых предлагается зубчатый контакт между штангами, закрытый и прижимаемый металлическим колпаком, который удерживается при помощи зажима [39].

Во многом конструкция современной насосной штанги была получена путём планомерных модификаций и применяемых технологий в конструировании металлических насосных штанг того времени.

Наиболее весомый вклад внесли две важные модификации головки классической насосной штанги: это накатка резьбы и резьбовая канавка.

Резьбовая канавка впервые была стандартизована американским нефтяным институтом в начале 1960-х годов, в то время как разгрузочные резьбовые канавки перед резьбой уже долгое время активно применялись в других областях промышленности. Головка насосной штанги с резьбовой канавкой показана на рисунок 1.1 вместе с устаревшей головкой. Резьбовая канавка представляет собой продолговатую тонкую шейку на ниппеле насосной штанги между резьбой и упорным буртом, с диаметром чуть меньше внутреннего диаметра резьбы. Свинчивание насосной штанги и муфты с натягом, необходимое для гарантированного плотного прижатия, предполагает растяжение ниппеля штанги, что осложняется полным резьбовым покрытием ниппеля головки конструкции устаревшей штанги. Ниппель устаревшей конструкции почти не имеет области для растяжения. Если использовать муфты с длиной резьбы меньше длины самой муфты, такой ниппель будет иметь растянутую область и резьбовые витки при свинчивании с натягом будут источником высоких напряжений, что может приводить к частым авариям. Резьбовая канавка усовершенствованного ниппеля имеет скругления, снижающие концентрацию напряжений, обладает большей гибкостью по сравнению с резьбовой областью, и воспринимает на себя часть изгибающей нагрузки.

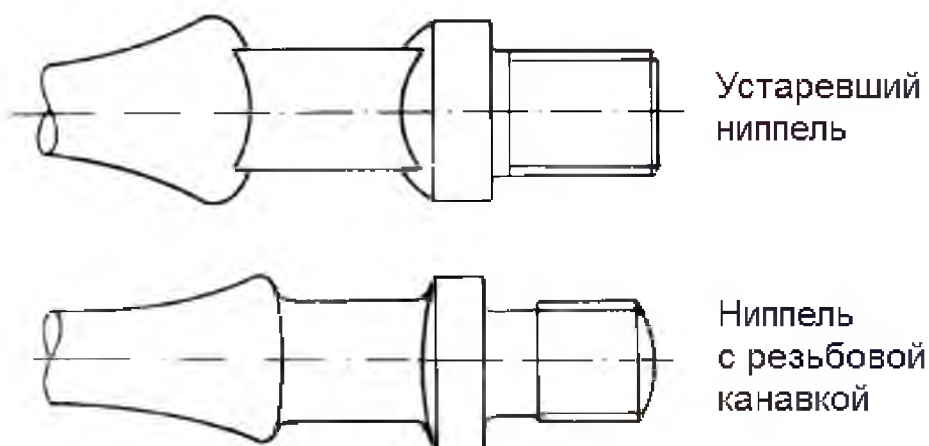
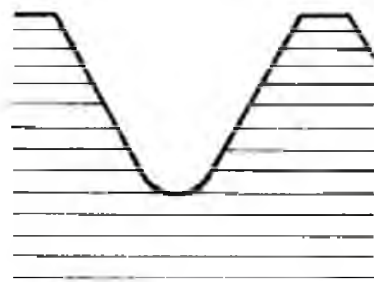


Рисунок 1.1 - Резьбовой ниппель насосной штанги без резьбовой канавки и с ней

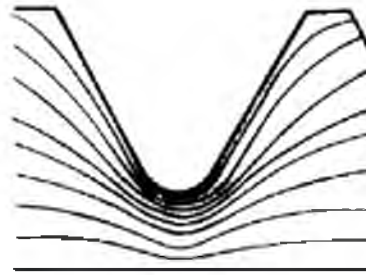
В одно время с популяризацией резьбовой канавки на штанговой головке, стала применяться накатка резьбы вместо нарезки. Структура металла, получаемая в процессе нарезки и накатки представлена на рисунке 1.2. Процесс нарезки резьбы удаляет материал, повреждая и разрывая волокна, оголяя их на поверхности резьбы. При острой нарезке резьбы, внутренний резьбовой контур является наиболее сильным концентратором напряжений, что приводит к усталостному разрушению и как следствие к обрыву. Метод нанесения резьбы способом накатки это разновидность холоднойковки металла при помощи закаленных резьбовых плашек повышенной твердости, которая пластически деформируя материал, образует требуемый профиль.

Накатка формует металл, сохраняя волокна, повторяющие на поверхности форму резьбы. Это придает большую прочность в критических областях резьбы. Кроме того, накатка образует более гладкую поверхность по сравнению с нарезкой, что уменьшает трение при завинчивании и исключает образование дополнительных источников напряжений.

Применение этих новшеств к штанговой головке и технологии её изготовления существенно повысило надежность штанг.



Нарезанная резьба



Накатанная резьба

Рисунок 1.2 Структуры внутренних волокон металла при нарезке и накатке резьбы

Современный вид насосной штанги представлен на рисунке 1.3.



Рисунок 1.3 - Современный вид насосной штанги.

Впервые стандарт на насосные штанги появился в Американском нефтяном институте США, АНИ (American Petroleum Institute, API) в 1926 году. Существует государственный стандарт РФ – ГОСТ Р 51161–02 от 2002 года на обыкновенные стальные, полые, стеклопластиковые, стеклопластиковые полые, утяжеленные насосные штанги. Изначально стандарт появился в СССР и почти дублировал американский стандарт API, с метрическими единицами измерения.

1.2 Традиционные насосные штанги и насосные штанги современных образцов.

Стальные цельные насосные штанги являются наиболее широко применяемым типом насосных штанг. Обычная конструкция насосных штанг – это цельный металлический стержень с головками имеющими специальным образом сформованными резьбу на концах для соединения. Обычно головка насосной штанги имеет внешнюю резьбу, конструкция которой описывается российским стандартом ГОСТ Р 51161–02 [6] и американским API Spec 11B [52]. Последнем представлена также головка штанги с внутренней резьбой. Конструкции головки показаны на рисунке 1.4. Головка любого типа штанги имеет короткую область с квадратным сечением, называемой двухсторонней выточкой (лыской) под ключ, для завинчивания штанг.

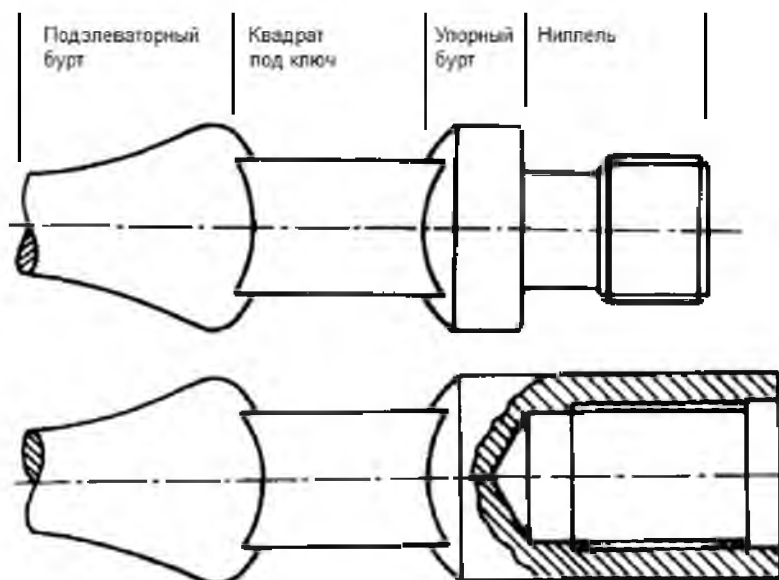


Рисунок.1.4- Головки насосных штанг по API.

Насосные штанги классического исполнения склонны к усталостному разрушению. Это разрушение которое начинается от поверхности и причиной ему служит напряженное состояние материала. К примеру насосные штанги, поставляемые на мировой рынок Weatherford подвергаются индукционному уплотнению, для формирования поверхностного слоя материала с требуемыми

характеристиками, который остается под нагрузкой даже при нормальных рабочих растягивающих нагрузках. Данный вид поверхности, защищающий от растягивающих деформаций, позволяет существенно снизить вероятность появления и развития усталостных трещин в материале.

Ещё один вид насосных штанг, закалённых и отпущенных в процессе изготовления, формуют из никель-хромовой стали 3130М. Закалка и отпуск материала позволяет добиться высокопрочной мелкозернистой структуры, что в свою очередь обеспечит повышенную (в сравнении с необработанными материалами) стойкость к усталостному напряжению.

Например: штанги, подвергшиеся процессам закалки и отжига, имеют ударную вязкость по Шарпи на уровне + 96 Н•м, в то время, как обычные нормализованные и отпущенные штанги имеют вязкость около 27 Н•м.

Применяемые на сегодняшний день способы изготовления насосных штанг направлены на то, чтобы соответствовать следующим критериям:

Высокая устойчивость к нагрузкам в химически агрессивных, сернистых и углекислых средах.

Основные преимущества современных насосных штанг:

- Снижение энергопотребления без сокращения объемов добычи;
- Повышение производительности скважинных насосов;
- Уменьшение размеров станков-качалок без сокращения объема добычи;
- Использование насосно-компрессорных труб меньшего диаметра;
- Увеличение числа качаний насоса, что в свою очередь влечёт к увеличению объема добыч нефти;
- Позволяет отказаться от применения нетрадиционных методов добычи;
- Увеличенный срок службы;

Согласно стандарту ГОСТ Р 51161–02 полноразмерные насосные штанги имеют длину 8000, 7620 и 9140 мм, последние две соответствуют американскому стандарту API Spec 11В длиной 25, 30 футов. Насосные штанги характеризуется диаметром по телу, и принимают значения 13, 16, 19, 22, 25 и 29 мм, что соответствует американскому стандарту в дюймах и варьируется от 1/2 до 9/8

увеличивающим шагом 1/8 дюйма, включая 5/4 (1/2, 5/8, 3/4, 7/8, 1, 9/8, 5/4). По ГОСТ, насосная штанга принимает условное обозначение по буквенной кодировке типа штанги и размера. Для традиционной, металлической штанги с высаженными концами используется кодировка «ШН» в комбинации с размером.

Также на мировой рынок поставляются непрерывные насосные штанги, поставляемые в бухтах. Пример подачи таких штанг представлен на рисунке 1.5.

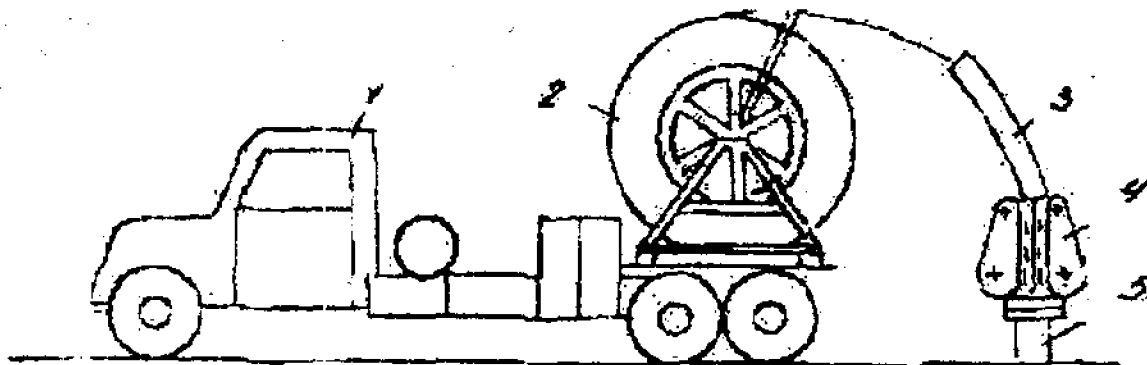


Рисунок.1.5- Схема подачи непрерывной колонны насосных штанг.

В отличие от классических насосных штанг, которые соединяются муфтами через каждые 7,6 или 9,1 м, непрерывные насосные штанги сочленяются только двумя муфтами – в начале и в конце колонны, вне зависимости от глубины скважины. Благодаря уменьшенному количеству соединений значительно снижается масса всей подвески насосных штанг и позволяет увеличить срок их службы. При этом удастся избежать множества проблем, которые вызывают преждевременный отказ оборудования, особенно в наклонно-направленных и горизонтальных скважинах. Для осложнённых условий эксплуатации, например при добыче тяжелой высоковязкой нефти, либо в скважинах имеющих значительный искривлённый профиль ствола на данный момент оптимальным является применение сверхпрочных высокомоментных систем, таких как COROD. Штанги COROD применяются как в скважинах, эксплуатируемых штанговыми глубинными насосами, так и штанговыми винтовыми насосами. Величины, характеризующие размеры традиционных штанг по площади поперечного

сечения тела штанги, среднему весу штанги с муфтой и постоянной эластичности по стандартам ГОСТ Р 51161–02 и API Spec 11B по насосным штангам и муфтам приводятся в таблице 1.

Таблица 1 - Характеристики насосных штанг

Размер штанги		Площадь поперечного сечения		Масса погонного метра колонны		Постоянная эластичности	
ГОСТ	API	мм ²	дюйм ²	кг/м	фунт/фут	мм/(Н м), 10 ⁻⁶	дюйм/(фунт фут), 10 ⁻⁶
ШН13	1/2	126	0,196	1,08	0,726	3656	1,99
ШН16	5/8	198-201	0,307	1,68-1,69	1,135	2333	1,27
ШН19	3/4	284-285	0,442	2,43-2,48	1,634	1622	0,883
ШН22	7/8	380-388	0,601	3,21-3,31	2,224	1192	0,649
ШН25	1	491-506	0,785	4,19-4,32	2,904	913	0,497
ШН29	1 1/8	661-641	0,994	5,47-5,51	3,676	728	0,396
–	1 1/4	792	1,227	6,75	4,538	584	0,318

Таблица 2 - Прочностные характеристики классов прочности штанг.

Класс прочности	Предел текучести σ_T , не менее		Временное сопротивление σ_B			
	МПа	psi	МПа		psi	
			Не менее	Не более	Не менее	Не более
Стандартизованные классы штанг						
К	414	60000	620	793	90000	115000
С	414	60000	620	793	90000	115000
Д (Д)	586 690	85000 100000	793	965	115000	140000
Пример дополнительных классов с улучшенными характеристиками от Очерского завода						
Д спец.	630	91374	820	990	118931	143587
Д супер	720	104427	930	1050	134885	152290

Насосные штанги согласно ГОСТ и стандарту API классифицируются на классы прочности С, К, Д. Прочностные характеристики их материалов соответствуют Таблица 2. Некоторыми предприятиями-изготовителями в РФ производятся насосные штанги новых, как правило, усовершенствованных по прочностным характеристикам классов штанг, таких как «Д-спец» и «Д-супер».

1.3 Муфты для насосных штанг.

Штанговая муфта является связующим звеном в колонне между штангами. Условное обозначение металлической муфты по ГОСТ состоит из кодировки «МШ» и размера штанги, для которой она предназначена. Штанговая муфта в разрезе показана на рисунке 1.6.

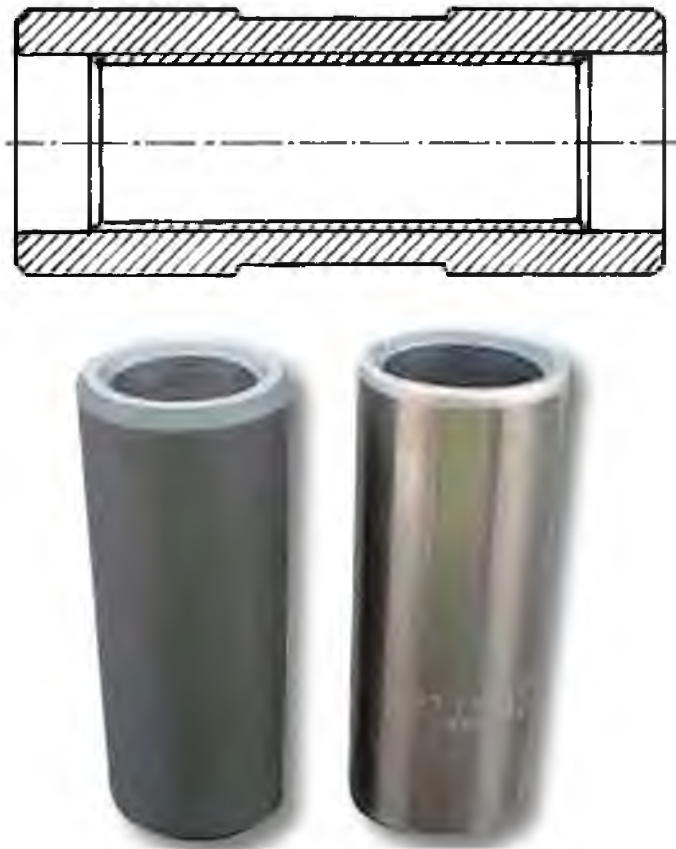


Рисунок 1.6 - Соединительная муфта насосных штанг.

Чаще всего предприятием изготовителем, традиционная насосная штанга поставляется с завинченной на одном конце муфтой надлежащим образом. Помимо основных соединительных штанговых муфт, для соединения штанг с разными размерами резьбы существуют переводные муфты.

На практике для эксплуатации штанговой колонны обычно применяют полноразмерные муфты, но существуют и муфты с меньшим внешним диаметром. При использовании муфт меньшего внешнего диаметра, соотношение площади поперечного сечения муфты к соответствующей площади поперечного сечения штанги существенно меньше аналогичного соотношения с полноразмерной муфтой, а значит они испытывают большую нагрузку по сравнению с обычной муфтой. Поэтому такой тип штанговой муфты часто является слабым звеном в штанговой колонне во время эксплуатации и требует изготовления из более прочных материалов. Использование полноразмерных штанговых муфт может быть ограничено малым диаметром насосных труб. В Таблица 4 приведены минимальные размеры насосных труб для разных размеров муфт стандартного и уменьшенного внешнего диаметра.

Соединительные муфты изготавливаются из высокопрочной стали с учётом повышенных требований к крутящим моментам штанговых скважинных насосных установок, и высоким нагрузкам для скважин большой глубины.

Резьба в муфтах выполняется методом холодной прокатки, при которой металл не срезается, а уплотняется для получения требуемого профиля резьбы.

Соединительные муфты с напылением из благородных металлов обладают низким коэффициентом трения и высокой стойкостью к коррозии что снижает износ как насосно компрессорных труб, так и самой муфты. Данные муфты также рекомендуются для использования в наклонных скважинах.

Характеристики штанговых муфт из ГОСТ Р 51161–02 и стандарта API Spec 11B представлены в таблицах 3,4 :

Таблица 3 - Длины и массы штанговых муфт.

Муфта	Длина, мм		Масса, кг, не более			
	Норм.	Удлин.	Муфта нормального диаметра (с лысками и без)		Муфта уменьшенного диаметра (без лысок)	
			Норм.	Удлин.	Норм.	Удлин.
МШ16	80	102	0,5	0,6	0,34	0,4
МШ19	82	102	0,56	0,7	0,4	0,48
МШ22	90	102	0,68	0,85	0,42	0,53
МШ25	102	115	0,88	1,1	0,72	0,9
МШ29	115	–	1,54	–	–	–

Таблица 4 - Характеристика штанговых муфт.

Размер штанги		Муфта нормального диаметра				Муфта уменьшенного диаметра			
		Внешний диаметр		Размер НКТ		Внешний диаметр		Размер НКТ	
ГОСТ	API	мм	дюйм	мм	дюйм	мм	дюйм	мм	Дюйм
–	1/2	–	–	–	–	26	1	43	1,66
МШ16	5/8	38	1 1/2	53	2 1/16	32	1 1/4	51	1,99
МШ19	3/4	42	1 5/8	61	2 3/8	38	1 1/2	53	2 1/16
МШ22	7/8	46	1 13/16	73	2 7/8	42	1 5/8	61	2 3/8
МШ25	1	56	2 3/16	89	3 1/2	51	2	73	2 7/8
МШ29	1 1/8	60	2 3/8	89	3 1/2	–	–	–	–

Также разрабатываются различные конструкции для увеличения межремонтного пробега. Например, соединительное устройство для насосных штанг PRO/КС, представленное на рисунке 1.7. Целью разработки заявлено получение необходимой устойчивости к напряжениям, высоким крутящим моментам, изгибающим деформациям и износу.

- равномерное распределение контактного давления на концах обеих штанг;
- равномерное предзагрузочное растяжение обеих шеек;
- равномерное распределение контактного давления на обоих концах относительно нагрузки вращения в центральной части;
- предварительное растяжение в центре соединения.



Рисунок 1.7 – Соединительное устройство PRO/КС

1.4 Обрывы штанговых колонн.

Опыт эксплуатации нефтяных месторождений установками скважинных штанговых насосов показывает, что одним из наиболее слабых элементов является колонна насосных штанг. Обрыв насосных штанг в большинстве случаев является основной причиной отказов в глубоких скважинах с высоковязкой нефтью. Известные методы анализа, применяемые, для оценки

прочностных характеристик и остаточного ресурса позволяют прогнозировать износ в зависимости от нагрузок, качества материала штанг и т.п.

Колонна насосных штанг в системе УСШН часто является уязвимым звеном и её аварийность оказывает существенное влияние на продолжительность межремонтного периода.

Действительно, насосная штанга при эксплуатации испытывает большие статические и динамические нагрузки зачастую в агрессивных, коррозионных средах, способствующих образованию усталостных трещин. Ситуация усугубляется искривленностью стволов скважин. Влияние на аварийность оказывает и кинематическое несовершенство станков-качалок и не полное заполнение жидкостью цилиндра насоса, которые вызывают инерционные и ударные нагрузки, негативно влияющие на работоспособность штанг.

В практике эксплуатации УСШН принят коэффициент отказов для упрощенной оценки надежности штанговых колонн, определяемый как отношение числа обрывов и отворотов колонн к действующему фонду скважин. Б.З. Султановым и Р.К. Шагалеевым в работе проведен анализ за период с 1997 по 2007 года в ОАО «Татнефть». Было выявлено снижение коэффициента отказов с 0,09 до 0,05, что характеризует эффективность мер по увеличению межремонтного периода. Около 70% отказов соответствуют обрывам по телу штанги включая галтель, высаженную её часть, 20% по резьбе и муфте, остальные соответствуют отворотам.

Для определения наиболее вероятных зон обрыва штанг были проанализированы разрушения штанг за 2007 год, в результате установлено, что основное число обрывов приходится на участке до 40 см от головки. Некоторыми специалистами это объясняется наличием концентраций напряжений в переходных зонах, другие объясняют это наличием несоосности резьбы и тела штанги. Но следует брать во внимание технологию производства штанг, использующую высокотемпературный нагрев головки и высадку в несколько переходов, что способствует огрублению исходной микроструктуры, образованию продольных и поперечных дефектов. Анализ показал, что обрывы

штанговых муфт, вызванные их износом характерны для штанговых колонн без протекторов. Отвороты штанговых колонн, как и их обрывы считаются эксплуатационным отказом. Отвороты могут возникать как при неправильном свинчивании штанг и муфт, так и вследствие влияния траектории профиля ствола скважины, где изменение зенитных и азимутальных углов при возвратно-поступательном движении штанговой колонны приводит к появлению локальных крутящих моментов.

В работе приведён сравнительный анализ отказов за 2009, 2010 годы в НГДУ «Нижнесортымнефть», показывающий, что в 2010 году количество обрывов по муфте в два раза больше, чем по телу, т.е. по соединительному узлу (таблица 5). Согласно данным Ю.В., по 435 случаям обрывов штанг в наклонно-направленных скважинах установлены места обрывов штанг по длине и их распределение показано в таблице 6. Замечено, что большинство обрывов приходится на галтель штанги. Обрывы также случаются по резьбе и по телу штанги.

Таблица 5 - Статистика обрывов по НГДУ «Нижнесортымнефть»

Место обрыва	за 12 месяцев 2009 г.		за 12 месяцев 2010 г.	
	Количество обрывов, шт	Средняя наработка, сут	Количество обрывов, шт	Средняя наработка, сут
По телу штанги	134	342	54	434
По муфте	47	412	101	440
По резьбе штанги	1	211	0	–
По резьбе полированного штока	4	385	2	392

Таблица 6 - Статистика обрывов штанг по их расположению

Место обрыва	Диаметр штанг, дюймы			Обрывы	
	1	7/8	3/4	Общее число	%
Галтель	3	142	132	277	63,9
По телу	2	22	33	57	13,2
Резьба	10	64	25	99	22,8
Квадрат	–	2	–	2	0,4
Итого	15	230	190	435	100

М.М. Загировым и др. приводятся результаты испытания колонн из стеклопластиковых (изготовленных на Озерском приборостроительном заводе) и стальных штанг в ОАО «Татнефть». Показано, что при использовании стеклопластиковых штанг происходит снижение нагрузки на головку балансира станка-качалки в среднем на 20% и потребляемой мощности в среднем на 15%. Все обрывы стеклопластиковых штанг произошли по месту склеивания металла со стеклопластиком. Межремонтный период скважин оборудованных стеклопластиковыми штангами, в среднем остался на таком же уровне, что и до их внедрения.

Коррозионных или других видимых изменений в стеклопластиковых штангах, при работе в скважинных с высокими коррозионными свойствами добываемой жидкости, не наблюдалось. Стоимость стеклопластиковых штанг в среднем на 15% выше по сравнению со стальными.

Статистическим исследованием опыта эксплуатации фонда скважин на месторождениях находящихся на поздней стадии разработки, оборудованных штанговыми установками, показано существенное влияние на наработку на отказ штанговых колонн оказывает конфигурация профиля ствола скважины. Для характеристики формы ствола скважины использованы: максимальный угол наклона и глубина расположения этого угла. Такая модель ствола скважины с точки зрения влияния её на работоспособность штанговой колонны может быть охарактеризована отношением максимального угла к глубине его расположения (α_{\max}/L_{\max}) [10].

Подтверждением этой гипотезы может служить то, что при одном и том же значении максимального угла наклона в зависимости от глубины его расположения, степень влияния на работоспособность штанговой колонны будет различной. Другими словами, чем меньше глубина расположения максимального угла по стволу скважины, тем больше его негативное влияние на работоспособность колонны и соответственно отношение (α_{\max}/L_{\max}) будет принимать большее значение. Это согласуется физикой процесса, чем меньше

глубина расположения максимального угла, тем больше натяжение колонны, вызванная весом нижележащих штанг и жидкости на плунжере насоса, следовательно, больше прижимающая Эйлера сила, по этой же причине выше напряжения от изгиба штанг, которые в значительной степени определяют работоспособность штанговой колонны. Кроме того, как показали статистические исследования, на величину возникающих напряжений в штанговой колонне существенное влияние оказывают ускорение полированного штока и асимметрия нагрузок.

В проведенном статистическом анализе получено уравнение регрессии, характеристики которого даны в таблице 7.

$$T = - 3738.771 + 47.99561 X8 + 603.3145 X15 + 117.1691 X16 + 234.2125 X17 - 802.2394 X22 - 143.9662 X24 + 10.26169 (X5-X21) + 5.911904 X26 - 3134.857 X29 - 0.005792196 X30 - 622608 X25$$

где X5 – глубина подвеса насоса;

X8 – диаметр насоса;

X15 – доля жидкости (обводнённость);

X16 – вязкость;

X17 – газовый фактор;

X21 - Глубина расположения максимального угла наклона;

X22 - коэффициент подачи насоса;

X24 – диаметр насосных штанг (усреднённый)

X25 - отношение максимального угла с глубиной его расположения;

X26 – ускорение полированного штока;

X29 - сила трения штанг о трубы в наклонной части;

X30 – вес жидкости, действующий на плунжер (при допущении заполнения жидкости в насосной трубе до забоя скважины)

Анализ уравнения регрессии показал, что коэффициент детерминации $R^2 = 0.95$; скорректированный коэффициент детерминации $adjusted-R^2 = 0.95$; F-статистика (по Фишеру) = 119.2 с соответствующим уровнем вероятности 2.2 10-16.

Таблица 7 - Результаты регрессионного анализа

Переменная	Единица измерения	Коэффициент регрессии	Доверительный интервал	
			2.5%	97.5%
Свободный член		- 3738.771		
Диаметр насоса	Мм	47.99561	43.97384	52.01738
Доля жидкости (обводненность)	в долях	603.3145	491.0044	715.6246
Вязкость	сСт (мм ² /с)	117.1691	102.1377	132.2004
Газовый фактор	м ³ /т	234.2125	208.9188	259.5062
Коэффициент подачи насоса	б/р	802.2394	-957.2574	-647.2214
Диаметр насосных штанг (усредненный)	Мм	- 143.9662	-185.3708	-102.5616
Разность глубины подвески насоса и расположения максимального угла наклона	М	10.26169	9.012028	11.51136
Амплитуда ускорения полированного штока / $2\pi^2$	М	5.911904	4.647735	7.176073
Сила трения штанг о трубы в наклонной части ствола скважины	Н	- 3134.857	-3448.34	-2821.374
Вес жидкости на плунжер	Н	-0.005792196	-0.006333089	-0.005251303
Отношение максимального угла наклона скважины к глубине его расположения	рад/м	- 622608	-717210.8	-528005.2

Существенное снижение работоспособности УСШН происходит при подъеме высоковязких нефтей и водонефтяных эмульсий. Основные осложнения обусловлены в первую очередь большими силами трения штанг о жидкость при их движении в насосных трубах. Трение штанг о жидкость вызывает увеличение нагрузок (особенно знакопеременных) и, наконец, отставание полированного штока от головки балансира, что приводит к удару и не редко к разрушению насосных в момент запуска установки. Для снижения нагрузок на оборудование разработан ряд специальных насосных установок для добычи высоковязких нефтей. В частности предложены утяжелители штанговой колонны, представляющие собой штанги с увеличенным сечением, подвешиваемые на

колонне над плунжером насоса, однако эти элементы сами по себе создают дополнительные гидравлические сопротивления при течении высоковязкой нефти из-за уменьшения зазора между внутренней стенкой НКТ и тяжелых штанг, особенно при ходе головки балансира вниз. Ход колонны штанг вниз сопровождается движением нефти в трубах вверх т.е. штанги и нефть двигаются в противоположных направлениях. Поэтому применение их для добычи высоковязких нефтей не эффективно. Желательно, с одной стороны, расположить утяжелители так, чтоб они не создавали существенных сопротивлений в жидкости, с другой – чтоб вес их был достаточным для преодоления гидродинамического трения при ходе штанг вниз. Разработка такой установки позволит увеличить межремонтный период работы скважин, оборудованных штанговыми установками, за счет создания щадящего режима работы штанговых колонн.

С другой стороны увеличение межремонтного периода работы глубоких скважин, при существующем качестве насосных штанг сложно. В работе приведен анализ направлений в разработке насосных штанг, рассмотрены недостатки современных конструкций, обзор существующих научных разработок. Стандартные насосные штанги применяются в 80% штангонасосного фонда скважин, однако для них характерна частая обрывность, особенно если они используются на скважинах с большой глубиной подвески насосов, превышающей 2500 м. Это в основном связана их особенностью, возникающими концентрированными напряжениями в головке при изготовлении. Штанга подвергается высокотемпературному нагреву, далее происходит высадка головки в несколько этапов, в результате чего в головке штанги формируется крупнозернистая микроструктура и происходит потеря прочности головки и тела штанги. Известно, что напряженно-деформированное состояние в головке стандартной насосной штанги, в областях перехода квадратно-круглого сечения и скруглений резьбовой канавки имеются наиболее нагруженные зоны. Напряжения в этих областях превышают напряжения в теле штанги на 70-75%. Для минимизации негативных последствий изготовления разработана принципиально новая сборная

насосная штанга (патент РФ № №2527562 способ изготовления насосной штанги для глубинного насоса). Однако, цилиндрическая треугольная резьба в предложенном варианте не позволяет полностью решить задачу повышения работоспособности насосных штанг в осложненных условиях эксплуатации и требуется проведение дальнейших исследований.

Наиболее ранним исследованием, посвященным методическим вопросам по теме насосных штанг, является труд А.С. Вирновского. Изучение его работ послужило основой для дальнейших исследований таких авторов, как Б.Б. Крумана, А.М. Пирвердяна, А.Н. Адонина, И.Л. Фаермана и др. Работы И.А. Чарного, И.М. Муравьева, Д.С. Слоннеджера, Д.О. Джонсона, К.Н. Миллса, Е. Кемлера посвящены расчетам нагрузок на штанги. Современные исследования принадлежат учёным В.Н. Ивановскому, К.Р. Уразакову, С.Г. Зубаирову, Р.Р. Ризванову, В.М. Валовскому, К.В. Валовскому, М. Д. Валееву, В.В. Семенову, В.А. Климову, Ф.Г. Халимову и др.

1.5 Особенности производства насосных штанг

Для изготовления насосных штанг применяют горячекатаную сталь с нужной гладкостью поверхности. Гладкость поверхности насосной штанги существенно сказывается на длительности её эксплуатации, неровности поверхности могут вызвать появление трещин. Для повышения жесткости и прочности используется сталь с содержанием железа более 90%. Эффективность металлической обработки и защита от коррозии достигается добавлением легирующих элементов. Стали для производства штанг подразделяются на две категории: углеродистые и легированные стали. Углеродистые стали содержат углерод, марганец, кремний, фосфор и серу, легированные стали содержат дополнительно никель, хром, молибден и другие элементы. Некоторые производители предлагают различные комбинации сплавов стали под разными торговыми марками.

Концы насосной штанги подвергаются ковке с последующим получением головки необходимой формы. Ковка подразумевает предварительный нагрев конца стержня до температуры 1250°C , и высадку конца за несколько переходов. На рисунках 1.8, 1.9 показаны этапыковки штанг и на рисунке 1.10 приведены заготовки насосных штанг послековки в ОАО «Мотовилихинские заводы». На **Ошибка! Источник ссылки не найден.**1.9 показаны стадии высадки головки насосной штанги за 5 переходов. Послековки происходит огрубление исходной микроструктуры в головке насосной штанги, изменение размера зерна стали.



Рисунок 1.8 - Ковка насосных штанг

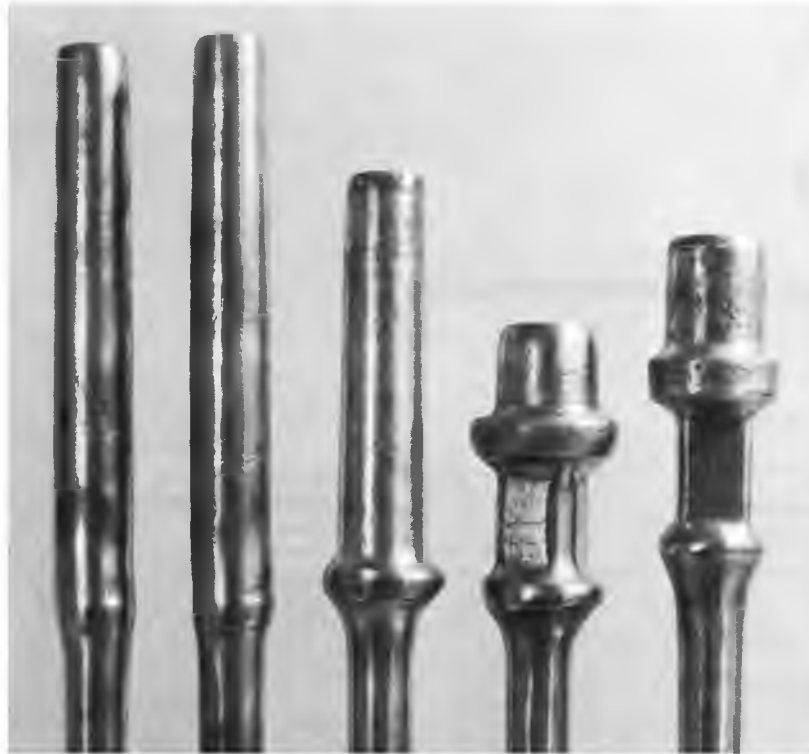


Рисунок 1.9- Этапы высадок головки насосной штанги



Рисунок 1.10 - Заготовки насосных штанг послековки

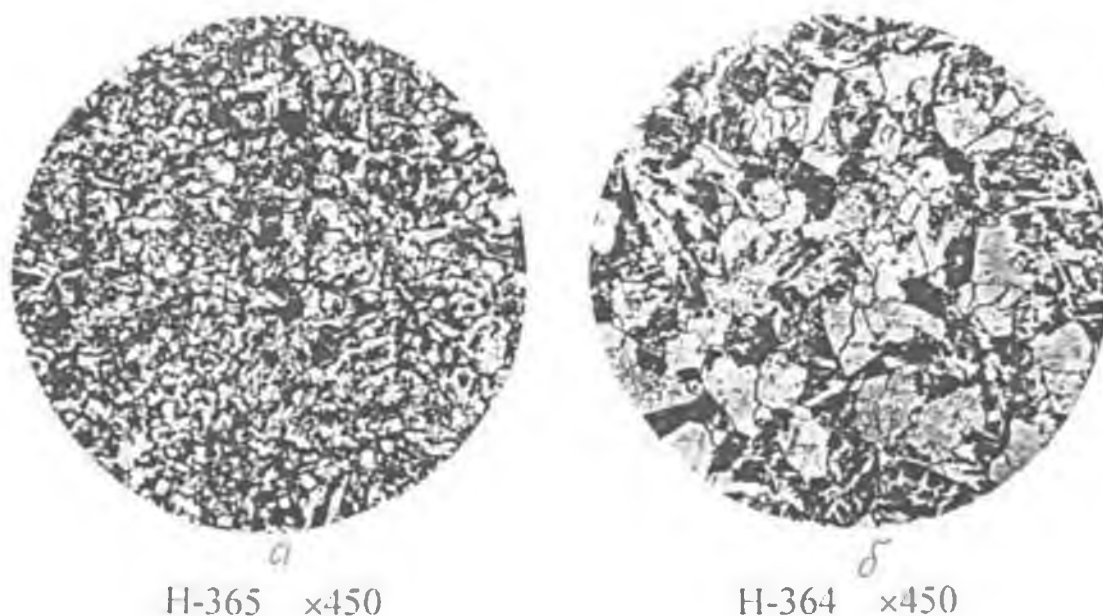


Рисунок 1.11 - Структура зерна до (а) и после (б) ковки головки насосной штанги

Основные комбинации применяемых марок сталей с их режимами термической обработки, и применимостью материалов к эксплуатации относительно вида коррозии в скважине, диапазонов условных размеров штанговых насосов и допустимых приведенных напряжений в штангах регламентируются в ГОСТ Р 51161–02 и показаны в таблице 8.

Таблица 8 - Применимость материалов и обработок различных насосных штанг

Марка стали	Вид термической обработки	Группа коррозионности продукции <u>нефтяных</u> скважин	Диапазон условных размеров штанговых насосов	Допускаемое приведенное напряжение в штангах, МПа, не более
40	Нормализация	Некоррозионная	От 27 до 95	69
	ВТМО и отпуск			88
	Нормализация с последующим поверхностным упрочнением ТВЧ		От 27 до 51	188
			От 57 до 95	98

Марка стали	Вид термической обработки	Группа коррозионности продукции <u>нефтяных скважин</u>	Диапазон условных размеров штанговых насосов	Допускаемое приведенное напряжение в штангах, МПа, не более		
	ТВЧ					
	ВТМО и отпуск				От 27 до 51	118
					От 57 до 95	98
20Н2М	Нормализация	Некоррозионная	От 27 до 95	88		
		Среднекоррозионная (с присутствием H ₂ S)		59		
	Нормализация с последующим поверхностным упрочнением ТВЧ	Некоррозионная	От 27 до 51	127		
				От 57 до 95	108	
		Среднекоррозионная (при отсутствии H ₂ S)	От 27 до 95	98		
30ХМ 30ХМА	Нормализация и высокий отпуск с последующим поверхностным упрочнением ТВЧ	Некоррозионная	От 27 до 51	127		
				От 57 до 95	108	
		Среднекоррозионная	От 27 до 95	88		
	ВТМО и отпуск	Некоррозионная	От 27 до 51	127		
				От 57 до 95	108	
		Среднекоррозионная	От 27 до 95	98		
15Н3МА	Нормализация	Высокоррозионная (с присутствием H ₂ S до 6 %)	От 27 до 95	118		
	Нормализация с последующим поверхностным упрочнением ТВЧ	Некоррозионная		От 27 до 51	167	
				От 57 до 95	147	
	Среднекоррозионная (с присутствием H ₂ S)	От 27 до 95	118			
15Х2НМФ	Закалка и высокий отпуск или нормализация и	Некоррозионная	От 27 до 95	98		
		Среднекоррозионная (при отсутствии H ₂ S)		88		

15X2ГМФ	Закалка и высокий отпуск или нормализация и высокий отпуск	Некоррозионная	От 27 до 95	98
		Среднекоррозионная (при отсутствии H ₂ S)		88
14X3ГМЮ	Закалка и высокий отпуск или нормализация и высокий отпуск	Некоррозионная	От 27 до 95	98
		Среднекоррозионная (с присутствием H ₂ S)		88
АЦ28ХГНЗФТ	Отпуск	Некоррозионная	От 27 до 95	167
		Среднекоррозионная		147
		Высококоррозионная		118

По стандарту API Spec 11В материалы штанг регламентируются согласно классам штанг в таблице 9. Класс штанг С является самым дешевым и имеет ограниченную область применения по нагрузке и коррозионности среды. Хромомолибденовый сплав штанг класса D выдерживает высокие нагрузки и предназначен для применения в скважинах со средней коррозионной средой без сероводорода. Классом штанг К является специальный никель-молибденовый сплав для больших нагрузок и умеренно-коррозионной откачиваемой жидкости.

Таблица 9 - Марки стали для классов штанг по API

Класс штанги	Сталь
К	AISI 46XX
С	AISI 1536
D	Углеродистая или легированная

Термообработка, применяемая к заготовке способствует получению желаемых физических свойств штанги и однообразной структуры поверхности с минимизацией риска коррозионного износа. Тип термообработки зависит от химического состава материала штанги и желаемых физических свойств.

Популярные виды термообработки это нормализация, нормализация и отпуск, закалка и отпуск, поверхностное упрочнение, закалка токами высокой частоты (ТВЧ).

После термообработки насосные штанги подвергаются поверхностному упрочнению, основная цель которого - создание сжимающих напряжений в поверхностном слое материала. Применяется обкатка роликом и поверхностная упрочняющая дробеструйная обработка, при этом происходит и удаление окалина. Любая оставшаяся окалина может стать очагом коррозионного разрушения, либо осыпаться в скважине и привести к отказу глубинного насоса. Следует отметить, что результаты опытов проведенных в Пермском государственном техническом университете по испытанию образцов обработанных дробью и не обработанных показали, что усталостная прочность первых образцов при циклических испытаниях увеличилась в 1,5-2 раза за счет снижения развития усталостных микротрещин. На рисунке 1.12 показана дробеструйная обработка насосной штанги на ОАО «Мотовилихинские заводы» [13].



Рисунок 1.12 - Дробеструйная обработка насосной штанги

После поверхностного упрочнения головки насосной штанги подвергаются механической обработке и накатке резьбы. В некоторых случаях поверхность насосной штанги покрывается лаками или металлами, стойкими к воздействию окружающей среды. В завершающей стадии производства осуществляют нанесение маркировки на двух противоположных сторонах квадратной шейки насосной штанги, на одной стороне которой наносят: товарный знак (или условное обозначение предприятия-изготовителя), условный размер штанги, месяц (или квартал) и год выпуска; на другой буквенное обозначение марки стали или ее класс, номер плавки и вид термообработки.

Муфты из стали марок 40 и 45 подвергают поверхностной закалке ТВЧ. Для тяжелых условий эксплуатации, муфты изготавливают из легированной стали марки 20Н2М. Маркировку муфт наносят на поверхность или на внутреннюю проточку муфты (перед резьбой), она состоит из: товарного знака, условного размера муфты, класса муфты, длины муфты, месяца (или квартала) и года выпуска. Буквенное обозначение марки стали соответствует таблице 10:

Таблице 10 Буквенное обозначение марок стали для маркировки

Марка стали	Буквенное обозначение маркировки
20Н2М, 20ХН2М	Н
30ХМ, 30ХМА	Х
15Н3МА	Р
15Х2НМФ	П
15Х2ГМФ	Л
14Х3ГМЮ	М
АЦ28ХГНЗФТ	Ф

Квартал изготовления обозначается буквами А, Б, Г, И. На наружную поверхность подэлеваторного бурта или на торец штанги наносят отличительную краску, соответствующую классу штанги согласно таблице 11.

Таблица 11- Цветовое обозначение класса штанги.

Класс штанги	Цвет
С	Белый
К	Голубой (синий)
D (Д)	Желтый

Например, для насосной штанги диаметра 19 мм произведенной на заводе «Р» в 1-м квартале 2012 года из стали марки 15Х2НМФ номера плавки 233: Р ШН19 А 2012 ; П 233.

1.7 Особенности резьбового соединения штанг

Качество колонны насосных штанг, зависит от надлежащего функционирования каждого соединительного штангового узла. Слабое завинчивание насосных штанг, при циклическом нагружении колонны, приводит к снижению надёжности штанговых соединений и может привести к отвороту штанг в колонне. Слишком сильное прижатие уменьшает вероятность отворота, но приводит к преждевременной усталости материала. Штанговый ниппель и муфта содержат концентраторы напряжений в резьбе и оба восприимчивы к усталостному износу материала.

Упорный бурт перед ниппелем при изгибающих напряжениях колонны штанг несет основную нагрузку и разгружает резьбу. В резьбовом соединении без бурта, циклические изгибающие нагрузки приходятся на резьбовое соединение, которое теряя прочность, и повышает вероятность. На ускоренное разрушение

соединительного узла существенное влияние оказывает коррозионная среда добываемой жидкости, и действие изгибающих усилий, возникающих при расстыковки поверхности упорного бурта штанги и торца муфты, которое усиливается при неправильном соединении штанг.

Характер возникающих напряжений в соединительном узле по А.А. Hardy на рисунке 1.13 показан в сечении соединения насосной штанги с муфтой. Момент силы, прикладываемый при завинчивании, создает большое прижимающее усилие на контактирующих поверхностях упорного бурта штанги и торца муфты. На каждой из деталей возникают напряжения, вызываемые этой силой: растягивающие на ниппеле штанги и сжимающие на муфте. Циклическая нагрузка в процессе работы штанги оказывает влияние на соединительные узлы, создает дополнительные напряжения. Начальное растягивающее напряжение в ниппеле штанги компенсируется сжимающими напряжениями в муфте. Прикладываемая внешняя нагрузка ещё больше растягивает ниппель штанги и уменьшает сжимающие напряжения в муфте и, тем самым, снижает амплитудное напряжение в ниппеле, что способствует снижению амплитуды напряжений в ниппеле штанги. При надлежащем свинчивании насосных штанг, во время эксплуатации в кольцевых областях торцов муфты всегда должны быть сжимающие напряжения, обеспечивающие плотный контакт. От торцевой области муфты к центру растягивающие напряжения постепенно снижаются до нулевого и к центру возрастают до максимального растягивающего, усилие в котором эквивалентно общей растягивающей нагрузке соединительного узла.

Правильное свинчивание насосных штанг имеет важное значение в снижении аварийности штанговой колонны. При сохранении натяга во время эксплуатации колонны, она минимизирует усталостную нагрузку на ниппель штанговой головки из-за: отсутствия влияния коррозионной жидкости на усталость металла (плотное свинчивание не позволяет проникать жидкости к резьбе), снижения амплитуды напряжения в ниппеле, исключения изгиба ниппеля.

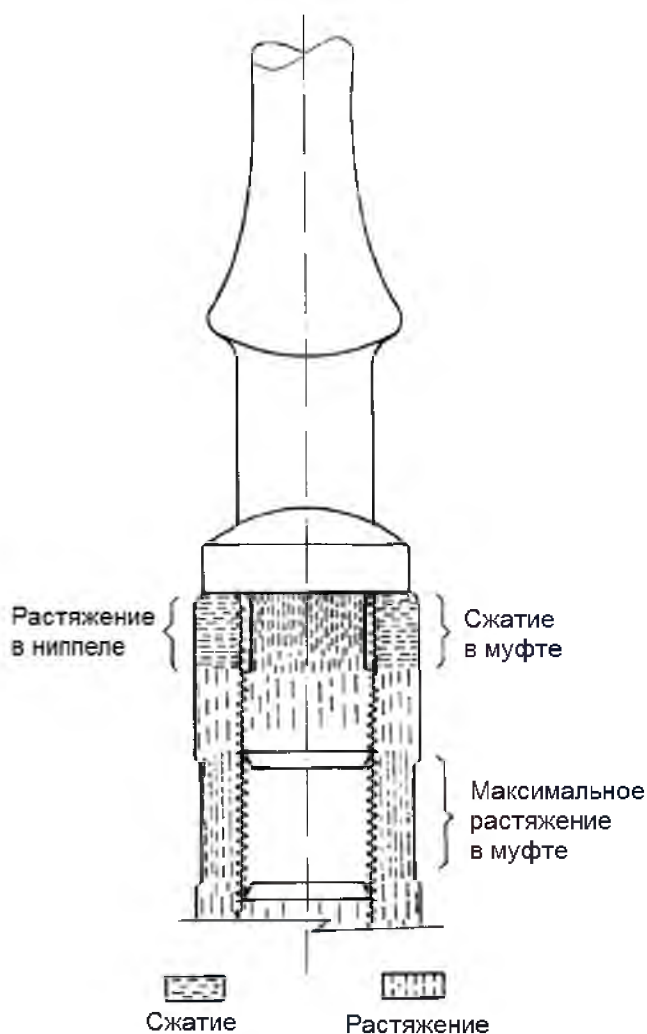


Рисунок 1.13 - Характер возникающих напряжений в соединительном узле.

Для достижения высоких величин крутящих моментов в соединении штанг применяются пневматические или гидравлические машинные ключи. Значение самого крутящего момента при свинчивании, не является объективным показателем обеспечения нужного усилия и напряжения в соединительном узле. Учитывая, что лишь в среднем 10% всего прикладываемого момента являются полезными при свинчивании, образуя необходимые напряжения, и что фактический необходимый момент зависит от гладкости контактирующих поверхностей, их смазки и т.д., американский стандарт рекомендует использовать метод вращательного перемещения как наиболее точный метод для достижения нужного напряжения в узле. На рисунке 1.14, приведенном API RP 11BR,

показано использование этого метода, где после слабого, ручного свинчивания на деталях обозначаются совмещенные вертикальные линии (зарубки) и машинное свинчивание производят до достижения определенного кругового смещения деталей относительно друг - друга.



Рисунок 1.14 - Метод контроля свинчивания с натягом

Поскольку контактирующие поверхности между штангой и муфтой после первой эксплуатации являются сглаженными, последующие свинчивания обычно требуют применения меньшего крутящего момента. Значения смещений для разного типоразмера штанг показаны в таблице 12.

Таблица 12 - Диапазоны допустимых смещений при свинчивании

Размер штанги		Новые штанги класса D				Остальные штанги классов C, D, K			
		Min, дюйм		Max, дюйм		Min, дюйм		Max, дюйм	
ГОСТ	API	мм	дюйм	мм	дюйм	мм	дюйм	мм	дюйм
ШН13	1/2	5	6/32	6	8/32	3	4/32	5	6/32
ШН16	5/8	6	8/32	7	9/32	5	6/32	6	8/32
ШН19	3/4	7	9/32	9	11/32	6	7/32	7	17/64
ШН22	7/8	9	11/32	15	12/21	7	9/32	9	23/63
ШН25	1	11	14/32	13	16/32	10	12/32	11	14/32
ШН29	1 1/8	14	18/32	17	21/32	13	16/32	15	19/32

Выводы.

1. Проведенный литературный анализ существующих решений по производству и эксплуатации насосных штанг показал, что основную роль в снижении продолжительности МРП в глубоких скважинах играют величина нагрузок и качество насосных штанг.

2. Статистические исследования обрывов насосных штанг показывают существенное влияние принципа действия скважинных штанговых насосных установок на формирование нагрузок на штанговую колонну.

3. Неудовлетворительная продолжительность межремонтного периода работы штанговых установок в глубоких скважинах с осложненными условиями эксплуатации требует поиска новых технических решений.

2 Разработка штанговой насосной установки с выносным утяжелителем

2.1 Механизм формирования гидродинамического трения штанговой колонны

Одним из основных факторов, осложняющих добычу нефти штанговыми установками является ее высокая вязкость, по этому направление исследования было выбрано в разработке принципиально нового подхода организации рабочего процесса штангового насоса путём создания условия, позволяющего синхронизировать направление движения штанговой колонны и откачиваемой продукции при ходе вверх и вниз.

Известный способ добычи высоковязкой нефти штанговым насосом осложнен дополнительной нагрузкой на колонну штанг, вызванной гидродинамическим трением. При ходе головки балансира вниз колонна штанг в силу встречного движения по отношению к жидкости испытывает гидродинамические сопротивления, снижающие ее вес, вплоть до нулевого значения [3, 5, 6]. При этом установка в целом теряет работоспособность из-за рассогласованности движения головки балансира и колонны штанг. При ходе штанг вверх происходит увеличение нагрузок, возникающих вследствие проявления сил гидродинамического трения. Дополнительное сопротивление, оказываемое движению колонны штанг при ходе вниз в вязкой среде, включает гидродинамическое трение поверхности колонны о жидкость и силу, действующую на нижний торец штанг, вызванную гидродинамическим перепадом давления.

Снижение минимальной и рост максимальной нагрузок на штанговую колонну при подъеме высоковязкой нефти вызывает увеличение амплитуды напряжений в металле штанг при асимметричном цикле нагружения и как следствие - приводит к увеличению аварийности колонн.

На рисунке 2.1 изображена кинематика движения головки балансира относительно движения колонны насосных штанг, где $l-S=3\text{ м}$, $n=8\text{ мин}^{-1}$, 2- $\mu=0,55\text{ Па}\cdot\text{с}$; 3- $\mu=0,77\text{ Па}\cdot\text{с}$; 4- $\mu=0,98\text{ Па}\cdot\text{с}$; 5- $\mu=1,18\text{ Па}\cdot\text{с}$; 6- $\mu=1,18\text{ Па}\cdot\text{с}$.

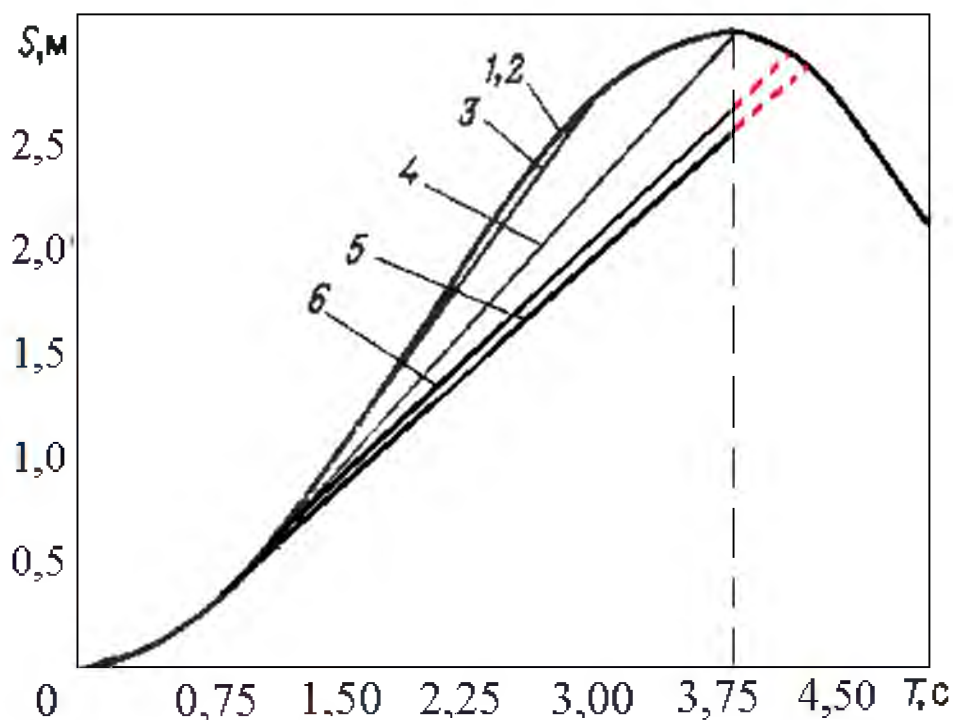


Рисунок 2.1 – Кинематика движения головки балансира (1) и колонны насосных штанг (2-6) при различных вязкостях добываемой нефти.

Из рисунка 2.1 видно, что синхронность движения колонны насосных штанг и балансира тем ниже, чем больше вязкость откачиваемой жидкости. В результате при откачке высоковязких нефтей возникают ударные нагрузки на колонну насосных штанг, возрастает аварийность оборудования и снижается межремонтный период.

2.2 Установка, позволяющая синхронизировать направление движения штанговой колонны и откачиваемой продукции

Известна штанговая насосная установка, состоящая из колонны насосных труб и штанг, двух полых плунжеров меньшего и большего диаметра с

всасывающим и нагнетательным клапанами, установленными в плунжере большего диаметра. Полость плунжера между клапанами имеет сообщение с полостью, образованной двухступенчатой системой цилиндров, с помощью межклапанных отверстий, пропускная способность которых превышает пропускную способность клапанов, при этом расстояние от верхнего конца плунжера большего диаметра до места сочленения равно длине хода плунжеров, два полых плунжера связаны между собой и с тяжелым низом, размещенным вне полости насосно-компрессорных труб, подвижно расположенных в цилиндре с образованием рабочих камер меньшего и большего диаметров, а также замковую опору и фильтрующий элемент патент РФ №2175402 F04B 47/00, 2000г. [99].

К сожалению из-за засорения фильтра снижается подача насоса, что в свою очередь снижает межремонтный период работы установки УСШН, кроме того, присутствует ограничение величины диаметра большего цилиндра вследствие крепления замковой опорой ступени цилиндра меньшего диаметра.

Однако, если всасывающий и нагнетательные клапана установлены в плунжере большего диаметра, что соответствует формуле прототипа, то насос – неработоспособен, так как оба клапана будут играть роль всасывающих потому, что, в случае когда седло нагнетательного клапана не сообщается с полостью, образованной, плунжером меньшего диаметра и цилиндром большего диаметра нагнетаемая жидкость не может протекать через этот клапан. Сообщаться же не может вследствие его расположения в плунжере большего диаметра.

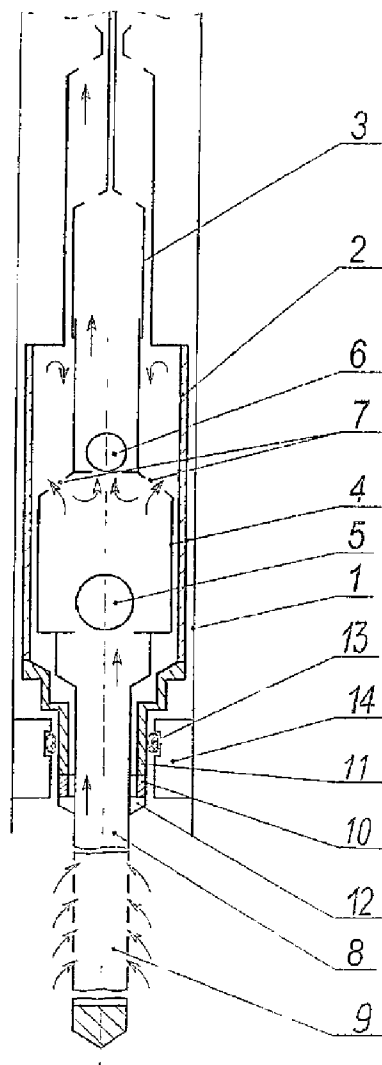
Использование насосов с выносным тяжелым низом позволяет увеличить минимальную нагрузку на колонну, снизить амплитуду нагрузок и избежать опасности "зависания" колонны штанг при ходе вниз [9]. Штанговая насосная установка содержит колонны насосно-компрессорных труб 1 и штанг (не показана), цилиндр 2 с установленными одна над другой ступенями разного диаметра, два полых плунжера верхнего меньшего 3 и нижнего большего 4 диаметра с всасывающим 5 и нагнетательным 6 клапанами, установленными в плунжере большего диаметра 4 (рисунок 2.2). Полость в плунжере большего диаметра 4 между клапанами 5 и 6 сообщается с полостью, образованной

цилиндром двух ступеней, с помощью расположенных между клапанами отверстий 7, площадь поперечного сечения которых больше площади поперечного сечения клапанов. При этом расстояние от верхнего конца плунжера большего диаметра до места сочленения ступеней цилиндра 2 равно длине хода плунжеров. Два полых плунжера 3 и 4 соединены между собой и с грузом 8, состоящим из цельной нижней и полый верхней частей, причем верх груза 8 соединен с плунжером большего диаметра 4. Плунжеры 3 и 4 подвижно расположены в цилиндре 2, образуют рабочие камеры меньшего и большего диаметров. Полая часть груза 8 сообщается с полостью плунжера большего диаметра с помощью всасывающего клапана 5. Фильтр 9 штанговой насосной установки выполнен в полый части груза 8.

Разобщающая перегородка 10 соединена с трубой 11, являющейся продолжением ступени цилиндра большего диаметра 4, и оснащена втулкой-скребком 12 для очистки фильтра. При крайнем верхнем положении плунжеров низ фильтра 9 расположен не выше уровня втулки-скребка 12. Этим обеспечивается поступление нефти на прием насоса во время всего цикла работы устройства. При крайнем нижнем положении плунжеров верх фильтра 9 может располагаться на уровне, ниже и выше уровня втулки-скребка 12. Часть трубы 11 с уплотнителем 13 закреплена в замковой опоре 14, расположенной ниже цилиндра 2. Это позволяет не ограничивать диаметр большей ступени цилиндра диаметром замковой опоры (патент РФ №2395718) Рисунок 2.2.

Штанговая насосная установка работает следующим образом. При ходе вверх всасывающий клапан 5 закрывается под действием избыточного давления в полости цилиндра 2 между плунжерами 3 и 4, а нагнетательный клапан 6 открывается, поток жидкости движется вверх по ходу колонны штанг со скоростью, обеспечиваемой добываемым объемом нефти; фильтр 9, выполненный в полый верхней части груза 8, проходя втулку-скребок 12, самоочищается. Периодическая очистка фильтра 9 позволяет сократить число подземных ремонтов глубинно-насосного оборудования из-за засорения фильтра 9. При ходе вниз нагнетательный клапан 6 закрывается за счет возникающего в полости

между плунжерами 3 и 4 разрежения, а всасывающий клапан 5 открывается за счет давления на приеме насоса; жидкость, поступающая через фильтр 9, заполняет рабочую камеру большего диаметра плунжера 4. Груз 8, находящийся вне полости насосно-компрессорных труб 1, облегчает движение плунжеров 3, 4 и колонны штанг



1 – колонна НКТ; 2 – цилиндр; 3 – плунжер меньшего диаметра; 4 – плунжер большего диаметра; 5 – всасывающий клапан; 6 – нагнетательный клапан; 7 – отверстия; 8 – груз; 9 – фильтр; 10 – разобщающая перегородка; 11 – труба; 12 – втулка-скребок; 13 – уплотнитель; 14 – замковая опора.

Рисунок 2.2 - Штанговая насосная установка с выносным тяжелым низом

вниз в вязких средах, при этом жидкость, находящаяся в насосно-компрессорных трубах 1, всем объемом перемещается вниз по ходу движения колонны штанг[8].

Эксплуатация предложенной штанговой насосной установки позволяет увеличить межремонтный период работы установки.

2.3 Модернизированная штанговая установка

Патентная проработка показала ряд известных конструкций. Наиболее близкой к предлагаемому устройству является штанговая насосная установка, содержащая колонны насосных труб и штанг, цилиндр с установленными одна над другой ступенями разного диаметра, имеющий сквозной проход в нижней торцевой части ступени большего диаметра, подвешенные на колонне насосных штанг два соединенных соосно между собой и подвижно расположенных внутри цилиндра полых плунжера меньшего и большего диаметра с всасывающим и нагнетательным клапанами, всасывающий клапан установлен в плунжере большего диаметра, полость которого сообщается с полостью цилиндра с помощью отверстий, фильтр, груз, соединенный с нижним концом плунжера большего диаметра и имеющий возможность движения через сквозной проход, замковую опору с втулкой-скребком, отличается тем, что герметизирующие резиновые кольца размещены на посадочном месте в нижнем конце цилиндра, а верхняя часть упомянутого цилиндра снабжена тороидальными грузами, в нижнем конце плунжера меньшего диаметра установлена нагнетательная клапанная коробка диаметром, превышающим диаметр этого плунжера, максимальное расстояние от верха клапанной коробки до места сочленения ступеней цилиндра больше длины хода плунжеров (заявка №2013122333 от 14.05.13 положительное решение от 11.03.14). Подвижно расположенные плунжеры в цилиндре образуют рабочие камеры меньшего и большего поперечного сечения, а также замковую опору и фильтр. В такте нагнетания повышенное давление в рабочей камере приводит к утечкам жидкости через плунжерную пару большего диаметра и ее накоплению в кольцевом пространстве, образованной наружным диаметром тяжелого низа и внутренним диаметром цилиндра большего диаметра. Полное или даже частичное заполнение этого

пространства жидкостью приводит к потере работоспособности установки вследствие удара нижнего плунжера о жидкость (Рисунок. 2.3).

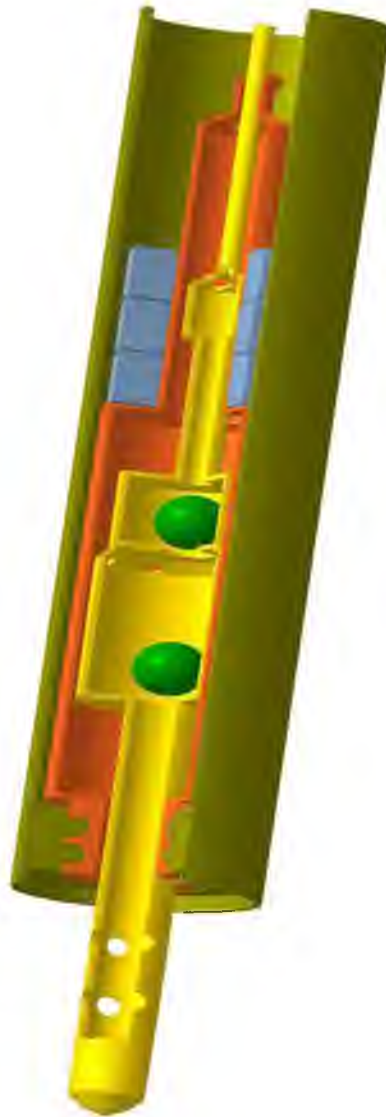


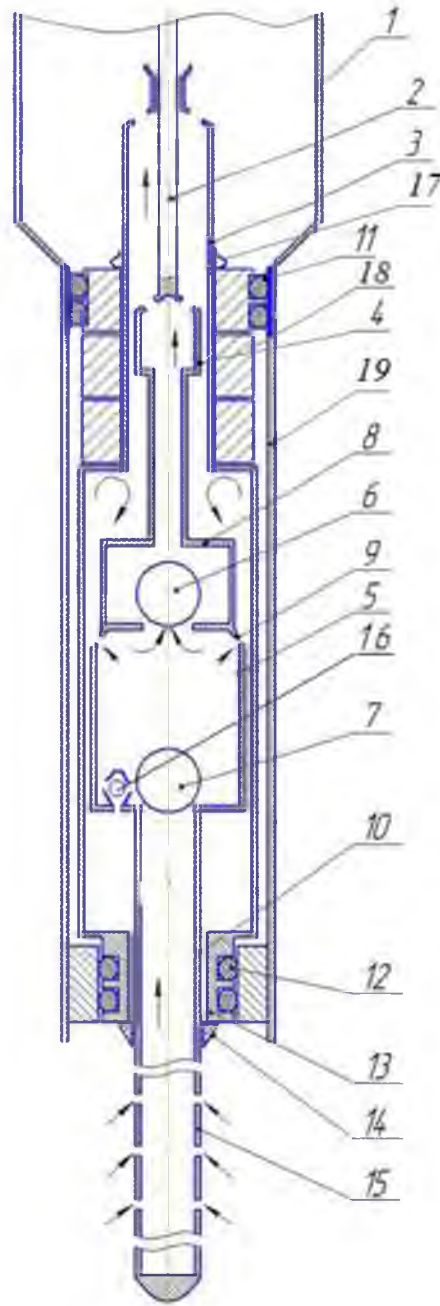
Рисунок 2.3 – Насос с дифференциальным плунжером

Для предотвращения появления такого эффекта предложено, оборудовать нижний конец плунжера большего диаметра компенсационным клапаном, позволяющим перепускать, накопленную под плунжером жидкость в полость насоса и тем самым избежать удара плунжера о жидкость. Так же в конструкции внутренний диаметр насосных труб больше внутреннего диаметра посадочного места уплотнительных колец, для обеспечения сохранности колец при спуско-подъемных операциях. Уплотнительные кольца предназначены для защиты зазора, образованного наружной стенкой цилиндра и внутренней стенкой

замковой опоры от попадания механических примесей. И тем самым предотвращения заклинивания насоса в замковой опоре. Фиксаторы, установленные над грузами на наружной поверхности цилиндра меньшего диаметра, предназначенные для удержания грузов от осевого перемещения во время установки уплотнительных колец на посадочное место. Предложенная насосная установка обеспечивает синхронность направлений движения штанг и откачиваемой жидкости в насосных трубах (Заявка на патент РФ №2014147593 от 25.11.2014 г. «Штанговая насосная установка» рисунок 2.4).

Штанговая насосная установка содержит колонны насосно-компрессорных труб 1 и штанг 2, цилиндр 3 с установленными одна над другой ступенями разного диаметра; полые плунжеры: меньшего диаметра 4 – верхний и большего диаметра 5 – нижний, снабженные соответственно нагнетательным 6 и всасывающим 7 клапанами, причем, нагнетательный клапан 6 размещен в нагнетательной клапанной коробке 8 в нижнем конце плунжера меньшего диаметра 4. Диаметр нагнетательной клапанной коробки 8 превышает диаметр плунжера 4, что позволяет значительно увеличить диаметр нагнетательного клапана 6 для обеспечения высокой работоспособности насосной установки, путем облегчения поступления высоковязкой газожидкостной смеси в полость плунжера 4. Максимальное расстояние от верха нагнетательной клапанной коробки 8 до места сочленения ступеней цилиндра 3 больше длины хода плунжеров.

Штанговая насосная установка работает следующим образом. При ходе вверх колонны штанг 2 всасывающий клапан 7 закрывается под действием избыточного давления в полости плунжера большего диаметра 5 вследствие перетекания газожидкостной смеси из полости, образованной цилиндром 3 и расположенными друг над другом плунжерами большего и меньшего диаметров 5 и 4, через отверстия 9 в указанную полость.



1 – Колонна насосно-компрессорных труб; 2 – колонна штанг; 3 – цилиндр;
 4 – плунжер меньшего диаметра; 5 – плунжер большего диаметра; 6 –
 нагнетательный клапан; 7 – всасывающий клапан; 8 – нагнетательная клапанная
 коробка; 9 – отверстия; 10 – фильтровый груз; 11 – тороидальные грузы; 12 –
 резиновые кольца; 13 – посадочное место; 14 – втулка-скребок; 15 – фильтр, 16 –
 клапан перепускной.

Рисунок 2.4 - Чертеж УШСН-У

Полость плунжера 5 сообщается с полостью цилиндра 3 через отверстия 9, с полостью плунжера 4 посредством нагнетательного клапана 6 и с полостью фильтрового груза 10 посредством всасывающего клапана 7, что обеспечивает работоспособность предложенной штанговой насосной установки. Верхняя часть цилиндра 3 снабжена тороидальными грузами 11, препятствующими страгиванию цилиндра 3 при ходе колонны штанг 2 вверх, а нижняя часть - резиновыми кольцами 12, герметизирующими посадочное место 13 цилиндра 3, оснащенное втулкой-скребком 14 для очистки фильтра 15 штанговой насосной установки, выполненного в полой части фильтрового груза 10.

При этом нагнетательный клапан 6 открывается и газожидкостная смесь движется вверх по ходу колонны штанг 2 со скоростью обеспечиваемой добываемым объемом нефти; выполненный в полой верхней части фильтрового груза 10 фильтр 15 очищается, проходя втулку-скребок 14, что сокращает число подземных ремонтов по причине засорения фильтра 15. Тороидальные грузы 11, размещенные в верхней части цилиндра 3 удерживают его, препятствуя страгиванию при ходе колонны штанг 2 вверх. При ходе вниз нагнетательный клапан 6 закрывается из-за снижения давления в полости, образованной цилиндром 3 и расположенными друг над другом плунжерами большего и меньшего диаметров 5 и 4, всасывающий клапан 7 открывается за счет давления на приеме насоса, в плунжер большего диаметра 5 поступает газожидкостная смесь через фильтр 15. Фильтровый груз 10, находящийся вне полости насосно-компрессорных труб 1, облегчает движение плунжеров 4,5 и колонны штанг 2 вниз в вязких средах, при этом газожидкостная смесь, находящаяся в насосно-компрессорных трубах 1, всем объемом перемещается вниз по ходу движения колонны штанг 2.

Резиновые кольца 12, вследствие своего размещения на посадочном месте 13 не подвержены срыву в процессе спуска и крепления штанговой насосной установки в замковой опоре, надежно герметизируют его препятствуя истеканию газожидкостной смеси из полости насосно-компрессорных труб 1, что повышает эффективность работы установки в целом. Таким образом, предложенная

штанговая насосная установка обеспечивает работоспособность насоса, заданным расположением всасывающего и нагнетательного клапана в плунжерах большего и меньшего диаметров, повышает эффективность эксплуатации штанговой насосной установки в целом, увеличивает межремонтный период ее работы.

Таблица 1.3 - Подача плунжерного насоса в зависимости от компоновочной схемы

№ п/п	Компоновка насоса	Подача насоса, м ³ /сут		
		S·n=3,6	S·n=10,8	S·n=18
1.	27x29	0,5	1,4	2,3
2.	27x32	1,2	3,6	5,9
3.	27x44	4,9	14,7	24,6
4.	27x57	10,3	30,8	51,3
5.	27x68	18,8	56,5	94,1
6.	29x32	0,7	2,2	3,7
7.	29x44	4,3	12,9	21,6
8.	29x57	9,8	29,4	49,0
9.	29x68	15,4	46,1	76,9
10.	32x44	3,6	10,7	18,6
11.	32x57	9,1	27,2	45,4
12.	32x68	14,6	43,9	73,1
13.	44x57	5,2	17,1	28,5
14.	44x68	11,1	33,2	55,3
15.	57x68	5,6	16,1	26,7

2.4 Методика расчёта параметров колонны насосных штанг с выносным утяжелителем низа.

Для проектирования глубиннонасосной эксплуатации скважин с высоковязкими нефтями необходимо установить зависимость между гидродинамическим трением штанг о жидкость и весом выносного тяжелого низа. Величина последнего должна обеспечить свободный (без "зависания") ход штанговой колонны вниз. Избыток веса тяжелого низа также будет оказывать негативное влияние на работоспособность установки из-за увеличения максимальной нагрузки при ходе колонны вверх. Необходимо рассчитать технологический режим работы скважины и вес тяжелого низа, при которых величина приведенных напряжений в штангах не превышала бы допустимых значений.

Решения задач о гидродинамическом трении штанг о жидкость для стандартного метода штанговонасосной эксплуатации приведены в работах [2,7,10]. Для хода штанг вниз задача о гидродинамическом трении решена для случая вытеснения жидкости из насосно-компрессорных труб погружающейся колонной штанг. Другими словами, происходит встречное движение штанг и жидкости, что и является причиной "зависания" колонны штанг при ходе вниз. При ходе вверх направления движения штанг и жидкости совпадают. Поэтому сила трения при ходе вверх по величине меньше силы трения в период погружения штанг. Несмотря на это, гидродинамическое трение при движении головки балансира станка-качалки вверх способствует росту амплитуды нагрузок на колонну.

Дополнительное сопротивление, оказываемое движению колонны штанг при ходе вниз в вязкой среде, включает гидродинамическое трение поверхности колонны о жидкость и силу, действующую на нижний торец штанг, вызванную гидродинамическим перепадом давления.

Методика расчета гидродинамического трения колонны штанг в насосной установке с выносным утяжелителем низа отличается от известных решений тем, что при ходе головки балансира вниз жидкость, находящаяся в НКТ перемещается также вниз. Дополнительный положительный эффект в разработанной установке достигается устранением встречного движения штанг и жидкости при ходе вниз. При ходе вверх в движение вовлекаются вся жидкости НКТ с дополнительной скоростью, обеспечиваемой добываемым объемом нефти из скважины. Разработанная насосная установка с выносным тяжелым низом позволяет получить новую закономерность изменения скорости жидкости в НКТ и данная задача этим отличается от задач предыдущих исследователей.

При выводе выражения для гидродинамического сопротивления приняты следующие допущения: концентричное расположение штанг в трубах, упругих деформаций обеих колонн отсутствуют, откачиваемая среда несжимаема и неньютоновские ее свойства отсутствуют. Закон движения головки балансира принимался синусоидальный. В общем случае движение жидкости и штанг в скважине является неустановившимся, поэтому уравнения течения описываются формулами Навье-Стокса. Допустимо, с пренебрежимо малой погрешностью при реальных скоростях потоков в НКТ расчет гидродинамического трения производить по законам установившегося течения. Для расчета искомой величины в какой-то момент времени, в частности в середине хода головки балансира, достаточно ввести мгновенную скорость штанги или жидкости в данный момент. За счет этого можно исключить производную скорости течения жидкости во времени из уравнения Навье-Стокса в одномерном течении [60].

В таком случае уравнение одномерного течения вязкой жидкости в трубе (общий случай) будет иметь вид:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial Z} = \nu \left(\frac{\partial^2 V}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} \right) \quad (2.1)$$

где $\frac{\partial P}{\partial Z}$ - градиент давления по оси трубы;

ρ - плотность жидкости;

ν - кинематическая вязкость

$\frac{\partial V}{\partial r}$ - производная скорости течения по радиусу канала;

r - текущий радиус сечения трубы;

V - скорость слоя жидкости на расстоянии " r " от оси трубы.

Для хода штанг вниз выражение для расхода жидкости в НКТ составит:

$$\pi(R_1^2 - R_{um}^2)V_{um} = \int_{R_u}^{R_m} V 2\pi r dr \quad (2.2)$$

где: R_1 - радиус верхнего плунжера;

$R_{шт}$ - радиус штанг;

R_m - внутренний радиус НКТ;

$V_{шт}$ - скорость штанг в середине хода

$$V_{um} = \frac{wS}{2} \quad (2.3)$$

где: w - угловая скорость вращения вала кривошипа станка-качалки;

S - длина хода полированного штока.

Для хода вверх выражение для расхода имеет вид:

$$\pi(R_2^2 - R_1^2)V_{um} = \int_{R_u}^{R_m} V 2\pi r dr \quad (2.4)$$

где: r – радиус нижнего плунжера

Дополнительными граничными условиями интегрирования будут:

$$V \Big|_r = R_{um} = V_{max} \quad (2.5)$$

$$V \Big|_r = R_m = 0 \quad (2.6)$$

Интеграл уравнения (2.1) при граничных условиях (2.5) приводит к выражению для распределения скорости течения жидкости в концентрическом канале:

$$V = \frac{\partial P}{\partial Z} \cdot \frac{1}{4\mu} \left[R_m^2 - r^2 + \frac{(R_u^2 - R_m^2) \ln r / R_m}{\ln m} \right] + V_{\text{мин}} \frac{\ln r / R}{\ln m} \quad (2.7)$$

где: $m = R_{\text{шт}} / R_m$,

$$\mu = \nu - p$$

На рисунке 2.5 приведены эпюры скоростей течения жидкости в НКТ при ходе колонны штанг вниз и вверх для стандартного насоса (5а, 5б) и для усовершенствованного (5в, 5г).

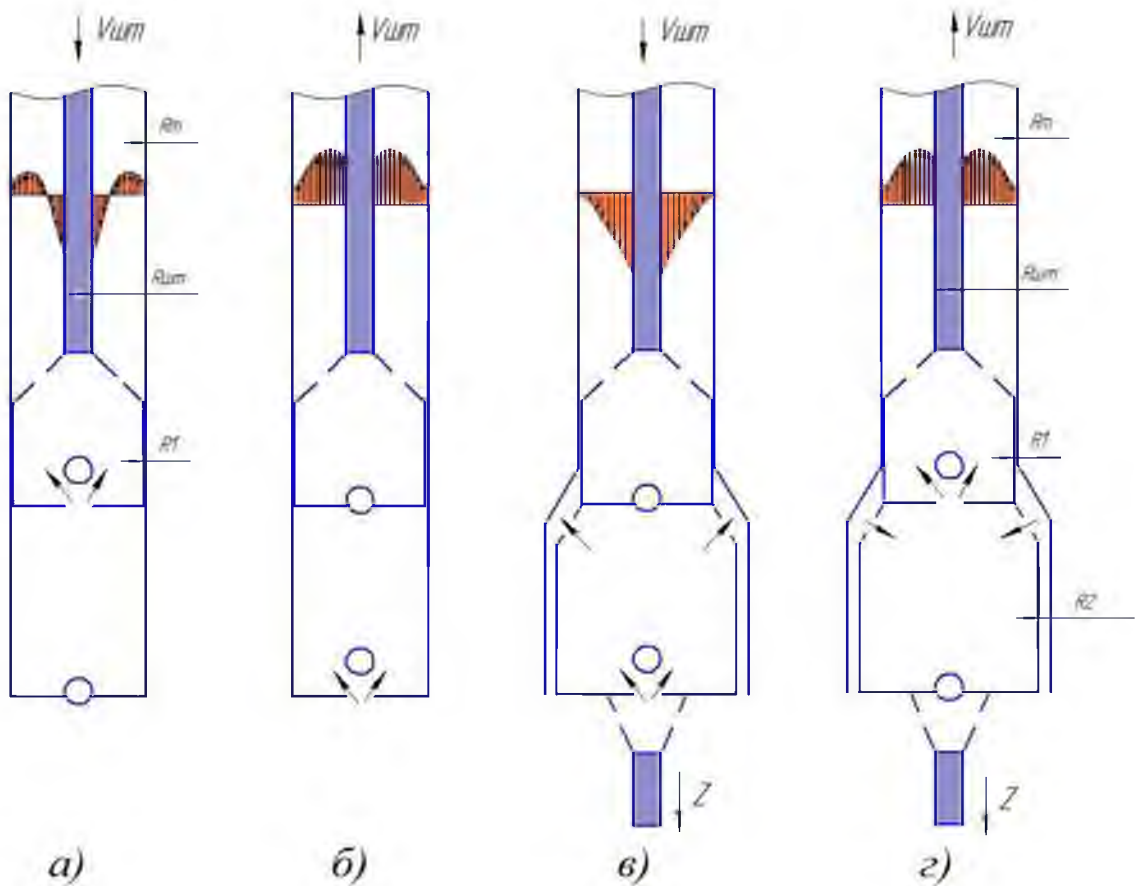


Рисунок 2.5 – Расчётная схема нагрузки УСШН при ходе вниз и вверх; 5а, 5б –расчётная схема нагрузки УСШН при ходе вниз и вверх; 5в, 5г – расчётная схема нагрузки УСШН-У при ходе вниз и вверх.

Для обеспечения работоспособности УСШН с выносным утяжелителем низа в области небольших расходов жидкости (вогнутый профиль) (Рисунок 2.5 в, г) в НКТ необходимо обеспечить условие:

$$(P_{ум} + P_{ут})\epsilon F_{тр.н} - \pi(R_1^2 - R_{ум}^2) \cdot (P_{з\delta} + P_{зс} - P_{пр}) + P_{пл} + P_{кл} + P_{кл.п} \geq 0, \quad (2.8)$$

где: $F_{тр.н}$ - сила гидродинамического трения штанг;

$P_{шт}$ - вес штанг над насосом;

$P_{ут}$ - вес выносного низа;

ϵ - коэффициент потери веса штанг в жидкости;

$P_{гс}$ - гидростатическое давление;

$P_{гд}$ - гидродинамическое давление над верхним плунжером;

$P_{пр}$ - давление на приеме насоса;

$P_{пл}$ - сила трения в плунжерной паре и подвижном фильтре;

$P_{кл}$ - сила сопротивления в нагнетательном клапане;

$P_{кл.п}$ - сила сопротивления в перепускном клапане.

$$P_{з\delta} = \frac{\partial P}{\partial Z} L \quad (2.9)$$

В области больших расходов для обеспечения работоспособности насоса, т.е. при выпуклом профиле скорости течения жидкости в НКТ необходимо обеспечить условие:

$$P_{зс} \geq -P_{з\delta} \quad (2.10)$$

Выражение для расчета силы гидродинамического трения определяется производной выражения скорости течения (2.6) по радиусу при текущем радиусе, равном радиусу штанги. Дифференцирование выражения (6) приводит:

$$F_{тр.н} = \frac{\pi P_{з\delta} R_m^2}{L} \left(\frac{m^2 - 1}{2 \ln m} + \Delta_1^2 - 2m^2 \right) - \frac{2\pi\mu L V_{ум}}{\ln m} \quad (2.11)$$

где: $\Delta_1 = R_1 / R_m$;

L-глубина подвески насоса.

Используя выражение для расхода жидкости в НКТ при ходе штанг вниз (2.2) и интегрируя (2.8) получим формулу для расчета гидродинамического давления в нижней точке НКТ:

$$P_{z\partial} = \frac{8\mu LV_{um} \left(R_1^2 - \frac{R_u^2 - R_m^2}{2 \ln m} \right)}{\left[R_m^4 - R_u^4 + \frac{(R_u^2 - R_m^2)^2}{\ln m} \right]} \quad (2.12)$$

Аналогично [1,6] перейдем к безразмерным величинам:

$$P_{z\partial} = \frac{8\mu LV_{um} \left(\Delta_1^2 - \frac{m^2 - 1}{2 \ln m} \right)}{R_m^2 \left[1 - m^4 + \frac{(m^2 - 1)^2}{\ln m} \right]} \quad (2.13)$$

Совместное решение выражений (2.11) и (2.13) позволяет получить формулу для расчета силы гидродинамического трения штанг в жидкости при ходе вниз:

$$F_{тр.н} = \frac{12\pi\mu LV_{um}}{(1-m)^2} \left[\left(\frac{m^2 - 1}{2 \ln m} - m^2 \right) \cdot \left(\frac{\Delta_1^2}{1 - m^2} + \frac{1}{2 \ln m} \right) + \frac{(1-m)^2}{6 \ln m} \right] \quad (2.14)$$

Для хода штанг вверх к расходу жидкости, создаваемому верхним плунжером, добавляется расход за счет вытеснения жидкости из глухого «кармана» нижнего плунжера. Обозначая, через $\Delta_2 = R_2 / R_m$ выражение для гидродинамического трения при ходе вверх будет иметь вид:

$$F_{тр.в} = \frac{12\pi\mu LV_{um}}{(1-m)^2} \left[\left(\frac{m^2 - 1}{2 \ln m} - m^2 \right) \cdot \left(\frac{\Delta_1^2 + \Delta_2^2}{1 - m^2} + \frac{1}{2 \ln m} \right) + \frac{(1-m)^2}{6 \ln m} \right] \quad (2.15)$$

Формула (2.15) показывает, что величина гидродинамического трения при ходе колонны штанг вверх по абсолютной величине превышает аналогичную силу при ходе вниз из-за большего расхода жидкости в канале, определяемого слагаемым Δ_2 .

Из формулы (2.15) при известных вязкости жидкости, скорости откачки и размерах штанг, труб и плунжеров насоса в соответствии с выражением (2.8) можно получить величину веса тяжелого низа колонны (P_{yt}), обеспечивающую свободный(без "зависания" и удара) ход штанг вниз:

$$P_{ym} = 1,2 \cdot \frac{F_{тр.н} - \pi(R_1^2 - R_{шт}^2) \cdot (P_{zd} + P_{zc} - P_{пр}) - P_{шт}g + P_{пл} + P_{кл} + P_{к}}{g} \quad (2.16)$$

где: $F_{тр.н}$ – сила гидродинамического трения штанг;

R_1 – радиус плунжера;

$R_{шт}$ – радиус штанг;

$P_{гд}$ – гидродинамическое давление над верхним плунжером;

$P_{гс}$ – гидростатическое давление;

$P_{пр}$ – давление на приеме насоса;

$P_{шт}$ – вес штанг над насосом.

С учётом вышеизложенного можно судить о том, что эксплуатация нефтяны скважин глубинными штанговыми насосами связаны со множеством трудностей, например откачка нефти и водонефтяной эмульсии связаны с изменением параметров работы штанговой насосной установки.

Применение перепускного клапана в купе с исполнением насосной установки с тяжёлым низом позволяет повысить производительность насосной установки.

Выводы:

1. Разработана методика расчета гидродинамических характеристик работы штанговой установки с выносным утяжелителем низа колонны.

2. Разработана насосная установка, позволяющая снизить нагрузки и повысить работоспособность насосных штанг в осложненных условиях

3 Имитационное моделирование резьбового соединения колонны насосных штанг

3.1 Параметры моделируемой задачи

Для исследования напряжений, возникающих в резьбовых соединениях насосных штанг были выполнены прочностные расчёты.

Моделирование напряжённого состояния резьбового соединения насосной штанги велось методом конечно-элементного анализа с помощью программного продукта Ansys[3].

Расчет велся для половины расчетной области с использованием граничного условия симметрии. В контактных областях был задан режим «контакт с трением» (коэффициент трения 0,2). Для упрощения решения, было принято допущение, что нить резьбы образована не винтовой линией, а концентричными окружностями, при этом все остальные геометрические параметры резьбы сохранены. Расчетная область содержит детально воспроизведенные участки резьбы, остальные элементы, не влияющие на расчет, упрощены.

Исследование проводилось для резьбового соединения, выполненного по ГОСТ Р 51161-2002. ПРИЛОЖЕНИЕ Д (ISO 10428 и API Spec 11B), для сравнительного анализа была выбрана коническая резьба по следующим соображениям: с помощью конических резьб получают герметичные соединения без применения уплотняющих средств, для таких соединений характерно более равномерное распределение нагрузки между витками резьбы, а также сокращение времени на сборку и разборку соединения.

Далее путём конечно-элементного анализа геометрия витков была приведена к форме, способной выдерживать высокие нагрузки, возникающее в процессе эксплуатации УСШН

Пиковые напряжения, полученные в процессе исследования, вызваны относительно большим размером ячеек (не идеальной) расчетной сетки и

физического смысла не несут. Практически значимое значение больших напряжений обозначается как максимальное.

Расчет велся для 3 полных нагрузок 60, 40 и 20 кН для полной расчетной области.

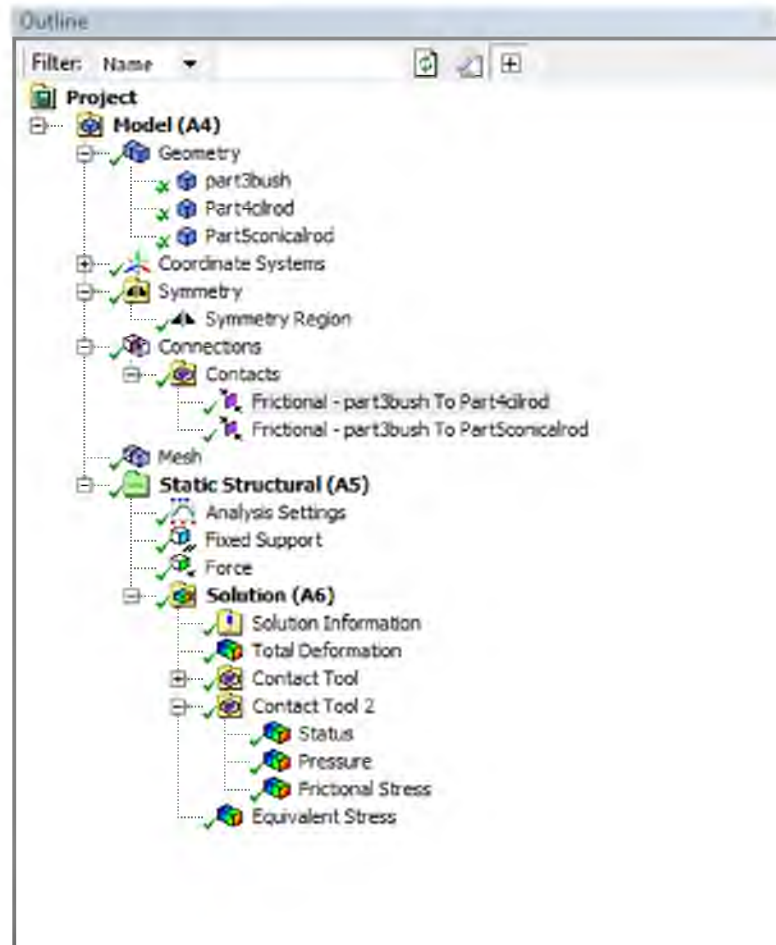


Рисунок 3.1 - Расчетные условия в программном комплексе Ansys.

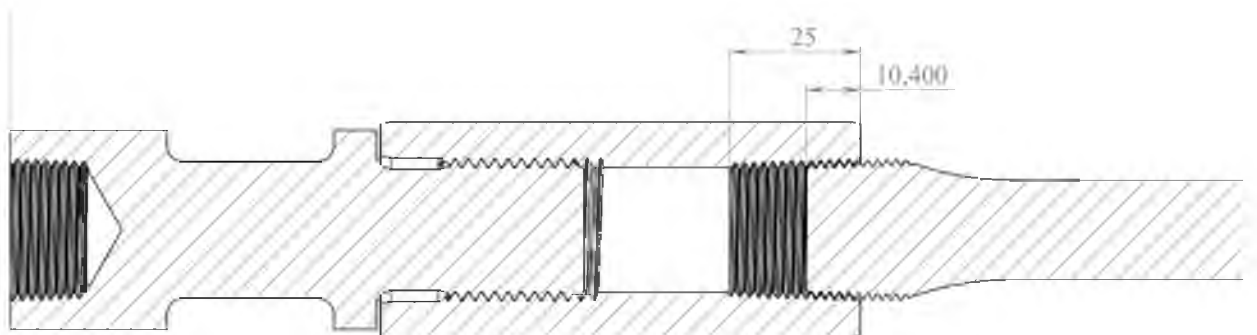


Рисунок 3.2 – Профиль моделируемой конической резьбы, выполненной по ГОСТ Р 51161-2002

3.2 Визуализация и анализ результатов расчета статического нагружения

Общий вид расчётной области и укрупнённые области резьбовых соединений для различных растягивающих напряжений представлены на рисунках 3.3-3.6.

Растягивающая нагрузка 60 кН:

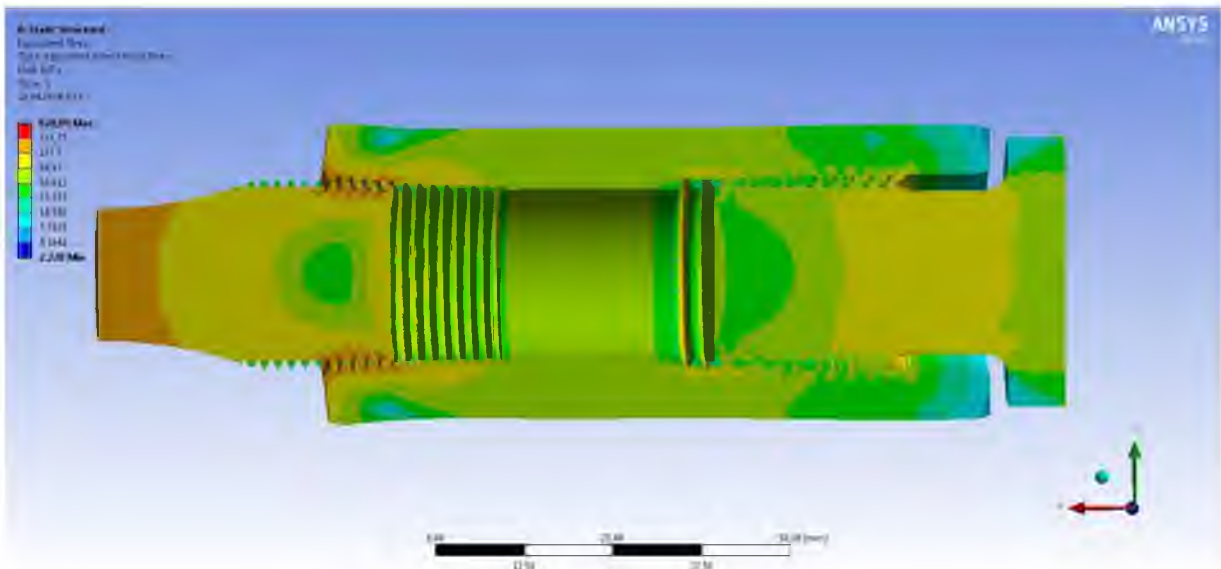


Рисунок 3.3 – Общий вид расчётной области.

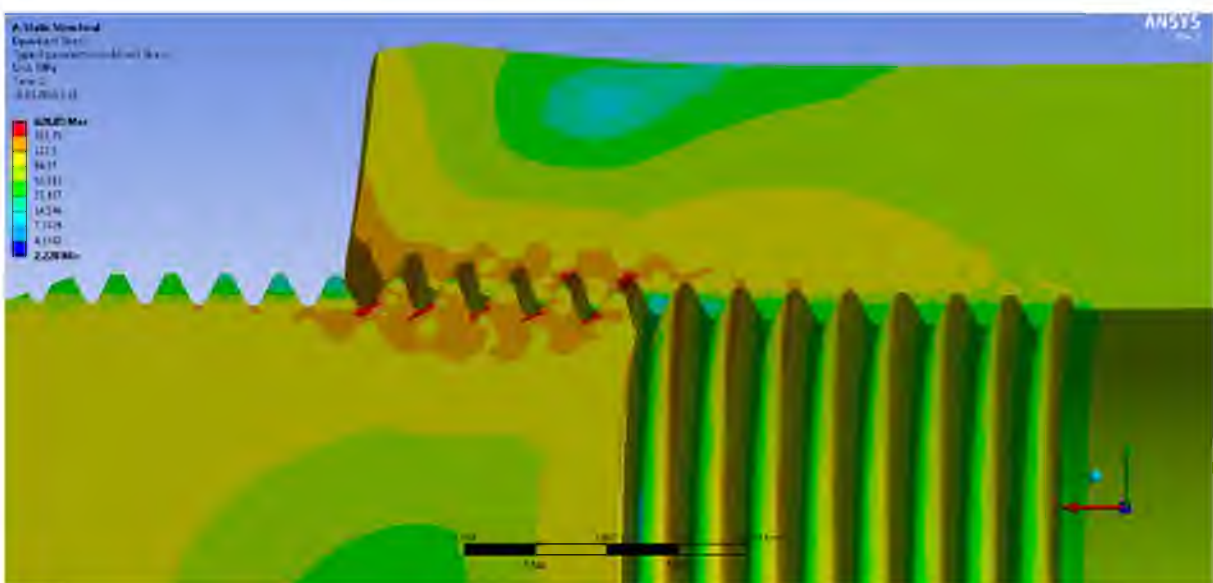


Рисунок 3.4 – Напряжённое состояние конического резьбового соединения.

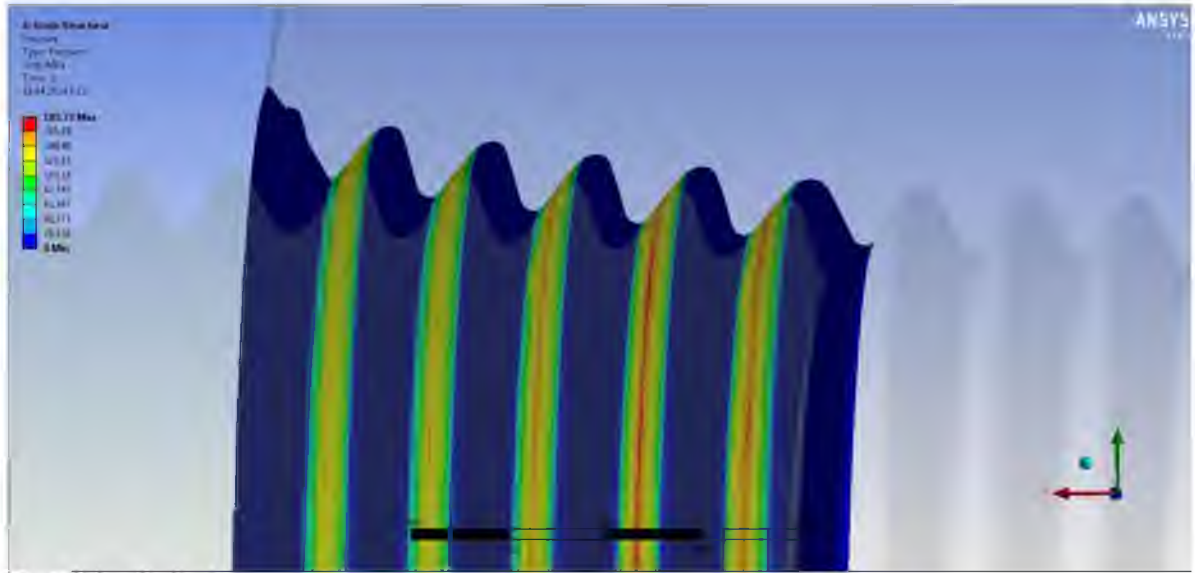


Рисунок 3.5 – Графическое изображение напряжений, действующих на витки конической резьбы.

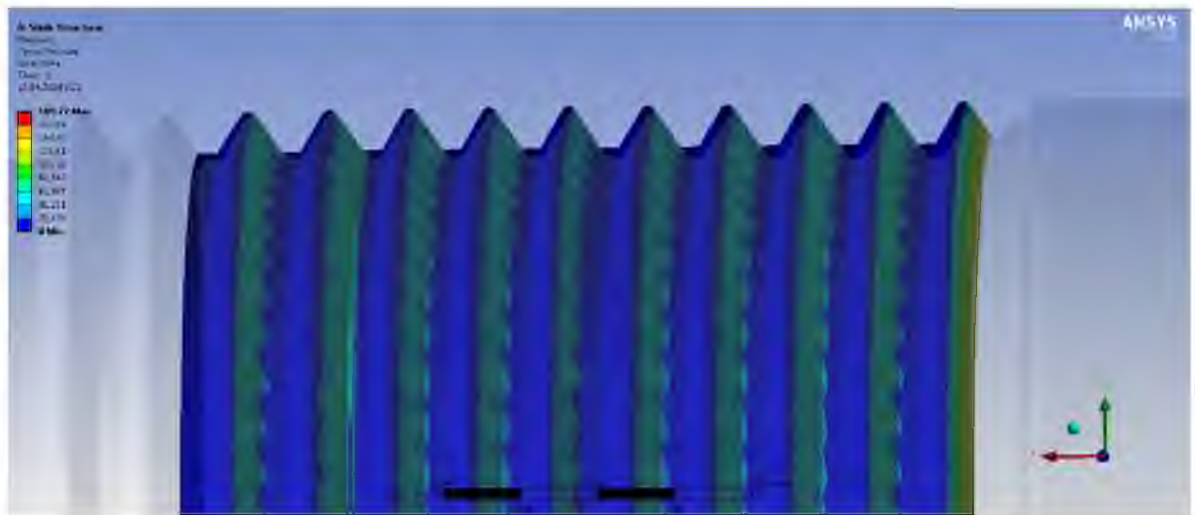


Рисунок 3.6 – Графическое изображение напряжений, действующих на витки цилиндрической резьбы.

Таблица 3.1 – Напряжения в области резьбовых соединений, при различных растягивающих нагрузках.

Растягивающая нагрузка	Пиковые напряжения	Максимальные напряжения	Контактные напряжения	
			В цилиндрической части	В конической части
60 кН	620 МПа	450 МПа	130 МПа	185 МПа
40 кН	412 МПа	320 МПа	84 МПа	126 МПа
20 кН	206 МПа	133 МПа	77 МПа	57 МПа

Для оценки межремонтного периода был проведён расчет многоциклового усталости резьбового соединения насосных штанг.

Перед моделированием были заданы следующие параметры задачи: резьбовое соединение насосных штанг изготовлено из нормализованной стали 20Н2М с пределом прочности $\sigma_B = 645 \text{ МПа}$, и пределом текучести $\sigma_{0,2} = 500 \text{ МПа}$. Кривая усталости при симметричном нагружении для данного материала задается набором точек, приведенных в таблице 3.2.

Таблица 3.2 - набор точек, описывающих кривую усталости

h	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
N_h	10	20	50	100	200	2000	10^4	$2 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^5$	10^6
σ_{ah} , МПа	3999	2827	1896	1413	1069	441	262	214	138	114	86,2

На основе ранее полученного решения статической задачи, при условии воздействия растягивающей силы $F = 60 \text{ кН}$, были использованы полученные поля напряжений и деформаций, представленные на рисунке 3.7.

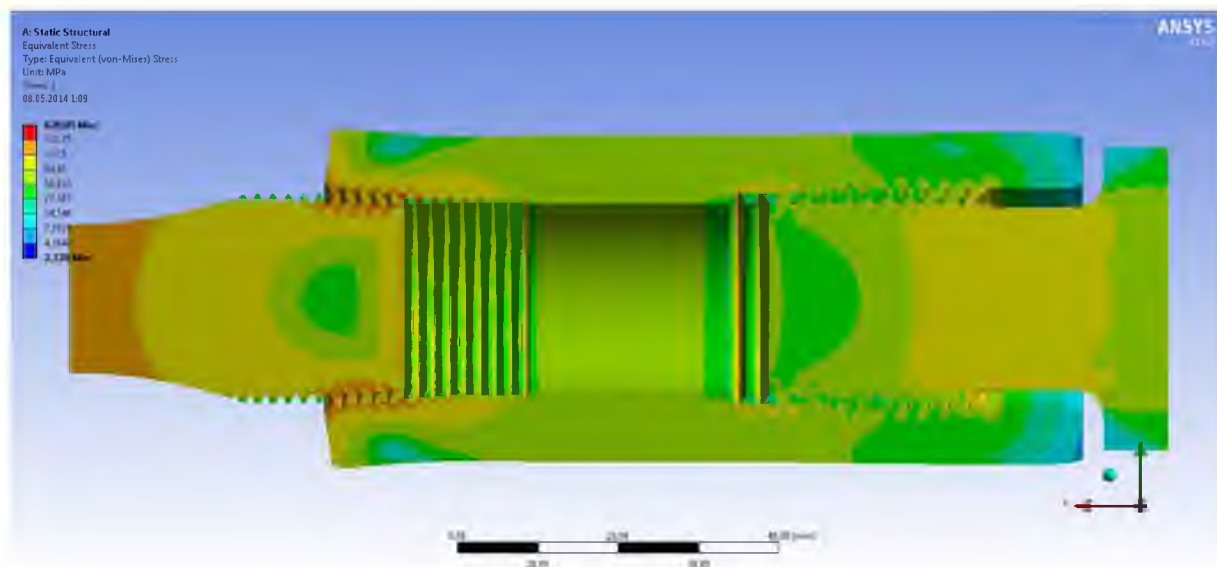


Рисунок 3.7 – Распределение интенсивности напряжений

3.3 Анализ усталостной прочности резьбового соединения при циклическом нагружении.

Из условия задачи известно, что внешняя нагрузка является регулярной с коэффициентом асимметрии цикла нагружения, соответствующим максимальным напряжениям при внешней силе $F = 60$ кН и минимальным силе $F = -0,5$ кН. Коэффициент асимметрии цикла нагружения принимает значение $R = -0,1$.

Так как полученные значения напряжений в детали велики и приближаются к пределу прочности детали, то для оценки усталостной прочности используется подход, учитывающий то, что вся конструкция деформируется упруго, за исключением изолированных локальных областей, в которых возникает пластическая деформация вследствие наличия концентрации напряжений. Подобный подход позволяет в качестве основы для дальнейшей оценки сопротивления усталости во всем теле использовать результаты решения в упругой постановке. Данный подход реализуется за счет применения метода Смита-Уотсона-Топпера (Smith-Watson-Topper) или SWT моделью, либо формулой учета средних напряжений Смита-Уотсона-Топпера.

На рисунке 3.8. приведена осциллограмма действующей нагрузки расчетного модуля усталостной прочности Ansys.

Исходя из условий задачи, для отображения результатов оценки сопротивления усталости используются следующие характеристики: усталостная долговечность (Life) и Коэффициент запаса по амплитудам напряжений (Safety Factor). Для анализа полученного решения добавлены так же следующие характеристики: характеристика вида напряженного состояния (Biaxiality Indication), распределение количества циклов от относительной максимальной нагрузки (Fatigue Sensitivity).

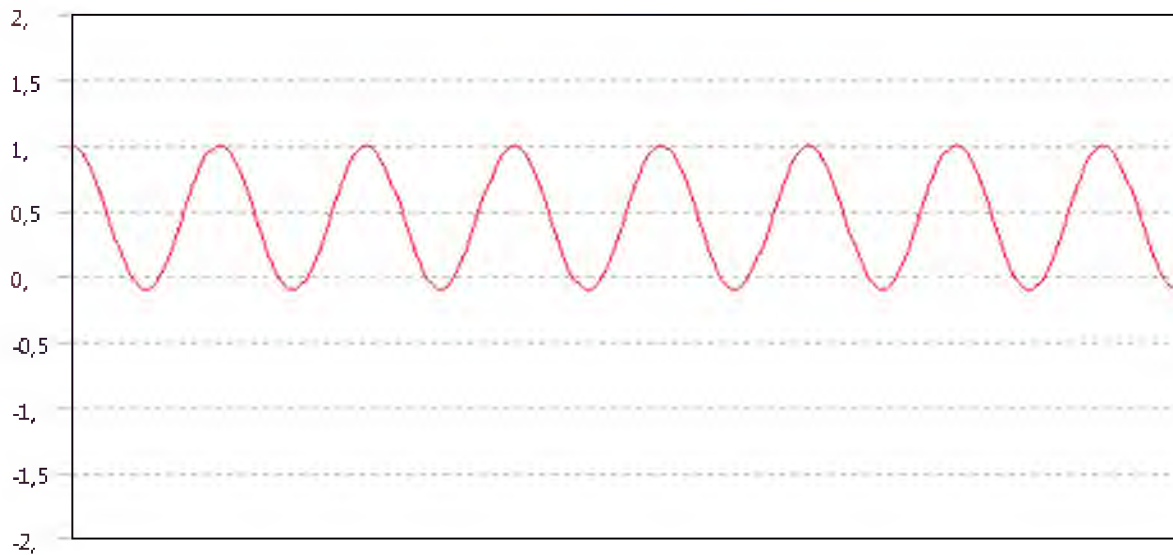
**Constant Amplitude Load
Ratio**

Рисунок 3.8 – Осциллограмма действующей нагрузки, при $R = -0,1$

По результатам вычислений распределения выбранных параметров приведены на рисунках 3.9 – 3.12 соответственно.

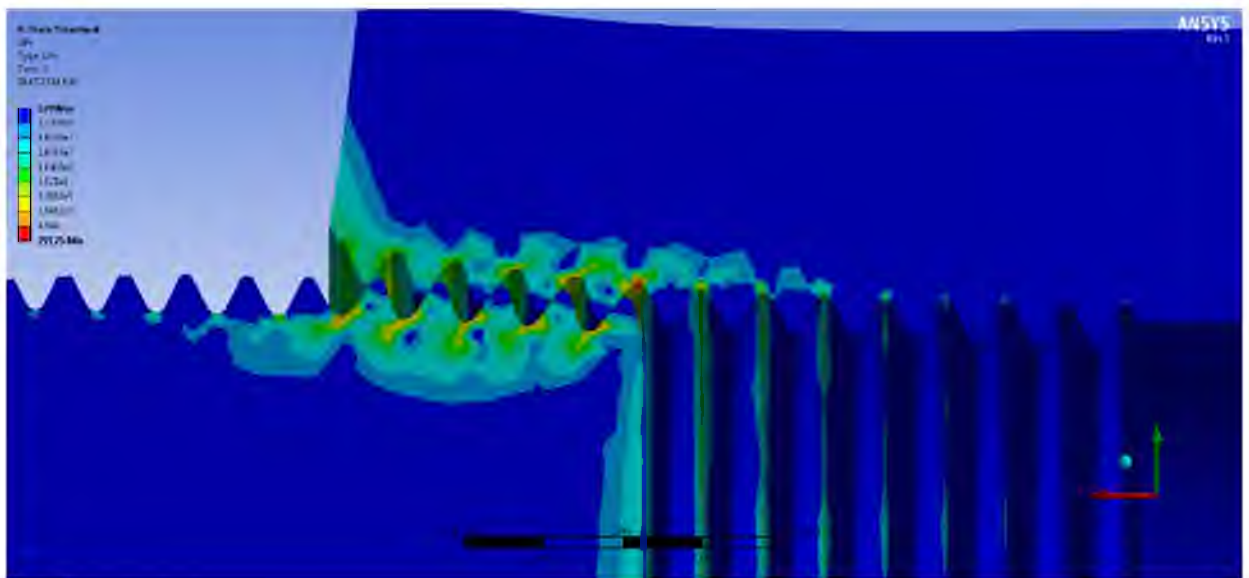


Рисунок 3.9 – Распределение расчетного количества циклов.

Как видно из рисунка 3.9 минимальное количество циклов составляет 29125, это значение относится к впадинам последних витков конической резьбы.

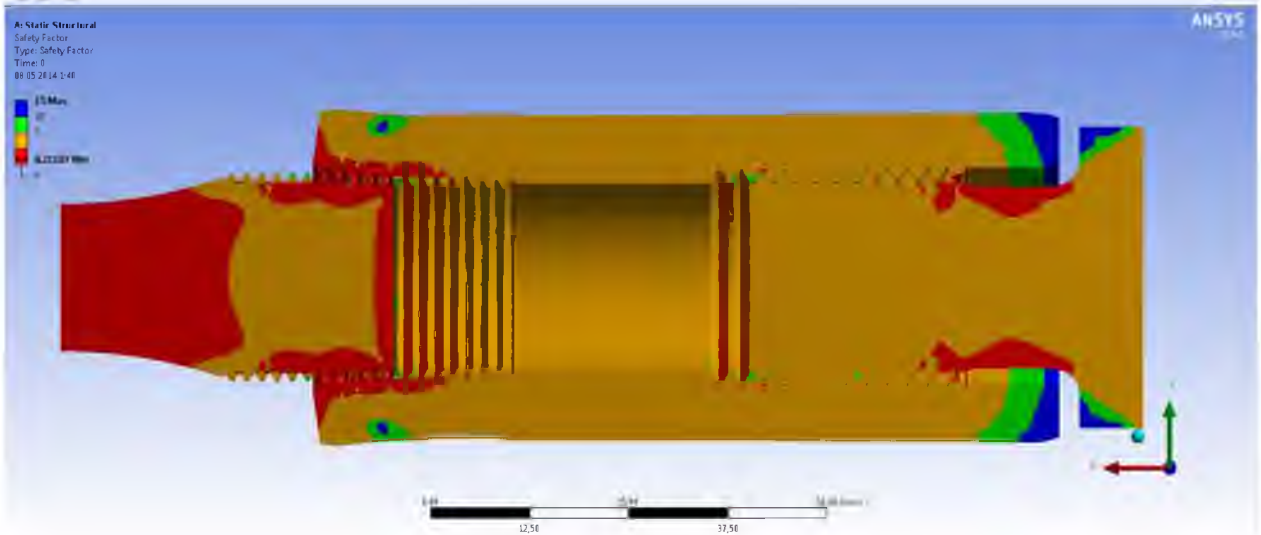


Рисунок 3.10 – Распределение коэффициента запаса по амплитудам напряжений

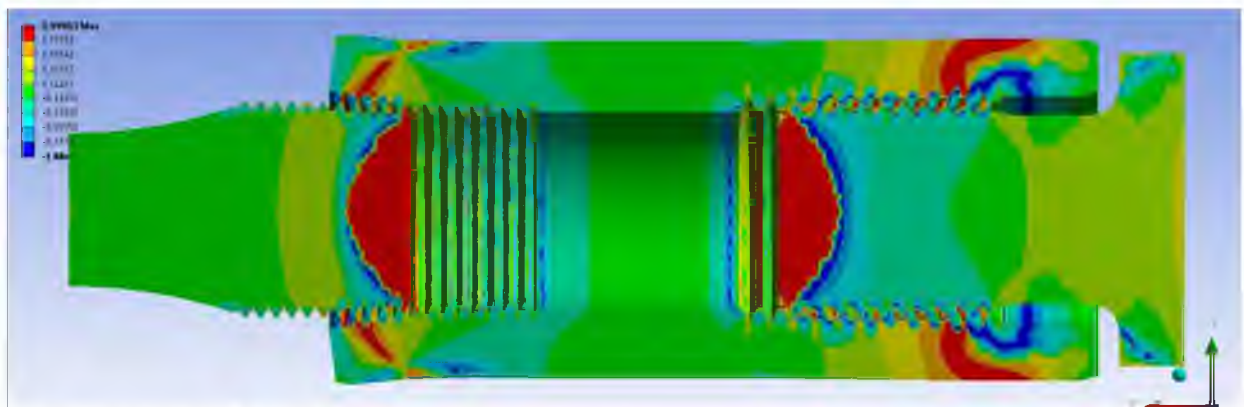


Рисунок 3.11 – Распределение характеристик напряженного состояния

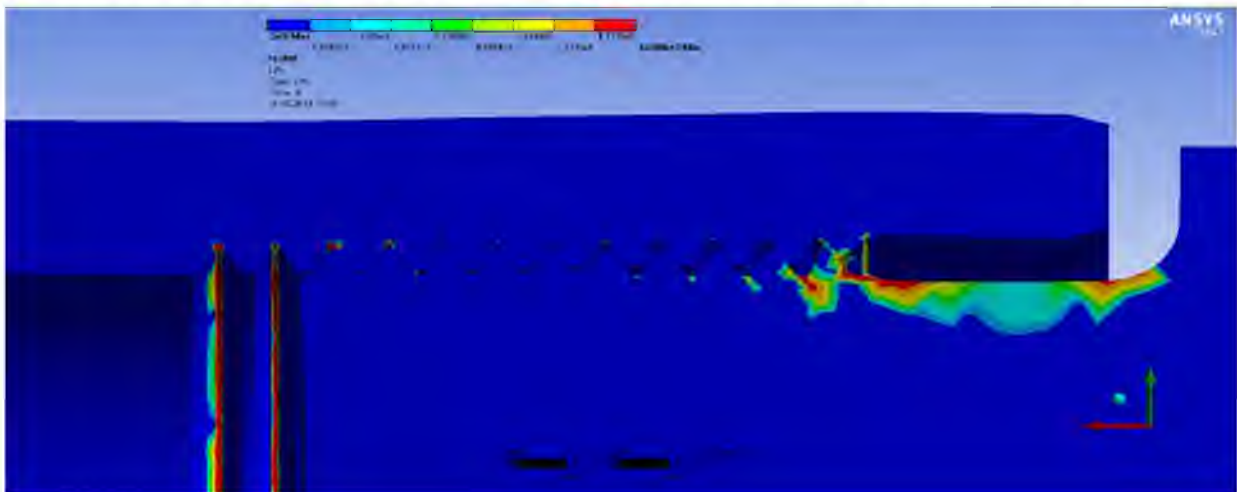


Рисунок 3.12 – Область воздействия нагрузок на цилиндрическое резьбовое соединение.

Расчетное число циклов при нагрузке 60 кН и коэффициенте асимметрии цикла $R = -1$ для цилиндрической резьбы составляет $3 \cdot 10^5$ циклов. На рисунке 3.12 красным цветом изображены участки, испытывающие наибольшую нагрузку.

Максимальные расчетные напряжения составили 429 МПа.

3.4 Получение модифицированного профиля конической резьбы методом параметрического моделирования.

Для выполнения задачи получения модифицированного профиля конической резьбы были использованы возможности параметрического моделирования в Ansys. Исходные данные были взяты из решения статической задачи, при условии воздействия растягивающей силы $F = 60$ кН, а именно было взято контактное напряжение первого витка цилиндрической резьбы, которое составляет $\sigma_{кон} = 120$ МПа. Из известной площади контакта, усилие на виток составило $F_{вит} = 12$ кН.

Профиль прямоугольной резьбы был выбран с учётом снижения поперечных нагрузок, действующих на резьбу с коническим профилем при её продольном нагружении, а так же, с учётом зарубежных наработок в области конструирования насосных штанг [4], и представлен рисунке 3.13.

Входными параметрами для оптимизации были выбраны H_6 – ширина витка (3 мм), V_2 – высота витка (3 мм), R_8 – радиус скругления в основании (0,5 мм).

Расчетная область представляет собой цилиндр с одним витком. Граничные условия заделки и приложения силы показаны на рисунке 3.14.

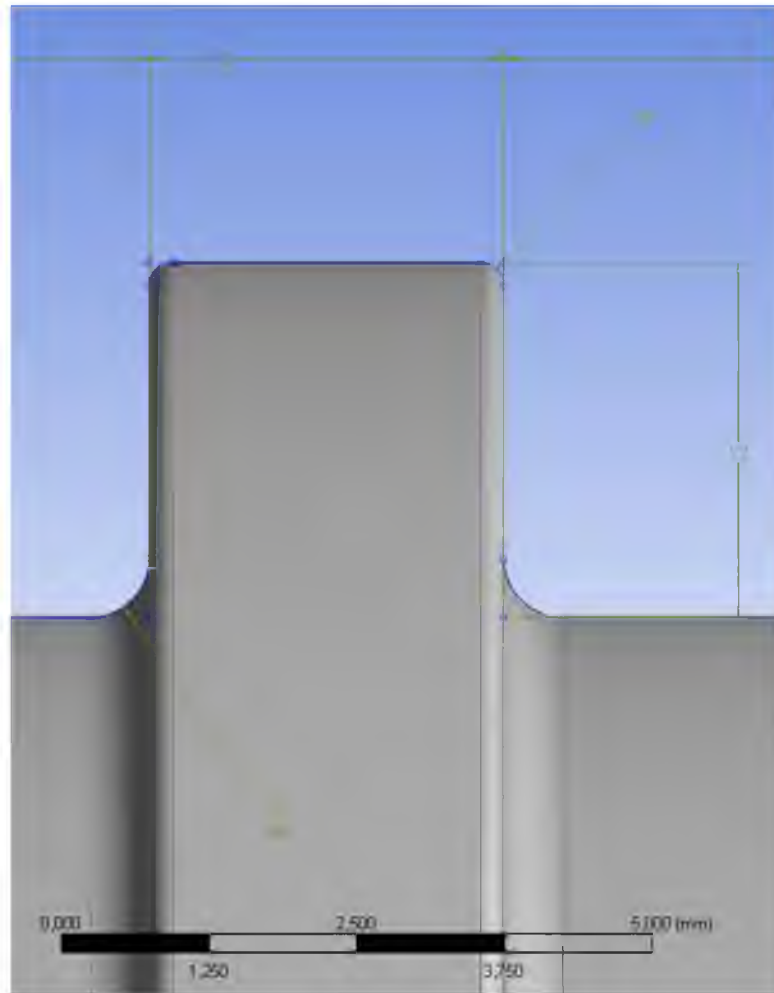


Рисунок 3.13 – Параметризованный эскиз профиля витка.

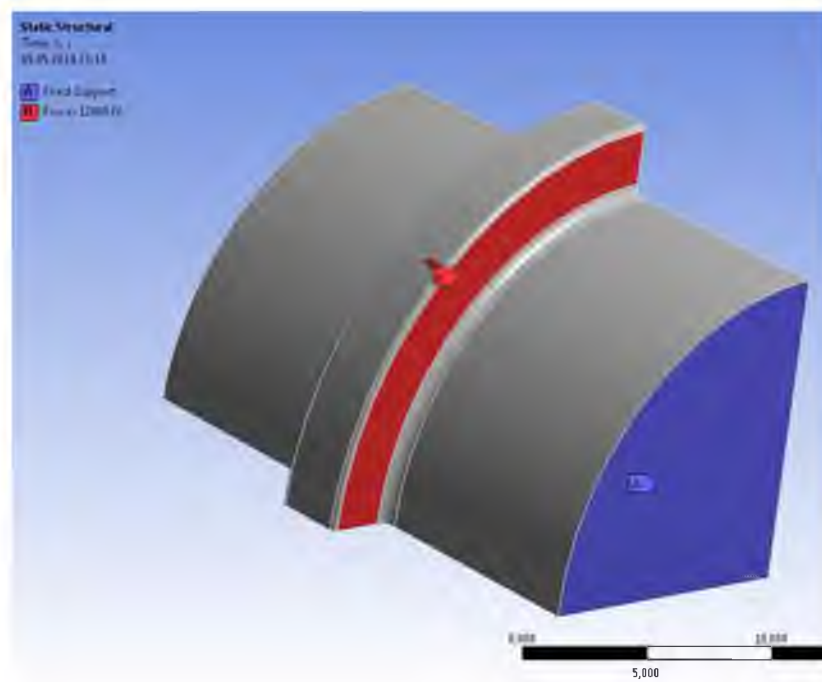


Рисунок 3.14 – Расчетная область.

После проведения расчета были зафиксированы распределение напряжений по детали и область его пика, представленные на рисунке 3.15.

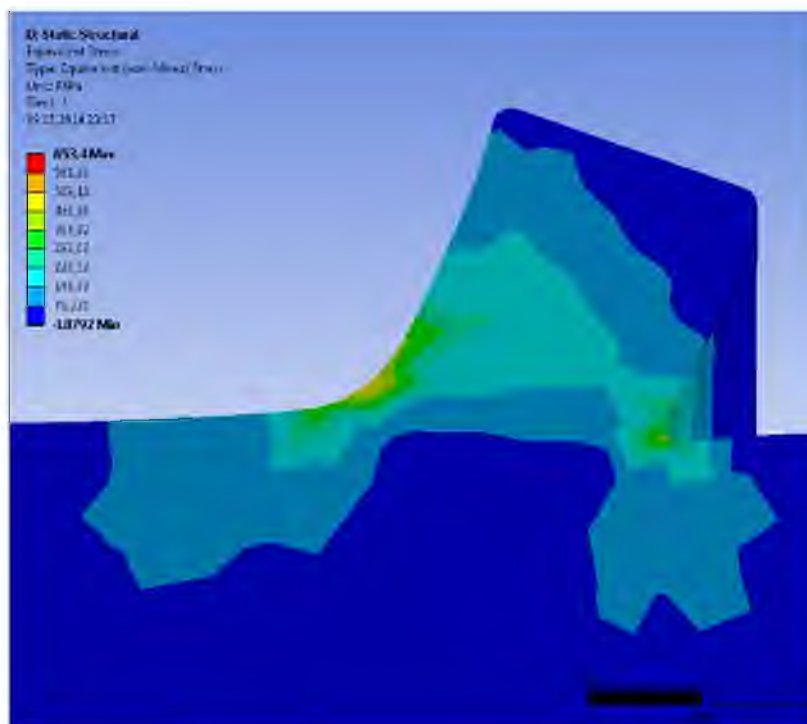


Рисунок 3.15 – Распределение напряжений.

Максимум напряжений сконцентрировался в радиусных переходах и имеет пик 653 МПа. Максимальные пиковые напряжения обозначаем как выходной параметр, который в ходе оптимизации будет стремиться к минимуму.

На рисунке 3.16 приведена блок-схема параметрической оптимизации изделия с помощью построения поверхности отклика.

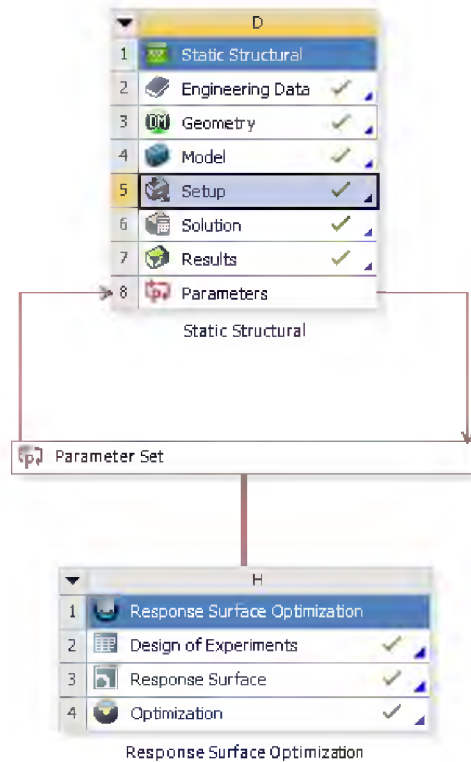


Рисунок 3.16 – Блок схема процесса параметрической оптимизации.

В ходе оптимизации параметр радиуса скругления R8 изменялся в диапазоне 0,5 – 1,5 мм, его кривая отклика представлена на рисунке 3.17, где по оси абсцисс представлен радиус скругления, а по оси ординат эквивалентная нагрузка, возникающая в исследуемой области.

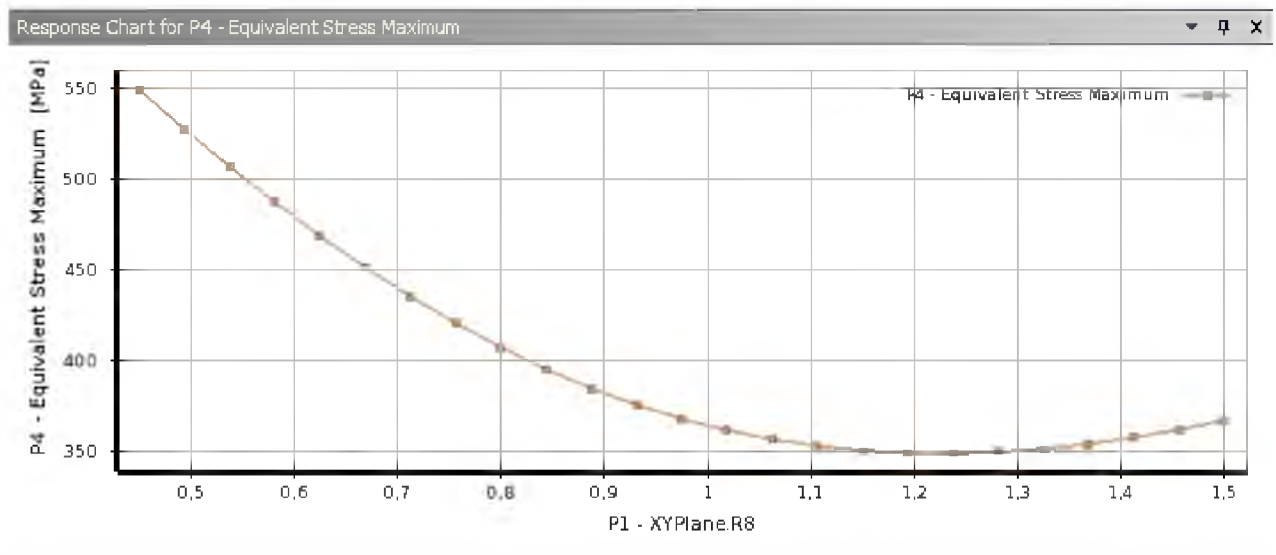


Рисунок 3.17 – Кривая отклика по параметру R8.

Как видно, наименьшие максимальны напряжения получаются при радиусе скругления $R8 = 1,2$ мм

Аналогичные кривые для параметров ширины и высоты профиля приведены на рисунках 3.18, 3.19.

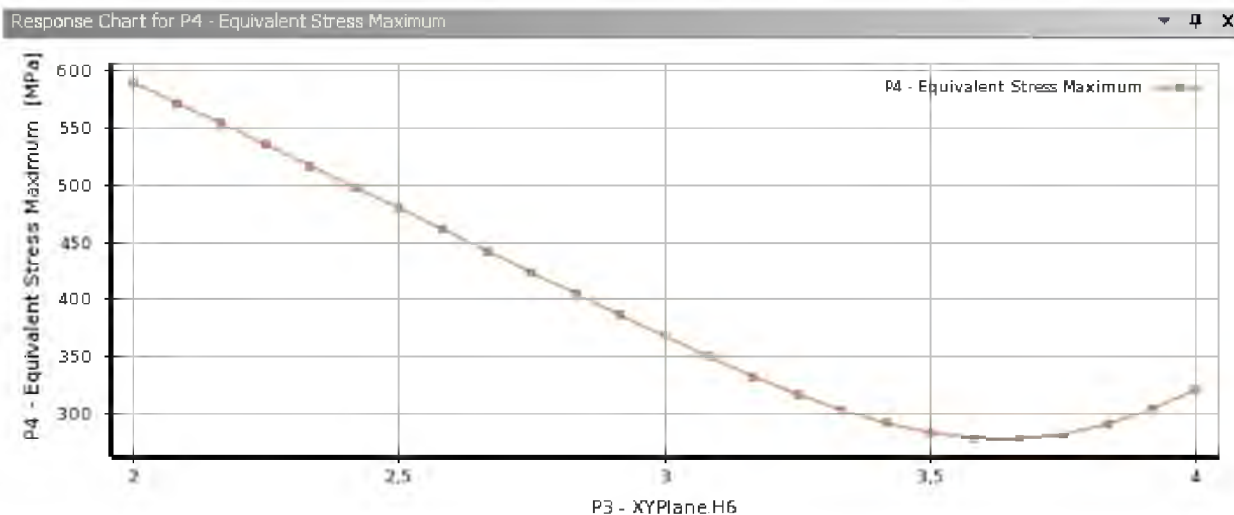


Рисунок 3.18 - Кривая отклика по параметру H6.

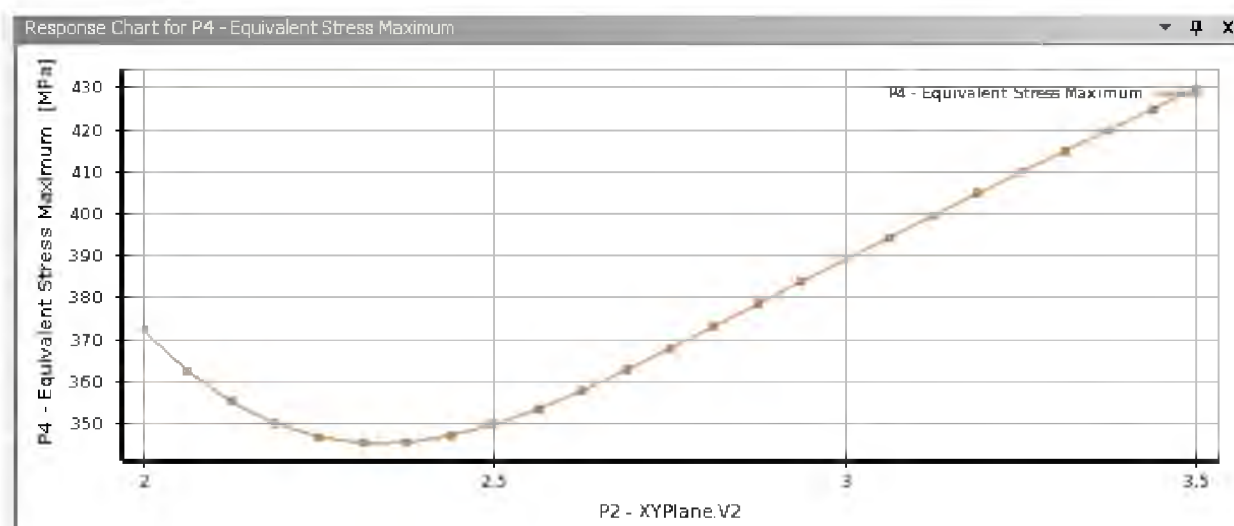


Рисунок 3.19 - Кривая отклика по параметру V2.

Как результат оптимизации были предложены три варианта сочетаний входных параметров, обеспечивающих минимальные напряжения, они представлены на рисунке 3.20.

	A	B	C	D
1	Optimization Study			
2	Minimize P4	Goal, Minimize P4 (Default importance)		
3	Optimization Method			
4	Screening	The Screening optimization method uses a simple approach based on sampling and sorting. It supports multiple objectives and constraints as well as all types of input parameters. Usually it is used for preliminary design, which may lead you to apply other methods for more refined optimization results.		
5	Configuration	Generate 1000 samples and find 3 candidates.		
6	Status			
7	Candidate Points			
8		Candidate Point 1	Candidate Point 2	Candidate Point 3
9	P1 - XYPlane.R8	1,0538	1,0417	1,1551
10	P2 - XYPlane.V2	2,8778	3,1975	3,4612
11	P3 - XYPlane.H6	3,6394	3,7596	3,7267
12	P4 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	★★★ 275,92	★★★ 280,53	★★★ 285,44

Рисунок 3.20 – Результат оптимизации.

В результате мы имеем наименьшие напряжения составляющие $\sigma_{opt} = 276 \text{ МПа}$ при значениях скругления $R8 = 1,05 \text{ мм}$, высоты профиля $V2 = 2,88 \text{ мм}$, ширины профиля $H6 = 3,64 \text{ мм}$.

Расчет оптимального профиля витка, представленный на рисунке 3.20, показывает существенное снижение максимальных напряжений, которые возможны в областях деформаций.

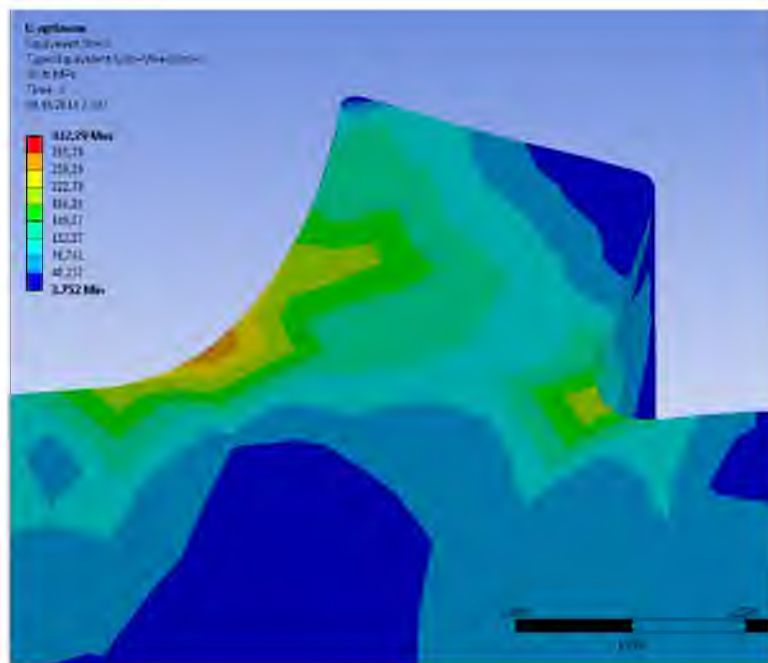


Рисунок 3.21 – Проверка оптимизации.

Максимальные напряжения в расчете составили 332 МПа, против прогнозируемых 276 МПа, и против 650 МПа в неоптимизированном варианте,

что показывает достаточно высокую точность прогноза. Для проверки резьбы с данным профилем создадим расчетную область в виде конической резьбы с конусностью 1:16, диаметр впадин 24мм, диаметр вершин 29,76 мм, шаг резьбы 7,18 мм, перекрытием резьбовых элементов 30 мм и нагрузкой на растяжение $F = 60$ кН, рисунок 3.22. Так как коническая резьба затягивается не осевым усилием, а радиальным при сближении конусов, то необходимо обеспечить контакт вершины профиля гайки с впадиной болта, рисунке 3.23.

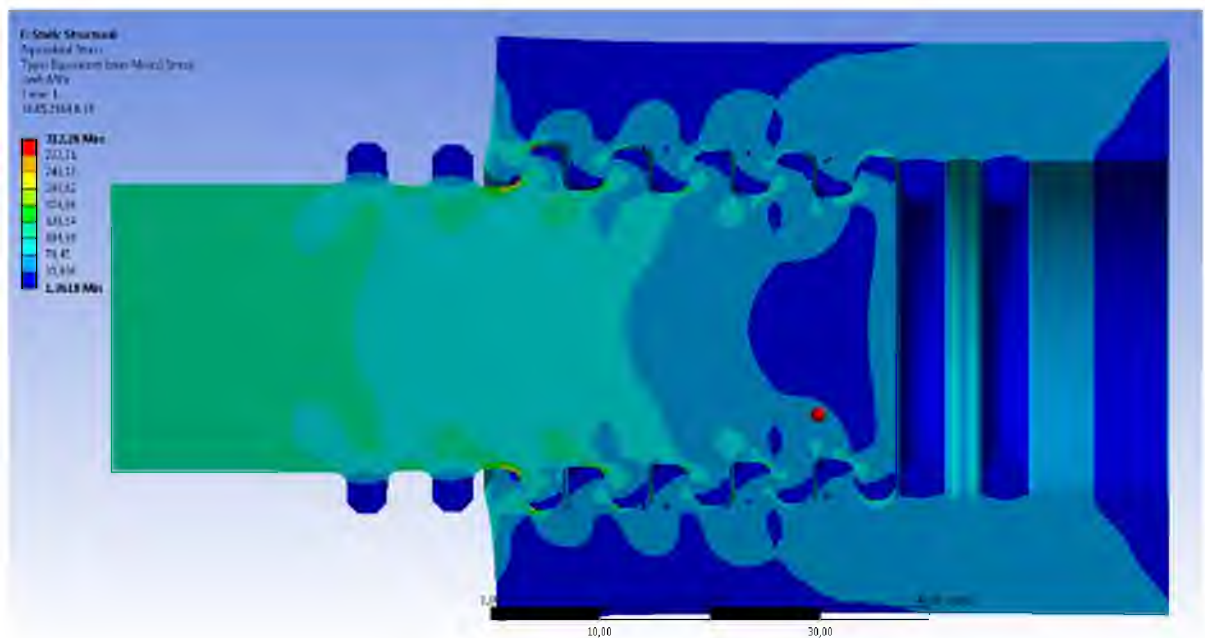


Рисунок 3.22 – Распределение напряжений в модифицированном профиле.

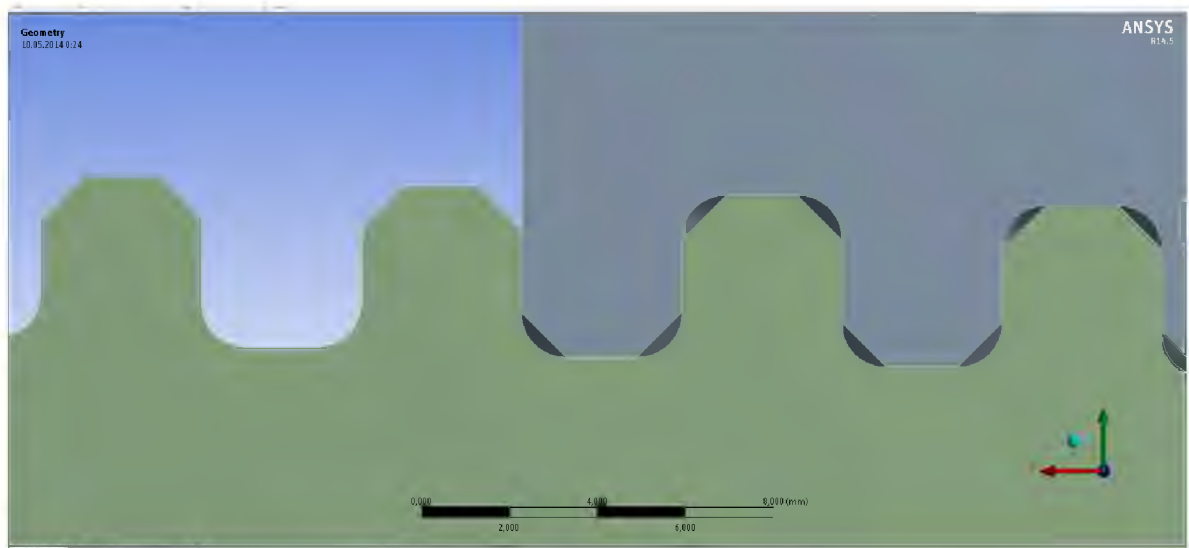


Рисунок 3.23 – Контур модифицированного профиля.

Из рисунка 3.22 видно, что максимальные напряжения не превышают 312 МПа, а распределение интенсивности напряжений характерно для конической резьбы.

Так как в процесс параметрической оптимизации шаг резьбы увеличился больше 7 мм и диаметр 30 мм, который увеличивает угол подъема винтовой линии резьбы и ухудшает самотормозящиеся свойства резьбы, было решено отмасштабировать резьбовой профиль до шага 3 мм, представлено рисунок 3.24.

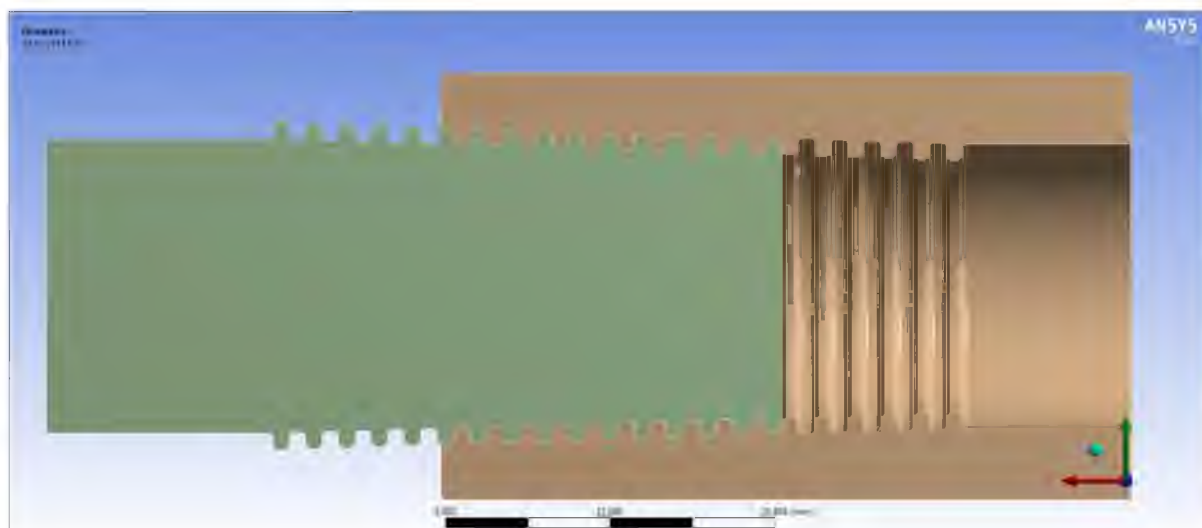


Рисунок 3.24 – оптимизированный профиль конической прямоугольной резьбы, шаг 3 мм.

Граничные условия аналогичны задаче выше. Распределение интенсивности напряжений (рисунок 3.25) показывает, что максимальные напряжения не превышают 380 МПа.

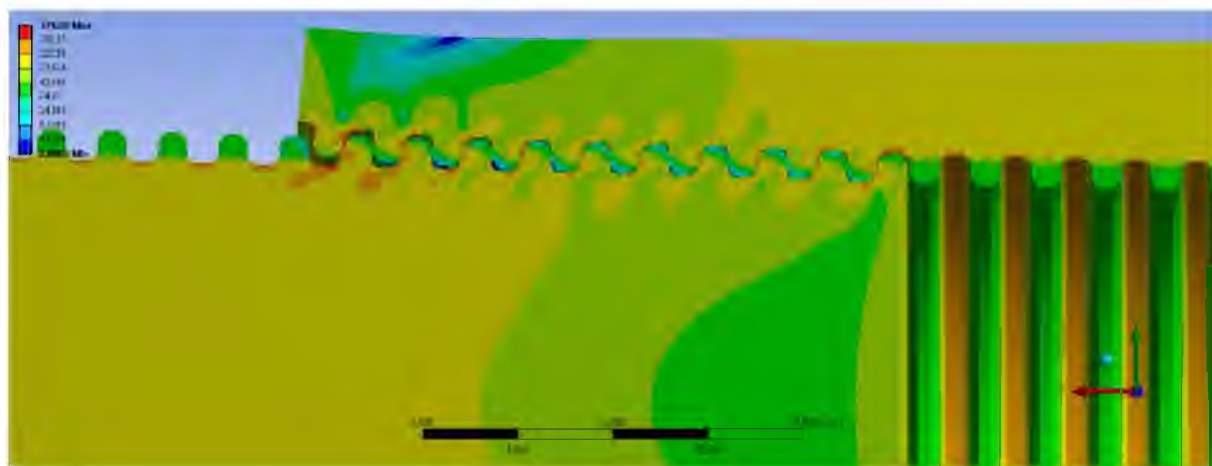


Рисунок 3.25 – Распределение интенсивности напряжений.

Расчет на усталостную прочность велся при условии коэффициента асимметрии цикла $R = 0$ при максимальной нагрузке $F = 60$ кН, рисунок 3.26.

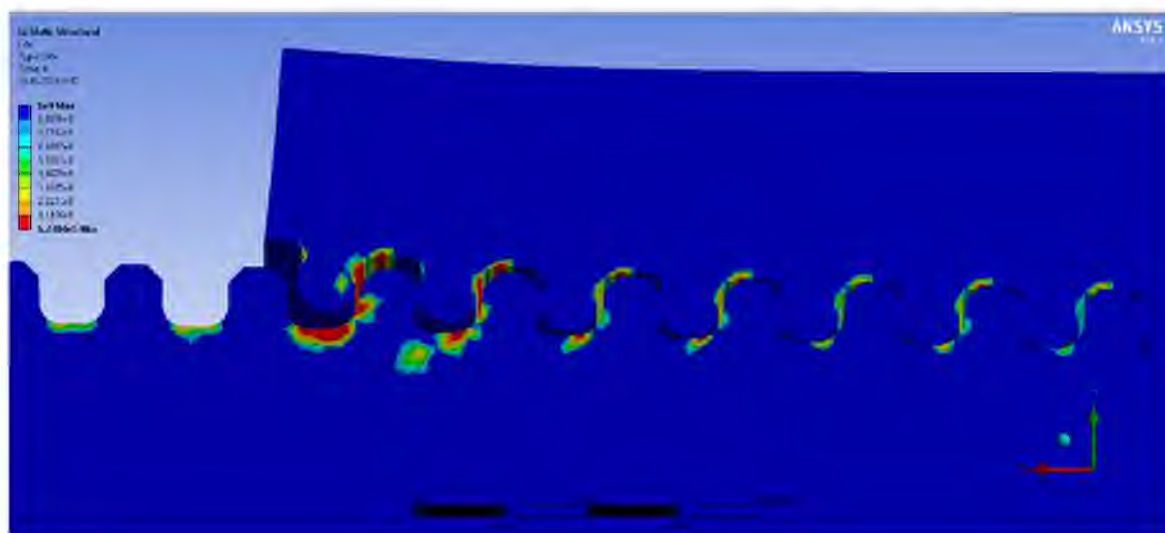


Рисунок 3.26 – Распределение интенсивности циклов нагружения

Опасными участками являются основания первых 4 витков, наименьшее расчетное количество циклов нагружения составляет $6,3 \cdot 10^5$ циклов.

Предельные значения для каждого из четырёх типов резьбовых соединений представлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Максимальное количество циклов нагружения, до достижения предела прочности на первом витке.

	Максимальное количество циклов при нагрузке 60 кН	Максимальные напряжения
Цилиндрическая резьба	300 000	185 МПа
Коническая резьба	29125	450 МПа
Коническая резьба с прямоугольным профилем	12569	650 МПа
Оптимизированная Коническая резьба с прямоугольным профилем	630 000	332 МПа

Для оценки работоспособности штанги по патенту РФ RU 2527562 и штанги, предлагаемой в работе, применяя значения, полученные имитационным моделированием предлагается использовать коэффициент кратности K и результаты натурных испытаний, полученные Ризвановым Р.Р:

Далее с учётом коэффициента K и расчётной продолжительности работы конической прямоугольной резьбы можно вычислить ожидаемое количество циклов безаварийной работы предлагаемой конической резьбы и МРП. Для скважины, работающей с числом качаний головки балансира 4 в минуту, ожидаемый МРП для предложенной штанги составляет:

$$MPП = \frac{Ц_о}{T \cdot 365} = 4,7 \text{ лет.}$$

где T – число качаний в сутки, 1/сут.

Выводы:

1. Проведено исследование конического резьбового соединения с выработкой скорректированного резьбового профиля при помощи модуля параметрической оптимизации. Скорректированная коническая резьба имеет высокую грузоподъемность при минимально достижимых концентрациях напряжений во впадинах.

2. Межремонтный период работы насосных штанг с оптимизированным профилем резьбы превышает в среднем два раза показатель МРП для насосной штанги по патенту РФ RU 2527562, оснащённой конической резьбой с треугольным профилем.

4. Апробация результатов, полученных численным методом.

4.1 Разработка штанги с цилиндрическим профилем резьбы

Для отработки технологии была изготовлена опытная партия коротких штанг. В связи с тем, что прочность исходного прутка была недостаточной, после горячей высадки головок была проведена упрочняющая термообработка. Также была проведена упрочняющая термообработка соединительных головок. Схематичное изображение изготовленной партии штанг представлено на рисунках 4.1а-4.1г.

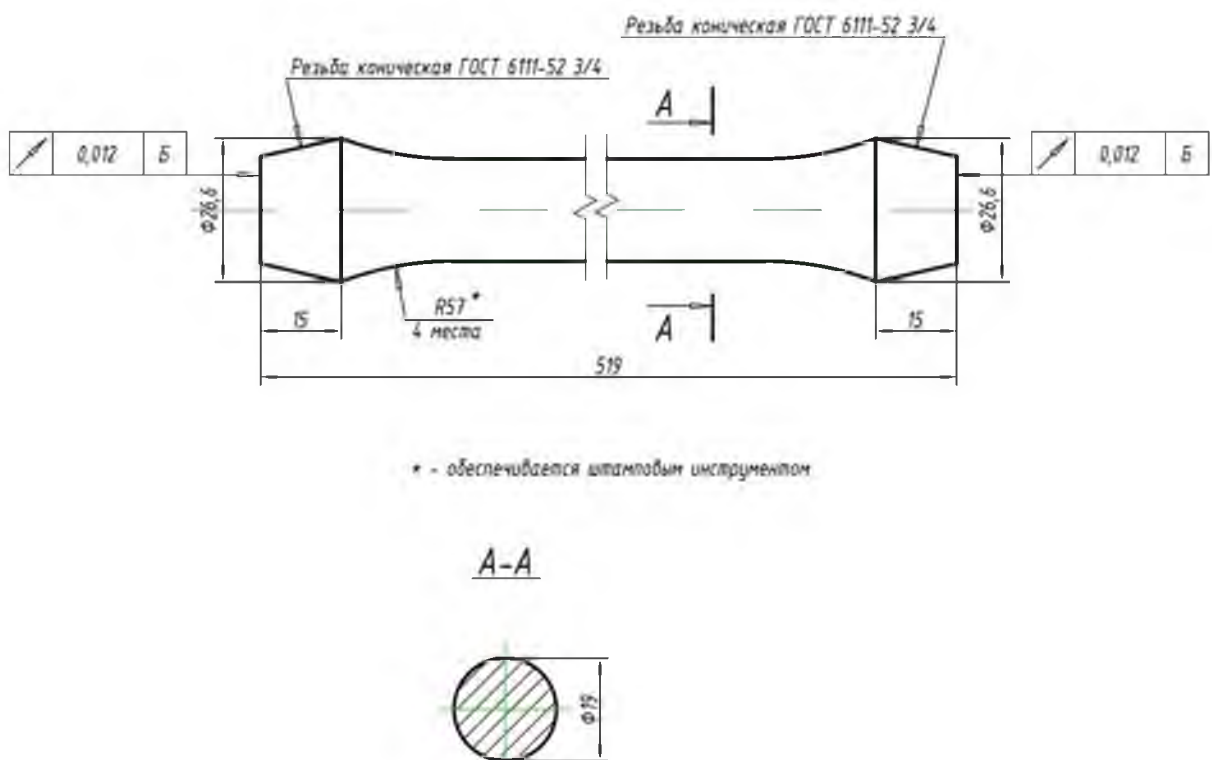
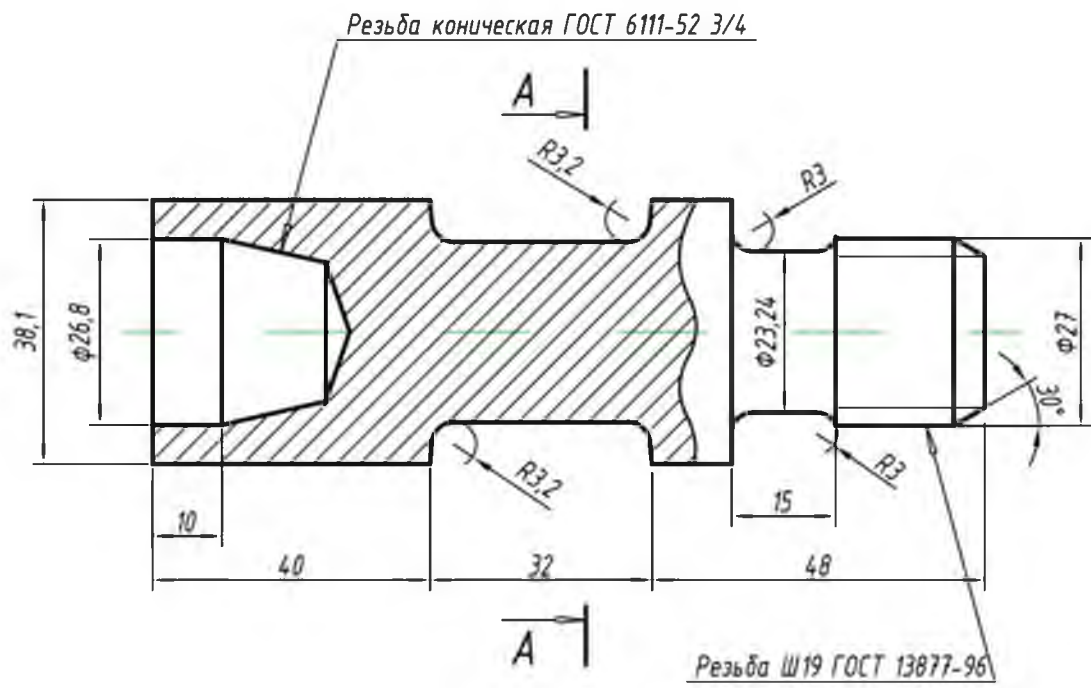


Рисунок 4.1а - Тело штанги с цилиндрическим профилем резьбы



A-A

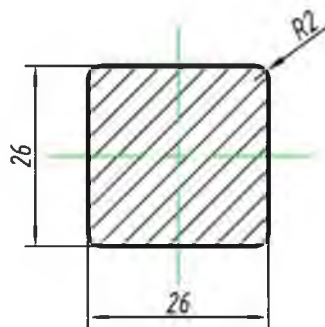


Рисунок 4.1б - Соединительная головка с наружной резьбой Ш19

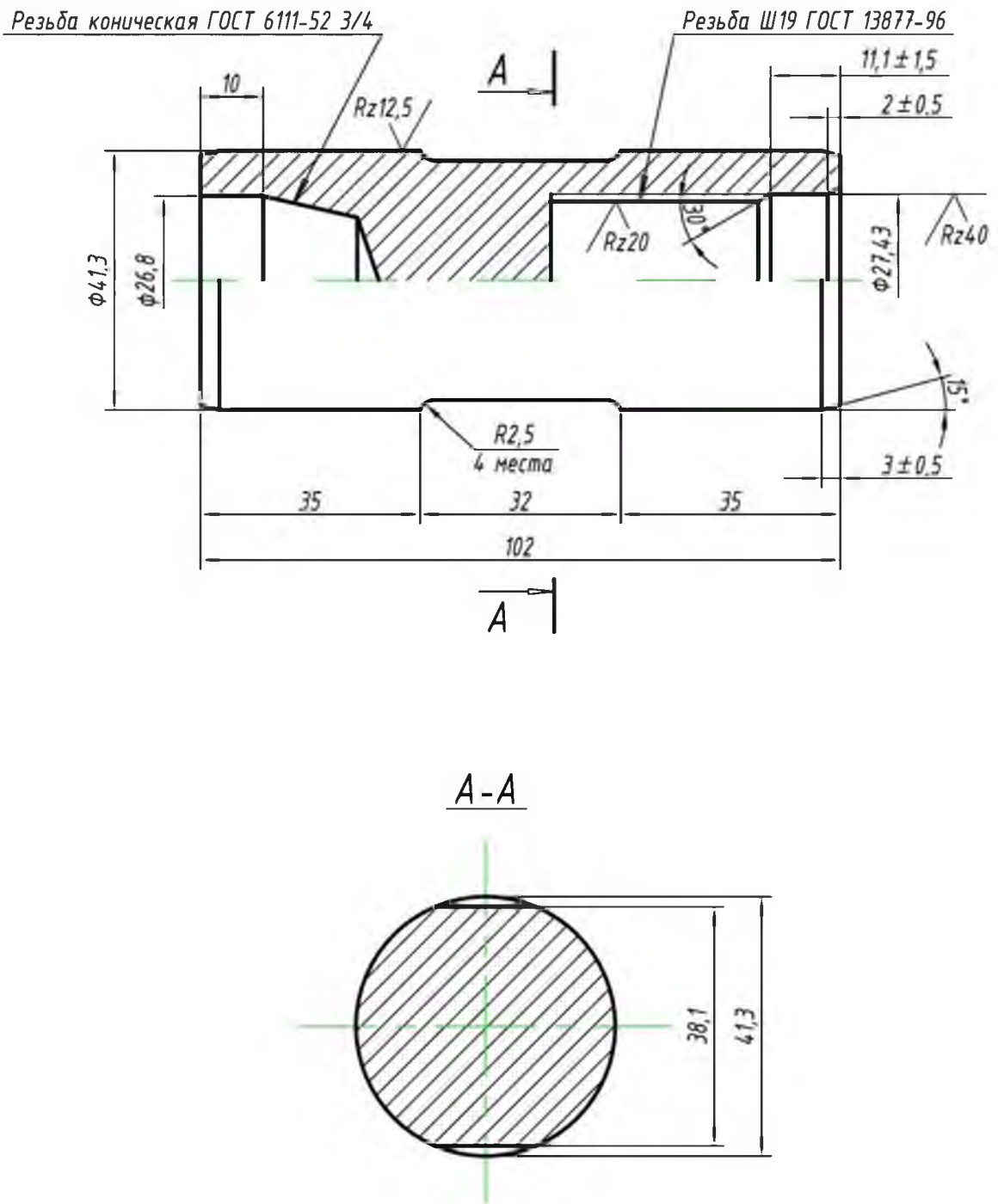


Рисунок 4.1в - Соединительная головка с внутренней резьбой Ш19

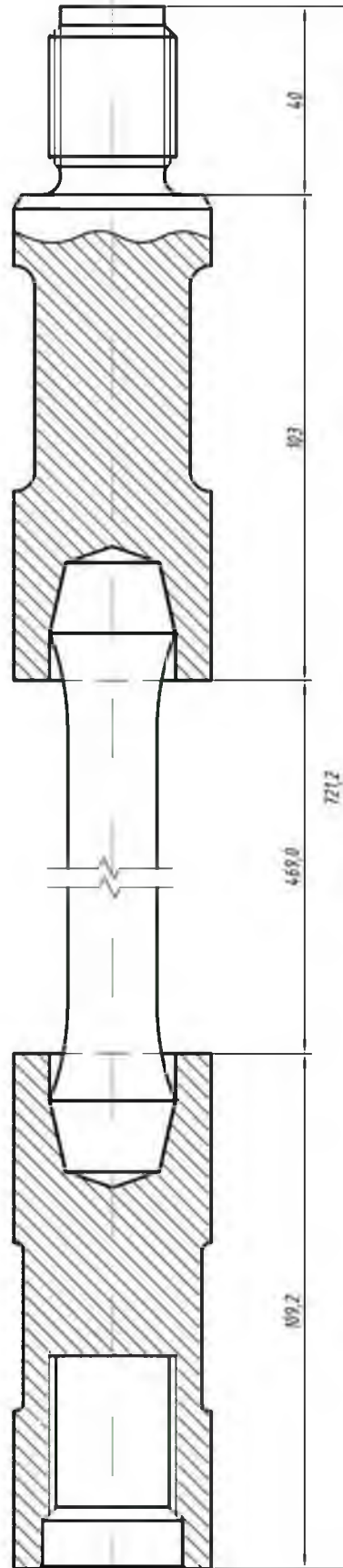


Рисунок 4.1г - Штанга с цилиндрическим профилем резьбы в сборе.

4.2 Изготовление пилотной партии новых штанг

Далее была изготовлена опытная партия коротких штанг. На рисунке 4.2а представлен внешний вид этой штанги. Высадка бобышек на теле штанги проводилась на гидравлическом прессе в специальной оснастке, для скоростного нагрева использовался высокочастотный индукционный нагреватель. Соединительные головки в процессе изготовления подвергались упрочняющей термообработке. Перед скручиванием головок с телом штанги, головки нагревали до температуры 350°C, для получения горячей посадки. Изготовленную штангу подвергли испытанию на разрыв, и при нагрузке 22 т.с. штанга разрушилась по телу (Рисунок 4.2 В), что свидетельствует о том, что соединение по конической резьбе более прочное чем тело штанги.

В процессе изготовления коническая резьба на $\frac{3}{4}$ контролировалась калибрами по ГОСТ 6485-69 и штанговая резьба ШГН контролировалась калибрами по ГОСТ 13877-96. Свинчивание соединительных головок с телом штанги предполагалось осуществлять с нагревом головки до температур 300-350°C, для получения горячей посадки. Поэтому было сделано три варианта конической резьбы, соответствующих трем измерительным плоскостям пробкового и кольцевого калибров. Сборку штанги производили следующим образом: тело штанги зажимали в тисках, головку нагревали в печи до 350°C и навинчивали на тело с максимальным моментом 200 н на метр. Визуальный контроль показал, что в зависимости от исполнения конической резьбы головка накручивается на тело на различную глубину

4.3 Результаты испытания опытных штанг

Механические испытания на растяжение проводили на гидравлической разрывной машине с максимальным усилием 100 т.с. Штанга с конической

резьбой соответствующей первой измерительной плоскости разрушилась при нагрузке 17 т.с. посредством разъединения головки с телом, вызванного смятием двух витков резьбы (Рисунок 15а,б). Штанга изготовленная по третьему варианту конической резьбы при испытании разрушилась по телу штанги при нагрузке 22 т.с. (Рисунок 4а,б). После испытаний провели анализ резьбового соединения, для чего участок штанги с головкой разрезали вдоль и сделали шлиф. На рисунке 4.4 представлен снимок конической резьбы, из которого видно, что в зацеплении находятся 6 ниток, имеющих хорошее сопряжение. Необходимо отметить, что повышение качества поверхности резьбы позволит повысить качество сопряжения.

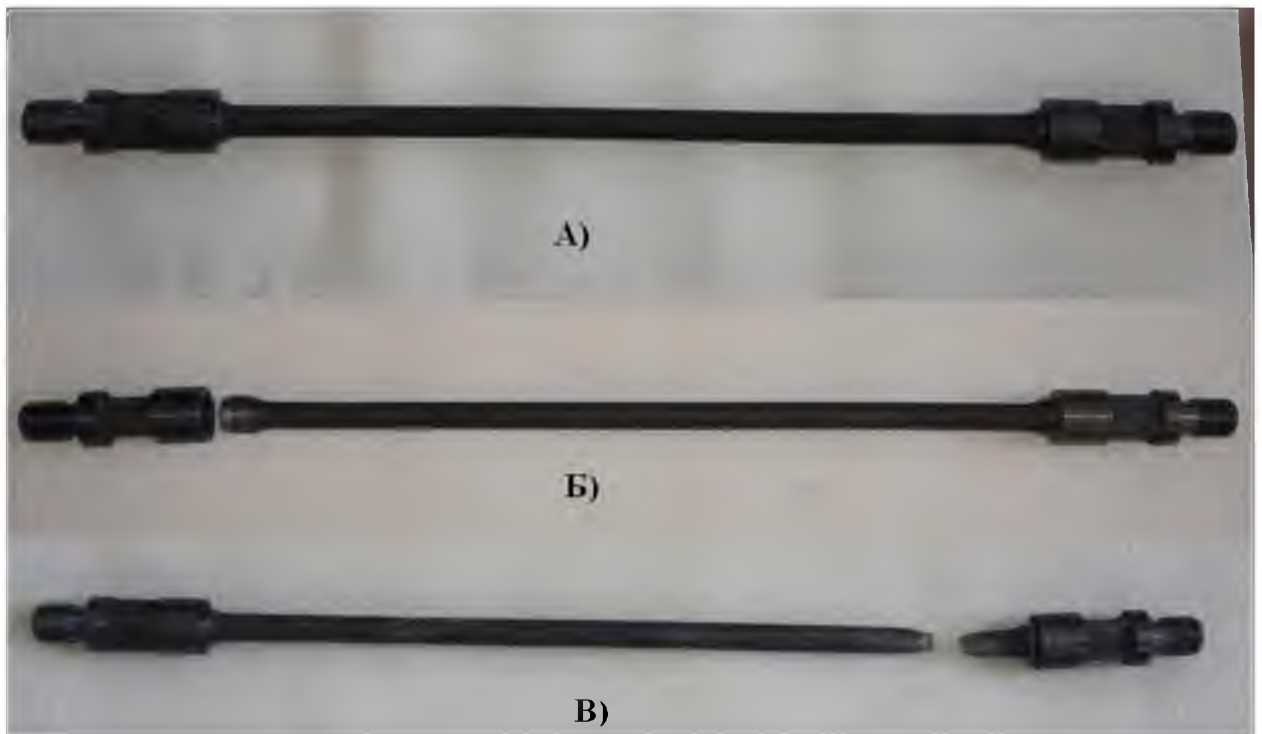


Рисунок 4.2 а – опытный образец штанги; 4.2 б – образец штанги, изготовленный по третьему варианту конической резьбы; 4.2 в – образец штанги, разрушенный по телу при нагрузке 22 т.с.



Рисунок 4.3 – Укрупнённый вид резьбового соединения.



Рисунок 4.4. – Снимок конической резьбы после её нагружения

В сравнении с результатами моделирования натурные испытания показали сходимость результатов моделирования в пределах допущений, из чего можно сделать вывод о корректности модели и возможности экстраполяции полученных значений.

Результатом данной работы является разработка усовершенствованной насосной штанги (Патент РФ RU 2527562 C2), коническая резьба по сравнению с цилиндрической того же диаметра обеспечивает более высокую прочность соединения на растяжение за счет большей площади опасных сечений, совпадающих с последними нитками резьбы; зазоры в резьбе устраняются за счет плотного прилегания и деформации витков резьбы, что обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между витками резьбы; при скручивании

конической резьбы обеспечивается натяг, что повышает усталостную прочность за счет уменьшения переменной составляющей напряжений.

Выводы

В процессе натурных испытаний было выявлено, что усовершенствованное резьбовое соединение насосных штанг имеет увеличенную устойчивость к деформациям, что в свою очередь позволяет увеличить межремонтный период скважинных насосных установок более чем в два раза по сравнению с существующими. Данная задача решается за счёт снижения концентрации напряжений, путём параметрической оптимизации профиля резьбы.

Основные результаты и выводы

1. Предложена модель, характеризующаяся отношением максимального угла наклона к глубине его расположения. Чем меньше глубина максимального угла, тем больше прижимающая сила Эйлера, поэтому выше напряжение от изгиба штанг, которые в значительной степени определяют работоспособность штанговой колонны.

2. Предложенные изменения в методику расчета гидродинамических характеристик работы штанговой установки с выносным утяжелителем низа колонны, оснащённым перепускным клапаном и связанные с гидродинамическим давлением в нижней точке НКТ, позволяют точнее получить вес тяжёлого низа, требуемый для обеспечения свободного и безударного хода колонны штанг вниз.

3. Разработана конструкция колонны насосных штанг с нестандартным профилем резьбового соединения, позволяющим снизить максимальные нагрузки на витки резьбы. Приведённый МРП в сравнении с запатентованной ранее сборной насосной штангой (патент РФ ИЗ 2527562) увеличен в среднем вдвое (Патент РФ ПМ № 146191). Достоверность результатов численного моделирования подтверждена результатами лабораторных испытаний на испытательном стенде.

4. Усовершенствована установка скважинного штангового насоса, снабжённая дополнительным перепускным клапаном, применение которого позволяет повысить синхронность направления движения штанговой колонны и откачиваемой продукции относительно головки балансира и снижать величину ударной нагрузки.

5. Результатами моделирования натуральных испытаний доказана сходимость результатов моделирования в пределах допущений, что позволяет сделать вывод о корректности модели и возможности экстраполяции полученных значений.

6. Разработаны и испытаны технические средства снижения напряжений и повышения работоспособности насосных штанг в осложнённых условиях.

Список использованных источников

1. Ануфриев О.Н. Скважинное оборудование для ОРЭ: перспективы производства // Инженерная практика, 2010. №1. С. 93-95.
2. Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Ризванов Р.Р. Новая конструкция насосной штанги // Электронный научный журнал "Нефтегазовое дело". 2011. №4. С. 66-73.
3. Ивановский В.Н. СШНУ и УЭЦН: состояние и перспективы // Нефтегазовая вертикаль, 2007. №2. С. 64-65.
4. Жулаев В.П., Уразаков К.Р., Ахтямов М.М. и др. Приводы скважинных штанговых насосов. Учебное пособие. -Уфа, 2010. 119 с.
5. Загиров М.М., Загиров М. М., Косолапов А.К. и др. Опыт эксплуатации стеклопластиковых штанг в АО «Татнефть» // Нефть Татарстана, 1998. №2. С. 53-55.
6. Климов В.А. Повышение эффективности эксплуатации насосных скважин оптимизацией работы штанговых колонн: дисс. канд. техн. наук: 25.00.17, 05.13.18. -Бугульма, 2009. 170 с.
7. Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А. и др. Скважинные насосные установки для добычи нефти. М.: ГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002. - 824 с.
8. Уразаков К.Р. Эксплуатация наклонно направленных насосных скважин. М.: Недра, 2003. - 169 с.
9. Ришмюллер Г., Майер Х. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами. Терниц, Австрия: Шёллер-Блекманн ГмбХ, 1988. — 150 с.
10. Саттаров И.Р., Ризванов Р.Р., Хакимов Т.А. Исследование причин снижения работоспособности насосных штанг // Научный электронный архив. URL: <http://econf.rae.ru/article/7089> (дата обращения: 23.11.2012).

11. Молчанов А.Г., Чичеров В.Л. Нефтепромысловые машины и механизмы. Учебник для техникумов. М.: Недра. 1983. - 308 с.
12. ГОСТ Р 51161-02 Штанги насосные, устьевые штоки и муфты к ним., 2002 – 14 с.
13. Круман Б.Б. Глубиннонасосные штанги. М.: Недра. 1977. - 181 с.
14. Кудинов В.И. Основы нефтегазопромыслового дела. Москва-Ижевск: Институт компьютерных исследований, Удмуртский университет, 2004. - 720 с.
15. Одинг И.А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. М.: Машгиз, 1962. - 260 с.
16. Очерский машиностроительный завод электронный ресурс. URL: <http://www.ocher.ru>
17. ГОСТ 10549 80 Выход резьбы. Сбеги, недорезы, проточки и фаски., 1980 – 12 с.
18. Пчелинцев Ю.В. Нормативная долговечность работы штанг в наклонно направленных скважинах. М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 1997. -88 с.
19. Султанов Б.З., Шагалева Р.К. Обрывность штанг плунжерных скважинных насосных установок в ОАО «Татнефть» // Нефтегазовое дело, 2009. Том 7, №2. С. 68-70.
20. Песляк Ю.А., Уразаков К.Р. Приближённый расчёт гидродинамического трения сопротивления движению колонны насосных штанг в накл. напр. скважинах // Сб. научных тр. ВНИИ «Эксплуатация скважин механизированным способом». 1985. Вып. 93, с.100-107.
21. Песляк Ю.А., Уразаков К.Р. Расчёт прижимающих сил муфт и штанг в наклонных скважинах //Тр. БашНИПИнефти. 1985 г. Вып.72, с.72-78.
22. Патент РФ RU 2048538 C1 C21D1/78. Способ изготовления насосной штанги /Пепеляев В.В., Семенов В.В.; заявлено: 31.03.1992; опубликовано: 20.11.1995; БИ: 22/2001, 22/2002, 35/2004.

23. Патент РФ RU 2119858 C1 B23P15/00 E21B17/00. Способ производства насосных штанг / Соляников Б.Г., Лоренц Ф.Ф., Беляев С.Н. и др.; заявлено: 10.10.1998; опубликовано: 27.10.2004; БИ: 29/2006.

24. Патент РФ RU 2211128 C1 B23P15/00 E21B17/00. Способ изготовления насосной штанги / Захаров Л.В. и Шаклеин О.В.; заявлено: 19.12.2001; опубликовано: 27.08.2003; БИ: 02/2008.

25. Патент РФ RU 2246389 C1 B23P15/02 B23G7/00. Способ изготовления насосных штанг / Лепехин Ю.Н.; заявлено: 03.11.2003; опубликовано: 20.02.2005 Бюл. №5.

26. Патент РФ RU 2329129 C2 B23P15/00 E21B17/00. Способ изготовления насосных штанг для глубинных насосов / Уразаков К.Р., Валиахметов О.Р., Тяпов О.А. и др.; заявлено: 27.03.2006; опубликовано: 20.07.2008 Бюл. № 20.

27. Патент РФ RU 2340683 C2 C21D8/00 C21D7/13. Способ изготовления насосных штанг / Иванов А.Г., Абдуллин Н.М., Тюрин А.В. и др.; заявлено: 28.12.2006; опубликовано 10.12.2008, Бюл. №34 – 7 с.

28. Патент РФ RU 2376443 C1 E21B17/00. Способ изготовления насосных штанг / Климов В.А., Валовский К.В., Валовский В.М. и др.; заявлено: 11.06.2008; опубликовано: 20.12.2009 Бюл. №35 – 6 с.

29. Патент РФ RU 94030097 A1 C21D8/10. Способ изготовления насосной штанги / Семенов В.В., Вассерман Н.Н., Калугин В.Е.; заявл. 11.08.1984., опубликовано: 20.04.1996 – 6 с.

30. Патент РФ на полезную модель RU 86647 U1 E21B17/00. Насосная штанга для глубинного насоса / Уразаков К.Р., Газаров А.Г., Бахтизин Р.Н. и др.; заявлено: 19.03.2009; опубликовано: 10.09.2009 – 3 с.

31. Патент РФ на полезную модель RU 97763 U1 E21B17/00. Насосная штанга для глубинного насоса / Валиахметов О.Р., Уразаков К.Р., Мулюков Р.Р. и др.; заявлено: 20.04.2010; опубликовано: 20.09.2010 – 3 с.

32. Патент СССР SU 1318343 А1 В21К1/76 В21J5/08 В23К20/00. Способ изготовления штанг с головками для глубинных насосов / Караев И.К., Шихлинский Т.М., Полихронов К.П. и др.; заявлено 11.07.1983; опубликовано: 23.06.1987 Бюл. №23 – 5 с.

33. Патент США №144813. Improvement in Sucker-rod Joints for Pumps / A.M. Williams. 18.11.1873.

34. Патент США №184718. Improvement in Sucker-rod Joints / W.J. Lewis. 28.11.1876.

35. Патент США №195408. Improvements in Joints for Sucker-rods / J. Shaw. 18.09.1877.

36. Патент США №238895. Rod-coupling / I.L. Haldeman. 15.03.1881.

37. Патент США №241415. Sucker-rod Joint / W.H. Phillis. 10.05.1881.

38. Патент США №324922. Sucker-rod for Deep Wells / J.M. Davidson. 25.08.1885.

39. Патент США №334929. Sucker-rod / R.H. Black. 26.01.1886.

40. Патент США №3486557. Sucker Rod / Robert W. Harrison. 30.12.1969.

41. Патент США №372804. Sucker-rod for Pumps / D. Jones 08.11.1887.

42. Патент США №4205926. Sucker Rod and Coupling Therefor / Drexel T. Carlson. 3.06.1980.

43. Патент США №4796799. Method for Making Sucker Rods / Artur T.O. Rasi-Zade и др. 10.01.1989.

44. Патент США №709400. Rod-coupling / J.A. Fitzpatrick. 16.09.1902.

45. Патент США №764943. Sucker-rod Coupling / Edward A. Guy. 12.07.1904.

46. Патент США №819040. Sucker-rod coupling / L. Chroninger. 01.05.1906.

47. Рекламная брошюра: Premium Connection Rod. Tenaris. Version 04. March 2011.

48. Рекламная брошюра: Насосные штанги Weatherford. Weatherford. 2008.
49. *Бахтизин Р.Н.* Насосные штанги [Монография]/ Бахтизин Р.Н., Ризванов Р.Р., Уразаков К.Р., Хакимов Т.А.// - Уфа: Изд-во «Нефтегазовое дело»- 2012, 80 с.
50. *Хакимов, Т.А.* Исследование причин снижения работоспособности насосных штанг (статистика) [Электронный ресурс] / *Хакимов, Т.А., Сагтаров И.Р., Ризванов Р.Р.* // Научный электронный архив академии естествознания. URL:<http://econf.rae.ru/article/7089>.
51. *Хакимов, Т.А.* Методика расчета допустимых моментов завинчивания элементов сборной штанги [Текст] / *Хакимов Т.А., Ризванов Р.Р., Уразаков К.Р.*// Нефть, газ и бизнес. - 2012. - № 12. - С. 72-76.
52. *Ризванов Р.Р.* Моделирование напряженного состояния элементов сборной насосной штанги [Электронный ресурс] / *Ризванов Р.Р., Хакимов, Т.А. Уразаков К.Р.* // Электронный научный журнал "Нефтегазовое дело". –2012. – №5. –С. 419–434.
53. *Уразаков К.Р.* Анализ влияния типа резьбовых соединений на прочностные характеристики насосных штанг [Текст] / *К.Р. Уразаков, И.А. Мухин, Хакимов Т.А.* // Нефтегазовое дело. – 2014. – Т.12. –№4. – С. 83–87.
54. *Хакимов Т.А.* Моделирование сил гидродинамического сопротивления движению насосных штанг [Текст] / «Новые технологии в нефтегазодобыче» // *Хакимов Т.А., Ризванов Р.Р.* // II Международная научно-практическая конференция. Тезисы докладов. Баку 2012, с.151-152.
55. *Буранчин А.Р.* Повышение межремонтного периода работы глубоких скважин с интенсивно искривлённым профилем (АГНИ) [Текст]/ *Буранчин А.Р., Вахитова Р.И., Хакимов Т.А.* // Ученые записки Альметьевского государственного нефтяного института. Том X1. Часть 1. Альметьевск, 2013 -С. 143-152.
56. *Вахитова Р.И.* Обобщенный параметр интенсивности искривления

ствола скважины. [Текст] /*Вахитова Р.И., Исмагилов Р.Р., Хакимов Т.А.* //«Сборник трудов международной научно-технической конференции», том 1, ОФ УГНТУ, ООО «Издательский центр «АРКАИМ», Уфа, 2014, с.306-309.

57. Патент РФ RU 2527562 С2 В23Р15/В, 21К25 /Е21В17/00. Способ изготовления насосной штанги для глубинного насоса / *Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Хакимов Т.А. и др*; заявлено: 22.03.2012; опубликовано: 10.09.2014 – 6 с.

58. Патент РФ ПМ № 146191 МПК7 Е21В 127/10. Насосная штанга глубинного насоса/ *Хакимов Т.А., Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р. и др*; заявлено: 27.02.14; опубликовано: 10.10.2014 – 3 с.

59. Заявка на патент ПМ №2014123072 МПК 7 Е21В 17/10. Насосная штанга для наклонно направленных и искривленных скважин / *Уразаков К.Р., Жулаев В.П., Хакимов Т.А. и др*; заявлено:05.06.2014; положительное решение о выдаче патента: 01.08.2014.

60. *Бахтизин Р.Н.* Методика расчета нагрузок на колонну насосных штанг в насосной установке с выносным утяжителем [Текст] /*Бахтизин Р.Н., Давлетов М.Ш., Хакимов Т.А.* // научный журнал "Нефтегазовое дело". –2013г. – т.11. – №2 . –С59.–63.

61. Уразаков К.Р., Богомольный Е.И., Сейтпагамбетов Ж.С. и др. Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводненных. - М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003. 303 с.

62. Уразаков К.Р., Дашевский А.В., Здольник С.Е. и др. Справочник по добыче нефти. СПб: ООО «Недра», 2006. - 448 с.

63. Форест Грей. Добыча нефти / Пер. с англ. М.: ЗАО «Олимп-Бизнес», 2001.-416 с.

64. Халимов Ф.Г. Совершенствование конструкции механизма привода установок скважинных штанговых насосов: автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.02.13. Уфа, 2012.-24 с.

65. American Petroleum Institute. 1985. Specification for Sucker Rods. API Spec 1 IB, 21st ed. Dallas, Texas: API.
66. American Petroleum Institute. 1986. Recommended Practice for Care and Handling of Sucker Rods. API RP 11BR, 7th ed. Dallas, Texas: API.
67. American Petroleum Institute. 1986. Specification for Reinforced Plastic Sucker Rods. API Spec 11C, 1st ed. Dallas, Texas: API.
68. American West Windmill & Solar Company Wood Rod3neKTpoHHbm пeчeпc. URL: <http://www.awwasc.com/wind/page/suckerrod/woodrod>
69. Bradley, Howard B. и др. 1987. Petroleum Engineering Handbook. Richardson, TX: Society of Petroleum Engineers.
70. Brown, K.E. 1980. The Technology of Artificial Lift Methods. Volume 2a, Chapter 2. Tulsa, Oklahoma: Petroleum Publishing Company.
71. Hardy, A.A. 1952. Sucker-Rod Joint Failures. API Drilling and Production Practice: 214-25.
72. Hardy, A.A. 1956. Correcting Sucker Rod Troubles as Seen by a Manufacturer. 3rd West Texas Oil Lifting Short Course. Proceedings: 2934.
73. Hardy, A.A. 1958. Polished Rod Loads and Their Range of Stress. 5th West Texas Oil Lifting Short Course. Proceedings: 51-54.
74. Hardy, A.A. 1964. Sucker-rod String Design and the Goodman Diagram. 64-Pet-2. Los Angeles: Petroleum Mechanical Conference of the ASME (September 20-23).
75. Hicks, A.W. 1985. Fiberglass sucker rods An Historical Overview. 32nd Annual Southwestern Petroleum Short Course. Proceedings: 379-92.
76. Lake, Larry W. и др. 2007. Petroleum Engineering Handbook, vol. IV: Production Operation Engineering by Clegg, Joe Dunn. Richardson, TX: Society of Petroleum Engineers.
77. McDannold, G.R. 1960. Pumping Through Macaroni (Hollow) Sucker Rods. 7th West Texas Oil Lifting Short Course. Processing: 51-54.

78. Pico Canyon, Santa Clarita, California, website by Stan Walker электронный ресурс. URL:<http://www.elsmerecanyon.com/picocanyon/pico.htm>
79. Rice, R.J. 1974. Mobil Tests New Flexible Sucker Rod-System in Hugoton Field. Oil and Gas Journal (April 8): 76-85.
80. Saul H.E., Detterick J.A. 1980. Utilization of Fiberglass Sucker Rods. Journal of Petroleum Technology (August): 1339-44.
81. Sucker rod for pumping windmill cylinders in water wells электронный ресурс. URL: <http://www.deanbennett.com/rod.htm>
82. Takacs, Gabor. 2003. Sucker-rod pumping manual. Tulsa, Oklahoma: PennWell Corporation.
83. Texas Forest Service Trees of Texas - List of Trees - Black Hickory электронный ресурс. URL:<http://texastreeid.tamu.edu/content/TreeDetails/?id=24>
84. Texas Forest Service Trees of Texas - List of Trees - White Ash электронный ресурс. URL:<http://texastreeid.tamu.edu/content/TreeDetails/?id=42>
85. Watkins, D.L., Haarsma, J. 1978. Fiberglass Sucker Rods in Beam-Pumped Oil Wells. Journal of Petroleum Technology (May): 731-36.
86. Zaba, J. 1962. Modern Oil Well Pumping. Tulsa, Oklahoma: Petroleum Publishing Company.
87. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука. 1974. - 832 с.
88. Гилл Ф., Мюррей У., Райт М. Практическая оптимизация. Пер. с англ. М.: Мир. 1985. - 509 с.
89. Ивановский В.Н., Сабиров А.А., Каштанов В.С., Донской Ю.А., Маляревский А.В. Почему рвутся штанговые колонны? // Территория Нефтегаз. 2007. № 3. С. 34-37.
90. Мищенко И.Т., Расчеты в добыче нефти. - М. :Недра, 1989. 245 с.
91. Савин Т.Н., Тульчий В.И. Справочник по концентрации напряжений. - Киев: Высшая школа, 1976. -412 с.

92. Вирновский А.С. Переменные напряжений в глубиннонасосных штангах и их связь с разрушением. «Труды ВНИИ»: вып. 17. 1971. С. 56-122.
93. Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. М.: Недра, 1979. 213 с.
94. Адонин А.Н. Процессы глубиннонасосной нефтедобычи. М.: Недра, 1964. 216 с.
95. Адонин А.Н., Белов И.Г. Работы насосной установки на больших глубинах. Труды АЗНИИ ДН, выпуск I. Азнефтеиздат, 1954, С. 80-112.
96. Валеев М.Д., Хасанов М.М. Глубиннонасосная добыча вязкой нефти. Уфа: Башкирское кн. изд-во. 1992. 150 с.
97. Валовский В.М., Валовский К.В. Цепные приводы скважинных штанговых насосов. М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 2004. 492 с.
98. Дрэготэску Н.Д. Глубиннонасосная добыча нефти. Перевод с румынского Петрова П.А. / Под ред. М.А. Геймана. М.: Недра, 1966. 418 с.
99. Евченко В.С., Захарченко Н.П., Каган Я.М. и др. Разработка нефтяных месторождений наклонно-направленными скважинами. М.: Недра, 1986. 278 с.
100. Круман Б.Б. Методика расчета колонн насосных штанг // Нефтяное хозяйство. 1976. № 2. С. 51-54.
101. Круман Б.Б. Практика эксплуатации и исследования глубиннонасосных скважин / М.: Недра. - 1977 г., 204 с.
102. Пирвердян А.М. Гидромеханика глубиннонасосной эксплуатации. М.: 1. Недра, 1965. 192 с.
103. Уразаков К.Р., Богомольный Е.И., Сейтпагамбетов Ж.С., Газаров А.Г. Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводнённых скважин. / Под ред. М.Д. Валеева М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003 г. 303 с.

104. Уразаков К.Р., Топольников А.С., Агамалов Г.Б. Комплексный показатель надёжности насосного оборудования // Нефтяное хозяйство. 2009. № 1. С. 78-81.
105. Фаерман И.Л. Штанги для глубинных насосов. Баку: Азнефтеиздат, 1955. 321 с.
106. Щуров В.И. Технология и техника добычи нефти: учебник для ВУЗов. 1. М.: Недра, 1983. 510 с.
107. Одинг И.А. Теория пределов усталости при несимметричных циклах и сложно-напряжённом состоянии. «Заводская лаборатория». № 4. 1937.
108. Одинг И.А. Усталость металлов и задачи машиностроения. Машгиз. 1941.
109. Зубаиров С.Г. Исследование закономерностей изменения сил трения насосных штанг о трубы в процессе эксплуатации // Известия вузов. Нефть и газ. 1999. № 5. - С. 20-24.
110. Зубаиров С.Г. Особенности работы и конструирования колонны насосных штанг для искривления скважин // Научно-технические достижения и передовой опыт в нефтегазовой промышленности / Науч. тр. Уфа, 1999.-С. 121-125.
111. Валеев М.Д., Хасанов М.М. Глубиннонасосная добыча вязкой нефти. Уфа: Башкирское кн. изд-во. 1992. 150 с.
112. Семенов В.В. Технологические процессы и технологические средства обеспечивающие эффективную работу глубинного плунжерного насоса: автореф. дисс. докт. техн. наук: 05.02.13, 05.16.09. Уфа, 2010.-44 с.
113. Балыкин В.Н., Салихов И.А., Зубаиров С.Г. Организационно-технические мероприятия по повышению долговечности штанговых колонн / Материалы / Уфа, 2004. с. 130-135,

114. Валеев М.Д., Габдрахманов Н.Х., Уразаков К.Р. Исследование межремонтного периода и коэффициента подачи штанговых установок / Сборник научных трудов / БашНИПИнефть. №104, 2000. - с. 65-77.
115. Гадиев С.У. Особенности эксплуатации кустовых скважин. / М.: Гостоптехиздат, 1963. 122 с.
116. Газаров А.Г. Разработка методов снижения износа штангового насосного оборудования в наклонно направленных скважинах: дисс. канд. техн. наук: 05.02.13. Уфа, 2004. - 127 с.
117. Газаров А.Г., Эпштейн А.Р., Пчелинцев Ю.В. Особенности эксплуатации установок СШН в скважинах с осложненными геолого-техническими условиями // Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. 2002. №11.
118. Кадымова К.С. Трение в подземной части штанговой насосной установки. Баку: Азербайджанское государственное издательство, 1983.- 138с.
119. Лепехин Ю.Н., Желтовский Н.Г., Столбова В.П. Анализ эксплуатационных факторов, влияющих на работу штанговых колонн. // Сб. научных трудов ЗапСибНИГНИ. Особенности освоения месторождений Тюменского Заполярья. Тюмень, 1985. -с. 14-15.
120. Окрушко Е.И. Дефектоскопия глубиннонасосных штанг. -М.:Недра, 1983.- 108 с.
121. Султанов Б. З., Р. А. Храмов. Перспективы использования длинноходовых насосных установок для добычи нефти // Нефть и газ: Межвуз. сб. науч. тр. Вып.1. УГНТУ, 1997. С. 97-100.
122. Б. З. Султанов, Р. К. Шагалеев. Обрывность штанг плунжерных скважинных насосных установок в ОАО "Татнефть" // Нефтегазовое дело. Т.7, №2, 2009. С. 68-70.

123. С. Ю. Вагапов, Б. З. Султанов. Совместный продольный изгиб колонны НЕСТ и штанг при работе скважинного насоса // Нефтяное хозяйство. №2, 2001. С. 64-66.

124. Р. А. Максutow, Б. Е. Доброскок, Ю. В. Зайцев. Одновременная раздельная эксплуатация многопластовых нефтяных месторождений. -М.: Недра, 1974. 231 с.

125. А. А. Ишмурзин, И. Т. Мищенко. Энергосберегающие технологии добычи нефти из малодебитных наклонно-направленных скважин. -Уфа : Нефтегазовое дело, 2008. 240 с.

126. Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А. и др. Программный комплекс «Автотехнолог» универсальный инструмент для оптимизации работы системы «пласт-скважина-насосная установка». // Территория Нефтегаз, 2006. №2. С. 12-17.

127. Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А. и др. Программный комплекс «Автотехнолог» универсальный инструмент для оптимизации работы системы «пласт-скважина-насосная установка». // Территория Нефтегаз, 2006. №3. С. 10-15.

128. В. Н. Ивановский, В. И. Дарищев и др. Некоторые особенности применения программного комплекса "Автотехнолог" для подбора винтовых насосов. // Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности, 2002. №8. С. 11-15.
