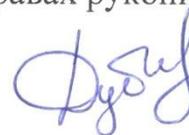


РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
НЕФТИ И ГАЗА (НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ) ИМЕНИ И.М. ГУБКИНА

На правах рукописи



ДУБИНОВ ЮРИЙ СЕРГЕЕВИЧ

**АНАЛИЗ И МОДЕРНИЗАЦИЯ МЕТОДИКИ ПОДБОРА ПОЛЫХ
НАСОСНЫХ ШТАНГ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ПРИ ОДНОВРЕМЕННО-
РАЗДЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Специальность 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (нефтегазовая
отрасль)

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
д.т.н., проф. В.Н. Ивановский

Москва
2017 г.

Оглавление

Введение.....	5
Глава 1. Анализ современной ситуации добычи нефти механизированным способом.....	14
1.1 Условия эксплуатации скважинных штанговых насосных установок (СШНУ).....	18
1.2 Одновременно-раздельная эксплуатация.....	19
1.3 Эксплуатация боковых стволов	20
1.4 Причины отказов СШНУ	22
Выводы по главе 1.....	38
Глава 2. Теоретические исследования методик расчета напряженного состояния сплошных и полых штанговых колонн	39
2.1 Конструкции насосных штанг	39
2.1.2 Цикличность изменения нагрузок в насосных штангах, возникающих при работе насоса	48
2.1.3 Методики расчета приведенных напряжений.....	49
2.1.4 Модернизация методики подбора штанговой колонны вводом поправочных коэффициентов	56
2.2 Математические модели для расчета напряжений в насосных штангах.....	67
Выводы по главе 2.....	68
Глава 3. Математическая модель процесса работы колонны полых насосных штанг в наклонно-направленной скважине с учетом поправочного коэффициента	70
3.1 Граничные условия модели.....	71
3.2 Начальные условия	72
3.3 Получение уравнения упругой линии штанг	72
3.4 Исходные данные для построения математической модели расчета напряжений в сплошных насосных штангах.....	75
3.5 Построение блок-схемы к математической модели расчета напряжений в сплошных насосных штангах	76

3.6 Построение математической модели расчета напряжений в сплошных насосных штангах	78
3.7 Исходные данные для построения математической модели расчета напряжений в полых насосных штангах.....	85
3.8 Построение блок-схемы к математической модели расчета напряжений в полых насосных штангах.....	86
3.9 Построение математической модели расчета напряжений в полых насосных штангах	88
Вывод по главе 3	93
Глава 4. Численный и физический эксперимент с полыми насосными штангами для определения предела выносливости.....	95
4.1 Численный эксперимент с насосными штангами в системе SolidWorks ..	95
4.2 Обработка величин напряжений, полученных в SolidWorks для сплошных насосных штанг, пакетом MathCAD	101
4.3 Обработка величин напряжений, полученных в SolidWorks для полых насосных штанг, пакетом MathCAD	105
4.4 Физический эксперимент с полыми насосными штангами на выносливость	108
4.5 Создание новой конструкции головки полой насосной штанги.....	113
Выводы по главе 4.....	117
Выводы диссертации	119
Список сокращений и условных обозначений.....	121
Список использованных литературных источников	124
Приложение А (справочное). Программа в MathCAD для расчета напряжений в сплошных насосных штангах.....	137
Приложение Б (справочное). Программа в MathCAD для расчета напряжений в полых насосных штангах.....	140
Приложение В (рекомендуемое). Методика проведения физического эксперимента	143
Приложение Г (рекомендуемое). Сводная таблица результатов численного эксперимента	150
Приложение Д (справочное). Протоколы физического эксперимента.....	153

Приложение Е (рекомендуемое). Таблица определения коэффициента, учитывающего конструктивные особенности и свойства материала штанг	158
Приложение Ж (справочное). Исследование конструкции полых насосных штанг в программном пакете Solid Works	160
Приложение З (справочное). Практическая значимость	162

Введение

Добыча нефти в Российской Федерации за 2015 год составила свыше 500 млн. тонн, большая часть этой нефти была добыта с месторождений, открытых в середине прошлого века.

Данные по способам эксплуатации скважин в России приведены в таблице 1, как видно, наибольшее количество нефти добыто установками электроприводных центробежных насосов (УЭЦН), однако большое количество скважин эксплуатируются при помощи скважинных штанговых насосных установок (СШНУ). Это объясняется тем, что фонд скважин Российской Федерации представлен мало- и среднедебитными скважинами. За последние 5 лет в России и мире стало использоваться такое понятие, как одновременно-раздельная эксплуатация, которая подразумевает эксплуатацию нескольких продуктивных горизонтов одной скважиной. Наибольшее количество известных схем, разработанных для одновременно-раздельной эксплуатации, связано со скважинными штанговыми насосными установками.

Также в связи с тем, что большинство месторождений были открыты в середине прошлого века, большая часть из них находится на последней стадии разработки, характеризующейся постоянным ростом обводненности продукции пласта, наличием трудноизвлекаемых запасов, вследствие чего мы имеем постоянное снижение дебитов продукции добывающих скважин.

Энергоэффективность СШНУ при добыче нефти в осложненных условиях из мало- и среднедебитных скважин ведет к увеличению доли скважин оборудованных СШНУ (таблица 1).

Таблица 1 – Данные по способам эксплуатации скважин в России за 2015 г.

Способ эксплуатации	Фонд скважин, %	Объем добычи, %
Фонтанирующие	1,8	5,0
ЭЦН	63,0	70,0
СШНУ	33,7	20,0
Газлифт	0,4	1,0
Прочие	1,1	4,0
Итого	100,0	100,0

Разработка и внедрение нового оборудования, а именно: новых типов штанговых насосов и новых конструкций насосных штанг - позволяют проводить эксплуатацию месторождения практически с любыми осложняющими факторами. Поэтому остро стоит вопрос относительно правильного выбора конструкции СШНУ, режима эксплуатации скважины. Несмотря на все нововведения и работы в области повышения надежности глубинно-насосного оборудования, насосные штанги остаются самым слабым звеном в работе СШНУ, доля их отказов составляет более одной трети от числа всех отказов. Это объясняется тем, что насосные штанги работают в условиях действия различных факторов, таких как: силы механического и гидродинамического трения, коррозионно-активная среда, циклические, инерционные, вибрационные нагрузки, нагрузки от действия изгибающего момента на искривленных участках.

Методам определения максимальных напряжений посвящено большое количество научных работ таких известных авторов: Фаермана И.Л., Крумана Б.Б., Одингга И.А., Ивановского В.Н., Уразакова К.Р., Баграмова Р.А., Адонина А.Н., Марковца М.П., Вирновского А.В., Лепехина Ю.Н., Алексеевой Л.М., Грабовича В.П., Нассонова В.В., Ренева Д.Ю.

Анализ промысловых данных показывает, что число отказов насосных штанг остается велико (более 30 % от всех отказов СШНУ) даже при наличии большого числа опытно-конструкторских и научных работ. Это объясняется тем, что современные методики расчета не могут более точно определить действующие нагрузки в насосных штангах. Еще тяжелее это

сделать, если эксплуатация идет в наклонно-направленной скважине, где вследствие изнашивания поверхности штанг и сложнагруженного состояния, число отказов увеличивается в 1,5 раза [88].

Анализ различных математических моделей работы штанговых колонн показал, что этому вопросу уделено большое количество работ авторов: Уразакова К.Р., Ренёва Д.Ю., Вассермана И.Н..

Анализ работ приведенных авторов показал, что оценка влияния различных факторов (таких как гидродинамическое трение, статические нагрузки в вертикальной скважине, трение о насосно-компрессорные трубы (НКТ)) на работу колонны насосных штанг в наклонно-направленных скважинах, а также математическое моделирование процесса работы колонны штанг изучены подробно. Однако в этих работах не уделено внимание моделированию работы полых насосных штанг, которые обладают некоторыми особенностями, а именно: другая форма поперечного сечения (флюид омывает штангу по наружной и внутренней поверхности), способ создания резьбы.

Также особое внимание следует уделить сложнагруженному состоянию штанг, которые работают в условиях одновременного действия растягивающих, сжимающих, изгибающих и крутящих напряжений. Методики, применяемые для расчета приведенных напряжений, при подборе насосных штанг, не полностью учитывают все факторы, влияющие на работу оборудования, что приводит к отказу колонны. Методики расчета не учитывают влияния свойств материала насосных штанг, влияния изгиба штанг при эксплуатации в искривленных скважинах и не учитывают влияния конструктивных особенностей насосных штанг.

В связи с этим проведение исследований, направленных на создание модернизированной методики подбора и расчета штанговых колонн на основе математической модели процесса работы сплошной и полый штанговой колонны в наклонно-направленной скважине, являются актуальными и востребованными.

Целью настоящей работы является модернизация методики подбора колонны полых насосных штанг, позволяющей увеличить наработку насосных штанг до отказа.

Основные задачи исследования:

- проанализировать отказы штанговых колонн и существующие методики расчета приведенных напряжений при подборе сплошных и полых насосных штанг;
- разработать модернизированную методику подбора сплошных и полых насосных штанг, учитывающую свойства материала и конструктивные особенности штанг;
- на основании проведенных исследований разработать математическую модель процесса работы полый штанговой колонны в наклонно-направленной скважине совместно с модернизированной методикой расчета приведенных напряжений, учитывающей свойств материала насосных штанг и конструктивные особенности полых насосных штанг;
- исследовать на основе математического моделирования влияние такого фактора, как темп набора кривизны, на значение напряжений в полый насосной штанге;
- провести численный и физический эксперимент со сплошными и полыми насосными штангами для проверки разработанной математической модели;
- подготовить предложения по улучшению конструкции полых насосных штанг.

Научная новизна заключается в том, что:

1. Разработана новая методика подбора насосных штанг, применяемых при одновременно-раздельной эксплуатации, учитывающая конструктивные особенности насосных штанг и свойства материала

насосных штанг, из которого они изготовлены, и с помощью неё проведен подбор и математическое моделирование процесса работы колонны насосных штанг.

2. Впервые разработаны формулы расчета коэффициента, учитывающего конструктивные особенности насосных штанг и свойства материала, из которого они изготовлены, для сплошных и полых насосных штанг.
3. Разработана новая математическая модель процесса работы насосных штанг в наклонно-направленной скважине, учитывающая темп набора кривизны ρ , конструкцию колонны штанг, усилия, возникающие при работе скважинной штанговой насосной установки.
4. На основе математического моделирования процесса работы штанговой колонны выявлено влияние темпа набора кривизны на величину приведенных напряжений, возникающих в полых насосных штангах.

Практическая значимость:

Разработана программа (блок ПО «Автотехнолог») позволяющая подбирать сплошные и полые насосные штанги для эксплуатации нефтяных скважин с учетом модернизированной методики и параметров, действующих в скважине (Приложение 3).

Результаты, полученные в диссертационной работе, используются в программном комплексе «Автотехнолог», применяемом в нефтяных компаниях России и СНГ; используются в учебном процессе ФГБОУ ВО «РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина» при подготовке студентов по дисциплинам «Современные исследовательские комплексы техники и технологии ТЭК» и «Основы научных исследований, организация и планирование эксперимента».

Теоретическая значимость:

Разработанная математическая модель процесса работы полый штанговой колонны и модернизированная методика подбора могут послужить основой для развития научных исследований и математического моделирования в области расчета и конструирования оборудования для добычи нефти.

В первой главе проведен анализ фонда скважин в Российской Федерации, проведен анализ причин отказов штанговых колонн и основных мест отказов, сформулированы задачи исследования.

Во второй главе приведены основные конструкции насосных штанг, применяемые на территории РФ: сплошные и полые (различных производителей), проанализированы основные методики расчета приведенных напряжений.

В третьей главе представлено теоретическое исследование напряженного состояния штанговых колонн в наклонно-направленных скважинах, приведено описание математической модели для расчета напряжений в сплошных и полых насосных штангах с учетом конструктивных особенностей и свойств материала штанг.

Четвертая глава посвящена проведению численного и физического экспериментов с полыми насосными штангами для определения предела выносливости, сравнению результатов теоретических исследований и лабораторных испытаний, на основе которых создана новая модель головки полый насосной штанги.

Методы исследования:

Поставленные задачи решены с использованием следующих методов: измерение и сравнение – для постановки экспериментальной части исследования и проверки адекватности математической модели, абстрагирование (идеализация) - для создания расчетных схем процесса работы штанговой колонны в скважине, эксперимент - определившего

порядок и стадии проведения исследования и проверку адекватности математических моделей.

Положения, выносимые на защиту

Разработанная модернизированная методика подбора сплошных и полых насосных штанг, учитывающая конструктивные особенности насосных штанг и свойства материала насосных штанг.

Разработанная математическая модель работы полых насосных штанг в наклонно-направленной скважине, учитывающая темп набора кривизны, конструкцию колонны штанг, усилия, возникающие при работе скважинной штанговой насосной установки, и усилия, возникающие при наличии опоры колонны штанг в наклонно-направленных скважинах.

Степень достоверности результатов и выводов:

Проведена верификация теоретических научных результатов с результатами физического эксперимента и с результатами теоретических, стендовых и промысловых испытаний других авторов.

Соответствие паспорту специальности:

Диссертационная работа соответствует паспорту специальности 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (нефтегазовая отрасль) в части пунктов:

1. **Разработка научных и методологических основ проектирования и создания новых машин, агрегатов и процессов; механизации производства в соответствии с современными требованиями внутреннего и внешнего рынка, технологии, качества, надежности, долговечности, промышленной и экологической безопасности.**

3. **Теоретические и экспериментальные исследования параметров машин и агрегатов и их взаимосвязей при комплексной механизации основных и вспомогательных процессов и операций.**

5. **Разработка научных и методологических основ повышения производительности машин, агрегатов и процессов и оценки их экономической эффективности и ресурса.**

Личный вклад автора:

Личный вклад автора в диссертационную работу заключается в создании новой методики расчета приведенных напряжений, возникающих в теле полых и сплошных насосных штанг, применяемых при ОРЭ, разработке способа расчета комплексного коэффициента, учитывающего конструктивные особенности насосных штанг и свойства материала, разработке лабораторного стенда для проведения натурных испытаний насосных штанг различной конструкции, проведении численного и физического эксперимента на разработанном стенде, разработке компьютерной программы расчета приведенных напряжений, возникающих в теле полых и сплошных насосных штанг, работающих в наклонно-направленных скважинах, разработке новой конструкции головки полый насосной штанги.

Апробация работы:

Основные результаты диссертационной работы доложены и обсуждены на X, XI Всероссийской научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития нефтегазового комплекса России» (г. Москва, РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2014, 2016 гг.); Одиннадцатой всероссийской конференции молодых ученых, специалистов и студентов «Новые технологии в газовой промышленности (газ, нефть, энергетика)» (г. Москва, РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2015 г.); Пятой международной научной и практической конференции «Нефтегазовые горизонты» (г. Москва, РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2013 г.); 65-ой, 66-ой, 67-ой, 68-ой, 69-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ» (г. Москва, РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, соответственно 2011, 2012, 2013, 2014, 2015 гг.); Международном конкурсе научных, научно-технических и инновационных разработок направленных на развитие топливно-энергетической и добывающей отрасли, проводимом при поддержке Министерства энергетики Российской Федерации (г. Москва, Министерство энергетики Российской Федерации, 2016 г.).

Публикации:

По теме диссертации опубликовано 16 печатных работ, в том числе 5 статей в изданиях, рекомендуемых ВАК Министерства образования и науки РФ.

Структура и объем диссертации

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы (109 наименований) и 7 приложений. Работа изложена на 132 страницах машинописного текста, содержит 59 рисунков, 16 таблиц.

Глава 1. Анализ современной ситуации добычи нефти механизированным способом

Уровень добычи нефти на территории современной Российской Федерации приведен на рисунке 1.1.1. Россия занимает третье место в мире по объемам добычи нефти в год, которые составляют свыше 10,8 млн. баррель/день за 2014 г. [1,2]

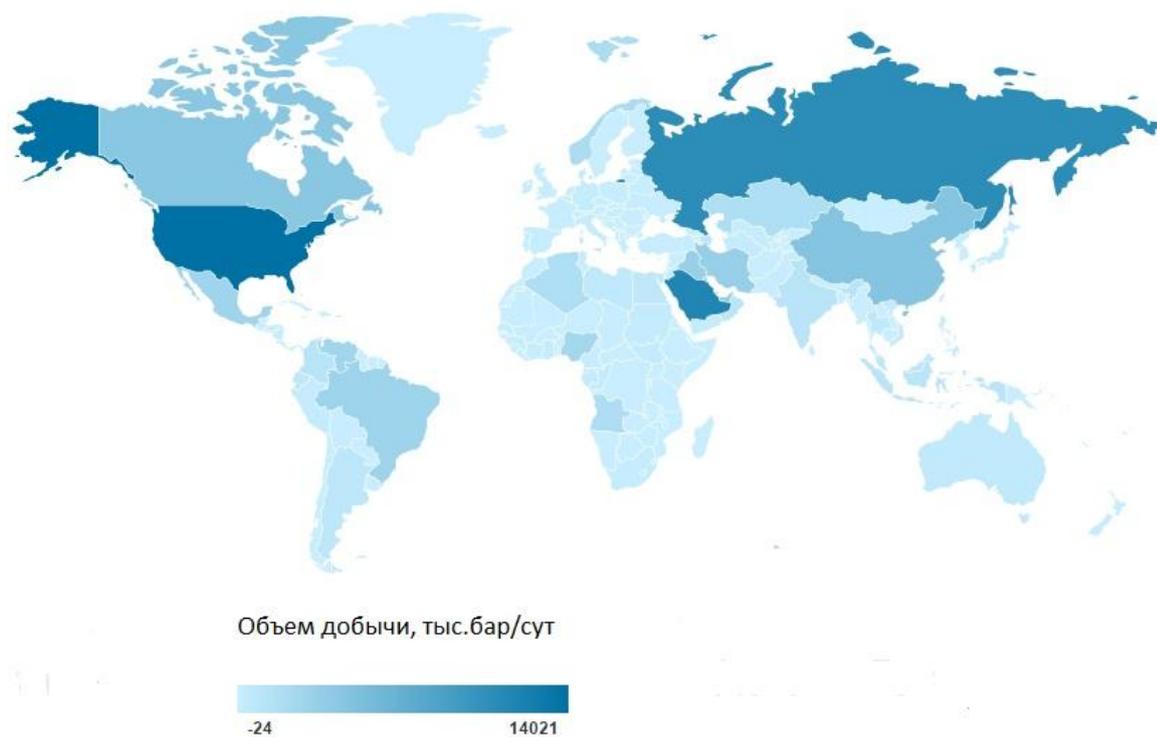


Рисунок 1.1.1 - Нефтедобыча стран мира (2014 г.) [2]

Хотя первые запасы нефти на территории Российской Федерации были обнаружены еще в середине XVIII века, однако коммерческая добыча была начата только в середине XIX века. За это время объем добычи нефти вырос практически в 7 раз с 0,5 млн.т. до 3,9 млн.т.

В начале эксплуатации месторождений, основным способом добычи нефти является фонтанная эксплуатация.

Данный способ добычи, как известно, возможен только при условии, что пластовое давление превышает давление забойное, и нефть самотеком поступает в скважину и выходит на поверхность по колонне. Этот способ один из самых менее затратных, т.к. для его создания необходим минимум

оборудования. Однако в процессе эксплуатации давление пласта падает и эксплуатация замедляется, а иногда и прекращается.

Поэтому следующим этапом развития нефтедобычи становится механизированный способ добычи.

Как известно, СШНУ состоит из двух комплексов оборудования: подземного и наземного, представленного на рисунке 1.1.2. [46]

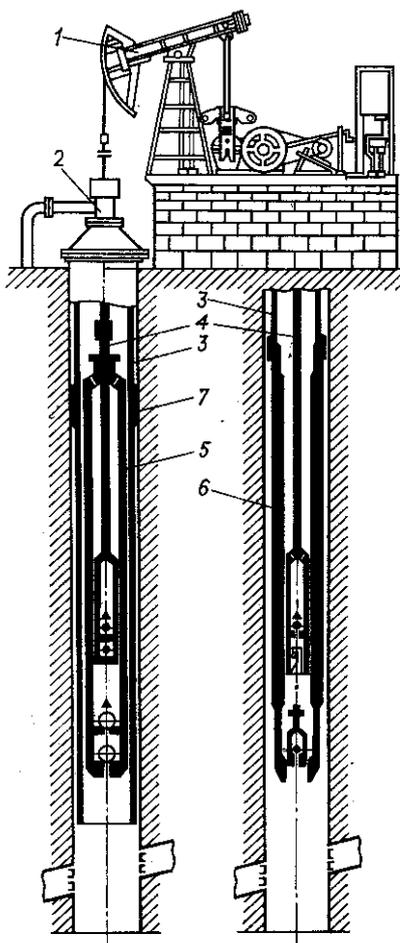


Рисунок 1.1.2 - Скважинная штанговая насосная установка: 1-станок-качалка, 2-устьевое оборудование, 3-НКТ, 4-насосные штанги, 5-вставной насос, 6-невставной насос, 7-замок [46]

Данный способ эксплуатации нашел широкое распространение не только на территории Российской Федерации, но и по всему миру. Это объясняется тем, что большое количество месторождений – это мало- и среднедебитные скважины.

Доля СШНУ в РФ превышает 33,7 % , что видно на рисунке 1.1.3., что в пересчете на объемы добычи составляет свыше 100 млн. т./год, представленного на рисунке 1.1.4.

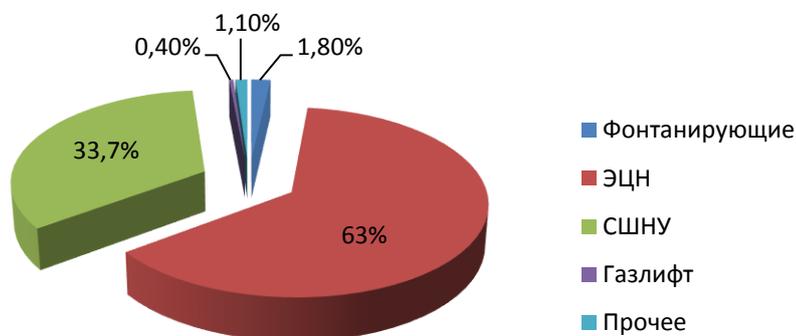


Рисунок 1.1.3 - Фонд действующих скважин в РФ за 2015 год [3]

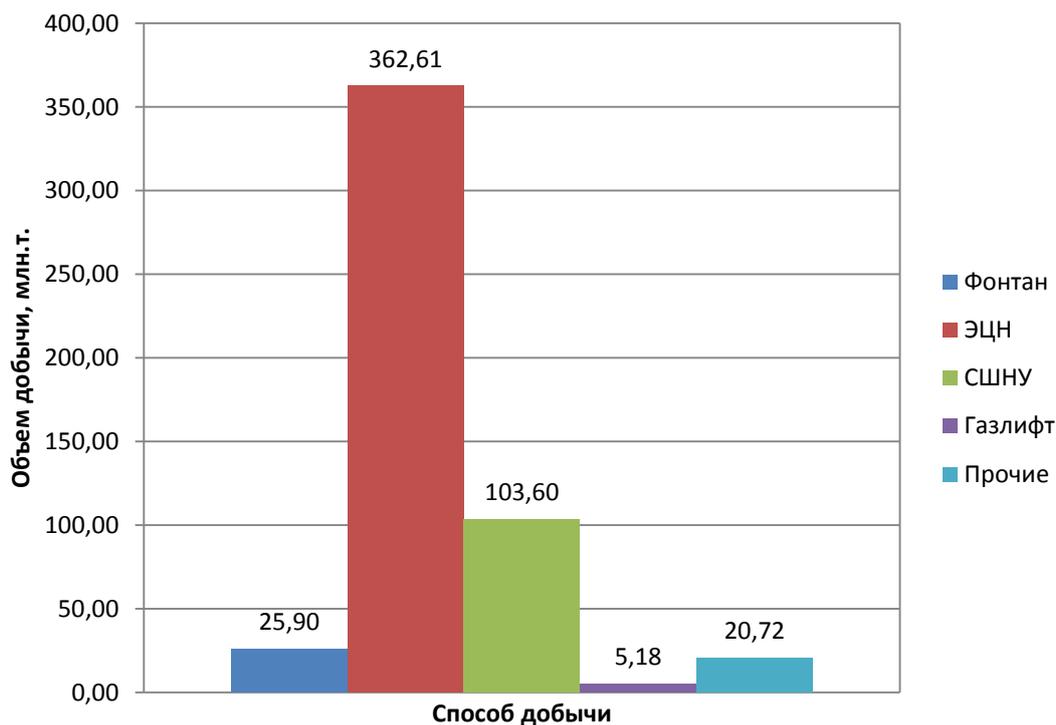


Рисунок 1.1.4 - Объемы добычи нефти в РФ различными способами [3]

За период с 2010 по 2015 гг. в РФ наметился постоянный рост добычи, так если в 2010 г. добыто 505,3 млн.т. нефти, то в 2015 г. добыча составила свыше 534 млн.т. нефти (рисунок 1.1.5).

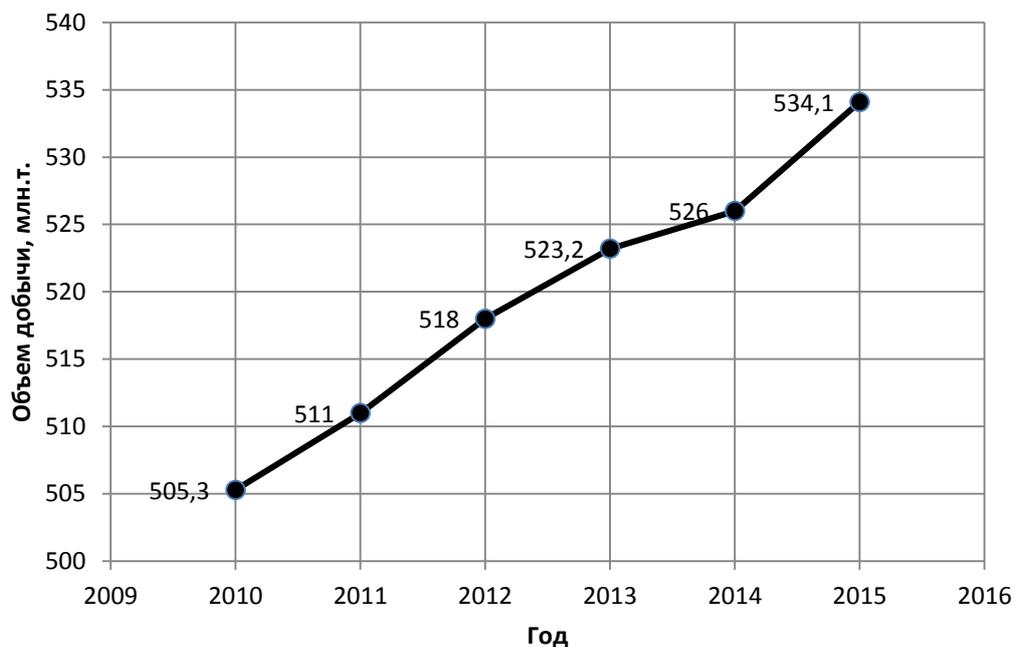


Рисунок 1.1.5 - Объемы добычи нефти в РФ за 2010-2015 гг. [3]

Это объясняется не только вводом в эксплуатацию новых месторождений, но и вводом в фонд действующих скважин «законсервированных» скважин. Это стало возможным благодаря появлению таких технологий как одновременно-раздельная эксплуатация и эксплуатация боковых стволов.

1.1 Условия эксплуатации скважинных штанговых насосных установок (СШНУ)

Скважинная штанговая насосная установка (СШНУ) включает в себя, как известно, привод, устанавливаемый на устье, плунжерный насос, колонну насосно-компрессорных труб (НКТ), колонну насосных штанг, которая передает возвратно-поступательное движение от привода к плунжерному насосу, и различное вспомогательное оборудование.

Одним из недостатков данного оборудования является ограниченная область его применения, связанная с основным ее элементом – колонной насосных штанг, которая в большей степени характеризует работоспособность установки.

Область допустимых подач данной установки от 5 до 50 м³/сут, однако, возможно увеличение до 200 м³/сут, такая ограниченность связана с величиной КПД установки, который максимален в данном диапазоне и равен 37% [21,46]. Глубины подвески до 1500 м, однако, возможно увеличение до 3500 м [21, 46].

Насосные штанги работают в условиях значительных знакопеременных нагрузок, которые могут отличаться до 50 % при ходе вверх и при ходе вниз, в связи с чем подбор и расчет колонн должен вестись не по максимальным напряжениям, а по приведенным.

Если подбор и расчет колонны штанг в вертикальных скважинах изучен хорошо, то в наклонно-направленных скважинах при подборе возникает множество вопросов: область допустимого темпа набора кривизны не должна превышать 3 градусов на 10 метров (3°/10 м) и возможно ли спустить оборудование в боковой ствол, какое количество центраторов необходимо для полноценной безотказной работы установки, какие будут возникать нагрузки при работе в наклонно-направленной скважине и скважине с применением оборудования для одновременно-раздельной эксплуатации.

Для рассмотрения особенностей эксплуатации рассмотрим такие способы эксплуатации как одновременно-раздельная эксплуатация и эксплуатация скважины при помощи боковых стволов.

1.2 Одновременно-раздельная эксплуатация

Одновременно-раздельная эксплуатация (ОРЭ) позволяет эксплуатировать одной скважиной сразу несколько продуктивных горизонтов с одинаковыми или различными свойствами пластовой жидкости.

Применение ОРЭ позволяет повысить нефтеизвлечение, увеличить интенсивность освоения многопластового месторождения, сократить затраты на строительство скважин и эксплуатацию месторождения.

Однако имеются такие недостатки, как сложность подбора оборудования, монтажа и демонтажа, сложности в определении дебита. Наиболее подробно рассмотрение всех достоинств и недостатков ОРЭ проведено в статьях Ивановского В.Н. [46,52].

Первые образцы оборудования для ОРЭ были созданы в СССР в 1930-х годах, работы в этом направлении были продолжены после войны. Научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы велись под руководством Байбакова Н.К. с конца 1950-х годов.

В зависимости от условий эксплуатации нескольких пластов и физических свойств, содержащейся в них продукции раздельный отбор ее может осуществляться одним из следующих способов:[65] с применением:
а) одной колонны НКТ; б) концентрично-расположенных колонн; в) параллельно-расположенных колонн труб.

Кроме того, может быть применена комбинация из параллельно – и концентрично-расположенных колонн труб.

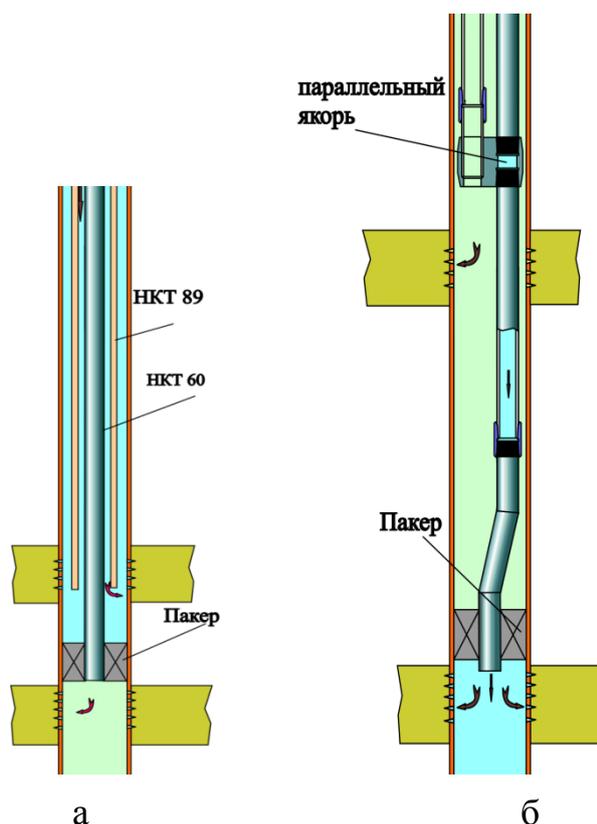


Рисунок 1.2.1 - Схемы ОРЭ: а – концентричное расположение колонн НКТ; б – параллельное расположение колонн НКТ [63]

Данный способ эксплуатации хорошо зарекомендовал себя в условиях добычи нефти из скважин с несколькими вскрытыми пластами с небольшими дебитами (до $20 \text{ м}^3/\text{сут}$). Эффективность применения данного способа эксплуатации была доказана на промыслах Ромашкинского месторождения и описана в работах следующих авторов: Кадырова А.Х. [24,56], Сафуанова Р.Й. [92], Семенова В.Н. [94]. Об актуальности данного метода в России в компании ПАО «Лукойл» описано в статье Нобатова М. [69].

1.3 Эксплуатация боковых стволов

Эксплуатация боковых стволов позволяет увеличить дебит скважин за счет увеличения нефтеотдачи пласта.

Схемы расположения многоствольных горизонтальных скважин в пласте могут представлять собой одиночную дренирующую скважину (рисунок 1.3.1а), либо несколько боковых ответвлений, образующих веер в горизонтальной плоскости или располагающихся по вертикали друг над другом (рисунок 1.3.1б), либо две горизонтальные скважины, расходящиеся в противоположные стороны от главного ствола (рисунок 1.3.1в).

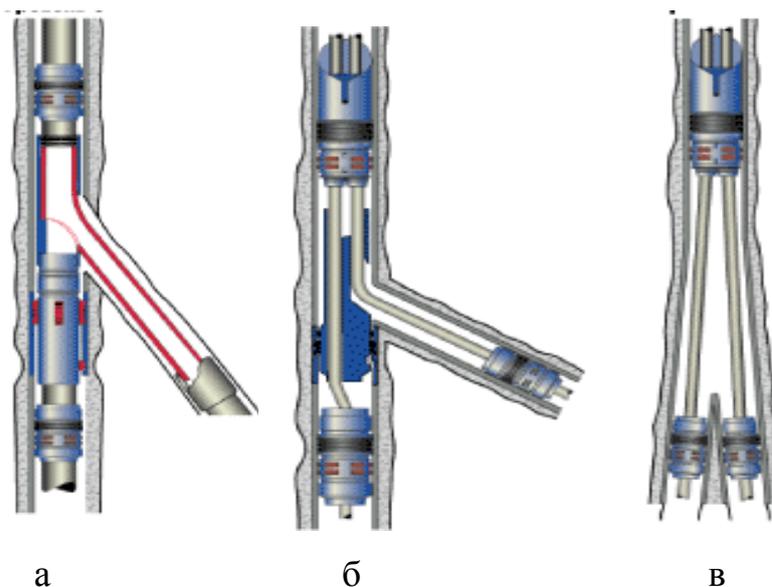


Рисунок 1.3.1 - Классификация сочленений [107]

Добываемые из отдельных горизонтальных скважин продукты могут смешиваться и доставляться на поверхность по одной колонне труб или по отдельным колоннам труб, не смешиваясь.

Сегодня в скважинах может находиться высокотехнологичное оборудование для заканчивания, предназначенное для слежения за исходящими из боковых ответвлений потоками и их регулирования [107].

Эксплуатация боковых стволов требует дополнительных начальных инвестиций в оборудование, но в конечном счете приводит к снижению общих капитальных затрат и стоимости разработки месторождения, равно как и текущих расходов, через уменьшение числа пробуренных скважин.

Наиболее перспективным является использование горизонтальных скважин, которые позволяют в значительной степени увеличивать нефтеизвлечение, что подтверждается мировой практикой разработки нефтяных месторождений и опытом разработки в России.

1.4 Причины отказов СШНУ

Принимая в рассмотрение все современные способы добычи нефти в условиях мало- и среднедебитных скважин, СШНУ остается самым энергоэффективным способом эксплуатации скважин. Однако применение этого оборудования ограничивается недостаточной надежностью его элементов [10, 25, 41, 96, 100].

К примеру, при эксплуатации боковых стволов увеличивается нагрузка от действия изгибающего момента [28], а при ОРЭ возникают дополнительные нагрузки и динамические, и статические.

Проанализировав основные причины отказов СШНУ (рисунок 1.4.1), видно, что основной причиной отказов являются обрывы и отвороты штанг, а также отказ подземного комплекса оборудования, а именно насосов и клапанов.

Это объясняется тем, что данный элемент СШНУ работает в условиях воздействия на него различных нагрузок, к примеру: растягивающих и сжимающих, изгибающих, крутящих [55], а также нагрузок от вибрации $P_{\text{вibr}}$, трения $P_{\text{трен}}$ и действия инерции $P_{\text{инер}}$ [53].

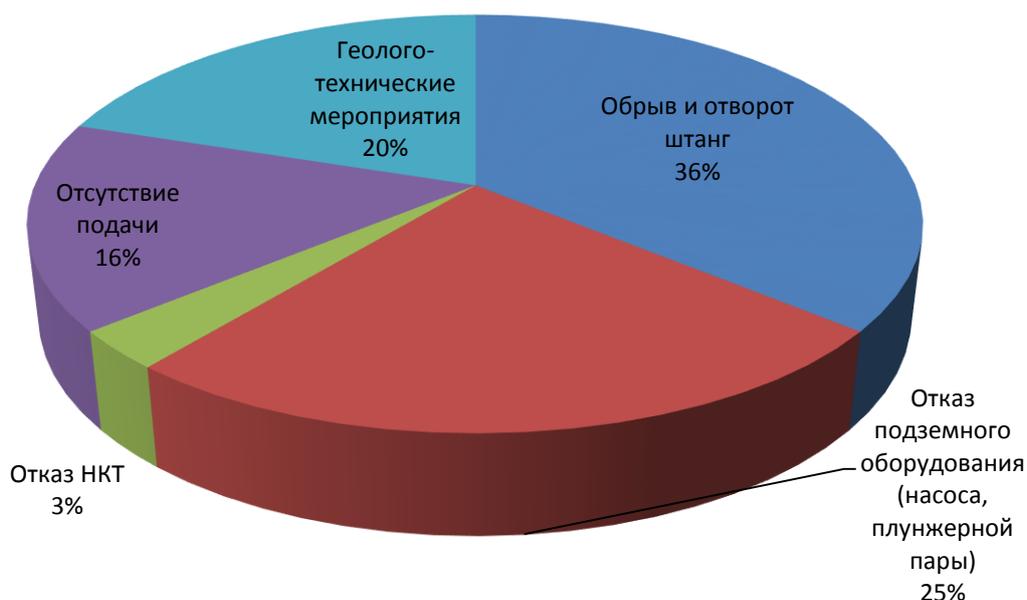


Рисунок 1.4.1 - Причины отказов СШНУ

Колонна штанг - один из наиболее ответственных элементов установки, работающих в наиболее напряженных условиях. Прочность и долговечность штанг, как правило, обуславливает подачу всей установки, а также максимальную глубину спуска насоса. Обрыв штанг вызывает простои и необходимость подземного ремонта. Разрушение колонны штанг происходит, как правило, либо при разрыве тела штанги, либо при разрушении резьбовых соединений вследствие истирания [9, 43, 55, 86].

Опираясь на все выше изложенное, можно сделать вывод, что повышение надежности основного элемента СШНУ: колонны насосных штанг - является актуальной задачей.

Для получения точной картины причин отказов штанговых колонн был проведен предварительный анализ обрывности на примере Ромашкинского месторождения, приведенный в таблице 2.

Таблица 2 – Анализ причин разрушения штанг

№ п/п	Глубина подвески, м	Наработка, млн.циклов	Диаметр штанги, мм	Глубина обрыва,м	Место излома	Причина	Материал, класс
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1200	14,2	22	1,5	По телу штанги	Усталостный износ металла	С
2	1288	15,6	19	539	По месту установки скребка	Усталостный износ металла	С
3	1302	3,3		383			С
4	1204,5	0,4	19	729,1	По резьбе ниппеля	Некачественный заворот штанг	
5	1298	1		486			Д
6	1174	7		558			С
7	1100	15,8	19	481	По телу штанги	Превышение приведенных напряжений	С
8	1205	5,71		1061			Д
9	1194,2	0,3	22	1	По телу муфты	Некачественный заворот штанг	Д

Продолжение таблицы 2 – Анализ причин разрушения штанг

1	2	3	4	5	6	7	8
10	1200	3	22	2,1	По телу муфты	Усталостный износ металла	К
11	1200	3,27	19	590	По телу штанги	Превышение приведенных напряжений	Д
12	1198,5	0,3	22	1039	По резьбе ниппеля	Некачественный заворот штанг	К
13	1200	4,11	22	7,5	По месту установки скребка	Усталостный износ металла	С
14	1210	6,09	22	85,5	По месту установки скребка	Усталостный износ металла	У
15	1188	0,58	19	1106		Некачественный заворот штанг	Д
16	1198	6,6	19	915	По месту установки скребка	Превышение приведенных напряжений	

Продолжение таблицы 2 – Анализ причин разрушения штанг

1	2	3	4	5	6	7	8
17	1197	1,41	22	192	По месту установки скребка	Превышение приведенных напряжений	Д
18	1197	1,41	22	192	По месту установки скребка	Превышение приведенных напряжений	Д
19	1200	2,68	22	1171		Превышение приведенных напряжений	С
20	1200,65	0,44	19	507	По телу штанги	Несоответствие компоновки	С
21	1197,5	2,01	19	718,9	По телу штанги	Превышение приведенных напряжений	Д
22	1260	7,04	22	151	По резьбе ниппеля	Превышение приведенных напряжений	С
23	1208	3,62	22	269	По телу штанги	Превышение приведенных напряжений	С

Продолжение таблицы 2 – Анализ причин разрушения штанг

1	2	3	4	5	6	7	8
24	1208	3,62	22	520	По телу штанги	Усталостный износ металла	Д
25	1200,4	2,42	22	394	По месту установки скребка	Усталостный износ металла	С
26	1203	6,8	22	40	По телу муфты	Превышение приведенных напряжений	Д
27	1184	1,5	22	33,2	По месту установки скребка	Несоответствие компоновки	Д
28	1203	3,27	19	651	По телу штанги	Усталостный износ металла	С
29	1200,6	0,7	22	285	По месту установки скребка	Усталостный износ металла	Д
30	1200,6	0,22	22	185,9	По телу штанги	Усталостный износ металла	С
31	1459	9,05	22	11	По телу муфты	Превышение приведенных напряжений	С

Продолжение таблицы 2 – Анализ причин разрушения штанг

1	2	3	4	5	6	7	8
32	1200	3,6	22	328	По телу штанги	Превышение приведенных напряжений	С
33	1201,7	4,53	22	538,7	По резьбе ниппеля	Усталостный износ металла	Д
34	1295,9	14,12	22	392,5	Срыв с резьбы	Усталостный износ металла	С
35	1300	2,05		3			
36	1302,4	1,9	19	623	По телу штанги	Усталостный износ металла	С
37	1180	13,39	19	656,6	По месту установки скребка	Превышение приведенных напряжений	
38	992	6,94	22	509	По телу штанги	Усталостный износ металла	
39	992	6,94	22	509	По телу штанги	Усталостный износ металла	С
40	1306	15,9	19	631,8	По телу штанги	Усталостный износ металла	С

Продолжение таблицы 2 – Анализ причин разрушения штанг

1	2	3	4	5	6	7	8
41	1300	5	22	1251	По резьбе ниппеля	Усталостный износ металла	Д
42	1295,6	15	22	40,7	По месту установки скребка	Превышение приведенных напряжений	С
43	1295,6	15	22	40,7	По месту установки скребка	Усталостный износ металла	С
44	1295,6	15	22	40,7	По месту установки скребка	Превышение приведенных напряжений	С
45	1198,3	0,8	19	723	По телу штанги	Усталостный износ металла	С
46	1195,9	0,3	22	341,4		Некачественный заворот штанг	Д
47	1202	1,58	32	0,6	По телу штанги	Усталостный износ металла	Д
48	1202	7,6	31	1	По телу штанги	Усталостный износ металла	С

Продолжение таблицы 2 – Анализ причин разрушения штанг

1	2	3	4	5	6	7	8
49	1097,9	0,24	19	990,2	По месту установки скребка	Превышение приведенных напряжений	К
50	1099,3	8,77	19	822	По месту установки скребка	Несоответствие компоновки	Д
51	1192	6,08	22	157,9	По месту установки скребка	Усталостный износ металла	С
52	1192	2,18	22	35	По телу штанги	Превышение приведенных напряжений	С
53	790	11,9	19	717	По телу штанги	Усталостный износ металла	С
54	1003	9,5	19	776	Срыв с резьбы	Некачественный заворот штанг	С
55	1150	2,08	19	633,3	По телу штанги	Превышение приведенных напряжений	С

Продолжение таблицы 2 – Анализ причин разрушения штанг

1	2	3	4	5	6	7	8
56	1192	12,8	19	547	По телу штанги	Превышение приведенных напряжений	
57	1192	7,6	22	338,1	По телу муфты	Усталостный износ металла	К
58	1192	6,9	19	590	По телу муфты	Усталостный износ металла	С
59	1192	6,9	19	590	По телу штанги	Усталостный износ металла	С
60	1300	10,82	19	502,2	Срыв с резьбы	Усталостный износ металла	Д
61	1000	5,2	19	865	По телу штанги	Несоответствие компоновки	С
62	1195	8,7	19	544,8	По месту установки скребка	Усталостный износ металла	У
63	1197	6,02	19	602	По телу муфты	Превышение приведенных напряжений	Д
64	1197	1,63	19	616	По телу штанги	Усталостный износ металла	С

Продолжение таблицы 2 – Анализ причин разрушения штанг

1	2	3	4	5	6	7	8
65	1203	0,99	22	257	По месту установки скребка	Превышение приведенных напряжений	С
66	1109,8	4	22	996	Срыв с резьбы	Отложение парафина в НКТ	Д
67	1216	3		12			С
68	1241	2,59	19	734	По телу штанги	Усталостный износ металла	С
69	1241	2,6		734			Д
70	1306	15,76	22	1		Усталостный износ металла	К
71	1149	5,6	19	600,5	По месту установки скребка	Усталостный износ металла	С

В результате анализа отказов штанговых колонн на 71 скважине получено, что на 32 скважинах отказ произошел по причине усталостного разрушения, на 21 по причине превышения приведенных напряжений. Таким образом, основными причинами отказов штанговых колонн являются (рисунок 1.4.2): превышение приведенных напряжений, усталостное разрушение штанг, вызванное циклической нагрузкой. Круговая диаграмма, показанная на рисунке 1.4.2., была представлена автором в работе [34].



Рисунок 1.4.2 - Причины отказов штанговых колонн [34]

Превышение приведенных напряжений объясняется неправильностью подбора колонны к конкретным условиям эксплуатации скважины. Такое возникает вследствие не учета нагрузок, которые могут возникнуть в процессе эксплуатации (к примеру, не учет изгибающих нагрузок в сечениях колонны, расчет нагрузок только в точке подвеса колонны штанг, а не по всей длине).

Также в статье [50] подробно изложено влияние неправильной работы клапанов на работу СШНУ, при несвоевременном открытии-закрытии, а

также при неправильном подборе клапанов возникают нагрузки, которые не учитываются в расчете при подборе колонны.

Усталостное разрушение, представленное на рисунке 1.4.3. носит избирательный характер и зависит от многочисленных факторов: структура материала, интенсивность нагружения, эксплуатационная среда, наличие дефектов.

Характерным признаком усталостного разрушения является наличие нескольких зон: зоны распространения трещины и зоны долома, когда действующая нагрузка становится разрушающей вследствие уменьшения сечения. Также характерной особенностью усталостного разрушения является величина нагрузки, которая не превышает допустимую [31,32,35].

Зарождение и развитие усталостной трещины происходит в самом нагруженном и слабом сечении, развитие трещины происходит с увеличением числа отработанных циклов и при достижении трещиной критического размера происходит разрушение объекта.

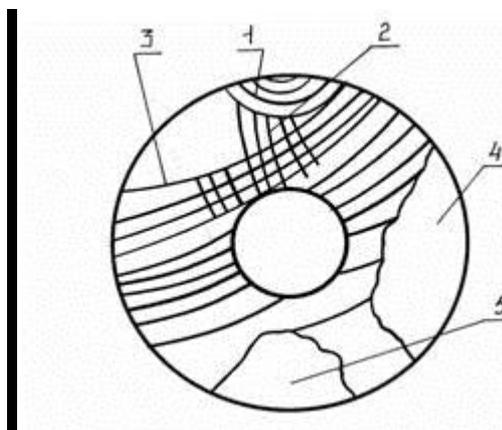


Рисунок 1.4.3 - Усталостное разрушение штанги [60]

1 – локальная зона, в которой возникает начальная микроскопическая трещина усталости; 2 - ступеньки и рубцы; 3 - усталостные линии; 4 - ускоренное развитие трещины; 5 – долом (зона долома носит характер хрупкого разрушения и имеет шероховатую поверхность).

Усталостное разрушение штанг ускоряется переменными нагрузками, концентрацией напряжений и воздействием коррозионной среды, поэтому

выбор допускаемых напряжений для штанг представляет собой важную задачу [85,108].

Обзор литературных и промысловых данных об обрывах позволил сделать вывод о том, что опасные сечения в колонне насосных штанг располагаются:

- в галтельной части, это обусловлено наличием бурта с увеличенным диаметром, что является концентратором напряжения [106]. Также увеличенный диаметр является элементом, повышающим жесткость штанги [62] (рисунок 1.4.7), как и место установки центриатора (рисунок 1.4.8);
- в резьбе, это возможно при наличии пустот в накатанном металле, а также, если резьба нарезана (рисунок 1.4.5);
- в местах поверхностных повреждений штанг и муфт, которые возникают при сборке-разборке колонны (рисунок 1.4.6.);
- в зонах воздействия коррозионной среды.

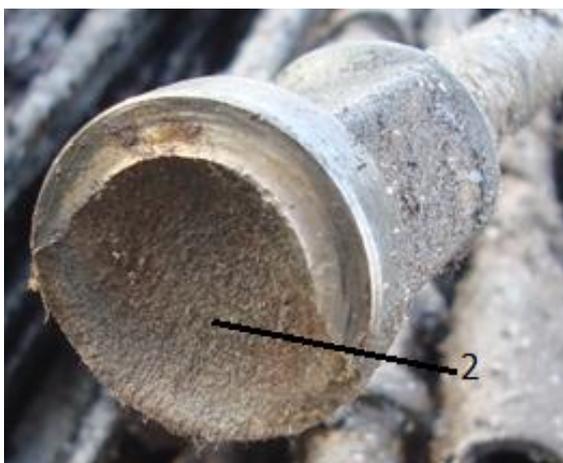


Рисунок 1.4.5 - Обрыв колонны штанг по резьбе, в результате перезатягивания резьбы и усталостного разрушения (1-зона распространения трещины, 2-зона долома)



Рисунок 1.4.6 - Обрыв колонны штанг по гладкой части в результате усталостного разрушения (1-зона распространения трещины, 2-зона долома)



Рисунок 1.4.7 - Обрыв колонны штанг в галтельной части



Рисунок 1.4.8 - Обрыв колонны штанг в месте установки центратора

Следующий этап анализа определение, в процентном соотношении, участков разрушения колонны штанг (рисунок 1.4.9.).



Рисунок 1.4.9 - Участки разрушения колонны штанг

Таким образом, установлено, что наиболее опасными участками являются: тело штанги вблизи с галтелью и место установки скребка.

Выводы по главе 1

По результатам проведенного анализа можно сделать вывод, что чаще всего обрывы происходят по телу штанг, причем эти разрушения носят усталостный характер, с зарождением усталостной трещины, без изменения геометрических размеров штанги, и последующим ее ростом, и как следствие, последующим разрушением.

Второй причиной по частоте отказов является отказ по местам установки скребков и центраторов, т.е. там, где может наблюдаться эксплуатационная нагрузка, а также увеличение диаметрального габарита, которое ведет к увеличению жесткости конструкции в сечении.

Также причиной отказа штанговой колонны может являться разрушение муфты, это подробно изложено в работах таких авторов, как Уразаков К.Р. [101,102,103], Ренев Д.Ю. [87], Джабаров Р.Д. [29].

Получено, что вопрос увеличения долговечности штанговых колонн весьма актуален.

Одним из направлений увеличения долговечности является создание математической модели и модернизированной методики расчета приведенных напряжений, возникающих в насосных штангах, которая позволила бы учесть большинство конструктивных особенностей штанг и свойства материала, из которого их изготавливают [33,34].

Решены следующие задачи исследования:

1. Определение основных причин отказов штанговых колонн;
2. Определение участков наиболее частых отказов насосных штанг.

Глава 2. Теоретические исследования методик расчета напряженного состояния сплошных и полых штанговых колонн

2.1 Конструкции насосных штанг

Для передачи возвратно-поступательного движения от привода к плунжеру скважинного насоса используется колонна насосных штанг. Она собирается из отдельных штанг, соединяемых муфтами.

Насосные штанги представляют собой стержень круглого поперечного сечения с высаженными концами, на которых располагается участок квадратного сечения и резьба (рисунок 2.1.1.2, 2.1.1.3, 2.1.1.4, 2.1.1.5). Резьба служит для соединения штанг с муфтами, а участок квадратного сечения используется для захвата штанги ключом при свинчивании и развинчивании резьбового соединения (рисунок 2.1.1.1).

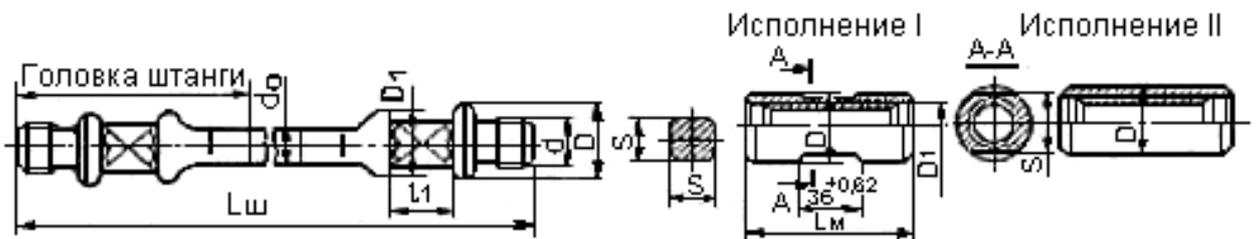


Рисунок 2.1.1.1 - Металлическая штанга и муфта [4]

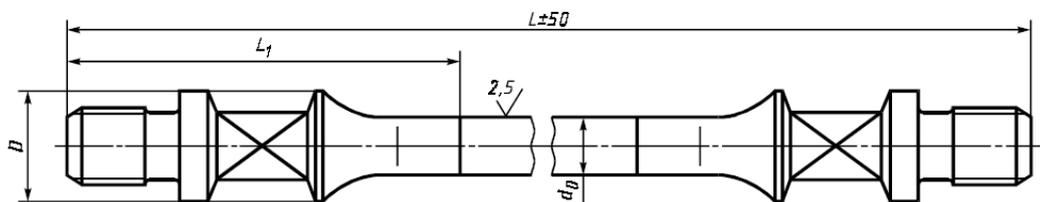


Рисунок 2.1.1.2 - Металлическая штанга с приваренными головками [4]

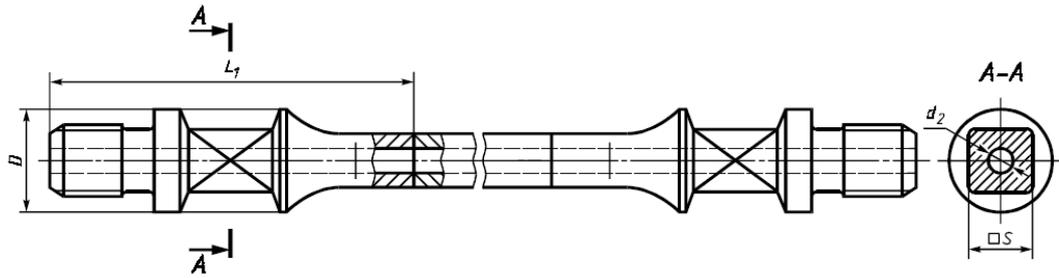


Рисунок 2.1.1.3 - Металлическая полая штанга с приваренными головками [4]

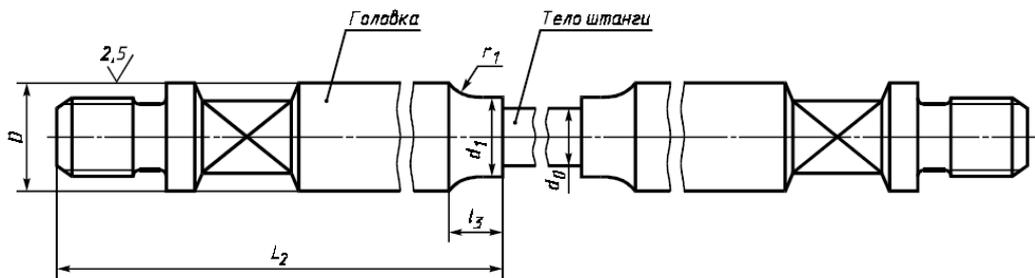


Рисунок 2.1.1.4 - Стеклопластиковая штанга [4]

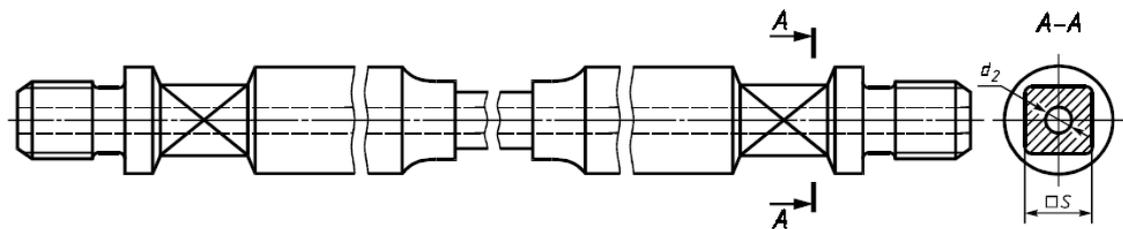


Рисунок 2.1.1.5 - Стеклопластиковая полая штанга [4]

Основными характеристиками насосных штанг являются: диаметр по телу штанги d_0 и прочностная характеристика штанги - величина приведенного допускаемого напряжения $[\sigma_{пр}]$. Штанги выпускают диаметром 16, 19, 22, 25, а также 29 мм, а допускаемое напряжение для наиболее широко распространенных марок сталей, составляет 70...130 МПа. В небольших количествах выпускаются штанги с допускаемыми напряжениями 150 МПа и 170 МПа [4], а предел текучести у этих сталей составляет 570...1060 МПа [46].

Указанные величины по сравнению с аналогичными прочностными показателями сталей, применяемых в машиностроении, ниже и определяются условиями работы колонны штанг - циклическим нагружением в

коррозионно-активной среде, ускоряющей процесс усталостного разрушения штанг.

Муфты для соединения штанг чаще всего изготавливаются из углеродистой стали 40 и стали 45. Возможно также изготовление муфт из легированной стали 20Н2М для применения в тяжелых условиях эксплуатации [46].

Для увеличения долговечности штанг, уменьшения воздействия на них коррозионной среды (пластовой жидкости) они подвергаются термической обработке и упрочнению поверхностного слоя металла. Наиболее часто используются следующие виды термической обработки: нормализация, объемная закалка и закалка ТВЧ.

Поверхностное упрочнение создается посредством дробеструйной обработки или обкатки роликами, это необходимо для создания сжимающих напряжений в поверхностном слое материала. Кроме того, поверхность штанг можно покрыть лаками, эмалями или металлами, стойкими к воздействию окружающей среды.

Для регулирования положения плунжера относительно цилиндра скважинного насоса применяются штанги - «метровки» длиной от 450 до 3660 мм. Длина обычной штанги может быть 7620 (7518), 8000, 9140 (9042) мм.[4]

Особенностью изготовления насосных штанг является накатка резьбы.

Для сборки ступенчатой колонны используют специальные переводные муфты, позволяющие соединять штанги диаметрами 16 и 19, 19 и 22, 22 и 25 мм. [4]

В зависимости от условий работы штанги могут быть изготовлены из сталей следующих марок [4]:

- для легких условий работы - из стали 40, нормализованные, группа С по Spec API 11В;
- для средних и среднетяжелых условий работы - из стали 20НМ, нормализованные, группа К по Spec API 11В;

- для тяжелых условий работы - из стали марки 40, нормализованные с последующим поверхностным упрочнением тела штанги по всей длине токами высокой частоты (ТВЧ) и из стали 30ХМА, нормализованные с последующим высоким отпускком и упрочнением тела штанги по всей длине ТВЧ, группа D по Spec API 11B;

- для особо тяжелых условий работы - из стали 20НМ, нормализованные с последующим упрочнением штанги ТВЧ, группа D_S по Spec API 11B.

Помимо штанг со сплошным сечением применяют полые насосные штанги для привода скважинного насоса с использованием внутрискважинной депарафинизации, деэмульсации, ингибирования - в этих случаях по внутренней полости штанг с поверхности к насосу подается соответствующий химический реагент (рисунок 2.1.1.3, 2.1.1.5).

Кроме того, их используют для отбора продукции при одновременно-раздельной эксплуатации пластов, а также при необходимости подъема пластовой жидкости с повышенной скоростью, например, для предотвращения образования песчаных пробок.

Конструкции полых штанг могут быть как с приваренной головкой, так и с головкой, изготовленной заодно со штангой, и иметь либо накатанную, либо нарезанную резьбу для соединения штанг муфтами.

В настоящее время разработаны конструкции полых насосных штанг с наружным диаметром тела от 27 мм до 48 мм, внутренним от 19 мм до 35 мм. Материалы - сталь 45 или 35. Поверхность штанг обрабатывается ТВЧ и имеет твердость HRC 48...53.

Особенности конструкции полых насосных штанг были изучены при помощи программного пакета Solid Works Simulation, результаты анализа приведены в приложении Ж.

Основными производителями полых насосных штанг в России являются [38,39, 49]:

1. Общество с ограниченной ответственностью «Пермское конструкторско-технологическое бюро технического проектирования и организации производства»;
2. Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Московский государственный технологический университет «СТАНКИН» (ГОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН»);
3. Открытое акционерное общество специального машиностроения и металлургии «Мотовилихинские заводы»;
4. Закрытое акционерное общество «Элкам-нефтемаш»;
5. ООО «ПКТБ «Техпроект».

Кратко рассмотрим конструкции данных изготовителей:

1. Общество с ограниченной ответственностью «Пермское конструкторско-технологическое бюро технического проектирования и организации производства».

Конструкция имеет квадрат под «ключ» (рисунок 2.1.1.6.) и изготавливается с конической резьбой из стали 40Х [79].

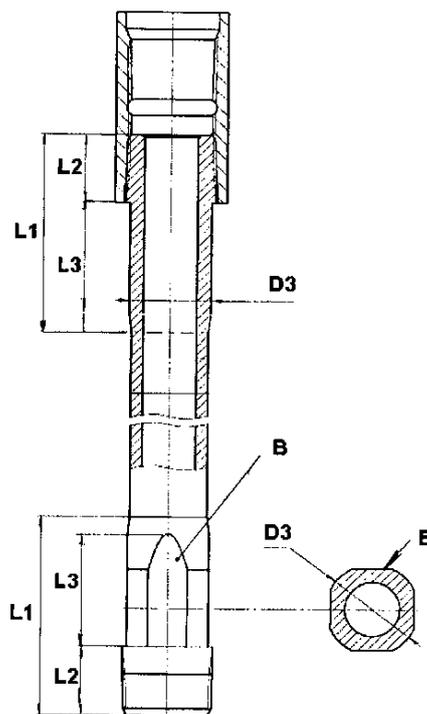


Рисунок 2.1.1.6 - Чертеж полый насосной штанги [79]

Штанга имеет внутренний диаметр $D1$, наружный диаметр $D2$ и участки длины штанги $L1$, расположенные на ее концах, которые выполнены диаметром $D3$, большим, чем $D2$, при этом на обоих концах штанги выполнена наружная коническая резьба длиной $L2$, причем $L2$ всегда меньше $L1$, а соединительный элемент выполнен в виде муфты и имеет внутреннюю коническая резьбу и наружный диаметр d , соотношение которого с внутренним диаметром штанги $D1$ находится в диапазоне от 2,0 до 3,0.

Таблица 3 - Возможные типоразмеры [79]

Полая насосная штанга			
Условное обозначение вариантов исполнения	Наружный диаметр муфты, d (мм)	Внутренний диаметр штанги, $D1$ (мм)	Площадь сечения, S (мм²)
ШНТ 27x4	42,2	19,0	289,0
ШНТ 32x4,5	48,3	23,0	389,0
ШНТ 36x5,5	52,2	25,0	490,0
ШНТ 36x7	52,2	22	637,0

2. Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Московский государственный технологический университет «СТАНКИН» (ГОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН») [76,78].

Головка изготавливается отдельно от основного тела насосной штанги и в дальнейшем приваривается к нему (рисунок 2.1.1.7). Головка изготавливается с шестигранником под «ключ» 2. Под наружным буртом 1, установлено уплотнительное металлическое кольцо 3.

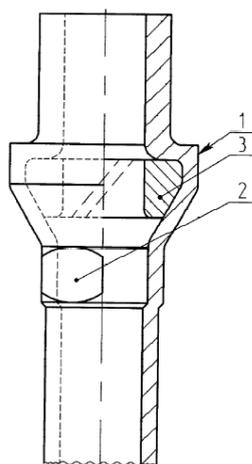


Рисунок 2.1.1.7 - Головка полый насосной штанги [76,78]

3. Открытое акционерное общество специального машиностроения и металлургии «Мотовилихинские заводы» [80].

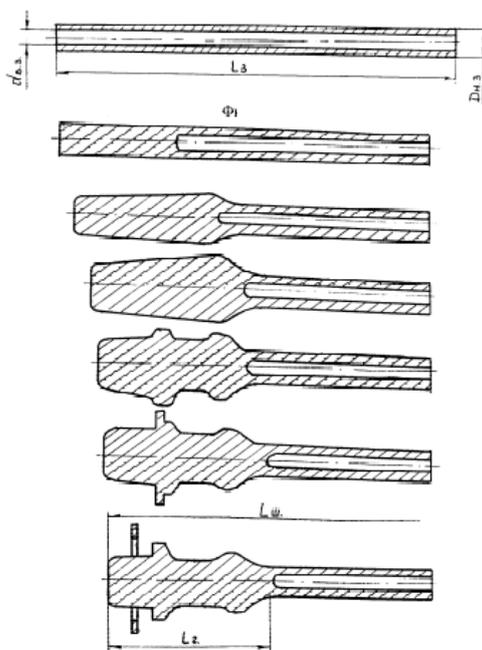


Рисунок 2.1.1.8 - Порядок изготовления полый штанги [80]

Для того чтобы структура была более однородной, на «Мотовилихинских заводах» полые насосные штанги изготавливают методом наплавки головки (рисунок 2.1.1.8), т.е. через канал подают металл, который заполняет форму. Таким образом, предел выносливости у данных штанг, по заявлению производителя, выше. Имеют также квадрат под «ключ» и нарезанную резьбу.

4. Закрытое акционерное общество «Элкам-нефтемаш» [75].

Особенностью производства полой насосной штанги на заводе «Элкам-нефтемаш» является то, что полая насосная штанга изготавливается методом поковки, т.е. холодной штамповкой. Благодаря данному методу производства штанга будет иметь повышенный предел выносливости и малый вес, а также высокое качество внутренней поверхности. Резьбовая часть изготавливается заодно с основным телом трубы методом поковки, далее резьба нарезается. Таким образом, исключается приваривание резьбовых концов и нет зоны термического влияния.

5. ООО «ПКТБ «Техпроект» [76,83,82].

Конструкция имеет квадрат под «ключ» (рисунок 2.1.1.9.) и изготавливается с конической резьбой из стали 40Х [76].

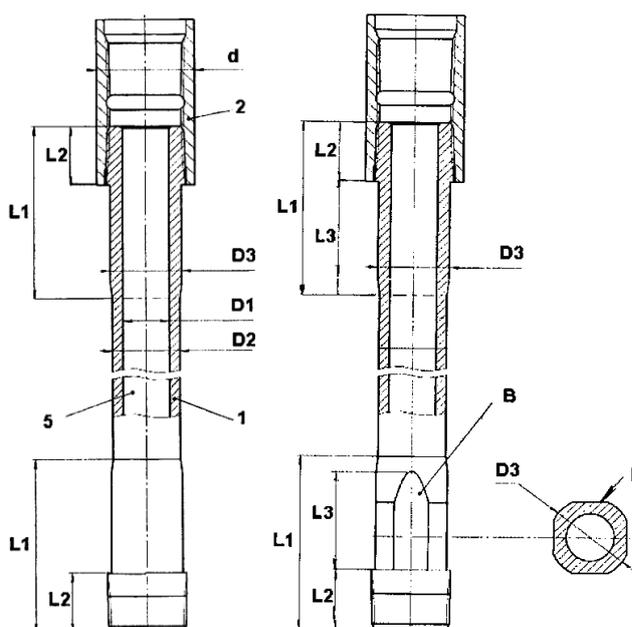


Рисунок 2.1.1.9 - Чертеж полой насосной штанги [76]

Штанга имеет внутренний диаметр $D1$, наружный диаметр $D2$ и участки длины штанги $L1$, расположенные на ее концах, которые выполнены диаметром $D3$, большим, чем $D2$, при этом на обоих концах штанги выполнена наружная коническая резьба длиной $L2$, причем $L2$ всегда меньше $L1$, а соединительный элемент выполнен в виде муфты и имеет внутреннюю

коническая резьбу и наружный диаметр d , соотношение которого с внутренним диаметром штанги $D1$ находится в диапазоне от 2,0 до 3,0.

Таблица 4 - Возможные типоразмеры [76]

Полая насосная штанга			
Условное обозначение вариантов исполнения	Наружный диаметр муфты, d (мм)	Внутренний диаметр штанги, $D1$ (мм)	Площадь сечения, S (мм²)
ШНТ 27x4	42,2	19,0	289,0
ШНТ 32x4,5	48,3	23,0	389,0
ШНТ 36x5,5	52,2	25,0	490,0
ШНТ 36x7	52,2	22	637,0

Также в Российской Федерации используются полые насосные штанги, изготовленные в Китайской Народной Республике. Основными производителями являются: FAN ZHENMING [72, 81], YUAN LU [74], CANGZHOU RUNTAO PETROLEUM EQUI [73].

Компании YUAN LU [74] и CANGZHOU RUNTAO PETROLEUM EQUI [73] производят двухслойные полые насосные штанги.

Суть данного производства заключается в следующем: изготавливается трубка необходимого диаметра известными методами проката, а внутрь трубы устанавливается еще одна трубка из углеродного волокна или стекловолокна. Благодаря данному методу производства снижается общий вес колонны насосных штанг, а также благоприятно сказывается на работе полый внутренний стержень, который может противостоять коррозии и образованию накипи, чем значительно продлевает срок службы.

Помимо общих требований к прочности колонны дополнительно предъявляются требования к резьбовым соединениям, т.к. их негерметичность может стать причиной ошибок в замерах, смешивании продукции пластов.

Много работ посвящено разработке новых типов штанг и модернизации резьбовых соединений [84,105,59,48].

Так в работах Ризванова Р.Р. [89,90,18] предложена новая конструкция резьбовой части насосной штанги, которая позволяет уменьшить напряжения в теле за счет замены квадратного сечения «под ключ» и его перехода на две головки (рисунок 2.1.1.10). За счет данного нововведения, по информации автора, величина напряжений снижена на 20 % [89,90,18].

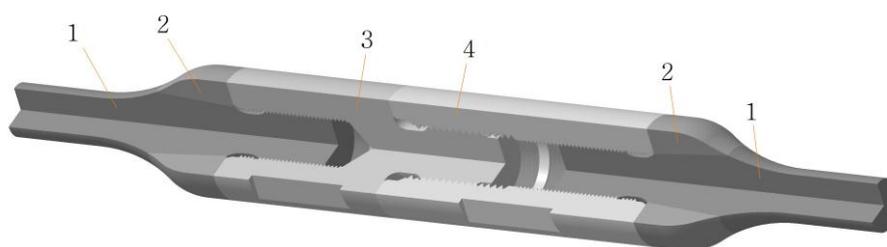


Рисунок 2.1.1.10 - Новая конструкция насосной штанги в сечении [89,90,18]:
1 – тело штанги; 2 – упорное кольцо; 3 – головка, имеющая внешнюю резьбу;
4 – головка, имеющая внутреннюю резьбу

2.1.2 Цикличность изменения нагрузок в насосных штангах, возникающих при работе насоса

Рассматривая цикл действия штангового насоса, Вирновский А.С. [22] выделил четыре периода:

1. Период нагружения штанг весом жидкости, находящимся под уровнем плунжера насоса, при движении полированного штока вверх, названный периодом начальной деформации. В этот момент плунжер неподвижен относительно цилиндра, так как любое расхождение, это или начало, или конец процесса нагружения штанг весом жидкости. В этот момент возникают свободные колебания штанговой колонны, клапана закрыты.
2. Период движения плунжера вверх, открывается всасывающий клапан и жидкость начинает поступать в зону под плунжером, а находящаяся под плунжером частично поступает в зону над плунжером, и выходит

на поверхность. Колебания колонны продолжаются под действием упругости столба жидкости и трения [88], к концу периода колебания затухают и становятся незначительными.

3. Период разгрузки штанг и период нагружения труб весом жидкости, находящейся в зоне над плунжером – иначе период обратной деформации, клапаны закрыты, возникают свободные колебания штанговой колонны.
4. Период движения плунжера вниз при затухающих колебаниях, в начале периода закрывается всасывающий клапан и открывается нагнетательный, плунжер погружается под уровень жидкости и вытесняет часть жидкости на поверхность в выкидной коллектор.

Цикл в процессе работы повторяется многократно. Этим и обуславливается возникновение переменных по величине нагрузок в одном сечении. Поэтому при подборе насосных штанг нельзя руководствоваться только максимальными напряжениями при выборе материала изготовления штанг, а необходимо пользоваться таким параметром как приведенные напряжения.

2.1.3 Методики расчета приведенных напряжений

Приведенное напряжение — напряжение, которое возникает в растянутом образце при условии, что его прочность одинакова с прочностью образца, находящегося в условиях сложного напряженного состояния. Иными словами, это перенос всех действующих нагрузок в одну плоскость, при соблюдении условия прочности [99].

Для определения приведенных напряжений в настоящее время пользуются следующими работами [36, 38, 39, 49]:

- Зависимость Одингга И.А. [70,71]:

В практике для расчета насосных штанг принят следующий вид:

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_{max} \times \sigma_a}, \text{ где:} \quad (2.1.3.1)$$

σ_a -амплитуда напряжений цикла, МПа:

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2} \quad (2.1.3.2)$$

σ_{\max} -максимальное напряжение за цикл, МПа:

Наиболее распространенная зависимость, в настоящее время по ней чаще всего ведется подбор штанговых колонн. Подтверждена многочисленными лабораторными и промышленными данными [70].

- Зависимость Марковца М.П. [66]:

$$\sigma_{np} = \sigma_a + 0,33 \times \sigma_m \quad (2.1.3.3)$$

Зависимость очень похожа на предыдущую (2.1.3.1), однако в данной формуле был введен коэффициент, учитывающий свойства материалов. Зависимость проверена вплоть до предела текучести [60];

- Зависимость Серенсена-Кинасошвили [95]:

$$\sigma_{np} = \sigma_a + \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \times \sigma_m = \sigma_a + \psi_\epsilon \sigma_m, \text{ где:} \quad (2.1.3.4)$$

$\psi_\epsilon = 0,1 - 0,2$ – для углеродистых сталей;

$\psi_\epsilon = 0,2 - 0,3$ – для легированных сталей.

Введены коэффициенты, которые учитывают материал изготовления деталей (углеродистая или легированная сталь) [95];

- Зависимость Гудмана [6,8]:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} = 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_b} \Rightarrow \frac{\sigma_{np} - \sigma_m}{\sigma_{-1}} = 1 - \frac{\sigma_{np} - \sigma_a}{\sigma_b} \Rightarrow$$

$$\sigma_{np} = \frac{\sigma_{-1} \times \sigma_b + \sigma_{-1} \times \sigma_a + \sigma_m \times \sigma_b}{\sigma_{-1} + \sigma_b} \quad (2.1.3.5)$$

Получила широкое распространение в Американской практике. В зависимости учтен коэффициент, который позволяет подобрать штанги с учетом всех действующих нагрузок, но с большим коэффициентом запаса, из-за которого масса колонны увеличивается [26].

- Диаграмма Смита [26, 99]:

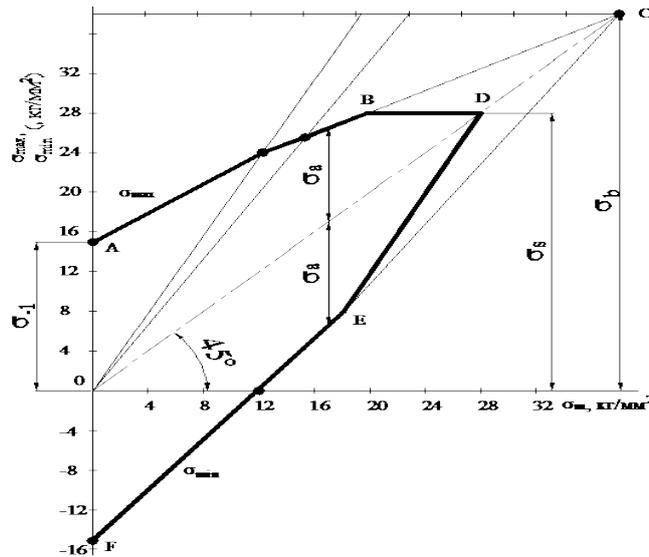


Рисунок 2.1.3.1 - Диаграмма Смита

Распространена в Америке, позволяет определить как графически, так и аналитически допускаемые напряжения при разных коэффициентах асимметрии цикла [26].

Диаграмма Смита строится, как минимум, по трем режимам нагружения (по трем точкам), для каждого из которых определяют предел выносливости.

Первый режим (точка 1) – обычный симметричный цикл нагружения

$$(R = -1, \sigma_m = 0, \sigma_{\max} = \sigma_{-1}, \sigma_{\min} = -\sigma_{-1}).$$

Второй режим (точка 2) – асимметричный цикл нагружения, как правило, отнулевой ($R = 0, \sigma_m = \sigma_0/2, \sigma_{\max} = \sigma_0, \sigma_{\min} = 0$).

Третий режим (точка 3) – простое статическое растяжение

$$(R = 1, \sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \sigma_m = \sigma_\epsilon).$$

Полученные точки соединяют плавной линией, ординаты точек которой соответствуют пределам выносливости материала при различных значениях коэффициента асимметрии цикла.

Луч, проходящий под углом β через начало координат диаграммы предельных напряжений, характеризует циклы с одинаковым коэффициентом асимметрии R :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m} = \frac{2 \times \sigma_{\max}}{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}} = \frac{2}{1+R} \quad (2.1.3.6)$$

- Зависимость, предложенная АЗИНМаш [88]:

$$\sigma_{np} = \sigma_a + \frac{\sigma_{-1}}{S_k} \times \sigma_m, \text{ где:}$$

$$S_k - \text{сопротивление разрыву}; \quad (2.1.3.7)$$

$$\sigma_{-1} - \text{предел выносливости симметричного цикла.}$$

В данной зависимости S_k будет меняться в зависимости от материала изготовления.

Также интересна работа Ризванова Р.Р. [17, 89], в которой предложено использование диаграммы Гудмана и зависимости Одингга для расчета приведенных напряжений в штанге новой конструкции, представленной на рисунке 2.1.1.10.

Анализ, проведенный Грабовичем В.П. [27] показывает, что наиболее применимой зависимостью является зависимость Одингга И.А., описанная в работе [70], а формула имеет вид (2.1.3.1).

По приведенным выше зависимостям был проведен анализ отказов штанговых колонн по 60 скважинам Западной Сибири [35]. Ситуация на всех скважинах – обрыв.

Таблица 5 – Расчет значений приведенных напряжений (Самотлорское месторождение) [38,39,49]

№ п/п	Скважина №	Приведенные напряжения, МПа						90% от [ср], МПа	[ср], МПа	Материал
		по Одинггу	по Марковцу	по Гудману	по Серенсену-Кинашовили	по диаграмме Смита	по методике АЗИНМаш			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	539Е	49,7	54,9	252,5	35,6	250	19,6	63	70	Сталь 40

Продолжение таблицы 5 – Расчет значений приведенных напряжений
(Самотлорское месторождение)

2	540E	64,1	62,1	237, 4	47,5	200	26,1	63	70	Сталь 40
3	605E	71,5	71,4	258, 1	51,7	240	28,4	63	70	Сталь 40
4	1207	56,9	61,9	289, 4	40,7	250	22,4	117	130	Сталь 30ХМА
5	1246	55,4	53,9	229, 5	40,9	200	22,5	63	70	Сталь 40
6	1247	67,8	69,0	259, 7	48,7	240	26,8	135	150	Сталь 15Х2ГМ
7	1258	81,7	84,2	310, 6	58,5	200	32,2	117	130	Сталь 30ХМА
8	1282	59,8	64,3	291, 2	42,7	290	23,5	117	130	Сталь 30ХМА
9	2944 Б	57,6	63,1	263, 8	41,2	250	22,7	63	70	Сталь 40
10	12212	55,3	60,2	286, 8	39,6	250	21,8	117	130	Сталь 30ХМА
11	12330	41,8	47,1	275, 1	30	250	16,5	135	150	Сталь 15НЗМА
12	12410	67,7	74,8	309, 4	48,4	250	26,7	117	130	Сталь 30ХМА
13	12545	74,2	80,7	315, 3	53,0	250	29,2	117	130	Сталь 30ХМА
14	14408	59,8	64,3	291, 2	42,7	250	23,2	117	130	Сталь 30ХМА
15	14451	59,8	64,3	262, 9	42,7	250	23,2	63	70	Сталь 40
16	14661	83,4	80,8	258, 3	61,8	200	33,9	63	70	Сталь 40
17	15003	92,3	94,8	322, 9	66,2	200	36,4	117	130	Сталь 30ХМА
18	15022	68,6	70,2	262, 3	49,2	240	27,1	63	70	Сталь 40
19	15036	67,9	78,3	294, 0	49,1	270	26,9	63	70	Сталь 40
20	15131	68,3	75,9	311, 8	48,9	500	26,9	117	130	Сталь 30ХМА
21	15259	49,3	50,3	235, 4	35,4	240	19,5	63	70	Сталь 40

Продолжение таблицы 5 – Расчет значений приведенных напряжений
(Самотлорское месторождение)

22	15580 Б	51,3	50,6	260, 8	37,4	200	20,6	63	70	Сталь 40
23	26815	78,4	83,0	314, 1	56,0	240	30,8	117	130	Сталь 30ХМА
24	27092	68,4	73,7	304, 1	48,9	250	26,9	117	130	Сталь 30ХМА
25	27102	66,2	65,6	248, 5	48,1	220	26,4	63	70	Сталь 40
26	27144	58,2	57,4	237, 3	42,4	220	23,3	63	70	Сталь 40
27	27170	79,4	78,4	263, 4	57,8	220	31,8	63	70	Сталь 40
28	27221	42,3	50,5	280, 6	30,9	260	16,9	117	130	Сталь 30ХМА
29	27237	61,1	64,3	259, 6	43,7	250	24,0	63	70	Сталь 40
30	27293	58,6	67,8	304, 1	42,4	250	23,3	117	130	Сталь 30ХМА
31	7309	94,2	95,9	322, 4	67,7	250	37,2	117	130	Сталь 30ХМА
32	27334	71,8	74,9	300, 6	51,3	250	28,2	117	130	Сталь 30ХМА
33	27339	55,3	60,2	286, 7	39,6	240	21,8	117	130	Сталь 30ХМА
34	29511	62,6	68,9	300, 6	44,8	240	24,7	117	130	Сталь 30ХМА
35	30022	59,4	67,1	273, 8	42,7	260	23,5	63	70	Сталь 40
36	30049	84,1	101,6	339	61,6	260	33,9	63	70	Сталь 40
37	30102	104,1	104,2	327, 1	75,3	230	41,4	117	130	Сталь 30ХМА
38	30218	45,7	46,8	231, 0	32,8	240	18,1	63	70	Сталь 40
39	30267	70,5	69,1	249, 5	51,6	240	28,4	63	70	Сталь 40
40	30274	78,5	85,3	295, 9	56,1	260	30,9	63	70	Сталь 40
41	30346	77,3	74,9	252, 2	57,2	260	31,4	63	70	Сталь 40

*Продолжение таблицы 5 – Расчет значений приведенных напряжений
(Самотлорское месторождение)*

42	30445	73,5	79,5	286, 4	52,5	260	28,9	63	70	Сталь 40
43	30525	93,5	98,2	329, 1	66,8	250	36,7	81	90	Сталь 20Н2М
44	31117	58,2	58,5	243, 3	41,9	240	23,1	63	70	Сталь 40
45	31172	57,3	57,3	240, 7	41,5	240	22,8	63	70	Сталь 40
46	31249	84,8	88,9	320, 0	60,6	240	33,3	117	130	Сталь 30ХМА
47	34889	63,1	65,5	258, 8	45,2	240	24,8	63	70	Сталь 40
48	39023	56,4	71,2	313, 5	41,9	270	23,1	81	90	Сталь 20Н2М
49	39095	60,4	63,2	289, 7	43,1	250	23,7	135	150	Сталь 15Н3МА
50	39100	123,3	118,3	317, 8	92,3	200	50,8	81	90	Сталь 20Н2М
51	39128	69,6	70,2	258, 9	50,2	240	27,6	63	70	Сталь 40
52	39156	83,6	96,9	325, 2	60,4	230	33,2	63	70	Сталь 40
53	39522	73,2	73,7	263, 2	52,8	240	29,0	63	70	Сталь 40
54	70166	43,3	49,7	276, 4	31,2	270	17,2	81	90	Сталь 20Н2М

Анализируя данные, приведенные в таблицах 5 и 6, полученные в результате расчета приведенных напряжений различными зависимостями можно сказать, что ни одна из приведенных зависимостей не может точно описать ситуацию, происходящую на скважине (красным цветом обозначены значения приведенных напряжений, превышающие допусковые приведенные напряжения, зеленым-не превышающие).

На всех приведенных скважинах был отказ колонны насосных штанг. По результатам расчета видно, что многие методики давали результаты заведомо неверные. Таким образом, вопрос о модернизации методики расчета и

подбора колонны штанг актуален в настоящее время. Однако, при расчете мы не учитываем особенности строения скважины, ее инклинометрию, обводненность.

Таблица 6 - Расчет значений приведенных напряжений (Усинское месторождение) [38,39,49]

№ п/ п	Скважина №	Приведенные напряжения, МПа						90% от [ср], МПа	[ср], МПа	Материал
		по Одингу	по Марковцу	по Гудману	по Серенсену-Кинасошвили	по диаграмме Смита	по методике АЗИНМаш			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	3	73,0	73,3	298,9	52,7	240	28,9	10 8	12 0	Сталь 20НМ
2	11	176,6	168,5	338,6	133,6	200	73,5	63	70	Сталь 40
3	416	111,3	107,4	309,8	82,7	200	45,5	81	90	Сталь 20Н2М
4	570	130,7	125,6	325,7	97,8	200	53,8	81	90	Сталь 20Н2М
5	575	105,4	102,4	308,3	77,8	200	42,8	81	90	Сталь 20Н2М
6	2137	121,7	116,0	314,4	92,2	200	50,7	88 ,2	98	Сталь 15Х2Г МФ

2.1.4 Модернизация методики подбора штанговой колонны вводом поправочных коэффициентов

Анализа методик расчета Одинга И.А. [70], Марковца М.П. [99], Серенсена-Кинасошвили [95], Гудмана [6,8], диаграммы Смита [99,26], АЗИНМаш [88] показал, что некоторые методики не учитывают: материал, из которого изготовлена штанга, конструктивные особенности насосных штанг, которые могут изготавливаться по различным ТУ, а также особенность работы насосных штанг в наклонно-направленных скважинах.

Предложено на основе проведенного анализа учесть факторы, которые оказывают влияние на наработку колонны насосных штанг. В качестве прототипа методики была принята зависимость Одингга, по которой в настоящее время ведется подбор колонны штанг по ГОСТ Р 31825-2012 «Штанги насосные, штоки устьевые и муфты к ним», и которая применяется для расчета деталей машин, работающих при переменных нагрузках [4]. В результате анализа влияния факторов предложено ввести поправочный коэффициент, учитывающего конструктивные особенности полых и сплошных насосных штанг, а также учесть свойства материала из которого они изготовлены.

Для учета этих особенностей в зависимость Одингга предложено внести коэффициент k^* [33, 34]:

$$\sigma_{пр} = k^* \times \sqrt{\sigma_{max} \times \sigma_a} \quad (2.1.4.1)$$

где: k^* -коэффициент, учитывающий конструктивные особенности и свойства материала;

σ_a -амплитудные напряжения, МПа;

σ_m -максимальные напряжения за цикл, МПа;

Коэффициент k^* предложено определять по формуле (2.1.4.2) [37]:

$$k^* = \frac{K_s \times K_{ds} \times K_v \times K_r}{K_f} \quad (2.1.4.2)$$

где:

K_s – коэффициент концентрации напряжений;

K_{ds} - коэффициент масштабного фактора;

K_v – коэффициент метода технологического упрочнения поверхности;

K_r – коэффициент разупрочнения;

K_f - коэффициент, учитывающий качество обработки поверхности.

Рассмотрим каждый из коэффициентов, описанных в литературе [26,42,54,60,91,99].

Концентрация напряжений K_s [91,99] – эффект изменения предела выносливости, обусловленный локальным увеличением напряжений и

изменением характера напряженного состояния по сравнению с напряжениями в основной части изделия в виде резкого изменения очертания детали (в галтельных переходах от одного сечения к другому, в резьбах, в зонах сварочных швов). Для оценки влияния концентрации напряжений используется несколько характеристик, основной из них является теоретический коэффициент концентрации напряжений:

$$\alpha_{\sigma} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_H} \quad (2.1.4.3)$$

$$\alpha_{\tau} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_H} \quad (2.1.4.4)$$

Теоретические коэффициенты концентрации определяются расчетом или экспериментально, но для большинства видов концентраторов значения приведены в справочной литературе.

В настоящее время появилась возможность расчета напряжений в телах любой геометрической формы с помощью пакетов различных прикладных программ, реализующих метод конечных элементов (к примеру, SolidWorks, ANSYS, NASTRAN). При отсутствии справочных данных о теоретическом коэффициенте концентрации напряжений имеется возможность расчета влияния концентратора. Но теоретические коэффициенты концентрации отображают только геометрические особенности и вид нагружения и не учитывают усталостные свойства материалов. Поэтому в расчетах используют эффективные коэффициенты концентрации напряжений:

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1K}} \quad (2.1.4.5)$$

$$K_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1K}} \quad (2.1.4.6)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких стандартных образцов, σ_{-1K} и τ_{-1K} – пределы выносливости образцов с соответствующими концентраторами.

Рекомендации по определению коэффициентов концентрации напряжений для различных деталей приводятся в справочной литературе [5].

Масштабный эффект K_{ds} [60,99] проявляется в виде изменения предела выносливости материала с увеличением габаритных размеров испытываемых образцов. Этот эффект объясняется тем, что с увеличением объема рабочей части образца возрастает вероятность наличия в нем металлургических и технологических микродефектов. Учет масштабного фактора в расчетах выполняют путем введения поправочных коэффициентов:

$$K_{d\sigma} = \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_{-1}} \quad (2.1.4.7)$$

$$K_{d\tau} = \frac{\tau_{-1d}}{\tau_{-1}} \quad (2.1.4.8)$$

здесь σ_{-1d} и τ_{-1d} – пределы выносливости образцов диаметра d .

При расчетах крупногабаритных деталей, размеры которых превышают значение 100 мм, рекомендуется применять эмпирическую зависимость:

$$K_{d\sigma} = K_{d\tau} = K_{\infty} + (1 - K_{\infty}) \times e^{-\lambda d} \quad (2.1.4.9)$$

где $K_{\infty} = 0,4$ – для литых деталей;

$K_{\infty} = 0,5$ – для деталей, полученных деформированием;

$\lambda = 0,01 \dots 0,03$ 1/мм;

d – характерный размер детали в мм.

Качество обработки поверхности K_f [42] значительно влияет на усталостные свойства деталей, поскольку их наружные слои часто оказываются наиболее напряженными (изгиб, кручение, внецентренное растяжение). Учет этого фактора выполняют путем введения в расчеты коэффициента качества поверхности:

$$K_F = \frac{\sigma_{-1F}}{\sigma_{-1}} \quad (2.1.4.10),$$

где: σ_{-1F} – предел выносливости образца, поверхность которого обработана так же, как поверхность рассчитываемой детали.

Методы технологического упрочнения поверхности K_v [26,42,99] детали позволяют в ряде случаев значительно изменить выносливость за счет наклепа поверхностного слоя, ликвидации части микродефектов и создания

остаточных сжимающих напряжений, препятствующих образованию трещин на поверхности детали.

Учет фактора технологического упрочнения в расчетах выполняют путем введения коэффициента:

$$K_V = \frac{\sigma_{-IV}}{\sigma_{-I}} \quad (2.1.4.11),$$

здесь σ_{-IV} – предел выносливости образцов, прошедших определенный вид технологического упрочнения.

Пример определения коэффициента упрочнения по литературным данным [99] представлен в таблице 7:

Таблица 7 - Значения K_V для углеродистых и легированных сталей [99]

Тип упрочнения	Диаметр, мм	K_V
Закалка токами высокой частоты	7÷20	1,30÷1,60
	30÷40	1,20÷1,50
Азотирование на глубину 0,1...0,4 мм	8÷15	1,15÷1,25
	30÷40	1,10÷1,15
Цементация на глубину 0,2...0,6 мм	8÷15	1,20÷2,10
	30÷40	1,10÷1,15
Обкатка поверхности роликами	7÷20	1,20÷1,40
	30÷40	1,10÷1,25
Дробеструйный наклеп поверхности	7÷20	1,10÷1,30
	30÷40	1,10÷1,20

На основе проведенных исследований были определены коэффициенты, комплексно учитывающие все выше перечисленные факторы для полых и сплошных насосных штанг. Результаты приведены в приложении Е, выдержка приведена в таблицах 8, 9.

Коэффициенты учитывающие масштабный эффект K_{ds} , качество поверхности K_f и метода упрочнения K_v получены способом, описанным в литературе [99].

Коэффициент разупрочнения K_r взят при условии, что разупрочнение возможно в пределах от 5 до 30% для термически обработанных сталей [19,40,97].

Таблица 8 – Коэффициент k^* для сплошных насосных штанг из нормализованной стали 40 [33,34]

Типоразмер, мм	Концентрация напряжений, K_s	Масштабный эффект, K_{ds}	Качество поверхности, K_f	Метод упрочнения, K_v	Непостоянство проходного сечения	Коэф. разупрочнения	Итоговый коэф.
16	0,65	1,09	0,8	1,45	-	1,2	1,54
19	0,65	1,11	0,8	1,45	-	1,2	1,56
22	0,65	1,12	0,8	1,45	-	1,2	1,58
25	0,65	1,13	0,8	1,45	-	1,2	1,60
29	0,65	1,15	0,8	1,45	-	1,2	1,63

При анализе конструкций сплошных и полых насосных штанг определено, что для полых насосных штанг необходимо также учесть особенность полых насосных штанг, а именно непостоянство проходного сечения. Для учета данной особенности предложено в методику для расчета полых насосных штанг ввести коэффициент K_{nc} (2.1.4.12) [37]:

$$k^* = \frac{K_s \times K_{ds} \times K_v \times K_r}{K_f \times K_{nc}} \quad (2.1.4.12)$$

где:

k^* -коэффициент, учитывающий конструктивные особенности и свойства материала полых насосных штанг;

K_{nc} – коэффициент, учитывающий непостоянство проходного сечения.

Таблица 9 - Коэффициент k^* для полых насосных штанг из стали 45[33,34]

Типоразмер, мм	Концентрация напряжений, K_s	Масштабный эффект, K_{ds}	Качество поверхности, K_f	Метод упрочнения, K_v	Непостоянство проходного сечения	Коэф. разупрочнения	Итоговый коэф. k^*
36x5,5	1,25	1,18	0,9	1,18	0,56	-	1,52
32x4,5	1,25	1,16	0,9	1,18	0,56	-	1,50

Полученное выражение проверено на контрольной выборке, состоящей из 120 скважин Самотлорского (таблица 10), Усинского (таблица 11) и Ромашкинского (таблица 12) месторождений.

Таблица 10 – Проверка методики на контрольной выборке скважин
Самотлорского месторождения [38,39,49]

№ п/п	Скважина №	Приведенные напряжения по новой методике, МПа	90% от [σпр], МПа	Допускаемые приведенные напряжения, [σпр], МПа	Материал
1	2	3	4	5	6
1	539Е	78,4	63	70	Сталь 40
2	540Е	101,3	63	70	Сталь 40
3	605Е	112,9	63	70	Сталь 40
4	1207	95,5	117	130	Сталь 30ХМА
5	1246	87,5	63	70	Сталь 40
6	1247	79,3	135	150	Сталь 15Х2ГМ
7	1258	137,2	117	130	Сталь 30ХМА
8	1282	100,5	117	130	Сталь 30ХМА
9	2944Б	91,0	63	70	Сталь 40
10	12212	92,9	117	130	Сталь 30ХМА
11	12330	69,3	135	150	Сталь 15Н3МА
12	12410	113,7	117	130	Сталь 30ХМА
13	12545	124,6	117	130	Сталь 30ХМА
14	14408	100,5	117	130	Сталь 30ХМА
15	14451	94,5	63	70	Сталь 40
16	14661	131,8	63	70	Сталь 40
17	15003	155,0	117	130	Сталь 30ХМА
18	15022	108,4	63	70	Сталь 40
19	15036	107,4	63	70	Сталь 40
20	15131	117,0	117	130	Сталь 30ХМА
21	15259	77,9	63	70	Сталь 40
22	15580Б	81,1	63	70	Сталь 40
23	26815	131,7	117	130	Сталь 30ХМА
24	27092	115,0	117	130	Сталь 30ХМА

Продолжение таблицы 10 – Проверка методики на контрольной выборке скважин Самотлорского месторождения [38,39,49]

25	27102	104,5	63	70	Сталь 40
26	27144	92,0	63	70	Сталь 40
27	27170	125,4	63	70	Сталь 40
28	27221	71,1	117	130	Сталь 30ХМА
29	27237	96,6	63	70	Сталь 40
30	27293	98,5	117	130	Сталь 30ХМА
31	7309	158,2	117	130	Сталь 30ХМА
32	27334	120,6	117	130	Сталь 30ХМА
33	27339	92,9	117	130	Сталь 30ХМА
34	29511	105,3	117	130	Сталь 30ХМА
35	30022	93,9	63	70	Сталь 40
36	30049	132,9	63	70	Сталь 40
37	30102	174,8	117	130	Сталь 30ХМА
38	30218	72,3	63	70	Сталь 40
39	30267	111,4	63	70	Сталь 40
40	30274	124,0	63	70	Сталь 40
41	30346	122,1	63	70	Сталь 40
42	30445	116,1	63	70	Сталь 40
43	30525	155,2	81	90	Сталь 20Н2М
44	31117	92,0	63	70	Сталь 40
45	31172	90,6	63	70	Сталь 40
46	31249	142,5	117	130	Сталь 30ХМА
47	34889	99,7	63	70	Сталь 40
48	39023	93,5	81	90	Сталь 20Н2М
49	39095	100,2	135	150	Сталь 15Н3МА
50	39100	204,5	81	90	Сталь 20Н2М
51	39128	110,0	63	70	Сталь 40
52	39156	132,1	63	70	Сталь 40
53	39522	115,6	63	70	Сталь 40
54	70166	71,8	81	90	Сталь 20Н2М

Как видно из таблицы 10, на 15 скважинах (25 % случаев-обозначены желтым) рассчитанные приведенные напряжения не превышают допустимых приведенных напряжений, соответственно обрыва не должно произойти. При более детальном анализе установлено, что на некоторых скважинах не учитывалось, что колонна штанг была после ремонта, а в некоторых скважинах темп набора кривизны был больше допустимых значений.

Как видно из таблицы 11, в 100 % случаев рассчитанные приведенные напряжения превышают допустимые приведенные напряжения, соответственно обрыв должен был произойти.

Таблица 11 – Проверка методики на контрольной выборке скважин Усинского месторождения [38,39,49]

№ п/п	Скважина №	Приведенные напряжения по новой методике, МПа	90% от [σпр], МПа	Допускаемые приведенные напряжения [σпр], МПа	Материал
1	2	3	4	5	6
1	3	121,2	108	120	Сталь 20НМ
2	11	279,1	63	70	Сталь 40
3	416(35)	184,7	81	90	Сталь 20Н2М
4	570	217,0	81	90	Сталь 20Н2М
5	575	175,0	81	90	Сталь 20Н2М
6	2137	142,4	88,2	98	Сталь 15Х2ГМФ

Таблица 12 – Проверка методики на контрольной выборке скважин Ромашкинского месторождения [33, 34]

№ п/п	Штанга, мм	Максимальная нагрузка, Н	Минимальная нагрузка, Н	Максимальные напряжения, МПа	Минимальные напряжения, МПа	Амплитудные напряжения, МПа	Средние напряжения, МПа	Напряжения по Одингу, МПа	Напряжения по новой методике, МПа	Допускаемые напряжения, МПа	Ситуация на скважине
1	22	6742	466,7	177,4	12,3	82,6	94,9	88,5	140,1	98,0	Обрыв
2	22	6748,6	64,2	177,6	1,7	88,0	89,7	88,8	140,6	98,0	Обрыв
3	22	5901,5	681,6	155,3	17,9	68,7	86,6	77,1	122,1	88,0	Обрыв
4	22	8619,8	1302,6	226,9	34,3	96,3	130,6	112,1	177,5	118,0	Обрыв
5	19	4038	1638	142,5	57,8	42,3	100,1	65,1	101,7	88,0	Обрыв
6	22	5489,8	1374,1	144,5	36,2	54,2	90,3	69,9	110,7	88,0	Обрыв
7	22	6101,9	449,9	160,6	11,8	74,4	86,2	80,1	126,8	88,0	Обрыв
8	19	5972,6	1348,3	210,8	47,6	81,6	129,2	102,7	160,4	127,0	Обрыв
9	22	8767,9	1925,9	230,8	50,7	90,0	140,7	112,6	178,2	118,0	Обрыв
10	22	6171,5	1181,7	162,4	31,1	65,7	96,8	79,7	126,2	88,0	Обрыв
11	22	6466,8	511,5	170,2	13,5	78,4	91,8	84,8	134,3	88,0	Обрыв
12	22	5612	986,6	147,7	26,0	60,9	86,8	72,7	115,1	88,0	Обрыв
13	22	6610,3	526,9	174,0	13,9	80,1	93,9	86,7	137,3	88,0	Обрыв
14	22	5480	559,9	144,2	14,7	64,7	79,5	71,7	113,6	88,0	Обрыв

Продолжение таблицы 12 – Проверка методики на контрольной выборке скважин Ромашкинского месторождения [33, 34]

15*	19	3935,7	1924,2	138,9	67,9	35,5	103,4	60,6	94,6	108,0	Обрыв
16	22	5672	747	149,3	19,7	64,8	84,5	74,0	117,1	88,0	Обрыв
17	22	8394,8	2927,5	221,0	77,1	71,9	149,0	103,5	163,9	108,0	Обрыв
18	22	7248	1048	190,8	27,6	81,6	109,2	94,4	149,4	98,0	Обрыв
19	19	5642	1162	199,1	41,0	79,0	120,0	97,4	152,2	108,0	Обрыв
20	22	5087,3	470	133,9	12,4	60,8	73,1	66,7	105,5	88,0	Обрыв
21	19	5982	1492	211,1	52,6	79,2	131,9	102,2	159,7	108,0	Обрыв
22	22	5177,8	359,5	136,3	9,5	63,4	72,9	68,0	107,6	88,0	Обрыв
23	19	4593,6	1971	162,1	69,6	46,3	115,8	73,2	114,4	108,0	Обрыв

*-колонна штанг после ремонта

Как видно из таблицы 12, на 1 скважине (в 4 % случаев-обозначено желтым) рассчитанные приведенные напряжения не превышают допускаемых приведенных напряжений, соответственно обрыва не должно произойти на скважине. При более детальном анализе установлено, что на скважине были спущены штанги после ремонта, их наработка до ремонта составила 7 млн. циклов.

Однако методика, учитывающая конструктивные особенности и свойства материала, не может учесть работу колонны штанг в наклонно-направленных скважинах.

Наиболее рационально применять ее совместно с математической моделью расчета напряжений, возникающих в штангах при работе в наклонно-направленных скважинах.

2.2 Математические модели для расчета напряжений в насосных штангах

Анализ различных математических моделей процесса работы штанговых колонн показал, что этому вопросу уделено большое количество работ таких авторов как: Уразаков К.Р. [104], Ренёв Д.Ю. [88], Вассерман И.Н. [21].

Рассмотрев работы приведенных авторов, можно заметить, что в математических моделях колонну насосных штанг рассматривают как стержень постоянного сечения с упругими или не упругими свойствами и граничными условиями, который совершает колебательное движение по определенному закону.

В работе Уразакова К.Р. [104] и Ренёва Д.Ю. [88] рассмотрен случай наличия касания между колонной штанг и колонной насосно-компрессорных труб, данными авторами доказано, что при наличии изгибающих нагрузок, возникающих не только в наклонно-направленных скважинах, но и в условно-вертикальных при наличии локальных пространственных искривлений, величины приведенных напряжений значительно изменяются в большую сторону. Если же таких пространственных искривлений несколько, то значения напряжений в этих зонах суммируются и достигают величин, которые могут отличаться от расчетных в 1,5-2 раза.

Также большое влияние на величину нагрузок оказывает наличие трения между колонной насосных штанг и колонной насосно-компрессорных труб (НКТ), за счет этого нагрузка может увеличиться до 40 % [104], однако данную величину можно уменьшить, увеличив вязкость откачиваемой среды [101, 102, 103, 104], но тогда увеличится нагрузка от веса жидкости.

В работе Вассермана И.Н. [21] рассмотрена модель расчета напряжений в вертикальных и наклонно-направленных скважинах. Для расчета напряженно-деформированного состояния колонны в вертикальных скважинах автор принял во внимание такие факторы, как: длина колонны,

режим работы установки и вязкость среды, а в наклонно-направленных скважинах рассмотрел влияние такого фактора, как кулоново трение.

Однако в данных работах рассмотрены только сплошные насосные штанги.

Применение приведенных методик невозможно по причине конструктивных особенностей, а именно: другая форма поперечного сечения, другая жесткость конструкции.

В качестве прототипа математической модели была выбрана модель, описанная в работе Ренева Д.Ю. [88] с изменениями, которые учитывают все конструктивные различия между сплошными и полыми насосными штангами, а также с вводом в математическую модель новой методики для расчета приведенных напряжений.

Выводы по главе 2

В главе приведены основные конструкции насосных штанг, применяемые на территории РФ: сплошные и полые (различных производителей), проанализированы основные методики расчета приведенных напряжений.

Анализ производителей насосных штанг показал, что в настоящее время эксплуатируются насосные штанги, выполненные не только по ГОСТ Р 51161-2002 и Стандарту API Spec11B, а также насосные штанги, изготавливаемые по ТУ производителей.

Анализ работ показал, что оценка влияния различных факторов на работу колонны насосных штанг в наклонно-направленных скважинах, а также математическое моделирование процесса работы колонны штанг изучены весьма подробно. Однако в работах внимание не уделено моделированию процесса работы полых насосных штанг, которые обладают некоторыми особенностями, а именно: другая форма поперечного сечения

(флюид омывает штангу по наружной и внутренней поверхности), способ создания резьбы.

Предложена модернизированная методика расчета приведенных напряжений, основанная на зависимости Одингга, с вводом коэффициента, учитывающего конструктивные особенности полых и сплошных насосных штанг, а также материал изготовления.

Решены следующие основные задачи исследования:

- проанализировать существующие методики расчета приведенных напряжений;
- разработать методику расчета приведенных напряжений с учетом свойств материала, конструктивных особенностей штанг.

Глава 3. Математическая модель процесса работы колонны полых насосных штанг в наклонно-направленной скважине с учетом поправочного коэффициента

При подборе конструкции колонны насосных штанг основным параметром является нагрузка в точке подвеса штанг [46].

Нагрузка в точке подвеса суммируется из:

- статической нагрузки от веса жидкости, штанг и оборудования;
- динамической нагрузки от вибрационных и инерционных сил, возникающих в процессе работы установки;
- сил трения плунжера в цилиндре, жидкости и колонны штанг, колонны штанг и колонны НКТ.

При ходе вверх нагрузка ($P_{\text{вверх}}$), возникающая в точке подвеса штанг, имеет максимальное значение и складывается из веса штанг в жидкости ($P_{\text{шт}}$), веса жидкости ($P_{\text{жид}}$), вибрационных нагрузок ($P_{\text{вибр}}$), инерционных нагрузок ($P_{\text{инер}}$) и нагрузок от сил трения ($P_{\text{трени}}$) [46]:

$$P_{\text{вверх}} = P_{\text{шт}} + P_{\text{жид}} + P_{\text{вибр}} + P_{\text{инер}} + P_{\text{трени}} \quad (3.1)$$

При ходе вниз нагрузка ($P_{\text{вниз}}$) складывается из веса штанг в жидкости ($P_{\text{шт}}$), вибрационных нагрузок ($P_{\text{вибр}}$), инерционных нагрузок ($P_{\text{инер}}$) и нагрузок от сил трения ($P_{\text{трени}}$) [46]:

$$P_{\text{вниз}} = P_{\text{шт}} + P_{\text{вибр}} + P_{\text{инер}} + P_{\text{трени}} \quad (3.2)$$

Если статические нагрузки можно рассчитать по методике, описанной во второй главе настоящей работы, то расчет динамических нагрузок вызывает некоторые трудности.

Это связано с тем, что каждая скважина индивидуальна, это касается и её конструкции, и параметров.

Так, усилиями, которые возникают в наклонно-направленной скважине, часто пренебрегают, а величина этих нагрузок может оказать значительное влияние на работоспособность штанговой колонны.

На величину нагрузок также оказывает влияние работа клапанных узлов в скважинном насосе, при их запаздывании величина вибрационных нагрузок сильно возрастает и негативно сказывается на работе всей установки [50]. Для оценки работоспособности клапанных узлов в различных условиях создано учебно-методическое пособие для ускоренных испытаний [45].

Для учета особенностей эксплуатации штанговых колонн в наклонно-направленной скважине была создана математическая модель расчета приведенных напряжений, возникающих в теле полых насосных штанг, при работе в наклонно-направленной скважине.

В данной математической модели колонна штанг рассматривается как упругий стержень, помещенный в канал и с ограниченной величиной хода вдоль оси.

Также была создана математическая модель для сплошных насосных штанг для проверки адекватности работы модели.

3.1 Граничные условия модели

В данной математической модели считаем, что упругий стержень наружным диаметром D и внутренним каналом диаметром d имеет длину l , помещен в канал внутренним диаметром d_{tr} , который ограничивает движение стержня в поперечном направлении.

Верхний конец закреплен и совершает движение по определенному закону движения, к нижнему концу приложена сила, величина которой зависит от направления движения верхнего конца.

Движение происходит вдоль оси x , ось x стержня совпадает с осью канала и направлена вертикально вниз.

3.2 Начальные условия

Начало координат примем в точке подвеса стержня (штанг), в начальный момент времени начальная координата равна 0, скорость равна 0, ускорение равно 0.

Для определения параметров уравнения упругой линии стержня в искривленном канале с опиранием на стенку примем начальные условия: постоянные, полученные из уравнения упругой линии C_1 и C_2 равны 0, реакция R равна 0.

3.3 Получение уравнения упругой линии штанг

Как известно [20,30,93,99], кривизна упругой линии стержня зависит только от величины изгибающего момента $M_{и}$ и жесткости самого стержня $E \cdot I$, поэтому:

$$k = \frac{1}{\rho} = \frac{M_{и}}{E \times I} \quad (3.3.1)$$

где: k – кривизна, m^{-1} ;

ρ - радиус кривизны, м;

$M_{и}$ – изгибающий момент, Нм;

E - модуль упругости (Юнга), МПа;

I – момент инерции сечения, $Нм^2$.

Кривизна упругой линии стержня в неподвижной системе координат, как и всякой плоской кривой равна [20,99]:

$$k = \frac{y''}{[1+(y')^2]^{3/2}} \quad (3.3.2)$$

где: y'' – вторая производная прогиба по оси x ;

y' – первая производная прогиба по оси x .

Приравняв правые части уравнений получим выражение:

$$\frac{y''}{[1+(y')^2]^{3/2}} = \frac{M_{и}}{E \times I} \quad (3.3.3)$$

Т.к. деформации от поворота сечения малы, то ими можно пренебречь, и получим приближенное дифференциальное уравнение упругой линии стержня:

$$y'' = \frac{M_{и}}{E \times I} \quad (3.3.4)$$

Для составления верного выражения необходимо учесть деформацию стержня, которая возникнет при действии изгибающих нагрузок:

$$M_{и} = M_B - R \times (l - z) + N \times (v - y) = E \times I \times k - R \times (l - z) + N \times (v - v_B + l^2 \times k - l \times k \times z) \quad (3.3.5)$$

где: M_B – изгибающий момент в точке касания стержня с каналом, Нм;

R – реакция, возникающая в точке касания стержня с каналом, Н;

l – расстояние от начало координат стержня до точки касания стержня с каналом, м;

N – продольная сила, Н;

y – расстояние между изогнутой осью стержня и точкой касания стержня с каналом, м.

При объединении уравнения (3.3.4) и выражения (3.3.5) получим уравнение второго порядка, где искомый прогиб равен:

$$v = C_1 \times e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot I}} \times z} + C_2 \times e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot I}} \times z} + \left(\Delta + \frac{\rho \times l}{N} - \frac{E \times I \times k}{N} - \frac{l^2 \times k}{2} \right) + \left(l \times k - \frac{\rho}{N} \right) \quad (3.3.6)$$

где: C_1 и C_2 - постоянные уравнения упругой линии.

Далее из этого уравнения можно получить напряжения простой подстановкой величины изгибающего момента.

Расчетная схема для этого уравнения представлена на рисунке 3.3.1.

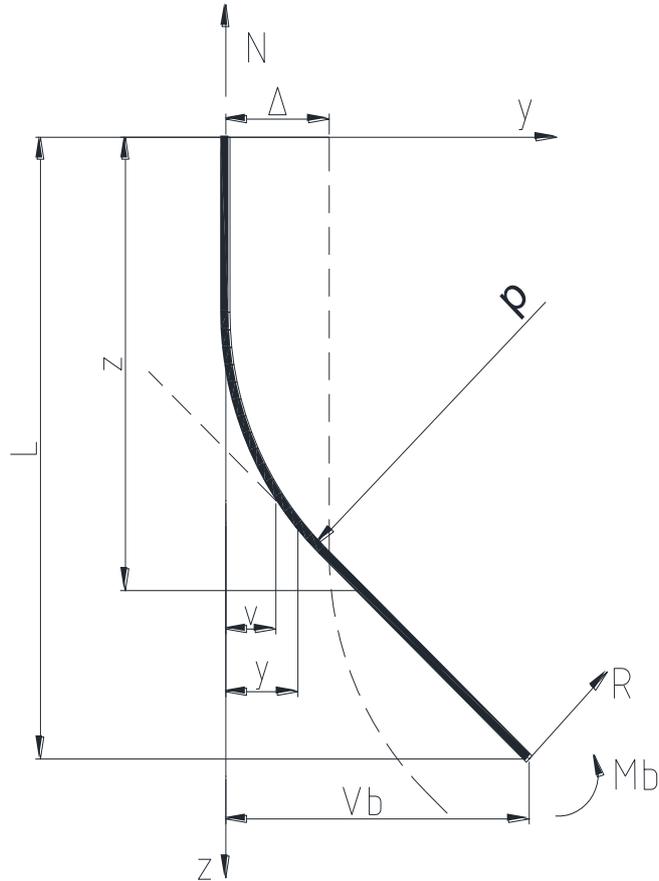


Рисунок 3.3.1 - Участок изогнутой оси стержня (верхняя часть опирается, нижняя часть касается с каналом): ρ - радиус кривизны канала (кривизна $k = 1/\rho$); N – продольная сила; Δ - разница между радиусами стержня и муфты; l – расстояние от муфты до точки касания стержня с каналом; y – расстояние между изогнутой осью стержня и точкой касания стержня с каналом; R – реакция, возникающая в точке касания стержня с каналом; M_b – изгибающий момент в точке касания стержня с каналом

В работе рассмотрены два случая: стержень касается стенок канала и опирается на них и стержень не касается канала.

Для проверки работоспособности модели и проверки правильности проведения расчетов сначала была написана математическая модель для расчета напряжений в сплошных насосных штангах.

3.4 Исходные данные для построения математической модели расчета напряжений в сплошных насосных штангах

В результате идеализации модели получено, что математическая модель расчета напряжений в сплошных насосных штангах должна учитывать следующие параметры: P_{max} – усилие при ходе вверх, Н; P_{min} – усилие при ходе вниз, Н; R – реакция со стороны НКТ в месте контакта, Н; \mathcal{N} – продольная сила, растягивающая колонну, Н; E – модуль упругости материала, МПа; D – диаметр штанги, м; dm – диаметр муфты, м; dtr – внутренний диаметр НКТ, м; l – расстояние от муфты насосной штанги до точки касания с НКТ, м; ρ – радиус кривизны скважины, м; lsh – длина хода штока, м.

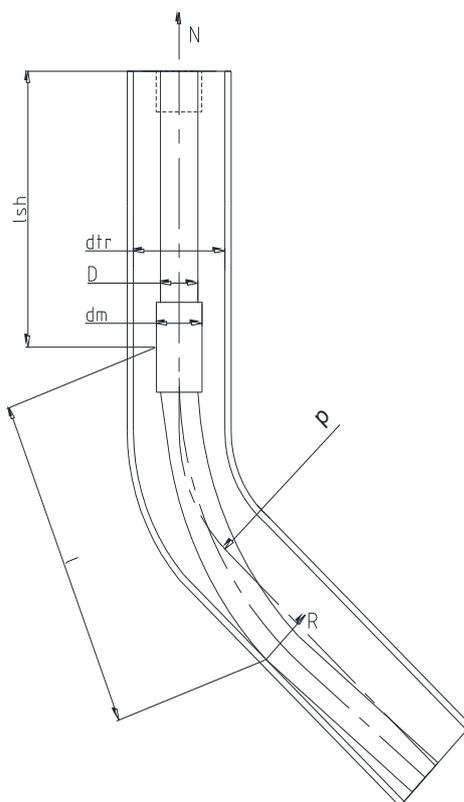


Рисунок 3.4.1 - Схема расчета напряжений в насосной штанге, работающей в наклонно-направленной скважине

3.5 Построение блок-схемы к математической модели расчета напряжений в сплошных насосных штангах

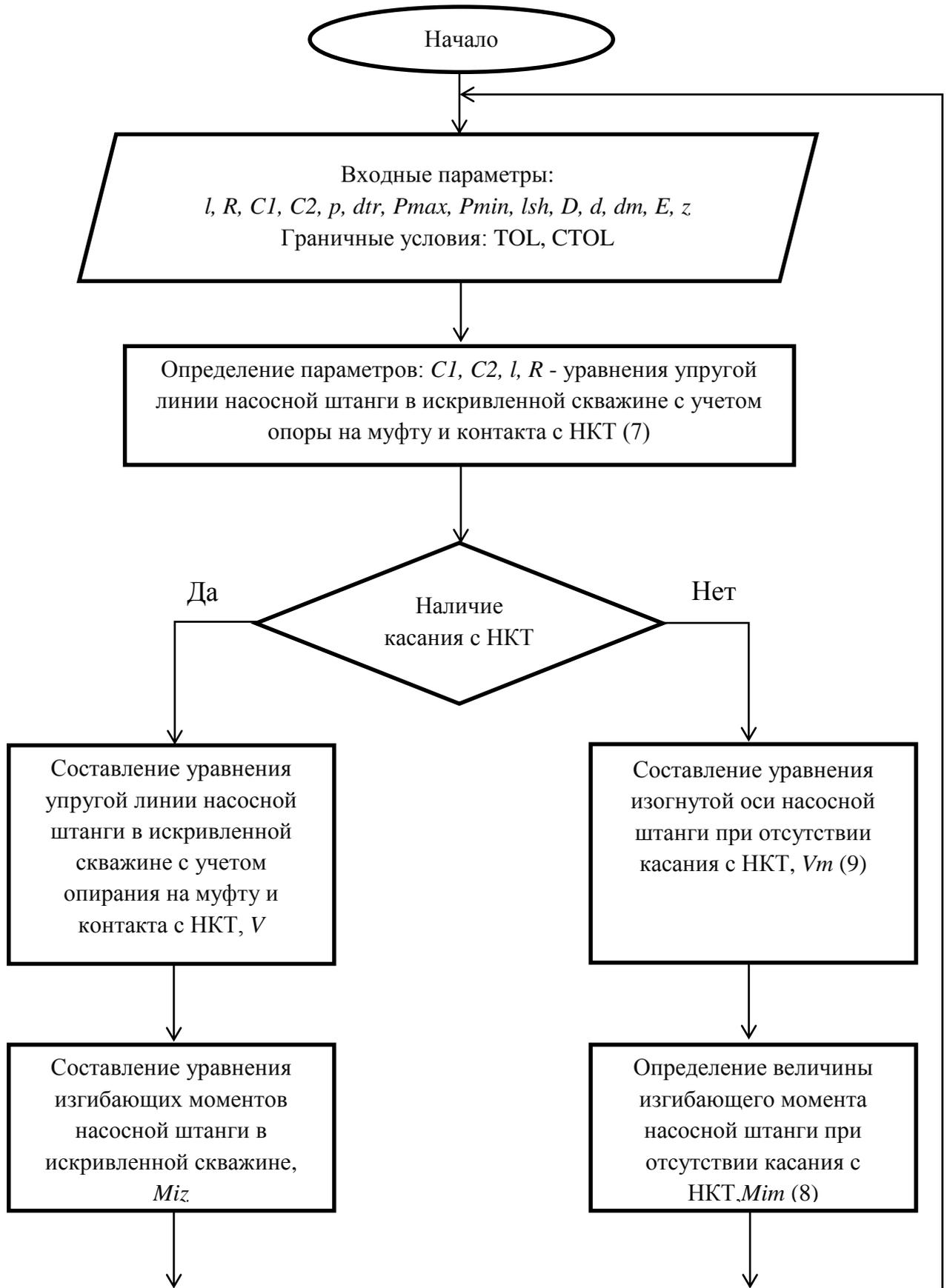


Рисунок 3.5.1, лист 1 - Блок-схема к разработанной методике расчета

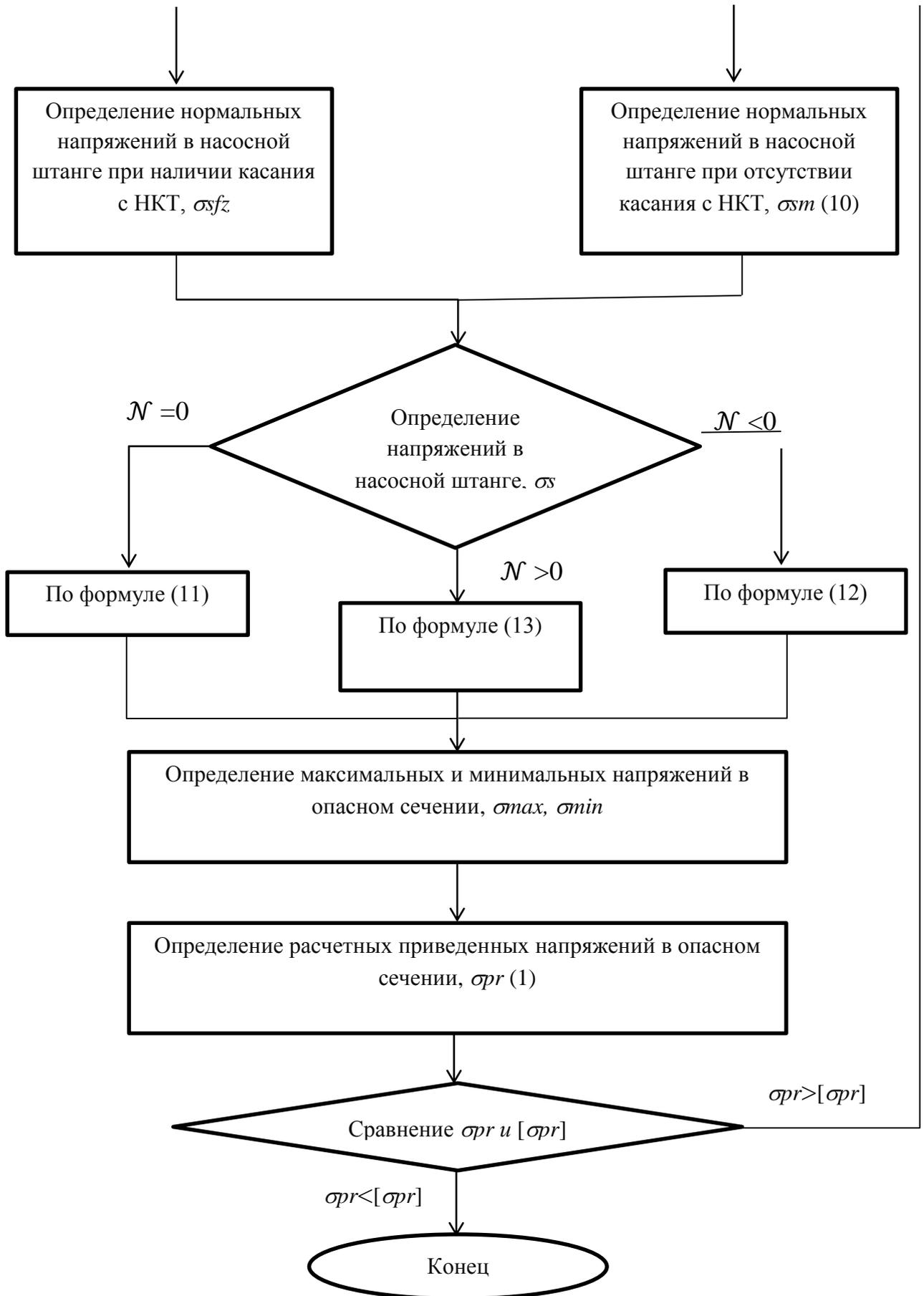


Рисунок 3.5.1, лист 2 - Блок-схема к разработанной методике расчета

3.6 Построение математической модели расчета напряжений в сплошных насосных штангах

Ниже приведена часть модели для случая, когда отсутствует касание между колонной штанг и колонной НКТ. Вид модели в пакете MathCAD приведен в приложении А.

Определить постоянные C_1 и C_2 , а также реакцию R и размер l (наличие опирания) из уравнения (3.6.1):

$$C_1 + C_2 + \left(\frac{d_m - D}{2} + \frac{l^2 \times k}{2} - \frac{E \times D^4 \times k \times \pi}{64 \mathcal{N}} + \left(\frac{R}{\mathcal{N}} - k \times l \right) \times l \right) = 0 \quad (3.6.1)$$

Определить величину изгибающего момента при отсутствии касания:

$$M_{im} = k \times \frac{l_{sh} \times \sqrt{\mathcal{N} \times E \times \frac{\pi \times D^4}{64}} \times \left(e^{\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times D^4}{64}} \times l_{sh}}} + 1 \right)}{2 \times \left(e^{\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times D^4}{64}} \times l_{sh}}} - 1 \right)} \quad (3.6.2)$$

Составить уравнение изогнутой оси:

$$V_m = \frac{M_{im}}{\mathcal{N}} \times \left[1 + \frac{\left(e^{-\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times D^4}{64}} \times l_{sh}}} - 1 \right)}{e^{\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times D^4}{64}} \times l_{sh}}} - e^{-\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times D^4}{64}} \times l_{sh}}}} \times e^{\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times D^4}{64}} \times z}} + \frac{\left(1 - e^{-\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times D^4}{64}} \times l_{sh}}} \right)}{e^{\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times D^4}{64}} \times l_{sh}}} - e^{-\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times D^4}{64}} \times l_{sh}}}} \times e^{-\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times D^4}{64}} \times z}} \right] \quad (3.6.3)$$

Провести расчет нормальных напряжений:

$$\sigma_{sm} = \frac{\mathcal{N}}{\frac{\pi \times D^2}{4}} + \frac{M_{im}}{\frac{\pi \times D^3}{32}} \quad (3.6.4)$$

Определить напряжения в сплошной насосной штанге:

$$\text{При } \mathcal{N} = 0 \quad \sigma_s = \frac{E \times d \times k}{2} \quad (3.6.5)$$

$$\begin{aligned} &\text{При } \mathcal{N} < 0 \quad \sigma_s \\ &= \frac{8 \times |\mathcal{N}| \times (d_{tr} - D)}{\pi \times D^3} \times \left[1 + \frac{1}{3} \times \sqrt{\frac{2 \times (d_m - D)}{d_{tr} - D}} \right] \\ &+ \frac{4 \times \mathcal{N}}{\pi \times D^2} \end{aligned} \quad (3.6.6)$$

$$\text{При } \mathcal{N} > 0 \quad \sigma_s = \frac{4 \times \mathcal{N}}{\pi \times D^2} + \frac{32 \times M_{im}}{\pi \times D^3} \quad (3.6.7)$$

При помощи логических операторов выбираем значение максимальных (σ_{max}) и минимальных (σ_{min}) напряжений, которые подставляются в формулу (3.6.8):

$$\sigma_{pr} = k^* \times \sqrt{\sigma_{max} \times \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}} \quad (3.6.8)$$

Ниже приведена часть модели для случая, когда есть касание между колонной штанг и колонной НКТ.

Так как работа характеризуется 4 критериями, для решения уравнений необходимо ввести команду *parfrac* (), что позволит разбить сложную дробь на простейшие и ускорить процесс поиска решения. Возможность применения данного способа решения и его результаты частично опубликованы в работе [23]. При помощи функции *Minerr()* находим значения коэффициентов C_1 и C_2 , место касания l , и силу R .

Составить уравнение изогнутой оси при наличии касания колонны штанг и колонны НКТ:

$$\begin{aligned}
 V = & \left[\operatorname{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_0 \times e^{\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times D^4}{64}} \times z}} + \operatorname{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_1 \times \right. \\
 & \left. e^{-\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times D^4}{64}} \times z}} \right] + \left[\frac{d_m - D}{2} + \frac{(\operatorname{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_2)^2 \times k}{2} - \frac{E \times D^4 \times k \times \pi}{64 \mathcal{N}} \right] + \\
 & \left[\left(\frac{\operatorname{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_3}{\mathcal{N}} - \operatorname{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_2 \times k \right) \times \operatorname{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_2 + \right. \\
 & \left. \left(\operatorname{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_2 \times k - \frac{\operatorname{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_3}{\mathcal{N}} \right) \times z \right] \quad (3.6.9)
 \end{aligned}$$

Определить величину изгибающего момента при наличии касания колонны штанг и колонны НКТ:

$$\begin{aligned}
 M_{iz} = & \left[\operatorname{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_0 \times e^{\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times D^4}{64}} \times z}} + \operatorname{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_1 \times \right. \\
 & \left. e^{-\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times D^4}{64}} \times z}} \right] \times \mathcal{N} \quad (3.6.10)
 \end{aligned}$$

Провести расчет нормальных напряжений при наличии касания колонны штанг и колонны НКТ:

$$\sigma_{sfz} = \frac{\mathcal{N}}{\frac{\pi \times D^2}{4}} + \frac{M_{iz}}{\frac{\pi \times D^3}{32}} \quad (3.6.11)$$

Далее расчет идет по формулам (3.6.5-3.6.8), и выводится значение приведенных напряжений с учетом коэффициентов.

Проверка адекватности математической модели проводилась по скважинам, приведенным во второй главе настоящей работы в таблицах 10,11,12.

Таблица 13 – Проверка адекватности математической модели по скважинам Ромашкинского месторождения

№ п/п	Напряжения по зависимости Одингга, МПа	Напряжения по разработанной методике, МПа	Напряжения по зависимости Одингга с математической моделью, МПа	Напряжения по разработанной методике с математической моделью, МПа	Допускаемые приведенные напряжения [σпр], МПа
1	2	3	4	5	6
1	65,1	101,7	77,6	121,1	88
2	69,9	110,7	88,4	139,7	88
3	102,7	160,4	122,2	190,8	127
4	60,6	94,6	72,1	112,6	108
5	74,0	117,1	93,2	147,5	88
6	103,5	163,9	130,4	206,5	108
7	94,4	149,4	118,9	188,2	98
8	97,4	152,2	115,9	181,2	108
9	66,7	105,5	84,0	132,9	88
10	102,2	159,7	121,6	190,0	108
11	68,0	107,6	85,7	135,6	88
12	73,2	114,4	87,1	136,1	108

Таблица 14 – Проверка адекватности математической модели по скважинам Самотлорского месторождения

№ п/п	Напряжения по зависимости Одингга, МПа	Напряжения по разработанной методике, МПа	Напряжения по зависимости Одингга с математической моделью, МПа	Напряжения по разработанной методике с математической моделью, МПа	Допускаемые приведенные напряжения [σпр], МПа
1	2	3	4	5	6
1	49,7	78,4	59,1	93,3	70
2	64,1	101,3	76,3	120,5	70
3	71,5	112,9	85,1	134,4	70
4	56,9	95,5	67,7	113,6	130
5	55,4	87,5	65,9	104,1	70
6	67,8	79,3	80,7	94,4	150

Продолжение таблицы 14 – Проверка адекватности математической модели по скважинам Самотлорского месторождения

7	81,7	137,2	97,2	163,3	130
8	59,8	100,5	71,2	119,6	130
9	57,6	91,0	68,5	108,3	70
10	55,3	92,9	65,8	110,6	130
11	41,8	69,3	49,7	82,5	150
12	67,7	113,7	80,6	135,3	130
13	74,2	124,6	88,3	148,3	130
14	59,8	100,5	71,2	119,6	130
15	59,8	94,5	71,2	112,5	70
16	83,4	131,8	99,2	156,8	70
17	92,3	145,8	109,8	173,5	130
18	68,6	108,4	81,6	129,0	70
19	67,9	107,4	80,8	127,8	70
20	68,3	108,0	81,3	128,5	130
21	49,3	77,9	58,7	92,7	70
22	51,3	81,1	61,0	96,5	70
23	78,4	123,9	93,3	147,4	130
24	68,4	108,1	81,4	128,6	130
25	66,2	104,5	78,8	124,4	70
26	58,2	92,0	69,3	109,5	70
27	79,4	125,4	94,5	149,2	70
28	42,3	71,1	50,3	84,6	130
29	61,1	96,6	72,7	115,0	70
30	58,6	98,5	69,7	117,2	130
31	94,2	158,2	112,1	188,3	130
32	71,8	120,6	85,4	143,5	130
33	55,3	92,9	65,8	110,6	130
34	62,6	105,3	74,5	125,3	130
35	59,4	93,9	70,7	111,7	70
36	84,1	132,9	100,1	158,2	70
37	104,1	174,8	123,9	208,0	130
38	45,7	72,3	54,4	86,0	70

Продолжение таблицы 14 – Проверка адекватности математической модели по скважинам Самотлорского месторождения

39	70,4	111,4	83,8	132,6	70
40	78,4	124,0	93,3	147,6	70
41	77,3	122,1	92,0	145,3	70
42	73,5	116,1	87,5	138,2	70
43	93,5	155,2	111,3	184,7	90
44	58,2	92,0	69,3	109,5	70
45	57,3	90,6	68,2	107,8	70
46	84,8	142,5	100,9	169,6	130
47	63,1	99,7	75,1	118,6	70
48	56,4	93,5	67,1	111,3	90
49	60,4	100,2	71,9	119,2	150
50	123,3	204,5	146,7	243,4	90
51	69,6	110,0	82,8	130,9	70
52	83,6	132,1	99,5	157,2	70
53	73,2	115,6	87,1	137,6	70
54	43,3	71,8	51,5	85,4	90

Сравнивая данные из таблицы 14 и данные из таблицы 10, можно сказать, что точность расчета увеличилась на 5 %. Число скважин на которых приведенные напряжения не превышают допускаемые приведенные напряжений, сократилось на 3.

Таблица 15 – Проверка адекватности математической модели по скважинам Усинского месторождения

№ п/п	Напряжения по зависимости Одингга, МПа	Напряжения по разработанной методике, МПа	Напряжения по зависимости Одингга с математической моделью, МПа	Напряжения по разработанной методике с математической моделью, МПа	Допускаемые приведенные напряжения $[\sigma_{пр}]$, МПа
1	2	3	4	5	5
1	73,0	121,2	89,1	144,2	120

Продолжение таблицы 15 – Проверка адекватности математической модели по скважинам Усинского месторождения

2	176,6	279,1	215,5	332,1	70
3	111,3	184,7	135,8	219,8	90
4	130,7	217,0	159,5	258,2	90
5	105,4	175,0	128,6	208,3	90
6	121,7	142,4	148,5	169,5	98

В результате проверки (таблицы 13, 14, 15) установлено, что применение математической модели совместно с новой методикой расчета приведенных напряжений дает результаты применимости различных конструкций колонн насосных штанг с большей точностью.

Таким образом, можно рекомендовать использование математической модели и новой методики расчета совместно.

Далее в работе приведена математическая модель для расчета приведенных напряжений в полых насосных штангах с учетом новой методики расчета.

3.7 Исходные данные для построения математической модели расчета напряжений в полых насосных штангах

В результате идеализации модели получено, что математическая модель расчета напряжений в полых насосных штангах должна учитывать следующие параметры: P_{max} – усилие при ходе вверх, Н; P_{min} – усилие при ходе вниз, Н; R – реакция со стороны НКТ в месте контакта, Н; \mathcal{N} – продольная сила, растягивающая колонну, Н; E – модуль упругости материала, МПа; D – наружный диаметр полый штанги, м; d – внутренний диаметр полый штанги, м; dm – диаметр муфты, м; dtr – внутренний диаметр НКТ, м; l – расстояние от муфты полый насосной штанги до точки касания с НКТ, м; ρ – радиус кривизны скважины, м; lsh – длина хода штока, м.

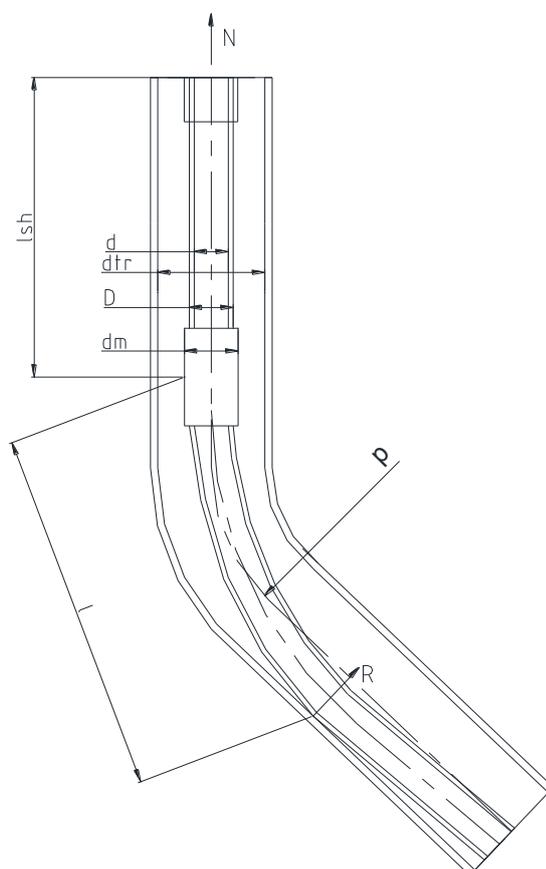


Рисунок 3.7.1 - Схема расчета напряжений в полый насосной штанге, работающей в наклонно-направленной скважине

3.8 Построение блок-схемы к математической модели расчета напряжений в полых насосных штангах

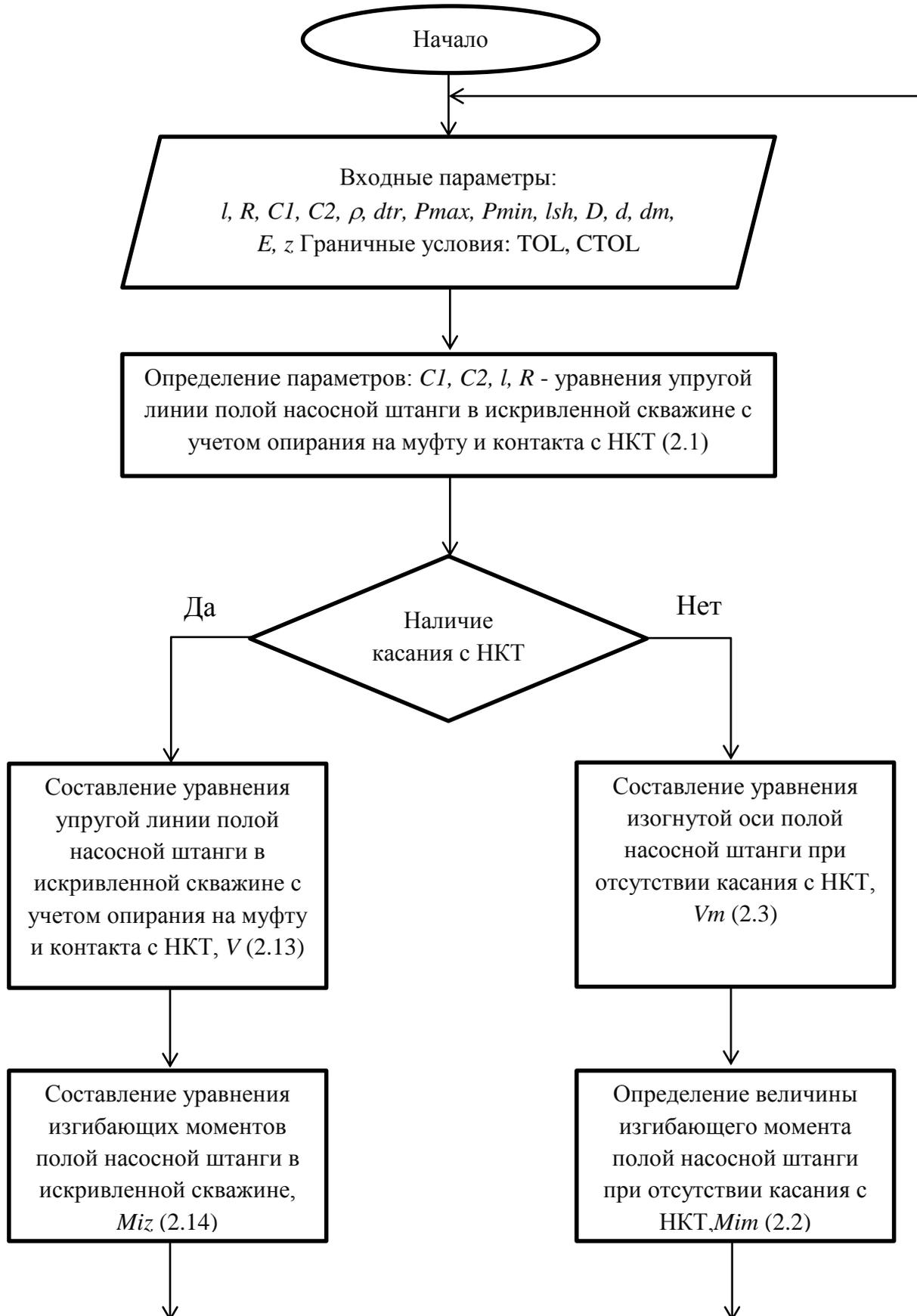


Рисунок 3.8.1, лист 1 - Блок-схема к разработанной методике расчета

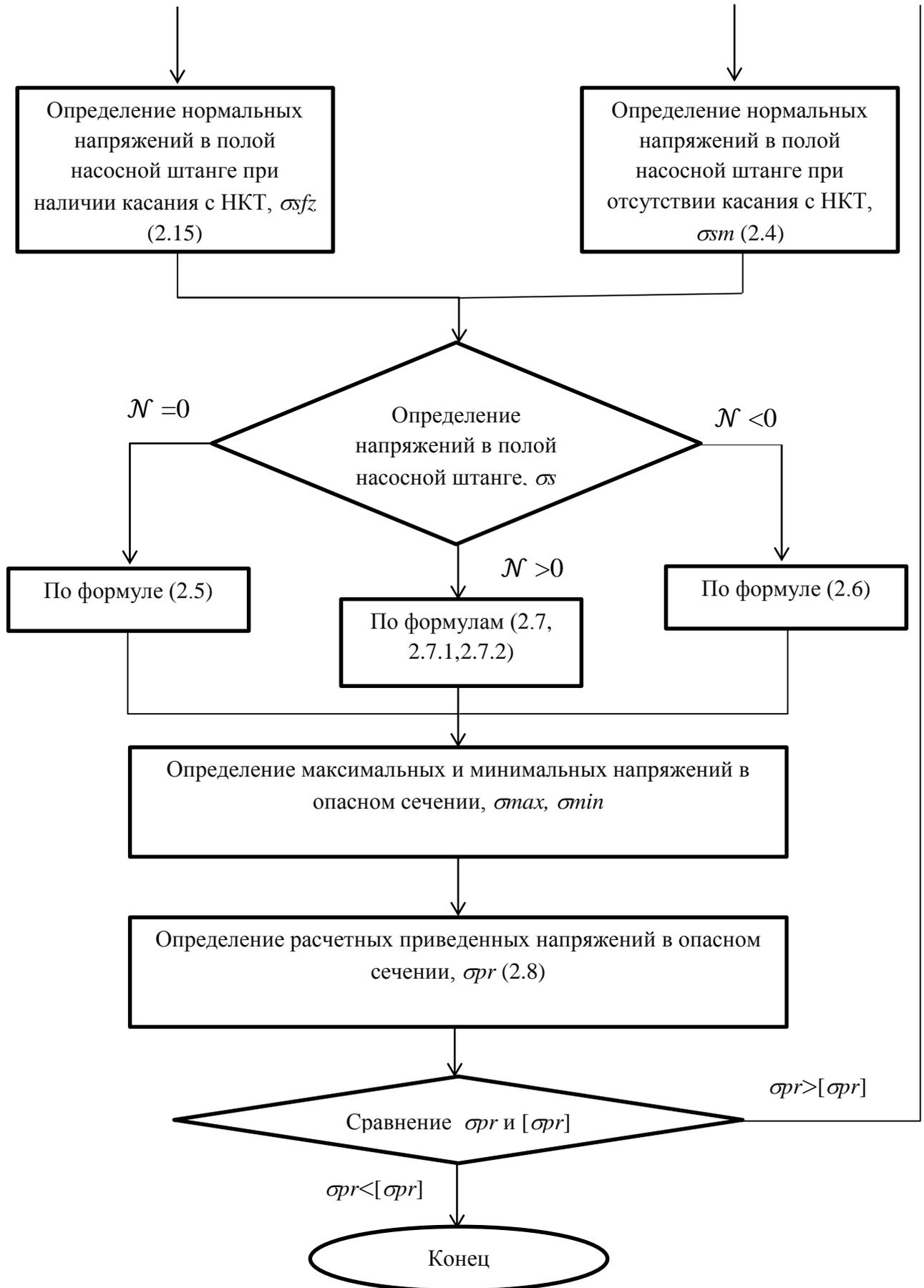


Рисунок 3.8.1, лист 2 - Блок-схема к разработанной методике расчета

3.9 Построение математической модели расчета напряжений в полых насосных штангах

Модель в пакете MathCAD приведена в приложении Б.

Определить постоянные C_1 и C_2 , а также реакцию R и размер l (наличие опирания) можно из уравнения (3.7.1):

$$C_1 + C_2 + \left(\frac{d_m - D}{2} + \frac{l^2 \times k}{2} - \frac{E \times (D^4 - d^4) \times k \times \pi}{64 \mathcal{N}} + \left(\frac{R}{\mathcal{N}} - k \times l \right) \times l \right) = 0 \quad (3.9.1)$$

Определить величину изгибающего момента при отсутствии касания:

M_{im}

$= k$

$$\times \frac{l_{sh} \times \sqrt{\mathcal{N} \times E \times \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64}} \times \left(e^{\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64}} \times l_{sh}}} + 1 \right)}{2 \times \left(e^{\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64}} \times l_{sh}}} - 1 \right)} \quad (3.9.2)$$

Составить уравнение изогнутой оси:

$$V_m = \frac{M_{im}}{\mathcal{N}} \times \left[1 + \frac{\left(e^{-\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64}} \times l_{sh}}} - 1 \right)}{e^{\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64}} \times l_{sh}}} - e^{-\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64}} \times l_{sh}}}} \times e^{\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64}} \times z}} \right. \\ \left. + \frac{\left(1 - e^{-\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64}} \times l_{sh}}} \right)}{e^{\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64}} \times l_{sh}}} - e^{-\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64}} \times l_{sh}}}} \right. \\ \left. \times e^{-\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64}} \times z}} \right] \quad (3.9.3)$$

Провести расчет нормальных напряжений:

$$\sigma_{sm} = \frac{\mathcal{N}}{\frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4}} + \frac{M_{im}}{\frac{\pi \times (D^3 - d^3)}{32}} \quad (3.9.4)$$

Определить напряжения в полый насосной штанге:

$$\text{При } \mathcal{N} = 0 \quad \sigma_s = \frac{E \times d \times k}{2} \quad (3.9.5)$$

$$\begin{aligned} \text{При } \mathcal{N} < 0 \quad \sigma_s &= \\ &= \frac{8 \times |\mathcal{N}| \times (d_{tr} - D)}{\pi \times (D^3 - d^3)} \times \left[1 + \frac{1}{3} \times \sqrt{\frac{2 \times (d_m - D)}{d_{tr} - D}} \right] \\ &+ \frac{4 \times \mathcal{N}}{\pi \times (D^2 - d^2)} \end{aligned} \quad (3.9.6)$$

$$\text{При } \mathcal{N} > 0 \quad \sigma_s = \frac{4 \times \mathcal{N}}{\pi \times (D^2 - d^2)} + \frac{32 \times M_{im}}{\pi \times (D^3 - d^3)} \quad (3.9.7)$$

При помощи логических операторов выбираем значение максимальных (σ_{max}) и минимальных (σ_{min}) напряжений, которые подставляются в формулу (3.9.8):

$$\sigma_{pr} = k^* \times \sqrt{\sigma_{max} \times \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}} \quad (3.9.8)$$

Ниже приведена часть модели для случая, когда есть касание между колонной полых штанг и колонной НКТ.

Составить уравнение изогнутой оси при наличии касания колонны полых штанг и колонны НКТ:

$$\begin{aligned} V = & \left[\text{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_0 \times e^{\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64}} \times Z}} + \right. \\ & \left. \text{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_1 \times e^{-\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64}} \times Z}} \right] + \left[\frac{d_m - D}{2} + \frac{(\text{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_2)^2 \times k}{2} - \right. \\ & \left. \frac{E \times (D^4 - d^4) \times k \times \pi}{64 \mathcal{N}} \right] + \left[\left(\frac{\text{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_3}{\mathcal{N}} - \text{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_2 \times k \right) \times \right. \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} & \text{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_2 + \left(\text{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_2 \times k - \frac{\text{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_3}{\mathcal{N}} \right) \times \\ & z \end{aligned} \right] \quad (3.9.9)$$

Определить величину изгибающего момента при наличии касания колонны штанг и колонны НКТ:

$$M_{iz} = \left[\text{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_0 \times e^{\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64}}}} \times z + \text{parfrac}(\mathcal{N}, k, d, dm)_1 \times e^{-\sqrt{\frac{\mathcal{N}}{E \times \frac{\pi \times (D^4 - d^4)}{64}}}} \times z \right] \times \mathcal{N} \quad (3.9.10)$$

Провести расчет нормальных напряжений при наличии касания колонны штанг и колонны НКТ:

$$\sigma_{sfz} = \frac{\mathcal{N}}{\frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4}} + \frac{M_{iz}}{\frac{\pi \times (D^3 - d^3)}{32}} \quad (3.9.11)$$

Далее расчет идет по формулам (3.9.5-3.9.8), и выводится значение приведенных напряжений с учетом коэффициентов.

Проведем проверку модели по данным с Ромашкинского месторождения (таблица 16).

В результате проверки модели (таблица 16) получено, что обрыв произойдет только на скважине №2. В действительности обрыв на данной скважине произошел.

Поэтому можно сделать вывод, что данная модель позволяет с высокой точностью получать величины расчетных приведенных напряжений, которые можно использовать для подбора колонны полых штанг.

Таблица 16 - Проверка результатов математической модели по скважинам Ромашкинского месторождения (полые насосные штанги)

№ п/п	Напряжения по зависимости Одингга, МПа	Напряжения по разработанной методике, МПа	Напряжения по зависимости Одингга с математической моделью, МПа	Напряжения по разработанной методике с математической моделью, МПа	Допускаемые приведенные напряжения $[\sigma_{пр}]$, МПа
1	2	3	4	5	6
1	71,2	129,8	80,4	122,3	128,7
2	94,9	144,3	107,2	163,1	128,7
3	63,1	95,9	71,3	108,4	128,7
4	53,2	80,9	60,1	91,4	128,7

Опираясь на разработанные математические модели и созданную методику, построим зависимость приведенных напряжений от продольных усилий с учетом радиуса кривизны скважины (рисунок 3.9.1 и рисунок 3.9.2.).

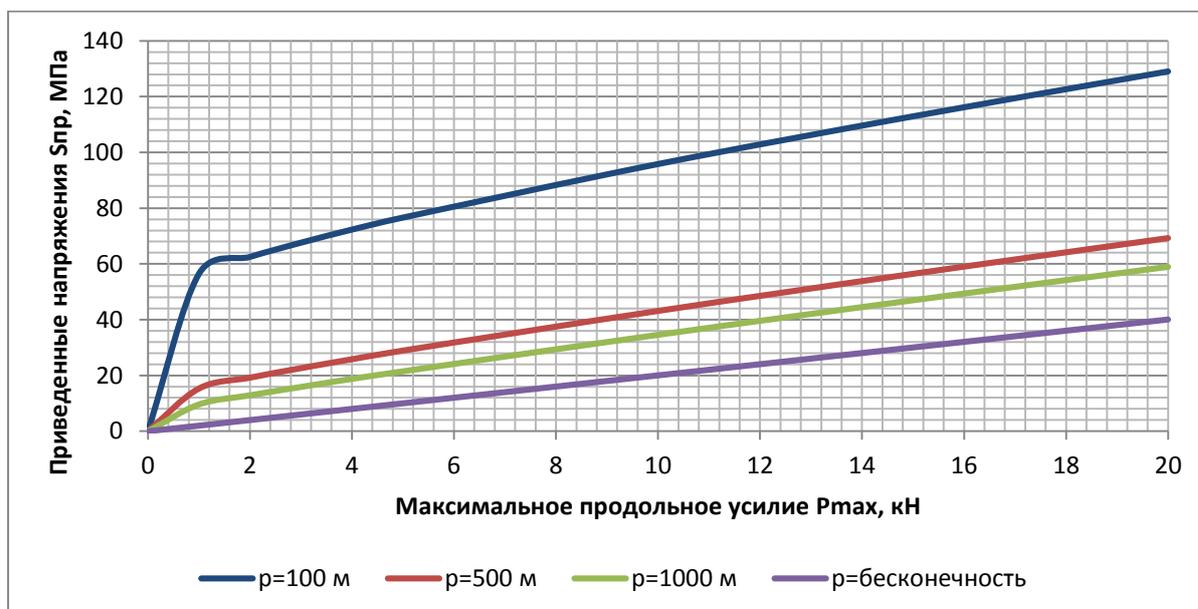


Рисунок 3.9.1 - Зависимость приведенных напряжений от продольных усилий с учетом радиуса кривизны скважины

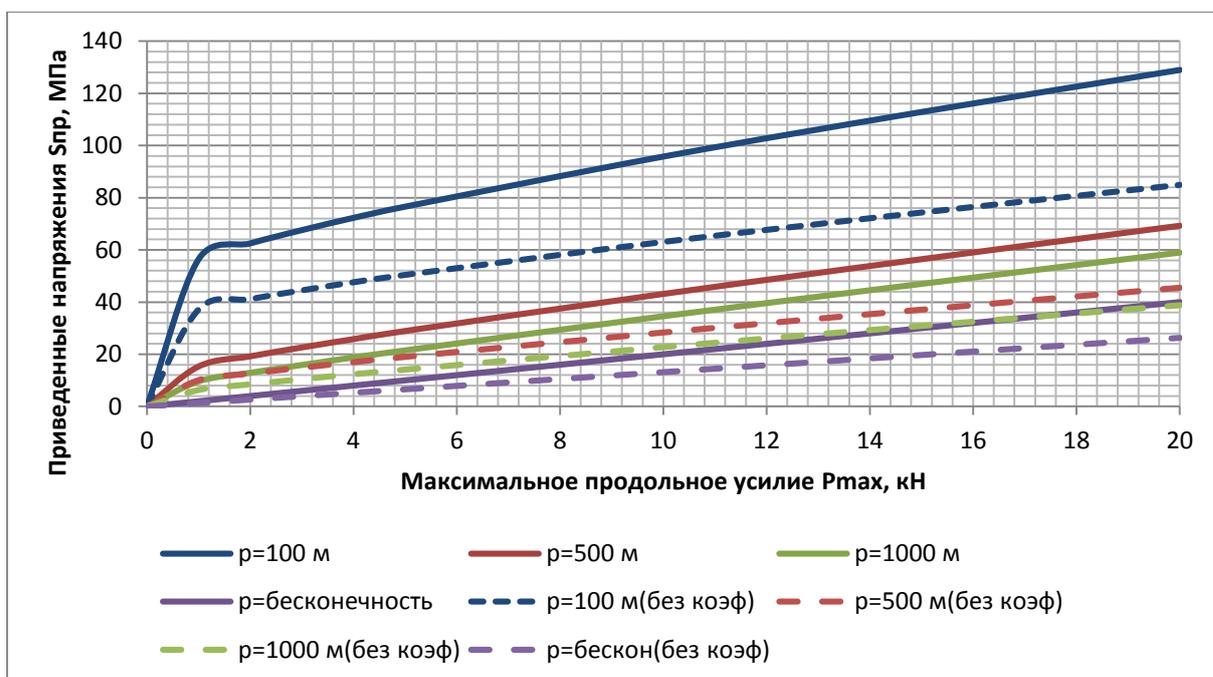


Рисунок 3.9.2 - Сравнение зависимостей приведенных напряжений от продольных усилий при различных радиусах кривизны скважины, полученных при использовании методики Одинга и методики, предложенной автором

Сравнив полученные графики, можно сделать вывод, что при одних и тех же нагрузках напряжения отличаются на 30-50 % в зависимости от продольного усилия (при нагрузках до 10 кН при радиусе кривизны от 1000 м до ∞ напряжения отличаются на 30 %, при увеличении радиуса кривизны до 500 м, напряжения отличаются на 40 %, и на 50 % при радиусе кривизны 100 м). Это связано с тем, что математическая модель и модернизированная методика позволили учесть большинство конструктивных особенностей штанг, ныне используемых на территории РФ, а именно: концентрацию напряжений, масштабный фактор, качество обработки поверхности, способ упрочнения, коэффициент разупрочнения поверхности под действием нагрузок, непостоянство проходного сечения полых штанги, а также искривленность скважины [37,109].

Как видно из рисунков 3.9.1 и 3.9.2, при уменьшении радиуса искривления скважины зависимость между приведенными напряжениями и

продольным усилием становится нелинейной, все это говорит о значительном влиянии радиуса искривления на величину напряженного состояния колонны полых насосных штанг [37, 109].

Вывод по главе 3

Для уточнения расчетов создана математическая модель вычисления приведенных напряжений, которая учитывает условия работы в наклонно-направленной скважине и особенности конструкции насосных штанг (полых и сплошных).

В данной математической модели колонна штанг рассматривается как упругий стержень диаметром D с внутренним каналом диаметром d , помещенный в канал НКТ внутренним диаметром d_{tr} и длиной хода l_{sh} , с наложенными на нее граничными и начальными условиями.

Сравнив полученные величины приведенных напряжений, рассчитанные по математической модели с новой методикой, с величинами напряжений, рассчитанных по зависимости Одингга (с учетом особенностей работы в наклонно-направленной скважине и без), можно сделать вывод, что значения расчетных приведенных напряжений отличаются на 10-15% (при сравнении с новой методикой), на 20-25% (при сравнении с зависимостью Одингга+математическая модель) и на 40-50% (при сравнении с зависимостью Одингга).

Сравнение зависимостей приведенных напряжений от продольного усилия с применением новой методики и зависимости Одингга показало, что результаты отличаются на 30-50 % в зависимости от величины нагрузки.

Разработанная на основе созданной математической модели методика расчета и подбора полых штанговых колонн применяется в ПО "Автотехнолог", широко используемого в нефтяной промышленности России.

Решены следующие основные задачи исследования:

- разработать математическую модель расчета приведенных напряжений с учетом свойств материала, конструктивных особенностей штанг и нагрузок, возникающих в искривленных скважинах;
- исследовать на основе математического моделирования влияние такого фактора, как темп набора кривизны на величину напряжений.

Глава 4. Численный и физический эксперимент с полыми насосными штангами для определения предела выносливости

Для подтверждения математической модели и модернизированной методики расчета приведенных напряжений необходимо провести натурные испытания, которые заключаются в получении данных о пределе выносливости натурального образца.

Для проведения натурального эксперимента была создана методика проведения лабораторных испытаний (Приложение В) [47].

Однако, как известно, испытания для получения усталостных характеристик весьма продолжительны по времени, поэтому была создана компьютерная модель в системе SolidWorks и MathCAD, адекватность которой была проверена на данных, представленных в работе [88] и описана в работах [38, 39, 49].

4.1 Численный эксперимент с насосными штангами в системе SolidWorks

В системе автоматизированного проектирования, инженерного анализа и подготовки производства изделий SolidWorks [7] были созданы модели натуральных образцов насосных штанг различного типоразмера и модели натуральных образцов полых насосных штанг:

- сплошные насосные штанги ШН 19, ШН 22, изготовленные из стали 15Х2ГМФ и стали 40;
- полые насосные штанги ШНТ 36х5,5, изготовленные из стали 45

Модели были созданы в виде натурального образца насосной штанги, представленного на рисунке 4.1.1, а также в виде муфтовой части колонны насосных штанг. Благодаря этому подходу существует возможность провести испытания не только гладкой части натурального образца, но и муфтовой части.

Испытания муфтовой части смогут дать информацию о наличии в посадке самого опасного сечения.

Модели штанг (полых и сплошных) выполнены в соответствии с данными, представленными в ГОСТ [4] и ТУ на насосные штанги.

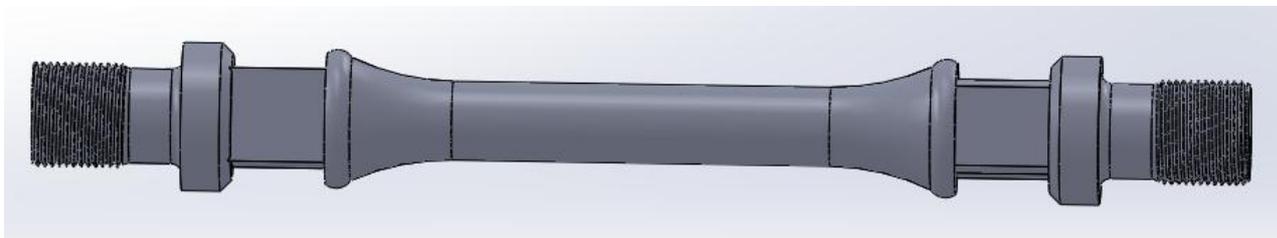


Рисунок 4.1.1 - Модель ШН 22

Особенности свойств материала изготовления были отражены при проведении компьютерного эксперимента (рисунок 4.1.2.).

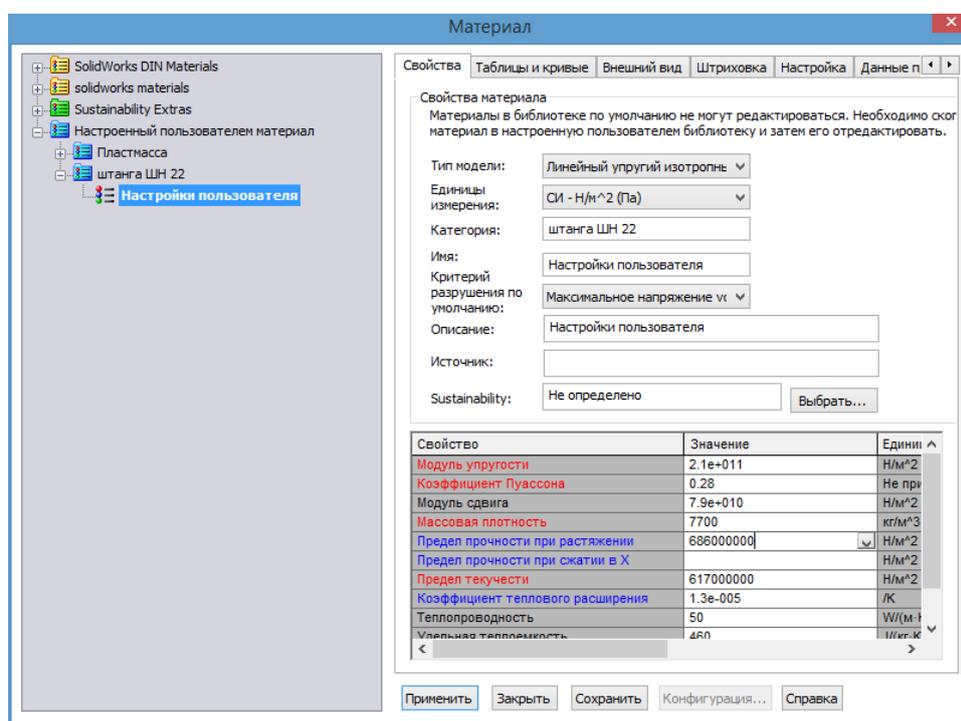


Рисунок 4.1.2 - Свойства материала сталь 15Х2ГМФ

После проведенных настроек была создана модель процесса нагружения натурального образца на стенде.

Результаты проведенного компьютерного эксперимента представлены ниже (рисунки 4.1.3-4.1.8):

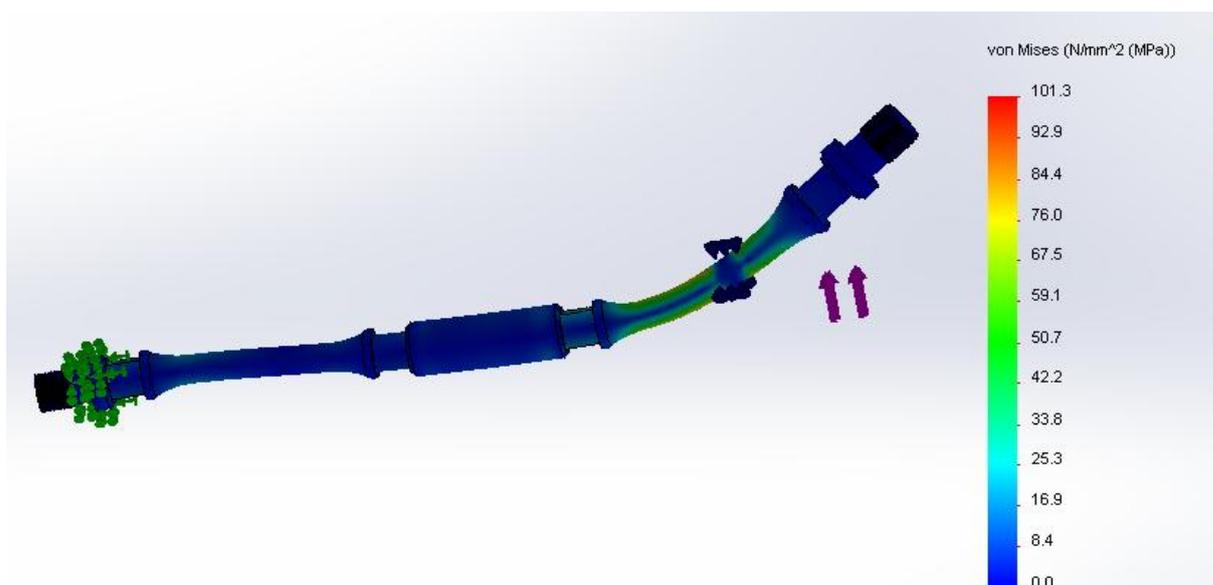


Рисунок 4.1.3 - Напряжения в муфтовой части насосной штанги ШН 22 Сталь 15X2ГМФ

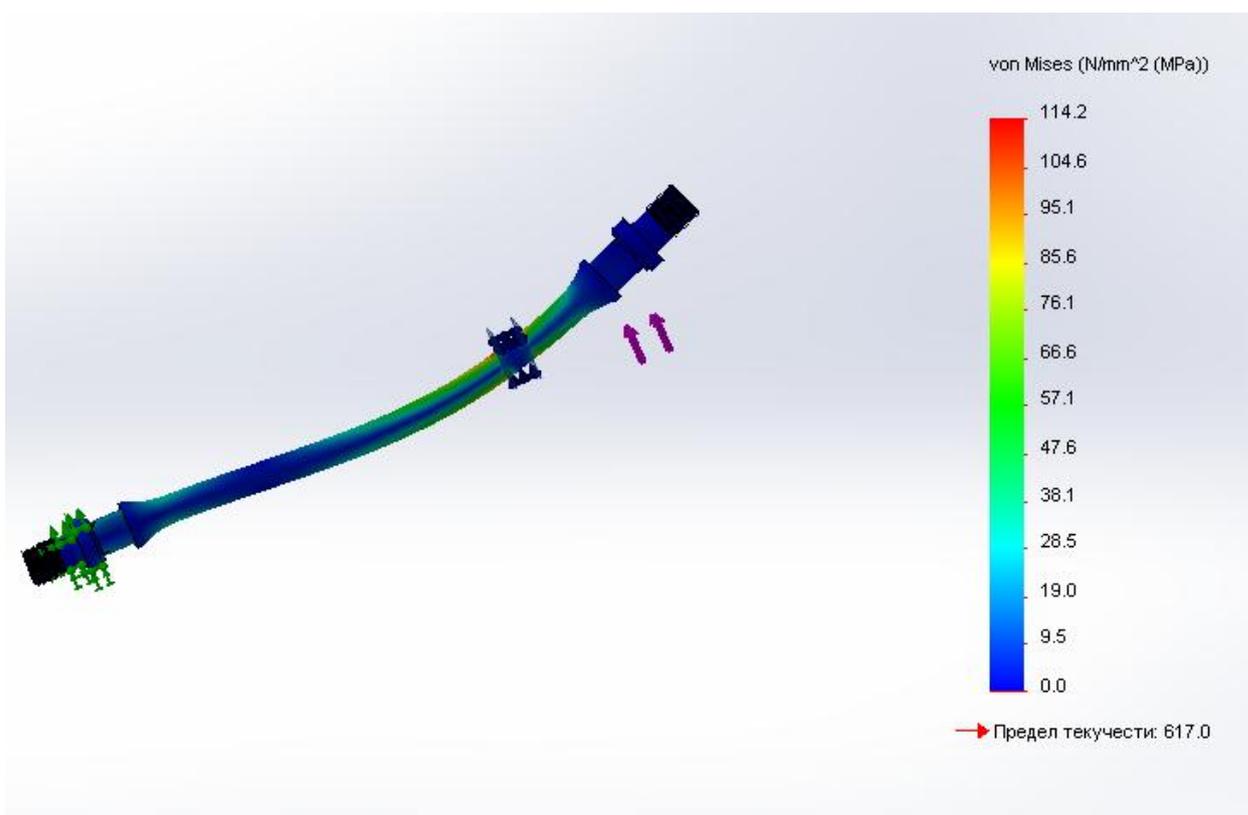


Рисунок 4.1.4 - Напряжения в натурном образце насосной штанги ШН 22 Сталь 15X2ГМФ

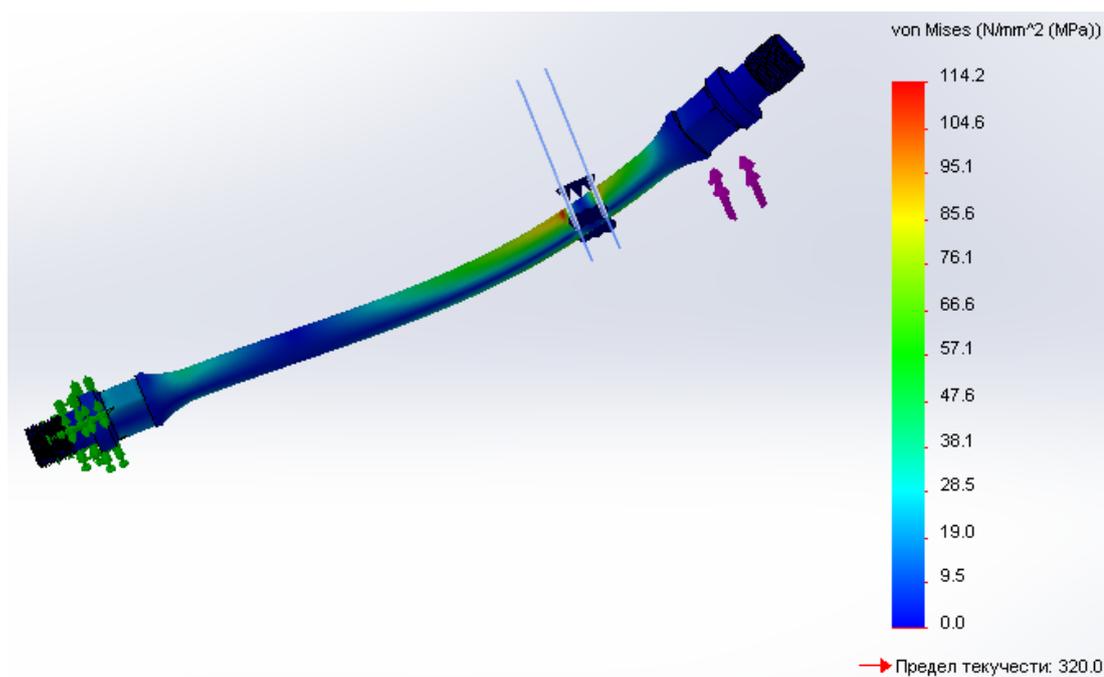


Рисунок 4.1.5 - Напряжения в натурном образце насосной штанги ШН 22
Сталь 40

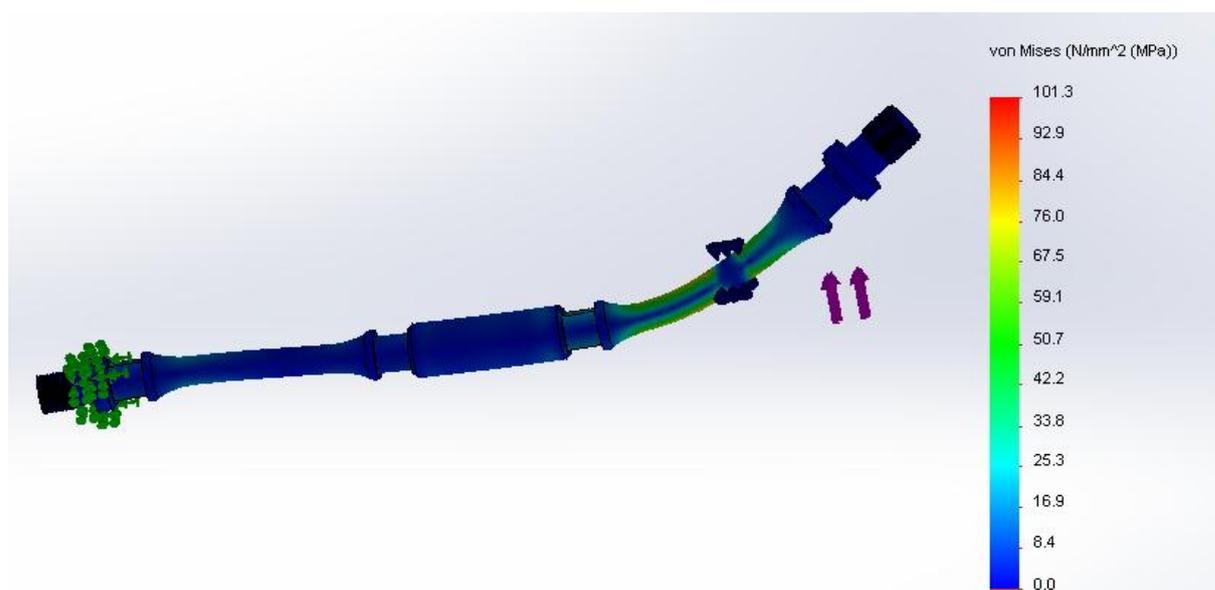


Рисунок 4.1.6 - Напряжения в муфтовой части насосной штанги ШН 22 Сталь
40

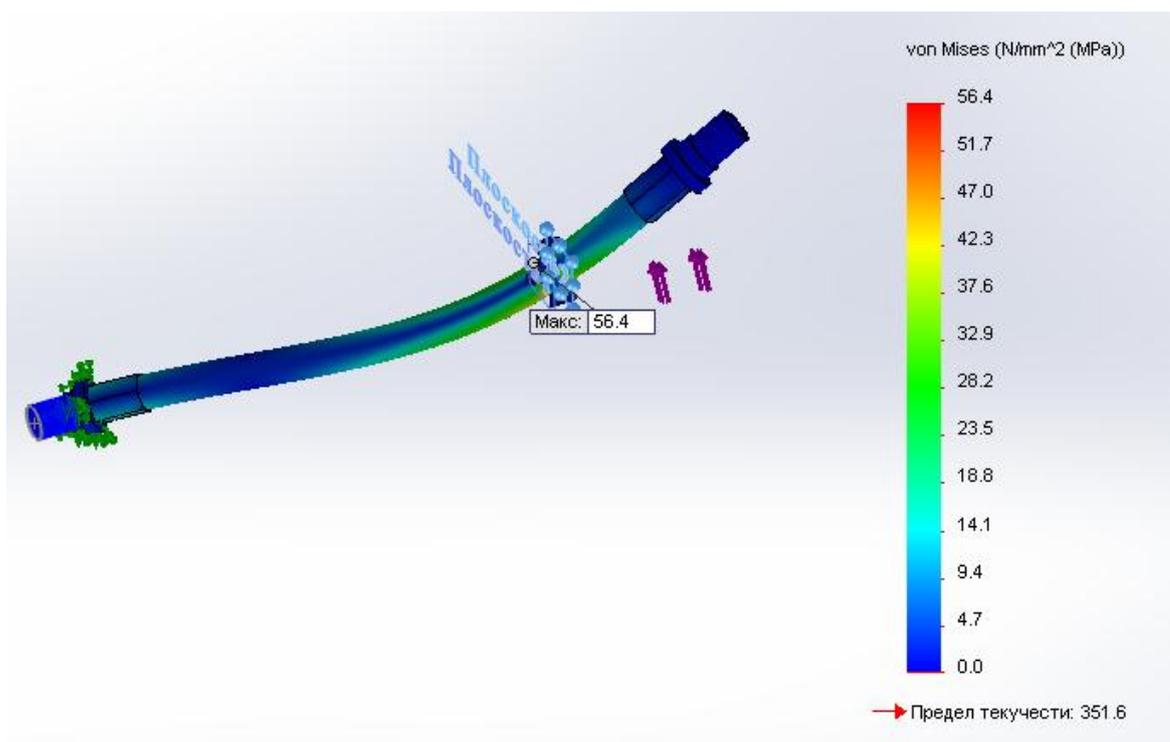


Рисунок 4.1.7 - Напряжения в натурном образце насосной штанги ШНТ 36x5,5 Сталь 45

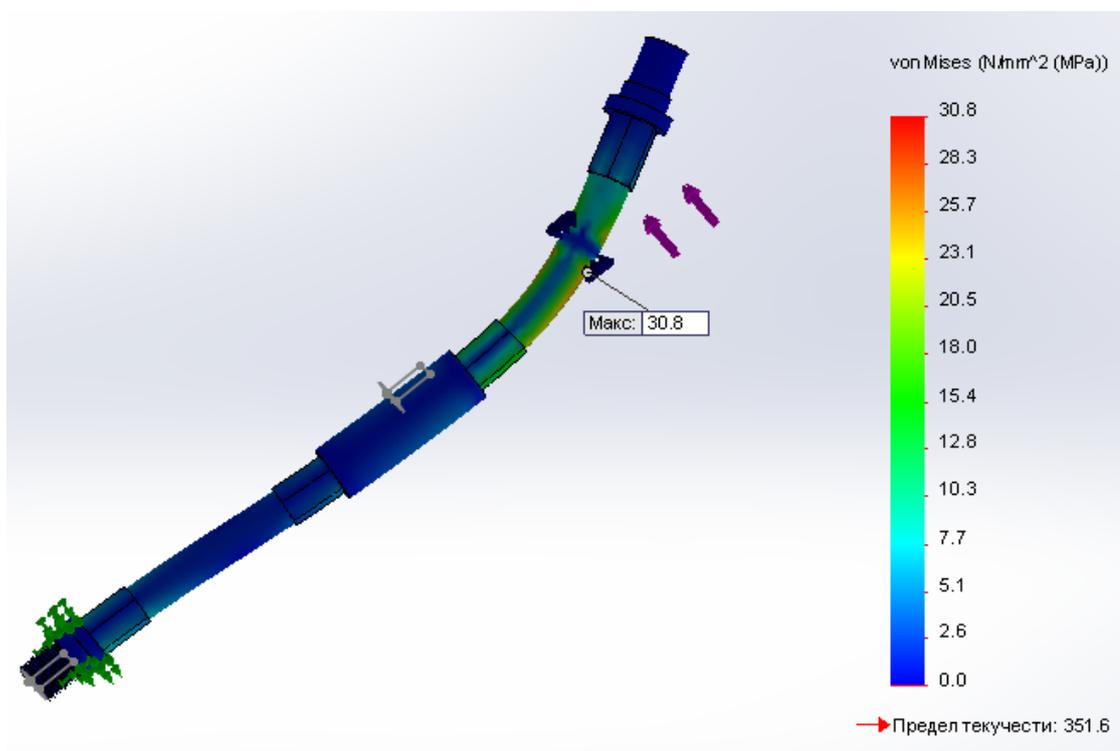


Рисунок 4.1.8 - Напряжения в муфтовой части насосной штанги ШНТ 36x5,5 Сталь 45

Данный расчет был произведен для того, чтобы определить максимальные напряжения, которые будут возникать в штанге при нагружении.

Для того чтобы получить данные по наработке необходимо в пакете SolidWorks Simulation провести расчет на усталость. Базу циклов примем равной 10 млн. циклов. Цикл выбираем симметричный, однако при необходимости можно поменять коэффициент асимметрии цикла, что можно увидеть на рисунке 4.1.9.

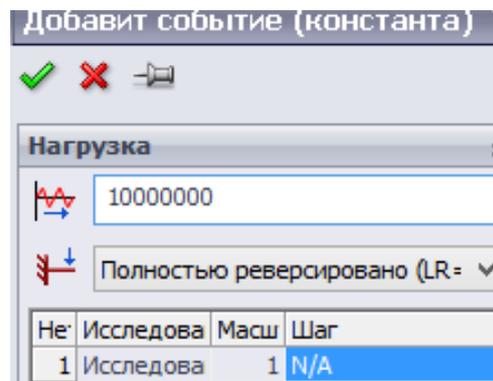


Рисунок 4.1.9 - Добавление параметров усталости

По данным материала строим кривую выносливости. Она определяется из модуля упругости, однако возможно создание собственной кривой выносливости (рисунок 4.1.10.).

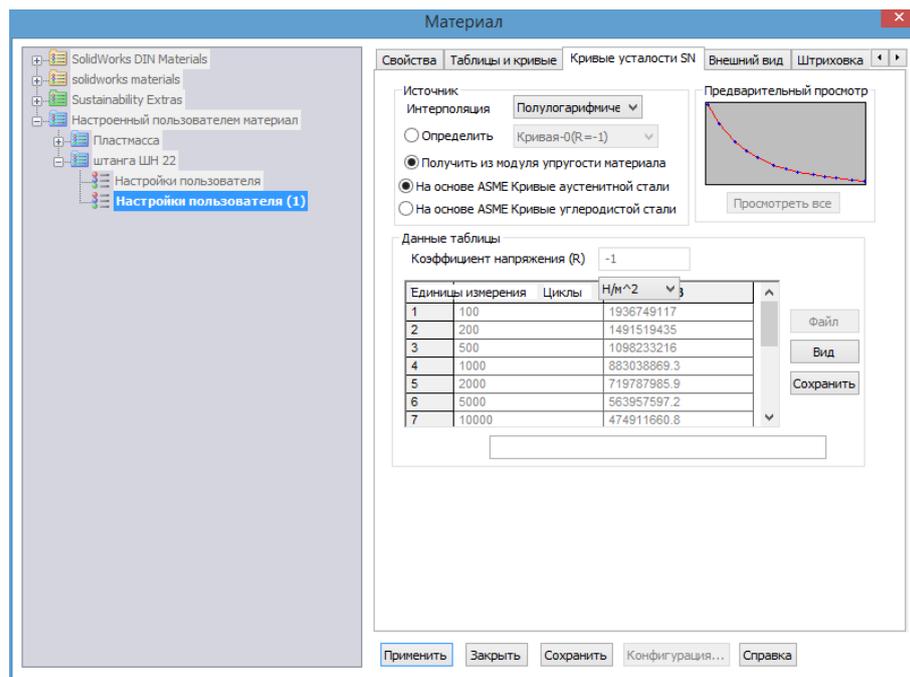


Рисунок 4.1.10 - Добавление параметров кривой выносливости

Полученные данные в результате компьютерных испытаний на усталость для продолжения расчета, необходимо перенести в систему MathCAD.

4.2 Обработка величин напряжений, полученных в SolidWorks для сплошных насосных штанг, пакетом MathCAD

Для этого выбираем 6 самых высоких значений напряжений и 6 самых меньших значений долговечности.

Эти данные нужно внести в матрицы $V\sigma$ и VN .

Обозначения:

σ - напряжения, на которых проводились испытания, МПа;

σ_n – начальные напряжения, МПа;

σ_k – конечные напряжения, МПа;

σ_t – шаг напряжений, МПа;

$V\sigma$ - вектор уровней напряжений, на которых проводились испытания;

σ_{-1} – предел выносливости, МПа;

$\sigma_{50_{-1}}$ – предел выносливости, соответствующий 50% вероятности разрушения, МПа;

$S\sigma_{-1}$ – среднеквадратичное отклонение;

σ_{-1P} – предел выносливости, соответствующий P% вероятностям разрушения, МПа;

N – долговечность на соответствующих уровнях напряжений, циклов;

N_t – долговечность, соответствующая σ_{-1P} , циклов;

N_0 – базовое значение долговечности, циклов;

VN – вектор долговечностей на соответствующих уровнях напряжений;

m – параметр кривой усталости, характеризующий угол наклона правой части кривой;

C - параметр кривой усталости, характеризующий левую часть кривой.

Вектор напряжений, на которых проводились испытания

Вектор долговечностей на соответствующих уровнях напряжений

$$V\sigma := \begin{pmatrix} 154.3 \\ 176 \\ 197.6 \\ 219.3 \\ 241 \\ 262.7 \end{pmatrix} \quad VN := \begin{pmatrix} 4184000 \\ 3353000 \\ 2523000 \\ 1692000 \\ 860900 \\ 30100 \end{pmatrix}$$

Функция определения параметров кривой усталости в виде $N\sigma^m=C$

$$pr(\sigma, N) := \begin{cases} pr_0 \leftarrow -\text{slope}(\log(\sigma), \log(N)) \\ pr_1 \leftarrow 10^{\text{intercept}(\log(\sigma), \log(N))} \\ pr \end{cases} \quad (4.2.1)$$

$$\begin{pmatrix} m \\ c \end{pmatrix} := pr(V\sigma, VN) \quad (4.2.2)$$

$$m = 7.507$$

$$c = 2.443 \times 10^{23}$$

Функция определения параметров распределения ограниченных пределов выносливости

$$R\sigma(\sigma, N, N0) := \begin{cases} m \leftarrow -\text{slope}(\log(\sigma), \log(N)) \\ c \leftarrow 10^{\text{intercept}(\log(\sigma), \log(N))} \\ \sigma_{-1} \leftarrow \left[\sigma \cdot \left(\frac{N}{N0} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \\ \sigma50_{-1} \leftarrow \left(\frac{c}{N0} \right)^{\frac{1}{m}} \\ S\sigma_{-1} \leftarrow \text{Stdev}(\sigma_{-1}) \\ \begin{pmatrix} \sigma50_{-1} \\ S\sigma_{-1} \end{pmatrix} \end{cases} \quad (4.2.3)$$

$$\begin{pmatrix} \sigma_{50_1} \\ S\sigma_{_1} \end{pmatrix} := R\sigma(V\sigma, VN, 10 \cdot 10^6) \quad (4.2.4)$$

$$\begin{pmatrix} \sigma_{50_1} \\ S\sigma_{_1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 152.425 \\ 21.074 \end{pmatrix}$$

Функция кривых усталости для различных вероятностей разрушения

$$Nt(\sigma, N, P, \sigma) := \begin{cases} m \leftarrow -\text{slope}(\log(\sigma), \log(N)) \\ c \leftarrow 10^{\text{intercept}(\log(\sigma), \log(N))} \\ N0 \leftarrow 10 \cdot 10^6 \\ \sigma_{_1} \leftarrow \left[\sigma \cdot \left(\frac{N}{N0} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \\ \sigma_{50_1} \leftarrow \left(\frac{c}{N0} \right)^{\frac{1}{m}} \\ S\sigma_{_1} \leftarrow \text{Stdev}(\sigma_{_1}) \\ \sigma_{_1P} \leftarrow \text{qnorm}(P, \sigma_{50_1}, S\sigma_{_1}) \\ Nt \leftarrow N0 \cdot \left(\frac{\sigma_{_1P}}{\sigma} \right)^m \end{cases} \quad (4.2.5)$$

Диапазон напряжений для построения графиков

$$\sigma_n := 140$$

$$\sigma_k := 270$$

$$i := 0..100$$

$$\sigma_i := \sigma_n + \left(\frac{\sigma_k - \sigma_n}{100} \right) \cdot i \quad (4.2.6)$$

$$N1 := Nt(V\sigma, VN, 0.1, \sigma) - 90\% \text{ безотказной работы}$$

$$N2 := Nt(V\sigma, VN, 0.5, \sigma) - 50\% \text{ безотказной работы}$$

$$N3 := Nt(V\sigma, VN, 0.9, \sigma) - 10\% \text{ безотказной работы}$$

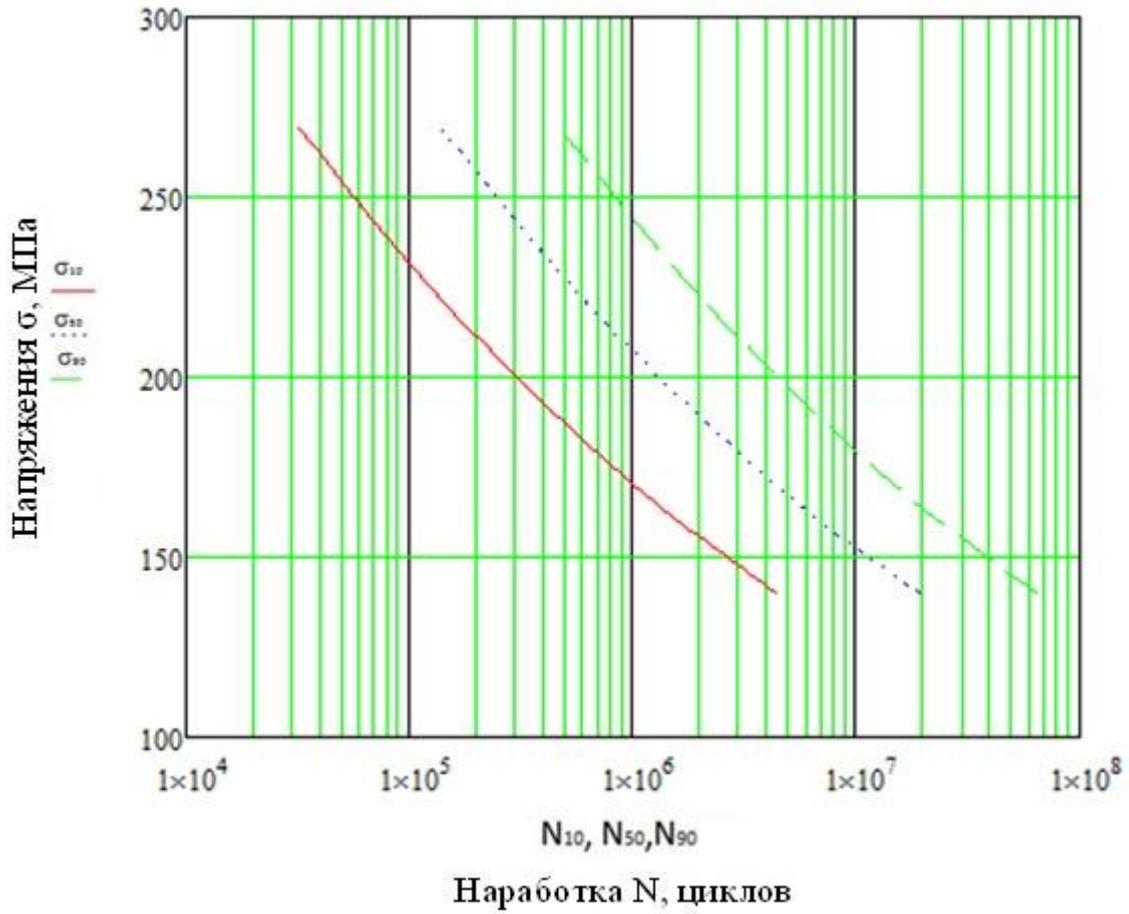


Рисунок 4.2.1 - Диаграмма усталости насосных штанг ШН 22 (по результатам численного эксперимента, где: σ – приведенное напряжение; N – число циклов; P – вероятность отказа) [38, 39, 33]

Полученные данные, приведенные на рисунке 4.2.1., были сравнены с данными, опубликованными в работе Ренева Д.Ю. [88]. В результате сравнения определено, что ошибка между результатами численного эксперимента и промышленными испытаниями насосных штанг составляет в среднем 18 %.

Исходя из этого проведем численный эксперимент с полыми насосными штангами ШНТ 36x5,5 по той же методике.

4.3 Обработка величин напряжений, полученных в SolidWorks для полых насосных штанг, пакетом MathCAD

Вектор напряжений, на которых проводились испытания

Вектор долговечностей на соответствующих уровнях напряжений

$$V\sigma := \begin{pmatrix} 145.6 \\ 181.5 \\ 217.4 \\ 253.3 \\ 289.2 \\ 325.1 \end{pmatrix}$$

$$VN := \begin{pmatrix} 6669000 \\ 5836000 \\ 5003000 \\ 4171000 \\ 3338000 \\ 2505000 \end{pmatrix}$$

Функция определения параметров кривой усталости в виде $N\sigma^m=C$

$$pr(\sigma, N) := \begin{cases} pr_0 \leftarrow -\text{slope}(\log(\sigma), \log(N)) \\ pr_1 \leftarrow 10^{\text{intercept}(\log(\sigma), \log(N))} \\ pr \end{cases} \quad (4.3.1)$$

$$\begin{pmatrix} m \\ c \end{pmatrix} := pr(V\sigma, VN) \quad (4.3.2)$$

$$m = 1.178$$

$$c = 2.589 \times 10^9$$

Функция определения параметров распределения ограниченных пределов
ВЫНОСЛИВОСТИ

$$R\sigma(\sigma, N, N0) := \begin{cases} m \leftarrow -\text{slope}(\log(\sigma), \log(N)) \\ c \leftarrow 10^{\text{intercept}(\log(\sigma), \log(N))} \\ \sigma_{-1} \leftarrow \left[\sigma \cdot \left(\frac{N}{N0} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \\ \sigma50_{-1} \leftarrow \left(\frac{c}{N0} \right)^{\frac{1}{m}} \\ S\sigma_{-1} \leftarrow \text{Stdev}(\sigma_{-1}) \\ \begin{pmatrix} \sigma50_{-1} \\ S\sigma_{-1} \end{pmatrix} \end{cases} \quad (4.3.3)$$

$$\begin{pmatrix} \sigma_{50_1} \\ S\sigma_{_1} \end{pmatrix} := R\sigma(V\sigma, VN, 10 \cdot 10^6) \quad (4.3.4)$$

$$\begin{pmatrix} \sigma_{50_1} \\ S\sigma_{_1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 122.787 \\ 9.611 \end{pmatrix}$$

Функция кривых усталости для различных вероятностей разрушения

$$Nt(\sigma, N, P, \sigma) := \begin{cases} m \leftarrow -\text{slope}(\log(\sigma), \log(N)) \\ c \leftarrow 10^{\text{intercept}(\log(\sigma), \log(N))} \\ N0 \leftarrow 10 \cdot 10^6 \\ \sigma_{_1} \leftarrow \left[\sigma \cdot \left(\frac{N}{N0} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \\ \sigma_{50_1} \leftarrow \left(\frac{c}{N0} \right)^{\frac{1}{m}} \\ S\sigma_{_1} \leftarrow \text{Stdev}(\sigma_{_1}) \\ \sigma_{_1P} \leftarrow \text{qnorm}(P, \sigma_{50_1}, S\sigma_{_1}) \\ Nt \leftarrow N0 \cdot \left(\frac{\sigma_{_1P}}{\sigma} \right)^m \end{cases} \quad (4.3.5)$$

Диапазон напряжений для построения графиков

$$\sigma_n := 140$$

$$\sigma_k := 330$$

$$i := 0..100$$

$$\sigma_i := \sigma_n + \left(\frac{\sigma_k - \sigma_n}{100} \right) \cdot i \quad (4.3.6)$$

$$N1 := Nt(V\sigma, VN, 0.1, \sigma) - 90\% \text{ безотказной работы}$$

$$N2 := Nt(V\sigma, VN, 0.5, \sigma) - 50\% \text{ безотказной работы}$$

$$N3 := Nt(V\sigma, VN, 0.9, \sigma) - 10\% \text{ безотказной работы}$$

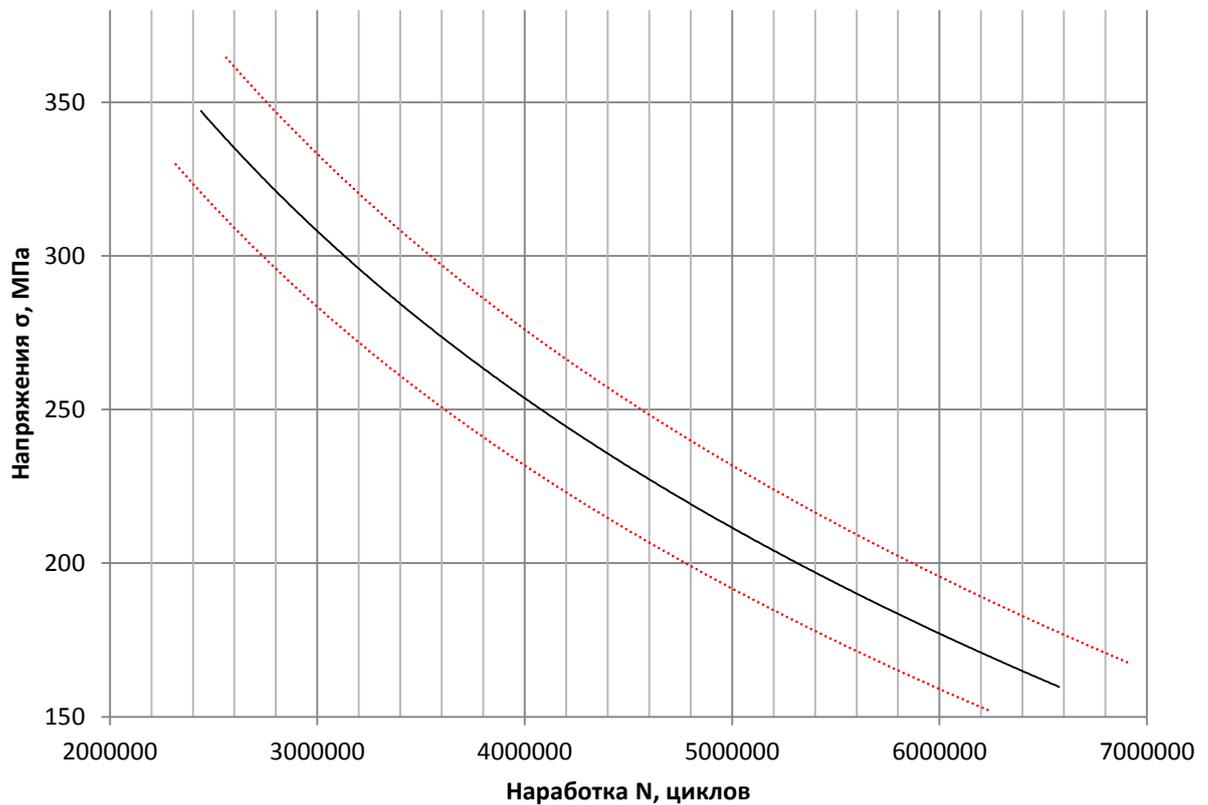


Рисунок 4.3.1 - Диаграмма усталости полых насосных штанг ШНТ 36x5,5 (по результатам 25 компьютерных испытаний, где: σ -приведенное напряжение; N – число циклов) [33, 34]

Предел выносливости для полых насосных штанг по результатам физического эксперимента равен 122,8 МПа.

Данный результат получен проведением серии из 25 компьютерных экспериментов с целью увеличения точности получаемых данных (приложение Г).

Для проверки адекватности расчетов данные по напряжениям были нанесены на построенную диаграмму Смита (диаграмма была построена теоретическая (по данным из справочников), для хрупкого разрушения, и по данным, полученным в системе SolidWorks при компьютерных испытаниях), представленная на рисунке 4.3.2. На данную диаграмму были нанесены напряжения, полученные по зависимости Одинга (красные точки) и по методике, предложенной автором (зеленые точки).

Как видно на диаграмме, модернизированная методика дает результаты, которые попадают в общую область, образованную тремя

диаграммами (из 16 точек, полученных при помощи зависимости Одингга только 5 попадают в общую область, 2 точки лежат на границе, из 16 точек, полученных при помощи новой методики, 12 попадают в общую область, 2 точки лежат на границе).

Это дает возможность сделать вывод, что данная методика охватывает факторы, влияющие на работоспособность колонны насосных штанг.

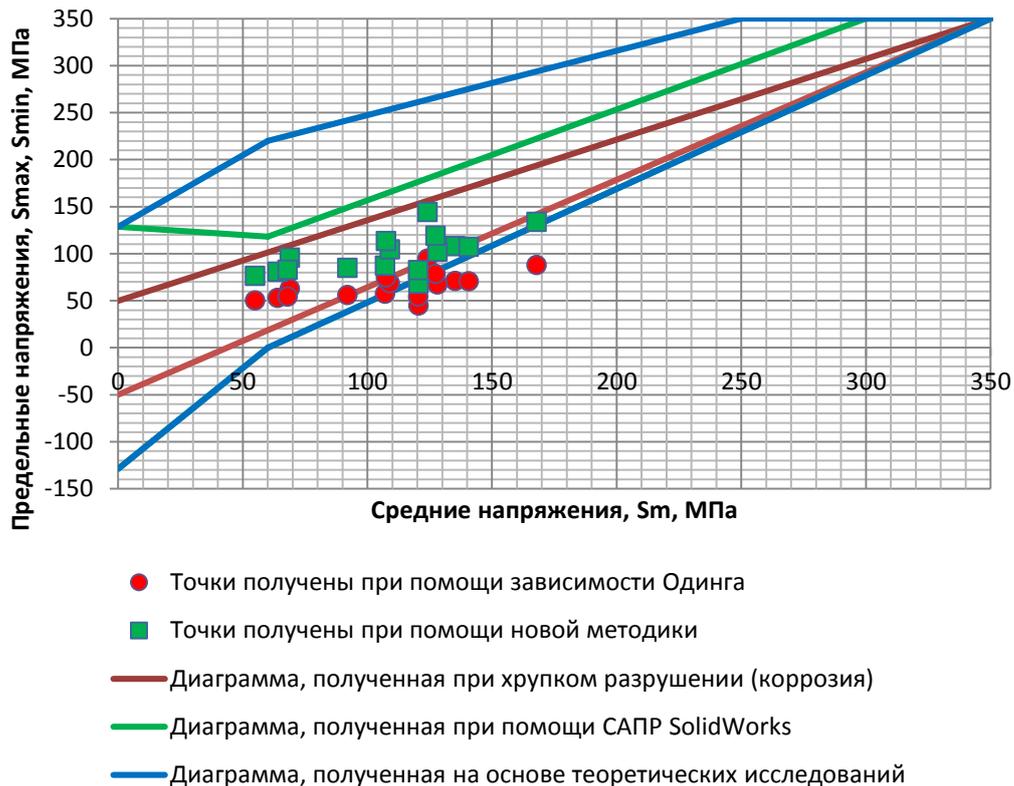


Рисунок 4.3.2 - Сравнение новой методики расчета с зависимостью Одингга на диаграмме Смита

Результаты, полученные в результате численного эксперимента необходимо сравнить с результатами физического эксперимента.

4.4 Физический эксперимент с полыми насосными штангами на выносливость

Определение предела выносливости проводилось на стенде, спроектированном (на основе ГОСТ [3]) на кафедре Машин и оборудования нефтяной и газовой промышленности, обеспечивающим консольное

нагружение в поперечном направлении с одновременным вращением образцов полой насосной штанги 36x5,5 и 32x3,5 мм при симметричном цикле нагружения с частотой 520 и 590 циклов в минуту (рисунок 4.4.1.).

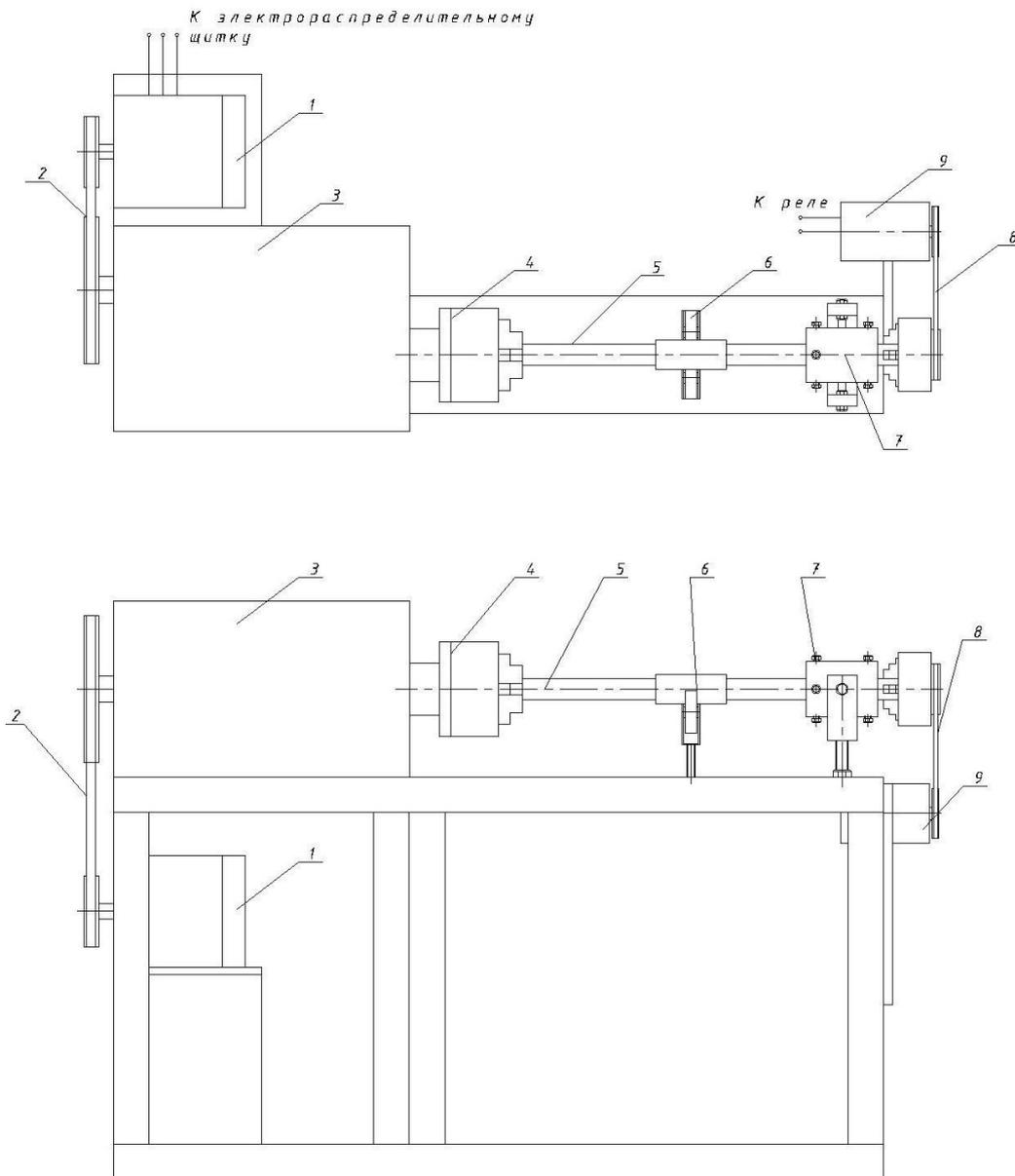


Рисунок 4.4.1 - Схема стенда для испытаний на усталость (1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – коробка передач; 4 – патрон; 5 – натуральный образец штанги; 6 – промежуточная опора; 7 – подшипниковый узел; 8 – ременная передача; 9 - электрогенератор)

Для определения предела выносливости материала полых насосных штанг разработана методика испытаний натуральных образцов полых насосных штанг, приведенная в приложении В [47]. При процессе подготовки образцов в пределах опасного сечения, а именно: в области посадки и муфты, а также

в гладкой части штанги, полностью сохранено качество поверхности и конструкции полой штанги.

Испытания на усталость характеризуются большой продолжительностью и значительным разбросом результатов испытаний. Разброс результатов связан с неоднородностью структуры материала образцов, анизотропией механических свойств.

Кривая усталости аппроксимировалась, как и в случае с компьютерными испытаниями, степенным уравнением вида $N\sigma^m=C$.

Результаты проведенных натуральных испытаний образцов полой насосной штанги приведены на рисунке 4.4.2. Предел выносливости в результате натуральных испытаний составил 140 МПа. Протоколы приведены в приложении Д.

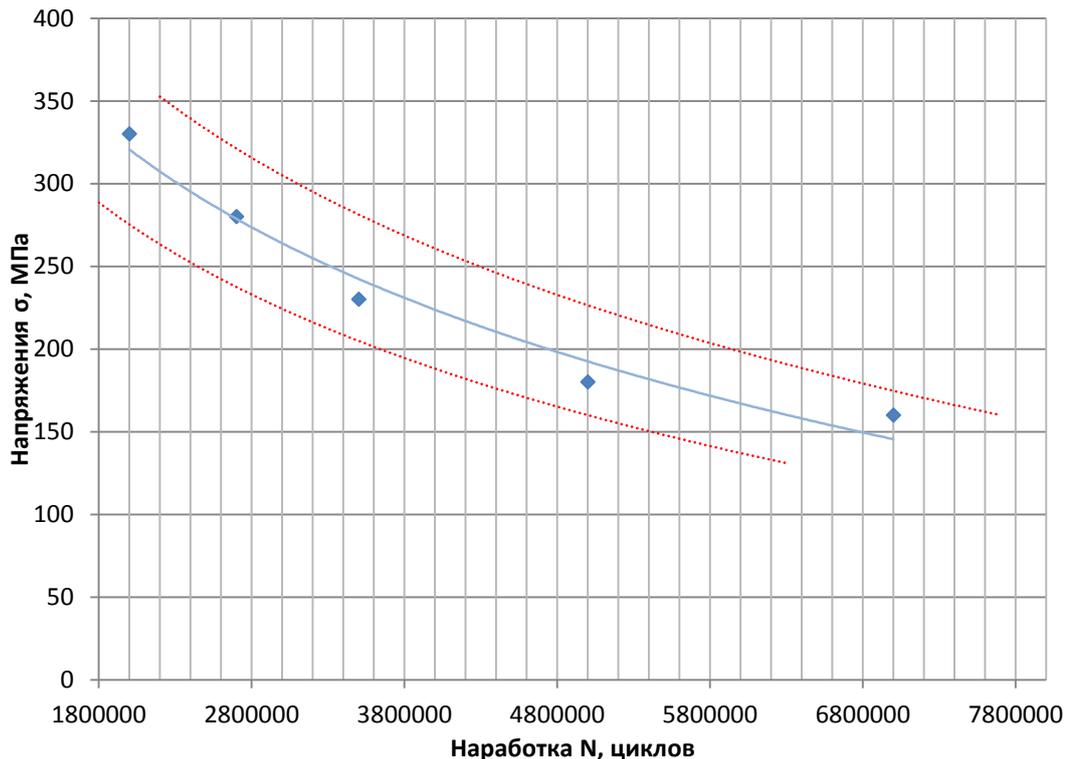


Рисунок 4.4.2 - Кривая Велера для натуральных испытаний полых штанг, где: σ -приведенное напряжение; N – число циклов

Сравнение результатов компьютерного моделирования и натуральных испытаний показало, что ошибка между величинами пределов выносливости не превышает 15 %, что видно на рисунке 4.4.3.

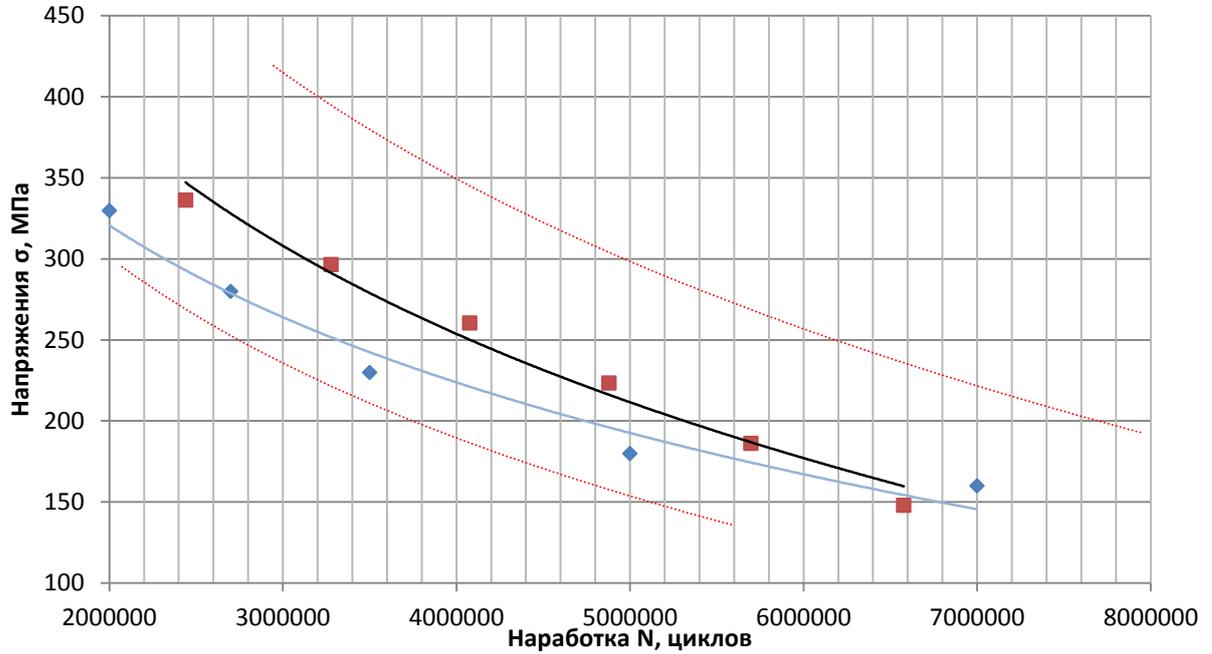


Рисунок 4.4.3 – Сравнение результатов численного и физического эксперимента



а



б

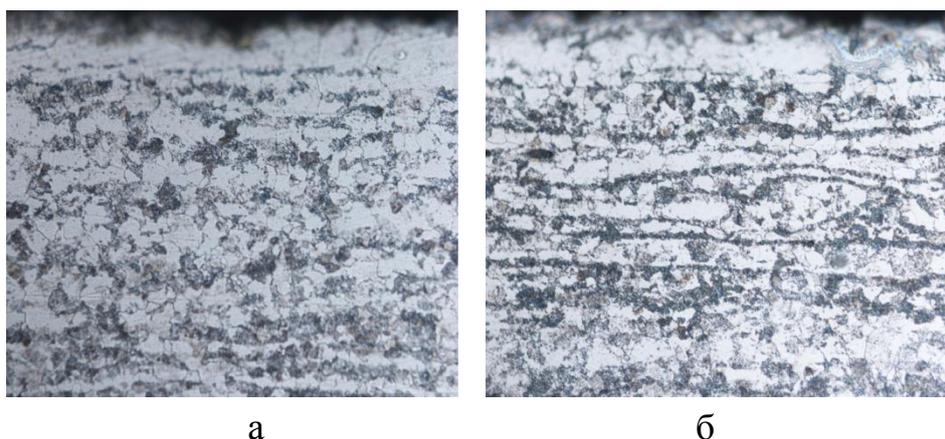


В

Рисунок 4.4.4 - Полая насосная штанга после проведенных испытаний (300 тыс. циклов): а – участок приложения нагрузки; б – участок закрепления; в – суммарная деформация (в мм)

Во время проведения натурных испытаний установлено, что по истечении 300 тыс. циклов испытаний произошло изменение твердости и структуры поверхностного слоя полой насосной штанги. Общий вид образцов после испытаний можно увидеть на рисунке 4.4.4.

Структура материала до и после испытаний представлена на рисунке 4.4.5.



а

б

Рисунок 4.4.5 - Структура поверхностного слоя полой насосной штанги (увел. x500): а - поверхностный слой без приложения нагрузки; б - поверхностный слой после приложения нагрузки

Исходя из полученных результатов, можно сказать, что под действием циклических нагрузок произошло выделение избыточного углерода на поверхность изделия. Это явление довольно часто можно заметить на трубопроводах, однако цикличность работы полых насосных штанг в таком случае может привести к отказу, вследствие увеличения твердости и хрупкости материала.

Измерение твердости материала полый насосной штанги до и после испытаний проводилось на цифровом твердомере DuraScan 20 с усилием нагружения – 98,07 Н, по схеме, представленной на рисунке 4.4.6.

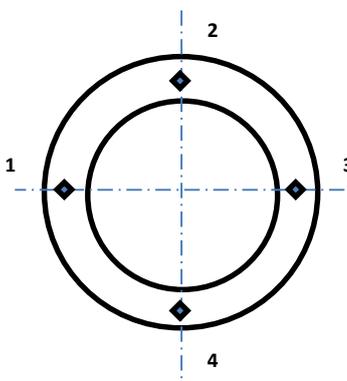


Рисунок 4.4.6 - Схема проведения замера твердости

По результатам измерений видно (таблица 17), что произошло увеличение твердости материала на 20% (с 231 единицы до 294 единиц по HV).

Таблица 17 – Результаты измерения твердости материала полый насосной штанги

№ измерения	HV ₁₀	
	Образец 1 (до испытаний)	Образец 2 (после испытаний)
1	232	289
2	227	311
3	234	300
4	232	276
Среднее по серии	231	294

Данную особенность полых насосных штанг предложено учесть в методике расчета приведенных напряжений путем введения поправочного коэффициента k^* .

4.5 Создание новой конструкции головки полый насосной штанги

При анализе различных конструкций полых насосных штанг определено, что у большинства полых штанг имеется место под «ключ». Это необходимо для уменьшения возможности контакта зубьев инструмента о

гладкую часть и уменьшения возможности создания рисок на поверхности, которые будут являться концентраторами напряжения.

При численном эксперименте с 4-х и 6-тигранными конструкциями, определено, что место под «ключ» является концентратором напряжений, что можно увидеть на рисунках 4.5.1, 4.5.2, которое необходимо модернизировать. Результаты получены при нагружении крутящим моментом величиной 1000 Нм.

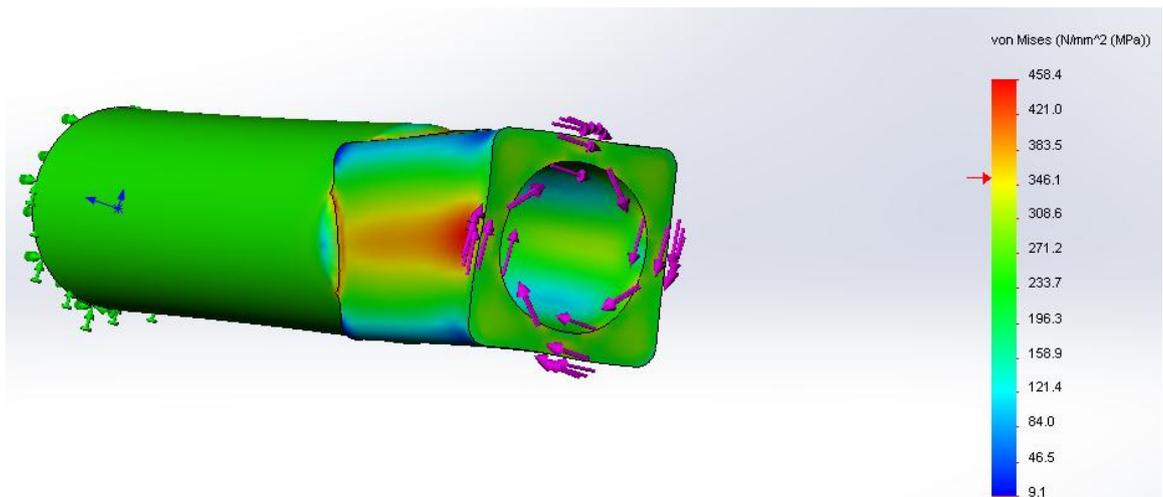


Рисунок 4.5.2 - Результаты численного эксперимента с полой насосной штангой с местом под «ключ» в виде четырехгранника

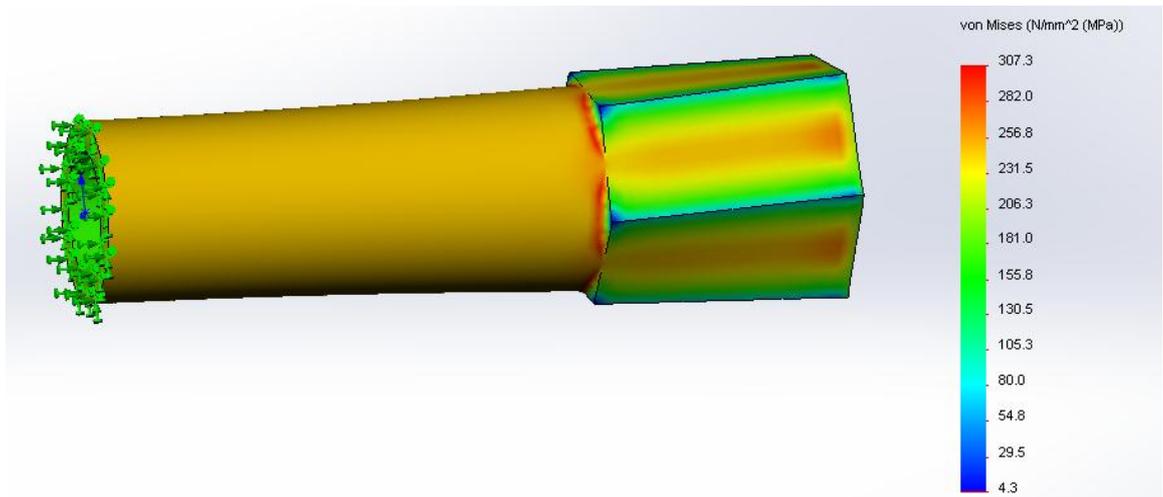


Рисунок 4.5.2 - Результаты численного эксперимента с полой насосной штангой с местом под «ключ» в виде шестигранника

Основной идеей модернизации является изменение сечения места под «ключ». Предлагается заменить его на десятигранник, представленный на рисунке 4.5.3.

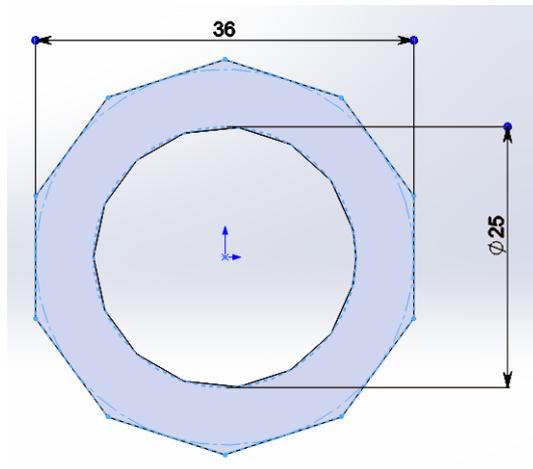


Рисунок 4.5.3 - Сечение места под «ключ»

В результате численного эксперимента в системе SolidWorks данная конструкция была проверена при том же крутящем моменте. Получено что напряжения уменьшились на 20 МПа (при сравнении эпюр на рисунке 4.5.2. и рисунке 4.5.4) и на 160 МПа (при сравнении эпюр на рисунке 4.5.1. и рисунке 4.5.4).

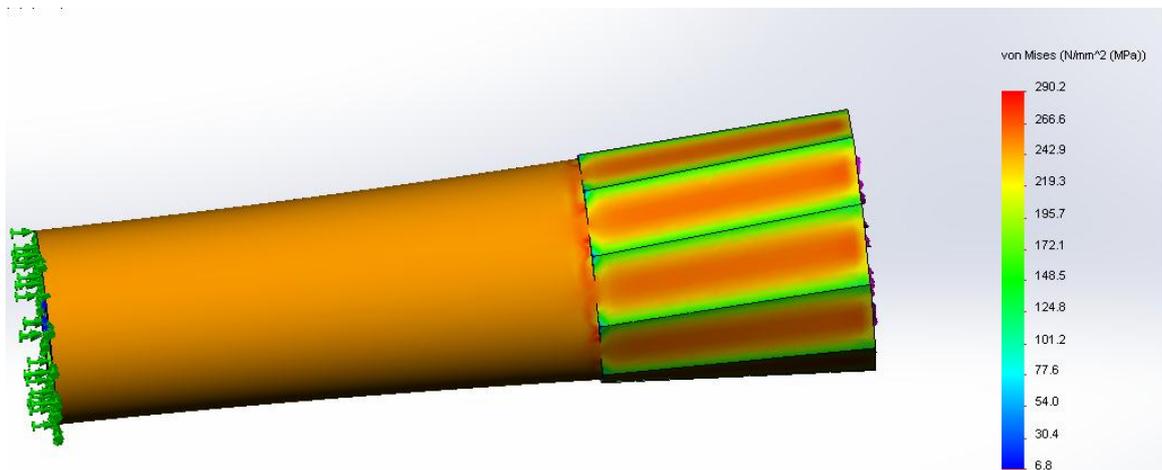


Рисунок 4.5.4 - Результаты численного эксперимента полый насосной штанги с местом под «ключ» в виде десятигранника

Необходимо также проверить модель модернизации головки полый насосной штанги со стороны уменьшения площади контакта специального ключа.

Длина плоскости уменьшилась с 20 мм (шестигранник) до 12 мм (десятигранник). Результаты численного эксперимента приведены на рисунке 4.5.5. и рисунке 4.5.6.

При одном и том же нагружении, величина напряжения изменилась примерно на 5 МПа, что находится в пределах погрешности величиной в 5%, поэтому не окажет влияния на работоспособность полой насосной штанги.

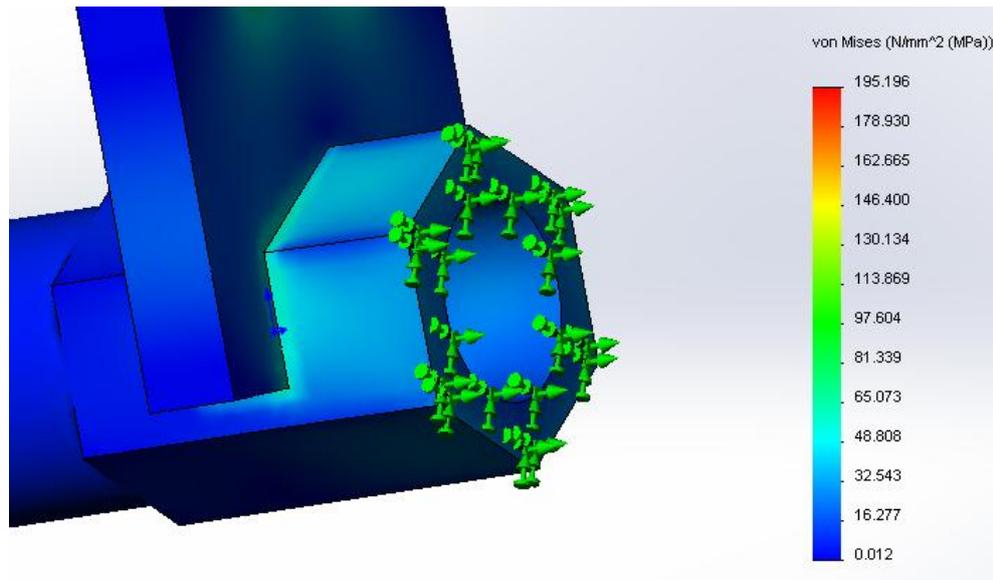


Рисунок 4.5.5 - Результаты длины плоскости контакта ключа и штанги с шестигранником

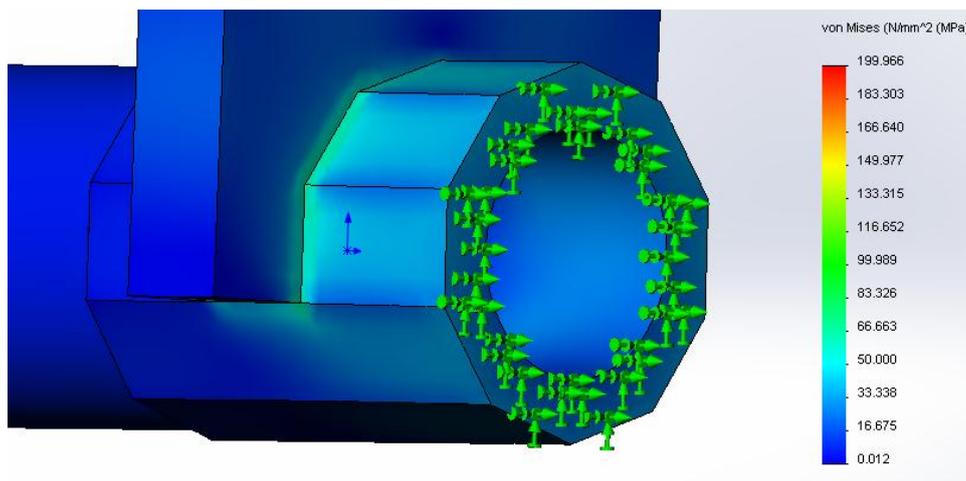


Рисунок 4.5.6 - Результаты влияния изменения длины плоскости контакта ключа и штанги с десятигранником

На основе проведенных численных экспериментов была предложена новая конструкция головки полый насосной штанги (рисунок 4.5.7), которая выполнена в виде десятигранника. Это позволяет, сохраняя объем металла, перейти к конструкции с меньшими концентраторами напряжений и увеличить значение момента скручивания.

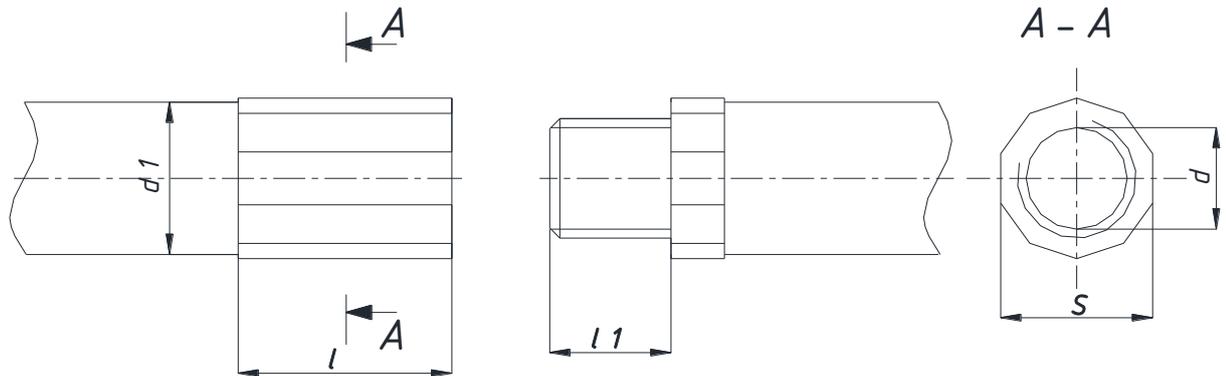


Рисунок 4.5.7 - Схема головки полый насосной штанги, где: d_1 – наружный диаметр штанги, d – внутренний диаметр, l – длина места «под ключ», l_1 – длина резьбы, S – размер «под ключ»

Данная конструкция рекомендована для создания опытного образца и проведения физического эксперимента.

Выводы по главе 4

Результаты компьютерного моделирования работы сплошной насосной штанги имеют хорошую сходимость (в среднем 82%) с результатами промышленных испытаний, опубликованными в работах других авторов.

Сравнение результатов компьютерных испытаний и натурных испытаний на выносливость полый насосной штанги показали максимальное расхождение результатов на 15 %, что говорит о возможности применения данного способа для определения прочностных свойств сложных конструкций, которой является полая насосная штанга.

Определено, что циклическое нагружение полый насосной штанги приводит к изменению структуры поверхностного слоя материала штанги и вызывает повышение твердости поверхности на 20 %. Это явление рекомендуется учитывать при подборе колонны полых штанг введением поправочного коэффициента k^* .

Результаты исследования послужили основанием для создания новой конструкции головки полый насосной штанги, которая позволяет уменьшить концентрацию напряжений и увеличить допустимый момент скручивания.

Решены следующие основные задачи исследования:

- проведение компьютерных и стендовых испытаний насосных штанг для проверки математической модели;
- рекомендации по созданию нового типа головки полый насосной штанги.

Выводы диссертации

В результате проведенных исследований получены следующие результаты.

1. Основными причинами отказов штанговых колонн являются усталостное разрушение и превышение допустимых приведенных напряжений.
2. Анализ существующих методик определения приведенных напряжений в насосных штангах показал, что многие методики не учитывают следующие факторы: конструктивные особенности насосных штанг, свойства материала насосных штанг, а также напряжения, возникающие вследствие изгиба в наклонно-направленных скважинах.
3. Анализ результатов расчетов при использовании разных зависимостей показал, что при одних и тех же условиях работы (конструкция скважины, конструкция штанг, нагрузки) значения приведенных расчетных напряжений могут отличаться в 4-6 раз.
4. Для разработки модернизированной методики подбора насосных штанг создана новая математическая модель процесса работы насосных штанг, в том числе - полых, в наклонно-направленной скважине.
5. Модернизирована методика подбора насосных штанг с учетом конструктивных особенностей и свойств материала изготовления штанг. В качестве основы выбрана широко применяемая в нефтяной промышленности зависимость Одингга, которая дополнена научно обоснованными: коэффициентом концентрации напряжений, коэффициентом, учитывающим масштабный фактор, коэффициент, учитывающий метод технологического упрочнения поверхности, коэффициент разупрочнения, коэффициент, учитывающий качество обработки поверхности, коэффициент, учитывающий непостоянство проходного сечения у полых насосных штанг.

6. Сравнение зависимостей приведенных напряжений от продольного усилия с применением методики, предложенной автором, и зависимости Одингга показало, что значения напряжений отличаются на 30-50 % в зависимости от значений нагрузки.
7. Установлено, что максимальное отклонение между значениями расчетных напряжений в насосных штангах, полученных в результате компьютерного моделирования, и значениями напряжений, полученных при собственных испытаниях или опубликованных в работах других авторов, не превышает 18 %.
8. Сравнение результатов численного и физического эксперимента с полый насосной штанги показали погрешность результатов на 15 %, что говорит о возможности применения данного способа для определения прочностных свойств сложных конструкций, которой является насосная штанга.
9. Установлено, что циклическое нагружение полый насосной штанги приводит к изменению структуры поверхностного слоя материала штанги и увеличению твердости, что учтено в методике расчета, предложенной автором.
10. Результаты исследования послужили основанием для создания новой конструкции головки полый насосной штанги, которая позволяет уменьшить напряжения в переходной зоне.
11. Методика подбора полых штанговых колонн, разработанная на основе созданной математической модели процесса работы штанговой колонны, внедрена в ПО "Автотехнолог", широко используемого в нефтяной промышленности России.

Список сокращений и условных обозначений

УЭЦН	Установки электроприводных центробежных насосов;
СШНУ	Скважинные штанговые насосные установки;
ОРЭ	Одновременно-раздельная эксплуатация;
БС	Боковой ствол;
НКТ	Насосно-компрессорные трубы;
ПК	Персональный компьютер;
ТЭК	Топливо-энергетический комплекс;
КПД	Коэффициент полезного действия;
ТВЧ	Ток высокой частоты;
ШН	Штанги насосные;
HV	Твердость по Виккерсу;
$[\sigma_{пр}]$	Допускаемые приведенные напряжения, МПа;
σ_a	Амплитуда напряжений цикла, МПа;
σ_m	Среднее напряжение цикла, МПа;
$\sigma_{пр}$	Приведенные напряжения, МПа;
ψ_b	Коэффициент, учитывающий свойства сталей;
σ_0	Предел выносливости при пульсирующем цикле нагружения, МПа;
σ_{-1}	Предел выносливости при симметричном цикле нагружения, МПа;
σ_b	Предел прочности, МПа;
σ_T	Предел текучести, МПа;
σ_{max}	Максимальные нормальные напряжения, МПа;
σ_{min}	Минимальные нормальные напряжения, МПа;
k^*	коэффициент, учитывающий конструктивные особенности и свойства материала сплошных и полых насосных штанг;
χ	коэффициент, учитывающий конструктивные особенности и свойства материала сплошных и полых насосных штанг в математической модели;
Ks	Коэффициент концентрации напряжений;

K_{ds}	Коэффициент масштабного фактора
K_v	Коэффициент метода технологического упрочнения поверхности
K_r	Коэффициент разупрочнения
K_f	Коэффициент, учитывающий качество обработки поверхности
τ_{max}	Максимальные касательные напряжения, МПа;
τ_H	Номинальные касательные напряжения, МПа;
σ_H	Номинальные нормальные напряжения, МПа;
$P_{вверх}$	Нагрузка при ходе вверх, Н;
$P_{вниз}$	Нагрузка при ходе вниз, Н;
$P_{шт}$	Вес штанг в жидкости, Н;
$P_{жид}$	Вес жидкости над плунжером, Н;
$P_{вибр}$	Вибрационные нагрузки, Н;
$P_{трен}$	Нагрузки от сил трения, Н;
$P_{инер}$	Инерционные нагрузки, Н;
ρ	Радиус кривизны, м;
k	Кривизна, m^{-1} ;
$M_{и}$	Изгибающий момент, Нм;
E	Модуль упругости, МПа;
I	Момент инерции сечения, $Нм^2$;
$parfrac$	Оператор для разложения дроби на простейшие дроби;
$()$	
$Minerr()$	Оператор для поиска решения и возврата, при отсутствии решения, приближения;
σ	Напряжения, на которых проводились испытания, МПа;
σ_n	Начальные напряжения для построения графика, МПа;
σ_k	Конечные напряжения для построения графика, МПа;
σ_t	Шаг напряжений, МПа;
$V\sigma$	вектор уровней напряжений, на которых проводились испытания;

σ_{50_1}	Предел выносливости, соответствующий 50% вероятности разрушения, МПа;
$S\sigma_{-1}$	Среднеквадратичное отклонение;
σ_{-1P}	Предел выносливости, соответствующий P% вероятностям разрушения, МПа;
N	Долговечность, циклов;
N_t	Долговечность, соответствующая σ_{-1P} , циклов;
N_0	Базовое значение долговечности, циклов
VN	Вектор долговечностей на соответствующих уровнях напряжений;
m	параметр кривой усталости, характеризующий угол наклона правой части кривой;
C	параметр кривой усталости, характеризующий левую часть кривой;
\mathcal{N}	продольная сила, Н.

Список использованных литературных источников

1. Statistical Review of World Energy, BP (British Petroleum), num.64, 2015.
2. Total Petroleum and Other Liquids Production – 2014, Energy Information Administration, 2015.
3. ГОСТ 25.502-79 Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость, М.: Стандартиформ, 1980, с.26-50
4. ГОСТ Р 31825-2012 Штанги насосные, штоки устьевые и муфты к ним, М.: Стандартиформ, 2013, 51 с.
5. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости, М.: Стандартиформ, 1982, 36 с.
6. Neely A.B., «Sucker Rod String Design», Petroleum Engineer (March): 58, p.90-98, 1976.
7. Solid Works. Дэвид Мюррей. Пер. с англ., М.: Лори, 2001, стр. 458.
8. Zaba J., «Modern Oil Well Pumping», Tulsa, Oklahoma: Petroleum Publishing Co, p.60-68, 1962.
9. Ишмурзин А.А., Хоанг Тхинь Нянь, Методика расчета крутящих моментов в трубах и штангах, возникающих при спуске в скважину с пространственным искривлением ствола. Нефтегазовое дело, 2006, №2, с.28-33
10. Абрашин А.А., Гординский Е.И., Давлетшин Х.Г., Мордвинов В.А., Шарипов А.Х., Обрывы насосных штанг и пути их уменьшения. "Нефтепромышленное дело", 1970, № 12, с. 23-25.
11. Адонин А. Н. К расчету нагрузок, действующих на штанги глубинного насоса / А. Н. Адонин, Н. Я. Мамедов // «АНХ». – 1973, – № 7, с.44-46.

12. Адонин А. Н. Процессы глубиннонасосной нефтедобычи / А. Н. Адонин. – М., «Недра», 1964, 263 с.
13. Адонин А.Н., Добыча нефти штанговыми насосами, М.:Недра,1979, 213 с.
14. Алексеева, Л.М., Исследование усталостной прочности глубиннонасосных полых штанг с приваренными концами, М: МИНХиГП, Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 1974, 140 с.
15. Баграмов Р. А. Результаты исследования влияния степени асимметрии цикла нагружения штанг на величину их предельных напряжений и основы методики расчета равнопрочных колонн / Р. А. Баграмов // Сб. докладов на сессии Техсовета МНП. –М., Гостоптехиздат, 1954, с. 196-206.
16. Баграмов Р.А., Исследование коррозионно-усталостной прочности насосных штанг. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, М.: МИНХиГП,1952, 168 с.
17. Бахтизин, Р.Н., Новый метод расчета приведенного напряжения / Р.Н. Бахтизин, К.Р. Уразаков, Р.Р. Ризванов // Известия уфимского научного центра РАН, 2012, №4, с. 14-21.
18. Бахтизин, Р.Н., Оптимизация конструкции насосной штанги методом конечных элементов / Р.Н. Бахтизин, К.Р. Уразаков, Р.Р. Ризванов // Математическое моделирование и компьютерные технологии в процессах разработки месторождений, добычи и переработки нефти: тезисы докладов IV научно-практической конференции, М: Нефтяное хозяйство, 2011, с. 73.
19. Беленя Е.И., Балдин В.А., Ведеников Г.С. и др., Металлические конструкции. Общий курс: Учебник для ВУЗов/Под общей редакции Беленя Е.И., 6-е изд, М.:Стройиздат, 1986, 560 с.
20. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р., Сопротивление материалов: Учебное пособие – М.: Наука, Гл. ред. физ-мат. лит., 1986, 560 с.

21. Вассерман И.Н. Продольные колебания упругих стержневых систем с граничными условиями, определяемыми многозначными соотношениями. Диссертация на соискание ученой степени кандидата физико-математических наук: 01.02.04, Пермь: РАН УО ИМСС, 1999, 128 с.

22. Вирновский А. С. Переменные напряжения в глубиннонасосных штангах и их связь с разрушением / А. С. Вирновский // «Труды ВНИИ», № XVII, 1971, с.56-112.

23. Воскобойников Ю.Е., Задорожный А.Ф., Литвинов Л.А., Черный Ю.Г., Основы вычислений и программирования в пакете Mathcad: Учебное пособие – Новосибирск: НГАСУ (Сибстрин), 2012, 212 с.

24. Гарифов К.М., Кадыров А.Х., Рахманов И.Н., Глуходед А.В., Балбошин В.А., Аюпов И.Ш., Воронин Н.А., Новые схемы ОРЭ в ОАО «Татнефть»: результаты внедрения, Инженерная практика, № 02, 2013, с.4-9.

25. Городецкий А.С., Ануфриев О.Н., О ремонте и использовании бывших в употреблении насосных штанг, Инженерная практика, № 06-07, 2013, с. 114-118.

26. Гоц А.Н., Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учеб. пособие, Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005, 124 с.

27. Грабович В.П., Методика расчета штанговых колонн для восточных нефтяных районов, М.:МИНХиГП, Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 1966, 135 с.

28. Давлетшин Х.Г., Абрашин А.А., Исследование влияния изгиба штанг на частоту их обрывов, "Нефтепромысловое дело", 1972,10, с. 26-28.

29. Джабаров Р.Д., «Пути снижения износа штанговых муфт и насосных труб», РНТС «Машины и нефтяное оборудование», ВНИИОЭНГ, 19, 1978, с. 14-17

30. Дибир А.Г., Макаров О.В., Пекельный Н.И., Устойчивость продольно сжатых стержней: Учебное пособие – Харьков: Нац. Аэрокосм. Ун-т «Харьк. Авиаци. ин-т», 2008, с.43.

31. Дубинов Ю.С. Анализ и модернизация методики подбора полых насосных штанг, Сборник тезисов 67-й Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ-2013», М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2013, с.18.

32. Дубинов Ю.С. Модернизация методики подбора и расчета полых насосных штанг при одновременно-раздельной эксплуатации, Сборник тезисов 65-й Международной научной студенческой конференции «Нефть и газ-2011», М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2011, с.25.

33. Дубинов Ю.С. Модернизация методики расчета приведенных напряжений, возникающих в полых насосных штангах //Тезисы докладов 69-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ -2015».14-16 апреля 2015 г. Секция «Инженерная и прикладная механика нефтегазового комплекса». – М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2015, с.32.

34. Дубинов Ю.С. Модернизация методики расчета приведенных напряжений, возникающих в насосных штангах // Тезисы докладов 11 Всероссийской конференции молодых ученых, специалистов и студентов «Новые технологии в газовой промышленности (газ, нефть, энергетика)». 20-23 октября 2015г. Секция «Проблемы разработки, стандартизации, сертификации и обеспечения надежности оборудования нефтегазового комплекса», М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина , 2015, с.264.

35. Дубинов Ю.С. Принципы подбора штанговых колонн, Сборник тезисов 66-й Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ-2012», М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2012, с.16.

36. Дубинов Ю.С., Principles of selection of rod columns, Сборник тезисов The fifth international scientific and practical conference "Oil and gas horizons V", М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2014, p.125.

37. Дубинов Ю.С., Модернизация методики подбора насосных штанг, Газовая промышленность, 2016, №2/734, с.37-40.

38. Дубинов Ю.С., Модернизация методики подбора полых насосных штанг, применяемых при ОРЭ, Сборник тезисов 68-й Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ-2014», М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2014, с. 350.

39. Дубинов Ю.С., Модернизация методики подбора полых насосных штанг, Сборник тезисов Десятой Всероссийской научно-технической конференции "Актуальные проблемы развития нефтегазового комплекса России", М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2014, с.213.

40. Ефимов В.Н., Соколов Л.Н., Савицкий В.В., Жадкевич М.Л., Высокотемпературное упрочнение и разупрочнение металлов и сплавов: Справочник, АН Украины, Ин-т электросварки им. Е.О. Патона, Киев: Наук.думка, 1992, 104 с.

41. Закиров С.С., Халиулин А.Г., Фархулин Л.Г., Габдрахманов А.Г., Исследование обрывов штанг по НГДУ "Южарланнефть", Труды Уфимского нефтяного института, 1976, № 28, с.64-66.

42. Зохранов А.Г., Рабинович А.М., Ахмедов Б.М., Упрочнение глубиннонасосных штанг пластическим деформированием, Химическое и нефтяное машиностроение, 1974, № I, с. 29-31.

43. Зубаиров С.Г. Исследование работы штанговых глубиннонасосных установок в искривленных скважинах. Дис. . канд. техн. наук: 05.04.07. Уфа: УНИ, 1975, 198 с.
44. Ивановский В.Н., «ОРЭ и интеллектуализация скважин: вчера, сегодня, завтра», Территория Нефтегаз, №3, 2010, с.31-39.
45. Ивановский В.Н., Бабакин И.Ю., Долов Т.Р., Дубинов Ю.С. Ускоренные испытания клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок на величину износа и герметичности, учебно-методическое пособие, М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2016, 28 с.
46. Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А. и др., Оборудование для добычи нефти и газа, 2 ч. – М.: «Нефть и газ», 2003.
47. Ивановский В.Н., Долов Т.Р., Дубинов Ю.С. Ускоренные испытания насосных штанг на усталость для оценки пределов выносливости материалов и конструкций, учебно-методическое пособие, М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2016, 40 с.
48. Дубинов Ю.С., Ивановский В.Н., Оптимизация конструкции головки полой насосной штанги // Территория «НЕФТЕГАЗ», 2016, № 3, с. 66–69.
49. Ивановский В.Н., Дубинов Ю.С., Уточнение величин допускаемых приведенных напряжений и методики расчета штанговых колонн при добыче нефти в осложненных условиях эксплуатации, Труды РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, №1 (274), 2014, с. 65-75.
50. Ивановский В.Н., Елагина О.Ю., Гантимиров Б.М., Сабиров А.А., Дубинов Ю.С., Долов Т.Р. Анализ работы различных конструкций клапанных пар скважинного штангового насоса //Территория Нефтегаз, 2015 г. - №9, с.92-99.
51. Ивановский В.Н., Исследование усталостной прочности непрерывных насосных штанг, наматываемых на барабан с

упругопластическими деформациями. РНТС «Машины и нефтяное оборудование» №11, М.:ВНИИОЭНГ, 1980.

52. Ивановский В.Н., ОРД нефти и эксплуатация БС: обзор современных технологий и перспективы развития, Инженерная практика, № 02, 2012, с.4-11.

53. Ивановский В.Н., Сабиров А.А., Каштанов В.С., Донской Ю.А., Маляревский А.В., Почему рвутся штанговые колонны?, Территория Нефтегаз, №3, март 2007, с. 34-37.

54. Иосилевич Г.Б., Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин, М.: Машиностроение, 1981, 224 с.

55. Ишмурзин А.А., «Напряжения и деформации штанговой колонны в пространственно искривленной скважине», Нефтегазовое дело, №1 2006, с.65-72.

56. Кадыров А.Х., Результаты внедрения ОРЭ пластов в ОАО «Татнефть». Актуальные разработки компании по ОРЭ, Инженерная практика, № 03, 2012, с.4.8-58

57. Касьянов В.М., Аналитический метод контроля работы глубинных штанговых насосов, М.: ВНИИОЭНГ, 1973, 95 с.

58. Касьянов В.М., Расчет глубинных величин по данным наземных измерений (для штанговых насосов с балансирным приводом), М.: МИНХиГП, 1986.

59. Климов В.А., Повышение эффективности эксплуатации насосных скважин оптимизацией работы штанговых колонн, диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Бугульма, 2009, 170 с.

60. Когаев В.П., Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени, М.: Машиностроение, 1977 г., 232 с.

61. Копей Б.В. Устранение технологических и эксплуатационных дефектов насосных штанг с одновременным их

упрочнением, Б.В. Копей, Я.Т. Федорович, М.: ВНИИОЭНГ, 1987, 38 с.

62. Круман Б.Б. Глубинно-насосные штанги / Б.Б. Круман. – М.: Недра, 1977, 181 с.

63. Лепехин Ю.Н. О надежности скважинной штанговой установки и штанговых колонн, работающих в наклонно-направленных скважинах, Ю.Н. Лепехин, Сб. научн. Трудов. Повышение эффективности используемого бурового и нефтепромыслового оборудования в экстремальных условиях, УНЦ АН СССР, Свердловск, 1987, с. 37-52

64. Лепехин Ю.Н., Совершенствование расчетных методов оценки надежности насосных штанг с целью улучшения компоновок штанговых колонн, работающих наклонно-направленных скважинах. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, М.: ГАНГ, 1997, 149 с.

65. Максutow Р.А., Доброскок Б.Е., Зайцев Ю.В., Одновременная раздельная эксплуатация многопластовых нефтяных месторождений, М.: «Недра», 1974, 233 с.

66. Марковец М.П., Учебное пособие по курсу прочность металлов оборудования атомных электрических станций. - М.: МЭИ, 1979, 94 с.

67. Нассонов В.В., Надежность насосных штанг глубинных насосов в наклонно-направленных скважинах Западной Сибири. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, М.: МИНХиГП, 1989, 134 с.

68. Николаев Н.М., Повышение эксплуатационных характеристик нефтепромыслового оборудования в территориально-производственном предприятии «Лангепаснефтегаз», М.: РГУНГ, Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 2000, 142 с.

69. Нобатова М., Лукойл: развитие ОРЭ – шаг за шагом, Нефтегазовая вертикаль, №23-24, 2011, с. 92-95.
70. Одинг И.А., Допускаемые напряжения в машиностроении, М.:Машгиз, 1962, 260 с.
71. Одинг И.А., Теория пределов усталости при несимметричных циклах и сложнапряжённом состоянии, Заводская лаборатория, № 4, 1937.
72. Патент 201078195 Китайская Народная Республика МПК E21B17/00. Полые насосные штанги Zhenming Fan Заявл. 2007-09-20;Опубл. 2008-06-25.
73. Патент 201110133 Китайская Народная Республика МПК E21B17/00. Полые насосные штанги Cangzhou runtao petroleum equi Заявл. 2007-10-09;Опубл. 2008-09-03.
74. Патент 201943593 Китайская Народная Республика МПК E21B17/00. Двухслойные полые насосные штанги / Yuan Lu Заявл. 2010-12-10;Опубл. 2011-08-24.
75. Патент 2342217 Российская Федерация МПК B21K21/00 B23P15/00. Способ изготовления полый насосной штанги (варианты)/Закрытое акционерное общество «Элкам-нефтемаш» - № 20081227 Заявл.20.12.2006; Опубл. 27.12.2008.
76. Патент 2371565 Российская Федерация МПК E21B17/00. Полая насосная штанга / Пепеляев Валерий Витальевич, Кривонос Юрий Александрович - № 20091027 Заявл. 16.11.2007; Опубл. 27.10.2009.
77. Патент 2384384 Российская Федерация МПК B21K21/12 E21B17/01. Способ изготовления полый насосной штанги для газонефтяных скважин / Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Московский государственный технологический университет «СТАНКИН» (ГОУ

ВПО МГТУ «СТАНКИН»)- № 20100320 Заявл. 16.12.2008; Оpubл. 20.03.2010.

78. Патент 2391558 Российская Федерация МПК В21К21/12 Е21В17/00 F04В47/00. Головка полой насосной штанги / Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Московский государственный технологический университет «СТАНКИН» (ГОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН»)- № 20100610 Заявл. 16.12.2008; Оpubл. 10.06.2010.

79. Патент 2398091 Российская Федерация МПК Е21В17/00. Полая насосная штанга / Общество с ограниченной ответственностью «Пермское конструкторско-технологическое бюро технического проектирования и организации производства»- № 20100827 Заявл. 16.11.2007; Оpubл. 27.08.2010.

80. Патент 2456114 Российская Федерация МПК В21К21/12. Способ изготовления полой насосной штанги/ Открытое акционерное общество специального машиностроения и металлургии «Мотовилихинские заводы» - № 20121125 Заявл. 25.11.2010; Оpubл. 20.07.2012.

81. Патент 2553092 Китайская Народная Республика МПК Е21В17/00. Полые насосные штанги Zhenming Fan Заявл. 2002-05-23; Оpubл. 2003-05-28.

82. Патент РФ RU 2048538 С1 С21D1/78. 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. (ИСПР)

83. Пепеляев Д.В., Недопекин С.М., Опыт промышленной эксплуатации оборудования для ОРД, разработанного в ООО ПКТБ «Техпроект», Инженерная практика, № 06, 2012, с.48-53.

84. Уэст новых конструкций насосных штанг, ЭИ. Зарубежный опыт: Нефтепромысловое дело, ВНИЧОЭНГ, №21, 1984, с.17-19

85. Протасов В.Н., Чернова Т.А., Исследование и разработка технологических методов повышения качества глубиннонасосных штанг, Труды МИНХиГП. Сер. Прогрессивная технология изготовления бурового и нефтепромыслового оборудования/Под ред. Б.М. Базрова, М.: МИНХиГП, вып.171, 1983, с. 74-81.

86. Пчелинцев Ю.В. Нормативная долговечность работы штанг в наклонно направленных скважинах, М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 1997, 88 с.

87. Ренёв Д.Ю., «Причины разрушения штанговых муфт в ООО «Лукойл-Пермь», Управление качеством в нефтегазовом комплексе, 4, 2007 г., с. 76-80.

88. Ренёв Д.Ю., Повышение эффективности эксплуатации СШНУ в наклонно-направленных скважинах за счет уточнения методик расчета и подбора штанговых колонн. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2010, 142 с.

89. Ризванов Р.Р., Совершенствование насосной штанги и метода расчета ее усталостной характеристики, диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Уфа: УГНТУ, 2013, 109 с.

90. Ризванов Р.Р., Насосная штанга с повышенной усталостной прочностью / Р.Р. Ризванов // Новые технологии в нефтегазодобыче: тезисы докладов II Международной научно-практической конференция, Баку, 2012, с. 153-154.

91. Савин Т.Н., Тульчий В.И., Справочник по концентрации напряжений, Киев: Высшая школа, 1976, 412 с.

92. Сафуанов Р.Й., Анализ эффективности внедрения технологий ОРЭ в НГДУ «Азнакаевскнефть», Инженерная практика, № 02, 2013, с. 20-27.

93. Свешников А.Г., Боголюбов А.Н., Кравцов В.В., Лекции по математической физике: Учебное пособие, М.:Изд-во «Наука», 2004, 414 с.
94. Семенов В.Н., Опыт разработки и освоения технологии ОРНЭО механизированным способом, Инженерная практика, №01, 2010, с. 85-89.
95. Серенсен С.В., Когаев В.П., Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность, М.: Машгиз, 1968, 452 с.
96. Смирнов Я.Л., Головин И.Н., Лезов О.Ф., Тухватуллин К.Г., Петросян С.Р., Условия обрывов штанговой колонны при эксплуатации скважин Удмуртии. "Нефтепромысловое дело", 1977, 3, с. 20-23.
97. Соколов Л.Н., Ефимов В.Н., Об учете разупрочнения при выводе аналитических зависимостей для сопротивления деформации сталей, Известия АН СССР, Металлы, М., 1980, № I, с.163-166.
98. СТАТИСТИКА, Нефтегазовая вертикаль, №15, 2015, с.90.
99. Степин П.А., Сопротивление материалов, М.: «Интеграл-пресс», 1997, 320 с.
100. Тараевский С.И., Повышение долговечности насосных штанг, эксплуатирующихся в сероводородсодержащих средах, диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Ивано-Франковск: ИФДТУНГ, 1985, 172 с.
101. Уразаков К.Р., Богомольный Е.И., Сейтпагамбетов Ж.С. и др., Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводненных скважин, М.: «Недра», 2003 г., 303 с.
102. Уразаков К.Р., Трение штанг, муфт и центраторов, К.Р. Уразаков, А.М. Хакимов, Тр. БашНИПИнефти, 1991, № 84, с.19-24
103. Уразаков К.Р., Экспериментальное исследование трения муфт и штанг о насосные трубы, К.Р. Уразаков, В.З. Минликаев, Ю.А. Песляк, Тр. БашНИПИнефти, 1985, № 72, с.16-23

104. Уразаков К.Р., Эксплуатация наклонно направленных насосных скважин, М.: Недра, 2003, 169 с.
105. Уэст П.Т., Улучшение конструкции колонны насосных штанг, Инженер-нефтяник", 1973, № 9, с. 44-48.
106. Фаерман И.Л., Штанги для глубинных насосов, Б.: «Азнефтеиздат», 1955, 322 с.
107. Хилл О., Неме Е., Эхлиг-Экономидес С., Молинедо М. «Повторное бурение дает новую жизнь старым месторождениям», Материалы сайта «ИД «Нефть и Капитал», август, 2003.
108. Чернова Т.А., Исследование и разработка технологических методов повышения качества насосных штанг, диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук, М.:ГАНГ, 1981.
109. Ивановский В.Н., Дубинов Ю.С., Пекин С.С., Булат А.В. Совершенствование подбора полых насосных штанг путем использования математической модели поведения штанг в скважине // Труды РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, 2016 г. -№1, с.89-97.

Приложение А (справочное). Программа в MathCAD для расчета напряжений в сплошных насосных штангах

$$\begin{array}{llll}
 l := 2.5 & dm := 0.030 & dtr := 0.044 & TOL := 10^{-15} \\
 R := 0 & d := 0.022 & Pmax := 1000 & CTOL := 10^{-15} \\
 C1 := 0 & \rho := 100 & Pmin := -1000 & \\
 C2 := 0 & k := \frac{1}{\rho} & lsh := 1000 & \\
 & & z := 2 &
 \end{array}$$

$$E := 2 \cdot 10^{11}$$

$$N := 4.5$$

Given

$$C1 + C2 + \left[\frac{(dm - d)}{2} + \frac{l^2 \cdot k}{2} - \frac{E \cdot d^4 \cdot k \cdot \pi}{64 N} + \left(\frac{R}{N} - k \cdot l \right) \cdot 1 \right] = 0$$

$$C1 \cdot \sqrt{\frac{N}{E \cdot d^4 \cdot \pi}} - C2 \cdot \sqrt{\frac{N}{E \cdot d^4 \cdot \pi}} + \left(k \cdot l - \frac{R}{N} \right) = 0$$

$$C1 \cdot e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot d^4}} \cdot 1} + C2 \cdot e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot d^4}} \cdot 1} + \frac{dm - d}{2} + \frac{l^2 \cdot k}{2} - \frac{E \cdot k \cdot \pi \cdot d^4}{64 N} + \left(\frac{R}{N} - k \cdot l \right) \cdot 1 + \left(k \cdot l - \frac{R}{N} \right) \cdot 1 = \frac{dm - d}{2} + \frac{l^2 \cdot k}{2}$$

$$C1 \cdot \frac{N}{E \cdot \pi \cdot d^4} \cdot e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot d^4}} \cdot 1} - C2 \cdot \frac{N}{E \cdot \pi \cdot d^4} \cdot e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot d^4}} \cdot 1} + \left(k \cdot l - \frac{R}{N} \right) = k \cdot l$$

$$\text{parfrac}(N, k, d, dm) := \text{Minerr}(C1, C2, l, R)$$

$$\text{parfrac}(N, k, d, dm) = \begin{pmatrix} 1.822 \\ 3.491 \\ 11.036 \\ 0.164 \end{pmatrix}$$

$$V(z, N, k, d, dm) := \left[\text{parfrac}(N, k, d, dm)_0 \cdot e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot d^4}} \cdot z} + \text{parfrac}(N, k, d, dm)_1 \cdot e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot d^4}} \cdot z} \right] +$$

$$\begin{aligned}
& + \left[\frac{dm - d}{2} + \frac{\left(\text{parfrac}(N, k, d, dm)_2\right)^2 \cdot k - E \cdot k \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}{2} - \frac{E \cdot k \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}{N} \right] + \left[\left(\frac{\text{parfrac}(N, k, d, dm)_3}{N} - \text{parfrac}(N, k, d, dm)_2 \cdot k \right) \cdot \text{parfrac}(N, k, d, dm)_2 + \right. \\
& \left. + \left(\text{parfrac}(N, k, d, dm)_2 \cdot k - \frac{\text{parfrac}(N, k, d, dm)_3}{N} \right) \cdot z \right]
\end{aligned}$$

$$V(z, N, k, d, dm) := 0.022$$

$$Miz(z, N, k, d, dm) := \left[\text{parfrac}(N, k, d, dm)_0 \cdot e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}} \cdot z} + \text{parfrac}(N, k, d, dm)_1 \cdot e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}} \cdot z} \right] \cdot N$$

$$\sigma_{sfz}(z, N, k, d, dm) := \frac{4 \cdot N}{(\pi \cdot d^2)} + \frac{32 \cdot Miz(z, N, k, d, dm)}{\pi \cdot d^3}$$

$$Mim(N, k, d, lsh) := k \cdot \frac{lsh \cdot \sqrt{N \cdot E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}} \left(e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}} \cdot lsh} + 1 \right)}{2 \cdot \left(e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}} \cdot lsh} - 1 \right)}$$

$$\sigma_{sm}(N, k, d, lsh) := \frac{N}{\pi \cdot d^2} + \frac{Mim(N, k, d, lsh)}{\frac{\pi d^3}{32}}$$

$$V_m(z, N, k, d, lsh) := \frac{Mim(N, k, d, lsh)}{N} \left[1 + \frac{\left(e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}} \cdot lsh} - 1 \right) \cdot e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}} \cdot z}}{e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}} \cdot lsh} - e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}} \cdot lsh}} + \frac{\left(1 - e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}} \cdot lsh} \right) \cdot e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}} \cdot z}}{e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}} \cdot lsh} - e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}}} \cdot lsh}} \right]$$

$$\sigma_s(N, k, d, dm, lsh) := \begin{cases} \frac{E \cdot d \cdot k}{2} & \text{if } N = 0 \\ \text{if } N > 0 \\ \quad \text{if } k > 1 \cdot 10^{-4} \\ \quad \quad \left| \begin{array}{l} \sigma_{sm}(N, k, d, lsh) \text{ if } \frac{dm - d}{2} + V_m\left(\frac{lsh}{2}, N, k, d, lsh\right) > \frac{1}{k} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{lsh \cdot k}{2}\right)\right) \\ \left[\frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2} + \frac{32 \cdot \text{Miz}(0, N, k, d, dm)}{(\pi \cdot d^3)} \right] & \text{otherwise} \end{array} \right. \\ \quad \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2} & \text{otherwise} \\ \frac{8 \cdot |N| \cdot (dtr - d)}{(\pi \cdot d^3)} \cdot \left[1 + \frac{1}{3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (dm - d)}{dtr - d}} \right] + \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2} & \text{if } N < 0 \end{cases}$$

$$\sigma_{\max}(P_{\max}, P_{\min}, k, d, dm, lsh) := \begin{cases} \sigma_s(P_{\max}, k, d, dm, lsh) & \text{if } P_{\min} \geq 0 \\ \max(\sigma_s(P_{\min}, k, d, dm, lsh), \sigma_s(P_{\max}, k, d, dm, lsh)) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\sigma_{\min}(P_{\min}, k, d, dm, lsh) := \begin{cases} \sigma_s(P_{\min}, k, d, dm, lsh) & \text{if } P_{\min} \geq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\chi := \begin{cases} 1.54 & \text{if } d = 0.016 \\ 1.56 & \text{if } d = 0.019 \\ 1.58 & \text{if } d = 0.022 \\ 1.60 & \text{if } d = 0.025 \\ 1.63 & \text{if } d = 0.029 \end{cases}$$

$$\sigma_{pr}(P_{\max}, P_{\min}, k, d, dm, lsh) := \begin{cases} \sigma_{\max} \leftarrow \sigma_{\max}(P_{\max}, P_{\min}, k, d, dm, lsh) \\ \sigma_{\min} \leftarrow \sigma_{\min}(P_{\min}, k, d, dm, lsh) \\ \chi \cdot \sqrt{\sigma_{\max} \cdot \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}} \end{cases}$$

$$\sigma_{\min}(P_{\min}, k, d, dm, lsh) = 0$$

$$\sigma_{\max}(P_{\max}, P_{\min}, k, d, dm, lsh) = 3.761 \times 10^7$$

$$\sigma_{pr}(P_{\max}, P_{\min}, k, d, dm, lsh) = 4.201 \times 10^7$$

Приложение Б (справочное). Программа в MathCAD для расчета напряжений в полых насосных штангах

$\underline{I} := 2.5$	$dm := 0.042$ $D := 0.036$	$dtr := 0.044$	$TOL := 10^{-10}$
$\underline{R} := 0$	$d := 0.025$	$Pmax := 4061$	$CTOL := 10^{-10}$
$C1 := 0$	$\rho := 100$	$Pmin := -4199$	
$C2 := 0$	$k := \frac{1}{\rho}$	$lsh := 520$	
		$z := 2$	

$$E := 2 \cdot 10^{11}$$

$$\underline{N} := 4.5$$

Given

$$C1 + C2 + \left[\frac{(dm - D)}{2} + \frac{l^2 \cdot k}{2} - \frac{E \cdot (D^4 - d^4) \cdot k \cdot \pi}{64 N} + \left(\frac{R}{N} - k \cdot 1 \right) \cdot 1 \right] = 0$$

$$C1 \cdot \sqrt{\frac{N}{E \cdot (D^4 - d^4) \cdot \pi}} - C2 \cdot \sqrt{\frac{N}{E \cdot (D^4 - d^4) \cdot \pi}} + \left(k \cdot 1 - \frac{R}{N} \right) = 0$$

$$C1 \cdot e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot 1} + C2 \cdot e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot 1} + \frac{dm - D}{2} + \frac{l^2 \cdot k}{2} - \frac{E \cdot k \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}{64 N} + \left(\frac{R}{N} - k \cdot 1 \right) \cdot 1 + \left(k \cdot 1 - \frac{R}{N} \right) \cdot 1 = \frac{dm - D}{2} + \frac{l^2 \cdot k}{2}$$

$$C1 \cdot \sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot 1} - C2 \cdot \sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot 1} + \left(k \cdot 1 - \frac{R}{N} \right) = k \cdot 1$$

$$\text{parfrac}(N, k, D, dm) := \text{Minerr}(C1, C2, 1, R)$$

$$\text{parfrac}(N, k, D, dm) = \begin{pmatrix} 17.047 \\ 11.485 \\ -15.71 \\ -0.235 \end{pmatrix}$$

$$\underline{V}(z, N, k, D, dm) := \left[\text{parfrac}(N, k, D, dm)_0 \cdot e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot z} + \text{parfrac}(N, k, D, dm)_1 \cdot e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot z} \right] + \left[\frac{dm - D}{2} + \frac{(\text{parfrac}(N, k, D, dm)_2)^2 \cdot k}{2} - \frac{E \cdot k \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}{64 N} \right]$$

$$+ \left[\left(\frac{\text{parfrac}(N, k, D, \text{dm})_3}{N} - \text{parfrac}(N, k, D, \text{dm})_2 \cdot k \right) \cdot \text{parfrac}(N, k, D, \text{dm})_2 + \left(\text{parfrac}(N, k, D, \text{dm})_2 \cdot k - \frac{\text{parfrac}(N, k, D, \text{dm})_3}{N} \right) \cdot z \right]$$

$$\text{Miz}(z, N, k, D, \text{dm}) := \left[\text{parfrac}(N, k, D, \text{dm})_0 \cdot e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot z} + \text{parfrac}(N, k, D, \text{dm})_1 \cdot e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot z} \right] \cdot N$$

$$\sigma_{\text{sfz}}(z, N, k, D, \text{dm}) := \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} + \frac{32 \cdot \text{Miz}(z, N, k, D, \text{dm})}{\pi \cdot (D^3 - d^3)}$$

$$\text{Mim}(N, k, D, \text{lsh}) := k \cdot \frac{\text{lsh} \cdot \sqrt{N \cdot E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)} \cdot \left[e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot \text{lsh}} + 1 \right]}{2 \cdot \left[e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot \text{lsh}} - 1 \right]}$$

$$\sigma_{\text{sm}}(N, k, D, \text{lsh}) := \frac{N}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} + \frac{\text{Mim}(N, k, D, \text{lsh})}{32}$$

$$\text{Vm}(z, N, k, D, \text{lsh}) := \frac{\text{Mim}(N, k, D, \text{lsh})}{N} \cdot \left[1 + \frac{\left[e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot \text{lsh}} - 1 \right] \cdot e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot z}}{\left[e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot \text{lsh}} - e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot \text{lsh}} \right]} + \frac{\left[1 - e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot \text{lsh}} \right] \cdot e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot z}}{\left[e^{\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot \text{lsh}} - e^{-\sqrt{\frac{N}{E \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}} \cdot \text{lsh}} \right]} \right]$$

$$\sigma_s(N, k, D, dm, lsh) := \begin{cases} \frac{E \cdot D \cdot k}{2} & \text{if } N = 0 \\ \text{if } N > 0 \\ \quad \text{if } k > 1 \cdot 10^{-4} \\ \quad \quad \left| \begin{array}{l} \sigma_{sm}(N, k, D, lsh) \text{ if } \frac{dm - D}{2} + V_m\left(\frac{lsh}{2}, N, k, D, lsh\right) > \frac{1}{k} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{lsh \cdot k}{2}\right)\right) \\ \left[\frac{4 \cdot N}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} + \frac{32 \cdot Miz(0, N, k, D, dm)}{\pi \cdot (D^3 - d^3)} \right] & \text{otherwise} \end{array} \right. \\ \quad \quad \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} & \text{otherwise} \\ \frac{8 \cdot |N| \cdot (dtr - D)}{\pi \cdot (D^3 - d^3)} \cdot \left[1 + \frac{1}{3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (dm - D)}{dtr - D}} \right] + \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} & \text{if } N < 0 \end{cases}$$

$$\sigma_{max}(Pmax, Pmin, k, D, dm, lsh) := \begin{cases} \sigma_s(Pmax, k, D, dm, lsh) & \text{if } Pmin \geq 0 \\ \max(\sigma_s(Pmin, k, D, dm, lsh), \sigma_s(Pmax, k, D, dm, lsh)) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\sigma_{min}(Pmin, k, D, dm, lsh) := \begin{cases} \sigma_s(Pmin, k, D, dm, lsh) & \text{if } Pmin \geq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\chi := \begin{cases} 1.52 & \text{if } D = 0.036 \\ 1.50 & \text{if } D = 0.032 \end{cases}$$

$$\sigma_{pr}(Pmax, Pmin, k, D, dm, lsh) := \begin{cases} \sigma_{max} \leftarrow \sigma_{max}(Pmax, Pmin, k, D, dm, lsh) \\ \sigma_{min} \leftarrow \sigma_{min}(Pmin, k, D, dm, lsh) \\ \chi \cdot \sqrt{\sigma_{max} \cdot \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}} \end{cases}$$

$$\sigma_{min}(Pmin, k, d, dm, lsh) = 0$$

$$\sigma_{max}(Pmax, Pmin, k, D, dm, lsh) = 6.747 \times 10^7$$

$$\sigma_{pr}(Pmax, Pmin, k, D, dm, lsh) = 7.252 \times 10^7$$

Приложение В (рекомендуемое). Методика проведения физического эксперимента

Объект испытаний

Объектом испытаний являются натурные образцы полых насосных и обычных насосных штанг, применяемых при эксплуатации нефтяных скважин, а также муфтовые части штанг, свинченные на заводе и резьбы свинченные динамометрическим ключом с моментом затяжки:

ШН16 - 300 Нм;

ШН19 - 500 Нм;

ШН22 - 700 Нм;

ШН25 - 1000 Нм.

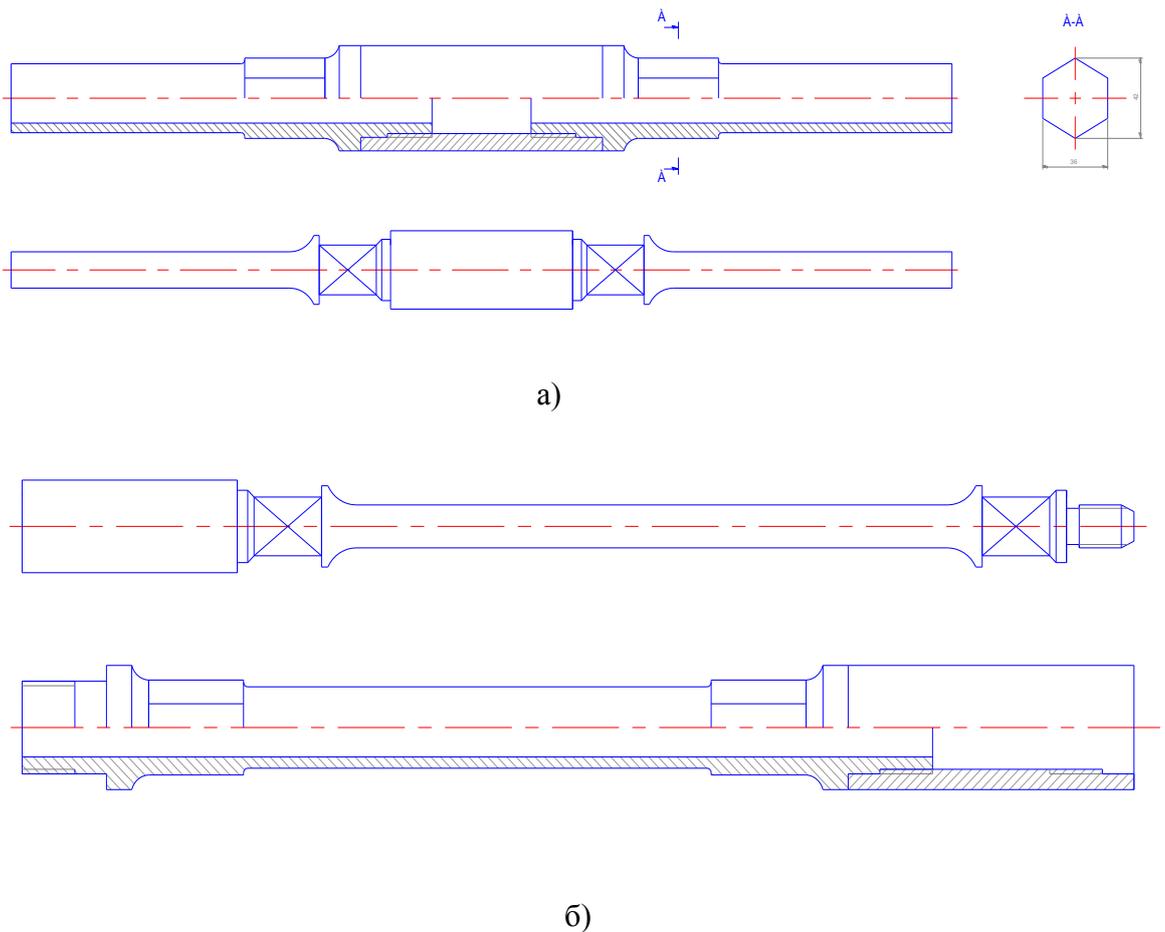


Рисунок П.В.1 - Объект испытаний: а) насосные штанги свинченные с одной стороны на заводе и с другой при помощи динамометрического ключа с требуемым моментом; б) натурные образцы насосных штанг

Цель испытаний

Испытания проводить как в коррозионной, так и в некоррозионной среде.

- Построение кривой усталости и определение предела выносливости, соответствующих вероятности разрушения 90 %;
- Построение диаграмм предельных напряжений и предельных амплитуд;
- Построение кривых усталости по параметру вероятности разрушения;
- Определение предела выносливости для заданного уровня вероятности разрушения;
- Определение среднего значения и среднего квадратического отклонения логарифма долговечности на заданном уровне напряжений или деформаций;
- Определение среднего значения и среднего квадратического отклонения предела выносливости.
- Длительный характер не даёт возможности выполнить в полном объёме все испытания в течение одной лабораторной работы. В этой связи испытания на выносливость имеют демонстрационный характер.

Требования к программе

- В пределах намеченной серии испытаний все образцы нагружают одним способом и испытывают на однотипных машинах;

- Испытания образцов проводят непрерывно до образования трещины заданного размера, полного разрушения или до базового числа циклов;
- Допускаются перерывы в испытаниях с учетом условий их проведения и обязательной оценкой влияния перерывов на результаты испытаний.
- В процессе испытания образцов контролируют стабильность задаваемых нагрузок (деформаций);

Средства и порядок испытаний

Испытания на усталость будут проводиться на стенде, изготовленном в РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина на кафедре машин и оборудования нефтяной и газовой промышленности. Данный стенд изготовлен на основе ГОСТ 25.502-79.

а) Испытания муфтовой части:

Для построения кривой выносливости и определения предела выносливости испытывают не менее 20 образцов (по 3 для каждого из 6-7 уровней нагрузки).

Первые 3 образца испытывают при нагрузке, создающей максимальное напряжение σ_{\max} , равное $0,6\sigma_b$ (для стали), где σ_b – предел прочности материала образца;

Число циклов, выдержанное образцом до разрушения, фиксирует счётчик. Это число для всех уровней напряжения σ_{\max} находят как среднее значение по результатам трех идентичных испытаний;

Следующие три образца испытывают при более низком напряжении σ_{\max} . Очевидно, что число циклов до разрушения N увеличится.

Последующие образцы испытываются при постепенно снижающихся (на 20-40 МПа) напряжениях.

б) Испытания натурального образца:

Для построения кривой выносливости и определения предела выносливости испытывают не менее 20 образцов (по 3 для каждого из 6-7 уровней нагрузки).

Первые 3 образца испытывают при нагрузке, создающей максимальное напряжение σ_{\max} , равное $0,6\sigma_b$ (для стали), где σ_b – предел прочности материала образца;

Число циклов, выдержанное образцом до разрушения, фиксирует счётчик. Это число для всех уровней напряжения σ_{\max} находят как среднее значение по результатам трех идентичных испытаний;

Следующие три образца испытывают при более низком напряжении σ_{\max} . Очевидно, что число циклов до разрушения N увеличится.

Последующие образцы испытываются при постепенно снижающихся (на 20-40 МПа) напряжениях.

Если на последнем уровне напряжений образец, выдержав базовое число циклов, не разрушался, то с целью уточнения величины предела выносливости следующий образец нагружают так, чтобы напряжение было равным среднему между напряжениями не разрушившегося и разрушившегося образцов. Если после прохождения базового числа циклов этот образец не разрушится, а также разность между наименьшим напряжением, вызвавшим поломку образца, и наибольшим напряжением, не разрушившим образец, не превышает 5% и не больше 10 МПа, то испытание прекращается.

Испытания в условиях агрессивной среды

- Испытания в условиях агрессивной среды проводить с учетом влияния среды и при деформациях в 1,2-1,5 раза

меньше, чем при испытаниях в отсутствии агрессивной среды;

- Образец должен непрерывно находиться в газовой или жидкостной агрессивной среде;
- При испытаниях в агрессивной среде должна быть обеспечена стабильность параметров агрессивной среды и ее взаимодействия с поверхностью образца. Требования к периодичности контроля состава агрессивной среды определяются составом среды и задачами исследования;
- Для сопоставимости результатов испытания данной серии образцов проводят при одинаковой частоте и базе.

Методы испытаний

В основе методики лежат испытания натуральных образцов длиной 350 - 700 мм, которые вырезаются непосредственно из насосной штанги и полностью сохраняют конфигурацию и состояние поверхности штанги в пределах наиболее опасного участка с точки зрения разрушения, а именно в месте высадки. Определение характеристик сопротивления усталости проводить на стендовой установке, изготовленной в РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина. Установка обеспечивает консольное нагружение при поперечном изгибе с вращением натуральных образцов при симметричном цикле нагружения. На рисунке П.В.2 представлена схема испытаний натуральных образцов штанг.

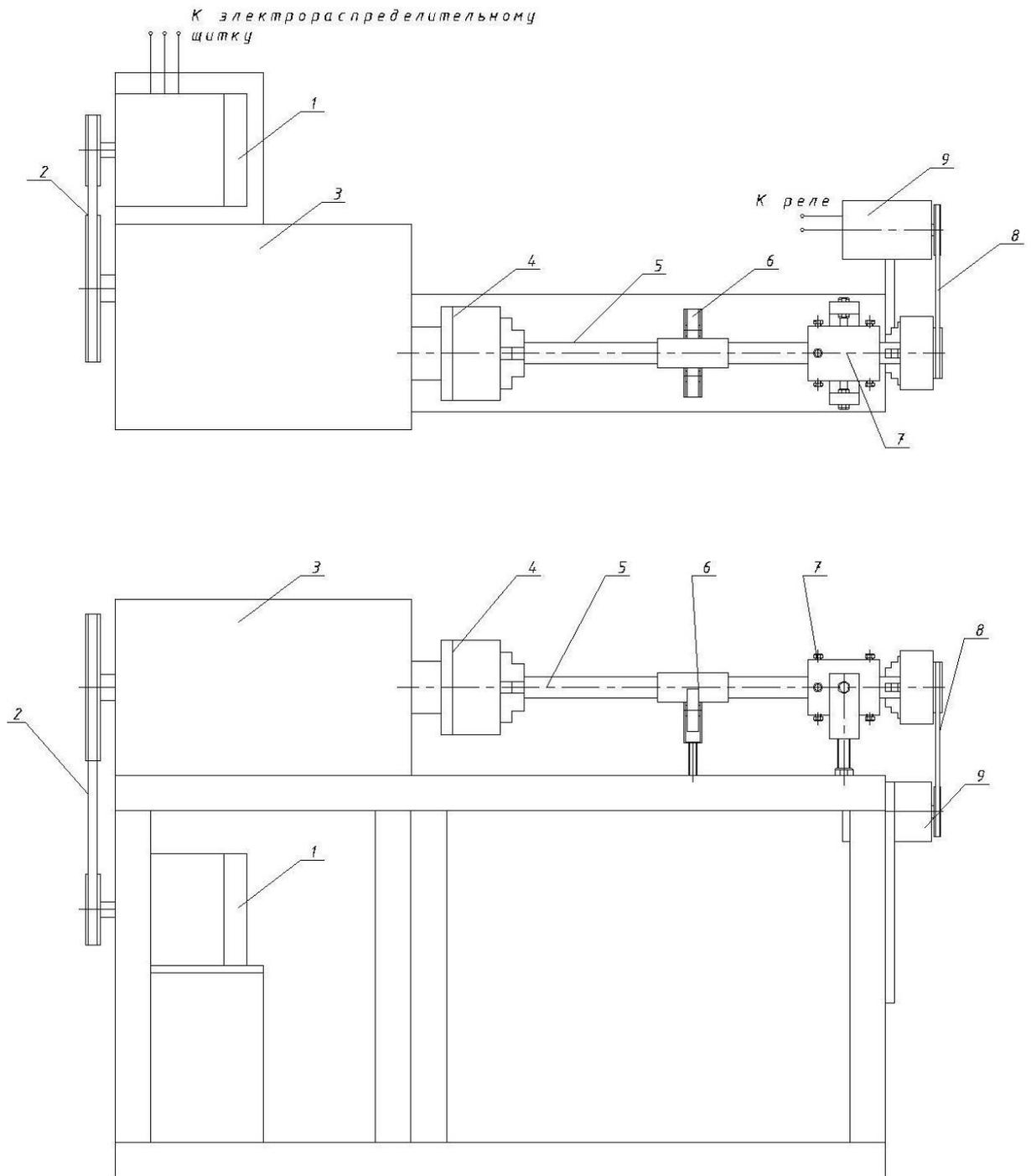


Рисунок П.В.2 - Схема стенда для испытаний на усталость (1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – коробка передач; 4 – патрон; 5 – натуральный образец штанги; 6 – промежуточная опора; 7 – подшипниковый узел; 8 – ременная передача; 9 - электрогенератор)

Коррозионную среду помещать в специально спроектированную камеру из полипропилена, которая надевается на штангу с помощью уплотнителей. Необходимо следить за постоянством нагрузки, составом коррозионной среды.



Рисунок П.В.3 - Стендовая установка для испытания насосных штанг на выносливость

Обработка результатов

Исходные данные и результаты каждого испытания образца фиксируют в протоколе испытания, а результаты испытания серии одинаковых образцов - в сводном протоколе испытания;

Т.к. значения напряжений и числа циклов изменяются в широких пределах, то кривые усталости строим в полулогарифмических координатах (σ_{\max} ; lgN или σ^2 ; lgN) или двойных логарифмических координатах ($lg \sigma_{\max}$; lgN или $lg \sigma^2$; lgN);

Кривые усталости строят для серии одинаковых образцов;

Для построения кривых распределения долговечности и пределов выносливости, оценки средних значений и средних квадратических отклонений, а также построения семейства кривых усталости по параметру вероятности разрушения результаты испытаний подвергают статистической обработке.

**Приложение Г (рекомендуемое). Сводная таблица результатов
численного эксперимента**

Таблица П.Г - Результаты численного эксперимента

№ п/ п	Показатель	Номер точки					
		1	2	3	4	5	6
1	Напряжение, МПа	145,6	181,5	217,4	253,3	289,2	325,1
	Долговечность , циклов	666900 0	583600 0	500300 0	417100 0	333800 0	250500 0
2	Напряжение, МПа	150,3	180,2	220,1	250	289,9	320,8
	Долговечность , циклов	646045 5	587810 2	494162 7	422605 7	332994 0	253857 7
3	Напряжение, МПа	134,6	161,5	190,4	210,3	240,2	270,1
	Долговечность , циклов	721401 5	655872 4	571245 9	502384 4	401894 1	301508 9
4	Напряжение, МПа	145,8	183,7	215,6	260,5	270,4	335,3
	Долговечность , циклов	665985 2	576610 8	504476 9	405571 7	357008 0	242879 7
5	Напряжение, МПа	155,3	187,2	225,1	257	285,9	327,8
	Долговечность , циклов	625245 6	565830 1	483186 2	411095 1	337652 9	248436 7
6	Напряжение, МПа	160,1	190	229,9	250,8	300,7	330,6
	Долговечность , циклов	606499 9	557491 6	473098 0	421257 7	321034 1	246332 6
7	Напряжение, МПа	150	190	220	260	290	340
	Долговечность , циклов	647337 6	557491 6	494387 4	406351 7	332879 2	239522 2
8	Напряжение, МПа	148,1	188,2	218,3	250,4	280,5	310,6
	Долговечность , циклов	655642 4	562823 6	498237 4	421930 6	344153 2	262194 3
9	Напряжение, МПа	150	190	220	250	280	320
	Долговечность , циклов	647337 6	557491 6	494387 4	422605 7	344767 7	254492 3

Продолжение таблицы П.Г - Результаты численного эксперимента

10	Напряжение, МПа	146,3	186,5	216,7	250,9	270,1	300,3
	Долговечность, циклов	6637091	5679539	5019161	4210898	3574045	2711873
11	Напряжение, МПа	160	190	215	245	270	310
	Долговечность, циклов	6068790	5574916	5058847	4312303	3575369	2627018
12	Напряжение, МПа	170,1	200	229,9	259,8	289,7	319,6
	Долговечность, циклов	5708444	5296170	4730980	4066645	3332239	2548109
13	Напряжение, МПа	135	175	215	255	295	335
	Долговечность, циклов	7192640	6052766	5058847	4143193	3272372	2430972
14	Напряжение, МПа	140,9	195	249,1	303,2	357,3	411,4
	Долговечность, циклов	6891458	5431969	4366328	3484546	2701790	1979522
15	Напряжение, МПа	130,9	175	219,1	263,2	307,3	351,4
	Долговечность, циклов	7417925	6052766	4964182	4014112	3141391	2317517
16	Напряжение, МПа	147	190	233	276	319	362
	Долговечность, циклов	6605486	5574916	4668035	3827950	3026174	2249656
17	Напряжение, МПа	149,8	195	240,2	285,4	330,6	375,8
	Долговечность, циклов	6482019	5431969	4528111	3701872	2919993	2167045
18	Напряжение, МПа	140,6	180,5	220,4	260,3	300,2	340,1
	Долговечность, циклов	6906162	5868332	4934901	4058833	3215688	2394518
19	Напряжение, МПа	142,9	183	223,1	263,2	303,3	343,4
	Долговечность, циклов	6795006	5788164	4875178	4014112	3182821	2371507

Продолжение таблицы П.Г - Результаты численного эксперимента

20	Напряжение, МПа	152,3	197	241,7	286,4	331,1	375,8
	Долговечность, циклов	6375617	5376822	4500009	3688947	2915583	2167045
21	Напряжение, МПа	157	200	243	286	329	372
	Долговечность, циклов	6184754	5296170	4475935	3694106	2934193	2189181
22	Напряжение, МПа	146,9	188	229,1	270,2	311,3	352,4
	Долговечность, циклов	6609982	5634223	4747500	3910120	3101027	2310941
23	Напряжение, МПа	145,3	185	224,7	264,4	304,1	343,8
	Долговечность, циклов	6682769	5725589	4840464	3995894	3174448	2368748
24	Напряжение, МПа	147,5	176,8	206,1	235,4	264,7	294
	Долговечность, циклов	6583094	5991143	5277303	4488166	3646957	2769985
25	Напряжение, МПа	150,6	189	227,4	265,8	304,2	342,6
	Долговечность, циклов	6447586	5604413	4782991	3974847	3173404	2377045

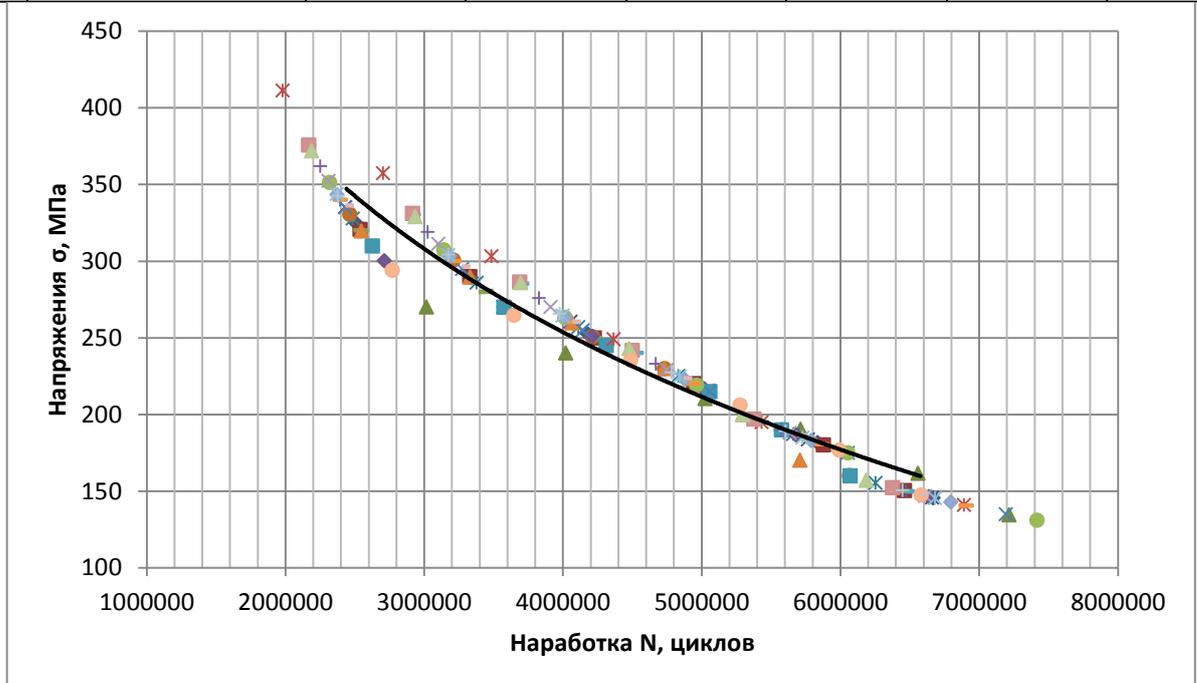
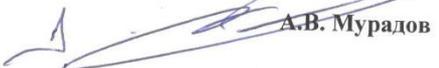


Рисунок П.Г.1 - Кривая усталости по результатам численного эксперимента

Приложение Д (справочное). Протоколы физического эксперимента

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по научной работе
РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина


А.В. Мурадов

ПРОТОКОЛ №1 натурные испытания образца

(приложение к сводному протоколу № 1)

Назначение испытания: определение предела выносливости образцов полых насосных штанг, изготовленных из стали 45

Образец: шифр I, поперечные размеры, Dxdxs: 36x25x5,5

Машина: Поперечный изгиб при вращении образцов при консольном нагружении

Напряжения цикла: максимальное 180 МПа, среднее 90 МПа, амплитудное 90 МПа

Деформации: максимальные 8 мм, средние 4 мм.

Температура окружающей среды: +10 °С до +20 °С

Среда: воздух.

Показания счетчика (дата и время):

в начале испытания 06.10.2014 10.00

в конце испытания 06.10.2014 20.00

Число пройденных циклов: 312000

Частота нагружения 520 циклов в минуту

Показания счетчика (время)		Число циклов (время), пройденное образцом за смену	Подпись и дата		Примечание
в начале смены	в конце смены				
06.10.2014 10.00	06.10.2014 20.00	312000		06.10.2014.	Изменение формы натурного образца (изгиб)

Испытания проводил  Дубинов Ю.С.

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по научной работе
РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина


А.В. Мурадов

ПРОТОКОЛ №2
натурные испытания образца

(приложение к сводному протоколу № 1)

Назначение испытания: определение предела выносливости образцов полых насосных штанг, изготовленных из стали 45

Образец: шифр П, поперечные размеры, Dxdxs: 36x25x5,5

Машина: Поперечный изгиб при вращении образцов при консольном нагружении

Напряжения цикла: максимальное 180 МПа, среднее 90 МПа, амплитудное 90 МПа

Деформации: максимальные 8 мм, средние 4 мм.

Температура окружающей среды: +10 °С до +20 °С

Среда: воздух.

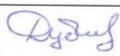
Показания счетчика (дата и время):

в начале испытания 25.09.2014 10.30

в конце испытания 05.10.2014 13.30

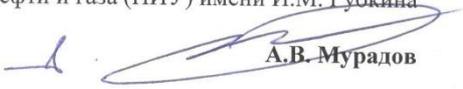
Число пройденных циклов: 7581600

Частота нагружения 520 циклов в минуту

Показания счетчика (время)		Число циклов (время), пройденное образцом за смену	Подпись и дата		Примечание
в начале смены	в конце смены				
25.09.2014 10.30	05.10.2014 13.30	7581600		05.10.2014г.	Образование шейки

Испытания проводил  Дубинов Ю.С.

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по научной работе
РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина


А.В. Мурадов

ПРОТОКОЛ №3
натурные испытания образца

(приложение к сводному протоколу № 2)

Назначение испытания: определение предела выносливости образцов полых насосных штанг, изготовленных из стали 45

Образец: шифр Ш, поперечные размеры, Dxdxs: 36x25x5,5

Машина: Поперечный изгиб при вращении образцов при консольном нагружении

Напряжения цикла: максимальное 180 МПа, среднее 90 МПа, амплитудное 90 МПа

Деформации: максимальные 8 мм, средние 4 мм.

Температура окружающей среды: +10 °С до +22 °С

Среда: воздух.

Показания счетчика (дата и время):

в начале испытания 01.06.2015 10.30

в конце испытания 11.06.2015 10.30

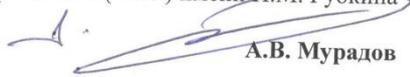
Число пройденных циклов: 8496000

Частота нагружения 590 циклов в минуту

Показания счетчика (время)		Число циклов (время), пройденное образцом за смену	Подпись и дата		Примечание
в начале смены	в конце смены				
01.06.2015 10.30	11.06.2015 10.30	8496000		11.06.2015г.	

Испытания проводил  Дубинов Ю.С.

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по научной работе
РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина


А.В. Мурадов

СВОДНЫЙ ПРОТОКОЛ № 1

Цель испытаний: определение предела выносливости образцов полых насосных штанг

Материал:

марка: Сталь 45

тип заготовки: натурные образцы длиной 800 мм

Условий испытаний:

вид нагружения: циклический, симметричный

база испытаний: 10000000

частота нагружения: 520 циклов в минуту

Образцы:

Номинальные размеры их поперечного сечения: Dxdxs: 36x25x5,5

Испытательная машина: Поперечный изгиб при вращении образцов при консольном нагружении

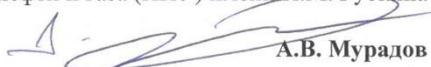
Дата испытаний: начало испытаний первого образца 06.10.2014 10.00

конец испытаний последнего образца 05.10.2014 13.30

№ образца	Поперечные размеры образца, Dxdxs	Напряжения цикла, МПа			Пройденное число циклов	Отметка о разрушении	Примечание
		среднее	амплитудное	максимальное			
I	36x25x5,5	90	90	180	31200 0	нет	Изменение формы натурального образца
II	36x25x5,5	90	90	180	75816 00	нет	Образование шейки

Ответственный за испытание  Дубинов Ю.С.

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по научной работе
РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина


А.В. Мурадов

СВОДНЫЙ ПРОТОКОЛ № 2

Цель испытаний: определение предела выносливости образцов полых насосных штанг

Материал:

марка: Сталь 45

тип заготовки: натурные образцы длиной 800 мм

Условий испытаний:

вид нагружения: циклический, симметричный

база испытаний: 10000000

частота нагружения: 590 циклов в минуту

Образцы:

Номинальные размеры их поперечного сечения: Dxdxs: 36x25x5,5

Испытательная машина: Поперечный изгиб при вращении образцов при консольном нагружении

Дата испытаний: начало испытаний первого образца 01.06.2015 10.30

конец испытаний последнего образца 11.06.2015 10.30

№ образца	Поперечные размеры образца, Dxdxs	Напряжения цикла, МПа			Пройденное число циклов	Отметка о разрушении	Примечание
		среднее	амплитудное	максимальное			
I	36x25x5,5	90	90	180	84960 00	нет	

Ответственный за испытание  Дубинов Ю.С.

**Приложение Е (рекомендуемое). Таблица определения коэффициента,
учитывающего конструктивные особенности и свойства материала
штанг**

Таблица П.Е – Сводная таблица

Типоразмер, мм	Концентрация напряжений, K _s	Масштабный эффект, K _{ds}	Качество поверхности, K _f	Метод упрочнения, K _v	Непостоянство прохождения сечения	Коэф. разупрочнения	Итоговый коэф.
Сталь 40 нормализованная (по Spec API 11B)							
16	0,65	1,09	0,8	1,45	-	1,2	1,54
19	0,65	1,11	0,8	1,45	-	1,2	1,56
22	0,65	1,12	0,8	1,45	-	1,2	1,58
25	0,65	1,13	0,8	1,45	-	1,2	1,60
29	0,65	1,15	0,8	1,45	-	1,2	1,63
Сталь 20H2M нормализованная (по Spec API 11B)							
16	0,65	1,09	0,8	1,45	-	1,2	1,54
19	0,65	1,11	0,8	1,45	-	1,2	1,56
22	0,65	1,12	0,8	1,45	-	1,2	1,58
25	0,65	1,13	0,8	1,45	-	1,2	1,60
29	0,65	1,15	0,8	1,45	-	1,2	1,63
Сталь 40 ТВЧ (по Spec API 11B)							
16	0,65	1,09	0,8	1,48	-	1,25	1,64
19	0,65	1,11	0,8	1,48	-	1,25	1,66
22	0,65	1,12	0,8	1,48	-	1,25	1,68
25	0,65	1,13	0,8	1,48	-	1,25	1,70
29	0,65	1,15	0,8	1,48	-	1,25	1,73
Сталь 30ХМА ТВЧ (по Spec API 11B)							
16	0,65	1,09	0,8	1,48	-	1,25	1,64
19	0,65	1,11	0,8	1,48	-	1,25	1,66
22	0,65	1,12	0,8	1,48	-	1,25	1,68
25	0,65	1,13	0,8	1,48	-	1,25	1,70
29	0,65	1,15	0,8	1,48	-	1,25	1,73
Сталь 20НМ ТВЧ (по Spec API 11B)							
16	0,65	1,09	0,8	1,48	-	1,25	1,64
19	0,65	1,11	0,8	1,48	-	1,25	1,66
22	0,65	1,12	0,8	1,48	-	1,25	1,68
25	0,65	1,13	0,8	1,48	-	1,25	1,70
29	0,65	1,15	0,8	1,48	-	1,25	1,73

Продолжение таблицы П.Е – Сводная таблица

Сталь 45							
32x4,5	1,25	1,18	0,9	1,18	0,56	-	1,52
36x5,5	1,25	1,16	0,9	1,18	0,56	-	1,50
Сталь 20Н2М термоулучшенная (по Spec API 11B)							
16	0,65	1,09	0,82	1,50	-	1,25	1,62
19	0,65	1,11	0,82	1,50	-	1,25	1,65
22	0,65	1,12	0,82	1,50	-	1,25	1,66
25	0,65	1,13	0,82	1,50	-	1,25	1,68
29	0,65	1,15	0,82	1,50	-	1,25	1,71
Сталь 15Н3МА термоулучшенная (по Spec API 11B)							
16	0,65	1,09	0,82	1,50	-	1,25	1,62
19	0,65	1,11	0,82	1,50	-	1,25	1,65
22	0,65	1,12	0,82	1,50	-	1,25	1,66
25	0,65	1,13	0,82	1,50	-	1,25	1,68
29	0,65	1,15	0,82	1,50	-	1,25	1,71
Сталь 15X2ГМФ термоулучшенная при прокате (по Spec API 11B)							
16	0,65	1,09	0,82	1,25	-	1,05	1,13
19	0,65	1,11	0,82	1,25	-	1,05	1,15
22	0,65	1,12	0,82	1,25	-	1,05	1,17
25	0,65	1,13	0,82	1,25	-	1,05	1,18
29	0,65	1,15	0,82	1,25	-	1,05	1,20
Сталь 15X2НМФ закаленная (по Spec API 11B)							
16	0,65	1,09	0,84	1,45	-	1,25	1,53
19	0,65	1,11	0,84	1,45	-	1,25	1,56
22	0,65	1,12	0,84	1,45	-	1,25	1,57
25	0,65	1,13	0,84	1,45	-	1,25	1,58
29	0,65	1,15	0,84	1,45	-	1,25	1,61
Сталь 15X2ГМФ термоулучшенная при прокате и штамповке (по Spec API 11B)							
16	0,65	1,09	0,82	1,25	-	1,05	1,13
19	0,65	1,11	0,82	1,25	-	1,05	1,15
22	0,65	1,12	0,82	1,25	-	1,05	1,17
25	0,65	1,13	0,82	1,25	-	1,05	1,18
29	0,65	1,15	0,82	1,25	-	1,05	1,20

Приложение Ж (справочное). Исследование конструкции полых насосных штанг в программном пакете Solid Works

Полые насосные штанги имеют следующие конструктивные особенности по сравнению со сплошными насосными штангами:

- другая форма поперечного сечения (флюид омывает штангу не только снаружи, но и изнутри);
- флюид может создавать внутри штанги давление;
- повышенные требования к герметичности резьбового соединения.

Для определения влияния каждого из факторов был проведен численный эксперимент в пакете Solid Works.

Результаты исследования герметичности резьбового соединения приведены на рисунке П.Ж.1. При рабочих нагрузках напряжения составляют 172 МПа и опасное сечение находится на третьем витке резьбы.

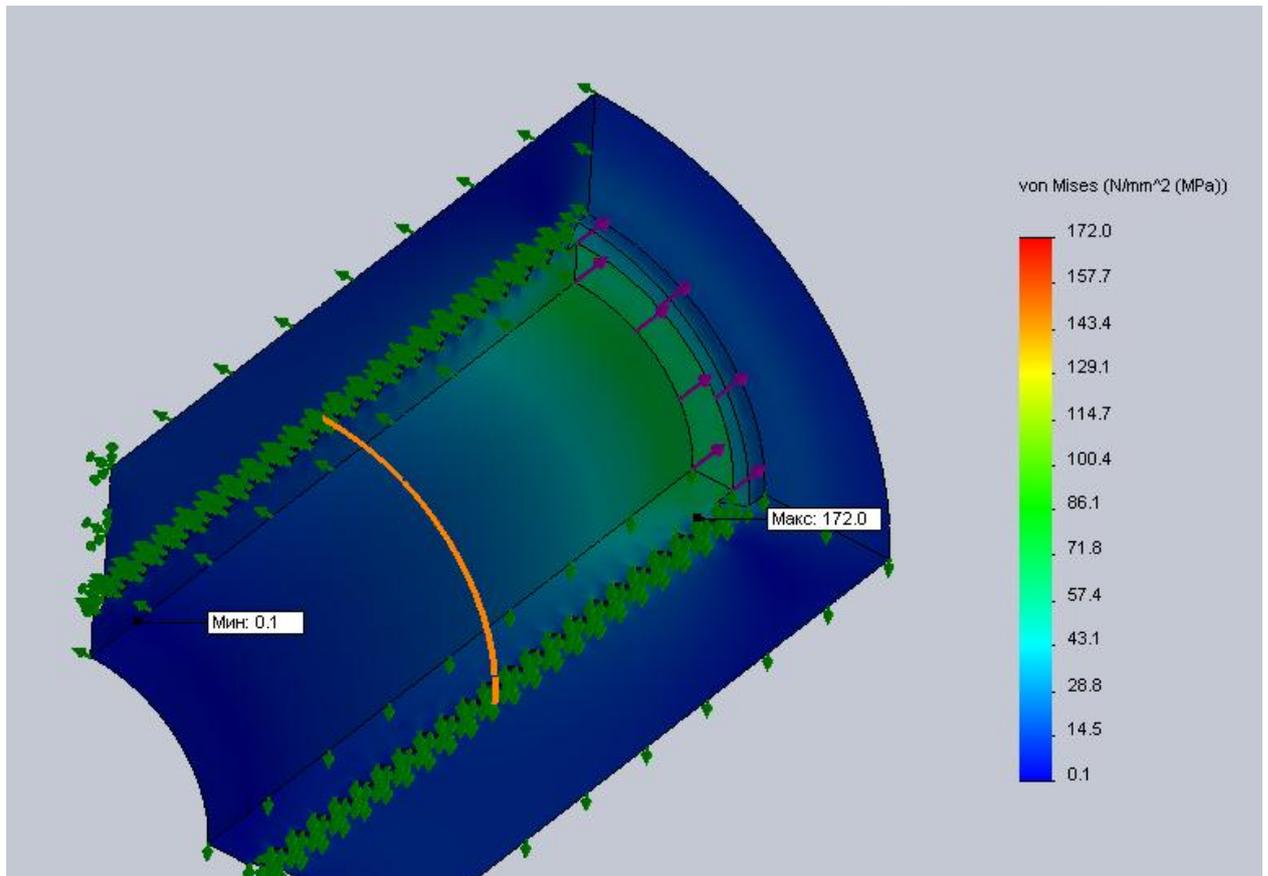


Рисунок П.Ж.1 - Напряжения в резьбе полый насосной штанги ШНТ 36x5,5

Результаты исследования влияния внутреннего давления приведены на рисунке П.Ж.2. При давлении до 10 МПа напряжения не превышают 40 МПа, опасное сечение находится в зоне галтели (переходная зона). Однако в процессе эксплуатации такие давления не возникают внутри полых насосных штанг, поэтому можно пренебречь влиянием внутреннего давления.

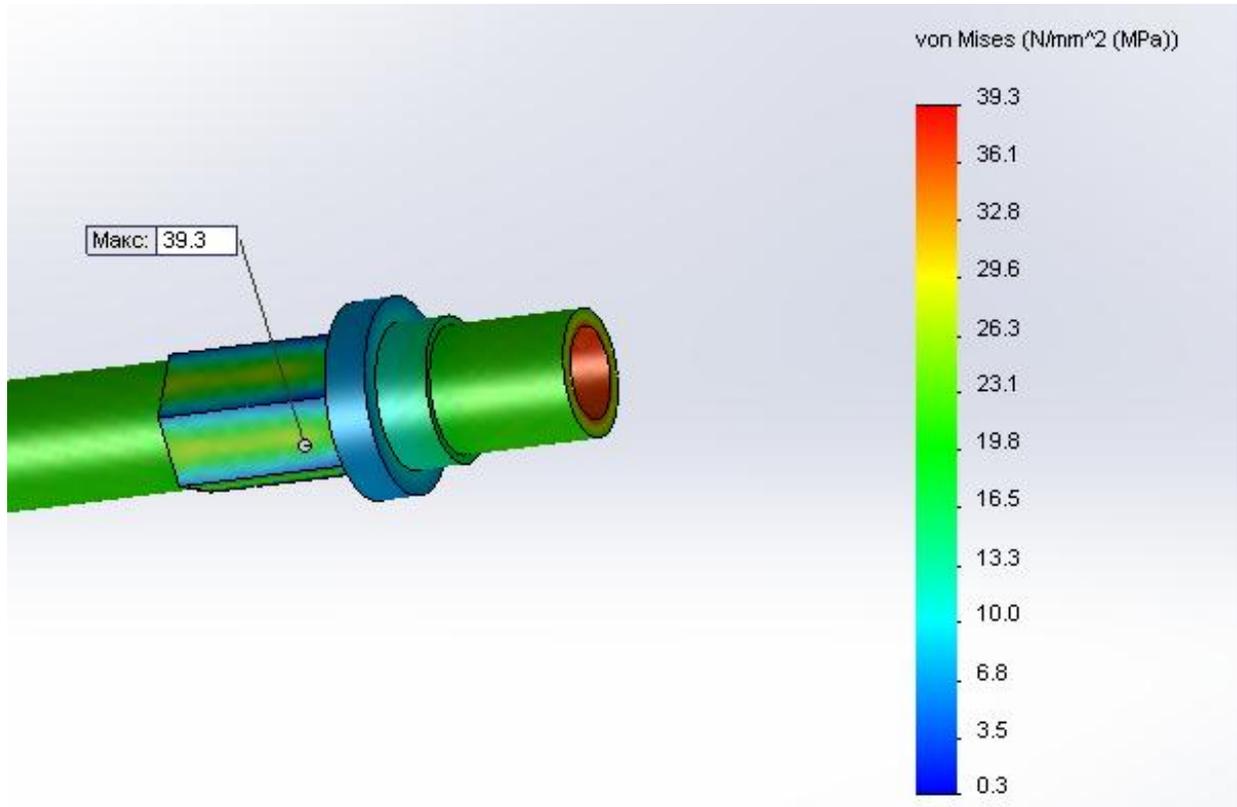


Рисунок П.Ж.2 - Напряжения в теле полый насосной штанги ШНТ 36x5,5 при нагружении ее внутренним давлением 10 МПа

Приложение 3 (справочное). Практическая значимость

Общество с ограниченной ответственностью
«ЦЕНТР ОБРАЗОВАНИЯ НАУКИ и КУЛЬТУРЫ им.И.М.Губкина»
(ООО ЦОНиК им. И.М.Губкина)
 ИНН / КПП 7722547998/772201001 ОКОНХ 73.10 80.42 74.20.2
 Россия, 109518, Москва, Грайвороновский 1-й пр., дом 2 А, т/ф+7 499 233-9339, +7 499 135-72-16

 21.06.2016г. Исх. № 440/НО-1-16.

СПРАВКА

об использовании результатов научно-исследовательских работ

Настоящим подтверждаем, что результаты научно-исследовательских работ по анализу и модернизации методик подбора полых насосных штанг, применяемых при одновременно-раздельной эксплуатации (автор - Дубинов Юрий Сергеевич) использованы при создании блока "Подбор, расчет и диагностика скважинного оборудования для одновременно-раздельной добычи нефти с помощью полых(трубчатых) насосных штанг" программного обеспечения (ПО) "Автотехнолог+Соль".

ПО "Автотехнолог+Соль" имеет Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ №2011613348.

В настоящее время ПО "Автотехнолог+Соль" широко используется в нефтедобывающих предприятиях России и стран СНГ (НК «ЛУКОЙЛ», ЛУКОЙЛ Оверсиз, ОАО «Славнефть-Мегионнефтегаз», ОАО «Сургутнефтегаз», ОАО «РН-Менеджмент», ПАО «Татнефть», ООО «Газпром нефть шельф», Шлюмберже, АО «Мангистаумунайгаз», АО «Озенмунайгаз», ТОО «Казахойл Актобе», АО «Тургай-Петролеум» и др.), на предприятиях, производящих и обслуживающих нефтедобывающее оборудование (ПК «Борец», Шлюмберже Леджелко Инк., ОАО «АЛНАС», «РИМЕРА Сервис», ОйлПамп Сервис и др.).

Заместитель Генерального директора



Ю.И. Полянская

И.Ю.Полянская