

На правах рукописи



СИНЮГИН АЛЕКСАНДР АЛЕКСАНДРОВИЧ

**НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ
АРМИРОВАННЫХ МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ И
СОЗДАНИЕ МЕТОДИКИ ИХ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА**

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

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Самара 2021

Работа выполнена на кафедре «Машины и оборудование нефтегазовых и химических производств» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Самарский государственный технический университет».

Научный руководитель доктор физико-математических наук, доцент
Опарин Владимир Борисович

Официальные оппоненты: **Бурков Пётр Владимирович**
доктор технических наук, профессор
ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» / Инженерная школа природных ресурсов / Отделение нефтегазового дела / профессор

Леонович Игорь Александрович
кандидат технических наук
ФГАОУ ВО «Российский государственный университет нефти и газа (национальный исследовательский университет) имени И.М. Губкина» / кафедра «Сооружение и ремонт газонефтепроводов и хранилищ» / доцент


Ведущая организация ФГБОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет» (г. Пермь)

Защита диссертации состоится 15 июня 2021 г. в 10:00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.289.05, созданного при ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет» по адресу: 450064, Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет» и на сайте www.rusoil.net.

Автореферат разослан «___» _____ 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета

 Латыпов Олег Ренатович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования

Одной из острейших проблем нефтегазодобывающей отрасли являются аварии промысловых трубопроводов. По данным Ростехнадзора ежегодно происходит около 50-70 тыс. нарушений герметичности и разрывов труб, при этом количество аварий с каждым годом возрастает в связи с износом металлических трубопроводов и увеличением их протяженности.

Одна из основных причин аварий – коррозия металла. До 90% отказов нефтетранспортных трубопроводов являются следствием коррозии. При этом 42% труб не выдерживают пятилетней эксплуатации, а 17% – и двух лет. В качестве мероприятий по защите стальных труб от коррозии сегодня используют применение ингибиторов, защитных покрытий, травление металла и другие средства, однако, все эти способы защиты имеют недостатки и не обеспечивают полной защиты от коррозии.

Альтернативой металлическим трубопроводам являются армированные металлополимерные трубопроводы (АМПТ), которые находят все более широкое применение на нефтяных месторождениях в качестве трубопроводов систем сбора, линий поддержания пластового давления, рукавов и шлангокабелей различного назначения. Они обладают рядом преимуществ перед традиционными стальными трубопроводами: имеют высокую коррозионную стойкость; возможностью монтажа секциями до 250 м; наличием разъемных соединений, что позволяет при монтаже отказаться от проведения сварочных работ; высокой технологичностью монтажа; а также низкой степенью шероховатости контактирующей с перекачиваемым продуктом поверхности, что уменьшает гидравлическое сопротивление в трубопроводной системе.

Прочностной расчет и расчет осевых напряжений, вызванных внутренним давлением, стальных промысловых трубопроводов проводятся по частным случаям уравнения Лапласа для тонкостенных цилиндров. АМПТ на месторождениях также являются преимущественно промысловыми трубами, но формулы расчета тонкостенных цилиндров к ним неприменимы.

Методика расчета армированных цилиндрических оболочек не имеет широкой известности среди инженеров, занимающихся проектированием и эксплуатацией месторождений, так как эти методики выпускаются либо в нормативной документации при заводах-изготовителях АМПТ, либо научными изданиями в специализированной литературе и имеют локальное распространение. Расчет на прочность АМПТ в этих документах проводится при помощи формулы, где главными критериями прочности гибкой трубы являются шаг спирали стального каркаса, его толщина и механические характеристики. Формула расчета осевых напряжений была выведена для бурильных гибких труб, конструктивно отличающихся от ряда АМПТ, и ее применение ко всем разновидностям АМПТ некорректно.

Таким образом, методики расчета АМПТ, во-первых, разрозненны и неактуальны, во-вторых, не имеют соответствия с методиками расчета тонкостенных

цилиндров. Следовательно, создание новых методик расчета АМПТ является актуальной задачей.

Степень разработанности темы

К началу работы над диссертацией в России и за рубежом существовал ряд предприятий, производящих АМПТ, причем продукция каждого предприятия имела уникальные конструктивные особенности. В то же время НТД, описывающая эти трубы, выпускалась силами каждого предприятия и имела локальное применение. Методы прочностного расчета в этих документах базировались на методах прочностного расчета стальных канатов и имели разный набор эмпирических коэффициентов надежности. Таким образом, не существовало единого документа (ISO, ГОСТ, ТУ), описывающего армированные трубопроводы в общем, и единого алгоритма расчета, позволяющего рассчитать АМПТ на прочность вне зависимости от ее конструкции.

Соответствие паспорту заявленной специальности

Тема и содержание диссертационной работы соответствует формуле специальности 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (нефтегазовая отрасль), и области исследования – «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» (п. 1).

Цель работы – исследование напряженно-деформированного состояния применяемых в нефтегазовом деле армированных металлополимерных трубопроводов и создание методических основ их прочностного расчета как эквивалентной двухслойной модели, а также обоснование возможности применения полученной модели к прочностному расчету тонкостенных цилиндров.

Для достижения указанной цели решались следующие **задачи**:

1 Определение геометрических и механических свойств слоев расчетной двухслойной эквивалентной модели, соответствующей по механическим свойствам сложной конструкции АМПТ для возможности проведения расчета, доказательство ортотропного характера механических свойств слоев этой модели. Расчет конкретных численных значений механических свойств двухслойной эквивалентной модели для одного из частных случаев АМПТ (гибкой полимерно-металлической трубы ГПМТ);

2 Определение степени участия в восприятии растягивающей осевой нагрузки всех слоев АМПТ. Расчет влияния каждого слоя ГПМТ на радиальную и осевую прочность конструкции;

3 Проведение расчета эквивалентной модели по формулам прочности тонкостенных цилиндров с учетом полученных механических характеристик слоев и сравнение результатов расчета с традиционными методиками расчета армированных металлополимерных труб и паспортными значениями;

4 Создание общего алгоритма прочностного расчета многослойных армированных труб с применением эквивалентной двухслойной модели, позволяющего проводить расчеты армированных труб с любым количеством слоев;

5 Моделирование процесса нагружения армированной трубы внутренним давлением и исследование зоны контакта внутренней полиэтиленовой камеры и стального проволочного каркаса.

Научная новизна

1 Разработан и научно обоснован универсальный алгоритм прочностного расчета многослойных армированных труб с применением разработанной эквивалентной двухслойной цилиндрической модели с ортотропными значениями механических свойств слоев, заменяющей при проведении прочностного расчета сложную многослойную конструкцию армированной металлополимерной трубы;

2 На основании результатов конечноэлементного моделирования процесса нагружения АМПТ внутренним давлением установлено, что при любом паспортном значении внутреннего давления напряжения внутренней камеры АМПТ, изготовленной из полиэтилена низкого давления, в зоне контакта «полиэтилен-сталь» не превышают значений пределов текучести для ПНД.

Теоретическая и практическая значимость работы

Теоретическая значимость работы заключается в разработке алгоритма расчета нефтегазовых армированных труб на прочность по уравнению Лапласа с использованием эквивалентной двухслойной модели с ортотропными свойствами слоев, позволяющего проводить прочностной расчет армированных труб по внутреннему давлению вне зависимости от конструкции и материала армированной трубы, характеристик перекачиваемых сред, учитывая при этом степень влияния на прочность конструкции всех слоев АМПТ.

Практическая значимость работы заключается в разработке раздела новой редакции РД 11-ИД-0061-2009 «Инструкция по проектированию технологических трубопроводов для обустройства нефтяных месторождений гибкими полимерно-металлическими трубами». Разработанные принципы могут быть использованы на этапах конструирования, проектирования и эксплуатации армированных металлополимерных труб в нефтяной промышленности. Полученные результаты используются в разработке новых конструкций гибких труб специалистами ООО «Реммаш-Сервис», а также в практических и лабораторных занятиях студентов кафедры МОНХП СамГТУ.

Методология и методы исследования

Для выполнения поставленных целей в работе были использованы аналитический и экспериментальный методы, а также решение задач механики деформируемого тела при помощи конечно-элементного анализа (метода конечных элементов) в программном комплексе ANSYS.

Положения, выносимые на защиту

1 Зависимости деформации от напряжения для полимерных материалов, входящих в конструкцию рассматриваемого в работе типа АМПТ;

2 Предложенная расчетная эквивалентная модель многослойных армированных труб сложной конструкции в виде двухслойного цилиндра с ортотропными механическими свойствами слоев, результаты прочностного расчета частного случая АМПТ при помощи полученной модели на примере ГПМТ;

3 Универсальный алгоритм прочностного расчета многослойных армированных труб, рукавов, шлангокабелей при помощи уравнения Лапласа для тонкостенных цилиндров с использованием эквивалентной двухслойной расчетной модели;

4 Полученные в результате конечноэлементного моделирования величины деформации и напряжения внутренней полиэтиленовой камеры в зоне контакта с проволочным стальным каркасом.

Степень достоверности и апробация результатов

Основные положения работы докладывались и обсуждались на XVIII Международном симпозиуме имени академика М.А. Усова студентов и молодых ученых «Проблемы геологии и освоения недр» (Томск, 2014); III Всероссийской научно-технической конференции «Инновационное нефтегазовое оборудование: проблемы и решения» (Уфа, 2014); XI Международной научно-практической конференции «Ашировские чтения» (п. Агой, 2014); 69-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ – 2015» (Москва, 2015); заседаниях кафедры МОНХП в 2013-2017 гг.

Публикации

По теме диссертационной работы опубликовано 11 работ, из них 5 в ведущих рецензируемых научных изданиях, входящих в перечень ВАК Минобрнауки РФ.

Структура и объем работы

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, основных выводов и списка использованной литературы, включающего 101 наименование. Работа изложена на 143 страницах машинописного текста, содержит 47 рисунков, 29 таблиц и 7 приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулирована ее цель, задачи исследования, научная новизна, практическая значимость, основные выносимые на защиту положения, а также обосновано соответствие темы и содержания диссертационной работы паспорту заявленной научной специальности.

В первой главе рассмотрены основные конструкции армированных применяемых в нефтегазовой промышленности металлополимерных трубопроводов (АМПТ) и требования, предъявляемые к ним, описана конструкция, являющаяся объектом исследования.

Конструкция АМПТ влияет на его эксплуатационные характеристики, конструкцию съемных соединений, состав вспомогательного оборудования при монтаже и эксплуатации. АМПТ должен обеспечивать ряд основных функций – транспорт продукции, восприятие радиальных и продольных нагрузок от внутреннего давления и растягивающих осевых нагрузок от температурных перепадов и особенностей монтажа, легкость и высокую скорость монтажа, устойчивость к коррозионным воздействиям, гибкость, долговечность эксплуатации, легкость и простоту изготовления. Большая часть АМПТ состоит из одинакового набора основных элементов, которыми являются внутренняя камера, каркас, грузонесущие

элементы и внешняя изоляция. Внутренняя камера АМПТ предназначена для изоляции каркаса и герметичности процесса перекачки, каркас – для восприятия кольцевых напряжений от внутреннего давления, а также равномерных и локальных внешних сминающих нагрузок, грузонесущие элементы – для восприятия осевых нагрузок, внешняя камера – для изоляции трубы от почвенных, атмосферных и ударных воздействий при эксплуатации, хранении и монтаже.

АМПТ, используемые в качестве промышленных трубопроводов, производятся предприятиями ООО «Трубопроводные технологии» (Саратов), ООО «Реммаш-Сервис» (Отрадный, Самарская область), ООО «Псковгеокабель» (Псков), ООО «Технология композитов» (Пермь), ООО «Балтикфлекс» (Санкт-Петербург). Из зарубежных производителей необходимо отметить «General Electric Oil & Gas» и «Deerflex» (США), «Technip S.A.» (Франция) и «Taurus Emerge» (Венгрия). Крупнейшим российским производителем АМПТ, используемых как буровые рукава, является АО «Кварт» (Казань).

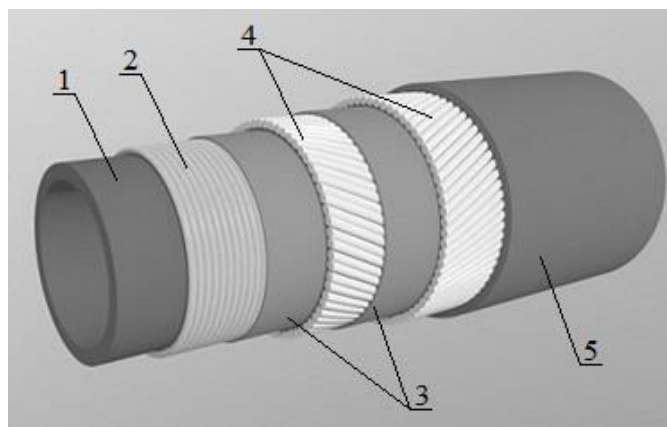
Предметом исследования в настоящей работе являются гибкие полимерно-металлические трубы (ГПМТ) со стальным проволочным каркасом производства ООО «Реммаш-Сервис», являющиеся конструкциями второго типа. Общий вид ГПМТ представлен на Рисунке 1.

Гибкая полимерно-металлическая труба (ГПМТ) выпускается трех номинальных диаметров. Соответствующие каждому номинальному диаметру толщины слоев в мм представлены в Таблице 1.

Таблица 1 – Толщины слоев и сортамент ГПМТ

Элемент ГПМТ	Толщина слоев, мм		
	DN50	DN75	DN100
Внутренняя камера	5,8	8,2	10
Каркас	3		
Виниловая лента	0,8		
Грузонесущие элементы, внутр.	4		
Грузонесущие элементы, внеш.	4		
Внешний слой	3		

Изучением конструкции и технологии применения АМПТ различных конструкций в разное время занимались Изосимов А.М., Савельев Б.Н., Голованов А.Г., Опарин В.Б., Позняк В.И., Щеглов С.Д., Робин А.В., Тараканов А.И., Пепеляев В.С., Людвиницкая А.Р., Алиев Г.Г. (Азербайджан), Хью Рой Каллен (США), Свайн Сэвик (Норвегия), Нильс Эстергорд, Йенс Андреанс, Алекс Люкегорд (Дания), Мурило Августо Ваз (Бразилия), Цзюнь Янь, Цинчжень Лу, Цяньцзинь Юэ (КНР), Рассел Смит, Коллин МакФарлейн (Великобритания) и другие исследователи.



1 – внутренняя камера из полиэтилена низкого давления (ПНД); 2 – стальной проволочный каркас; 3 – гидроизолирующие из клейкой поливинилхлоридной ленты (ПВХ); 4 – грузонесущие повивы из полипропиленового шпагата (ПП); 5 – внешний слой из экструдированного полиэтилена высокого давления (ПВД)

Рисунок 1 – Гибкая полимерно-металлическая труба

Во второй главе описан эксперимент по испытанию входящих в конструкцию промышленных ГПМТ полимерных материалов на разрыв с целью определения графиков зависимости напряжения в образце от удлинения, а также определения механических характеристик полимеров. Также в главе рассмотрен процесс изготовления образцов полимеров для испытаний.

Эксперимент был разделен на два этапа. В рамках первого были исследованы полипропиленовые нити. Поскольку нить работает на осевое растяжение, целью являлось исследование механических характеристик нити как конструктивного элемента. Было изготовлено 10 образцов с длиной рабочей части 70 мм. Режим испытания нитей был выбран аналогично испытаниям полимеров, скорость растяжения составила 50 мм/мин. Результаты испытаний нескрученных образцов приведены в Таблице 2:

Таблица 2 – Результаты исследования механических свойств нескрученных ПП нитей

№ образца	σ_b , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	Отн. деформация при разрушении, %	Модуль Юнга, МПа
Минимум	69,7	62,9	6,80	1276
Максимум	77,0	74,8	7,78	1572
Среднее	73,8	69,4	7,41	1362

На Рисунке 2 представлены усредненные графики растяжения ПП нитей.

Аналогично были испытаны образцы из ПНД и ПВХ. Ширина образцов ПНД составила 25 мм, длина рабочей части 100 мм, ширина образца ПВХ – 25 мм, длина – 150 мм. Скорость растяжения составила 50 мм/мин для ПНД и 25 мм/мин для ПВХ. Результаты испытаний полимеров представлены в Таблицах 3 и 4.

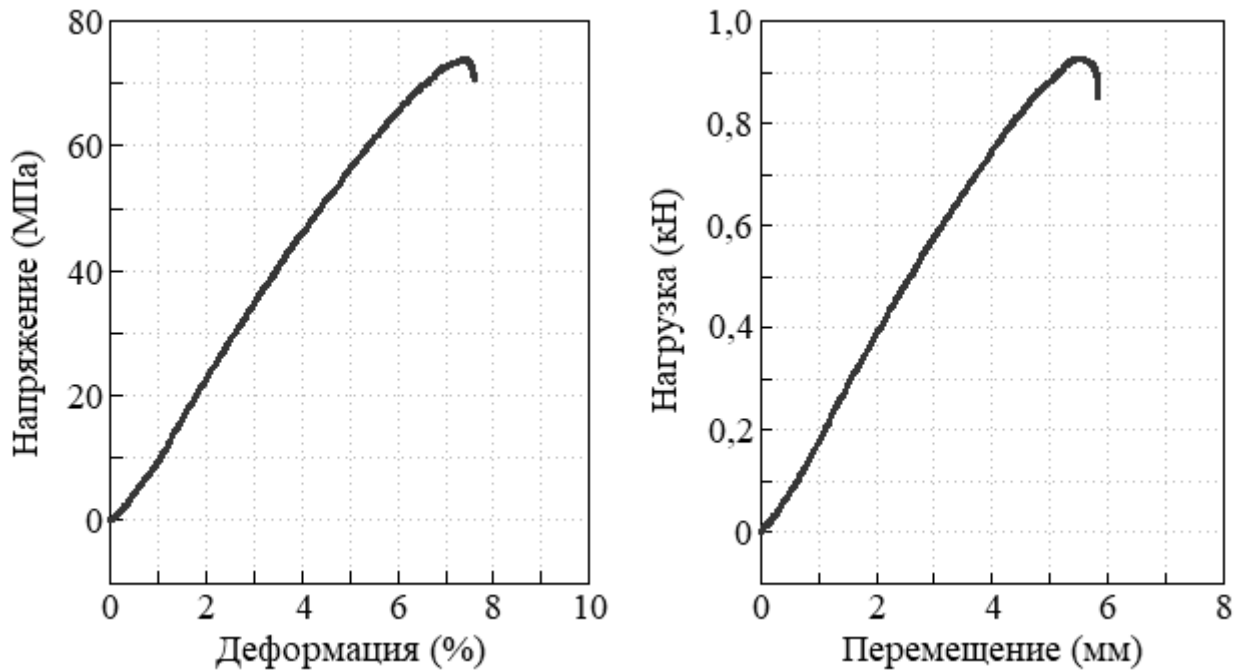


Рисунок 2 – Усредненные графики зависимости нагрузки от относительного и абсолютного удлинения для нескрученных ПП нитей

Таблица 3 – Результаты исследования механических свойств образцов ПНД

№ образца	σ_b , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	Отн. деформация при разрушении, %	Модуль Юнга, МПа
Минимум	21,1	21,1	15,36	898
Максимум	24,4	24,4	17,58	1069
Среднее	23,1	23,0	16,60	991

Таблица 4 – Результаты исследования механических свойств образцов ПВХ

№ образца	σ_b , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	Отн. деформация при разрушении, %	Модуль Юнга, МПа
Минимум	9,8	9,7	49,12	32,1
Максимум	13,6	13,5	100,17	40,3
Среднее	12,3	12,0	80,19	35,8

По результатам испытаний были вычислены значения среднего арифметического каждой искомой механической характеристики полимерных материалов $\langle x \rangle$, средней квадратичной погрешности S_n , среднего квадратического отклонения среднего арифметического S , доверительного интервала экспериментов $\Delta x_{сп}$. Результаты представлены в Таблице 5.

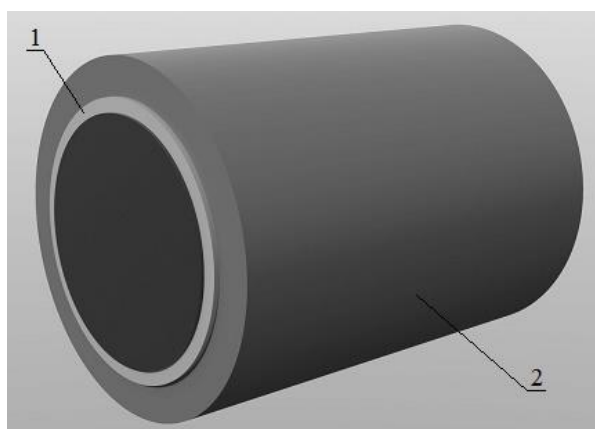
Полученные средние значения пределов прочности, текучести и модуля Юнга позволяют определить механические свойства слоев эквивалентной модели, а полученные графики – решать задачи механики деформируемого тела в программном комплексе ANSYS, работающего на основе метода конечных элементов.

Таблица 5 – Значения погрешности экспериментов

Исследуемый материал/ мех. характеристика		Значение параметра погрешности, МПа			
		$\langle x \rangle$	S_n	S	$\Delta x_{сп}$
ПП	σ_B	73,8	3,48	1,55	1,86
	$\sigma_{0,2}$	69,4	5,14	2,30	2,76
	E	1362	124,06	55,48	66,58
ПНД	σ_B	23,1	1,22	0,54	0,65
	$\sigma_{0,2}$	23,0	1,22	0,55	0,66
	E	991	73,53	32,88	39,46
ПВХ	σ_B	12,3	1,73	0,78	0,93
	$\sigma_{0,2}$	12,0	1,99	0,89	1,07
	E	35,8	3,22	1,44	1,73

В третьей главе представлена эквивалентная модель, описывающая многослойную гибкую трубу как двухслойный сплошной тонкостенный цилиндр с ортотропными механическими свойствами каждого из слоев. Сформулирован метод заполненного периметра, использованный для расчета механических свойств эквивалентной двухслойной модели, а также дан сравнительный анализ результатов расчета модели и традиционных расчетных методик. Под тонкостенным цилиндром в работе подразумеваются цилиндры с отношением толщины стенки к внутреннему диаметру 1/10 и менее.

В ходе исследования гибких труб выдвинуто предположение о возможности замены многослойной конструкции гибкой промысловой трубы (бурового рукава) эквивалентной двухслойной моделью (Рисунок 3) с такими механическими свойствами, чтобы внутренний слой воспринимал радиальные нагрузки, а внешний – осевые, причем передача осевой составляющей внутреннего давления происходила от внутреннего слоя к внешнему.



1 – внутренний слой, 2 – внешний слой

Рисунок 3 – Эквивалентная двухслойная модель

Таким образом, необходимо соблюдение следующих условий:
для внутреннего слоя модели:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{в\text{ рад}} = a \times \sigma_{в\text{ каркас}}; \\ \sigma_{т\text{ рад}} = a \times \sigma_{т\text{ каркас}}; \\ E_{рад} = a \times E_{каркас}; \\ \sigma_{в\text{ ос}} = 0; \\ \sigma_{т\text{ ос}} = 0; \\ E_{ос} = 0; \\ 0 < a < 1, \end{array} \right. \quad (1)$$

где $\sigma_{в\text{ рад}}$, $\sigma_{т\text{ рад}}$, $E_{рад}$ – пределы прочности, текучести и модуль Юнга внутреннего слоя эквивалентной модели в радиальном направлении; $\sigma_{в\text{ ос}}$, $\sigma_{т\text{ ос}}$, $E_{ос}$ – в осевом; $\sigma_{в\text{ каркас}}$, $\sigma_{т\text{ каркас}}$, $E_{каркас}$ – механические свойства воспринимающего радиальные нагрузки материала проволочного каркаса;

для внешнего слоя модели:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma'_{в\text{ рад}} = 0; \\ \sigma'_{т\text{ рад}} = 0; \\ E'_{рад} = 0; \\ \sigma'_{в\text{ ос}} = b \times \sigma_{в\text{ груз}}; \\ \sigma'_{т\text{ ос}} = b \times \sigma_{т\text{ груз}}; \\ E'_{ос} = b \times E_{груз}; \\ 0 < b < 1, \end{array} \right. \quad (2)$$

где $\sigma'_{в\text{ ос}}$, $\sigma'_{т\text{ ос}}$, $E'_{ос}$ – пределы прочности, текучести и модуль Юнга внешнего слоя эквивалентной модели в осевом направлении; $\sigma'_{в\text{ рад}}$, $\sigma'_{т\text{ рад}}$, $E'_{рад}$ – в радиальном; $\sigma_{в\text{ груз}}$, $\sigma_{т\text{ груз}}$, $E_{груз}$ – механические свойства материалов, воспринимающих осевые нагрузки.

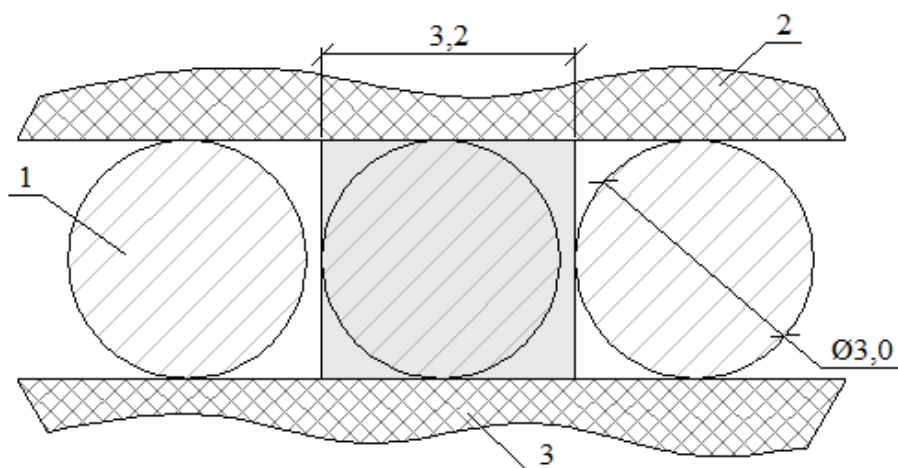
Геометрические размеры слоев эквивалентной модели совпадают с размерами основных грузонесущих слоев гибкой трубы: внутренний слой имеет толщину 3 мм, что соответствует толщине слоя проволочного каркаса, а внешний – 8 мм, что равно толщине слоя грузонесущих повивов.

Главной задачей в данном случае является определение значений безразмерных коэффициентов a и b . Для этого был использован метод заполненного периметра.

Суть метода заключается в расчете степени заполнения несущим элементом конструкции сечения гибкой трубы, перпендикулярного вектору приложения усилия.

При приложении внутреннего давления стенка трубопровода равномерно напряжена по любому из радиусов. Рассмотрим продольное сечение ГПМТ. Кольцевые напряжения воспринимаются стальным каркасом, поэтому интересующая нас часть поперечного сечения ГПМТ будет выглядеть так, как представлено на Рисунке 4.

Для описания алгоритма применения метода заполненного периметра сечения введено понятие «кластер», под которым подразумевается площадь слоя, на которую приходится минимум одно полное поперечное сечение проволоки или повивов.



1 – стальной проволочный каркас, 2 – лента ПВХ, 3 – внутренняя камера ПНД
Рисунок 4 – Фрагмент продольного сечения гибкой трубы

Шаг стального каркаса в гибкой трубе составляет 3,0-3,2 мм, примем его постоянным и наибольшим. Следовательно, площадь кластера равна 9,6 мм², а площадь поперечного сечения проволоки 7,07 мм². Отношение площадей является безразмерный коэффициент a_1 :

$$a_1 = 0,74.$$

Отсюда можно вывести пределы текучести и прочности проволочного бандажа и, следовательно, конструкции в целом в радиальном направлении, по осям приложения вектора давления.

$$\sigma_{\text{Т цили}}^{\text{рад}} = 0,74 \sigma_{\text{Т стали}}; \quad (3)$$

$$\sigma_{\text{В цили}}^{\text{рад}} = 0,74 \sigma_{\text{В стали}}. \quad (4)$$

В отличие от стальных труб, ГПМТ может свободно изгибаться на любой угол при условии соблюдения минимально допустимого радиуса изгиба. Минимально допустимый радиус изгиба ГПМТ составляет 0,6; 0,75 и 1,1 метра в зависимости от номинального диаметра. В местах изгиба будет наблюдаться увеличение шага спирали по внешней образующей дуги трубы и, следовательно, местное уменьшение прочности конструкции. Площадь кластера при изгибе несколько увеличивается и новое значение коэффициента a_1 составит 0,71. Получим:

$$\sigma_{\text{Т цили}}^{\text{рад изгиб}} = 0,71 \sigma_{\text{Т стали}}; \quad (5)$$

$$\sigma_{\text{В цили}}^{\text{рад изгиб}} = 0,71 \sigma_{\text{В стали}}. \quad (6)$$

Для определения значения $E_{\text{рад}}$ в программном комплексе ANSYS были построены 6 пар моделей с внутренними диаметрами 69, 85, 96, 105, 116 и 125 мм. Толщина проволоки спиральных моделей и стенки цилиндрических во всех случаях

составила 3 мм, шаг спирали – 3,2 мм, длины моделей – 64 мм (20 витков спирали). Поскольку наличие пластических деформаций не предполагалось, для элементов спирали и цилиндра был задан линейный закон деформации со значением модуля Юнга $2,05 \cdot 10^{11}$ Па. Все модели были нагружены внутренним давлением в 5 МПа, имитирующим давление перекачиваемых промышленных сред.

Результаты моделирования представлены в Таблице 6.

Таблица 6 – Деформация спиральных и цилиндрических моделей

D, мм	Радиальная деформация, мм		Коэффициент a_2
	Спираль	Цилиндр	
69	0.0100	0.00797	0,80
85	0.0157	0.0123	0,78
96	0.0205	0.0158	0,77
105	0.0251	0.0191	0,76
116	0.0314	0.0234	0,75
125	0.0373	0.0273	0,73

Отношение деформации цилиндров к деформации спиралей будет являться коэффициентом a_2 , характеризующим величину $E_{\text{рад}}$:

$$E_{\text{рад}} = a_2 \times E_{\text{каркас}}$$

График зависимости коэффициента от диаметра модели приведен на Рисунке 5.

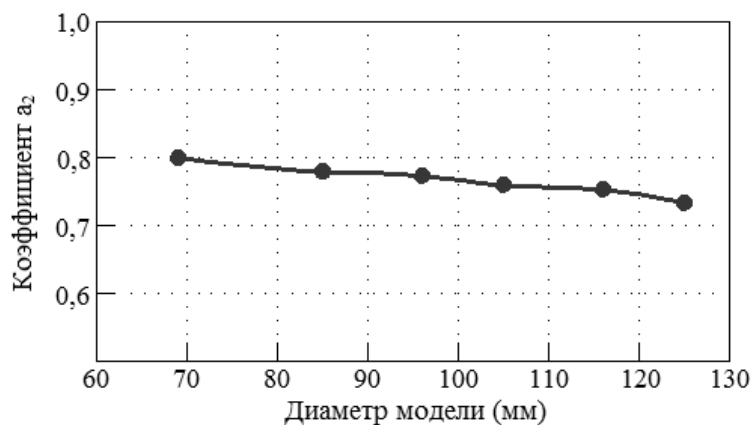


Рисунок 5 – Зависимость значения коэффициента a_2 от диаметра модели

Величину коэффициента a_2 для можно выразить формулой:

$$a_2 = 0,9 - 1,25D_{\text{вн}} \quad (7)$$

где $D_{\text{вн}}$ – внешний диаметр проволочного каркаса, м.

Отдельно было проверено условие для внутреннего слоя модели $E_{\text{ос}}=0$. Абсолютное удлинение спирали в том случае составило 18 мм (28,1% относительного удлинения). Отсюда следует, что модуль упругости внутреннего слоя модели в

осевом направлении пренебрежительно мал (~ 4 кПа), поэтому при расчетах целесообразно принять $E_{oc}=0$.

Приняв значение $a=0,74$ как среднее между a_1 и a_2 , механические свойства внутреннего слоя модели вычисляются:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{в\text{ рад}} = 0,74 \sigma_{в\text{ каркас}}; \\ \sigma_{т\text{ рад}} = 0,74 \sigma_{т\text{ каркас}}; \\ E_{рад} = 0,74 E_{каркас}; \\ \sigma_{в\text{ ос}} = 0; \\ \sigma_{т\text{ ос}} = 0; \\ E_{ос} = 0. \end{array} \right. \quad (8)$$

Полученная система уравнений (8) описывает механические характеристики внутреннего слоя эквивалентной модели как сплошного тонкостенного цилиндра с ортотропными механическими свойствами, ненулевыми в радиальном направлении. Отсюда следует, что к внутреннему слою эквивалентной модели применим частный случай уравнения Лапласа для тонкостенного цилиндра, описывающий кольцевые напряжения:

$$\sigma_{кц} = \frac{P \times d}{2t},$$

где $\sigma_{кц}$ – кольцевые напряжения тонкостенной оболочки (временное сопротивление материала оболочки); P – критическое внутреннее давление; t – толщина оболочки; d – диаметр оболочки.

Проведем расчеты эквивалентной модели на прочность по частному случаю уравнения Лапласа, сравнив полученные значения с прочностными расчетами ГПМТ по формулам армированных труб и паспортными значениями давлений. Результаты представлены в Таблице 7.

Таблица 7 – Результаты расчетов гибких труб на прочность

DN ГПМТ	Р _{кр} расчетное, МПа		
	Эквивалентная модель		Армир. трубы
	С учетом n	Без учета n	
50	54,8	63,0	68,7
75	39,4	45,3	48,1
100	32,6	37,5	39,3

На основании расчетных данных сделан вывод о значительном превышении расчетной прочности каркаса паспортных значений, а также о высокой степени соответствия результатов расчетов эквивалентной модели и армированных рукавов.

Свойства внешнего слоя модели в осевом направлении при растяжении, в первую очередь, определяется свойствами полипропиленовых шпагатов. Существующая формула, характеризующая критическое внутреннее давление при осевом растяжении, выведена для бурильных гибких труб с грузонесущими

элементами, выполненными из стального корда. Для таких конструкций справедливо неравенство:

$$E_{\text{оболочек}} \ll E_{\text{груз}},$$

где $E_{\text{оболочек}}$ – упругость внешней и внутренних камер и герметизирующих оболочек; $E_{\text{груз}}$ – упругость стали.

Рассматриваемые в работе промышленные гибкие трубы не испытывают в процессе эксплуатации таких больших осевых нагрузок, как бурильные, поэтому стальная проволока в них заменена на полипропиленовые нити. В этом случае справедливы следующие выражения:

$$\begin{aligned} E_{\text{оболочек}} &\sim E_{\text{груз}}; \\ \sigma_{\text{т оболочек}} &\sim \sigma_{\text{т груз}}; \\ \sigma_{\text{в оболочек}} &\sim \sigma_{\text{в груз}}. \end{aligned}$$

Нити накладываются под углом 25 градусов к продольной оси трубы, а их количество выбирается из условия полного заполнения периметра трубы. С учетом этого, коэффициент b в данном случае:

$$b = 0,65. \quad (9)$$

Отсюда:

$$\begin{aligned} \sigma'_{\text{т ос}} &= b \times \sigma_{\text{т ПП}}; \\ \sigma'_{\text{в ос}} &= b \times \sigma_{\text{в ПП}}. \end{aligned}$$

Однако, такой подход неприменим для рассматриваемой конструкции, так как механические свойства полипропилена сопоставимы со свойствами материалов внешней и внутренней камеры и гидроизолирующих слоев, и эти элементы необходимо учитывать при исследовании осевых механических свойств гибкой трубы. При оценке влияния каждого из полимерных слоев на осевую прочность были сделаны следующие допущения:

- поскольку описанный в Главе 2 эксперимент показал, что механические свойства изолирующих слоев из поливинилхлорида ниже, чем полиэтилена и пролипропилена, а толщина слоев ПВХ < 1 мм, участием этих слоев в восприятии осевых нагрузок можно пренебречь;

- в силу защитной функции внешнего полиэтиленового слоя в нем допустимо наличие местных дефектов, что противоречит условию обеспечения осевой прочности в каждом поперечном сечении. В силу этого учет данного слоя приведет к неоправданному завышению расчетных результатов.

Для слоев грузонесущих элементов и внутренней камеры были рассчитаны максимальные осевые нагрузки на растяжение с учетом формулы (9). Результаты представлены в Таблице 8.

Таблица 8 – Максимальные осевые нагрузки для слоев, доля ПНД в осевой прочности

DN	Грузонесущие повивы		Камера ПНД		Сумма, кН
	Усилие разрыва, кН	Доля от общего, %	Усилие разрыва, кН	Доля от общего, %	
50	94,7	79,8	24,0	20,2	118,8
75	127,3	72,4	48,6	27,6	175,9
100	151,4	67,7	72,4	32,3	223,9

Поскольку предложенная в работе модель имеет один воспринимающий осевые нагрузки слой, суммарная расчетная прочность гибкой трубы в осевом направлении должна обеспечиваться внешним слоем эквивалентной модели толщиной 8 мм. Отсюда можно вычислить значения предела прочности внешнего слоя модели:

Таблица 9 – Пределы прочности внешнего слоя эквивалентной модели

DN	$\sigma_{в\text{цил}}^{ос}$, МПа
50	61,35
75	67,30
100	72,01

Таким образом, формула прочности гибкой трубы в осевом направлении будет выглядеть так:

$$\sigma_{в\text{цил}}^{ос} = \frac{b \times \sigma_{в\text{ПП}} \times S_{\text{груз}} + \sigma_{в\text{ПНД}} \times S_{\text{кам}}}{S_{\text{груз}}}, \quad (10)$$

где b – коэффициент по методу заполненного периметра; $\sigma_{в\text{ПП}}$ – предел прочности полипропилена; $S_{\text{груз}}$ – площадь поперечного сечения слоя грузонесущих элементов; $\sigma_{в\text{ПНД}}$ – предел прочности ПНД; $S_{\text{кам}}$ – площадь поперечного сечения внутренней камеры.

Общий вид формулы продольной прочности эквивалентного слоя для многослойной тонкостенной оболочки, имеющей n грузонесущих слоев с различными механическими характеристиками (при условии $E_1 \sim E_2 \sim \dots \sim E_n$):

$$\sigma'_{в\text{ос}} = \frac{\sigma_1 \times S_1 + \sigma_2 \times S_2 + \dots + \sigma_n \times S_n}{S_{\text{эquiv}}}, \quad (11)$$

где $S_{\text{эquiv}}$ – площадь поперечного сечения слоя эквивалентной модели (слоя конструкции, воспринимающего наибольшую осевую нагрузку).

Поскольку эксперимент по определению механических свойств полимерных материалов показал для ПП и ПНД значения σ_t , близкие к $\sigma_{в}$, примем:

$$\sigma'_{т\text{ос}} \sim \sigma'_{в\text{ос}}$$

В силу этого, проведение прочностных расчетов в гибких трубах по критерию текучести проводить нельзя.

Так как основную часть осевой нагрузки в гибких промысловых трубах воспринимают грузонесущие повивы, модуль упругости в случае конкретной конструкции необходимо принимать равным модулю упругости полипропилена.

Отсюда механические внешнего слоя модели:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma'_{\text{в рад}} = 0; \\ \sigma'_{\text{т рад}} = 0; \\ E'_{\text{рад}} = 0; \\ \sigma'_{\text{в ос}} = \frac{0,65\sigma_{\text{в ПП}} \times S_{\text{груз}} + \sigma_{\text{в ПНД}} \times S_{\text{кам}}}{S_{\text{вн экв слой}}}; \\ \sigma'_{\text{т ос}} \sim \sigma'_{\text{в ос}}; \\ E'_{\text{ос}} = E_{\text{ПП}}. \end{array} \right. \quad (12)$$

Система уравнений (12) описывает механические характеристики внешнего слоя эквивалентной модели как сплошного тонкостенного цилиндра с ортотропными механическими свойствами, ненулевыми в продольном (меридиональном) направлении. Аналогично описанному выше, к внешнему слою применим частный случай уравнения Лапласа для тонкостенного цилиндра, описывающий продольные напряжения:

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{P \times d}{4t},$$

где $\sigma_{\text{пр}}$ – продольные напряжения тонкостенной оболочки.

Эквивалентная модель была рассчитана на осевую прочность от внутреннего давления по уравнению Лапласа, полученные значения сравнивались с расчетами по формулам прочности армированных труб, применяемых в нефтегазовой промышленности. Результаты представлены в Таблице 10.

Таблица 10 – Расчетные значения критического давления ГПМТ (осевая прочность)

DN ГПМТ	Р _{кр} расчетное, МПа	
	Эквивалентная модель	Армированные трубы
50	28,5	27,4
75	22,4	20,7
100	19,9	17,4

Поскольку при расчете осевые нагрузки воспринимаются грузонесущими элементами и внутренней камерой, при достижении Р_{кр} разруш происходит обрыв одного или более грузонесущих повивов, что не приводит к разгерметизации конструкции. В данном случае методика расчета двухслойной модели и армированных труб дают расхождение в диапазоне 4...14,3%. Это объясняется следующими причинами:

1 Методика расчета армированных труб предполагает сонаправленность приложения вектора осевой нагрузки и направления навивки грузонесущих элементов и не учитывает угол навивки относительно оси трубопровода;

2 В традиционной методике не учитывается влияние на осевую прочность внутренней полиэтиленовой камеры;

3 Отношение толщины внутренней камеры к диаметру гибкой трубы в различных типоразмерах не является постоянной величиной.

Давления гидроиспытаний являются максимальными радиальными нагрузками, воспринимаемые гибкими трубами в штатных режимах эксплуатации. Они составляют 30, 22,5 и 15 МПа для ГПМТ DN 50, 75 и 100 соответственно, и их значения практически равны расчетным значениям $R_{кр}$ расчетное, полученным при расчете эквивалентной модели.

Исходя из данных, полученных в главе, можно составить алгоритм расчета нефтегазовой армированной металлополимерной трубы на прочность с использованием эквивалентной двухслойной модели. В общем виде алгоритм будет выглядеть следующим образом:

1 Определение основных несущих слоев нефтегазовой АМПТ, воспринимающих радиальную и осевую растягивающую нагрузки, их геометрических параметров (толщины, диаметра, угла навивки) и материального исполнения;

2 Выбор геометрических параметров (толщины, диаметра) слоев эквивалентной двухслойной модели, определение характера нагрузок, воспринимаемых слоями эквивалентной модели. Как правило, наиболее приближенной к реальным конструкциям АМПТ будет эквивалентная модель, в которой внутренний слой воспринимает радиальные нагрузки от внутреннего давления, а внешний слой – растягивающие осевые нагрузки. Рекомендуется принимать толщины эквивалентных слоев равными толщинам наиболее прочных слоев в каждом направлении;

3 Определение механических свойств слоев эквивалентной модели исходя из геометрических параметров и механических свойств несущих слоев нефтегазовой АМПТ.

Выбор несущих слоев АМПТ, свойства которых будут характеризовать механические свойства слоев эквивалентной модели, следует производить исходя из свойств материала наиболее прочного слоя, воспринимающего радиальные и/или осевые нагрузки, а также таких слоев, значения механических свойств которых отличаются не более чем на порядок от свойств наиболее прочного. Слои АМПТ, свойства которых больше чем на порядок отличаются от свойств самых прочных слоев, не учитываются в расчете.

В общем виде системы уравнений, описывающие прочность эквивалентных слоев представлены системами уравнений (13) и (14). Уравнения (13) описывают механические свойства внутреннего слоя эквивалентной модели, воспринимающего радиальные нагрузки:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{\text{в рад}} = \frac{a_1 \times \sigma_{\text{в каркас 1}} \times t_{\text{каркас 1}} + a_2 \times \sigma_{\text{в каркас 2}} \times t_{\text{каркас 1}} + \dots + a_n \times \sigma_{\text{в каркас n}} \times t_{\text{каркас n}}}{t_{\text{экв внутр}}}; \\ \sigma_{\text{т рад}} = \frac{a_1 \times \sigma_{\text{т каркас 1}} \times t_{\text{каркас 1}} + a_2 \times \sigma_{\text{т каркас 2}} \times t_{\text{каркас 1}} + \dots + a_n \times \sigma_{\text{т каркас n}} \times t_{\text{каркас n}}}{t_{\text{экв внутр}}}; \\ E_{\text{рад}} = a_{\text{макс}} \times E_{\text{каркас макс}}; \\ \sigma_{\text{в ос}} = 0; \\ \sigma_{\text{т ос}} = 0; \\ E_{\text{ос}} = 0, \end{array} \right. \quad (13)$$

где $\sigma_{\text{в рад}}$, $\sigma_{\text{т рад}}$ и $E_{\text{рад}}$ – предел прочности, предел текучести и модуль Юнга внутреннего слоя эквивалентной модели в радиальном направлении; a_1 , a_2 , a_n – безразмерные коэффициенты, получаемые путем применения метода заполненного периметра. Коэффициенты характеризуют отношение механических свойств внутреннего слоя эквивалентной модели и материалов АМПТ, воспринимающих радиальные нагрузки от внутреннего давления. В случае монолитного слоя коэффициент $a = 1$; $\sigma_{\text{в каркас 1}}$, $\sigma_{\text{в каркас 2}}$, $\sigma_{\text{в каркас n}}$ – пределы прочности входящих в конструкцию АМПТ материалов, воспринимающих радиальные нагрузки от внутреннего давления; $\sigma_{\text{т каркас 1}}$, $\sigma_{\text{т каркас 2}}$, $\sigma_{\text{т каркас n}}$ – пределы текучести входящих в конструкцию АМПТ материалов, воспринимающих радиальные нагрузки от внутреннего давления; $t_{\text{каркас 1}}$, $t_{\text{каркас 2}}$, $t_{\text{каркас n}}$ – толщины слоев материалов входящих в конструкцию АМПТ материалов, воспринимающих радиальные нагрузки от внутреннего давления; $t_{\text{экв внутр}}$ – толщина внутреннего слоя эквивалентной модели; $E_{\text{каркас макс}}$ – максимальный модуль Юнга среди материалов АМПТ, воспринимающих внутренние радиальные нагрузки; $a_{\text{макс}}$ – коэффициент a , полученный при применении метода заполненного периметра к слою с максимальным значением модуля Юнга; $\sigma_{\text{в ос}}$, $\sigma_{\text{т ос}}$ и $E_{\text{ос}}$ – предел прочности, предел текучести и модуль Юнга внутреннего слоя эквивалентной модели в осевом направлении. Поскольку слои эквивалентной модели имеют ортотропные механические свойства, эти значения принимаются равными нулю.

Уравнения (14) описывают механические свойства внешнего слоя эквивалентной модели, воспринимающего осевые растягивающие нагрузки:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma'_{\text{в рад}} = 0; \\ \sigma'_{\text{т рад}} = 0; \\ E'_{\text{рад}} = 0; \\ \sigma'_{\text{в ос}} = \frac{b_1 \times \sigma_{\text{в груз 1}} \times S_{\text{груз 1}} + b_2 \times \sigma_{\text{в груз 2}} \times S_{\text{груз 2}} + \dots + b_n \times \sigma_{\text{в груз n}} \times S_{\text{груз n}}}{S_{\text{экв внеш}}}; \\ \sigma'_{\text{т ос}} = \frac{b_1 \times \sigma_{\text{т груз 1}} \times S_{\text{груз 1}} + b_2 \times \sigma_{\text{т груз 2}} \times S_{\text{груз 2}} + \dots + b_n \times \sigma_{\text{т груз n}} \times S_{\text{груз n}}}{S_{\text{экв внеш}}}; \\ E'_{\text{ос}} = b_{\text{макс}} \times E_{\text{груз макс}}, \end{array} \right. \quad (14)$$

где $\sigma'_{\text{в ос}}$, $\sigma'_{\text{т ос}}$ и $E'_{\text{ос}}$ – предел прочности, предел текучести и модуль Юнга внешнего слоя эквивалентной модели в осевом направлении; b_1 , b_2 , b_n – безразмерные коэффициенты, получаемые путем применения метода заполненного периметра.

Коэффициенты характеризуют отношение механических свойств внешнего слоя эквивалентной модели и материалов АМПТ, воспринимающих растягивающие осевые нагрузки. В случае монолитного слоя коэффициент $a = 1$; $\sigma_{в\text{ груз } 1}$, $\sigma_{в\text{ груз } 2}$, $\sigma_{в\text{ груз } n}$ – пределы прочности входящих в конструкцию АМПТ материалов, воспринимающих растягивающие осевые нагрузки; $\sigma_{т\text{ груз } 1}$, $\sigma_{т\text{ груз } 2}$, $\sigma_{т\text{ груз } n}$ – пределы текучести входящих в конструкцию АМПТ материалов, воспринимающих растягивающие осевые нагрузки; $S_{\text{груз } 1}$, $S_{\text{груз } 2}$, $S_{\text{груз } n}$ – площади поперечных сечений входящих в конструкцию АМПТ материалов, воспринимающих растягивающие осевые нагрузки; $t_{\text{экв внутр}}$ – площадь поперечного сечения внешнего слоя эквивалентной модели; $E_{\text{груз макс}}$ – максимальный модуль Юнга среди материалов АМПТ, воспринимающих растягивающие осевые нагрузки; $b_{\text{макс}}$ – коэффициент b , полученный при применении метода заполненного периметра к слою с максимальным значением модуля Юнга; $\sigma'_{в\text{ рад}}$, $\sigma'_{т\text{ рад}}$ и $E'_{\text{рад}}$ – предел прочности, предел текучести и модуль Юнга внешнего слоя эквивалентной модели в радиальном направлении. Поскольку слои эквивалентной модели имеют ортотропные механические свойства, эти значения принимаются равными нулю.

4 Расчет АМПТ на прочность с использованием полученной эквивалентной модели по методикам расчета тонкостенных цилиндров по уравнениям Лапласа.

Алгоритм позволяет рассчитывать на прочность АМПТ любой применяемой в нефтяной промышленности конструкции с приемлемой точностью. Для увеличения точности необходимо применение уточняющих коэффициентов для конструкции каждой концепции.

Четвертая глава посвящена исследованию зоны контакта внутренней полиэтиленовой камеры и проволочного каркаса. Описан процесс моделирования зоны контакта в ANSYS, получены максимальные и средние значения величин напряжения и перемещения полиэтилена в зоне контакта, доказано отсутствие деформации поверхности камеры, контактирующей с перекачиваемым продуктом.

Поскольку спиральный проволочный каркас в гибких трубах воспринимает радиальную нагрузку, было предположено наличие в зоне контакта продавливания полиэтилена камеры между витками проволоки. Так как срок службы ГПМТ на промысле большой, в случае превышения полиэтиленом предела упругости деформации могут накапливаться со временем, что, в итоге, может привести к «утоплению» проволоки в полиэтилене и изменить модель передачи нагрузки от камеры к каркасу.

В программном комплексе ANSYS был собран ряд моделей, состоящей из 6 витков проволоки и кольцевого фрагмента внутренней полиэтиленовой камеры. Исходные данные представлены в Таблице 11.

С целью определения точных значений напряжения и деформации камеры ПНД были выбраны 5 точек на каждой модели, для которых указаны конкретные значения. Точки выбраны таким образом, что одна из них находится на исследуемой поверхности внутренней камеры между витками проволоки, а остальные – на расстоянии 0,4 и 0,8 мм влево и вправо от первой.

Таблица 11 – Исходные данные для построения конечноэлементных моделей

Параметр	Номинальный диаметр ГПМТ, DN		
	50	75	100
Внешний диаметр внутренней камеры, мм	63	90	110
Номинальная толщина внутренней камеры, мм	5,8	8,2	10,0
Толщина проволоки стального каркаса, мм	3		
Шаг спирали каркаса, мм	3,2		
Модуль Юнга ПНД, МПа	991		
Предел текучести ПНД, МПа	23,0		
Модуль Юнга стали, МПа	205000		
Предел текучести стали, МПа	780		
Рабочее давление, МПа	10	15	20
Давление гидроиспытаний	15	22,5	30

Поскольку данные замеряются в плоскости YZ (где Z – ось ГПМТ), а модели равнонапряжены по любому из радиусов, величиной вдавливания будет перемещение точек зоны контакта по оси Y (Рисунок 7). Результаты сведены в Таблицу 12.

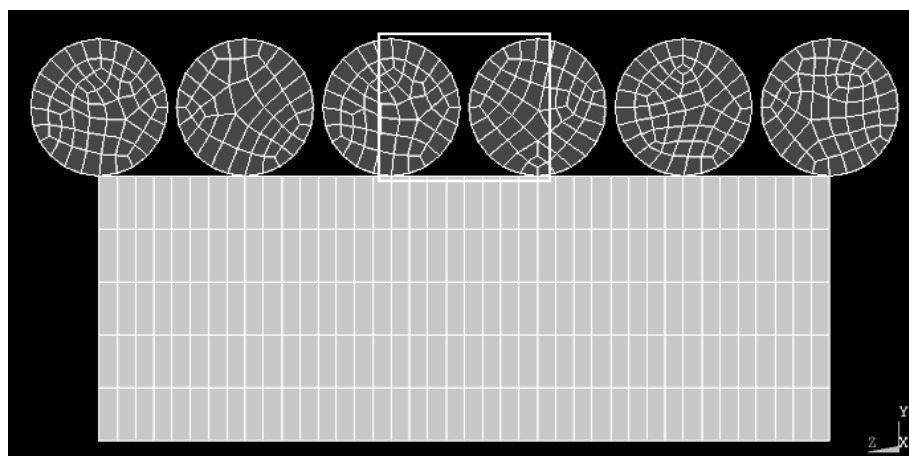


Рисунок 7 – Общий вид исследуемого сечения модели

Таблица 12 – Напряжения и деформации внутренней камеры в зоне контакта с проволокой ($t_{\text{номин}}$)

DN	Значение напряжения, МПа при $P_{\text{гидр}}$		Значение величины вдавливания камеры ПНД при $P_{\text{гидр}}$, мм		Значение величины вдавливания камеры ПНД при $P_{\text{раб}}$, мм	
	макс.	среднее	макс.	среднее	макс.	среднее
50	18,2	13,7	0,160	0,152	0,116	0,110
75	14,2	11,3	0,169	0,163	0,118	0,114
100	9,7	8,2	0,143	0,140	0,098	0,096

Из таблицы видим, что максимальное напряжение полиэтилена в промышленных гибких трубах при всех возможных условиях эксплуатации составляет 18,2 МПа, что меньше полученного во второй главе значения $\sigma_{0,2}$ в 23,0 МПа. Следовательно,

внутренняя камера в зоне контакта находится в зоне упругих деформаций. Кроме того, линейные значения проникновения стенки внутренней камеры сквозь витки проволочного каркаса не превышают 0,17 мм, то есть пятно контакта «ПНД-сталь» в процессе эксплуатации меняется незначительно и этим можно пренебречь.

Однако, ГОСТ на напорные полиэтиленовые трубы регламентирует допуск толщины стенки для каждого из диаметров: $\pm 0,9$ мм для напорной трубы диаметром 63 мм, $\pm 1,3$ мм для 90 мм и $\pm 1,5$ мм для 110 мм. Результаты расчета моделей с учетом допуска представлены в Таблице 13.

Таблица 13 – Напряжения и деформации внутренней камеры в зоне контакта с проволокой ($t_{\text{мин}}$)

DN	Значение напряжения, МПа при $P_{\text{гидр}}$		Значение величины вдавливания камеры ПНД при $P_{\text{гидр}}$, мм		Значение величины вдавливания камеры ПНД при $P_{\text{раб}}$, мм	
	макс.	среднее	макс.	среднее	макс.	среднее
50	20,1	15,4	0,165	0,157	0,119	0,114
75	15,1	12,0	0,175	0,169	0,123	0,119
100	10,4	8,9	0,148	0,144	0,101	0,098

Несмотря на увеличение значений вдавливания и напряжений камеры в зоне контакта, максимальное значение напряжения меньше $\sigma_{0,2}$. Построение моделей с максимальной толщиной стенки полиэтиленовой трубы не проводилось, так как напряжения и деформации в них будут меньше, чем в моделях с $t_{\text{ном}}$.

Поскольку величина продавливания камеры мала, а толщина камеры – относительно велика, вдавливание внешней части камеры никак не отразится на внутренней, контактирующей с перекачиваемым продуктом. Полученные значения деформации внутренней стенки герметизирующей полиэтиленовой камеры на три порядка меньше значения деформации камеры в зоне контакта «полиэтилен-сталь».

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 По итогам анализа условий эксплуатации, конструктивных особенностей, материального исполнения слоев и механических свойств используемых материалов сформулирована и предложена эквивалентная двухслойная модель для прочностного расчета применяемых в нефтегазовой промышленности АМПТ. Для каждого из слоев модели были обоснованы диаметр, толщина, ортотропный характер механических свойств и определены системы уравнений, описывающих условия выражения механических свойств по осям. На основании результатов лабораторных экспериментов, аналитических исследований и решения задач методом конечных элементов были определены численные значения механических свойств слоев эквивалентной модели для одного из частных случаев АМПТ (гибкой полимерно-металлической трубы ГПМТ).

2 Установлена необходимость учета влияния внутренней полиэтиленовой камеры на суммарную прочность АМПТ. Вычислено влияние внутренней камеры в

восприятии осевой составляющей внутреннего давления для ГПМТ как конкретной модели АМПТ. Доля внутренней камеры составляет 20...32 % от общей прочности рассматриваемой конструкции АМПТ в зависимости от номинального диаметра.

3 Благодаря полученным значениям механических характеристик ортотропных слоев проведен прочностной расчет частного случая АМПТ по уравнению Лапласа для расчета тонкостенных цилиндров на прочность с использованием эквивалентной двухслойной модели. Результаты расчетов сравнивались с традиционными методиками расчета АМПТ и паспортными значениями, при этом максимальное расхождение составило 4...14,3 % в зависимости от DN и типа расчета.

4 Представлен общий алгоритм проведения прочностного расчета по внутреннему давлению для АМПТ любой конструкции. Алгоритм включает в себя методику расчета АМПТ с представлением ее в виде эквивалентной двухслойной модели в зависимости от количества слоев, их материального исполнения и конструктивных особенностей. Использование алгоритма позволяет упростить расчет многослойных армированных труб, шлангокабелей и буровых рукавов.

5 В результате моделирования в ANSYS процесса контакта внутренней полиэтиленовой камеры и спирального каркаса при нагружении ГПМТ внутренним давлением, было установлено, что полиэтилен внутренней камеры при всех DN и любых допустимых значениях внутреннего давления находится в пределах зоны упругости. Максимальное напряжение полиэтилена составляет 20,1 МПа, что меньше справочных значений, а также полученного экспериментально значения $\sigma_{0,2}$ полиэтилена 23,0 МПа. Максимальное вдавливание полиэтилена между витками проволоки составляет 0,175 мм, что незначительно влияет на увеличение зоны контакта камеры и проволоки. Доказано, что из-за относительно большой толщины внутренней камеры получаемая при вдавливании «ребристость» во всех случаях не приводит к деформации внутренней поверхности гибкой трубы.

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

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

1 Синюгин, А. А. Оптимизация моделирования спирального бандажа гибкой полимерно-металлической трубы в ANSYS / А. А. Синюгин, В. Л. Папировский, В. Б. Опарин // Бурение и нефть. – 2014. – № 7-8. – с. 39-41.

2 Синюгин, А. А. Исследование величины проникновения внутренней полиэтиленовой камеры между витков проволочного каркаса в гибких трубах при нагружении внутренним давлением / А. А. Синюгин, В. Б. Опарин, М. В. Петровская // Бурение и нефть. – 2016. – № 2. – с. 22-26.

3 Синюгин, А. А. Применение эквивалентной модели при оценке прочности гибких труб / А. А. Синюгин, В. Б. Опарин // Территория «НЕФТЕГАЗ». – 2016. – №5. – с. 68-72.

4 Синюгин, А. А. Определение механических характеристик полимерных материалов, входящих в конструкцию гибкой полимерно-металлической трубы / А. А.

Синюгин, В. Б. Опарин, М. В. Петровская // Вестник Самарского Государственного Технического Университета. Серия: Технические науки. – 2015. – № 4 (48). – с. 116-123.

5 Синюгин, А. А. Алгоритм расчета армированных металлополимерных труб на прочность с использованием эквивалентной двухслойной модели / А. А. Синюгин, С. Б. Коныгин, В. Б. Опарин // Территория «НЕФТЕГАЗ». – 2021. – №1-2. – с. 84-90.

в материалах различных конференций и семинаров:

6 Синюгин, А. А. Оптимизация моделирования спирального бандажа в ANSYS / А. А. Синюгин, А. С. Ядыкин // Сборник трудов XVIII Международного симпозиума им. академика М.А. Усова студентов и молодых ученых «Проблемы геологии и освоения недр». – В двух томах. – Том II. – Томск: ТПУ, – 2014. – с. 537-539.

7 Синюгин, А. А. Определение механических характеристик гибкой полимерно-металлической трубы / А. А. Синюгин // Материалы III Всероссийской научно-технической конференции «Инновационное нефтегазовое оборудование: проблемы и решения». – Уфа: УГНТУ. – 2014. – с. 135-139.

8 Синюгин, А. А. Моделирование бандажной навивки на полимерную трубу / А. А. Синюгин, В. Л. Папировский, В. Б. Опарин // Труды XI Международной научно-практической конференции «Ашировские чтения». – В двух томах. – Том II. – Самара: СамГТУ. – 2014. – с. 239-243.

9 Синюгин, А. А. Методика оценки прочности гибкой полимерно-металлической трубы / А. А. Синюгин // Сборник тезисов 69-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ – 2015». – В двух томах. – Том 2. – Москва: РГУНиГ. – 2015. – с. 76.

10 Синюгин, А. А. Оценка прочности многослойных металлополимерных труб / В. Б. Опарин, А. А. Синюгин // Сборник научных работ 45-й Международной научной конференции Евразийского Научного Объединения «Научные исследования и разработки». – В четырех частях. – Часть I. – Москва: ЕНО, – 2018. – с. 70-72.

11 Синюгин, А. А. Метод оптимизации построения в ANSYS полиэтиленовых труб, армированных стальной проволокой / А. А. Синюгин // Материалы Международной (заочной) научно-практической конференции под общей редакцией А. И. Вострцова «Наука в современном мире». – Нефтекамск: Мир науки. – 2021. – с. 151-162.