

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)»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2015

Работа выполнена в лаборатории акустических методов исследования скважин Открытого акционерного общества «Научно-производственная фирма «Геофизика» (ОАО «НПФ «Геофизика»)

Научные руководители: – **Уразаков Камил Рахматуллович**
доктор технических наук, профессор

– **Мухин Илья Андреевич**
кандидат технических наук

Официальные оппоненты: – **Валеев Марат Давлетович**
доктор технических наук, профессор,
ООО НПФ «ВМ Система», технический
директор

– **Климов Владимир Александрович**
кандидат технических наук, ТатНИПИнефть
ОАО «Татнефть», ведущий научный сотрудник
лаборатории техники технологии добычи нефти
отдела эксплуатации и ремонта скважин

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Самарский государственный
технический университет»

Защита состоится 17 апреля 2015 года в 16:00 на заседании диссертационного совета Д 002.059.04 при Федеральном государственном бюджетном учреждении науки Институте машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН) по адресу: г. Москва, 119334, ул. Бардина, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ИМАШ РАН по адресу: 119334, г. Москва, ул. Бардина, д. 4, www.imash.ru.

Автореферат разослан 17 марта 2015 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук



Г.Н. Гранова

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

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.

Цель работы - 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.

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, следовательно, и напряжения в штангах при подъеме высоковязких нефтей.

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.

Практическая значимость работы

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

2. Предложена конструкция плунжерного насоса, снабжённая 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.

Степень достоверности и 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.).

Публикации

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

Структура и объем диссертации

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, основных выводов и списка литературы, включающего 128 наименований; изложена на 95 страницах машинописного текста, содержит 51 рисунок, 19 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснована актуальность работы, сформулированы ее научная новизна и практическая значимость, цель и основные задачи исследований и положения, которые выносятся на защиту.

В **первой главе** приведены результаты анализа влияния принципа действия скважинных штанговых насосных установок (УСШН) на формирование нагрузок на штанговую колонну.

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, 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% штанговонасосного 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). Однако, цилиндрическая треугольная резьба в предложенном варианте не позволило полностью решить задачу повышения работоспособности насосных штанг в осложненных условиях эксплуатации и потребовалось 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. Круман, А.М. Пирвердян, А.Н. Адонин, И.Л. Фаерман 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 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.

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}).

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.

Вторая глава посвящена разработке принципиально нового подхода в организации рабочего процесса штангового насоса путём создания условия, позволяющего синхронизировать направление движения штанговой колонны и откачиваемой продукции при ходе балансира вверх и вниз. Из рисунка 1 видно, что синхронность движения колонны насосных штанг и балансира тем ниже, чем больше вязкость откачиваемой жидкости. При повышенной вязкости нефти (линия б $\mu = 0,98$ Па.с) полированный шток при ходе вниз отстаёт от головки балансира и догоняет её уже после перехода им нижней

мертвой точки. Таким образом, при откачке высоковязких нефтей увеличиваются ударные нагрузки на колонну насосных штанг, снижается межремонтный период.

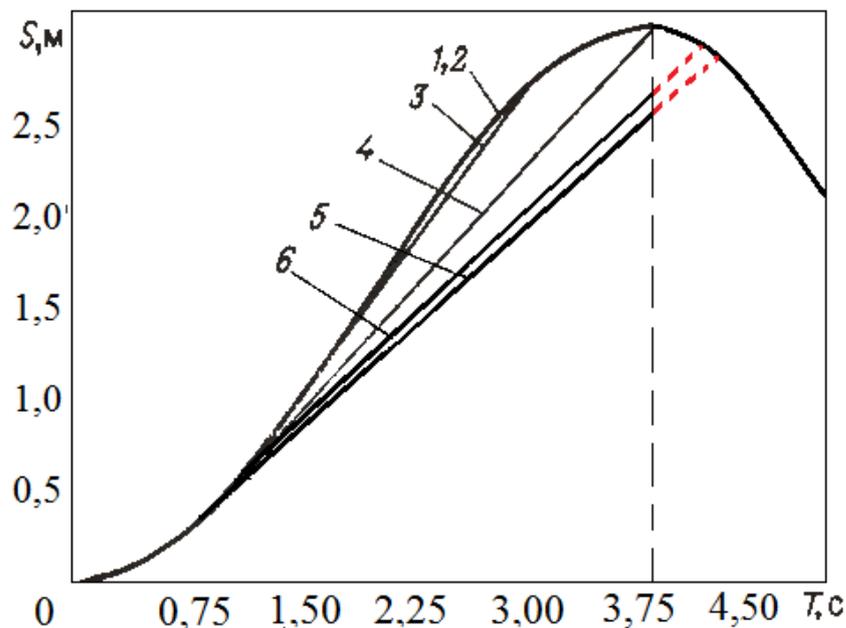


Рисунок 1 – Кинематика движения головки балансира (1) и колонны насосных штанг (2-6) при различных вязкостях добываемой нефти

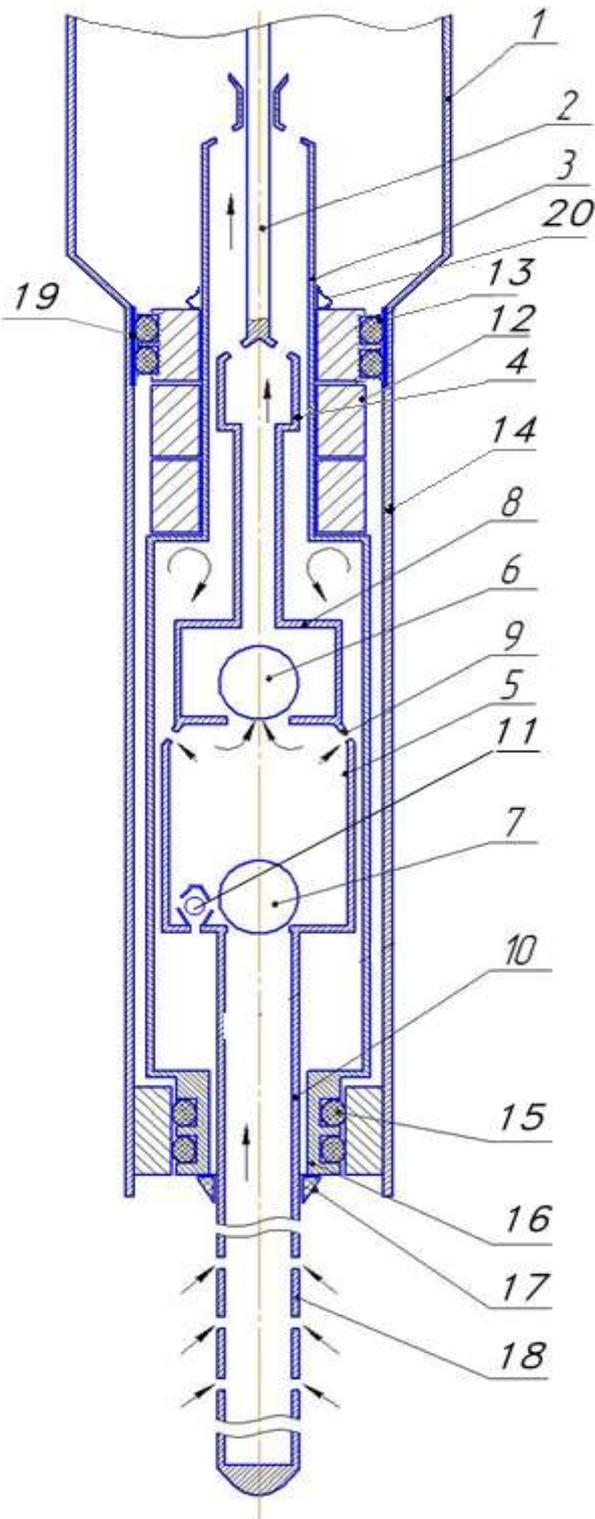
Известна установка, содержащая двухступенчатый цилиндр ступенями разного диаметра, два полых плунжера меньшего и большего диаметра с всасывающим и нагнетательным клапанами, установленными в плунжере большего диаметра (патент РФ №2395718). Полость плунжера между клапанами сообщается с полостью, образованной цилиндрами двух ступеней, с помощью расположенных между клапанами отверстий, два полых плунжера связаны между собой и с тяжелым низом, размещенным вне полости насосно-компрессорных труб. 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. 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-подъёмных 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 удерживают грузы 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).

Для проектирования глубиннонасосной эксплуатации скважин с высоковязкими нефтями предложена зависимость, учитывающая силы сопротивления движению штанг вниз, создаваемые компенсационным клапаном. Величина веса тяжелого низа должна обеспечивать свободный (без "зависания" и удара) ход штанговой колонны вниз.

$$P_{ум} = \frac{1,2 \cdot F_{тр.н} - \pi R_1^2 \cdot P_{гд} + P_{гс} - P_{пр} - P_{ум} \cdot \epsilon + P_{нл} + P_{кл} + P_{кл.п}}{\epsilon}$$

где $F_{тр.н}$ - сила гидродинамического трения штанг; $R_1, R_{ум}$ - радиусы плунжера и штанг; $P_{гд}$ - гидродинамическое давление над верхним плунжером; $P_{гс}$ - гидростатическое давление; $P_{пр}$ - давление на приеме насоса; $P_{ум}$ - вес штанг над насосом. $P_{нл}$ - сила трения в плунжерной паре и подвижном фильтре; $P_{кл}$ - сила сопротивления в нагнетательном клапане; $P_{кл.п}$ - сила сопротивления в перепускном клапане, ϵ - коэффициент потери веса штанг в жидкости;

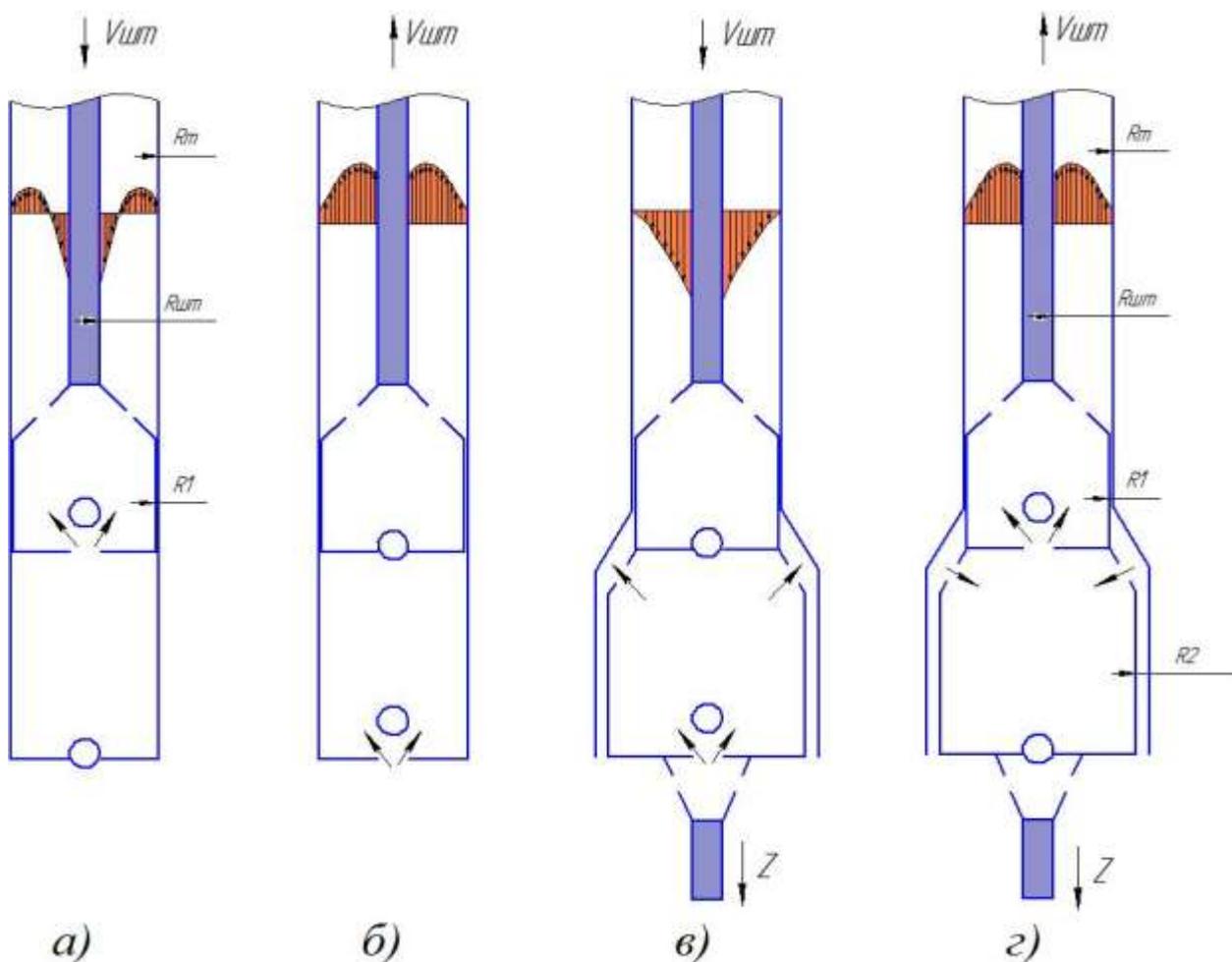


1 – колонна насосно-компрессорных труб; 2 – колонна штанг; 3 – цилиндр; 4 – плунжер меньшего диаметра; 5 – плунжер большего диаметра; 6 – нагнетательный клапан; 7 – всасывающий клапан; 8 – нагнетательная клапанная коробка; 9 – отверстия; 10 – фильтровый груз; 11 – клапан компенсации утечек; 12 – тороидальные грузы; 13 – верхние уплотнительные кольца; 14 – замковая опора; 15 – нижние уплотнительные кольца; 16 – нижнее посадочное место; 17 – втулка-скребок; 18 – фильтр; 19 – верхнее посадочное место; 20 – фиксаторы.

Рисунок 2 – Насосная установка

Рассчитан технологический режим работы скважины и вес тяжелого низа, при которых величина приведенных напряжений в штангах не превышает допустимых значений.

Принцип работы предложенной насосной установки и эпюры движения жидкости в насосных трубах в стандартных насосах в насосе с выносным тяжелым низом показаны на рисунке 3.



5б – расчётная схема нагрузки УСШН при ходе вверх; 5в – расчётная схема нагрузки УСШН-У при ходе вниз; расчётная схема нагрузки УСШН-У при ходе вверх

Рисунок 3 – Расчётная схема нагрузки УСШН при ходе вниз

Предложенные изменения в методике расчета гидродинамических характеристик штанговой установки с выносным утяжелителем низа колонны, связанные с учетом гидродинамического давления в нижней точке

НКТ, позволяют повысить точность расчета веса тяжёлого низа, требуемого для обеспечения свободного безударного хода колонны штанг вниз.

Третья глава посвящена исследованию напряжений, возникающих в резьбовых соединениях насосных штанг. В таблице 1 приведены расчёты прочностных характеристик известных и предлагаемой насосных штанг.

Таблица 1 – Напряжения в области резьбовых соединений, при различных растягивающих нагрузках для насосной штанги, выполненной по ГОСТ 13877-96.

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 $\sigma_B = 645$ МПа, и пределом текучести $\sigma_{0,2} = 500$ МПа.

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).

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 также следующие характеристики: характеристика вида напряженного состояния (Biaxiality Indication), распределение количества циклов от относительной максимальной нагрузки (Fatigue Sensitivity). По результатам вычислений минимальное количество циклов, которое составляет 29125, это значение относится к впадинам последних витков конической резьбы (Рисунок 4).

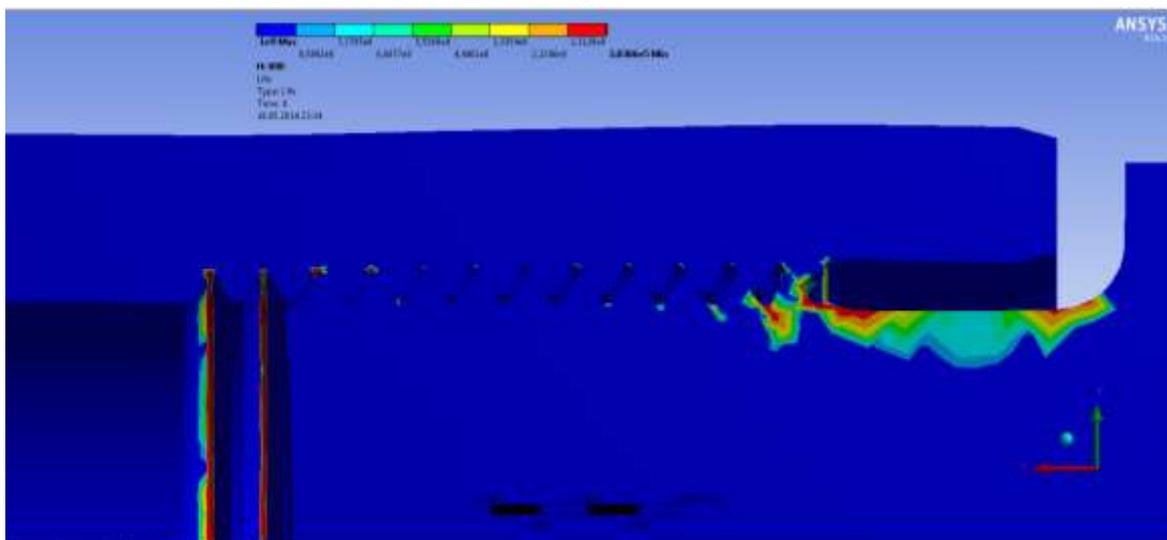


Рисунок 4 – Область воздействия нагрузок на цилиндрическое резьбовое соединение.

Расчетное число циклов при нагрузке 60 кН и коэффициенте асимметрии цикла $R = -1$ для цилиндрической резьбы составляет $3 \cdot 10^5$

циклов. На рисунке 4 красным цветом изображены участки, испытывающие наибольшую нагрузку. Максимальные расчетные напряжения составили 429 МПа.

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 $\sigma_{н} = 20 \text{ МПа}$. Из известной площади контакта, усилие на виток составило $F_{вит} = 2 \text{ кН}$.

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, и представлен рисунке 5.

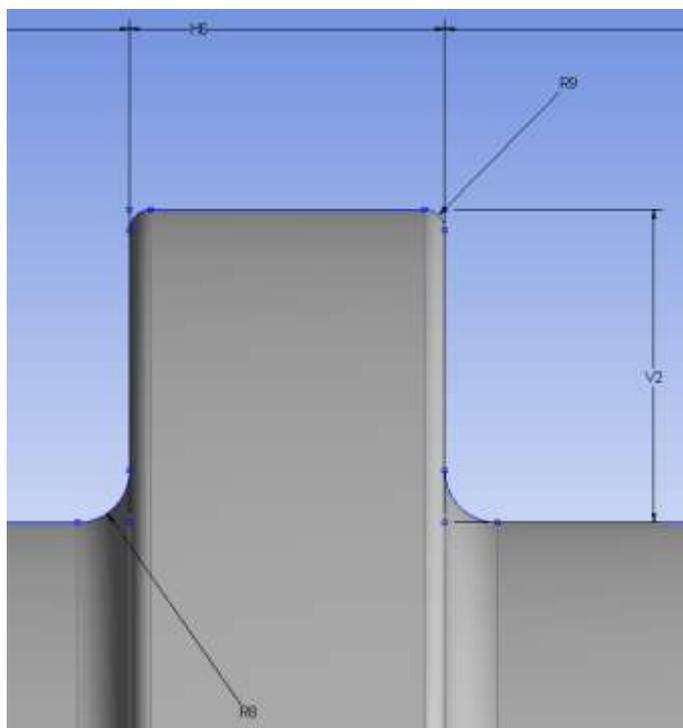


Рисунок 5 – Параметризованный эскиз профиля витка.

Входными параметрами для оптимизации были выбраны Н6 – ширина витка (3 мм), V2 – высота витка (3 мм), R8 – радиус скругления в основании (0,5 мм).

После проведения расчета были зафиксированы распределение напряжений по детали и область его пика, представленные на рисунке 6.

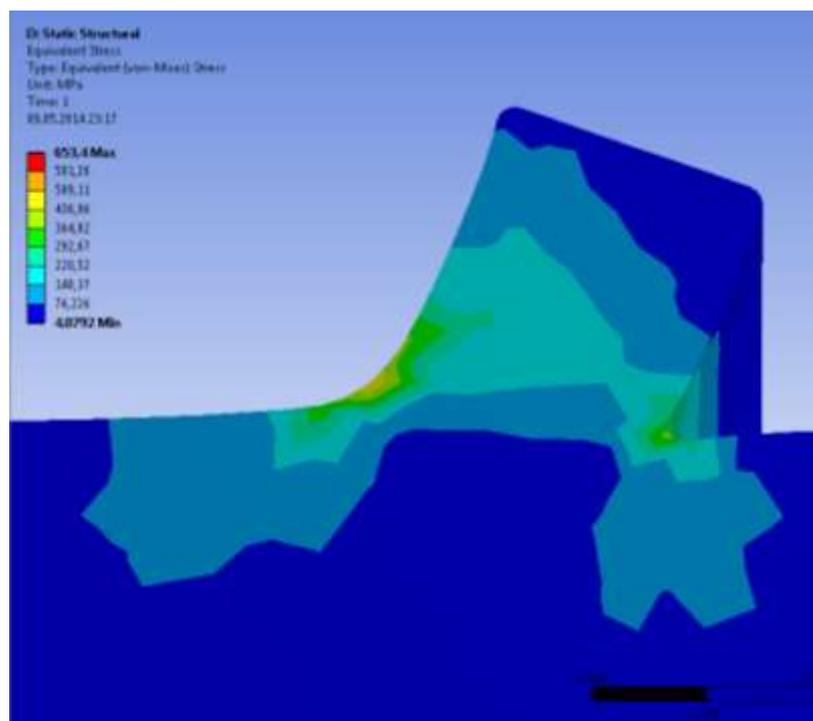


Рисунок 6 – Распределение напряжений

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.

В ходе оптимизации параметр радиуса скругления R8 изменялся в диапазоне 0,5 – 1,5 мм, его кривая отклика представлена на рисунке 7, где по оси абсцисс представлен радиус скругления, а по оси ординат эквивалентная нагрузка, возникающая в исследуемой области.

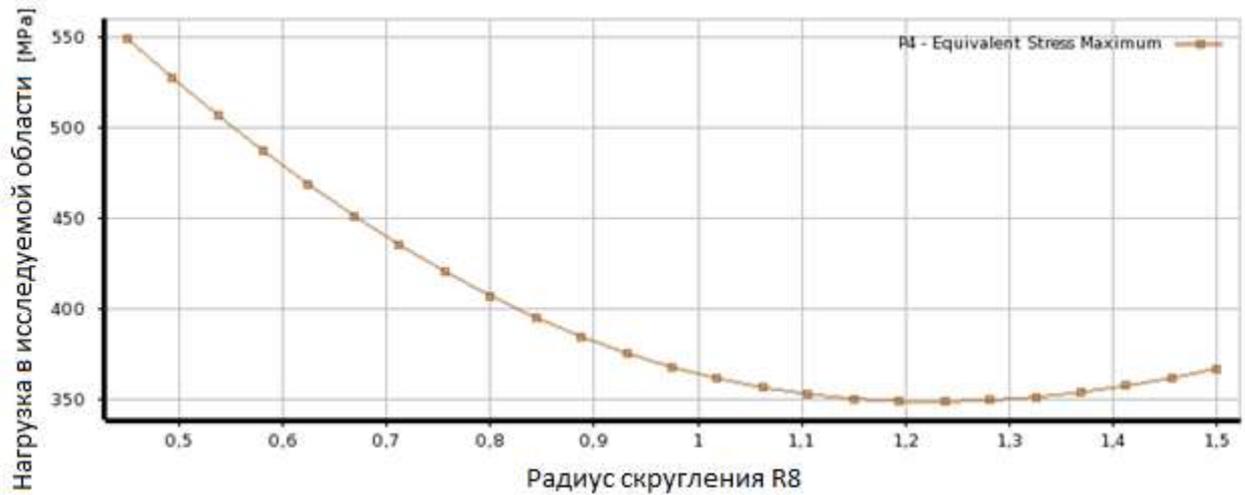


Рисунок 7 – Кривая отклика по параметру R8

Наименьшие максимальны напряжения получаются при радиусе скругления $R8 = 1,2$ мм

Как результат оптимизации были предложены три варианта сочетаний входных параметров, обеспечивающих минимальные напряжения, составляющие $\sigma_{\max} = 276 \text{ МПа}$ при значениях скругления $R8 = 1,05$ мм, высоты профиля $V2 = 2,88$ мм, ширины профиля $H6 = 3,64$ мм.

Расчет оптимального профиля витка показывает существенное снижение максимальных напряжений, которые возможны в областях деформаций. Максимальные напряжения в проверочном расчете после проведения оптимизации 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 8. Так как коническая резьба затягивается не осевым усилием, а радиальным при сближении конусов, то необходимо обеспечить контакт вершины профиля гайки с впадиной болта.

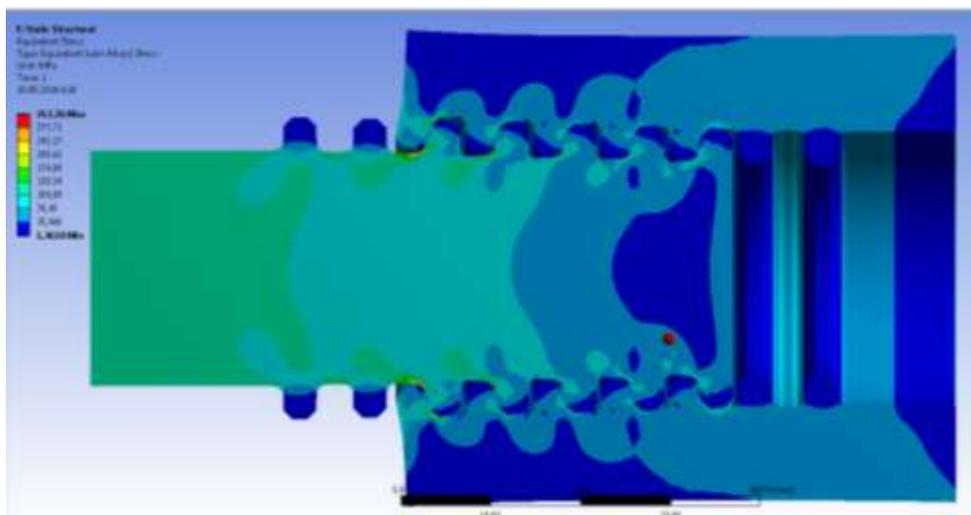


Рисунок 8 – Распределение напряжений в модифицированном профиле.

Из рисунка 8 видно, что максимальные напряжения не превышают 312 МПа, а распределение интенсивности напряжений характерно для конической резьбы.

Расчет на усталостную прочность велся при условии коэффициента асимметрии цикла $R = 0$ при максимальной нагрузке $F = 60$ кН, рисунок 9.

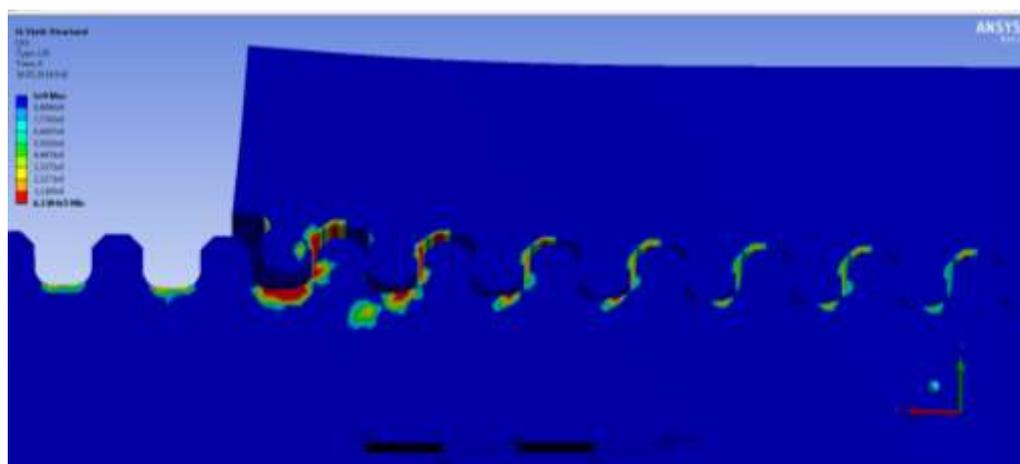


Рисунок 9 – Распределение интенсивности циклов нагружения

Критерием завершения расчёта служило достижение предельного состояния в основании первого витка, наименьшее расчетное количество

циклов нагружения составляет $6,3 \cdot 10^5$ циклов. Предельные значения для каждого из четырёх типов резьбовых соединений представлены в таблице 2.

Таблица 2 – 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 предлагаемой конструкции 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:

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

где T – число качаний в сутки, 1/сут.

Скорректированная коническая резьба имеет высокую грузоподъемность при минимально достижимых концентрациях напряжений во впадинах. 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.

В четвёртой главе была проведена апробация результатов моделирования. Была изготовлена опытная партия коротких штанг новой конструкции. 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.

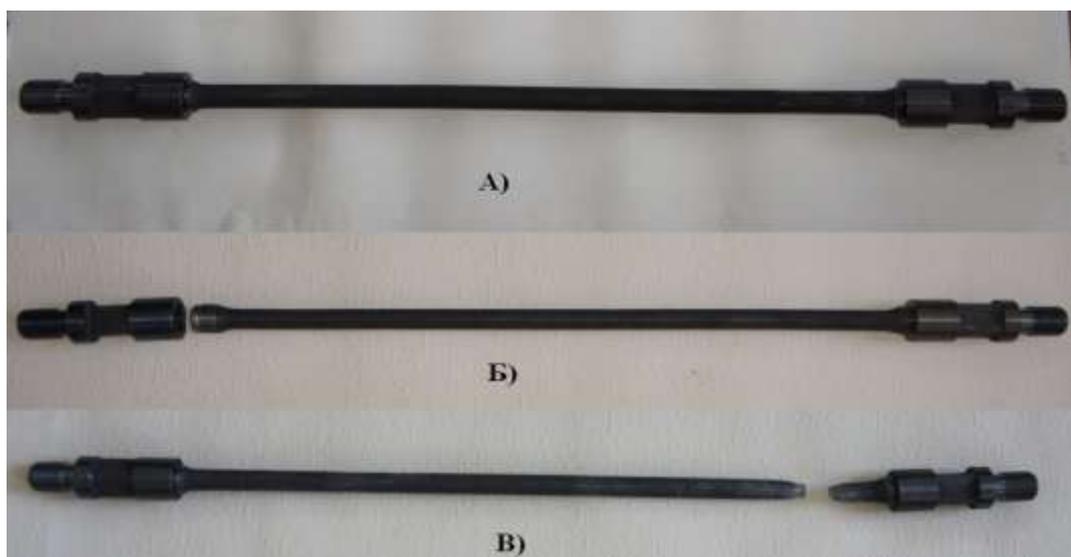
Изготовленную штангу подвергли испытанию на разрыв, и при нагрузке 22 т.с. штанга разрушилась по телу (Рисунок 10в), что свидетельствует о том, что соединение по конической резьбе более прочное чем тело штанги.

В процессе изготовления коническая резьба на $\frac{3}{4}$ контролировалась калибрами по ГОСТ 6485-69 и штанговая резьба ШГН контролировались 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.

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 10б). Штанга изготовленная по третьему варианту конической резьбы при испытании разрушилась по телу штанги при нагрузке 22 т.с. После испытаний провели анализ резьбового соединения, для чего участок штанги с головкой разрезали вдоль и сделали шлиф.



а – опытный образец штанги; б – образец штанги, разрушенный при нагрузке 17 т.с.; в – образец штанги, разрушенный по телу при нагрузке 22 т.с.

Рисунок 10 – Образец штанги

На рисунке 11 представлен снимок конической резьбы, из которого видно, что в зацеплении находятся 6 ниток, имеющих хорошее сопряжение.

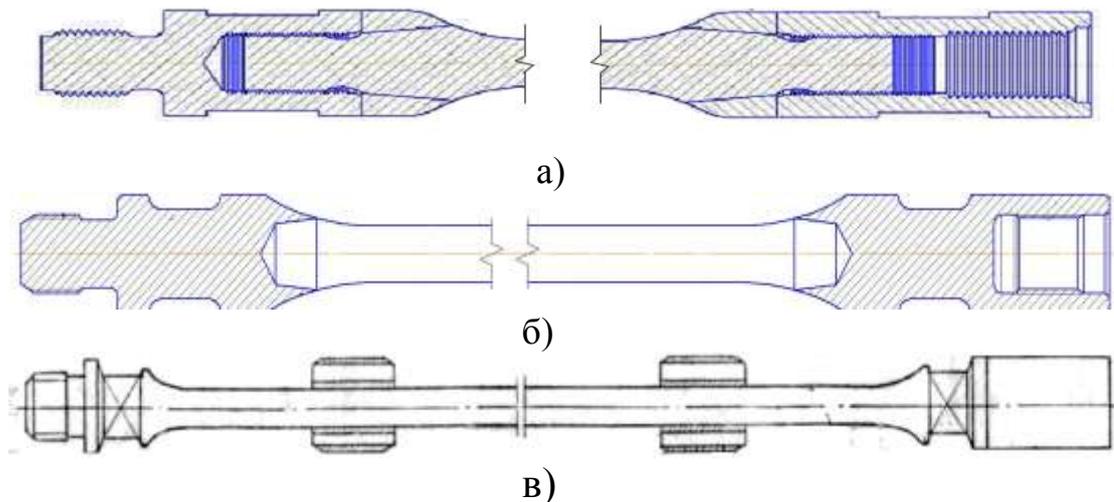
Необходимо отметить, что повышение качества поверхности резьбы позволит повысить качество сопряжения.



Рисунок 11 – 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 конструкции насосной штанги, представленной на рисунке 12а (Патент РФ RU 2527562), 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 рисунок 12б (патент РФ ПМ № 146191). Так же данный тип резьбы предлагается применять при изготовлении насосных штанг для наклонно-направленных и искривлённых скважин рисунок 12в (Заявка на патент ПМ №2014123072 МПК 7 E21В 17/10).



а – Усовершенствованная насосная штанга; б – Насосная штанга с конической резьбой для соединения тела с головкой; в - насосная штанга для наклонно-направленных и искривлённых скважин

Рисунок 12 – Насосные штанги.

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 конструкцией сборной насосной штанги (патент РФ ИЗ 2527562) увеличен в среднем вдвое патент (РФ ПМ № 146191). Достоверность результатов численного моделирования подтверждена результатами лабораторных испытаний новой конструкции 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.

Содержание работы опубликовано в 12 научных трудах, в том числе:

- в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, выпускаемых в РФ, в соответствии с требованиями ВАК Минобробразования и науки РФ:

1. Хакимов, Т.А. Методика расчета допустимых моментов завинчивания элементов сборной штанги / Хакимов Т.А., Ризванов Р.Р., Уразаков К.Р. // Нефть, газ и бизнес. - 2012. - № 12. - С. 72-76.
2. Ризванов Р.Р. Моделирование напряженного состояния элементов сборной насосной штанги / Ризванов Р.Р., Хакимов, Т.А. Уразаков К.Р. // Электронный научный журнал "Нефтегазовое дело". -2012. – № 5. –С. 419–434.
3. Бахтизин Р.Н. Методика расчета нагрузок на колонну насосных штанг в насосной установке с выносным утяжелителем / Бахтизин Р.Н, Давлетов М.Ш., Хакимов Т.А. // научный журнал "Нефтегазовое дело". -2013. – Т. 11. – №2 . – С59.– 63.
4. Уразаков К.Р. Анализ влияния типа резьбовых соединений на прочностные характеристики насосных штанг / К.Р. Уразаков, И.А. Мухин, Хакимов Т.А. // Нефтегазовое дело. – 2014. – Т.12. – №4. – С. 83–87.

Публикации по теме диссертации в других изданиях:

1. 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.
2. Хакимов, Т.А. Исследование причин снижения работоспособности насосных штанг (статистика) / Хакимов, Т.А., Саттаров И.Р., Ризванов Р.Р. // Научный электронный архив академии естествознания. URL:<http://econf.rae.ru/article/7089>.
3. Хакимов Т.А. Моделирование сил гидродинамического сопротивления движению насосных штанг / «Новые технологии в нефтегазодобыче» // Хакимов Т.А., Ризванов Р.Р. // II Международная научно-практическая конференция. Тезисы докладов. Баку 2012, С. 151-152.
4. Буранчин А.Р. Повышение межремонтного периода работы глубоких скважин с интенсивно искривлённым профилем (АГНИ) / Буранчин А.Р., Вахитова Р.И., Хакимов Т.А. // Ученые записки Альметьевского государственного нефтяного института. Том XI. Часть 1. Альметьевск, С. 143-152.
5. Вахитова Р.И. Обобщенный параметр интенсивности искривления ствола скважины. / 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.
6. 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.
7. 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.
8. Патент РФ ПМ №180140 Е21В 17/10. Насосная штанга для наклонно направленных и искривленных скважин / Жулаев В.П., Уразаков К.Р., Хакимов Т.А. и др; заявлено:05.06.2014; опубликовано 27.11.2014 -2 с.