

Достижения в области труб и трубопроводов

ГИБКИЕ ТРУБЫ

Цян Бай
Юн Бай
Вэйдун Жуань

Издательство “Scrivener Publishing”

100 Каммингс Центр, офис 541J
Бeverли, Массачусетс 01915-6106
www.scrivenerpublishing.com

Издатели Scrivener Publishing

Мартин Скривенер (martin@scrivenerpublishing.com)
Филлип Кармикал (pcarmical@scrivenerpublishing.com)



WILEY

Данное издание впервые было опубликовано в 2017 году компанией John Wiley & Sons, Inc., 111 Ривер Стрит, Хобокен, Нью-Джерси 07030, США и Scrivener Publishing LLC, 100 Каммингс центр, офис 541J, Беверли, Массачусетс 01915, США.

© 2017 TOO Scrivener Publishing

Дополнительную информацию о публикациях Scrivener вы можете получить по адресу: www.scrivenerpublishing.com.

Все права защищены. Никакая часть этой публикации не может быть воспроизведена, сохранена в поисковой системе или передана в любой форме или любым способом, электронным, механическим, фотокопированием, записью или иным способом, за исключением случаев, предусмотренных законом. Рекомендации о том, как получить разрешение на повторное использование материалов по этой заголовке, доступны по адресу <http://www.wiley.com/go/permissions>.

Головной офис Wiley

111 Ривер Стрит, Хобокен, Нью-Джерси 07030, США

Для получения подробной информации о наших редакциях, обслуживании клиентов и дополнительной информации о продуктах Wiley посетите наш сайт www.wiley.com.

Ограничение ответственности/Отказ от гарантии

Хотя издатель и авторы приложили все усилия для подготовки этой работы, они не дают никаких заверений или гарантий в отношении точности или полноты содержания этой работы и, в частности, отказываются от всех военных документов, включая, без ограничения, любые подразумеваемые гарантии коммерческой ценности. или пригодность для определенной цели. Никакие гарантии не могут быть созданы или продлены торговыми представителями, письменными материалами по продажам или рекламными заявлениями для этой работы. Тот факт, что организация, веб-сайт или продукт упоминается в данной работе как цитата и/или потенциальный источник дополнительной информации, не означает, что издатель и авторы поддерживают информацию или услуги, которые организация, веб-сайт или продукт могут предоставить или рекомендации, которые он может сделать. Эта работа выполнена с пониманием того, что издатель не занимается оказанием профессиональных услуг. Содержащиеся здесь рекомендации и стратегии могут не подходить для вашей ситуации. Вы должны проконсультироваться со специалистом при необходимости. Ни издатель, ни авторы не несут ответственности за упущенную выгоду или любые другие коммерческие убытки, включая, помимо прочего, особые, случайные, косвенные или другие убытки. Кроме того, читатели должны знать, что веб-сайты, перечисленные в этой работе, могли измениться или исчезнуть между тем, когда эта работа была написана и когда она была прочитана.

Данные каталогизации в публикации Библиотеки Конгресса ISBN 978-1-119-04126-9

Изображение на обложке: предоставлено OPR Inc.

Дизайн обложки разработал Крис Хакеротт

Установлен размер 11пт и Minion Pro от Exeter Premedia Services Private Ltd., Ченнаи, Индия

Отпечатано в Соединенных Штатах Америки

10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

Содержание

Предисловие

Об авторах

Часть I Проектирование и анализ

1. Гибкие трубы и расчёт по предельным состояниям

1.1 Введение	20
1.2 Применение гибких труб	20
1.2.1 Гибкие трубы на основе металла	22
1.2.2 Гибкие трубы на основе композиционного материала	24
1.2.3 Конструкционные коды и спецификации	27
1.3 Сравнение гибких и жестких труб	29
1.3.1 Несвязанная гибкая водоотделяющая колонна и жесткая водоотделяющая колонна из стали	29
1.3.2 Гибкое перепускное соединение и жесткое перепускное соединение из стали	30
1.3.3 Гибкая композитная труба и жесткая труба	31
1.3.3.1 Затраты на материалы	32
1.3.3.2 Затраты на установку	32
1.3.3.3 Эксплуатационные расходы	32
1.3.3.4 Пример сравнения	33
1.4 Вид разрушений и критерии проектирования	33
1.4.1 Несвязанная гибкая труба	33
1.4.1.1 Виды разрушения	33
1.4.1.2 Критерии проектирования	34
1.4.2 Композитная гибкая труба	37
1.4.2.1 Виды разрушения	37
1.4.2.2 Критерии проектирования	38
1.5 Расчет предельных состояний	42
1.5.1 Предельные состояния	42
1.5.2 Методы оценки надежности	43

Использованная литература

2. Материалы и старение

2.1 Введение	46
2.1.1 Несвязанные гибкие трубы	46
2.1.2 Гибкие композитные трубы	50
2.2 Металлический материал	52
2.2.1 Нержавеющая сталь	52
2.2.2 Углеродистая сталь	52
2.3 Полимерный материал	52
2.3.1 Кольцевое пространство	53
2.3.2 Химическая стойкость	57
2.3.3 Проникновение и системы контроля проникновения	58

2.3.3.1	Теория газопроницаемости	59
2.3.3.2	Расчет проницаемости	60
2.3.4	Слой «Анти-H ₂ S»	62
2.4	Старение	63
2.4.1	Неметаллический материал	64
2.4.2	Металлический материал	66
	Использованная литература	67
3.	Проектирование вспомогательного оборудования и концевых соединений	
3.1	Введение	68
3.1.1	Критерии проектирования	68
3.2	Элементы жёсткости на изгиб и раструбы	70
3.2.1	Введение	71
3.2.2	Критерии проектирования и виды разрушения	71
3.2.3	Вопросы проектирования	73
3.2.4	Раструбы	74
3.3	Ограничитель радиуса изгиба	75
3.4	Модули плавучести	77
3.5	Катодная защита	77
3.6	Система вентиляции кольцевого пространства	78
3.7	Концевые соединения	80
3.7.1	Несвязанные гибкие трубы	81
3.7.1.1	Критерии проектирования	81
3.7.1.2	Металлические материалы	82
3.7.1.3	Концевые соединения от различных производителей	84
3.7.2	Гибкие композитные трубы	86
3.7.2.1	Критерии проектирования	87
3.7.2.2	Материалы	88
3.7.2.3	Типы концевых соединений	89
3.7.2.4	Установка	90
	Использованная литература	92
4.	Проектные коэффициенты надёжности	93
4.1	Введение	93
4.2	Вероятность отказа	93
4.2.1	Предельное состояние и вид отказа	93
4.2.2	Вероятность отказа	94
4.3	Надёжностный коэффициент безопасности	95
4.3.1	Неопределенность сопротивления и результата действия нагрузки	95
4.3.2	Расчет коэффициента нагрузки и сопротивления	96
4.3.3	Процедура расчёта	97
4.4	Пример проектирования	99
4.4.1	Функция предельного состояния	100
4.4.1.1	Модель сопротивления для нагрузки от воздействия внутреннего давления	100
4.4.1.2	Функция предельного состояния	100
4.4.2	Вероятностная модель сопротивления	100
4.4.2.1	Вероятностное распределение параметров сопротивления	100
4.4.2.2	Вероятностная модель сопротивления	101
4.4.3	Вероятностная модель результатов действия нагрузки	102
4.4.4	Заданная надёжность	102
4.4.5	Результаты расчета коэффициента безопасности	102
	Использованная литература	104

Часть II Несвязанная гибкая труба	105
5. Конструкция несвязанной гибкой трубы	106
5.1 Введение	106
5.2 Применение гибкой трубы	106
5.2.1 Гибкие водоотделяющие колонны	107
5.2.2 Гибкие выкидные трубопроводы	109
5.2.3 Погрузочно-разгрузочные шланги	109
5.2.4 Перепускные трубопроводы	111
5.2.5 Водоотделяющие колонны для бурения	112
5.3 Гибкая трубная система и компоненты	112
5.3.1 Сблокированные стальные каркасы	113
5.3.2 Внутренняя полимерная оболочка	113
5.3.3 Армирующие слои	114
5.3.3.1 Нажимная броня	114
5.3.3.2 Растяжимая броня	115
5.3.3.3 Композитная броня	115
5.3.4 Внешняя полимерная оболочка	117
5.3.5 Другие слои и конфигурации	117
5.3.6 Основные вспомогательные устройства	117
5.3.6.1 Концевые фитинги	117
5.3.6.2 Жесткие накладки и раструбы	119
5.3.6.3 Ограничитель изгиба	120
5.3.6.4 Модули плавучести	120
5.3.6.5 Вентиляционная система кольцевого пространства	121
Использованная литература	121
6. Проектирование и анализ несвязанных гибких труб	122
6.1 Введение	123
6.2 Руководство по гибким трубам	123
6.2.1 Спецификация API 17K	124
6.2.2 Спецификация API 17J	124
6.2.2.1 Надежность по обрушению	125
6.2.2.2 Критерии проектирования	125
6.2.3 API RP 17B	126
6.3 Материал и механические свойства	126
6.3.1 Свойства уплотнительных элементов	127
6.3.1.1 Полимер	127
6.3.1.2 Сталь	128
6.3.1.3 Волокна	128
6.3.2 Свойства армирующих компонентов	128
6.3.2.1 Погруженный вес	129
6.3.2.2 Жесткость при изгибе и радиус кривизны	129
6.3.2.3 Осевая жесткость и прочность на растяжение	129
6.3.2.4 Жесткость крутящего момента и крутящий момент	130
6.4 Аналитические решения в проектировании гибких труб	130
6.4.1 Обзор	130
6.4.2 Аналитическое моделирование гибких труб	130
6.4.3 Аналитический метод несвязанных гибких труб	131
6.4.4 Осесимметричное поведение	133
6.4.4.1 Кинематическое ограничение	133
6.4.4.2 Определяющее уравнение	134
6.4.5 Поведение при изгибе	135

6.5	Анализ КЭ несвязанной гибкой трубы	136
6.5.1	Статический анализ	136
6.5.2	Анализ усталости	137
	Использованная литература	139
7.	Несвязанная гибкая труба под внутренним давлением	140
7.1	Введение	140
7.2	Аналитическое решение	140
7.2.1	Полимерный слой	141
7.2.2	Спирально намотанный стальной слой	143
7.2.3	Сборка слоев	144
7.3	Анализ КЭ	144
7.4	Результаты и обсуждение	148
7.4.1	Общая информация	148
7.4.2	Осевое натяжение и концевое смещение	148
7.4.3	Кольцевое напряжение	148
7.4.4	Осевое напряжение	152
7.4.4.1	Осевое напряжение модели А и модели В	152
7.4.4.2	Осевые напряжения модели С и модели D	152
7.4.5	Сравнение напряжений Мизеса	155
7.5	Заключения	156
	Использованная литература	157
8.	Несвязанная гибкая труба под внешним давлением	158
8.1	Введение	158
8.2	Конечно-элементный анализ	160
8.2.1	Упрощение	160
8.2.2	Описание моделирования	161
8.2.3	Модели с различными коэффициентами жесткости	162
8.2.4	Модели с различными соотношениями D/t	162
8.3	Результаты и обсуждение МКЭ	163
8.3.1	Прогнозирование ограниченного внешнего давления	163
8.3.1.1	Такой же коэффициент D/t с различными коэффициентами жесткости	163
8.3.1.2	Такой же коэффициент D/t с различными коэффициентами жесткости	165
8.3.2	Ограниченное послекритическое поведение	166
8.4	Аналитическое решение	167
8.5	Тестовое исследование	169
8.5.1	Свойства материалов	170
8.5.2	Испытание ограниченного смятия	171
8.5.3	Результаты испытания	173
8.6	Сравнение трех методов	175
8.7	Заключения	176
8.8	Использованная литература	177
9.	Несвязанная гибкая труба под натяжением	179
9.1	Введение	179
9.2	Растягивающая нагрузка	180
9.2.1	Спиральный слой	180
9.2.2	Слойная труба	182
9.2.3	Принцип виртуальной работы	183
9.3	Результаты и обсуждение	185
9.4	Параметрическое исследование	188

9.4.1	Угол свивки	189
9.4.2	Отношение диаметра к толщине	191
9.5	Заключения	192
	Использованная литература	192
10.	Несвязанная гибкая труба при изгибе	194
10.1	Введение	194
10.2	Спиральный слой в пределах диапазона без скольжения	195
10.2.1	Геометрия спирального слоя	195
10.2.2	Жесткость при изгибе спирального слоя	195
10.3	Спиральный слой в пределах диапазона скольжения	198
10.3.1	Критическая кривизна	198
10.3.2	Осевое усилие в спиральном проводе в пределах диапазона скольжения	199
10.3.3	Осевое усилие в спиральном проводе в пределах диапазона без скольжения	200
10.3.4	Жесткость при изгибе спирального слоя	202
	Использованная литература	203
11.	Несвязанная гибкая труба под натяжением и внутренним давлением	204
11.1	Введение	204
11.2	Аналитическое решение	205
11.3	Анализ КЭ	205
11.3.1	Случай 1: нагрузки с применением натяжения	206
11.3.2	Случай 2: нагрузки с применением внутреннего давления	207
11.3.3	Случай 3: Сложное растяжение и внутреннее давление	207
11.4	Результаты и обсуждение	207
11.5	Заключения	212
	Использованная литература	213
12.	Конструкция поперечного сечения и учебный пример несвязанных гибких труб	215
12.1	Введение	215
12.2	Конструкция поперечного сечения	216
12.2.1	Общие требования к конструкции	216
12.2.2	Производственная конфигурация и аттестация материала	216
12.2.2.1	Каркас	217
12.2.2.2	Нажимная оболочка	217
12.2.2.3	Нажимная броня	217
12.2.2.4	Растягивающаяся броня	217
12.2.2.5	Лента	218
12.2.2.6	Экран	218
12.3	Учебный пример	218
12.3.1	Методика расчета	218
12.3.2	Проектное требование	218
12.3.3	Метод проектирования	219
12.3.3.1	Прочностная конструкция для осесимметричных нагрузок	219
12.3.3.2	Расчет сопротивления смятию	219
12.3.4	Результаты проектирования	220
12.3.5	Анализ нагрузки	221
12.3.6	Анализ КЭ	222
12.4	Заключения	224
	Использованная литература	225
13.	Анализ усталостных характеристик несвязанной гибкой трубы	226

13.1	Введение	226
13.2	Теоретический подход	226
13.2.1	Допущения	226
13.2.2	Условия окружающей среды	227
13.2.3	Перемещение усилия и изгибающих моментов	227
13.2.4	Критерии усталостного проектирования	228
13.2.4.1	Кривые S-N	228
13.3	Учебный пример	229
13.3.1	Введение	229
13.3.2	Базовый пример	229
13.4	Заключения	232
	Использованная литература	232
14.	Гибкие трубы, армированные сталью под внутренним давлением	234
14.1	Введение	236
14.2	Применения	236
14.2.1	Применение на шельфе	237
14.2.2	Применение на суше	237
14.2.3	Восстановление	237
14.3.	Проектирование и производство	238
14.3.1	Стандарты проектирования	238
14.3.2	Производство	238
14.3.2.1	Введение	238
14.3.2.2	Внутренний и внешний слой	238
14.3.2.3	Армирующие слои стальной ленты	239
14.3.2.3	Концевая арматура	239
14.4	Аналитическое решение	241
14.4.1	Механические свойства	241
14.4.2	Допущения	243
14.4.3	Анализ напряжений	243
14.4.3.1	Свойства слоя	244
14.4.3.2	Напряженно-деформированные отношения слоев ПЭВП	246
14.4.3.3	Напряженно-деформированные отношения слоев стальной полосы	247
14.4.4	Граничное условие	248
14.4.4.1	Граничное условие напряжений	248
14.4.4.2	Состояние интерфейса	248
14.4.4.3	Уравнение равновесия осевой силы	249
14.4.4.4	Уравнение баланса кручения	249
14.5	Анализ КЭ	249
14.6	Результаты и обсуждение	249
14.6.1	Анализ напряжений на слое 2	249
14.6.2	Анализ напряжений между слоями	252
14.7	Заключения	253
	Использованная литература	254
15.	Гибкая труба, армированная сталью, под внешним давлением	256
15.1	Введение	256
15.2	Экспериментальные испытания	256
15.2.1	Характеристики материала	256
15.2.2	Эксперимент по смятию	256
15.2.3	Результаты экспериментов	259
15.3	Анализ конечных элементов	259
15.4	Упрощенное оценивание давления смятия	262

15.5	Параметрическое исследование	264
15.6	Выводы	266
	Использованная литература	266
16.	Гибкая труба, армированная сталью, под действием чистого растяжения	267
16.1	Введение	267
16.2	Экспериментальные испытания	267
16.2.1	Процессы проведения испытаний	267
16.2.2	Результаты испытаний и обсуждение	268
16.3	Анализ конечных элементов	268
16.3.1	Элементы и взаимодействия	268
16.3.2	Нагрузка и граничные условия	272
16.3.3	Свойства материала	272
16.4	Сравнение и обсуждение	273
16.4.1	Сравнение результатов испытаний и анализа конечных элементов	273
16.4.2	Механическая реакция полиэтиленовых слоев	274
16.4.3	Механическая реакция стальных лент	276
16.5	Выводы	278
	Использованная литература	279
17.	Гибкая труба, армированная сталью, при изгибе	280
17.1	Введение	280
17.2	Анализ конечных элементов	281
17.2.1	Модель и свойства материала	281
17.2.2	Нагрузки и граничные условия	282
17.2.3	Результаты анализа	282
17.3	Механические характеристики и обсуждения	284
17.3.1	Внутренний полиэтиленовый слой	284
17.3.2	Внешний полиэтиленовый слой	286
17.3.3	Слои стальной ленты	287
17.4	Выводы	287
	Использованная литература	288
18.	Гибкая труба, армированная сталью, под действием внутреннего давления и растяжения	289
18.1	Введение	289
18.2	Аналитическое решение	289
18.2.1	Анализ деформации	289
18.2.2	Анализ напряжений	290
18.2.3	Граничные условия	294
18.3	Внутренний слой ПЭВП	294
18.3.1	Слои армирования	294
18.3.2	Внешний слой ПЭВП	295
18.3.3	Уравнение равновесия	296
18.3.4	Таблица решений	296
18.4	Конечно-элементный анализ	297
18.4.1	Введение	297
18.4.2	Свойства материала	298
18.4.3	Конечно-элементная модель	298
18.4.4	Граничные условия	301
18.5	Результаты и обсуждение	301
18.5.1	Сравнение методов	301
18.5.2	Этапы нагружения	302
18.5.3	Осевое напряжение, сопровождаемое внутренним давлением	302

18.5.3.1 Реакция на напряжение	302
18.5.3.2 Характер разрушения	302
18.5.4 Внутреннее давление, сопровождаемое осевым натяжением	302
18.6 Выводы	306
Использованная литература	307
19. Гибкая труба, армированная сталью, при комбинированном внутреннем давлении и изгибе	308
19.1 Введение	308
19.2 Аналитическое решение	308
19.3 Анализ конечных элементов	313
19.3.1 Конечно-элементная модель	313
19.3.2 Граничные условия	314
19.3.3 Результаты анализа	314
19.4 Обобщенные результаты	316
Использованная литература	317
20. Гибкая труба, армированная сталью, при комбинированном изгибе и внешнем давлении	319
20.1 Введение	319
20.2 Экспериментальные испытания	320
20.2.1 Процедура испытания	320
20.2.2 Результаты испытаний и обсуждения	321
20.3 Анализ конечных элементов	322
20.3.1 Моделирование методом конечных элементов	323
20.3.2 Сравнение результатов испытаний и анализа	323
20.4 Результаты анализа и обсуждение	325
20.5 Выводы	326
Использованная литература	327
21. Расчет поперечного сечения и анализ гибкой трубы, армированной сталью	329
21.1 Введение	329
21.2 Механическое поведение	330
21.3 Поперечный дизайн	330
21.3.1 Требования к конструкции	330
21.3.2 Прочность	331
21.4 Исследование на примере одного случая	333
21.4.1 Общие сведения	333
21.4.2 Анализ конструкции	334
21.4.2.1 Предварительный анализ	334
21.4.2.2 Анализ конечных элементов	334
21.5 Выводы	335
Использованная литература	336
22. Оценка повреждений гибкой трубы, армированной сталью	337
22.1 Введение	337
22.2 Анализ повреждений внешнего слоя	338
22.2.1 Общие	338
22.2.2 Анализ конечных элементов	338
22.2.3 Параметры материала	339
22.2.4 Моделирование анализа повреждений	339
22.2.5 Результаты анализа	341
22.3 Влияние разных интервалов	345
22.4 Эффекты недостаточной прочности стальной ленты	347

Использованная литература	348
Часть IV Связанные гибкие трубы	349
23. Связанные гибкие резиновые трубы	350
23.1 Введение	350
23.1.1 Строительство связанных гибких труб	351
23.1.2 Типы связанных гибких труб	351
23.2 Конструкция и назначение	353
23.2.1 Введение	353
23.2.2 Критерии проектирования	354
23.2.3 Проектирование труб	354
23.2.4 Проектирование связанной гибкой трубы	356
23.2.5 Концевые крепления	358
23.2.6 Материалы	359
23.2.7 Применение	361
23.3 Виды неисправностей	364
23.3.1 Преждевременный сбой	365
23.3.2 Случайный сбой	366
23.3.3 Повреждение в результате износа	366
23.3.4 Примеры повреждения рукавов	366
23.4 Управление целостностью	367
23.4.1 Анализ риска	367
23.4.2 Процесс определения степени риска	367
23.4.3 Мероприятия по результатам оценки риска	368
Использованная литература	369
24. Неметаллические связанные гибкие трубы под действием внутреннего давления	370
24.1 Введение	370
24.1.1 Обозначения	371
24.2 Испытания опытным путем	372
24.2.1 Свойства материала	372
24.2.2 Испытания на разрыв	373
24.3 Аналитическое решение	374
24.3.1 Введение	374
24.3.2 Допущения	374
24.3.3 Системы координат	374
24.3.4 Внутренний и наружный слой	375
24.3.5 Армированные слои	377
24.3.6 Граничные условия	
24.3.7 Критерий разрушения	380
24.3.8 Расчет давления разрыва	381
24.4 Анализ методом конечных элементов (FEA)	381
24.5 Сравнение результатов	383
Использованная литература	384
25. Неметаллические связанные гибкие трубы, находящиеся под внешним давлением	386
25.1 Введение	386
25.2 Аналитическое решение разрушения	386
25.2.1 Кинематика	386
25.2.2 Материалы каждого слоя	387
25.2.2.1 Полиэтилен	387

25.2.2.2 Армированный слой	388
25.2.2.3 Текучесть материала	389
25.2.3 Принцип возможных перемещений	390
25.2.4 Изменение радиуса и толщины стенок	391
25.2.5 Аналитический метод	392
25.3 КЭ-анализ	393
25.3.1 Введение	393
25.3.2 Модель КЭ	394
25.4 Пример анализа разрушения	394
25.4.1 Введение	394
25.4.2 Исходные данные	394
25.4.3 Кривые овальности давления	395
25.5 Анализ чувствительности	396
25.5.1 Эффект от начального несовершенства	397
25.5.2 Эффект деформации сдвига	
25.5.3 Эффект от предварительной деформации при потере устойчивости	398
Использованная литература	399
26. Неметаллические связанные гибкие трубы при изгибе	400
26.1 Введение	400
26.2 Аналитическое решение	401
26.2.1 Допущения	401
26.2.2 Кинематика	401
26.2.3 Модели материала	403
26.2.3.1 Механические характеристики ПЭВП	403
26.2.3.2 Механические характеристики армированного волокном слоя	404
26.2.4 Конститутивная модель для трубы RTP	407
26.2.5 Принцип виртуальной работы	408
26.3 Анализ КЭ	409
26.4 Испытание опытным путем	411
26.5 Обсуждение результатов	412
26.6 Параметрические исследования	413
26.6.1 Толщина стенки	413
26.6.2 Диаметр трубы	414
26.6.3 Отношение диаметра к толщине (D/t)	415
26.6.4 Исходная овальность	416
26.7 Заключение	416
Использованная литература	417
27. Неметаллические связанные гибкие трубы при сложном растяжении и внутреннем давлении	420
27.1 Введение	420
27.2 Нелинейное аналитическое решение	422
27.2.1 Фундаментальные предположения	422
27.2.2 Упрощение армирующих слоев	423
27.2.3 Кинематика одиночного провода	423
27.2.4 Деформация поперечного сечения	425
27.2.5 Уравнение равновесия	430
27.2.6 Конститутивная модель	431
27.2.7 Метод решения	432
27.3 Конечно-элементная модель	432
27.3.1 Проектирование модели и создание сетки	432
27.3.2 Материалы	434

27.3.3 Ограничения	434
27.3.4 Граничные условия и нагрузки	434
27.4 Результаты и обсуждение	434
27.4.1 Отношение сжатие-растяжение	435
27.4.2 Напряжение в кевларовых проводах	435
27.4.3 Радиальная деформация	435
27.4.4 Обсуждение	436
27.5 Параметрическое исследование	438
27.5.1 Внутреннее давление	438
27.5.2 Угол свивки	439
27.5.3 Соотношение диаметра к толщине	439
27.5.4 Количество кевларовых проводов	440
27.6 Заключение	441
Использованная литература	441
28. Неметаллические связанные гибкие трубы под внешним давлением и изгибом.	443
28.1 Общая часть	443
28.2 Введение	443
28.3 Аналитическое решение	444
28.3.1 Кинематика	444
28.3.2 Упрощение материалов	446
28.3.3 Модель состояния	451
28.3.4 Принцип виртуальной работы	452
28.3.6 Метод решения	453
28.4 Конечно-элементная модель	453
28.5 Результаты и обсуждения	454
28.5.1 Смятие RTP под внешним давлением	454
28.5.2 Смятие RTP под чистым изгибом	458
28.5.3 Смятие RTP при смешанном изгибе и под внешним давлением.	461
28.6 Заключение	463
Использованная литература	464
29. Гибкие трубы, армированные стекловолокном под внутренним давлением	465
29.1 Введение	465
29.2 Аналитическое решение	466
29.2.1 Предположения	466
29.2.2 Анализ напряжения	466
29.2.3 Граничные условия	469
29.3 Конечно-элементный анализ	470
29.4 Результаты и обсуждения	472
29.5 Угол намотки	474
29.6 Заключение	475
Использованная литература	475
30. Гибкие трубы, армированные стекловолокном (FGRFP) под внутренним давлением	476
30.1 Введение	476
30.2 Анализ конечных элементов	477
30.2.1 Введение	477
30.2.2 Геометрические параметры и свойства материала	479
30.2.3 Конечно-элементное моделирование	479
30.3 Результаты и обсуждения	480
30.3.1 Введение	480

30.3.2 Начальное несовершенство	481
30.3.2.1 Начальная овальность	481
30.3.2.2 Начальный эксцентриситет стенки	482
30.3.3 Геометрические конфигурации	485
30.3.3.1 Диаметр относительной толщины $D1/t1$ внешнего полиэтиленового слоя	485
30.3.3.2 Количество армированных слоев	487
30.3.3.3 Диаметр относительной толщины $D2/t2$ внутреннего слоя	488
30.3.4 Материал	488
30.5 Заключение	489
Использованная литература	489
31. Связанная гибкая труба из стальной проволоки под внутренним давлением	490
31.1 Введение	490
31.2 Аналитическое решение	491
31.2.1 Общая часть	491
31.2.2 Анализ напряжений и деформаций	492
31.2.3 Упрощение армированных слоев	494
31.3 Конечно-элементный анализ	495
31.3.1 Общая часть	495
31.3.2 Моделирование ABAQUS	495
31.4 Результаты анализа	496
31.4.1 Сравнение деформации	496
31.4.2 Влияние угла намотки	498
31.5 Испытания	499
31.5.1 Общая часть	499
31.5.2 Результаты испытаний	499
31.6 Формула инженерного давления разрыва	500
Использованная литература	501
32. Связанная гибкая труба из стальной проволоки под внешним давлением	503
32.1 Введение	503
32.2 Аналитические решения	503
32.2.1 Основные предположения	503
32.2.2 Нелинейная теория колец	504
32.2.3 Определяющее соотношение материала	505
32.2.4 Принцип виртуального рабочего уравнения	508
32.3 Численное моделирование	509
32.4 Экспериментальное испытание	512
32.5 Заключение	514
Использованная литература	515
33. Связанная гибкая труба из стальной проволоки под изгибом и внешним давлением	516
33.1 Введение	516
33.2 Аналитическое решение	517
33.2.1 Принцип виртуальной работы	517
33.2.2 Давление разрыва PSP в осевом направлении	520
33.2.3 Давление разрыва PSP в окружном направлении	520
33.2.4 Конститутивная модель для материалов	521
33.3. Численное моделирование	524
33.4 Экспериментальный тест на чистый изгиб	524
33.4.1 Тест	524
33.4.2 Результаты и обсуждения	526

33.5 Смешанное внутреннее давление и экспериментальный тест изгиба.	527
33.5.1 Испытательные оборудования	528
33.5.2 Тестовая процедура	528
33.5.3 Результаты испытаний	529
33.6 Сравнение результатов	530
33.7 Заключение	530
Использованная литература	531
34. Конструкция поперечного сечения и исследование связанной гибкой трубы из стальной проволоки	533
34.1 Введение	533
34.2 Конструкция поперечного сечения	533
34.2.1 Процесс конструкции	533
34.2.2 Параметры конструкции	534
34.2.3 Свойства и возможности	536
34.3 Исследование	540
34.4 Проверка по конечно-элементной модели	541
34.5 Заключение	544
Использованная литература	545
35. Оценка повреждений связанных гибких труб из стальной проволоки	546
35.1 Введение	546
35.2 Аналитический метод	546
35.2.1 Основные предположения	546
35.2.2 Взаимосвязь напряжения и деформации	547
35.3 Конечно-элементный анализ	553
35.4 Сравнение аналитического метода и КЭА	554
35.4.1 Влияние угла намотки стальной проволоки	556
35.4.2 Влияние диаметра стальной проволоки	557
35.4.3 Влияние отсутствия стальной проволоки	557
35.4.4 Влияние повреждений внутренних и внешних полиэтиленовых слоев	559
35.4.5 Влияние межповерхностных отслоений слоев	559
35.5 Заключение	562
Использованная литература	563
36. Повреждение связанной гибкой трубы из стальной проволоки, нанесенное третьей стороной	564
36.1 Введение	564
36.2 Параметры трубопровода, почвы и трамбовки.	565
36.3 Конечно-элементная модель	566
36.4 Нагрузка и граничные условия	567
36.5 Результаты анализов	567
36.5.1 Динамическая реакция	567
36.5.2 Скорость трамбовки	570
36.5.3 Глубина заглубления	570
36.6 Заключение	571
Использованная литература	572
Указатель	573

В связи с бурным развитием технологии трубопроводного строительства в нефтегазовой промышленности широко используются гибкие трубы, как на морских, так и на наземных месторождениях. Они считаются эффективным решением с технической и экономической точки зрения благодаря простой и быстрой процедуре укладки, долговечности и возможности восстановления. В настоящее время множество инженеров и исследователей продолжают изучать и совершенствовать новые методы проектирования и анализа гибких труб различных типов. Однако не существует такой книги, которая бы на систематической основе устанавливала процедуры проектирования и критерии анализа для различных типов гибких труб.

В книге описаны критерии предела прочности, расчет поперечного сечения на основе прочности и оценка повреждений гибких труб различных типов в нефтегазовой отрасли. Мы стремимся к тому, чтобы данная книга стала полезным источником справочной информации по проектированию и анализу гибких трубопроводов для инженеров соответствующей отрасли.

Авторы выражают благодарность г-ну Филу Кармикалу из издательства «Scrivener Publishing» за его постоянную поддержку. Кроме того, авторы выражают признательность аспирантам, докторантам и научным сотрудникам д-ра Йонга Байя из Чжэцзянского университета, которые подготовили первичную техническую документацию для Главы 4 (г-н Вэйшун Дай), Глав 9, 10 и 13 (г-н Ютянь Лу), Глав 7, 8 и 11 (г-н Шуай Юань), Главы 12 (г-н Шуай Юань и г-н Пэйхуа Хан), Глав 14 и 18 (г-н Вэй Чен), Глав 15-17 и 20 (г-жа Тинг Лиу), Глав 19, 29 и 30 (г-жа Шаньинг Линь), Главы 21 (г-жа Тинг Лиу и г-н Пейхуа Хан), Главы 22 (доктор Вэй Дай), Главы 24 (г-жа Юксинь Ксу), Глав 25 и 26 (г-н Вэйдун Руань), Глав 27 и 28 (г-н Тяньюй Чжан и г-н Цзяньдун Танг), Главы 31 (г-н Чжаохуэй Шанг и г-н Хайчао Ксионг), Главы 32 (г-н Пэн Ванг), Главы 33 (г-жа Сунхуа Лиу), Главы 34 (г-н Пэйхуа Хан), Главы 35 (д-р Гао Танг и г-н Пань Фанг) и Главы 36 (д-р Гао Танг и г-н Кайен Цзян). Спасибо всем, кто участвовал в рецензировании книги, особенно г-ну Акире Бай из Калифорнийского университета в Беркли, который выполнил рецензирование всей книги.

Авторы хотели бы выразить благодарность компании по производству гибких труб «OPR Inc.» за оказанную поддержку при издании данной книги.

Д-р Ц. Бай, проф. Й. Бай, г-н В.Д. Жуань
1 октября 2016 г.

Доктор Цян Бай имеет за плечами свыше 20 лет опыта работы в сфере подводной/морской инженерии, включая проведение исследований и инженерно-технических работ. Обладает опытом по различным аспектам подводного проектирования для мелкоководья и глубоководья, а также в сфере технологии машиностроения. Работал в университете Кюсю в Японии, в Калифорнийском университете в Лос-Анджелесе (UCLA), в компаниях «ОРЕ», «JP Kenny» и «Technip». Опыт г-на Байя охватывает разнообразные аспекты обеспечения потока, проектирование и установку подводных конструкций, трубопроводов и водоотделяющих колонн. Д-р Бай является соавтором книг «Подводные трубопроводы и водоотделяющие колонны», «Справочник по подводной инженерии» и «Проектирование, анализ и установка подводных трубопроводов».

Профессор Йонг Бай является президентом компании «Offshore Pipelines & Risers Inc.» (г. Хьюстон) и директором Исследовательского центра морской инженерии в Чжэцзянском университете. Ранее он преподавал в университете Ставангера в Норвегии в качестве профессора в области морских сооружений. Он также работал менеджером отдела морских технологий в «ABS» и менеджером общего отраслевого проекта JIP в «DNV».

Помимо этого, профессор Йонг Бай также работал инженером управленческого аппарата в «Shell International E&P». За период работы в качестве менеджера по передовым технологиям в «JP Kenny» и вице-президента по вопросам инженерии в «MCS», он внес вклад в развитие методов и инструментов для проектирования и анализа подводных трубопроводов и водоотделяющих колонн. Профессор Бай является автором книг «Проектирование морских конструкций» и «Подводные трубопроводы и водоотделяющие колонны», а также более 100 статей по проектированию и установке подводных трубопроводов и водоотделяющих колонн.

У «OPR» имеются офисы в Хьюстоне, Техас, США, и Ханчжоу, Китай. «OPR» занимается проектированием, анализом, установкой, инжинирингом и управлением целостностью трубопроводов, водоотделяющих колонн и подводных систем, включая подводное устьевое оборудование, фонтанные ёлки, разветвленные трубопроводы и оконечные манифольды трубопроводов (PLET) / модули конечного обустройства трубопроводов (PLEM).

Часть I

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ

1

Гибкие трубы и расчёт по предельным состояниям

1.1 Введение

История гибких труб прослеживается со времен оригинальных разработок конца 1970-х годов. Изначально гибкие трубы использовались в относительно благоприятных условиях окружающей среды, таких как шельф Бразилии, Средиземного моря и Дальнего Востока. Однако технология гибких труб продвинулась настолько быстро, что теперь они используются в различных районах Северного моря [1] и завоевали популярность среди проектировщиков в Мексиканском заливе. Гибкие трубы могут использоваться на глубине воды до 8000 футов, при давлении до 10000 фунтов на квадратный дюйм и высоких температурах свыше 150°F, выдерживая движения крупных судов в неблагоприятных погодных условиях. На Рис. 1.1 изображена типичная гибкая водоотделяющая колонна, используемая на большой глубине, и показаны различные конфигурации, применяемые для разной глубины воды. Данный вид динамического применения обычно используется в плавучих нефтедобычных системах с эксплуатационными водоотделяющими колоннами высокого давления, выводными водоотделяющими колоннами, нагнетательными линиями/контурными водоносности/линиями химических продуктов, а также линиями газлифта.

1.2 Применение гибких труб

В данной книге описано применение гибких труб в нефтегазовой промышленности, как на суше, так и на море. Среди преимуществ гибкой трубы ее композитная структура, сочетающая в себе внутренний полимерный герметизирующий слой, который перемещает текущие среды, спиральные армирующие слои, обеспечивающие необходимую прочность, полимерная внешняя оболочка, предотвращающая воздействие морской воды на армирующие слои. Соответственно, у данного вида трубы жесткость на изгиб низкая по сравнению с жесткостью на осевое растяжение, что обеспечивает гораздо меньший радиус кривизны, нежели у однородной трубы с аналогичной способностью противостоять давлению. Данная особенность конструкции обеспечивает гибкую трубу рядом преимуществ на фоне других видов трубопроводов и водоотделяющих колонн, включая цепные водоотделяющие колонны из стали. Среди преимуществ внутренняя коррозионная стойкость, сниженные расходы на транспортировку и установку за счет предварительного изготовления, хранения на барабанах и совместимости с соответствующими конструкциями, благодаря чему возможно обеспечение постоянного соединения между вспомогательной плавучей установкой и подводным оборудованием.



Рисунок 1.1 Конфигурации типичной гибкой водоотделяющей колонны

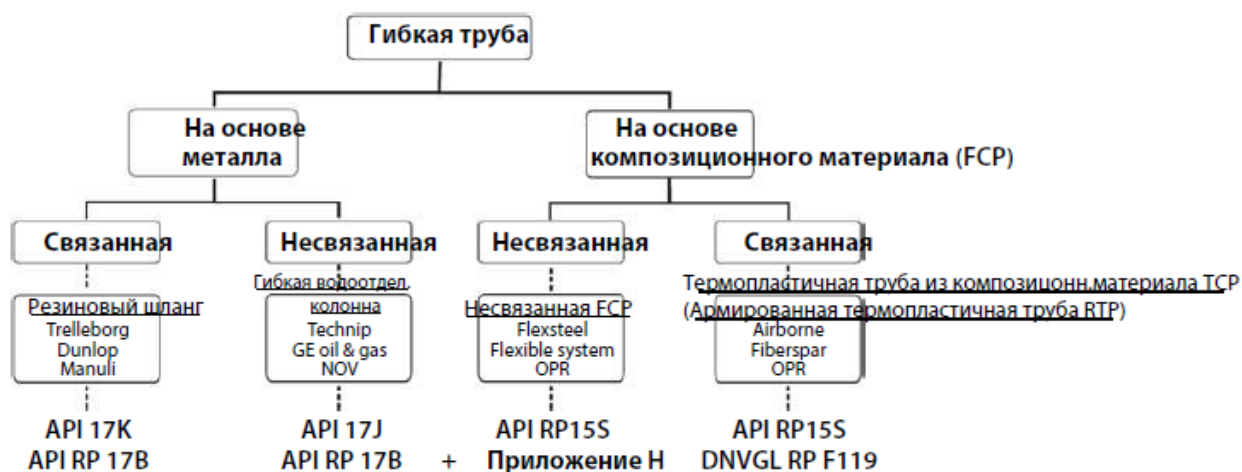


Рисунок 1.2 Категории гибких труб

На Рис. 1.2 показано распределение гибких труб по категориям в зависимости от их конфигурации и функциональных требований. На рисунке продемонстрирована взаимосвязь гибких труб разного типа и их соотнесение с применимыми стандартами и рекомендованными практиками, а также перечислены ведущие производители различных типов гибких труб. Гибкие трубы делятся на трубы на основе металла и трубы на основе композиционного материала, что зависит от рабочего давления и армирующего материала. Гибкие трубы на основе металла, как правило, рассчитаны на то, чтобы выдерживать высокие нагрузки, например, высокое внутреннее и внешнее давление или сильное осевое растяжение. Гибкие композитные трубы (FCP) представляют собой упрощенные версии гибких труб на основе металла за счет простой конфигурации и более низких функциональных требований. Гибкие трубы, как на основе металла, так и на основе композиционного материала, делятся на две группы в зависимости от их конфигурации: связанные и несвязанные.



Рисунок 1.3 Связанная гибкая труба на основе металла [3]

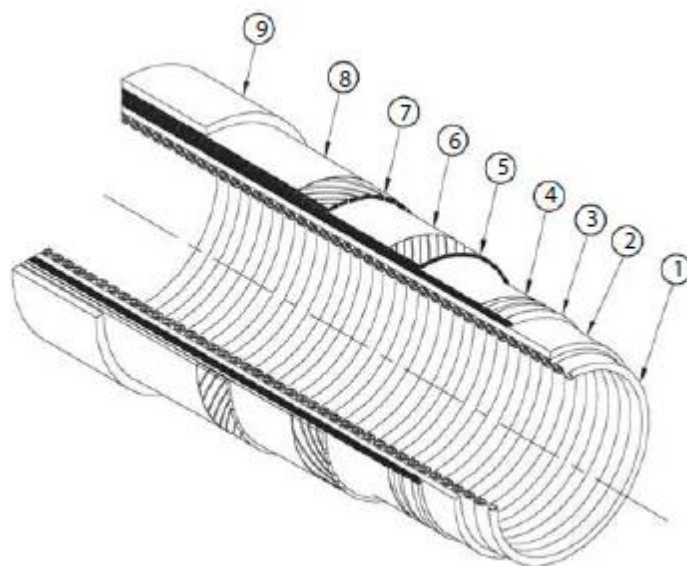
Связанные неметаллические FCP также называются термопластичными трубами из композиционного материала (TCP) или армированными термопластичными трубами (RTP). В рекомендованном стандарте DNVGL RP F119 [4] изложены требования к TCP для применения в морских условиях, в то время как руководство API RP 15S [5] ориентировано на применение на береговых объектах. К несвязанным FCP относятся гибкие трубы, армированные сталью, и несвязанные гибкие трубы с неметаллическим армированием, а к связанным FCP относятся связанные гибкие трубы, армированные стальной проволокой, и связанные неметаллические гибкие трубы (TCP), такие как армированные стекловолокном гибкие трубы.

1.2.1 Гибкие трубы на основе металла

Гибкие трубы на основе металла используются в основном в качестве гибких выкидных линий или гибких перепускных соединений для морских установок ввиду их устойчивости к высокому внешнему и внутреннему давлению и растягивающим нагрузкам. Кроме того, они способны выдерживать большие динамические нагрузки в условиях операционной деятельности в морской среде. В связанных трубах, на основе металла, между множеством слоев нитей, эластомера и стали создается связь и образуется единая структура с помощью процесса вулканизации. Связанные трубы в основном используются на коротких участках, как например перепускные соединения при использовании в условиях высокой динамики. На Рис. 1.3 показано поперечное сечение гибкой трубы на основе металла. Данный тип гибких труб подробно описан в Главе 23.

С другой стороны, несвязанные гибкие трубы на основе металла также производятся для применения в статических и динамических условиях на отрезках длиной в несколько сотен метров. Если не указано иное, в данной книге под несвязанными гибкими трубами понимаются несвязанные гибкие трубы на основе металла. На Рис. 1.4 показано типичное поперечное сечение несвязанной гибкой трубы с четким обозначением девяти слоев, имеющих различные функции. Пространство между внутренней полимерной оболочкой и внешней полимерной оболочкой называется кольцевым пространством трубы. Данный тип гибких труб подробно описан в Главах 5-13.

На Рис. 1.5 показано распределение по внутреннему диаметру несвязанных гибких труб на различной глубине воды в разнообразных условиях морской среды. Наибольшая глубина воды, на которой устанавливается гибкая водоотделяющая колонна, составляет около 6234 футов (1900 м) при внутреннем диаметре (ВД) гибкой трубы около 7,5 дюйма, как показано ниже. И хотя гибкие водоотделяющие колонны с внутренним диаметром более 16 дюймов устанавливались в условиях морской среды, глубина воды, на которой они находятся, не превышает 1312 футов (400 м).



1. Каркас
2. Внутренний барьерный слой, препятствующий прониканию жидкости
3. Устойчивый к давлению армирующий слой
4. Противоизносный слой
5. Армирующий слой против растяжения
6. Противоизносный слой
7. Армирующая проволока
8. Слой, предотвращающий смещение проволоки
9. Наружный барьерный слой против проникания жидкости

Рисунок 1.4 Несвязанная гибкая труба на основе металла [6]

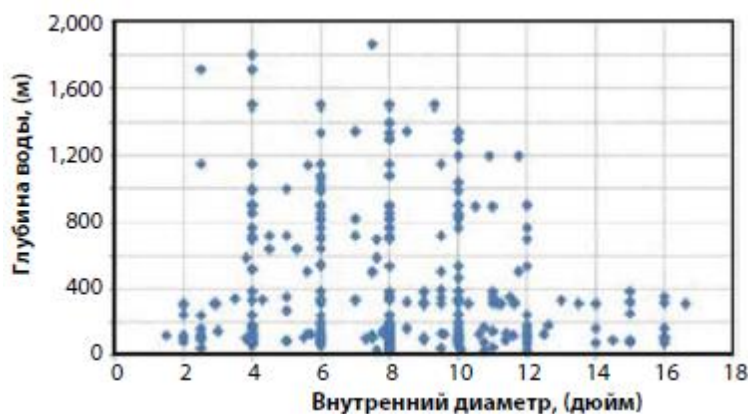


Рисунок 1.5 Зависимость «Глубина воды – Внутренний диаметр» у несвязанных гибких труб [7]

На Рис. 1.6 показана зависимость «Расчетное давление – внутренний диаметр» у несвязанных гибких труб в процессе эксплуатации. Данные основаны на фактическом отраслевом применении по всему миру и собраны в рамках общего отраслевого проекта (JIP) компании «SurgFlex», завершеного в конце 2010 года. Согласно базе данных у 76% всех гибких труб расчётное давление ниже 345 бар (5000 фунтов на квадратный дюйм), 90% – менее 10 дюймов, и 70% рассчитаны на температуру не выше 80°C. Давление по внутреннему диаметру (Д*ВД) является важной характеристикой у несвязанных гибких труб, и на основе сведений, полученных из базы данных, строятся четыре постоянных Д*ВД. Линия с наибольшим значением Д*ВД при эксплуатации находится под давлением 80 000 фунтов на квадратный дюйм и предназначена для 12-дюймовой гибкой трубы.

Большинство используемых несвязанных гибких труб имеют значение $D \cdot VD$ ниже 50 000 фунтов на квадратный дюйм. На Рис. 1.5 и 1.6 продемонстрирована существующая эксплуатационная способность несвязанных гибких труб.

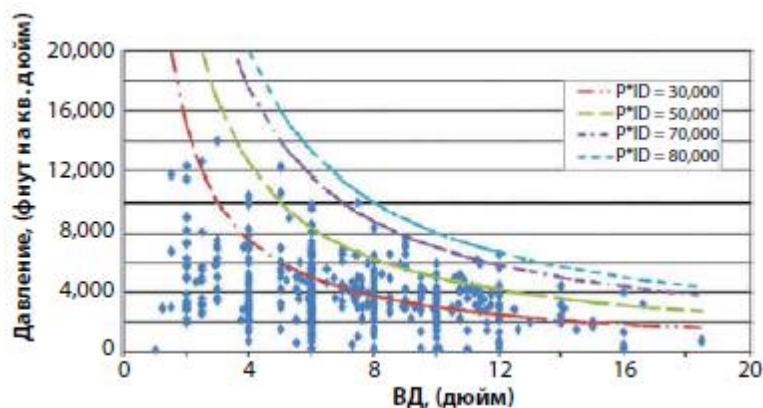


Рисунок 1.6 Обзор несвязанных гибких труб в эксплуатации – давление-диаметр [17, 18]

1.2.2 Гибкие трубы на основе композиционного материала

Гибкие трубы на основе композиционного материала также называются гибкими композитными трубами (FCP) и представляют собой непрерывные наматываемые на барабан магистральные трубопроводы с армированной термопластической обкладкой и покрытые защитным слоем. Гибкие композитные трубы используются для транспортировки воды и углеводородов. FCP – это проверенная технология для применения на суше; а в недавнее время проведенные квалификационные исследования сделали данные трубы пригодными и для использования в условиях морской среды, на мелководье. В нефтегазовой отрасли используется ряд продуктов FCP, основанных на различных методах производства и материалах, обеспечивающих разные характеристики. Армирующий материал (например, арамид, стальные нити/полосы, стекловолокно и т. д.) значительно варьируется и, соответственно, отличаются характеристики. Армирование может быть выполнено без образования связи между струнами или лентами, зафиксировано с использованием адгезивов, или же полностью связано в интегрированную матрицу; при этом каждый вариант будет иметь определенное применение и соответствующую цену. В Таблице 1.1 рассмотрены области применения различных типов FCP. Для применения на мелководье и в динамических условиях морской среды для несвязанных FCP требуется программа квалификационной технической оценки.

FCP представляет собой армированную термопластичную гибкую трубу и обладает тремя основными характеристиками:

- **Гибкость:** FCP выдерживает сильные прогибы без значимого возрастания напряжений при изгибе, может изготавливаться непрерывными отрезками, храниться или транспортироваться на барабанах.
- **Термопластичность:** внутренняя обкладка FCP, в которой находятся буровые жидкости, изготовлена из термопластичного материала. Обычно используется полиэтилен высокой плотности (ПЭВП), однако все чаще применяются и другие виды пластмассы, например, ПА и ПВДФ.
- **Армированность:** армирующий слой состоит из термопластических композитов, термореактивных композитов, стекловолокна, стальной проволоки, стальных нитей или стальных лент и часто представляет собой сочетание нескольких материалов.

Таблица 1.1 Области применения гибких композитных труб

Тип FCP	Область применения				Спецификация продукции			FCP-продукция	
	Статические условия береговой среды	Динамические условия морской среды	Мелководье	Глубоководье	Размер (дюйм)	Давление (бар)	Температура (°C)	Производители	Характеристики и цена
Несвязанные	○	?	?		<=8	<100	60	Flexpipe, Flexsteel, OPR	Характеристики ↑ ↓ Цена
Полусвязанные	○	○	○		<=8	<150	65	Soluforce, Fiberspar	
Связанные	○	○	○	○	<=8	<345	60	Airborne, Magma, OPR	



Рисунок 1.7 Типовая конструкция связанной FCP (фото предоставлено компанией «OPR Inc.»)



Рисунок 1.8 Типовая конструкция несвязанной FCP (фото предоставлено компанией «OPR Inc.»)

На Рис. 1.7 показана типовая конструкция связанной FCP (TCP или RTP), состоящей из полимерной обкладки или барьерного слоя, структурообразующего слоя и наружной полимерной оболочки. Функция внутренней обкладки заключается в обеспечении герметичности, коррозионной стойкости и удержании транспортируемой жидкости. Функция структурообразующего слоя состоит в обеспечении механической прочности, позволяющей выдерживать нагрузки, возникающие в процессе обслуживания и монтажа. Структурообразующий слой обычно состоит из четного числа равномерно уложенных цельных спиральных витков из арамида или из других видов армирующего волокна. Армирование представляет собой спирально намотанную пряжу или предварительно сформованные ленты, армированные волокном, герметизированные термопластичной смолой. Наружная оболочка добавляется поверх структурообразующего слоя для защиты конструкции на период монтажа и эксплуатации. Данный вид связанных гибких композитных труб подробно описан в Главах 24-35.

На Рис. 1.8 показана типовая конструкция четырехслойной несвязанной гибкой трубы, армированной сталью, включая (1) внутренний слой, который представляет собой экструдированную термопластичную трубку (ПЭ), изолирующую транспортируемую жидкость; (2) два (или четыре) противоположно намотанных слоя из армирующей ленты из углеродистой стали, спирально намотанной поверх обкладки под углом свивки приблизительно 55°. Стальные ленты обеспечивают прочность, которая выдерживает внутреннее давление и растягивающие нагрузки на трубу, и представляют собой полосы из простой углеродистой стали, сочетающие экономичность с высокой прочностью и хорошей ударной вязкостью. Слои против растяжения не подвергаются воздействию текучей среды ствола скважины и пребывают в значительно более мягкой среде в

кольцевом пространстве между внутренним и внешним экструдированными слоями; (3) внешний ПЭ слой, представляющий собой толстый экструдированный наружный кожух, защищает внутренние слои трубы от действия внешней среды. Данный вид несвязанной FCP, армированный сталью, подробно описан в Главах 14-22.



Рисунок 1.9 Диапазон применения гибких труб

Если сравнивать несвязанные гибкие трубы (см. Рис. 1.4) с несвязанными FCP, армированными сталью, (см. Рис. 1.8), у несвязанных гибких труб обычно на два слоя больше, чем у несвязанных FCP, армированных сталью: слой сцепленного металлического каркаса и армированный металлом слой. Слой сцепленного каркаса из нержавеющей стали предотвращает смятие кожуха под давлением и обеспечивает защиту от эрозии под действием транспортируемой среды; является необязательным компонентом. Используемый в несвязанной гибкой трубе армированный металлом слой обеспечивает прочность, благодаря которой выдерживаются окружные напряжения из-за внутренних и внешних нагрузок от давления. В несвязанных FCP эти два слоя замещаются типовым армирующим слоем «55 градусов», изготовленным из термопластичных композитов, термореактивных композитов, стекловолокна, стальной проволоки, стальных нитей или стальных лент и выдерживающим давление и осевые растягивающие нагрузки.

Рис. 1.9 содержит краткий обзор диапазона применения гибких труб. (Обратите внимание, что описанный диапазон применения приведен лишь в качестве наглядного примера.) Несвязанные гибкие трубы большего диаметра могут использоваться в более широком диапазоне температур и давления. Однако они намного дороже, чем FCP.

1.2.3 Конструкционные коды и спецификации

Американский нефтяной институт (API) разработал несколько общепризнанных производственных нормативов для гибких труб. В нижеследующих стандартах и рекомендуемых практических руководствах API рассматриваются все аспекты конструкции и технологии гибких труб, от функциональных определений до установки.

- API 17B – Рекомендуемое практическое руководство по гибким трубам, является эквивалентом ISO 13628-11 [8, 9];
- API 17J – по несвязанным гибким трубам, является эквивалентом ISO 13628-2 [10];
- API 17K – по связанным гибким трубам, является эквивалентом ISO 13628-10 [11];
- API 17L1 и L2 – по вспомогательным элементам сетей гибких трубопроводов [12, 13];
- Технический отчет API 17TR1, «Стандарт по проведению оценки полимеров кожуха для защиты от внутреннего давления у гибких труб при эксплуатации в условиях высоких температур» разработан для определения ключевых параметров

жаропрочных материалов обкладки, таких как ПВДФ, во избежание отказов в полевых условиях из-за недостаточного понимания свойств материала [14];

- Технический отчет API 17TR2, «Старение полиамида PA11 в гибких трубах» разработан для обеспечения понимания процесса старения при гидролизе наиболее часто используемого материала обкладки гибких труб. Также предложен стандарт на условия приемки состаренного материала [15];
- API RP 15S, Аттестация наматываемых армированных пластиковых трубопроводов [5].

В конце 1990-х годов документы API (API 17J, 17K и 17B) были переформатированы и выпущены как документы ISO (ISO 13628-2, -10 и -11), чтобы повысить доступность международных стандартов по гибким трубам. Однако документы ISO не поддерживаются ни постоянно действующими комитетами, ни программами обеспечения качества.

API RP 15S охватывает: (1) конструкцию изделия; (2) выбор сырья; (3) квалификационные требования и (4) требования по контролю качества, а также регламентирует масштабную программу испытания продукции, включая регрессивные испытания, циклические испытания, совместные испытания, испытания газом, испытания на изгиб и испытания на осевую нагрузку для используемых на суше FCP.

При проектировании сетей гибких трубопроводов требуются дополнительные стандарты для определения гидродинамических нагрузок, квалификации возможности эксплуатации в кислых средах, управления целостностью и т. д. Как правило, источниками данных являются следующие стандарты:

- DNV
- NORSOK
- ASME
- NACE

Ни один из традиционных стандартов по проектированию трубопроводных систем, включая API RP1111, DNV-OS-F101, ISO 13623 и BSI PD8010-1/2, не содержит конкретных указаний по сетям гибких трубопроводов на основе композиционных материалов. Нормативные документы, такие как ASME B31-4/8, не содержат требования к сетям армированных термопластичных труб, но ссылаются на API RP 15S, API Spec 17J (ISO 13628-2) или API Spec 17K (ISO 13628-10). В стандарте ASME B31-8 определено ограничение по рабочему давлению для армированных термореактивных трубопроводов, однако в толковательном разделе отмечается неприменимость данных в отношении армированных термопластичных труб.

Что касается сетей несвязанных гибких трубопроводов на основе композиционных материалов, при отраслевом применении часто используется API Spec 17J (или же в качестве альтернативы DNV-RP-F202 [16]). Однако в API Spec 17J не включено применение неметаллического армирования. В дополнение к API Spec 17J и 17K периодически делаются ссылки на более новые руководства API RP 17B (ISO 13628-11), однако они применимы только к подводным и морским условиям эксплуатации.

Руководство API RP 15S широко применяется для эксплуатируемых на суше FCP и содержит указания по определению свойств материалов, номинальных значений давления, коэффициентов безопасности, коэффициентов условий эксплуатации и минимальных требований к рабочим характеристикам. В руководство также включены инструкции по производству, испытаниям и контролю качества, стандартным методам установки. Для определения характеристик в API RP 15S используются проверенные методы испытаний

из ASTM (например, ASTM D1598 и D2992). Руководство API RP 15S применимо только для наземных условий эксплуатации.

Отдельные производители признают ограниченность действующих стандартов по композитным трубопроводам и применяют подход, описанный в DNV-RP-A203 в сочетании с DNV-OS-C501 [17]. При этом за информацией о нагрузках и/или специальных испытаниях можно обратиться к различным применимым стандартам ISO или API в квалификационной методике. Общество DNV GL организовало общий отраслевой проект по разработке нового рекомендуемого практического руководства под названием DNV GL RP-F119 «Термопластичные композитные трубы» [4] для применения связанных FCP на шельфе.

1.3 Сравнение гибких и жестких труб

В последние годы участилось использование гибких трубопроводов на морских нефтегазовых объектах. Данный вид трубопроводов считается эффективным решением как с технической, так и с экономической точки зрения, благодаря простой и быстрой процедуре укладки, долговечности и возможности восстановления. Многие водоотделяющие колонны для плавучих платформ представляют являются гибкими, а в качестве основных частей гибких водоотделяющих колонн, эксплуатируемых в норвежском шельфе, используются несвязанные гибкие трубы.

1.3.1 Несвязанная гибкая водоотделяющая колонна и жесткая водоотделяющая колонна из стали

Гибкие водоотделяющие колонны используются для ряда функций: эксплуатационные водоотделяющие колонны для закачки нефти и газа, воды, газлифта, нагнетания газа, экспорта нефти или газа, пробных разработок и т. д. Гибкие водоотделяющие колонны также используются для бурения и обслуживания скважин. Преимущества гибких водоотделяющих колонн заключаются в более простой, дешевой и быстрой установке за счет присущей им гибкости и возможности простой укладки на морское дно. Преимущества несвязанных гибких водоотделяющих колонн над жесткими стальными водоотделяющими колоннами перечислены ниже:

- Быстрая установка
- Сопротивление усталости
- Тепловое сопротивление
- Гибкость
- Коррозионная стойкость
- Стоимость срока службы
- Новые материалы/конструкции
- Смешанные решения
- Участие в предварительном проектировании и планирование.

Недостатки несвязанных гибких труб:

- Большие капитальные вложения
- Высокая себестоимость добычи
- Вес в воде
- Сопротивление смятию на глубоководье
- Глубоководная теплоизоляция

Сравнение четырех различных типов водоотделяющих колонн (несвязанная гибкая водоотделяющая колонна, гибридная водоотделяющая колонна, жесткая водоотделяющая

колонна из стали (SCR) и жесткая водоотделяющая колонна из титана) представлено в Таблице 1.2.

1.3.2 Гибкое перепускное соединение и жесткое перепускное соединение из стали

Гибкие перепускные соединения (перемычки) широко используются на подводных нефтегазовых месторождениях, потому что являются надежным решением для приспособления конструкции и изменения компоновки месторождений. Кроме того, они имеют следующие преимущества перед жесткими перепускными соединениями из стали:

- Гибкость в условиях эксплуатации в морской среде;
- Не требуется дополнительное пространство на палубе: могут храниться на барабанах или каруселях;
- Допустимая точность позиционирования;
- Легкость соединения с S-образным коленом трубы;
- Возможность повторного использования;
- Отсутствие необходимости в метрологии при проведении работ на шельфе;
- Отсутствие необходимости в PLET (оконечные манифольды трубопроводов) и PLEM (модули конечного обустройства трубопроводов).

Таблица 1.2 Сравнение четырех типов водоотделяющих колонн

Тип водоотделяющей колонны	Глубина использования	Эксплуатация в среде, содержащей H ₂ S/CO ₂	Относительная стоимость
Несвязанная гибкая водоотделяющая колонна	<1000 м	Ограничение	100
Гибридная водоотделяющая колонна	>1000 м	Ограничение	100-120
Жесткая водоотделяющая колонна из стали	Любая глубина	Требуется сплав	50-75 отсутствие активных соединений серы 90-130 сернистость
Жесткая водоотделяющая колонна из титана	>500 м	Требуется сплав	70-80

Таблица 1.3 Сравнение стоимости гибких и жестких перепускных соединений

Гибкое перепускное соединение		Жесткое перепускное соединение	
Стоимость материала	\$275000	Стоимость материала	\$65000
		Изготовление и наземная транспортировка	\$100000
Транспортировка по воде	\$15000	Транспортировка по воде	\$75000
Установка, (15 ч)	\$110000	Установка, (25 ч)	\$170000
Итого	\$400000	Итого	\$410000

В дополнение к вышеуказанным преимуществам гибкие перепускные соединения могут быть более выгодны по стоимости по сравнению с жесткими. Ценовое сравнение гибкой 6-дюймовой перемычки и жесткой 6-дюймовой перемычки представлено в Таблице 1.3. Гибкая перемычка включает концевые соединения и S-образное колено трубы, в то время как жесткая перемычка включает сегменты плакированных труб, 6 колен и концевые соединители.

1.3.3 Гибкая композитная труба и жесткая труба

Гибкие композитные трубы широко используются при транспортировке нефти и газа на суше благодаря присущей им коррозионной стойкости, скорости установки, возможности намотки и другим преимуществам в сравнении с традиционными жесткими трубами из углеродистой стали.

В Таблице 1.4 перечислены основные различия между гибкими композитными трубами и жесткими трубами из стали в плане конструкции, укладки и эксплуатации. Гибкие композитные трубы производятся, транспортируются и устанавливаются будучи на барабанах с помощью относительно легкого монтажного оборудования, что приводит к значительному ускорению реализации проекта и формированию денежного потока от нефти уже на раннем этапе. Кроме того, они могут снизить общую стоимость владения за счет более низких капитальных и операционных затрат.

Таблица 1.4 Разница между гибкими композитными трубами и жесткими трубами из углеродистой стали

Этапы проекта		Гибкая композитная труба	Труба из углеродистой стали
Конструкция	Диапазон применения	Размерные ограничения: до 8", давление: до 150 бар, температура: до 80°	Традиционные конструктивные ограничения
	Коррозионная стойкость	Отличная	Ограниченная, особенно в отношении H ₂ S и МБК
	Химическая совместимость	Ограничения в отношении уровня содержания некоторых химических и ароматических соединений	Хорошая
Укладка	Время выполнения	Быстро	Как правило, требуется длительное время
	Квалификация	Каталожное изделие, для установки требуется минимальная подготовка	Аттестация технологии сварки
	Установка	Легко и быстро	Медленно и сложно
Эксплуатация	Контроль	Только внешний контроль	Требуется регулярный внутренний и внешний контроль
	Применимость чистки скребком	Ограниченная, однако, чистка возможна	Хорошая
	Устойчивость к сторонним повреждениям	Ограниченная	Хорошая
	Возможность многократного	Отличная	Нет

	использования		

При выборе между трубами FCP и жесткими стальными трубами веским аргументом для ведущих инженеров проекта часто является цена. Затраты на материалы, установку и эксплуатацию FCP рассмотрены ниже в обзоре затрат.

1.3.3.1 Затраты на материалы

Затраты на материалы для FCP имеют большой разброс и в значительной степени зависят от особенностей применения. Основными факторами, определяющими объем затрат являются размер и давление. Стоимость материалов для FCP варьируется от 75 до 225 долларов США/м для стандартного наземного применения и от 500 до 1500 долларов США/м для применения в морских условиях.

1.3.3.2 Затраты на установку

Стоимость укладки на суше (включая подготовку площадки и затраты на строительство) составляет около 600 долларов США/м для жестких стальных труб большого диаметра и около 360 долларов США для жестких стальных труб малого диаметра (<10 дюймов). Как показывает опыт, стоимость укладки FCP оценивается только в одну треть от стоимости укладки жестких стальных труб, то есть около 120 долларов США/м. Строительная бригада для FCP требуется поменьше, подготовка меньшей полосы отвода и укладка может быть выполнена намного быстрее. Для применения в условиях морской среды расчет стоимости укладки необходимо производить в индивидуальном порядке. На мелководье для подводного строительства экономически выгодно использовать стандартные суда, временно оснащенные оборудованием для укладки FCP.

Таблица 1.5 Сравнение стоимости жестких труб и композитных гибких труб

Расходы		Жесткая труба	Композитная гибкая труба
Стоимость материала	Материал	\$500000	\$1000000
	Изготовление и покрытие	\$200000	\$100000
Транспортировка и установка		\$3600000	\$1200000
Эксплуатация		\$10000000	\$5000000
Итого стоимость владения		\$14300000	\$7300000

1.3.3.3 Эксплуатационные расходы

Решающий фактор, определяющий объем эксплуатационных расходов, это методы защиты от коррозии (например, использование автоматизированной чистки и ингибиторов). Объем требующейся защиты от коррозии во многом зависит от рабочей жидкости (обводненность, H₂S, CO₂, бактерии), и, по факту, сложно рассчитать связанные с этим затраты. FCP изначально устойчивы к коррозии, и, хотя требуется тщательный выбор материала для потенциально смачиваемых участков поверхности муфты, эксплуатационные расходы на них намного ниже по сравнению с расходами на традиционные жесткие трубы из стали. По консервативным расчетам эксплуатационные расходы на FCP составят половину соответствующих расходов на жесткие трубы из стали.

1.3.3.4 Пример сравнения

Сравнение стоимости гибких композитных труб и жестких труб для 10-километрового берегового напорного трубопровода (6 дюймов) для эксплуатации в кислой среде проводится по четырем аспектам: стоимость материалов, стоимость покрытия, стоимость установки и стоимость эксплуатации. В Таблице 1.5 представлены затраты на жесткие трубы и на гибкие композитные трубы.

Как показало сравнение стоимости жестких труб и FCP, несмотря на то, что затраты на материал для FCP могут быть высокими, с учетом меньших общих затрат на установку на 46,5% и общей стоимости на 49,0%, стоимость FCP намного ниже. Даже при использовании более дорогого материала для FCP, гибкая композитная труба будет по-прежнему конкурентоспособна по стоимости в сравнении с жесткими стальными трубами.

1.4 Вид разрушений и критерии проектирования

1.4.1 Несвязанная гибкая труба

1.4.1.1 Виды разрушения

Важную роль играет доскональное знание возможных видов разрушения или ухудшения характеристик при определенном применении несвязанных гибких труб, так соответствующие моменты могут быть учтены на тапе проектирования.

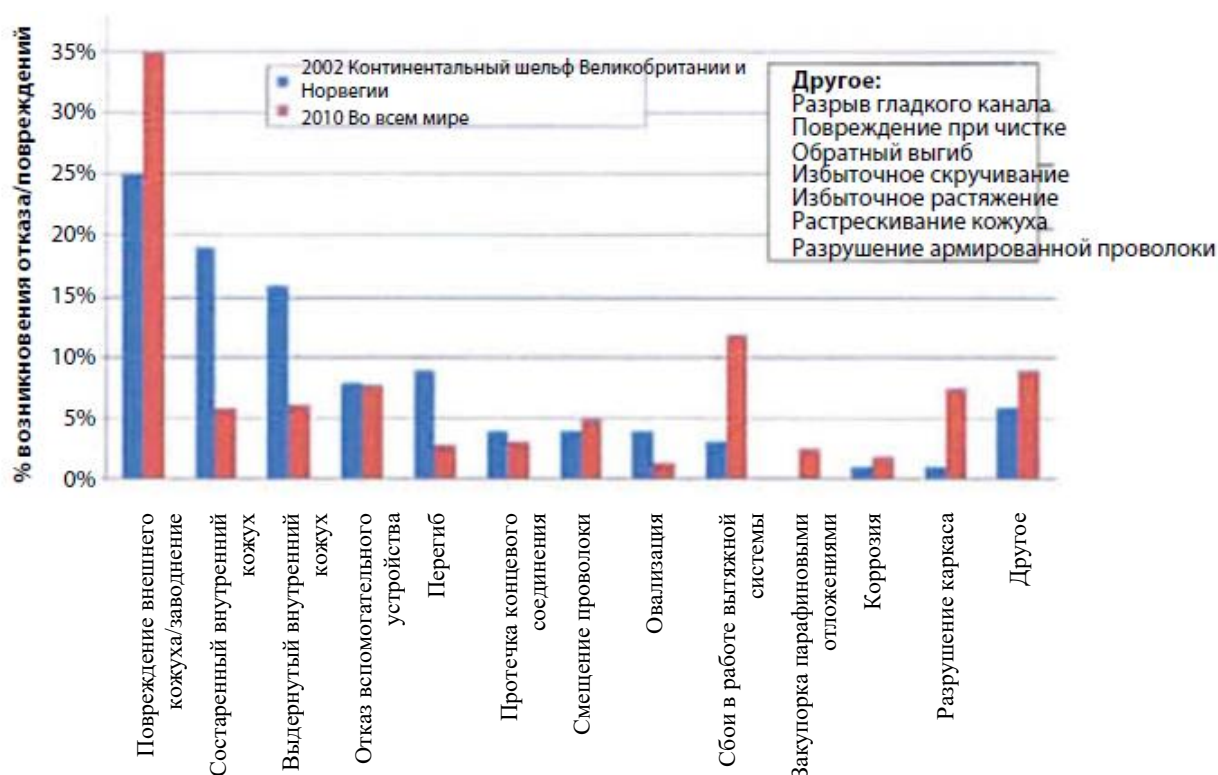


Рисунок 1.10 Повреждения и разрушения гибких труб [18]

Повреждение гибкой трубы вследствие отделения слоя, утечки или смятия приведет к потере функциональности трубы и к авариям, ассоциированным с потерей транспортируемой жидкости или образованием пробки. Потеря функциональности трубопровода часто является результатом последовательности случаев повреждения и/или механизмов вызванной временем потери характеристик, а также разрушения слоя/компонентного слоя. В отчетах по JIP-проекту «SureFlex», подготовленных компанией «MCS Kenny», представлены репрезентативные накопленные данные об отказах и повреждениях несвязанных гибких труб. Инциденты, связанные с отказом и

повреждением гибких водоотделяющих колонн, категоризируются в зависимости от вида разрушения и графически представлены на Рис. 1.10. Для сравнения на рисунке также показаны собранные в 2010 году данные со всего мира. Наиболее часто возникающими видами отказа являются повреждение внешнего кожуха (35%), сбой в работе вытяжной системы (12%), отказ вспомогательных устройств (8%) и разрушение каркаса (7%). Элементы, входящие в состав вспомогательных устройств, включают элементы плавучести, элементы жесткости на изгиб, ограничители изгиба, средства сопряжения с турелью или декой, основание водоотделяющей колонны, основание привязного троса, среднеглубинный свод и средства его сопряжения с водоотделяющей колонной.

Виды разрушений для первичного проектирования конструкции несвязанных гибких труб:

- Смятие следующего:
- Каркас и/или армирующий слой под давлением: вследствие избыточного растяжения => Решение: увеличить толщину каркасного слоя, армирующего слоя под давлением или внутреннего кожуха под давлением (смятие гладкого канала).
- Каркас и/или армирующий слой под давлением: вследствие избыточного внешнего давления => Решение: измените конфигурацию или схему установки, чтобы уменьшить нагрузки.
- Каркас и/или армирующий слой под давлением: вследствие нагрузки при монтаже или овализация вследствие нагрузки при монтаже => Решение: добавить промежуточный слой, препятствующий смятию (гладкоствольные трубы).
- Внутренний кожух под давлением в гладкоствольных трубах => Решение: увеличить момент площади инерции каркаса или армирования под давлением.
- Каркас: вследствие нарастания давления в многослойных кожухах под давлением с последующей резкой декомпрессией. => Решение: предупредить повышение давления и резкую декомпрессию с помощью рабочих процедур.
- Труба: вследствие выдергивания каркаса из концевое соединения из-за отсутствия поддержки кожуха под давлением => Решение: спроектировать концевые соединения так, чтобы обеспечить поддержку кожуха под давлением и каркаса.
- Каркас: вследствие усталости => Решение: убедиться, что каркас изготовлен правильно и не допускается усталостная нагрузка.
- Разрыв:
- Разрыв армирования под давлением вследствие чрезмерного внутреннего давления => Решение: изменить конструкцию (например, изменить угол свивки, форму проволоки и т. п.).
- Разрыв армирования против растяжения вследствие чрезмерного внутреннего давления => Увеличить толщину проволоки или по возможности отдать предпочтение более прочному материалу.

Виды разрушения также включают разрушение при растяжении, разрушение при сжатии, чрезмерный изгиб, разрушение при кручении, усталостное разрушение, эрозию и коррозию. Детально механизмы возможных разрушений и конструктивные решения по данным видам разрушений представлены в Таблице 1.4 API RP 17B [8].

1.4.1.2 Критерии проектирования

Критерии проектирования несвязанных гибких труб соотносятся с каждым соответствующим видом разрушения и его механизмом. Каждый слой несвязанных гибких труб соответствует определенному критерию проектирования. Среди критериев проектирования критическим параметром для каркасного слоя является критическая сила

продольного изгиба из-за внешнего давления, для армирующего слоя – использование напряжений, для полимерных слоев – распределение деформации.

В Таблице 1.6 перечислены виды разрушений и допустимые критерии проектирования из Таблицы 8 Руководства API 17J [6] для всех условий эксплуатации:

- Эксплуатация в нормальных и экстремальных условиях
- Эксплуатация при отклонении нормальных условий
- Установка
- Заводские приемочные испытания (FAT)

Требования FAT указаны в разделе о FAT Руководства API 17 J и включают:

- Проверка калибров
- Проверка герметичности
- Целостность электрической цепи/сопротивление
- Проверка отвода газа по затрубному пространству

Цель испытания гидростатическим давлением – продемонстрировать, может ли труба выдерживать давление выше желаемого уровня, или выявить скрытые дефекты в трубе. Минимальное давление при гидростатических испытаниях для гибких выкидных трубопроводов и подводных перепускных соединений в 1,3 раза превышает расчетное давление. Для всех других случаев применения, включая гибкие водоотделяющие колонны и верхние перепускные соединения, минимальное давление при гидростатических испытаниях в 1,5 раза превышает расчетное давление. По истечении 24 часов, если давление не упало более чем на 4%, считается, что труба прошла гидроиспытания.

Таблица 1.6 Виды разрушений и критерии проектирования несвязанных гибких труб [8]

Слой	Вид разрушения трубы первого контура	Критерии проектирования	Эксплуатационные условия			Не эксплуатационные условия			Долговечность
			Постоянно		Отклонение	Временно			
			Норма	Экстремальные		Норма		Экстремальные	
						Установка	Испытание		
Внутренний каркас	Смятие	Нагрузка	0,85						
Гладкий канал ствола внутренней обкладки	Смятие	Нагрузка	Для каждого полимерного материала, как в статических, так и в динамических условиях применения, допустимое использование при смятии должно соответствовать спецификациям производителя, который должен задокументировать факт соответствия материала проектным требованиям при данной нагрузке.						
Внутренний кожух под давлением	Разрыв	Утонение	Максимально допустимое уменьшение толщины стенки в течение срока службы ниже минимального расчетного значения из-за деформации зазоров в поддерживающем конструкционном слое должно составлять 30% при всех сочетаниях нагрузок.						
		Деформация	Для каждого полимерного материала, как в статических, так и в динамических условиях применения, допустимая деформация при изгибе должна соответствовать спецификациям производителя, который должен документально подтвердить, что материал соответствует проектным требованиям при данной деформации. Максимально допустимая деформация при изгибе при номинальных размерах должна составлять 7,7% для полиэтилена (ПЭ) и полиамида (ПА), 7,0% для поливинилиденфторида (ПВДФ) в статических условиях применения и для хранения в динамических условиях применения, 3,5% для ПВДФ для эксплуатации в динамических условиях.						
Армирующие слои под давлением	Потеря сцепления, разрушение	Напряжение	0,67	0,85	0,85	0,67	0,91	0,85	0,97
	Смятие	Нагрузка	0,85						

Армирование против растяжения	Разрушение	Напряжение	0,67	0,85	0,85	0,67	0,91	0,85	0,97
	Выпучивание	Нагрузка	0,85						
	Беспорядочное состояние проволоки	Смещение	Суммарный радиальный зазор между каждым армирующим слоем против растяжения и примыкающими к нему слоями не должен превышать половины толщины проволоки.						
Кожух, препятствующий смятию	Разрыв	Деформация	Для каждого полимерного материала, как в статических, так и в динамических условиях применения, допустимая деформация при изгибе должна соответствовать спецификациям производителя, который должен документально подтвердить, что материал соответствует проектным требованиям при данной деформации.						
Лента, препятствующая выпучиванию	Смещение проволоки	Напряжение или деформация	0,67	0,67	0,85	0,85	0,85	0,85	0,91
Наружный кожух	Разрыв	Деформация	Для каждого полимерного материала, как в статических, так и в динамических условиях применения, допустимая деформация при изгибе должна соответствовать спецификациям производителя, который должен документально подтвердить, что материал соответствует проектным требованиям при данной деформации. Максимально допустимая деформация при изгибе: 7,7% для ПЭ и ПА.						

1.4.2 Композитная гибкая труба

1.4.2.1 Виды разрушения

По данным о разрушениях композитных гибких труб выявлены следующие причины отказов:

- Повреждение при монтаже;
- Коррозия сопряженных стальных соединений;
- Разрушение трубы;
- Сторонние повреждения (посторонними объектами)
- Механическое повреждение клапанов или фитингов.

Наиболее распространенные виды разрушений и связанные с ними механизмы отказов у труб FCP перечислены в Таблице 1.7 [13].

В процессе монтажа трубопровода FCP может возникнуть перегиб, во избежание которого требуется осторожное разматывание во время строительства. Когда FCP устанавливаются в качестве обкладки через существующую рабочую стальную трубу, чрезвычайно важно поддерживать трубу с катушки на входе в стальную трубу и на выходе из нее. Рабочая стальная труба ведет себя как уплотненный и неподвижный грунт. Однако на месте выхода композитной трубы происходит повторная осадка грунта, которая может привести к разрушениям в зоне входа/выхода из рабочей трубы.

1.4.2.2 Критерии проектирования

В API 15S определены критерии проектирования композитных гибких трубопроводных систем для любых условий эксплуатации с расчетом на выдержку наиболее тяжелых предполагаемых условий на протяжении монтажа и срока службы. Стандартные местные нагрузки включают давление, осевые нагрузки, нагрузки при изгибе, скручивание и вакуум (для несвязанных FCP). Местные нагрузки определяются по общему анализу системы исходя из следующих общих нагрузок:

- Сжимающие нагрузки
- Функциональные нагрузки
- Нагрузка от воздействия окружающей среды
- Случайные нагрузки (при аварии)

Расчётное давление

Для различных композитных гибких труб существуют разные значения расчётного давления, которые зависят от типа и диаметра трубы. В некоторых случаях производители могут изготавливать специальные трубы определенного размера или расчётного давления, которые не всегда указываются в их стандартных печатных материалах о продукции.

Структурообразующий слой, включая связующие вещества, должен сохранять свою целостность на протяжении всего срока службы трубы при заданных условиях эксплуатации. Производитель должен предоставить данные испытаний, подтверждающие способность слоя выдерживать краткосрочные и долгосрочные нагрузки, а также температурные характеристики, совместимость с соответствующей жидкостью и характеристики старения всех используемых материалов. Расчётное давление тела трубы должно проверяться путем длительных регрессивных испытаний на разрыв при постоянном давлении и температуре аттестационных испытаний.

Таблица 1.7 Виды разрушения и механизмы отказа у FCP

Виды разрушения	Механизмы отказа
Разрыв	Разрушение волокнистого слоя Растрескивание матрицы Разрушение матрицы в результате расслоения Слоистое разрушение в результате растрескивания матрицы, расслоения и разрушения волокна Разрушение полимера Разрушение слоистого заполнителя Текучесть слоистого заполнителя Выпучивание слоев Разрыв под действием напряжения Усталость
Утечка	Разрушение волокнистого слоя Растрескивание матрицы Увеличение трещины в матрице Расслоение и нарушение сцепления Текучесть, прорыв/разрыв Выпучивание Недопустимая величина Смещение Разрушение слоистого заполнителя Текучесть слоистого заполнителя Выпучивание слоев Разрыв под действием напряжения Усталость и разрушение Удар Износ Возгорание Взрывная декомпрессия Химическое разложение Электрохимическая коррозия
Выпучивание	Выпучивание слоев Недопустимо большое смещение
Удар	Прокалывание, царапины и точечные нагрузки, которые уменьшают толщину материала, создают концентрацию напряжений и могут косвенно понизить прочность
Чрезмерная деформация, овализация, чрезмерное смещение	Недопустимо большое смещение при осевом удлинении, скручивании, овализации
Износ	Уменьшение толщины материала вследствие износа Химическое разложение/Электрохимическая коррозия вследствие возможных химических реакций между материалами FCP и жидкостями, находящимися внутри или снаружи трубы

С учетом такого вида разрушения FCP как разрыв, при проектировании следует брать за основу кратковременную прочность на разрыв. Производитель должен определить номинальное расчетное давление (NPR) путем гидравлических испытаний на кратковременную прочность на разрыв с учетом коэффициента безопасности. Для армированных металлом термопластичных труб, спроектированных в соответствии с API 17J, может использоваться минимальный коэффициент безопасности 2,5. Давление разрыва должно быть выше или равным максимальному расчетному давлению (MPR), разделенному на расчетные коэффициенты.

Максимально допустимое рабочее давление

Максимально допустимое рабочее давление (MOR) определяется по следующей формуле:

$$MOR = MPR \times F_{\text{жидкость}} \times F_{\text{цикл}} \quad (1.1)$$

где MPR – максимальное расчетное давление, определенное при максимальной расчетной температуре и сроке службы трубопровода минимум 20 лет. $F_{\text{жидкость}}$ – коэффициент рабочей жидкости, в котором учтено воздействие транспортируемой жидкости на материал трубы, чтобы убедиться в том, что жидкость не снижает способность трубы выдерживать максимальное рабочее давление на протяжении расчетного срока службы. Рекомендации по применению данного коэффициента условий эксплуатации для жидкостей следующие:

- a. Для газа: $F_{\text{жидкость}}$ 0,67 и меньше;
- b. Для углеводородной жидкости или многофазных соединений: $F_{\text{жидкость}}$ 0,80 и меньше;
- c. Для воды: $F_{\text{жидкость}}$ 1,0 и меньше.

$F_{\text{цикл}}$ – коэффициент условий эксплуатации при циклическом давлении, принимающий в расчет условия эксплуатации, которые нельзя рассматривать ни как статические, ни как полностью циклические. Применение любого давления имеет некоторый ожидаемый уровень колебаний циклического давления. Это могут быть циклы включения/выключения насоса, верхний/нижний ход станка-качалки, высокочастотные пульсации давления поршневых насосов прямого вытеснения или иные работы с известными колебаниями давления. Если число циклов меньше 7000 или $\Delta P/NPR$ (Δ Давление/Номинальное расчетное давление) меньше 6%, условие эксплуатации считается статическим.

Процедура определения максимального рабочего давления показана на Рис. 1.11, где данные нескольких долговременных испытаний под давлением представлены в виде логарифмического графика. F_{sn} – коэффициент условий эксплуатации, который включает коэффициент рабочей жидкости и коэффициент циклического давления. Условия эксплуатации – это коэффициент цикличности, коэффициент химического старения, установочный коэффициент, выбранная степень надежности и т. д.

Максимальное расчетное давление вычисляется путем статистических расчетов для неметаллических армированных труб и включает расчетный коэффициент (F_d) и F_{sn} для определения максимального расчетного давления и максимального рабочего давления. Расчетный коэффициент – это коэффициент условий эксплуатации с учетом небольших отклонений по параметрам материала, установки или эксплуатации, которые не приведут к превышению фактических возможностей трубы. Расчетный коэффициент F_d для неметаллических армированных труб применяется к нижнему доверительному пределу (LCL) расчетного срока службы для определения максимального расчетного

давления при квалификационной температуре. Максимальное расчетное давление для неметаллических армированных труб вычисляется следующим образом:

$$MPR = LCL_{RCRT} \times F_d \quad (1.2)$$

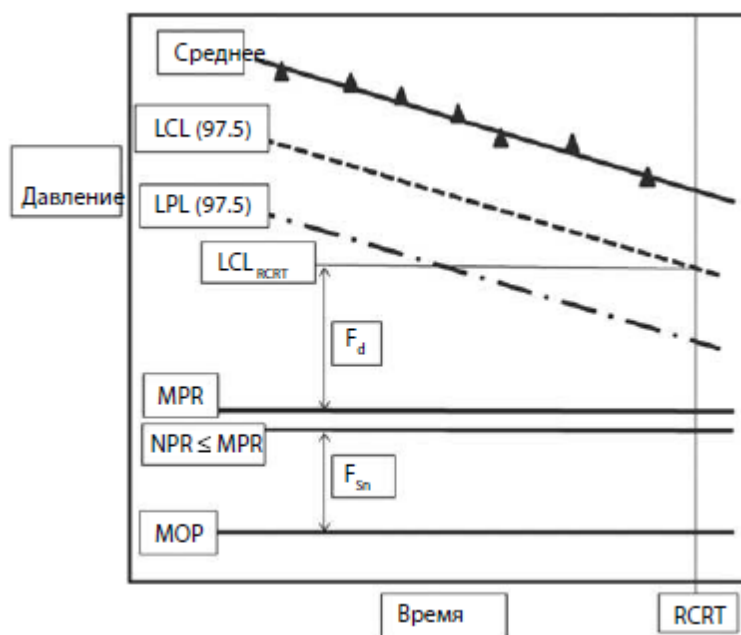


Рисунок 1.11 Методика определения LCL (нижний доверительный предел), MPR (максимальное расчетное давление) и MOP (максимальное рабочее давление) [13]

где $F_d = 0,67$ согласно рекомендациям из API 15S при следующих условиях:

- максимальная расчетная температура равна или меньше квалификационной температуры;
- рабочая жидкость – вода;
- статическая загрузка;
- установка в полном соответствии с рекомендациями и требованиями производителя.

Кривая LCL построена таким образом, чтобы с вероятностью 97,5% фактическое среднее давление на трубу в зависимости от линии регрессии наработки до отказа упало выше кривой. Кривая LPL построена так, чтобы с вероятностью 97,5% давление отдельного испытуемого образца упало выше данной кривой. LCL набора образцов рассчитывается с использованием t-распределения Стьюдента.

Для трубы, армированной сталью, максимальное расчетное давление рассчитывается следующим образом:

$$MPR = P_{\text{разрыв, мин}} \times F_d \quad (1.3)$$

где $P_{\text{разрыв, мин}}$ – расчетное минимальное давление при разрыве при минимальной площади поперечного сечения и минимальных механических свойствах армирования. Максимальный расчетный коэффициент $F_d = 0,5$ используется для труб, армированных сталью, при следующих условиях [5]:

- рабочая жидкость – вода;
- статическая загрузка;

- установка в полном соответствии с рекомендациями и требованиями производителя.

Длительные нагрузки

Длительные нагрузки, включая осевые нагрузки, определяются в течение периода наблюдения и соответствуют полному расчетному сроку службы или его части. Длительные циклические нагрузки указаны как последовательности нагрузок, выраженные через средние нагрузки и амплитуду. Все колебания результатов действия нагрузки, например колебания напряжения или деформации, возникающие в течение всего расчетного срока службы, следует учитывать при определении долгосрочного распределения диапазонов напряжений или деформаций для получения результатов действия усталостной нагрузки.

1.5 Расчет предельных состояний

Проектирование жестких трубопроводов успешно выполняется с использованием расчетов по предельным состояниям (LSD) с использованием методов обеспечения надежности, благодаря которым осуществляется последовательная обработка неопределенностей. Метод проектирования по коэффициентам нагрузок и сопротивления (LRFD) был представлен в DNV-OS-F101 как основа проектирования для данных конструкционных ограничений. Данный метод включает неопределенности проектирования в подход, при котором используются частные коэффициенты безопасности. Эти неопределенности сгруппированы либо как частичные нагрузки, либо как коэффициенты материала. Частные коэффициенты безопасности соотносятся с нормативными нагрузками и результатами действия сопротивления. Основа подхода методом расчета предельного состояния состоит в распознавании различных видов разрушения, соотносимых с каждым функциональным требованием, и соотносении каждого вида разрушения с конкретным предельным состоянием, за пределами которого трубопровод больше не удовлетворяет функциональным требованиям. Каждое предельное состояние связано с видом разрушения и предполагаемыми последствиями. Использование расчетов по предельным состояниям для гибких труб сложнее, чем для жестких труб, из-за большего количества возможных видов разрушения. Следует выбрать соответствующие предельные состояния.

1.5.1 Предельные состояния

Расчет предельных состояний трубопроводов представляет собой метод рационального проектирования, основанный на концепции предельного состояния, состояния, ограничивающего непрерывную безопасную эксплуатацию трубопровода. Предельное состояние превышено, когда реакция трубопровода на загрузку становится неприемлемой. Каждое предельное состояние подразумевает наличие у трубопровода двух состояний: безопасное состояние и состояние отказа. Нижеследующие четыре предельных состояния подвергаются проверке при проектировании трубопровода [2]:

1. Основное предельное состояние (ULS): полный разрыв или разрушение конструкции или компонента с угрозой для жизни человека или окружающей среды классифицируется как основное предельное состояние. При превышении предельного состояния гибкая труба может утратить структурную целостность.
2. Предельное состояние по пригодности к нормальной эксплуатации (SLS): данное состояние связано с видами разрушения, при которых не возникают риски для человека или окружающей среды. Данное состояние не ассоциировано с катастрофическим отказом, однако сокращает эксплуатационные возможности или практическую пользу от трубопровода. Если предельное состояние не допустимое,

трубопровод не соответствует функциональным требованиям, и возникает, например, частичная блокировка потока или препятствия для перемещающихся по трубопроводу скребков вследствие изменения локальной овализации.

3. Предельное состояние по усталости (FLS): данное состояние ULS с учетом накопленных последствий циклической нагрузки.
4. Чрезвычайное предельное состояние (ALS): данное состояние, в случае его превышения, подразумевает утрату структурной целостности, вызванную случайной нагрузкой.

1.5.2 Методы оценки надежности

Базовый подход метода расчета предельного состояния состоит в распознавании различных видов разрушения, соотносимых с каждым функциональным требованием, и привязке каждого вида разрушения к определенному предельному состоянию, за пределами которого конструкция больше не удовлетворяет функциональному требованию.

Анализ конструкции включает привязку каждого вида разрушения ко всем возможным механизмам отказа. Фундаментальный принцип LRFD заключается в проверке того, что нормативные расчетные нагрузки (L_d) не превышают результат действия расчетного сопротивления (R_d) для любого из рассматриваемых видов разрушения:

$$L_d \leq R_d \quad (1.4)$$

где расчетная нагрузка L_d и расчетное сопротивление R_d выражаются следующим образом:

$$L_d = \gamma_L L_k \quad (1.5)$$

$$R_d = \frac{R_k}{\gamma_r} \quad (1.6)$$

$$\gamma_L L_k \leq \frac{R_k}{\gamma_r} \quad (1.7)$$

где γ_L – коэффициент результата действия нагрузки, а γ_r – коэффициент безопасности за счёт сопротивления, которые определяются с использованием методов риска и надежности для обеспечения целевого уровня надежности.

Расчетные формулы составляются в формате метода частного коэффициента безопасности, где частные коэффициенты безопасности (коэффициенты нагрузки и коэффициенты сопротивления) применяются к результатам действия нагрузки (характеристические значения нагрузки) и к переменным сопротивления (характеристические значения сопротивления) в расчетных формулах, тем самым учитывая возможные неблагоприятные отклонения основных переменных от их характеристических значений. На Рис. 1.12 показана взаимосвязь частных коэффициентов нормативных нагрузок и сопротивлений при расчете предельных состояний. Например, нормативная нагрузка и сопротивление могут быть напряжениями, вызванными приложенным окружным напряжением s_h и пределом текучести трубопровода s_y , представленными статистическим распределением. Функция вероятностной плотности распределения для предела текучести находится путем статистического анализа измеренных испытательных значений в протоколах сертификации трубного завода.

Среднее значение и вариации толщины и диаметра стенки указаны в ведомостях поставки труб. Если нагрузка превышает сопротивление, система выходит из строя.

Классы безопасности основываются на последствиях отказа, когда вид разрушения связан с основным предельным состоянием. Для разных частей сети FCP определяются разные классы безопасности (низкий, средний и высокий). Эксплуатационные классы основаны на частоте прерывания эксплуатации или ограничениях, вызванных видами разрушения, связанными с предельным состоянием по пригодности к эксплуатации. Оператор должен указать эксплуатационный класс, для которого предназначена конструкция.

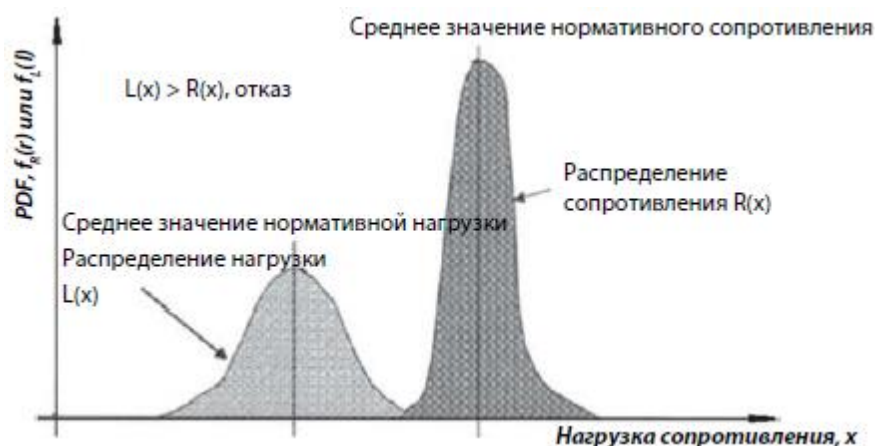


Рисунок 1.12 Частные коэффициенты при расчёте предельных состояний

Расчёт конструктивной надежности (SRA) может использоваться для определения частных коэффициентов безопасности сети FCP. Процедура и аттестованный метод подробно описаны в Главе 4.

Использованная литература

1. С. Берге и А. Олуфсен. Справочник по проектированию и эксплуатации гибких труб. SINTEF Report STF70, A92006, 1992 г.
2. Ц. Бай, Й. Бай. Проектирование, анализ и установка подводных трубопроводов. Elsevier Science Ltd., 2014 г.
3. С. Антал, Т. Нагы, А. Борос. «Улучшение связанных гибких труб в соответствии с новым стандартом API 17K». OTC 15167, 2003 г.
4. DNV. Термопластичные композитные трубы. DNVGLRP-F119, Det Norske Veritas, 2015 г.
5. API. Аттестация наматываемых армированных пластиковых магистральных труб. API RP 15S, 2-ое издание, Американский нефтяной институт, 2016 г.
6. Ю. Чжан, Б. Чен, Л. Цю, Т. Хилл, М. Кейс. «Современные аналитические инструменты по оптимизации несвязанных гибких труб для глубоководных сред». OTC 15169.
7. П. Боши. «Развитие лучших практик для обеспечения целостности гибких труб». Нефтегазовые объекты, 2012 г.
8. API. Рекомендуемое практическое руководство по гибким трубам. API RP 17B, 5-ое издание, Американский нефтяной институт, 2014 г.
9. ISO. Нефтяная и газовая промышленность – Проектирование и эксплуатация систем подводной добычи - Часть 11: Системы гибких труб для подводных и морских применений. ISO 13628-11, 2007 г.

10. API. Спецификация на несвязанные гибкие трубы. Спецификация API 17J, 4-ое издание, Американский нефтяной институт, 2014 г.
11. API. Спецификация на связанные гибкие трубы. Спецификация NSI/API 17K, 2-ое издание, Американский нефтяной институт, 2005 г.
12. API. Спецификация на вспомогательное оборудование для гибких труб. Спецификация API 17L1, 1-ое издание, Американский нефтяной институт, 2013 г.
13. API. Рекомендуемое практическое руководство по вспомогательному оборудованию для гибких труб. API RP 17L2, 1-ое издание, Американский нефтяной институт, 2013 г.
14. API. Нормативы по оценке полимеров кожуха под давлением для высокотемпературных гибких труб. Технический отчет API 17TR1, 1-ое издание, Американский нефтяной институт, 2003 г.
15. API. Старение ПА-11 в гибких трубах. Технический отчет API 17TR2, 1-ое издание, Американский нефтяной институт, 2003 г.
16. DNV. Композитные водоотделяющие колонны. DNV-RP-F202, Det Norske Veritas, 2010 г.
17. DNV. Композитные элементы. DNV-OS-501, Det Norske Veritas, 2009 г.
18. MCS Кеппу и WGIM. «Современный отчет о целостности гибких труб». Ссыл. № документа: 2-4-5-013/SR01, Ред. 02, опубликовано «Oil and Gas UK» под кодом OP010, август 2010 г.

2

Материалы и старение

2.1 Введение

Гибкие трубы допускают большие прогибы без значительного увеличения изгибающих напряжений, поскольку они представляют собой слоистые композиционные материалы. При монтаже и эксплуатации возможно большое количество видов разрушения ввиду достаточно сложной конструктивной конфигурации гибких труб, в которых материалы взаимодействуют с различными свойствами. Многие из данных видов разрушения связаны со свойствами материала и являются ключевыми параметрами при выполнении проектного анализа и проверке выполнения критериев конструирования [1].

Для обеспечения целостности и пригодности гибких труб по назначению в проектных условиях воздействие химических компонентов на материалы футеровки (полимер) в рабочей среде при расчетной температуре следует оценить с учетом испытаний и опыта для прогнозирования старения или износа полимера под воздействием окружающей среды. Как минимум, при оценке старения полимеров следует учитывать температуру, обводненность и pH воды. Особое внимание следует уделять депластизации, потере и/или деградации компонентов рецептуры присадок, поглощению жидкости и изменению размеров трубы.

В данной главе приведено описание материалов различных слоев гибких труб (включая несвязанные гибкие трубы и гибкие композитные трубы), включая их функции и структуру. Также рассматриваются вопросы старения материала.

2.1.1 Несвязанные гибкие трубы

Несвязанные гибкие трубы являются ключевой частью подводной системы добычи нефти и газа и используются во многих приложениях с различными диапазонами температуры и давления, такими как эксплуатационные стояки, закачка воды или газа, бурение, промысловые трубопроводы и перемычки. В зависимости от конкретного применения требования, включая размеры, прочность, гибкость, химическую совместимость, интервал допустимых температур и другие свойства, могут варьироваться в широких пределах. Конфигурация поперечного сечения трубы разработаны для удовлетворения потребностей по нагрузке с использованием различных слоев материала. На рис. 2.1 показано стандартное поперечное сечение несвязанной гибкой трубы, состоящей из шести слоев материала из стали и полимера [2]. Количество и конструкция слоев во многом зависят от диаметра и номинального давления трубы; несвязанные гибкие трубы большого диаметра для применения в условиях высокого давления могут иметь до 20 слоев в поперечном сечении. Каждый слой выполняет определенную функцию и взаимодействует с другими слоями [3]. Сочетание материалов, используемых для данной конструкции гибкой трубы, зависит от конкретного применения. Ниже приводится описание материалов и функции различных слоев типичной несвязанной гибкой трубы:

- Каркас

Каркас является самым внутренним слоем трубы и единственный металлический компонент, который находится в непосредственном контакте с транспортируемой буровой жидкостью. Каркас изготавливается из полос нержавеющей стали непрерывным способом на оправке. Как правило, нержавеющая сталь марки AISI 304, 316 или A316L используется при совместимости с химическими компонентами транспортируемых жидкостей, в зависимости от требований к коррозионной стойкости и свариваемости. Иногда, когда требуется высокая коррозионная стойкость, используется дуплексная сталь (UNS 31803).

- Футеровка

Футеровка это уплотнительный слой, подвергающийся воздействию скважинной жидкости, и представляет собой слой из экструдированного термопластика, нанесенного поверх каркаса. Футеровка ограничивает верхнюю рабочую температуру гибкой трубы. Материал футеровки зависит от условий проектирования; используются следующие три общих класса материалов:



1)	Каркас из нержавеющей стали
2)	Полимерный жидкостный барьер
3)	Нажимная броня из углеродистой стали
4)	Противоизносные ленты
5)	Броня из углеродистой стали на растяжение
6)	Полимерная внешняя оболочка

Рисунок 2.1 Стандартное поперечное сечение несвязанных гибких труб.

- Полиэтилен высокой плотности (ПЭВП) и сшитый полиэтилен (ПЭ-С)
- Полиамид (нейлон) (Rilsan PA11 или PA12)
- Поливинилиденфторид (ПВДФ)

Расчетная температура является основным критерием выбора материала для футеровки. Как показано на рис. 2.2, ПЭВП обладает очень хорошей химической стойкостью и сохраняет хорошие механические свойства при температуре от 30°C примерно до 60°C. Однако углеводороды, такие как сырая нефть, метан и т.д., абсорбируются материалом и могут работать как пластификатор делая трубопровод более гибким. Таким образом, ПЭВП можно использовать только при более низких температурах, обычно ниже 30 °C, если скважинная жидкость содержит углеводороды. Поперечное сшивание может в целом улучшить высокотемпературные свойства и снизить абсорбцию углеводородов. Таким образом, ПЭ-С можно использовать при несколько более высоких температурах, чем ПЭВП, от 30°C до 85°C.

Полиамид (PA11 или PA12) может использоваться при более высоких температурах, от 30°C до 75°C, но он очень чувствителен к влажности. В случае высокой обводненности в скважинной жидкости полиамид подвергается гидролизу при

повышенных температурах. Основным механизмом гидролиза PA11 и PA12 является цепное отсечение, которое снижает молекулярную массу и вызывает хрупкость.

ПВДФ может использоваться при более высоких температурах, от 0 °С до 120-130 °С. Однако 20% пластификатора обычно добавляют в ПВДФ для улучшения свойств обработки (экструзии) и снижения вероятности появления дефектов, таких как пузыри. При контакте с гидроуглеродами пластификатор имеет тенденцию извлекаться из ПВДФ, что приводит к постоянной усадке материала, что приводит к нескольким видам разрушения гибких труб. Например, может произойти вывод или разрыв футеровки при концевой заделке и декомпрессии каркаса из-за герметичных зазоров между слоями.

Обычные несвязанные гибкие трубы с вышеуказанными полимерными материалами пригодны для транспортировки жидкостей с внутренней температурой до 130 °С. Однако для подводных нефтяных/газовых разработок на больших глубинах требуются высокотемпературные гибкие трубы с внутренней температурой текучей среды до 200 °С. Стандарт оценки полимерной оболочки под внутренним давлением для высокотемпературных гибких труб,

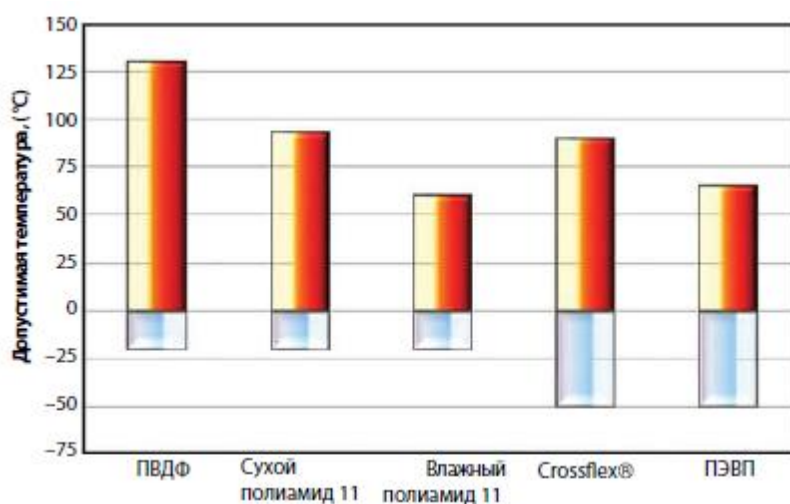


Рисунок 2.2 Стандартный температурный диапазон материалов футеровки

Технический отчет 17TR1 API [4] определяет критерии оценки и рабочих характеристик недавно разработанных полимерных слоев высокотемпературных гибких труб. Соответствующие характеристики материала в спецификации API 17J [5] классифицируются следующим образом:

- Механические характеристики
- Физические/тепловые
- Характеристики проницаемости
- Совместимость и старение

Коды процедур испытаний полимерных материалов приведены в таблице 2.1.

Стоимость, доступность и технологичность потенциальных полимеров также важны при определении их пригодности для использования.

Таблица 2.1 Методика испытаний полимерных материалов.

Свойства	Испытания	Код процедуры испытания
Механические/ физические свойства	Устойчивость к ползучести ввиду температуры и давления	ASTM D2990
	Предел текучести/относительное удлинение	ASTM D638
	Предел прочности/относительное удлинение	ASTM D638
	Свойства снятия напряжений	ASTM E328
	Модуль упругости	ASTM D638
	Твердость	ASTM D2240
	Прочность на сжатие	ASTM D695
	Ударная прочность	ASTM D256
	Стойкость к истиранию	ASTM D4060
	Плотность	ASTM D792
	Усталость	ASTM D671
	Чувствительность к надрезу	ASTM D256
Тепловые свойства	Коэффициент теплопроводности	ASTM C177
	Коэффициент теплового расширения	ASTM E831
	Температура тепловой деформации	ASTM D648
	Температура размягчения	ASTM D1525
	Теплоемкость	ASTM E1269
	Температура хрупкости	ASTM D746
Характеристики проницаемости	Проницаемость жидкости	API 17J, Раздел 6.2.3.1
	Сопротивление образованию пузырей	API 17J, Раздел 6.2.3.2
Совместимость и старение	Совместимость жидкостей	API 17J, Раздел 6.2.3.3
	Испытания на старение	API 17J, Раздел 6.2.3.4
	Растрескивание под воздействием окружающей среды	ASTM D1693
	Атмосферостойкость	ASTM D570
	Водопоглощение	ASTM D570

Таблица 2.2 Методика испытаний металлических материалов.

Испытания	Коды для процедуры испытания
Химический состав	ASTM A751
Предел текучести/относительное удлинение	ASTM A370

Предел прочности/относительное удлинение	ASTM A370
Твердость для применения в кислой среде (для проволочных броней)	ASTM E92
SSC и HIC (для проволочных броней)	API 17J, Раздел 6.2.4.2
Коррозионная стойкость (для проволочных броней)	API 17J, Раздел 6.2.4.3
Устойчивость к эрозии (для каркаса)	API 17J, Раздел 6.2.4.4
Усталостная стойкость (для брони в динамических условиях)	API 17J, Раздел 6.2.4.5
Водородное охрупчивание (для проволочных броней с пределом текучести более 700 МПа)	API 17J, Раздел 6.2.4.6

- Нажимная броня/растяжимая броня/Zeta провода

Нажимная броня представляет собой блокирующий профиль из прокатанной углеродистой стали (УС) с пределом прочности при растяжении в диапазоне 700-900 МПа. Основная функция нажимной брони, состоит в том, чтобы противостоять кольцевому напряжению из-за внутреннего давления и обеспечивать прочность относительно внешних нагрузок, разрушающих сил ввиду установки или случайной нагрузки. В качестве материала используются следующие два типа стали:

- Углеродистая сталь (например, NFA 36401)
- Мартенситная сталь (AISI 409, AISI 430)

Коды процедур испытаний металлических материалов приведены в таблице 2.2.

- Внешняя оболочка

Функция внешней оболочки состоит в том, чтобы обеспечить защиту от морской воды, чтобы предотвратить коррозию и механически защитить стальную броню. Нагрузки, обычно прилагаемые к внешней оболочке - это удар, эрозия и разрыв, а также, в некоторых случаях, внешнее или внутреннее давление. Материал экструдированный термопластик - ПЭВП.

2.1.2 Гибкие композитные трубы

Гибкие композитные трубы (FCP) изготавливаются из комбинации двух или более материалов, что приводит к лучшим свойствам трубы, чем если бы отдельные компоненты использовались по отдельности. В отличие от металлических сплавов, каждый материал сохраняет свои отдельные химические, физические и механические свойства. Двумя компонентами FCP являются армирующий слой и матричный слой. К основным преимуществам композитных труб относятся их гибкость и прочность в сочетании с низкой плотностью, хорошая усталостная долговечность, износостойкость и коррозионная стойкость, а также теплоизоляция [6].

На Рис. 2.3 показана типичная конструкция скрепленной FCP (или трубы из армированного термопласта) и включает полимерную футеровку, армирующий слой и наружное полимерное покрытие.

Ниже приведено описание материалов и функций различных слоев:

- Внутренняя футеровка

Функция внутренней футеровки - обеспечение герметичности, коррозионной стойкости и содержание транспортируемой жидкости. Термопластичные материалы, обычно используемые для футеровок, следующие:

- Полиэтилен (ПЭ);
- Сшитый полиэтилен (ПЭ-С);
- Полиамид (ПА);
- Поливинилиденфторид (ПВДФ);
- Полипропилен (ПП);

Термопластичные материалы для футеровки FCP аналогичны материалам для футеровки несвязанных гибких труб.



Рисунок 2.3 Стандартная конструкция связанной FCP.

- Армирующий слой

Функция армирующего слоя - обеспечение механической прочности, позволяющей выдерживать нагрузки, применяемые при обслуживании и монтаже. Армирующий слой обычно состоит из четного числа сбалансированных спиральных обмоток непрерывного арамидного или другого типа волокнистого армирования, нанесенных в виде спирально намотанных нитей или армированных волокнами предварительно сформованных лент, инкапсулированных в термопластичную смолу. В FCP используются два типа армирующих материалов: неметаллические армирующие материалы и металлические армирующие материалы. Неметаллический армирующий материал может подвергаться деградации из-за условий эксплуатации, в то время как металлические армирующие материалы могут быть подвержены коррозии, и следовательно может потребоваться коррозионная стойкость в течение срока службы.

Неметаллические армирующие материалы включают в себя:

- Арамидное волокно, обычно используемое для FCP, включая связанную трубу из армированного термопласта, с характеристиками низкого веса, высокой прочности и умеренной жесткости.
- Углеродное волокно, как правило, используется для конструкций FCP с низким весом, высокой прочностью и высокой жесткостью.
- Стекловолокно, обычно используемое для армированных волокнами компонентов термореактивных труб.

Металлические армирующие материалы, которые усиливают гибкие компоненты, обычно включают стальные ленты и стальные шнуры.

- Внешний слой

Поверх структурного слоя наносится внешнее покрытие для защиты конструкции во время монтажа и эксплуатации. Наружное покрытие может быть окрашено, чтобы

обеспечить подходящую стойкость к воздействию ультрафиолетового излучения, и/или углублено в соответствии с указанными требованиями.

2.2 Металлический материал

Металлические компоненты, используемые в гибких трубах, обеспечивают механическую прочность при внешнем давлении или растягивающих нагрузках. Металлический материал должен быть совместим с химическим составом транспортируемых жидкостей и/или газов, если он используется для каркаса. Широкий спектр углеродистых сталей и duplexных нержавеющих сталей был использован в качестве каркасного материала для несвязанных гибких труб и в качестве стальных армирующих материалов для FCP. Стальной материал выбирается исходя из коррозионной стойкости к условиям эксплуатации, механической прочности и цены. Стальной материал должен быть спроектирован таким образом, чтобы обеспечивать катодную защиту и подвергаться квалификационным испытаниям, чтобы подтвердить, что возможное выделение водорода в результате катодной зарядки не приводит к водородному охрупчиванию.

2.2.1 Нержавеющая сталь

В конструкции каркаса, контактирующей с жидкостью в канале ствола, используется нержавеющая сталь. Стандартные марки AISI 304, 316 и аналогичные нержавеющие стали обычно используются из-за их прочностных свойств материала и формовости для изготовления.

2.2.2 Углеродистая сталь

Углеродистая сталь используется для изготовления брони, работающей на сжатие и растяжение, а профили изготавливаются прокаткой и/или волочением. Основным критерием выбора марки материала - является ли поток продукта «кислым» (содержащим H_2S) или «обессеренным». Критерий NACE используется как определение кислой среды. Основные коррозионные явления, связанные с присутствием H_2S , называются сульфидным растрескиванием под напряжением (СРН) и водородиндуцированным растрескиванием (ВИР). Известно, что очень высокопрочные стали более чувствительны к данному типу коррозии.

Во многих случаях усталость проволоочной брони является ограничивающим фактором для расчетного срока службы несвязанных гибких труб. Затрубное пространство трубы может содержать виды, агрессивные к сталям и способные существенно повлиять на усталостную прочность сталей [3]. Факторы окружающей среды, которые следует учитывать, перечислены ниже:

- Затопление кольцевого пространства морской водой из-за утечки во внешнюю полимерную оболочку. В зависимости от характера утечки и расстояния до нее, морская вода в кольцевом пространстве может быть обеднена кислородом или, возможно, насыщена воздухом. Эффективность катодной защиты, вероятно, будет быстро снижаться на некотором расстоянии от места утечки. На том же расстоянии содержание кислорода также может уменьшиться из-за ограниченного потока воды. Морская вода может соединяться с H_2S и/или CO_2 из-за проникновения потока продукта.
- Проникновение веществ из потока продукта, в частности воды (H_2O), которая может конденсироваться и накапливаться в кольцевом пространстве в сочетании с проникающими H_2S и / или CO_2 .

2.3 Полимерный материал

Типичные отказы гибких труб, связанных с полимерными материалами, классифицируются следующим образом:

- Химическое воздействие скважинной жидкости приводит к деградации Rilsan.
- Разрушение кольцевого пространства из-за давления газа между слоями.
- Неожиданные механические нагрузки, такие как небрежное обращение во время монтажа, падение предметов, усталость футеровки в концевом фитинге ввиду термоциклирования.
- Отказ вспомогательного оборудования, такого как блокировка вентиляционных отверстий.
- Неожиданное поведение материала, такое как вывод при концевой заделке.

В таблице 2.3 приведены возможные режимы разрушения высокотемпературных оболочек давления [4].

2.3.1 Кольцевое пространство

С точки зрения коррозии гибкие трубы должны избегать любого прямого контакта между средой скважины (текучими средами) и металлическими компонентами растягивающей и нажимной брони. Явление диффузии активных компонентов, таких как вода, углекислый газ (CO_2) и сероводород (H_2S), через термопластичную оболочку приводит к коррозии на металлических деталях, расположенных между двумя термопластичными оболочками, показано на рис. 2.4 [7]. Кольцевое пространство гибкой трубы содержит различные газы, главным образом CH_4 , CO_2 , H_2S и, возможно, воду. Накопление этих продуктов и состав кольцевого пространства зависят от проникновения через внутренние и внешние полимерные оболочки и дренажную систему на концевых фитингах. Кроме того, рассматриваются состояние ствола скважины, такие как рабочее давление и температура, состав жидкости и внешние условия, такие как температура морской воды, глубина воды, а также гибкая структура и природа полимерных оболочек. Газ, захваченный в кольцевом пространстве, выпускается наружу, чтобы предотвратить раздувание внешней оболочки в несвязанных гибких трубах.

Утечка из-за повреждения внешней полимерной оболочки или вентиляционных клапанов приводит к затоплению кольцевого пространства морской водой. В зависимости от характера утечки и расстояния до нее, морская вода в кольцевом пространстве может быть обеднена кислородом или, возможно, насыщена воздухом. В этом случае присутствие жидкой воды или морской воды в кольцевом пространстве, реагирующей с агрессивными газами, такими как диоксид углерода (CO_2) и сероводород (H_2S), может привести к образованию коррозионной и кислой среды.

Таблица 2.3 Возможные режимы разрушения высокотемпературных оболочек давления

Причина разрушения	Потенциальные механизмы разрушения	Факторы разрушения и критические уровни		Соответствующие свойства материала соответствуют настоящему стандарту
		Факторы	Критический уровень	
Экструзия	Локальное упрочнение трубы там, где заполняются броневые канавки. Локальное истончение оболочки, приводящее к возможной трещине/отверстию в оболочке 3.	Температура Давление Толщина стенки оболочки Механические свойства оболочки Локальная геометрия брони Поглощение жидкости Искривление трубы Химическая агрессия	Высокий Высокий Низкий Низкий Большой g/r4 Высокий Большой Высокий	Сопротивление экструзии/ползучести. Соотношение напряжение-деформация. Вязкость разрушения. Сопротивление росту трещины. Совместимость с жидкостью
Износ/истирание	Локальное истончение оболочки, приводящее к трещине/отверстию в оболочке. Локальное снижение жесткости трубы на изгиб.	Усталость Движения слоя трубы Температура Толщина стенки оболочки Механические свойства оболочки Поглощение жидкости Химическая агрессия	Низкий Высокий Затяжной Низкий Низкий Высокий Высокий	Вязкость разрушения. Сопротивление росту трещины. Совместимость с жидкостью
Химическое старение	Застывание/растрескивание, особенно внутренней стенки оболочки, что приводит к утечке оболочки3. Охрупчивание может увеличить жесткость изгиба трубы. Возможная потеря молекулярной массы (экстремальная).	Химическая агрессия Поглощение жидкости Температура Давление (для газов) Толщина стенки оболочки Морфология оболочки Искривление трубы Усталость	Высокий Высокий Высокий Высокий Низкий Низкий кристалл Большой Низкий	Вязкость разрушения. Сопротивление росту трещины. Совместимость с жидкостью, проникновение НР.

(Продолжение на следующей странице)

Таблица 2.3 Продолжение

Причина разрушения	Потенциальные механизмы разрушения	Факторы разрушения и критические уровни		Соответствующие свойства материала соответствуют настоящему стандарту
		Факторы	Критический уровень	
Быстрая декомпрессия газа (БДГ)	Пузыри, расщепление, растрескивание, микроразрывы; Увеличение объема вероятно, если только полимер оболочки не пластифицирован.	Температура Давление Скорость декомпрессии Толщина стенки оболочки Концентрация газа Профиль концентрации газа Коэффициент диффузии Механические свойства оболочки Локальная геометрия брони Экструзия	Высокий Высокий Высокий Высокий Высокий Насыщенный Нет Низкий Большой g/r4 Высокий	Сопротивление БДГ. Модули, Вязкость разрушения. Коэффициент диффузии. Концентрация газа. Сопротивление экструзии/ ползучести.
Изменение размеров	Усадка, потеря герметичности на концевом фитинге, приводящая к выводу оболочки и последующей утечке в кольцевом пространстве3.	Температура Поглощение жидкости Ограничение оболочки Экструзия	Большое изменение Высокий Низкий Высокий	Коэффициент теплового расширения. Формоустойчивость Экструзия/устойчивость к ползучести Совместимость с жидкостью
Проникновение (вредных химических веществ)	Если перманент является химическим веществом по отношению к полимеру оболочки, это приведет к ее разрушению. Нарастание давления газа в кольцевом пространстве без вентилирования. Растяжимая коррозия брони с некоторыми газами.	Температура Давление (для газов) Толщина стенки оболочки Коэффициент проницаемости Локальная геометрия брони Химическая агрессия Ограничение оболочки Экструзия	Высокий Высокий Низкий Высокий Большой g/r4 Высокий Низкий Высокий	Коэффициент проницаемости, Совместимость с жидкостью, Сопротивление экструзии/ползучести

Снятие напряжений	Усадка, потеря герметичности на концевом фитинге, приводящая к выводу оболочки и последующей утечке в кольцевом пространстве3.	Скорость релаксации напряжений Экструзия Температура Формоустойчивость Поглощение жидкости Химическая агрессия Конструкция концевой фитинга	Высокий Низкий Высокий Низкий Высокий Высокий Плохой	Снятие напряжений Совместимость с жидкостью Сопротивление экструзии/ ползучести. Формоустойчивость

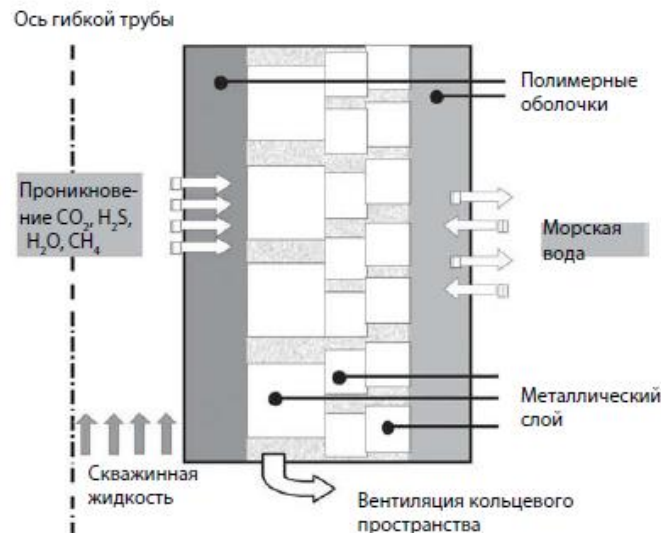


Рисунок 2.4 Принципиальная схема транспортировки газа и воды в гибкой трубе.

2.3.2 Химическая стойкость

Полимерная напорная оболочка содержит производственную жидкость в отверстии трубы и защищает стальные слои, выдерживающие внутреннее давление и осевое натяжение, от прямого контакта с жидкостью, транспортируемой в отверстии. Однако из-за внутренних свойств полимерных материалов активные компоненты (такие как CO_2 и H_2S) в таких жидкостях, как вода, углекислый газ и сероводород, будут проникать через полимерную оболочку давления через длительный период времени. Явление проницаемости можно прогнозировать посредством модели проницаемости жидкости, основанной на парциальных давлениях CO_2 и H_2S в кольцевом пространстве при рабочих условиях [8]. Эти парциальные давления используются при выборе подходящей марки стали для свода и

- **Ароматические углеводороды**

Сырая нефть содержит определенную концентрацию ароматических углеводородов, таких как бензол, толуол и ксилол (БТК). Поглощение ароматических углеводородов из сырой нефти приводит к снижению механических свойств полимерных материалов, таких как жесткость и прочность. Для FCP все нагрузки давления переносятся армирующим слоем. Химическая стойкость термопластичных труб не очень важна, поскольку напряжения в стенке футеровки незначительны или даже равны нулю, и следовательно любое механическое разрушение (например, снижение жесткости) оказывает ограниченное воздействие.

- **Кислая среда**

Как правило, металлические армированные FCP не подходят для эксплуатации в кислой среде, поскольку H_2S может проникать через термопластичную футеровку и образовывать коррозионную среду в кольцевом пространстве. Однако если металлическая арматура соответствует требованиям раздела 6 спецификации API 17J и устанавливает максимально допустимую концентрацию H_2S в кольцевом пространстве, то металлическая армированная FCP может быть использована для эксплуатации в агрессивной среде. Максимальная концентрация в кольцевом пространстве (например, парциальное давление H_2S 0,05 фунт кв.м, обозначающее начало условий в кислой среде) может быть

преобразована в концентрацию в условиях скважины в соответствии с моделью проницаемости.

Большинство FCP подходят для эксплуатации в обессеренной углеводородной среде, но парциальное давление газов может привести к ограничению давления для несвязанных и полусвязанных гибких труб. Медленное скопление газа между армирующим слоем и покрытием ввиду проникновения через стенку может привести к отказу продувки покрытия, поэтому требуется ограничение парциального давления газа.

Когда CO_2 и особенно H_2S присутствуют в рабочей жидкости скважины, следует проявлять особую осторожность с металлическими армированными FCP и требуется оценка коррозии. Для неметаллических армированных гибких композитных труб, H_2S , как правило, не является проблемой. Однако специалист по материалам должен оценить совместимость материалов с большими концентрациями. FCP с металлической арматурой обычно представляют собой несвязанные системы, и поэтому может потребоваться система мониторинга кольцевого пространства для обеспечения целостности обшивки.

Несвязанные гибкие трубы и несвязанные FCP по своей природе более рентабельны в производстве и будут иметь более низкий ценовой диапазон, но, в свою очередь, будут иметь ограничения по производительности. Полусвязанные FCP и связанные FCP лучше подходят, когда требуются более требовательные механические характеристики во время установки или эксплуатации с точки зрения как случайных нагрузок, так и динамических/циклических нагрузок. Кроме того, полусвязанные/связанные FCP имеют меньше режимов разрушения ввиду присущей им конструкции. Например, менее вероятно попадание воды в результате повреждения внешнего покрытия, в то время как виды разрушения, возникающие в результате скопления газа между слоями, в значительной степени устранены.

Для гибкой колонны, подвергаемой циклическому изгибу, внешняя оболочка испытывает наибольшие циклические деформации. Наружная оболочка также имеет более низкую температуру и более подвержена повреждениям. Однако усталостное разрушение наружной оболочки в нормальных эксплуатационных условиях не зарегистрировано. Выше уровня воды наружная оболочка может подвергаться воздействию прямых солнечных лучей, что может привести к старению.

2.3.3 Проникновение и системы контроля проникновения

Все полимерные материалы допускают в определенной степени проникновение жидкостей. Проникновение - это пропускание жидкостей через полимерный слой. Трансмиссия приводится в действие разницей поверхностных концентраций между внутренней и внешней стенками трубы. Для несвязанных гибких труб или несвязанных FCP в системах транспортировки воды (поточная линия впрыска воды), вода из скважины будет проникать через полимерную напорную оболочку. В зависимости от условий в кольцевом пространстве, проникающая вода может присутствовать в виде конденсированной воды или водяного пара. После растворения проникающих CO_2 и H_2S , конденсированная вода образует коррозионный раствор для стальных проволок в кольцевом пространстве несвязанных гибких труб с кислыми обессеренными средами. Кольцевое пространство иногда заливается морской водой, например, если внешняя оболочка повреждена или если концевая заглушка отсутствует или плохо установлена. Морская вода в сочетании с проникающими газами также вызовут коррозию стальных проволочных броней. Тяжесть коррозии в данном случае зависит главным образом от состава водного раствора или состава кольцевой газовой смеси. Поэтому очень важно прогнозировать состояние газового состава затрубного пространства на этапе проектирования проекта.

2.3.3.1 Теория газопроницаемости

Уровень проникновения в которой газы проходят через полимеры зависит от 3 процессов: (1) Абсорбция проникающих газов в полимер, (2) Диффузия через полимер и (3) Десорбция и удаление проникающих газов с поверхности полимера.

Первое исследование газопроницаемости через полимер было проведено Томасом Грэмом в 1829 году [9]. Грэм наблюдал за потерей объема мокрой камеры скребка очистки трубопровода, наполненного CO₂. В 1866 году Грэм сформулировал процесс диффузии раствора, где он постулировал, что процесс проникновения включает растворение проникающего вещества с последующим пропусканием растворенных частиц через мембрану. В 1855 году Фик предложил закон массовой диффузии, используя закон теплопроводности Фурье. Первое правило диффузии 1-D Фика математически выражается следующим образом:

$$j = -D \frac{\partial c}{\partial x} = \frac{D(C_1 - C_2)}{l} \quad (2.1)$$

где D - коэффициент диффузии, а dc/dx - градиент концентрации в оболочке. j - это количество газа, которое проникает через оболочку за единицу времени на единицу площади. Коэффициент проникновения определяется как произведение коэффициента диффузии D и коэффициента растворимости S:

$$P = D \cdot S \quad (2.2)$$

Предполагая, что коэффициенты диффузии и растворимости не зависят от концентрации, поток газопроницаемости выражается как [8]:

$$j = D \cdot S \frac{(p_1 - p_2)}{l} = P \frac{\Delta p}{l} \quad (2.3)$$

где $\Delta p/l$ приложенный градиент давления по толщине мембраны. Коэффициент проницаемости P переопределяется как объем пара, проходящего через единицу площади полимера на единицу времени, с единицей перепада давления по образцу, и выражается как,

$$P = \frac{\text{количество проникающего вещества} \times \text{толщина пленки}}{\text{площадь} \times \text{время} \times \text{перепад давления на пленке}} \quad (2.4)$$

Таблица 2.4 Энергии активации проникновения и диффузии в полиэтиленах.

Газ	E _p , [кДж/моль]	E _D , [кДж/моль]
N ₂	35–41	36–46
CH ₄	41–46	38–41
CO ₂	29–31	30–34

Влияние температуры на коэффициент проницаемости P и коэффициент диффузии D выражается в соответствии с законами Аррениуса типа:

$$P = P_0 \exp\left(\frac{-E_p}{RT}\right) \quad (2.5)$$

$$D = D_0 \exp\left(\frac{-E_D}{RT}\right) \quad (2.6)$$

где E_p и E_D - энергии активации проницаемости и диффузии соответственно. Типичные значения энергий активации приведены в таблице 2.4.

2.3.3.2 Расчет проницаемости

Некоторые компоненты газа в стволе будут проникать через кожух гибкой трубы в кольцевое пространство между кожухом под давлением и внешней оболочкой. Количество газа, проникающего через полимерную трубу, рассчитывается по нижеприведенной измененной формуле (2.4):

$$Q = P \times \frac{A \times t \times p}{x} \quad (2.7)$$

где:

- Q - количество проникающего газа в см^3 ;
- P - коэффициент проницаемости в $\text{см}^3/(\text{см} \cdot \text{с} \cdot \text{МПа})$;
- A - эффективная площадь внутреннего канала трубы, см^2 ;
- p - удельное давление в МПа;
- t - продолжительность по времени в с;
- x - толщина стенки трубы или мембраны в см.

Таблица 2.5 Коэффициент проницаемости ПЭВП

Проникающее вещество	Коэффициент проницаемости при 40°C	
	($\text{см}^3/\text{см} \cdot \text{сек} \cdot \text{МПа}$)	($\text{дюйм}^3/\text{дюйм} \cdot \text{сек} \cdot \text{фунт на кв.дюйм}$)
Метан	1×10^{-7}	$1,07 \times 10^{-10}$
H ₂ S	1×10^{-7}	$1,07 \times 10^{-10}$
CO ₂	$5,5 \times 10^{-7}$	$5,88 \times 10^{-10}$

Конечно-элементная модель под названием MOLDITTM была разработана компанией «Technip» для точного расчета повышения давления в кольцевом пространстве гибких труб и состава кольцевого пространства гибких труб [7]. Модуль в первую очередь описывает зависящее от времени проникание жидкости через слои гибкой трубы. Концентрации и давление в зависимости от времени рассчитываются с использованием законов Фика и Генри. Модуль учитывает геометрию трубы (внутренний диаметр, толщину слоев, зазор между стальными проволоками) и температурный градиент в трубе

(скорость проникания сильно зависит от температуры), экранирующее действие металлических слоев на полимерные кожухи, давление кольцевого пространства при срабатывании. Затем модуль использует расчет по фракциям зависимости «давление-объем-температура» (PVT) для вычисления равновесия «пар/жидкость» в кольцевом пространстве в зависимости от времени, а также состава каждой фазы в кольцевом пространстве. Прогнозная оценка кольцевого пространства выполняется в рамках общего отраслевого проекта с участием трех производителей несвязанных гибких труб и нескольких пользователей [23]. Проверки, проведенные с использованием различных полимерных материалов кожуха и жидких смесей (вода, H_2 , CO_2 и CH_4), показывают, что прогнозы относительно модели проницаемости хорошо согласуются с результатами экспериментов.

Коэффициент проницаемости может иметь различные порядки величины в зависимости от молекулярной массы, температуры и плотности/сшивки термопласта. Как показано в формулах (2.5) и (2.6), это экспоненциальный закон температуры. Более подробные данные испытаний по коэффициентам проницаемости можно найти в документах [11, 12]. Коэффициенты проницаемости для стандартных газов и ПЭВП приведены в Таблице 2.5.

Для получения точных данных о проницаемости предпочтительно проводить испытания в условиях, максимально приближенных к рабочим условиям. Если точные значения условий эксплуатации недоступны, можно сделать следующие консервативные предположения:

- Проницаемость основана только на молекулах с низким молекулярным весом, которые легко рассеиваются после достижения наружной поверхности.
- Проницаемость на основе расчетной температуры.
- Нулевая концентрация на наружной поверхности во время расчета проницаемости.

Предшествующие исследования показали, что армирующий слой несвязанных FSP не оказывает значительного влияния на скорость проникания. Следовательно, при расчетах проницаемости сумма толщины футеровки и толщины наружного покрытия используется как «эффективная» толщина стенки трубы. В некоторых случаях, когда армирующий слой имеет такое же или большее сопротивление прониканию по сравнению с футеровкой, в расчетах используется полная стенка.

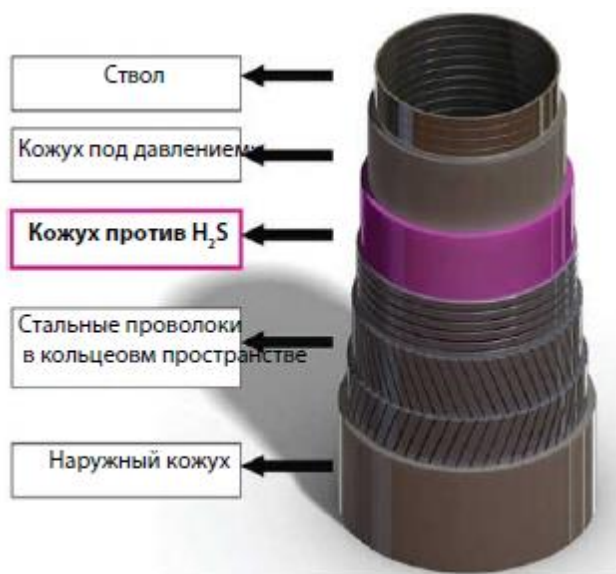


Рисунок 2.5 Гибкая труба с противосероводородным слоем («Анти- H_2S »)

2.3.4 Слой «Анти- H_2S »

Проницаемость, когда H_2S , содержащийся в буровой жидкости, проникает в кольцевое пространство через кожух под давлением, в целом определяется следующими факторами: температура, содержание H_2S , толщина кожуха под давлением и свойства проницаемости материала. Для предотвращения проникновения H_2S в кольцевое пространство гибкой трубы, «Tecnip» разработала новый противосероводородный термопластический материал под названием PEZnO [13]. Материал состоит из термопластической матрицы из полиэтилена (ПЭ), смешанной с оксидом цинка (ZnO) и оксидом железа (Fe_2O_3). Оба оксида вступают в реакцию с H_2S и препятствуют его диффузии и достижению кольцевого пространства. Как показано на Рис. 2.5, слой «Анти- H_2S » действует как герметичная оболочка, помещенная между кожухом высокого давления и резервуаром высокого давления, и предотвращает диффузию H_2S в кольцевое пространство трубы в течение всего срока службы, так что коррозию вследствие присутствия H_2S в кольцевом пространстве нет необходимости рассматривать.

Использование слоя «Анти- H_2S » обеспечивает отсутствие H_2S в кольцевом пространстве гибкой трубы. Нет необходимости учитывать ухудшение характеристик, связанное с присутствием H_2S , при выборе стальных слоев конструкции. Следовательно, возможно использование слоев из высококачественной стали с уменьшенной толщиной, за счет чего снижается стоимость и вес гибкой трубы. Слой «Анти- H_2S » позволяет использовать гибкие трубы в условиях с высоким содержанием H_2S . Иные решения на данный момент отсутствуют.

На Рис. 2.6 показано время эффективности слоя «Анти- H_2S » (время, которое потребуется для проникновения H_2S в кольцевое пространство) в отношении содержания H_2S в стволе [8]. Толщина слоя «Анти- H_2S » составляет пять миллиметров. Было проведено испытание слоев «Анти- H_2S » на пластифицированной ПА 11 оболочке и на оболочке из низкопластифицированного ПВДФ; данные показаны на рисунке.

Для установленных на земной поверхности систем несвязанных FCP наличие проницаемости обычно является приемлемым. Что касается подземных несвязанных гибких композитных труб, проницаемость следует учитывать. Специалистам необходимо оценить, какой уровень проницаемости можно ожидать, и какой уровень разрешен местными правилами ПЭБОТ.

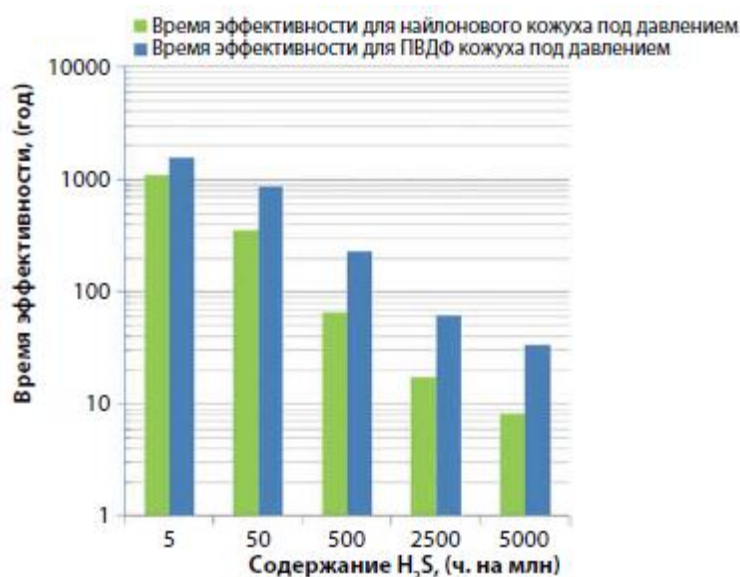


Рисунок 2.6 Время эффективности «Анти-Н₂S» в отношении содержания Н₂S в стволе

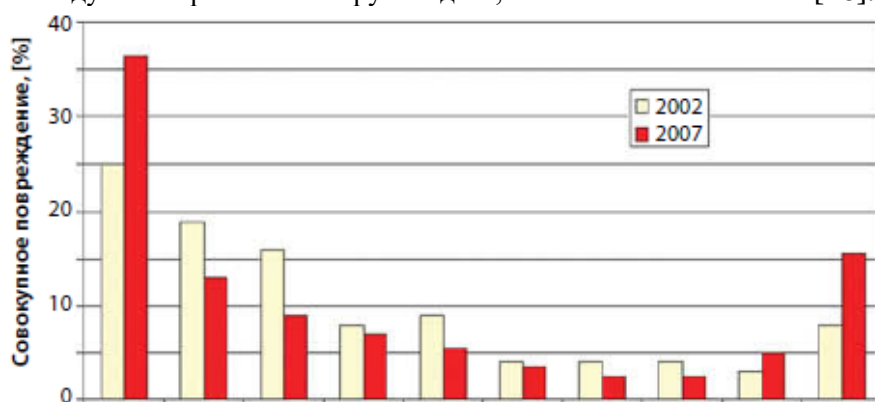
Как правило, не рекомендуется прокладка траншей в условиях присутствия ароматических/токсичных углеводородов. На такие случаи для несвязанных FCP существуют наружные барьерные материалы, которые можно установить вокруг трубы. Обычно это армированные волокном геомембраны из алюминиевой фольги, которые также применяются в насыпях и дамбах для предотвращения загрязнения почвы. С помощью электросварки фольга двойным уплотнением помещается вокруг трубы, что позволяет проверять швы сварных соединений. По сути, фольга создает вокруг FCP трубную обвязку очень низкого давления.

2.4 Старение

Старение полимеров и композиционных материалов – необратимый процесс, который происходит, когда материал подвергается воздействию определенных условий окружающей среды. На старение влияют температура, морская вода, воздух (в некоторых случаях разрушение озона) и ультрафиолетовое (УФ) излучение. Ухудшение свойств материала является важным аспектом старения, который может быть связан со свойствами материала, условиями эксплуатации, условиями окружающей среды и методами обслуживания.

На заре развития гибких труб считалось, что им не требуется обслуживание. Полагали, что использование внутреннего и внешнего слоев из пластика исключает любые опасения по поводу коррозии, а риск возникновения усталости или старения многие не считали проблемой. Однако согласно базе статистических данных о разрушениях гибких труб до 2007 года, старение неметаллических материалов является одним из ключевых факторов, ведущих к повреждению труб. На Рис. 2.7 представлены основные виды разрушения, приводящие к отказу несвязанных гибких труб в 2002 и 2007 годах [14]. Аналогичные статистические данные о разрушении и результатах повреждения гибких труб за период с 2002 по 2010 год проанализированы агентством «O'Brien et al.» [15].

Эволюция разновидностей разрушения за 5 лет показывает рост числа повреждений кожухов и сокращение числа отказов из-за состаренных внутренних оболочек под давлением. Рост числа повреждений наружных оболочек может быть вызван развитием стратегий управления целостностью, планирования визуального контроля, вакуумных испытаний и других мер, позволяющих лучше обнаруживать данный тип отказа. Вторая тенденция связана с более качественным пониманием свойств полимеров и выпуском рекомендуемых практических руководств, таких как API 17 TR2 [16].



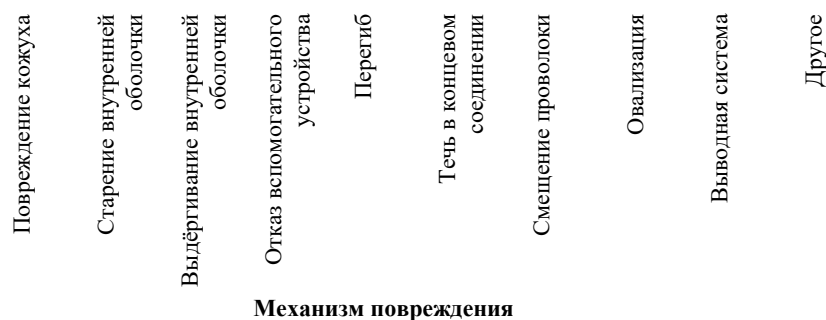


Рисунок 2.7 Важнейшие причины повреждения гибких труб в 2002 и 2007 гг.

Для понимания рисков, вытекающих из старения системы гибких трубопроводов, предусматривающих непрерывную эксплуатацию и любое потенциально возможное увеличение срока службы сверх первоначально запланированного, требуется полноценный и детальный анализ данных об условиях производства, условиях эксплуатации, предшествующих ремонтах и/или проверках. При оценке надежности и прогнозируемого срока службы гибких труб важно наличие понимания следующего: (1) устойчивость материала к постепенному ухудшению свойств; (2) ухудшение механических свойств из-за усталости, износа, потери прочности; (3) ухудшение свойств материала из-за коррозии и старения.

2.4.1 Неметаллический материал

Футеровка Rilsan® (РА-11) или ПВДФ – один из наиболее широко используемых футеровочных материалов для гибких труб в зависимости от условий эксплуатации (температура, давление, принцип закачки химических реагентов и т. д.). Однако существует несколько механизмов деградации полиамида, например термическое разложение, окисление, фотодеградация, поглощение воды и т. д.

Под действием высоких температур может произойти разрушение внутренней оболочки гибкой трубы. При процессах старения характерно изменение свойств, например снижение прочности или пластичности, охрупчивание или размягчение. Примеры физического старения – это набухание или вздутие. Кроме того, физические свойства полимера могут значительно измениться из-за миграции пластификатора. Изменение свойств материала и снижения устойчивости к деформации может привести к образованию трещин в кожухе под давлением. Агрессивные химические вещества, вводимые в гибкую трубу, могут также привести к охрупчиванию полимера и повысить жесткость при изгибе трубы.

Однако для РА-11 основной проблемой старения в свободной от кислорода влажной среде является воздействие воды при повышенных температурах. Гидролиз приводит к разрезанию полимерных цепей и провоцирует хрупкость материала. Скорость старения РА-11 зависит от ряда эксплуатационных факторов, включая содержание воды в жидкости, температуру, кислотность, состав нефти и присутствие закачиваемых химикатов. Старение приводит к охрупчиванию и растрескиванию барьера давления.

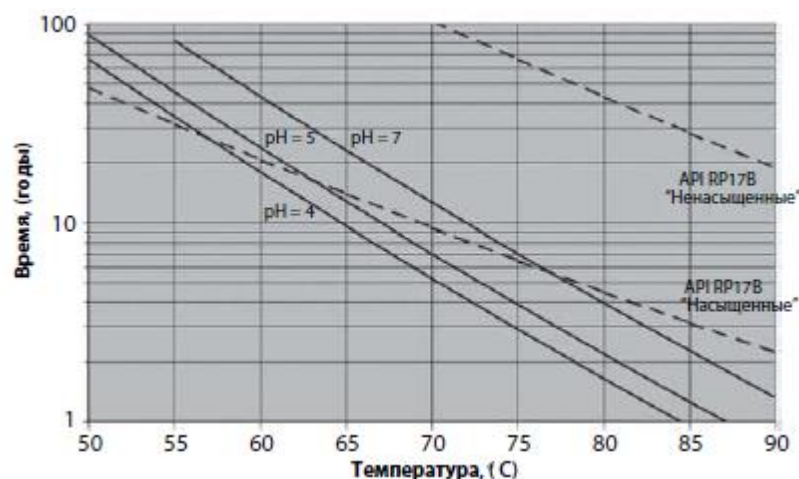


Рисунок 2.8 Кривые деградации PA-11 (из Руководства API 17 TR2)

Для установки пределов безопасной эксплуатации барьеров давления PA-11 были проведены научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы. В API 17TR2 [17], как известно, консервативный подход, однако представлено обоснованное сопоставление между прогнозируемым и фактическим старением PA-11. Образцы для испытаний, взятые с реальных конструкций гибких водоотделяющих колонн, установленных на линиях закачки газа и добычи нефти, частично подтвердили соответствие между фактическим ухудшением характеристик и прогнозами API 17TR2 при использовании кривой для $pH = 4$. На Рис. 2.8 показано сокращение срока службы PA-11. Как показали недавние исследования, старение PA-11 является процессом более сложным, чем предполагается в API TR 17 TR2, несмотря на то, что соблюдение рекомендаций API TR 17 TR2 очевидно значительно снижает вероятность повреждений, вызванных старением.

Старение кожуха из-за действия ультрафиолета может превратиться в долгосрочную проблему, если не заявить о нем как о серьезной проблеме сейчас. Для защиты наружной полиэтиленовой оболочки от действия содержащихся в солнечном свете ультрафиолетовых лучей рекомендуется покрыть подверженную такому действию часть трубы соответствующей оболочкой, обшивкой или лентой. Старение противоизносной ленты, используемой между армирующими слоями, может стать проблемой для труб, эксплуатируемых при высоких температурах, особенно если кольцевое пространство заполнено конденсированной водой, диффундирующей из отверстия трубы из разрывов во внешней оболочке.

ПВДФ подвержен разрушению из-за термических циклов. Распространение трещин ПВДФ зависит от диапазонов напряжений, создаваемых рабочей температурой во время циклов нагрева и охлаждения. Большая разность температур жидкости вызывает большие диапазоны осевых напряжений и может вызвать окружные трещины в материале, которые распространяются с высокой скоростью. Скорость развития трещин зависит как от температуры, так и от приложенного напряжения. Повторные циклические изменения температур приводят к раскрытию трещины и в конечном итоге могут привести к разрушению по всей толщине кожуха ПВДФ под давлением. Для определения распространения трещины может применяться оценка механики разрушения. Для проведения качественного анализа распространения усталостной трещины требуется информация о свойствах материала, таких как модуль упругости и коэффициент теплового расширения для диапазона температур, которым подвергается труба на протяжении срока службы.

Усталостные характеристики значительно улучшаются при более низких рабочих температурах. Однако вероятность разрушения в большей степени зависит от начального

размера трещины, нежели от теплового напряжения. Для уменьшения распространения трещин во внутренней оболочке под давлением можно добавить «жертвенные» слои, чтобы избежать засечек на границах каркасного и армирующего слоев.

2.4.2 Металлический материал

Старение металлических материалов гибких труб включает усталость и коррозию каркаса и армирования, защищающих от действия давления и растяжения.

Армирующие слои против давления и растяжения расположены в кольцевом пространстве трубы между внутренней оболочкой и наружным кожухом. В норме армирующие слои предусмотрены для работы в среде, не содержащей морскую воду, и не должны подвергаться коррозии от морской воды. Однако, как показали результаты эксплуатации и исследований, повреждение внешней оболочки и последующее попадание морской воды в кольцевое пространство – относительно распространенное явление, особенно в стареющих системах. Следовательно, существует вероятность, что со временем будет значительная коррозия металлических армирующих проволок. Как показано на Рис. 2.7, приблизительно 35% повреждений, наблюдаемых у гибких труб, – это повреждение кожуха, возникшее во время установки и эксплуатации. Во время эксплуатации повреждение кожуха может быть нанесено падающими предметами, истиранием кожуха с другими элементами, повышением давления в кольцевом пространстве вследствие проникновения газа. Риск повышения давления наиболее вероятен, если на концевых соединениях труб не установлена выводная система кольцевого пространства или если данная система не функционирует. Коррозия стального армирования может возникнуть в зоне заплескивания из-за постоянно насыщенной кислородом морской воды.

Проволоки армирования против растяжения наиболее подвержены коррозии, поскольку она находится ближе всего к внешним оболочкам. Армирующие проволоки под давлением плотно уложены и прилегают к внутренней оболочке под давлением, поэтому возможность попадания воды на боковые стороны армирующих проволок и вероятность их коррозии значительно снижены. Тем не менее, представляется затрудненным расчет скорости коррозии поврежденных гибких труб в местах, где повреждение не было устранено. Окружающая среда и размер повреждения гибкой трубы могут сильно варьироваться. Проникновение газовых частиц из ствола в кольцевое пространство может значительно изменить коррозионную среду в кольцевом пространстве, при этом CO_2 и H_2S являются основными движущими силами коррозии.

Усталостные характеристики армирующей проволоки против растяжения зависят от множества факторов эксплуатации на протяжении срока службы, включая материал, окружающую среду, общие и локальные характеристики поперечного сечения трубы. У гибких труб, подвергающихся циклическому изгибу, точки контакта профиля будут скользить циклически со значительным контактным напряжением. Из-за переменного изгиба контактное давление будет меняться циклически. Это, в частности, проблема для профиля Zeta, где контактное напряжение вызывает изгиб проволочных перекрестий. Таким образом, скольжение может привести к значительным циклическим напряжениям в направлении проволочных перекрестий и, возможно, к усталостному разрушению. На усталостную долговечность может влиять истирание в точках контакта, ведущее к растрескиванию параллельно оси проволоки.

В большинстве подходов при анализе усталостных характеристик учитывается состояние кольцевого пространства. Как показывают примеры, усталостная долговечность гибкой трубы при заводненном кольцевом пространстве может сократиться с 20 до 2 лет. Заводненное кольцевое пространство способствует коррозии и коррозионной усталости в динамических системах. Кроме того, присутствие CO_2 и H_2S создает агрессивную среду, которая способствует коррозионному растрескиванию под напряжением, водородному

растрескиванию и точечной коррозии. Следовательно, принятие во внимание критического случая заводнения кольцевого пространства может существенно изменить результаты анализа усталостных характеристик.

Использованная литература

1. Пер Хокстад, С. Хабрекке, Р. Йонсен, С. Сангесланд. «Старение и увеличение срока службы морских сооружений в целом и конкретных систем». Отчет SINTEF A15322, 2010 г.
2. Ц. Бай, Й. Бай. Проектирование, анализ и установка подводных трубопроводов. Elsevier Science Ltd., 2014 г.
3. С. Берге и Т. Гломсакер. Выбор жестких материалов в шельфовой индустрии – гибкие водоотделяющие колонны. Отчет SINTEF MT70 A04048, 2004 г.
4. API. Нормативная оценка полимеров внутренней оболочки под давлением высокотемпературных гибких труб. Технический отчет API 17TR1, 1-ое издание, 2003 г.
5. API. Спецификация на несвязанные гибкие трубы. Спецификация API 17J, 4-ое издание, 2014 г.
6. API. Аттестация наматываемых армированных пластиковых магистральных труб. API RP 15S, 2-ое издание, Американский нефтяной институт, 2016 г.
7. К. Таравел Кондат, М. Гичард, Дж. Мартин. «MOLDITM: модель жидкостного проникания для расчета состава кольцевого пространства в гибких трубах: проверка с помощью испытаний среднего масштаба, полномасштабных испытаний и примеров». OMAE 2003 г., Paper 37193.
8. Т. Р. Андерсен, Дж. И. Скар и К. Ханстин. «Проницаемость метана, диоксида углерода и воды в РА11 и ПВДФ, используемых для гибких труб». Коррозия 99.
9. В. Станнетт. «Транспортировка газов в синтетических полимерных мембранах. Перспектива в истории». J. Membrane. Science, 1978 г., том 3, 97–115, 1978 г.
10. С. Ласт, С. Гровс, Дж. Ригго, К. Таравель Кондат, Дж. Ведель-Хайнен, Р. Клементс, С. Бюхнер. «Сравнение моделей для прогнозирования условий кольцевого пространства гибких труб». OTC 2002 г., OTC 14065, 2002 г.
11. Б. Флаконнesh, М.-Х. Клопфер, Дж. Мартин, К. Таравел Кондат. «Проницаемость газов под высоким давлением в полукристаллических полимерах: метод измерений и экспериментальные данные». M.E.R.L 2001 г.
12. Б. Флаконнesh, Дж. Мартин и М.-Х. Клопфер. «Проницаемость, диффузия и растворимость газов в полиэтилене, полиамиде 11 и поливинилиденфториде». Наука и технологии в нефтегазовой отрасли – Ред. IFP, том 56 № 3, стр. 261–278, 2001 г.
13. Т. Эпштейн, Ф. Деманзе, Х. Лефевр и Дж. Яррин. «Новый противосероводородный слой гибких труб». OTC 2011, paper OTC-21371, 2011 г.
14. А. Ботто, Э. О-Салливан и К. Банти. «Управление подверженными старению гибкими трубами», OMAE 2008- 57811, 2008 г.
15. П. О-Брайен и др., «Результаты общего отраслевого проекта «SureFlex» – международная инициатива по обеспечению целостности гибких труб». OTC-21524, 2011 г.
16. API. Старение РА-11 в гибких трубах. Технический отчет API 17TR2, 1-ое издание, 2003 г.

3

Проектирование вспомогательного оборудования и концевых соединений

3.1 Введение

Гибкие трубы служат технической альтернативой жестким трубам из стали и широко используются при разработке месторождений нефти и газа. На Рис. 3.1 показано вспомогательное оборудование подводно-устьевого комплекса, в котором применяются гибкие трубы. Вспомогательное оборудование включает концевые соединения, элементы придания жесткости при изгибе, ограничители изгиба, модули плавучести, подводные буи, средства защиты от истирания и ударов, а также основание водоотделяющей колонны [1].

Все вспомогательное оборудование для гибких труб должно соответствовать рекомендациям и требованиям соответствующих разделов API 17 L1 (ISO/DIS 13628-16:2010) и 17 L2 (ISO/DIS 13628-17:2013) [1, 2]. Все технологические аспекты вспомогательного оборудования, от функционального определения до установки, рассматриваются либо в API 17 L1, либо в API 17 L2. Как показано на Рис. 3.2, различные этапы закупки и эксплуатации вспомогательного оборудования определены в соответствующих разделах рекомендуемых практических руководств.

3.1.1 Критерии проектирования

Общие критерии расчета напряжений и коэффициенты допустимого использования вспомогательного оборудования из стали приведены в Таблице 3.1. Значения коэффициента использования стали отбираются таким образом, чтобы они соответствовали коэффициентам использования, указанным для стальных компонентов гибкой трубы в API 17J [3].



- 1 Концевое соединение и элемент жесткости на изгиб;
- 2 Модули плавучести;
- 3 Ограничитель изгиба;
- 4 Подводный буй;
- 5 Защита от истирания и ударов;
- 6 Основание водоотделяющей колонны.

Рисунок 3.1 Вспомогательное оборудование плавучей нефтедобычной системы.

1. Концевое соединение и элемент жесткости на изгиб, 2. Модули плавучести, 3. Ограничитель изгиба, 4. Подводный буй, 5. Защита от истирания и ударов, 6. Основание водоотделяющей колонны.

Возможность использования в компонентах полимерных и композиционных материалов может зависеть от максимально допустимого напряжения или деформации. Следует учитывать следующее:

- характеристики материала под действием напряжения/деформации, установленные при маломасштабных испытаниях данного материала;
- ухудшение механических свойств из-за старения в данной среде, если максимально допустимые напряжения или деформации относятся к не подвергнутому старению материалу. Ухудшение механических свойств не учитывается в отношении нагрузок, действующих в начале срока службы (например, нагрузки при установке и при заводских приемочных испытаниях/гидростатических испытаниях);
- ползучесть, если элемент подвергается постоянной нагрузке. Выбирается коэффициент использования, чтобы предотвратить разрушение при ползучести или потерю функциональности в течение срока службы, если только не выполняется анализ ползучести, который показывает, что разрушение при ползучести и потеря функциональности не произойдут.

Для элементов из стали с наружными поверхностями, которые невозможно проверить на наличие трещин критического размера, на излом и усталость, расчетный усталостный ресурс вспомогательного оборудования должен быть как минимум в 10 раз больше требуемого срока службы. Для прогнозирования усталостной долговечности других металлических материалов (например, титана) и полимеров используется независимо подтвержденный коэффициент запаса усталостной прочности для соответствующих элементов, и данный коэффициент не менее чем в 10 раз превышает требуемый срок службы для не поддающихся контролю элементов и не менее чем в 3 раза – для проверяемых компонентов. Если все поверхности несущих нагрузку элементов вспомогательного оборудования могут быть проверены на предмет наличия трещин критического размера с помощью программы мониторинга целостности и состояния, допускается уменьшение коэффициента запаса усталостной прочности до 3 [1].

В данной главе рассматривается различное вспомогательное оборудование системы гибких трубопроводов с учетом функции, конструкции, материала и возможных видов разрушения.

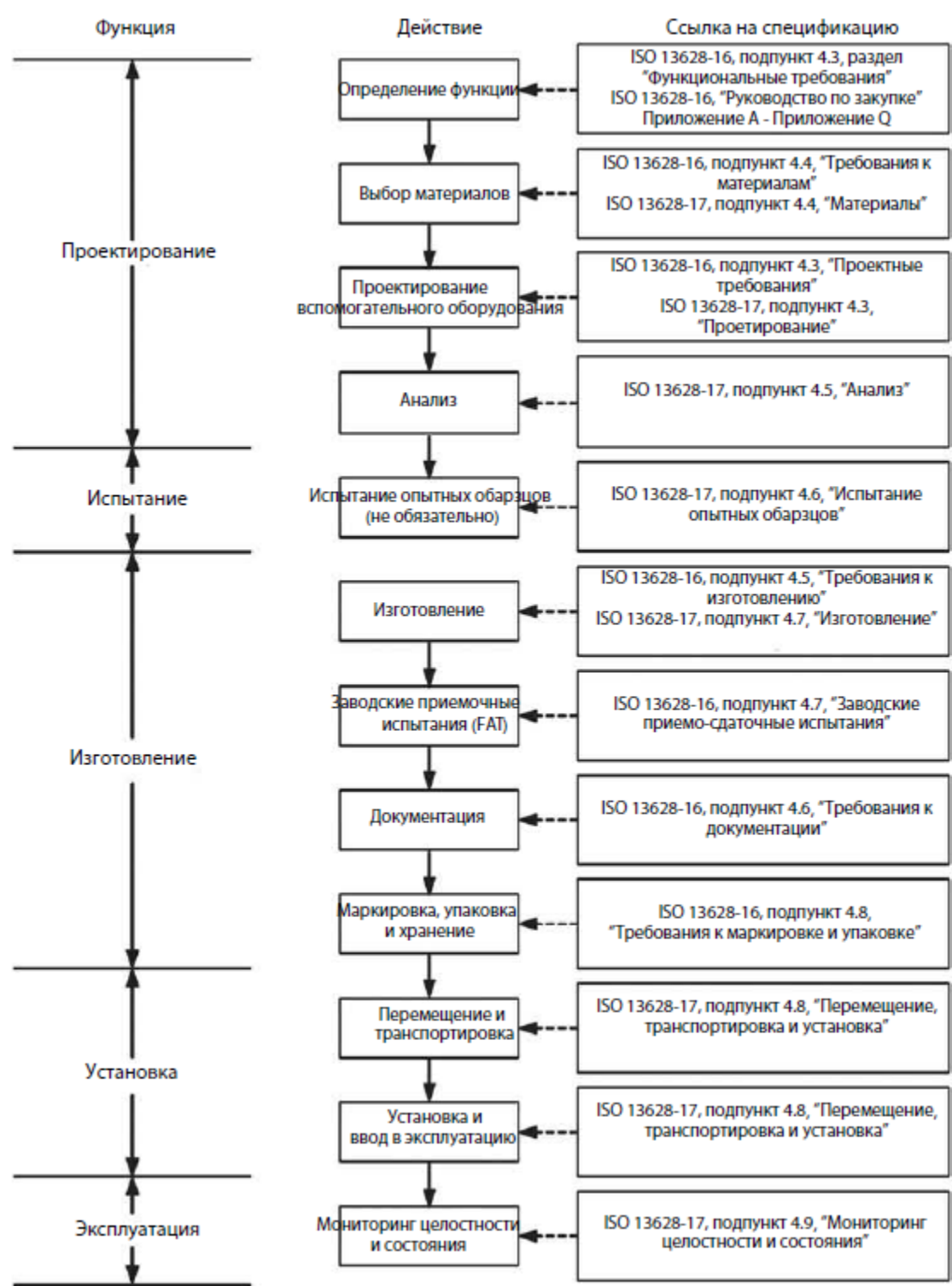


Рисунок 3.2 Обзор вспомогательного оборудования

3.2 Элементы жёсткости на изгиб и раструбы

3.2.1 Введение

На Рис. 3.3 изображены два вспомогательных устройства, называемых элементами жёсткости на изгиб и раструбами. Оба используются для защиты гибких труб/шлангокабелей от перегиба сверх допустимых пределов и для повышения их усталостных характеристик за счет уменьшения отклонений кривизны у критических усталостных компонентов [4].

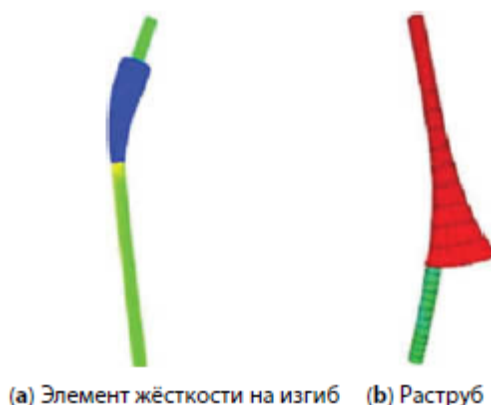


Рисунок 3.3 Схематическое изображение элемента жёсткости на изгиб и раструба

Элементы жесткости на изгиб могут крепиться к концевому соединению или опорной конструкции, где гибкая труба проходит через элемент жесткости на изгиб. Один из критических участков гибкой водоотделяющей колонны – это её верхняя часть непосредственно перед устройством подвески. Данный участок подвержен перегибу, поэтому в конструкцию встраивается вспомогательное устройство для увеличения жесткости гибкой водоотделяющей колонны и предотвращения её перегиба сверх допустимого радиуса. Элементы жесткости на изгиб обычно устанавливаются на конец гибкой трубы перед установкой концевого соединения, а затем подтягиваются и прикрепляются к концевому соединению после его установки. В качестве альтернативы, внутреннюю жесткость гибкой трубе можно добавить в процессе изготовления путем наматывания дополнительных слоев эластомера.

Элементы жесткости на изгиб также могут быть закреплены с помощью стальной муфты для передачи нагрузки и использоваться в подводных конструкциях, включая конструкции с конфигурацией «крутая-S» или «крутая волна», для обеспечения поддержки водоотделяющей колонны на подводном концевом соединении и предотвращения перегиба в этом месте при динамических условиях применения.

3.2.2 Критерии проектирования и виды разрушения

Основываясь на глобальном анализе, элементы жесткости на изгиб не должны допускать, чтобы гибкая труба, эксплуатируемая при минимальном радиусе изгиба (MBR), опускалась ниже минимального радиуса, учитывающего все возможные сочетания нагрузок гибкой трубы в течение установленного для нее срока службы. Размеры конуса элемента жесткости определяются с учетом наиболее сурового сочетания растяжения и угла, удовлетворяющего критериям приемлемости минимального радиуса изгиба и усталостной долговечности резервуара высокого давления и армирующей проволоки гибкой трубы.

Таблица 3.1 Коэффициенты допустимого использования вспомогательного оборудования из стали [2]

Расчетные критерии	Условия эксплуатации ^a			Установка		Испытание гидростатическим давлением – полевая приемка ^{a b}
	Нормальный эксплуатационный режим					
	Многократная эксплуатация	Эксплуатация в экстремальных условиях	Эксплуатация при отклонении условий			
	Функциональная, экологичная	Функциональная, экологичная, аварийная	Функциональная, экологичная, аварийная	Функциональная, экологичная	Функциональная, экологичная, аварийная	
Напряжение	0,67/0,55 ^c	0,85	0,85	0,67	0,85	0,91

^a Условия нагрузки в таблице относятся к условиям нагрузки гибкой трубы, к которой прикреплено вспомогательное оборудование.

^b Применимо к вспомогательному оборудованию, ограничивающему колебания по внешнему диаметру гибких труб, например, к зажимным устройствам.

^c Только работающее под давлением вспомогательное оборудование.

Локальный анализ элемента жесткости на изгиб полностью учитывает геометрию вершины тела элемента жесткости на изгиб, где имеется переход от конического профиля к цилиндрическому. Для гибких труб и шлангокабелей низкой жесткости существует относительно большая разница между жесткостью на изгиб на вершине и на самой гибкой трубе или шлангокабеле.

Критерии расчета напряжений и усталости вспомогательного оборудования, приведенные в Разделе 3.1.1 данной главы, также применимы для элемента жесткости на изгиб. В Таблице 3.2 перечислены потенциально возможные дефекты и причины их возникновения у элементов жесткости на изгиб.

Таблица 3.2 Потенциально возможные дефекты и причины их возникновения у элементов жесткости на изгиб

Дефект	Возможная причина	
Разрушение тела элемента жесткости на изгиб	a)	Избыточные расчетные нагрузки (см. Таблицу 11 в API17L1:2013)
	b)	Удар от упавшего предмета или другой подводной конструкции (например, швартовного троса)
	c)	Усталостное разрушение
	d)	Производственный дефект (например, пустоты в отливке)
	e)	Старение материала из-за воздействия следующего: 1) солнечный свет (только поверхностные элементы жесткости на изгиб) 2) озон (только поверхностные элементы жесткости на изгиб) 3) морская вода 4) высокая температура
	f)	Ползучесть (применимо только к элементу жесткости на изгиб, который подвергается постоянной нагрузке за счет его расположения за пределами среднего положения не под напряжением, за счет угла наклона гибкой трубы от опорной конструкции)
	g)	Несоответствующая конструкция
	h)	Повреждения, нанесенные при перемещении, хранении, транспортировке или установке
Отказ устройства сопряжения	a)	Избыточные расчетные нагрузки (см. Таблицу 11 в API17L1:2013)
	b)	Усталостное разрушение
	c)	Коррозия
	d)	Разрушение сварного шва
	e)	Заводской брак (например, дефект сварного шва)
	f)	Водородное охрупчивание
	g)	Несоответствующая конструкция
	h)	Неправильная установка (например, крепежные детали не затянуты должным образом)

3.2.3 Вопросы проектирования

Материал для элемента жесткости на изгиб выбирается на основании положений Раздела 5.2 API 17 L1 [2] для заданных функциональных требований (в частности, требований по температуре) и Раздела 5.3 по выбору материала. Элементы жесткости на изгиб обычно изготавливаются из полиуретана, а их профиль предусматривает обеспечение постепенного повышения жесткости гибкой трубы в месте соединения. Основные параметры проектирования включают материал элемента жесткости, длину элемента жесткости и максимальный наружный диаметр элемента жесткости. Хотя минимальный радиус изгиба (MBR) является ключевым критерием при проектировании, усталостные характеристики и характеристики ползучести полиуретана являются более важными моментами при проектировании элементов жесткости на изгиб.

Усталостное повреждение полиуретановых элементов жесткости вследствие образования тепла и распространения трещин зависит от частоты термических циклов. Накопление тепла возникает за счет рассеяния энергии, вызываемого циклической загрузкой гистерезисных полимеров. На высоких частотах накопление тепла в полиуретане может быть достаточно высоким, чтобы вызвать термическое разложение. На более низких частотах распространение и рост трещины можно смоделировать с использованием метода механики разрушения. «Technip» разработали подход, основанный на механике линейного упругого разрушения, с помощью которого выполняется оценка деформации в наиболее критических участках элемента жесткости на изгиб и рассчитывается усталостная долговечность элемента жесткости в условиях циклической нагрузки [5].

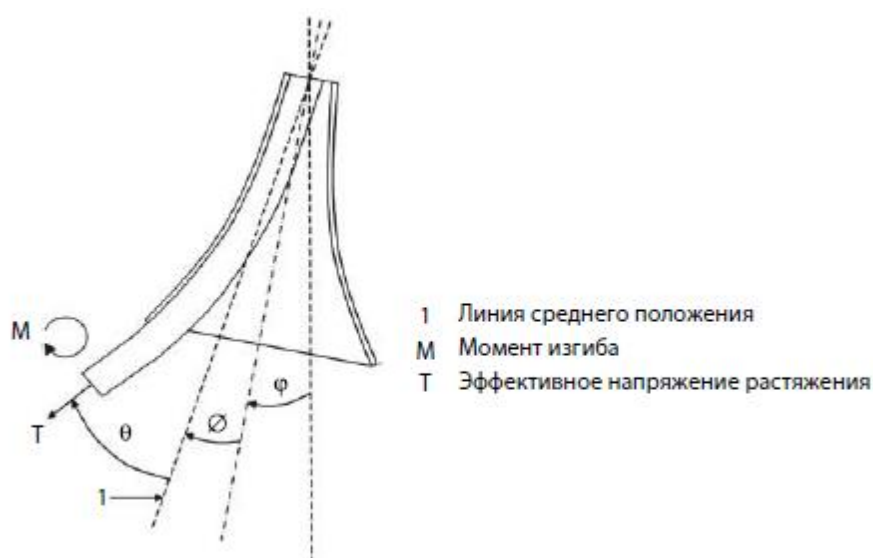


Рисунок 3.4 Нагрузки раструба и максимальный угол гибкой трубы

Вспомогательные устройства проектируются отдельно от поперечных сечений гибких труб. Нагрузки, взятые из совокупного анализа гибких водоотделяющих колонн, используются в качестве входных данных при проектировании вспомогательного устройства. Следовательно, совокупный проверочный анализ может показать, что критерии усталостной долговечности гибкой трубы не удовлетворяются, даже если конструкция элемента жесткости на изгиб соответствует критериям MBR гибкой трубы. В подобных случаях разработчик системы должен сообщить производителю минимальные размеры элемента жесткости на изгиб, которые требуются для соответствия критериям усталостной долговечности гибкой трубы.

3.2.4 Раструбы

Раструбы – это элементы из стали, которые выполняют функцию, аналогичную элементам жесткости на изгиб, то есть предотвращают перегиб гибкой трубы/водоотделяющей колонны на конечном обустройстве в верхней части. Изогнутая поверхность раструба изготавливается с соблюдением строгих допусков, чтобы предотвратить разного рода скручивания на поверхности, которые могут вызвать концентрацию напряжений и повредить внешнюю оболочку трубы.

При контакте гибкой трубы с раструбом, на нее действует эффективное растяжение T , как показано на Рис. 3.4. Проектирование раструба основывается на максимальных отклонениях угла гибкой трубы θ от среднего положения, как схематично показано на рисунке. Максимальный угол возникает из-за условий окружающей среды, например

волны и течения влияют на движение платформы/судна. Ось раструб может изначально принимать угол φ относительно вертикали. В среднем положении гибкая труба может принимать угол θ относительно оси раструба. Изменение угла θ гибкой трубы происходит относительно среднего положения гибкой трубы. Максимальное изменение угла может быть больше с определенной стороны среднего положения [1]. Проектировщик должен убедиться, что данное сочетание радиуса контакта и эффективного растяжения не превышает стойкости гибкой трубы к смятию.

3.3 Ограничитель радиуса изгиба

Ограничитель радиуса изгиба обычно располагается на верхнем или нижнем соединении гибких труб (водоотделяющих колонн), чтобы сдерживать изгиб трубы в критических точках (например, на концах водоотделяющих колонн, где жесткость резко увеличивается). Они изготовлены из стали или твердого пластика и в основном используются при установке или статическом применении для ограничения растягивающих, изгибающих и сдвигающих нагрузок на трубы. Среди стандартных видов применения поддержка гибких труб на длинных участках свободного пролёта (где высока возможность повреждения трубы из-за перегиба), устьевые обвязки, оконечные соединения трубопроводов (PLET), выходы J-образных труб, переходники жестких труб, над подводным бумом и т. д.

В отличие от элементов жесткости на изгиб, ограничители радиуса изгиба обеспечивают защиту только после того, как гибкая труба достигает определенного радиуса изгиба с блокировочными элементами, которые устанавливаются вокруг трубы, чтобы обеспечить механическую блокировку, предотвращающую перегиб. Данные элементы не препятствуют изгибу трубы до достижения заданного радиуса изгиба, а по достижении соответствующего радиуса они блокируются. На Рис. 3.5 показан металлический ограничитель изгиба, используемый на оконечном соединении гибкой трубы под водой. Металлический ограничитель изгиба обычно доступен по невысокой цене; он обязательно должен быть в заводской упаковке, с защитной краской и анодами.

На Рис. 3.6 показан типовой полимерный ограничитель радиуса изгиба. Блокировка ограничителем препятствует дальнейшему изгибу трубы на пролёте, и дополнительные нагрузки принимаются ограничителем радиуса изгиба. Нагрузки переносятся на смежную конструкцию с помощью конструкции для сопряжения, прикрепленной к дальнему конечному элементу.

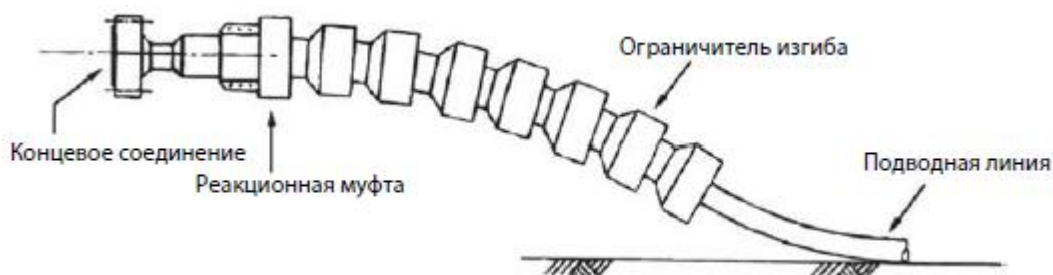
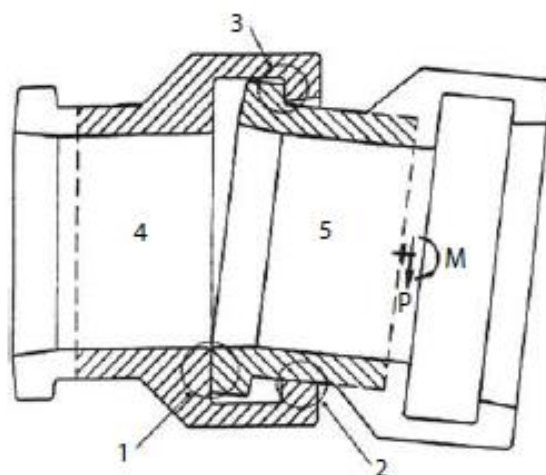


Рисунок 3.5 Металлический ограничитель изгиба



Рисунок 3.6 Полимерный ограничитель изгиба



1, 2, 3 Зона контакта, 4 Корпус, 5 Вершина

Рисунок 3.7 Типовой полимерный ограничитель изгиба

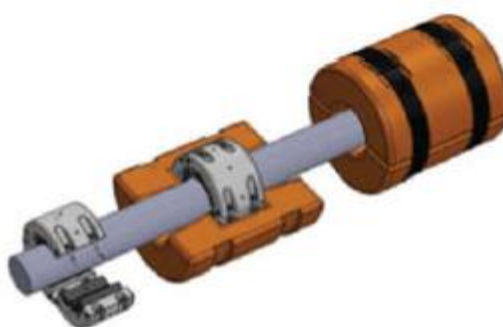


Рисунок 3.8 Модули плавучести, используемые при управлении конфигурациями водоотделяющей колонны

На Рис. 3.7 показаны обычные зоны контакта ограничителя изгиба полимерного типа. На данном рисунке: 1–3. Зоны контакта, 4. Корпус, 5. Вершина. Элементы ограничителя радиуса изгиба предназначены для предотвращения зажатия и повреждения кожуха гибкой трубы между смежными элементами во время блокировки. В конструкции ограничителя имеется гладкая опора без острых краев. Поскольку стволы отдельных элементов ограничителя изгиба являются прямыми, то ствол колонны элементов

ограничителя изгиба не будет изгибаться до плавной кривой. Тем не менее, локальные перегибы будут соответствовать требованиям MBR гибкой трубы.

3.4 Модули плавучести

В гибких трубах (водоотделяющих колоннах) и шлангокабелях, используемых в плавучих нефтедобычных системах, обычно используются модули плавучести для создания более мягкой конфигурации, чем те, которые образуются естественным образом под собственным весом, как показано на Рис. 3.8. Целью такой конфигурации гибких труб является обеспечение средства плавучести возможностью движения в разумном диапазоне без создания значительного напряжения растяжения в гибкой трубе и увеличения риска ее повреждения. Модули плавучести, прикрепленные к гибкой трубе, уменьшают необходимое растягивающее напряжение на поверхности и помогают получить необходимую конфигурацию трубы.

Модулями плавучести могут быть тонкостенные баллоны с воздухом или модули с синтактической пеной, которые прикрепляются ремнями к трубе. Материал модуля плавучести подбирается с учетом необходимости обеспечивать длительную устойчивость к водопоглощению. К модулям плавучести установлены следующие минимальные требования [2]:

- начальное или конечное значение чистой плавучести, требуемое на единицу длины гибкой трубы,
- длина плавучего/утяжеленного участка.

3.5 Катодная защита

Вследствие контакта с морской водой катодная коррозия внутренних слоев из стали подводной гибкой трубы может распространяться по всей длине гибкой трубы. В качестве катодной защиты гибких труб используются аноды для предотвращения коррозии концевых соединений из стали, контактирующих с морской водой. Кроме того, аноды защищают внутренние элементы гибкой трубы, изготовленные из стали и подверженные воздействию воды в результате повреждения внешнего оболочки из полимера.

На Рис. 3.9 показан пример анодного устройства гибкой трубы. Аноды устанавливаются снаружи возле концевых соединений. В концевом соединении все армирующие слои гибкой трубы изогнуты и находятся в тесном контакте с металлическим сводом концевой соединения. На конструкцию помещается металлический колпачок, чтобы обеспечить водонепроницаемость и сформировать внешнюю часть концевой соединения. Свободное пространство между колпачком и сводом концевой соединения заполняется смолой. Защитный колпачок навинчивается на свод концевой соединения также для того, чтобы между колпачком, сводом и всеми армирующими слоями образовалось постоянное соединение. Когда гибкая труба включает анодную систему катодной защиты, которая защищает армирование от коррозии, вокруг гибкой трубы на расстоянии от 1 до 10 м от концевой соединения помещается скоба или хомут. Скоба имеет определенную длину, и по внешней границе скобы устанавливаются один или несколько анодов. Аноды соединены с колпачком концевой соединения с помощью металлической оплетки, так что анод соединен с помощью электропроводящего соединения с изогнутым армированием и сводом концевой соединения. В случае с гибкими трубами, лежащими на морском дне, система анодной защиты на концевом соединении обеспечивает защиту по длине около 4000 м. Что касается использования для концевых соединений из нержавеющей стали на суше, при отсутствии водной среды системы катодной защиты могут не потребоваться.

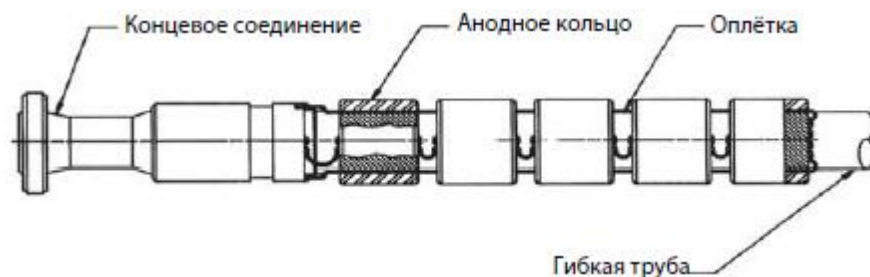


Рисунок 3.9 Расположение анодов

3.6 Система вентиляции кольцевого пространства

Со временем транспортируемые по стволу трубы буровые жидкости диффундируют через внутреннюю полимерную оболочку в кольцевое пространство трубы. Коррозионные газы, часто присутствующие в буровых жидкостях (например, CO_2 , H_2S и водяной пар), а также углеводороды, такие как CH_4 , диффундируют через внутренний полимерный барьерный слой под давлением и накапливаются в кольцевом пространстве, как показано на Рис. 3.10. Эти газы могут вызвать общую или точечную коррозию в армирующих слоях, препятствующих действию давления и растягивающего напряжения. Присутствие воды также может отрицательно сказаться на усталостной долговечности стальных слоев брони, работающих под давлением и при растяжении. Присутствие H_2S вызывает у стали водородное растрескивание (НН) и сульфидное растрескивание под напряжением (SSC). Концентрацию H_2S следует тщательно оценивать на этапе проектирования, поскольку для трубы, предусмотренной для эксплуатации в условиях отсутствия активных соединений серы, можно использовать высокопрочную сталь, которая подвергнется недопустимой коррозии в кислой среде.

В дополнение к негативному воздействию коррозии и усталости на стальные слои трубы, повышение давления в кольцевом пространстве из-за присутствия газов может также вызвать смятие внутренней полимерной оболочки трубы. В случае внезапной потери давления во внутреннем стволе трубы (например, вследствие аварийного отключения системы) давление в кольцевом пространстве может быть выше, чем давление во внутреннем стволе, и может привести к смятию внутренней полимерной оболочки, нарушению состава жидкости и разрушению трубы. Стальной каркас обычно рассчитан на то, чтобы выдерживать подобное сминающее давление вследствие скопления газа в кольцевом пространстве. Существуют также гибкие трубы без стального каркаса, особенно для транспортировки не углеводородных веществ; но данный вид разрушения возможен.

Накопление проникающих газов в кольцевой зоне также может повредить наружное покрытие, которое защищает армирующие слои, когда давление в кольцевой зоне выше, чем давление снаружи трубы. Данный риск ниже в более глубоких водах, так как гидростатическое давление компенсирует давление в кольцевой зоне. В противовес, данный риск наиболее высок у поверхности воды, если проникающие газы не удаляются. Для предотвращения скопления проникающих газов в кольцевом пространстве трубы из-за диффузии, в конструкцию трубы встраивается система отвода газа, позволяющая выводить газы из кольцевого пространства в атмосферу. Система отвода газа может состоять из труб с малым внутренним диаметром или механически обработанных каналов, которые образуют путь непрерывного потока через кольцевое пространство трубы к клапанам сброса газа на концевых соединениях. Вытяжные клапаны могут быть встроены в оба концевых соединения трубы и напрямую соединены с кольцевым пространством. Помимо этого, у них есть предварительно заданный перепад давления приблизительно от

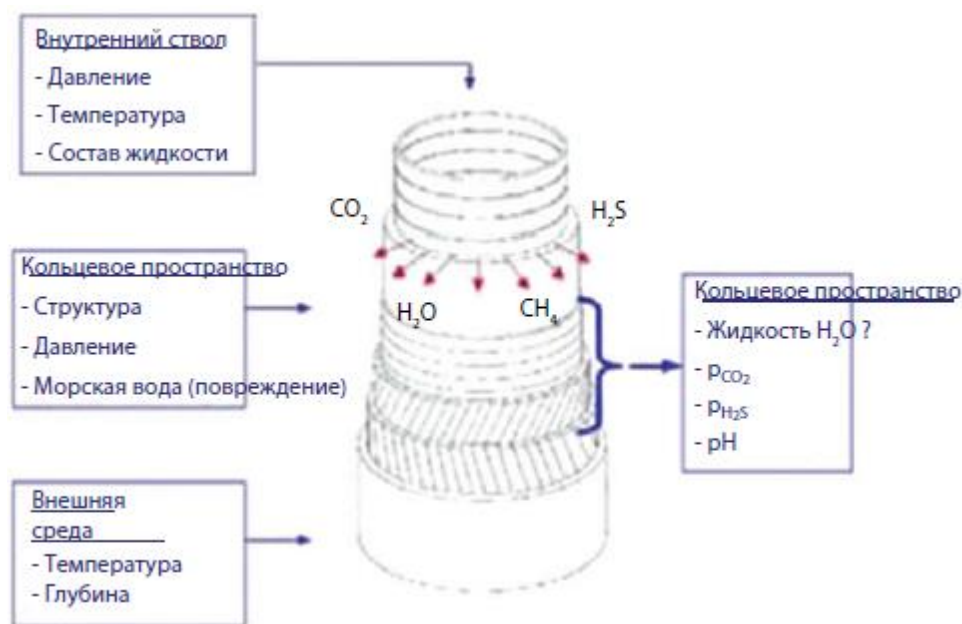


Рисунок 3.10 Проникание газов из ствола гибкой трубы в кольцевое пространство

2 до 3 бар (30–45 фунтов на квадратный дюйм) и они герметизированы, чтобы предотвратить попадание морской воды в кольцевое пространство, когда перепад давления ниже заданного для несвязанных гибких труб или несвязанных гибких композитных труб FCP.

По наружной оболочке гибкой трубы можно также разместить разрывные мембраны в качестве вторичного пути потока в случае неожиданного повышения давления или неисправности основных клапанов. Минимальные требования к конструкции предохранительных газоспускных клапанов и разрывных мембран приведены в API 17J. На верхнем соединении газоотводная система в кольцевом пространстве предназначена для предотвращения обратного потока жидкостей или агрессивных газов в кольцевое пространство гибкой водоотделяющей колонны. Во время эксплуатации систему отвода газа нельзя закрывать крышкой, чтобы не допустить чрезмерного повышения давления в кольцевом пространстве.

На Рис. 3.11(а) показана система контроля состояния кольцевого пространства водоотделяющей колонны под названием «subC-racs» – разработанная «Schlumberger» и «Total» [7] автоматизированная система, которая осуществляет мониторинг целостности гибкой водоотделяющей колонны и вентиляционных выбросов. Основные функции системы: измерение свободного (сухого) объема кольцевого пространства и расхода газа и водяного пара. Система «subC-racs» обеспечивает полноценный и непрерывный контроль и быстро определяет возникающие тенденции в системе кольцевого пространства водоотделяющей колонны до того, как возникнет подозрение на усталостное повреждение; легко устанавливается с верхней выводной системой. Состав уловленного газа и водяного пара можно протестировать для дальнейшего подтверждения целостности и выполнения эксплуатационных оценок. Динамика измеряемого расхода и состава обеспечивает важные данные для оценки целостности различных факторов разрушения системы водоотделяющей колонны. К данным факторам относятся высокие концентрации растворенного CO_2 или H_2S , конденсация внутри кольцевого пространства, увеличение скорости потока из-за резких рабочих температур или деградация кожуха под давлением и проникание морской воды через внешнюю оболочку.

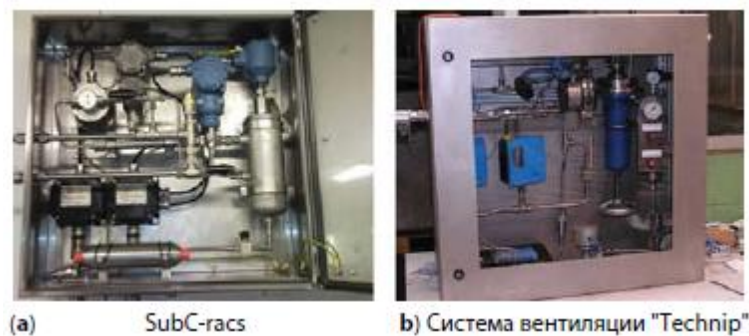


Рисунок 3.11 Система контроля состояния кольцевого пространства. (a) Система SubC-racs; (b) Система вентиляции «Technip»

На Рис. 3.11(b) показана система отвода газа для гибких труб, разработанная «Technip» [6]. Когда транспортируемая буровая жидкость содержит газы, для предотвращения скопления газов в кольцевом пространстве данная система интегрируется во все концевые соединения гибких труб. Для гибкого выкидного трубопровода с обоими концами под водой клапаны выпуска газа устанавливаются на вентиляционные отверстия окончательных соединений. Каждый раз, когда давление достигает значения давления открытия, (обычно с перепадом от 2 до 3 бар) будет выпускаться газ. У гибких водоотделяющих колонн, соединенных с плавучей платформой, система отвода газа связана с факельной системой.

3.7 Концевые соединения

Концевое соединение является важным механическим устройством при проектировании систем гибких труб, которое образует переход между телом гибкой трубы и соединителем. Различные слои трубы выводятся на концевое соединение, а нагрузки передаются между гибкой трубой и соединителем.

На Рис. 3.12(a) показано типовое концевое соединение для связанных гибких труб, а на (b) – типовое концевое соединение для несвязанных гибких труб высокого давления. Концевые соединения могут быть добавлены при изготовлении труб или установлены на ранее подвергнутую заводским приемочным испытаниям (FAT) гибкую трубу в полевых условиях эксплуатации [8].

Концевые соединения предназначены для надежной заделки всех слоев трубы, чтобы исключить утечку, структурную деформацию или выдергивание проволоки, каркаса или экструдированных слоев на протяжении всего срока службы трубы, и с учетом всех соответствующих факторов, включая действие коррозии, усадки, ползучести, старения и давления. Концевые соединения предусматривают термические циклы и циклы давления, определенные для конкретных динамических или статических условий эксплуатации [3]. Конструкция концевое соединения обеспечивает герметичность внутренней оболочки под давлением, наружного кожуха и иных промежуточных оболочек (например, у изолированных труб или гладкостенных труб) на концевом соединении. За счет конструкции механизма обжима/уплотнения концевых соединений совмещенная деформация, вызванная рабочими концевыми нагрузками, не приводит к разрушению оболочки в течение срока службы.

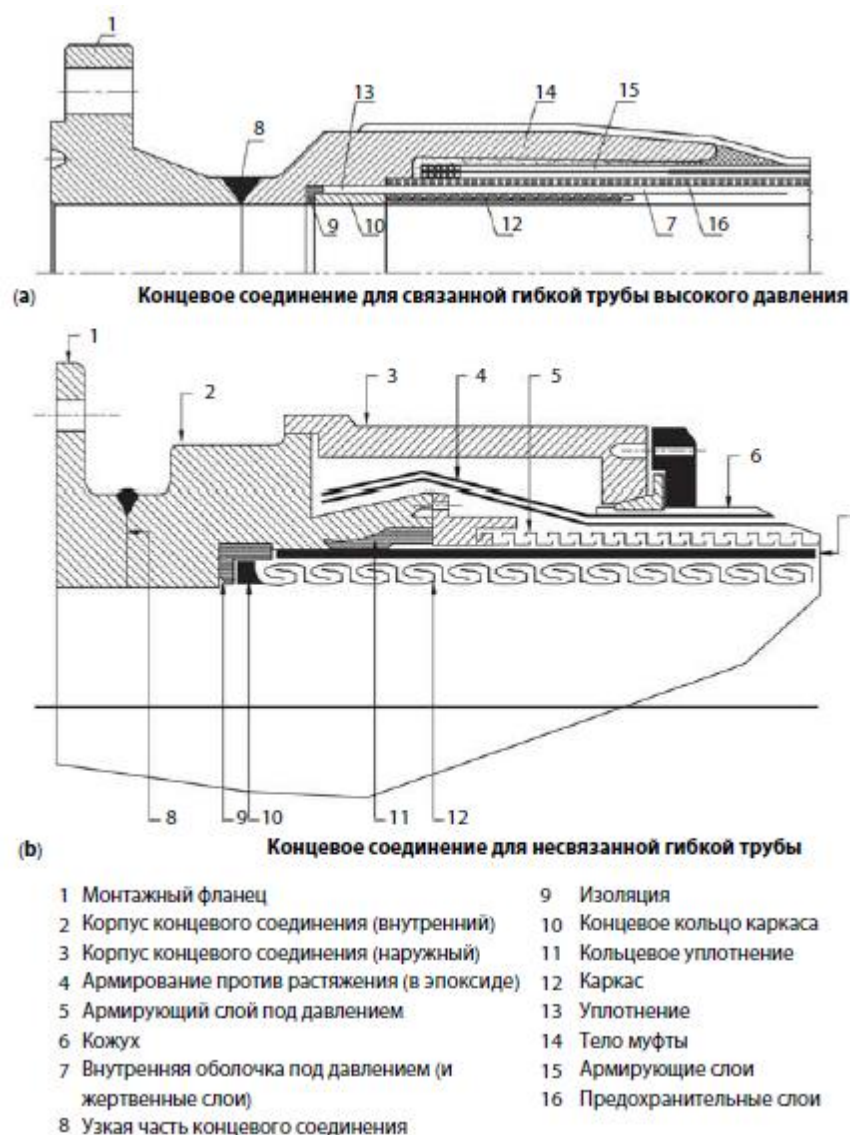


Рисунок 3.12 Пример концевых соединений для связанных и несвязанных гибких труб

3.7.1 Несвязанные гибкие трубы

Ниже перечислены общие проектные характеристики концевое соединения для несвязанных гибких труб:

- Концевые соединения проектируются индивидуально для каждой гибкой трубы;
- Сборка вручную;
- В качестве окончных соединений могут быть фланцы, раструбы, сварные или иные согласно API/ANSI;
- Прочность выше, чем у трубы на разрыв и разрушение при растяжении;
- Наиболее распространенным конструкционным материалом является низколегированная сталь AISI 4130, стали AISI 8630H, ASTM A182 F22, ASTM A350 LF2, ASTM A694 F48 / F52 / F65, стали ASTM A707 L3/L4;
- Стандартное покрытие: электролитическое никелирование и различные эпоксидные смолы.

3.7.1.1 Критерии проектирования

Проектные требования для находящихся под давлением частей и компонентов, подверженных растягивающей нагрузке в концевых соединениях несвязанных гибких труб, выражаются формулами (3.1) и (3.2):

$$\sigma_t \leq n \times \sigma_y \quad (3.1)$$

$$\sigma_e \leq n \times \sigma_y \quad (3.2)$$

где σ_t : окружное напряжение при растяжении;
 σ_e : эквивалентное напряжение (фон Мизеса или Треска);
 n : допустимый коэффициент использования напряжения, как указано в Таблице 3.3.

С учетом всех физически возможных сочетаний нагрузок проектные требования к системе анкерного устройства концевых соединений выражаются следующим образом:

$$F \leq n \times F_y \quad (3.3)$$

где:

F : расчетная тянущая сила, возникающая в результате расчетного напряжения при растяжении и давления;

F_y : мощность анкерного устройства;

n : коэффициент допустимого использования нагрузки анкерного устройства согласно Таблице 3.3.

3.7.1.2 Металлические материалы

Концевые соединения с отводными отверстиями проектируются так, чтобы обеспечивалось сопротивление коррозии за счет выбранного материала, либо за счет сочетания подходящего покрытия и катодной защиты. Материал внутренних поверхностей концевых соединений должен быть устойчивым к эрозии, вызываемой твердыми частицами, которые проникают вместе с транспортируемой жидкостью. Все металлические компоненты, рассчитанные на водородное охрупчивание или подверженные таковому в соответствующей среде, должны иметь катодную защиту из материалов, устойчивых к подобному воздействию. Все поверхности, контактирующие с перекачиваемой жидкостью, должны проходить испытания на коррозионную стойкость. Уплотнительные кольца оболочки и уплотнительные поверхности фланцев должны быть устойчивыми к коррозии благодаря выбранному материалу или покрытию.

Металлические элементы концевых соединений для основных деталей, работающих под давлением, должны быть коваными в соответствии с требованиями стандартов ASTM A668, ASTM A29 или ASTM A182. Для использования в кислых средах металлические материалы должны соответствовать требованиям NACE MR0175. Концевые соединения из дуплексной нержавеющей стали проходить испытания на стойкость к точечной коррозии в соответствии со стандартом ASTM G48-03 (метод А).

При проектировании и производстве концевых соединений необходимо учитывать ряд критических вопросов. Например, для размеров оболочки под давлением и уплотнительного кольца, окончного армирования под давлением и технологической затяжки болтовых соединений важны жесткие производственные допуски, чтобы обеспечить адекватную передачу нагрузок от стальных слоев гибкой трубы на конструкцию концевой соединения. Внутренняя часть системы концевых соединений заполняется эпоксидной смолой во избежание образования воздушных пространств.

Таблица 3.3 Коэффициенты допустимого использования концевых соединений для несвязанных гибких труб [3]

Компонент	Вид разрушения	Критерии проектирования	Условия эксплуатации			Условия вне эксплуатации			Сохранение работоспособности
			Постоянные		Отклонение от нормы	Временные		Экстремальные	
			Нормальные	Экстремальные		Нормальные			
						Установка	Испытание		
Под давлением	Разрыв	Напряжение	0,67	0,85	0,85	0,67	0,91	0,85	0,97
Армирование против растяжения (11)	Перелом	Напряжение	0,67	0,85	0,85	0,67	0,91	0,85	0,97
Анкерное устройство армирования против растяжения	• Выдёргивание • Перелом • Выдёргивание вследствие разрушения заливочной массы	Нагрузка	0,67	0,85	0,85	0,67	0,91	0,85	0,97

ПРИМЕЧАНИЕ 1: В методиках проектирования должны учитываться любые изменения в сопротивлении стали, возникающие в результате процесса монтажа, например изменения микроструктуры из-за нагрева/сварки или появление микротрещин или иных дефектов.

обеспечить адекватную передачу нагрузок от стальных слоев гибкой трубы на конструкцию концевое соединения. Внутренняя часть системы концевых соединений заполняется эпоксидной смолой во избежание образования воздушных пространств. Правильное расположение и функционирование вентиляционных отверстий также важно для предотвращения скопления газов в кольцевом пространстве. Конструкция анодного зажима обычно используется для защиты соединений гибких концов труб от коррозии. Перед установкой необходимо, чтобы ROV (дистанционно управляемый аппарат) очистил поверхность концевое соединения с помощью стальной щетки для гарантии надлежащего электрического контакта анодного зажима.

3.7.1.3 Концевые соединения от различных производителей

Концевое соединение является неотъемлемой частью гибкой трубы. На Рис. 3.13 схематично показано, что концевое соединение также обеспечивает точку окончания для всех основных структурообразующих слоев трубы, то есть каркаса, внутренней полимерной оболочки (гидроизоляции), армирующего слоя под давлением, армирующего слоя против растяжения и наружного полимерного кожуха.

Основные производители несвязанных гибких труб:

- Technip-Coflexip
- Wellstream - GE Oil & Gas
- NKT/NOV (National Oilwell Varco)

Несколько типов концевых соединений для несвязанных гибких труб от вышеперечисленных производителей были разработаны с использованием принципа обжатия внутренней оболочки. Проектирование и производство концевых соединений для гибких труб согласно API 17J выполняется так, чтобы гарантировать надлежащее крепление и герметичность, что обычно достигается обжатием оболочки или частичным пронизыванием оболочки жестким элементом в радиальном направлении. На Рис. 3.14 показано концевое соединение для несвязанных гибких труб «Technip»/«Wellstream». Между корпусом и внутренней оболочкой вставлена трубчатая втулка, которая несет радиальную нагрузку на оболочку во время обжатия. Оболочка подвергается обжиму с помощью деформируемого обжимного кольца, которое взаимодействует с упором в форме усеченного конуса при осевом толкании, деформируется радиально внутрь и проникает в оболочку, блокируя и герметизируя ее. Такое кольцо еще называют моноконусным уплотнительным кольцом. На Рис. 3.15 показана процедура обжима оболочки под давлением. Концевое соединение также имеет ступенчатую часть, которая может входить в ступенчатый цилиндрический корпус концевое соединения. Внутренняя оболочка зафиксирована и герметизирована с помощью конической втулки спереди, а промежуточная оболочка зафиксирована и герметизирована сзади со сводом трубы с помощью болтов, обеспечивая осевое сжатие и позволяя ступенчатой части доводиться до концевое соединения для крепления.



Рисунок 3.13 Типовое концевое соединение для несвязанных гибких труб [9]

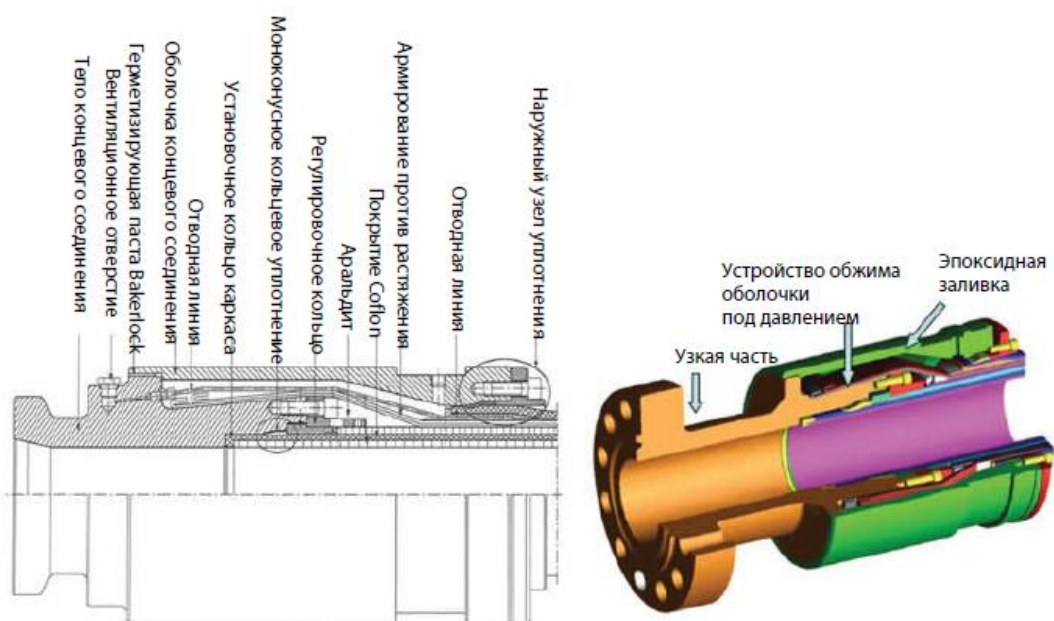


Рисунок 3.14 Концевое соединение для несвязанных гибких труб [10]

Большинство компонентов концевое соединения собираются вручную с помощью специальных инструментов и приспособлений. Контроль качества всех процессов изготовления и сборки концевое соединения критически важен для обеспечения целостности и герметичности конструкции в течение всего срока службы гибкой трубы.

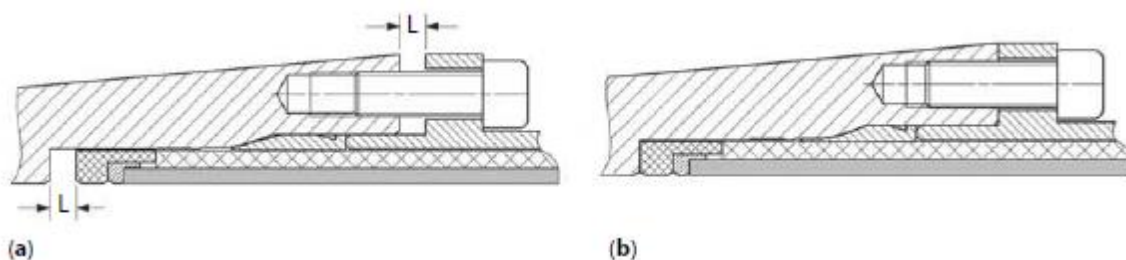


Рисунок 3.15 Обжим оболочки под давлением

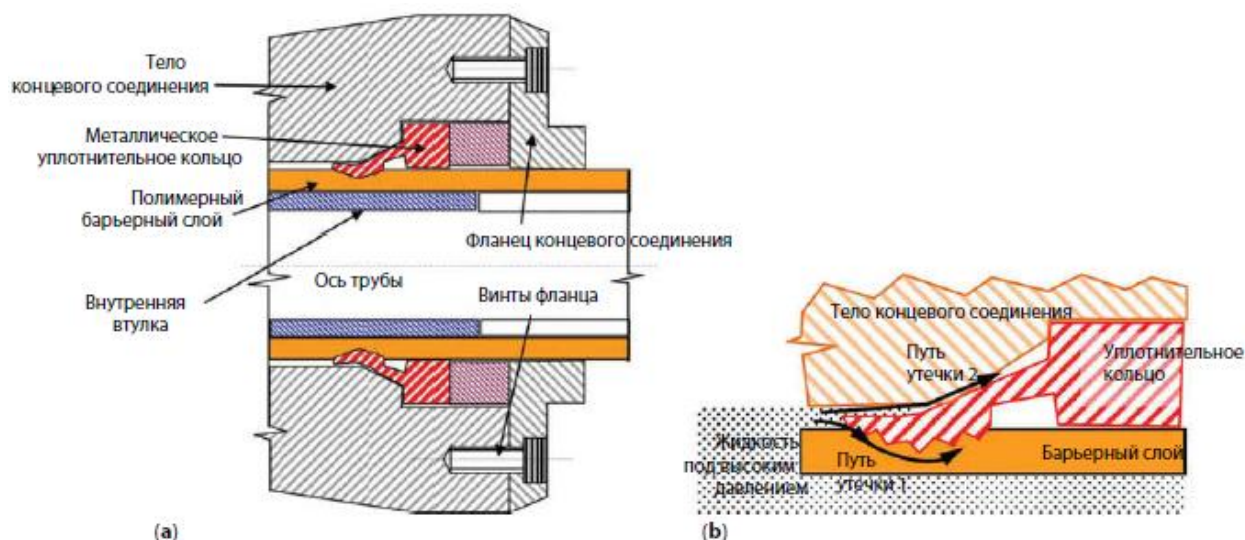


Рисунок 3.16 Схематическое изображение барьерного уплотнения концевое соединения

Очевидно, что эффективная система барьерного уплотнения является ключевым моментом при проектировании концевых соединений. Схематическое изображение барьерного уплотнения концевое соединения по принципу «металл к металлу» для системы гибких трубопроводов высокого давления представлено на Рис. 3.16 [11, 12]. В соответствии с обобщенной схемой уплотнения, показанной на данном рисунке, в барьерном уплотнении может быть два возможных пути утечки под внутренним давлением: один путь между металлическим уплотнительным кольцом и полимерным барьерным слоем, а другой путь на месте контакта «металл к металлу» между уплотнительным кольцом и основной частью.

Аналогичная система уплотнения используется компанией «NKT» («NOV») (см. Рис. 3.17) для уплотнительных кольцевых прокладок для обеспечения достаточного контактного давления между прокладками и прилегающими поверхностями. При приложении крутящего момента к болтам, соединяющим обсадную часть с втулкой, обсадная часть движется к втулке. За счет геометрии прокладок осевое усилие от обсадной части переходит в контактное давление между внутренней футеровкой и седлами уплотнения.

3.7.2 Гибкие композитные трубы

Гибкие композитные трубы обычно имеют внутренний слой из полимерного материала, окруженный одним или несколькими слоями материалов (армирующий слой), повышающих прочность трубы, сохраняя при этом гибкость, и наружный кожух из полимера, изолирующей внутренние слои. Каждая такая труба должна быть оснащена концевым соединением, которое соединяет трубы между собой или с другими элементами. На Рис. 3.18 показано типовое концевое соединение для композитной гибкой трубы (FCP). Концевое соединение для FCP используется для удержания и уплотнения открытого конца FCP и обеспечения приспособления для передачи нагрузок растяжения и давления на конструкцию трубы. Сопряжение с трубой или соединителем (фланец или патрубок) выполняется с подготовкой под сварку. Для концевых соединений FCP обычно используются обжимные соединения, чтобы соединять гибкие трубы путем сжатия тела гибкой трубы между внешней и внутренней канавками концевое соединения.

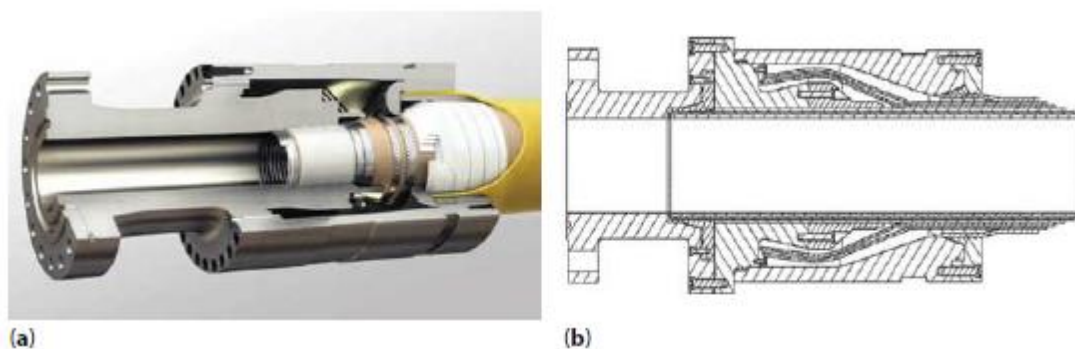


Рисунок 3.17 Концевое соединение «NOV» [9]

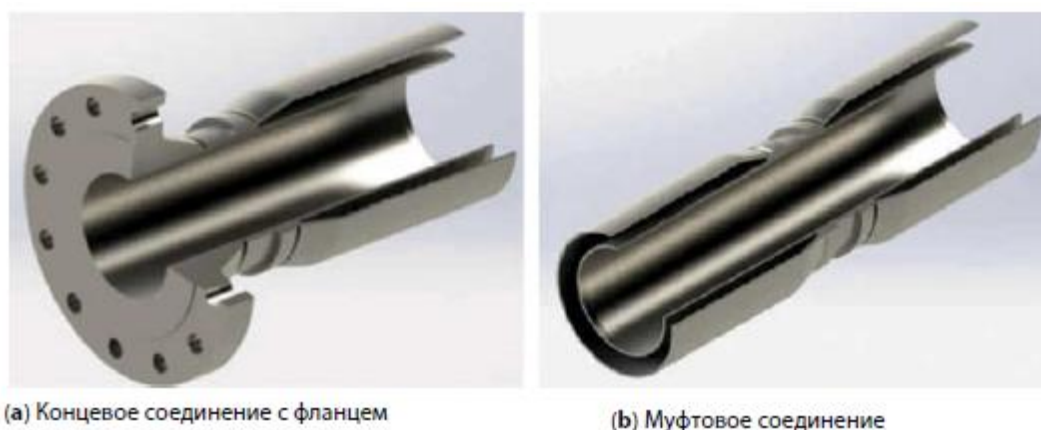


Рисунок 3.18 Типовое концевое соединение для композитной гибкой трубы. (a) Концевое соединение с фланцем; (b) Муфтовое соединение

На Рис. 3.19 показан процесс двойного обжатия, при котором концевое соединение крепится к трубе FCP. Сначала с помощью круглой оправки выполняется внутренняя обжимка, при которой расширяется внутренняя часть стержня соединения, чтобы минимизировать любые внутренние отклонения соединения по диаметру. Затем обжимается обечайка наружной втулки с помощью штампа, чтобы создать зажимное усилие и жидкостное уплотнение, обеспечивающее сохранение характеристик в течение всего срока службы трубопровода.

Для концевых соединений срединных муфт при более низких давлениях обычно используются системы резиновых уплотнений с уплотнительными кольцами, так как их можно быстро собрать (и разобрать). Гидравлическое уплотнение обеспечивается с помощью одного или нескольких резиновых уплотнительных колец, вставленных в канавки на ввёртном конце трубы.

3.7.2.1 Критерии проектирования

Концевое соединение гибких композитных труб должно обеспечивать структурную целостность соединенного конца трубы, как минимум такую, как у остальной части трубы. Установленная муфта должна соответствовать или превышать расчетные характеристики трубы и, в частности, по максимальной нагрузке, которой труба будет подвергаться при нормальных условиях эксплуатации.

В стандартной спецификации ASTM F2805 [14] на многослойные термопластичные и гибкие стальные трубы и соединения описаны требования и методы испытаний для материалов, размеры, качество изготовления, маркировка для заводских

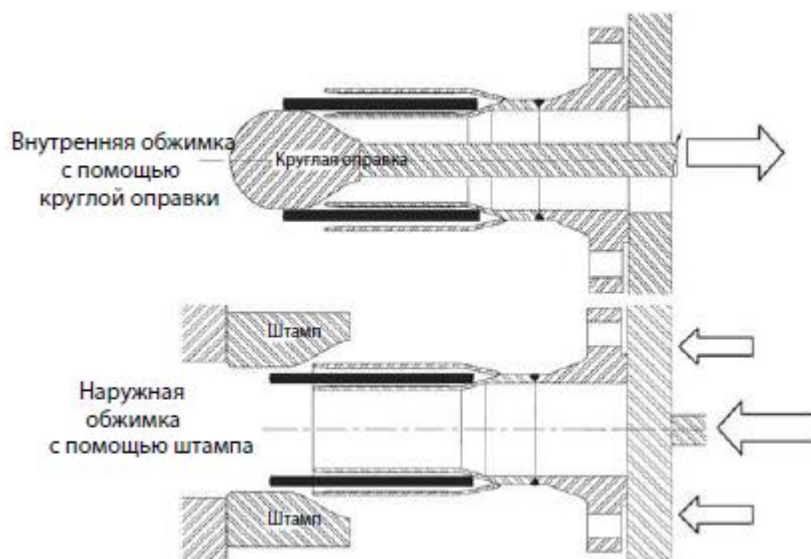


Рисунок 3.19 Процесс обжимки концевое соединения [13]

многослойных гибких стальных труб с термопластичными внутренними и наружными слоями и торцевыми соединениями с учетом критериев проектирования согласно API 17J.

Методика проектирования и расчетные коэффициенты одинаковы в API 17J и API 17K. Аналогичные критерии проектирования из Раздела 3.7.1.1 применяются к обжатым концевым соединениям, используемым для композитных гибких труб.

3.7.2.2 Материалы

Концевое соединение для композитных гибких труб FCP может быть устройством из металла, которое механически крепится к гибкой трубе. Материал концевых соединений обычно выбирается с учетом совместимости с жидкостями и проблем коррозии. Обычно предпочтение отдается нержавеющей стали 316L, коррозионно-стойкому сплаву (CRA) или другим нержавеющей сталям, соответствующим требованиям NACE MR0175 для кислых сред, хотя существуют также и концевые соединения из углеродистой стали (CS). CS подвержена быстрой внутренней коррозии и поэтому не является подходящим материалом для концевых соединений. Следовательно, применение возможно, когда коррозия не является ключевой проблемой, например, для концевых соединений для испытаний и установки или для производства сухого газа. Нержавеющая сталь 316L устойчива к равномерной коррозии и потенциальному водородному повреждению. Обычно сталь 316L не подвержена наружному хлористому коррозионному растрескиванию под напряжением (CSCC). Тем не менее, в болотистой среде она будет подвержена наружной местной коррозии (например, точечной коррозии, щелевой коррозии и коррозии, вызванной микробиологическими факторами).

Сталь 316L можно использовать в качестве материала для концевых соединений при условии применения одного из следующих методов наружной защиты:

- Термоусадочная манжета для закрытия наружной поверхности концевых соединений во избежание прямого контакта с водой.
- Катодная защита с использованием «жертвенных» анодов;
- Катодная защита и покрытия, обычные покрытия могут предотвратить точечную и щелевую коррозию и сократят расход «жертвенных» анодов.

Вместо 316L для защиты от коррозии можно использовать углеродистую сталь с химическим никелевым покрытием, которая является более экономичным альтернативным материалом для промежуточных муфт. Срединная муфта со всех сторон

покрывается химическим никелем. Процесс обжата может повредить никелевое покрытие на наружной стороне срединной муфты. Химический никель хорошо подходит для нефтепромысловой среды, содержащей CO_2 , H_2S и хлориды. Покрытия на основе химического никеля не обеспечивают протекторную защиту, если в покрытии имеются пропуски. Для жидкостных потоков, содержащих песок или другие потенциально эрозийные частицы, рекомендуется использовать нержавеющую сталь 316L вместо углеродистой стали с никелевым покрытием.

Нержавеющая сталь 316L

Если концевое соединение изготовлено из стали 316L, оно будет устойчиво к CO_2 и любой другой форме общей коррозии. Однако сталь 316L подвержена наружной точечной и щелевой коррозии в кислородсодержащих и хлоридсодержащих средах. В болотистой среде она также подвержена микробиологической коррозии (MIC). При температурах выше 60°C она подвержена наружному хлористому коррозионному растрескиванию под напряжением (CSCC). В зависимости от потока и нагрузки по твердым веществам она также подвержена эрозии и эрозии-коррозии.

Углеродистая сталь

Если для концевых соединений используется углеродистая сталь, возникнет внутренняя CO_2 -коррозия и наружная кислородная коррозия. Подобно стали 316L, углеродистая сталь подвержена воздействию микробиологической коррозии, эрозии и эрозии-коррозии. Механизмы ухудшения характеристик, определенные у армирования и концевых соединений, перечислены в Таблице 3.4.

3.7.2.3 Типы концевых соединений

В большинстве случаев для труб FCP используются следующие три типа концевых соединений в зависимости от требований полевых условий: концевые соединения с фланцами, муфтовые концевые соединения и концевые соединения с приварной узкой частью (шейкой).

• Концевые соединения с фланцами

Для концевых соединений с фланцами используются стандартные свободно-вращающиеся фланцы, которые соединяются с другой соединительной трубой с помощью болтов. Они подходят для соединения труб и также могут использоваться для соединения трубы с концом трубопровода. Концевые соединения с фланцами наиболее часто используются для соединения других стандартных деталей трубопровода, таких как клапаны и иные плюсовые и минусовые подводы.

• Муфтовые концевые соединения

Муфтовые концевые соединения представляют собой интегрированную соединительную конструкцию соединения с двумя концами, которые соответственно соединяются с двумя участками тела трубы. Они подходят для непрерывного соединения срединных участков трубопроводов, проложенных на дальнейшее расстояние.

Таблица 3.4 Механизмы ухудшения характеристик материалов армирования и концевых соединений

Материалы		Возможные механизмы ухудшения характеристик	
Армирование (низколегированная сталь или углеродистая сталь)		•	СО ₂ -коррозия
		•	Кислородная коррозия
Материал концевых соединений	316L	•	Наружная коррозия CCCC
		•	Наружная точечная коррозия, щелевая коррозия
		•	Наружная МКБ (MIC)
		•	Эрозия и эрозия-коррозия
	CS (углеродистая сталь)	•	Внутренняя СО ₂ -коррозия
		•	Наружная кислородная коррозия
		•	Наружная МКБ
		•	Внутренняя эрозия-коррозия

• Концевые соединения с приварной шейкой

Соединения с приварной шейкой состоят из внутренней и наружной втулки, соединенных короткими колоннами. Их можно использовать для соединения труб FCP со стальными трубами или с концом трубы с применением стандартных методик сварки в полевых условиях, а также с аналогичным соединением с приварной шейкой или металлической конструкцией.

На Рис. 3.20 показаны основные типы концевых соединений.

Муфтовое концевое соединение представляет собой однокомпонентное соединение без приварных фланцев или фланцев с болтовым соединением; оно обжимается снаружи с обязательным использованием более толстого стержня. Кроме того, соединение снабжено кольцевыми уплотнениями на месте соприкосновения со стержнем для обеспечения дополнительного уплотнения. Внутренняя вентиляция через соединение проектируется с легкостью и обеспечивает отвод любого проникающего газа, где требуется. Все существующие концевые соединения изготавливаются из нержавеющей или углеродистой стали.

Соединение состоит из оправки, которая вставляется в трубу, и втулки, которая обжимает трубу. Оправка и втулка оснащены однонаправленными зубьями, которые надежно захватывают футеровку и оболочку трубы. Обжим втулки создает очень высокое постоянное усилие зажима, которое надежно удерживает армирование на месте. Оправка плотно прилегает к футеровке за счет давления зажима. Соединения совместимы с программами внутренней очистки скребком.

Отводное отверстие во втулке обеспечивает вентиляцию кольцевого пространства трубы на каждом соединении, благодаря чему отводятся газы, которые могли проникнуть через футеровку, и не допускается повышение давления в кольцевом пространстве.

3.7.2.4 Установка

Операции по установке концевое соединения включают: гибкую композитную трубу отрезают под прямым углом, устанавливают оснастку для обжима и размещают концевое соединение на конце трубы. Затем выполняются обжимные операции и на стенке трубы формируются стальные стенки концевое соединения. Обжатие обеспечивает равномерную и плотную компрессию стенки трубы с концевым соединением, как по внутренней, так и по наружной поверхностям стенки трубы. На срединных муфтах обжимке подвергается только наружная поверхность. Формовка концевое соединения выполняется на специализированном гидравлическом прессе или обжимном агрегате.

Обжимное оборудование включает непосредственно пресс, гидравлическую силовую установку (ГСУ), систему управления и оснастку [15].

Концевые соединения могут устанавливаться на месте использования с помощью полевого обжимного устройства, как показано на Рис. 3.21. Подобную установку проще всего выполнить с помощью обжимной машины, подвешенной на ремнях, так как это позволяет слегка наклонять машину, легко маневрировать, за счет чего значительно упрощается выравнивание по трубе.

Типовой агрегат для обжимки концевых соединений показан на Рис. 3.22.

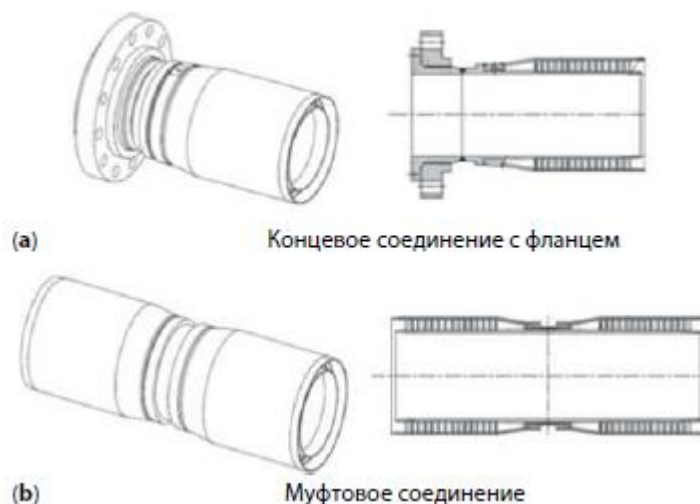


Рисунок 3.20 Виды концевого соединения



Рисунок 3.21 Оконечное обустройство с использованием полевой ковочно-обжимной машины



Рисунок 3.22 Ковочно-обжимная машина для концевых соединений

Использованная литература

1. API. Рекомендуемое практическое руководство по вспомогательному оборудованию для гибких труб. API RP 17 L2, 1-ое издание, 2013 г.
2. API. Спецификация на вспомогательное оборудование для гибких труб. Спецификация API 17 L1, 1-ое издание, 2013 г.
3. API. Спецификация на несвязанные гибкие трубы. Спецификация API 17J, 4-ое издание, 2014 г.
4. Ц. Бай, Й. Бай. Проектирование, анализ и установка подводных трубопроводов. Elsevier Science Ltd., 2014 г.
5. Д. Ханонге, О. Леклерк, Х. Моран, Ф. Деманзе, А. Шалюмо. «Расчет усталостных характеристик элемента жесткости на изгиб с использованием нелинейных свойств полиуретана». DOT 2005, Espirito Sato, Бразилия, 2005 г.
6. А. Феликс-Генри. «Предупреждение и контроль усталостной коррозии стального армирования гибких водоотделяющих колонн». OMAE 2007-29186, 2007 г.
7. Дж. Рокес, Б. Балаге, Д. Дион и Г. Аудуин. «Мониторинг целостности гибких труб: новая система оценки состояния кольцевого пространства гибкой трубы». OTC-20973, 2010 г.
8. API. Рекомендуемое практическое руководство по гибким трубам. API RP 17B, 5-ое издание, 2014 г.
9. http://www.nov.com/fps_landing/products/f_flexible-pipe-connectors-end-fittings.html
10. Т. А. Андерсон и др. «Аттестация гибкой армированной волокном трубы для эксплуатации на глубине 10 000 футов». OTC-24160, Хьюстон, 2013 г.
11. У. С. Фернандо и др. «Экспериментальная оценка конструкции уплотнения металл-металл для гибких труб высокого давления». OTC-23110, 2012.
12. У. С. Фернандо и Г. Карабелас. «Анализ характеристик торцевого барьерного уплотнения в несвязанных гибких трубах высокого давления». OMAE 2014-23574, 2014.
13. Wellstream international limited. «Транспортировка, установка и перемещение труб FlexSteel™». Техническая записка №: TN_FlexSteel_113, февраль 2006 г.
14. ASTM F2805. Стандартные технические условия на многослойные термопластичные и гибкие стальные трубы и соединения.
15. Рита Ши. Руководство пользователя по концевым соединениям труб из армированного термопласта на строительной площадке. NINGBO OPR, май 2014 г.

4

Проектные коэффициенты надёжности

4.1 Введение

Толщина стенок подводных трубопроводов – это один из основных факторов, влияющих на стоимость разработки нефтяных и газовых месторождений. Толщина стенки определяется расчетными нагрузками, которые трубопровод должен выдерживать во время строительства и эксплуатации. Внутреннее давление обычно определяет расчетное давление трубопровода на мелководье, однако внешнее гидростатическое давление оказывает большее влияние по мере увеличения глубины [1]. В дополнение к внешним нагрузкам, включая волны и течения, необходимо учитывать такие факторы, как неровное морское дно, траловые доски, расширение и пр. Тем не менее, по-прежнему имеются неопределенности в конструктивных параметрах и по толщине стенки трубы; их следует учитывать при проектировании [2]. Следует объективно оценить надежность трубопровода, чтобы сэкономить средства и избежать излишнего консерватизма. В целом, основанное на надежности проектирование трубопровода включает следующие аспекты:

- Определение видов разрушения для конкретных расчётных случаев,
- Определение форматов проектирования и функций предельного состояния (LSF),
- Измерения неопределенности всех случайных переменных,
- Расчет вероятности отказа,
- Определение целевых уровней надежности,
- Точное измерение факторов безопасности для проектирования,
- Оценка результатов проектирования.

4.2 Вероятность отказа

Важными аспектами проектирования конструкций являются нагрузки (L) и действие сопротивления (R) в части сил, смещений и напряжений на конструкции. Нормы проектирования конструкций обычно определяют используемые нагрузки, прочности и соответствующие коэффициенты безопасности. Теория структурной надежности оценивает вероятность отказа с учетом неопределенности в нагрузках и сопротивлениях. За последние двадцать лет были приложены немалые усилия по обеспечению надежности конструкции и ее применения в нефтегазовой промышленности [3]. Успешно выполнялось проектирование трубопроводов с использованием расчетов по предельным состояниям (LSD) и методов, основанных на надежности, которые обеспечивают последовательную обработку неопределенностей. Метод расчета сопротивления нагрузке (LRFD) был введен в DNV-OS-F101 [16] в качестве основы проектирования для данных конструктивных ограничений [4]. Данный метод включает неопределенности проектирования в подход, основанный на частных коэффициентах безопасности. Неопределенности сгруппированы как частичные нагрузки или коэффициенты материала. Частные коэффициенты безопасности связаны с характеристическими нагрузками и действием сопротивления [5].

4.2.1 Предельное состояние и вид отказа

Элемент конструкции может перейти либо в безопасное состояние, либо в состояние отказа. Граничная линия (поверхность) между безопасным состоянием и состоянием отказа является предельным состоянием и выражается как $g(Z) = R - L$. Следующие условия описывают возможные состояния элемента конструкции [6].

- $g(Z) < 0$ обозначает состояние отказа, при котором нагрузка L больше, чем сопротивление R .
- $g(Z) > 0$ обозначает безопасное состояние, при котором сопротивление R больше, чем нагрузка L .
- $g(Z) = 0$ обозначает линию предельного состояния.

Для подводных трубопроводов предельные состояния определяются в соответствии с различными функциональными требованиями, включая эксплуатационную пригодность, предел прочности и т. д. Основной подход метода расчета предельных состояний состоит в распознавании различных видов отказа, соответствующих определенному функциональному требованию, и привязке к каждому виду отказа определенного предельного состояния, за пределами которого трубопровод больше не отвечает функциональному требованию [7]. Каждое предельное состояние соотносится с видом отказа и его прогнозируемыми последствиями. Использование расчета по предельным состояниям для гибких труб сложнее, чем для жестких труб, из-за большего количества возможных видов отказа. Необходимо правильно подбирать предельные состояния.

4.2.2 Вероятность отказа

Обычно вводится функция предельного состояния (LSF), которая обозначается $g(Z)$, где Z – это вектор всех переменных неопределенности. Отказ происходит, когда $g(Z) \leq 0$. Для заданного LSF с $g(Z)$ вероятность отказа P_f определяется следующим образом:

$$P_f(t) = P[g(Z) \leq 0] \quad (4.1)$$

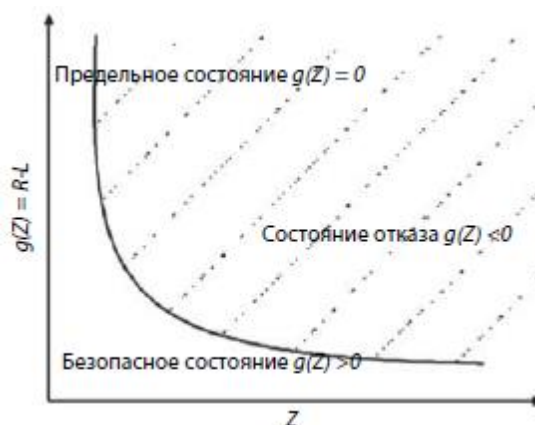


Рисунок 4.1 Концепция вероятности отказа

Исход вероятности отказа можно также выразить через показатель надежности (безопасности) β , который единственным образом связан с вероятностью отказа:

$$\beta(t) = -\Phi^{-1}[P_f(t)] = \Phi^{-1}[-P_f(t)] \quad (4.2)$$

Где $\Phi(\cdot)$ – это стандартная функция нормального распределения. Для решения уравнения (4.1) существуют аналитический и имитационный подходы. На Рис. 4.1 показано прямое понятие вероятности отказа.

4.3 Надёжностный коэффициент безопасности

При проектировании конструкции, как правило, из статистических значений выбирается нижнее предельное значение, которое определяет конструкционную прочность или прочность материала (например, предел прочности на растяжение), и верхнее предельное значение, определяющее влияние внешней нагрузки на неопределенность сопротивления и результата действия нагрузки [8].

Если $f_h(h)$, $f_H(h)$, m_h и s_h выбираются для обозначения функции плотности вероятности, функции распределения вероятности, математического ожидания и стандартного отклонения конструкционной прочности, а $f_s(s)$, $F_s(s)$, m_s и s_s выбираются для обозначения функции плотности вероятности, функции распределения вероятности, математического ожидания и стандартного отклонения результата действия нагрузки, то нижнее предельное значение X_H конструкционной прочности H и верхнее предельное значение Y_S результата действия нагрузки S можно выразить следующим образом:

$$\begin{cases} X_H = \mu_H - K_{P1}\sigma_H \\ Y_S = \mu_S + K_{P2}\sigma_S \end{cases} \quad (4.3)$$

где K_{P1} и K_{P2} вычисляются по формуле:

$$\begin{cases} \int_{\mu_H - K_{P1}\sigma_H}^{\infty} f_H(h)dh = 1 - P_1 \\ \int_{\mu_S + K_{P2}\sigma_S}^{\infty} f_S(s)ds = P_2 \end{cases} \quad (4.4)$$

где P_1 и P_2 определяются исходя из опыта проектирования и, как правило, берутся за 0,05. Коэффициент безопасности S_f определяется следующим образом:

$$S_f = \frac{X_H}{Y_S} \quad (4.5)$$

4.3.1 Неопределенность сопротивления и результата действия нагрузки

В целом при структурном анализе рассматриваются результаты действия нагрузки (потребность) и конструкционная прочность (способность) [9]. При проектировании размеры элементов конструкции определяются исходя из требований для возможности наличия достаточного запаса прочности между потребностью и способностью.

На всех этапах структурного анализа и оценки прочности всегда присутствуют неопределенности, которые возникают из-за непостоянства условий окружающей среды, геометрии и свойств материала, а также из-за неточностей в прогнозировании нагрузок, реакции и прочности.

Для конструктивного расчёта и анализа подводных трубопроводов необходимо учитывать все неопределенности прогнозирования результатов действия нагрузки и структурного моделирования [11]. Анализ неопределенности является ключевым для любого вида оценки надежности, включая проектирование на основе надежности и повторную аттестацию подводных трубопроводов.

Разработка методик проведения вероятностного анализа и норм проектирования придала особую важность количественной оценке неопределенностей. Результаты исследований по моделированию неопределенности могут использоваться для оценки относительной важности различных видов неопределенностей.

Надежность конструктивной системы зависит от переменных нагрузки и прочности. Каждую переменную можно вычислить с разной степенью точности. Следовательно, при оценке безопасности конструкции и принятии проектных решений необходимо учитывать разницу в доверительных уровнях по каждой переменной нагрузки и прочности [14]. Например, согласно нормам надёжного проектирования подводных трубопроводов коэффициент нагрузок от воздействия окружающей среды выше, чем коэффициент постоянных нагрузок, так как у первого неопределенность моделирования больше.

Типичные неопределенности при анализе трубопровода представлены ниже:

1. Неопределенность результата действия нагрузки: результат действия нагрузки на конструкцию со временем становится неопределенным. Внутреннее давление и нагрузки на трубопровод под действием окружающей среды являются неопределенными нагрузками.
2. Неопределенность конструкционного сопротивления: три параметра, которые могут влиять на неопределенность конструкции, включают неопределенность свойств материала (прочность и жесткость), геометрических параметров и моделей расчета сопротивления. Данные три параметра показаны в формуле ниже:

$$\left. \begin{aligned} \xi_m &= \frac{f_m}{f_k} \\ \xi_a &= \frac{a}{a_k} \\ \xi_c &= \frac{R}{R_k} \end{aligned} \right\} \quad (4.6)$$

где

ξ_m : параметр, представляющий неопределенности свойств материала;

ξ_a : параметр, представляющий неопределенности геометрических параметров;

ξ_c : параметр, который представляет неопределенности моделей расчета сопротивления;

f_m : фактическая стоимость свойства материала;

a : фактическое значение размера конструкции;

R : фактическое значение сопротивления конструкции;

f_k : значение свойства материала, установленное нормативными документами;

a_k : нормативное значение размера конструкции;

R_k : значение, рассчитанное по установленной нормативами формуле.

4.3.2 Расчет коэффициента нагрузки и сопротивления

При проектировании конструкции значениями переменных обычно являются стандартные значения или расчетные значения, установленные нормативными документами. На основании данных значений формула расчет частного коэффициента безопасности нагрузки и сопротивления (LRFD) имеет следующий вид:

$$r_k / \gamma_r \geq \gamma_l \cdot l_k \quad (4.7)$$

где

r_k : стандартное значение сопротивления;

l_k : стандартное значение результата действия нагрузки;

γ_r : калибровочный коэффициент сопротивления;

γ_l : калибровочный коэффициент результата действия нагрузки.

Для заданных значений γ_r и γ_l коэффициент безопасности k определяется следующим образом:

$$k = \gamma_r \cdot \gamma_l \quad (4.8)$$

Расчетную формулу (4.7) можно записать в следующем виде:

$$r_k \geq k \cdot l_k \quad (4.9)$$

Прежде чем использовать расчетную формулу для проектирования конструкции, необходимо откалибровать коэффициент безопасности k . Коэффициент безопасности может получить, используя метод надежности. Процедура расчета коэффициента безопасности описана в Разделе 4.3.3.

4.3.3 Процедура расчёта

Впервые методы оценки надежности первого и второго порядка (FORM/SORM) начали разрабатываться почти 30 лет назад с появлением новаторских работ, выполненных Баслером, Корнеллом [10], Хасофером и Линдом [12, 13]. Метод FORM используется для калибровки коэффициента безопасности LRFD трубопровода. FORM может использоваться для оценки надежности трубопровода с учетом заданных предельных состояний и обеспечивает средства расчета частных коэффициентов безопасности γ_r и γ_l для сопротивления и нагрузок, соответственно, относительно целевых уровней надежности β_0 . Для FORM требуются только данные первого и второго момента о сопротивлениях и нагрузках (т.е. средние значения и стандартные отклонения) и предположение о типе распределения (например, нормальное, логнормальное и т. д.).

При использовании метода FORM в практике проектирования функция предельного состояния может быть представлена функцией действенности,

$$g = R^* - L_1^* - \dots - L_n^* = 0 \quad (4.10)$$

Общий формат функции следующий:

$$g(X) = g(x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*) = 0 \quad (4.11)$$

Перед применением метода FORM для калибровки коэффициента безопасности требуется целевой показатель надежности β_0 , вероятностное распределение и статистические характеристики результатов действия нагрузки, ковариация сопротивления.

В методе FORM поверхность предельного состояния в стандартном нормальном пространстве аппроксимируется касательной гиперплоскостью в расчетной точке. В решении FORM показатель надежности β определяется как расстояние от начала пространства основных случайных переменных ($x_1, x_2, \dots, x_n$) до поверхности разрушения в наиболее вероятной точке (см. Рис. 4.2). Наиболее вероятная точка разрушения – это точка на функции предельного состояния, в которой плотность вероятности основных случайных переменных наиболее велика. Она также называется расчетной точкой, которая решается методом итерации [16].

Если расчетная точка предельной функции – это x_i^* , то x_i^{**} рассчитывается по следующей формуле:

$$x_i'^* = \frac{x_i^* - \mu_{X_i}}{\sigma_{X_i}} \quad (4.12)$$

где

$$x_i'^* = -\alpha_i^* \beta;$$

μ_{X_i} среднее значение переменной;
стандартное отклонение переменной;

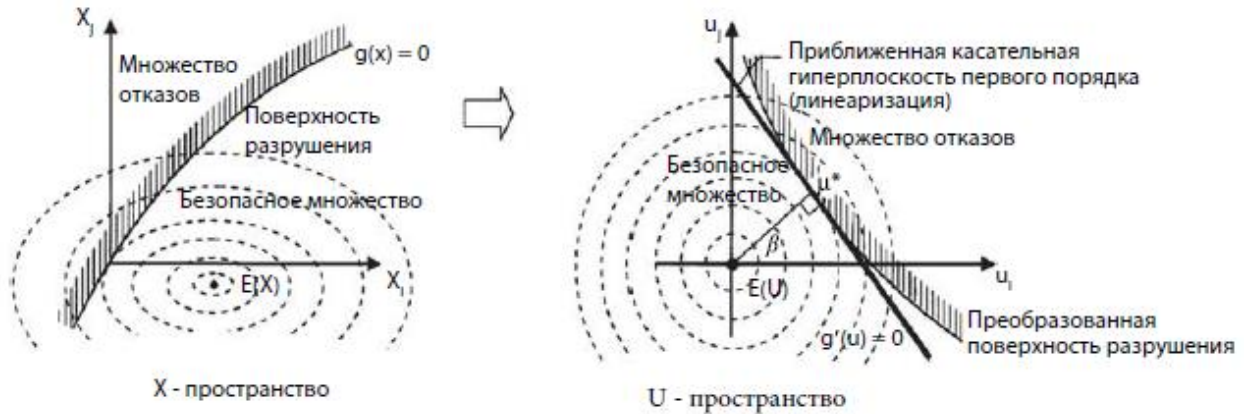


Рисунок 4.2 Преобразование из пространства стохастической базисной переменной X в пространство стандартизированной нормальной переменной U .

x_i^* : расчетная точка исходной системы координат;

$x_i'^*$: расчетная точка преобразованной системы координат.

В начальных условиях предполагается, что среднее значение каждой переменной является расчетной точкой предельного состояния. Процесс калибровки можно представить в виде следующих восьми шагов:

Шаг 1: Преобразование ненормальной переменной в нормальную переменную в проектной точке:

$$\begin{aligned} \mu_X^N &= x^* - \Phi^{-1}(F_X(x^*))\sigma_X^N \\ \sigma_X^N &= \frac{\phi(\Phi^{-1}(F_X(x^*)))}{f_X(x^*)} \end{aligned} \quad (4.13)$$

где

μ_X^N : среднее значение эквивалентной функции нормального распределения;

σ_X^N : стандартное значение эквивалентной функции нормального распределения;

$F_X(x^*)$: значение исходной кумулятивной функции распределения в расчетной точке;

$f_X(x^*)$: значение исходной функции плотности вероятности в расчетной точке;

- $\Phi(\bullet)$: стандартная функция нормального распределения;
- $\Phi^{-1}(\bullet)$: обратная функция стандартной функции нормального распределения;
- $\varphi(\bullet)$: функция плотности вероятности функции нормального распределения.

Шаг 2: Вычисление значения α_i^* :

$$\alpha_i^* = \frac{\left(\frac{\partial g}{\partial x_i'}\right)_*}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g}{\partial x_i'}\right)_*^2}} \quad \left(\frac{\partial g}{\partial x_i'}\right)_* = \left(\frac{\partial g}{\partial x_i}\right)_* \sigma_{x_i}^N \quad (4.14)$$

Шаг 3: после того, как получены α_i^* , $\mu_{x_i}^N$ и $\sigma_{x_i}^N$, можно получить исходный показатель надежности β по следующей формуле:

$$g[(\mu_{x_1}^N - \alpha_{x_1}^* - \sigma_{x_1}^N \beta), \dots, (\mu_{x_n}^N - \alpha_{x_n}^* - \sigma_{x_n}^N \beta)] = 0 \quad (4.15)$$

Шаг 4: Из формулы (4.13) можно рассчитать значение проектной точки с использованием следующей формулы:

$$x_i^* = \mu_{x_i}^N - \alpha_i^* \sigma_{x_i}^N \beta \quad (4.16)$$

Шаг 5: Повторить шаги 1–4, пока значение b не сойдется в одной точке.

Шаг 6: Выполнить следующие сравнения. Если не получается, задать новое значение для $\mu(R^*)$, пока значение β не приблизится к значению целевого показателя.

- Если $\beta - \beta_0 > 0,01$, поставить $\mu(R^*) = \mu(R^*) - \mu(R^*)/100$
- Если $\beta - \beta_0 < 0,01$, поставить $\mu(R^*) = \mu(R^*) + \mu(R^*)/100$

Шаг 7: Частный коэффициент безопасности рассчитывается по следующей формуле:

$$\gamma_r = \frac{r_k}{R^*} \quad \gamma_l = \frac{L_i^*}{l_k} \quad (4.17)$$

Шаг 8: Расчетный коэффициент безопасности вычисляется следующим образом:

$$k = \gamma_r \cdot \gamma_l \quad (4.18)$$

4.4 Пример проектирования

Ниже приведен пример расчета предельного состояния для RTP (армированная термопластическая труба, разновидность композитной гибкой трубы), чтобы проиллюстрировать метод надёжностного коэффициента безопасности, описанного в Разделе 4.3.

На Рис. 4.3 показано стандартное поперечное сечение RTP. Армированный стальной проволокой слой обеспечивает механическую прочность, выдерживающую

нагрузки во время строительства и эксплуатации. Внутренний слой обеспечивает герметичность, устойчивость к коррозии и удерживает транспортируемую жидкость. На армирующий слой наносится наружное покрытие для обеспечения его защиты. Преимущества RTP включают сплошность, устойчивость к высокому давлению и коррозии, а также легкий вес по сравнению с жесткими стальными трубами. Можно также убрать ингибитор и снизить затраты на катодную защиту и установку.

4.4.1 Функция предельного состояния

4.4.1.1 Модель сопротивления для нагрузки от воздействия внутреннего давления

Для описания метода надёжностного коэффициента безопасности в настоящем исследовании выбрана модель разрушения армированной термопластической трубы (RTP) с армирующими слоями из стальной проволоки, внутренним слоем ПЭВП и наружным покрытием под действием внутреннего давления.

В модели разрушения под действием внутреннего давления сопротивление RTP можно выразить с помощью следующей формулы:

$$r = a \cdot p_B^\theta = a \left[\frac{Nd^2(\sigma_{bg} \sin^2 \alpha - \sigma_{bp})}{4r_i(r_i + r_o) \cos \alpha} + \sigma_{bp}(K-1) \right] \quad (4.19)$$

где

d : диаметр стальной проволоки, мм;

N : общее количество стальных проволок;

r_i : внутренний радиус композитной гибкой трубы, мм;

r_o : внешний радиус композитной гибкой трубы, мм;

α : угол между направлением намотки проволоки и осевым направлением трубы;

σ_{bg} : несущая способность стальной проволоки, МПа;

σ_{bp} : несущая способность ПЭВП, МПа;

a : параметр, представляющий неопределенность модели.

4.4.1.2 Функция предельного состояния

В соответствии с функцией сопротивления трубы под внутренним давлением, функция предельного состояния может быть выражена следующим образом:

$$g = r - l = a \left[\frac{Nd^2(\sigma_{bg} \sin^2 \alpha - \sigma_{bp})}{4r_i(r_i + r_o) \cos \alpha} + \sigma_{bp}(K-1) \right] - l \quad (4.20)$$

4.4.2 Вероятностная модель сопротивления

4.4.2.1 Вероятностное распределение параметров сопротивления

Параметры формулы сопротивления представлены в Разделе 4.4.1.1. Данные параметры подразделяются на две группы:

- Свойства материала: σ_{bg} , σ_{bp}
- Геометрические параметры: d , N , r_i , r_o , a

Из всех геометрических параметров N считается детерминированной переменной и не учитывается при оценке неопределенностей.

Таблица 4.1 Вероятностная модель параметров сопротивления

Проектные параметры	μ	σ	Ковариация (COV)	Тип распределения
d	1,6	0,016	0,01	Нормальное распределение
r_i	225	2,25	0,01	Нормальное распределение
r_o	250	2,5	0,01	Нормальное распределение
α	56,5	0,565	0,01	Нормальное распределение
σ_{bg}	1807,62	18,0762	0,01	Нормальное распределение
σ_{bp}	24,5	0,245	0,01	Нормальное распределение
a	1	0,02	0,02	Нормальное распределение
N	1040	-	-	-

Примечание:

μ : среднее значение расчетного параметра;

σ : нормативное значение расчетного параметра;

COV: коэффициент вариации расчетного параметра.

Метод оценки неопределенностей свойств материала, геометрических параметров и модели сопротивления был представлен в Разделе 4.3.1. Вероятностная модель параметров сопротивления продемонстрирована в Таблице 4.1.

4.4.2.2 Вероятностная модель сопротивления

Для имитации вероятностной модели сопротивления использовался метод, основанный на методе Монте-Карло. Преимущество метода Монте-Карло заключается в том, что его очень просто понять и применить; данный метод обеспечивает решения, которые сводятся к точным результатам, после выполнения достаточного количества имитаций.

Процесс имитации вероятностной модели сопротивления представлен следующими шагами (процесс основан на программном обеспечении MATLAB и SPSS).

1. На основании статистических показателей (среднее значение, стандартное значение и COV) и вероятностного распределения расчетных параметров MATLAB выводит группу случайных значений. (Количество случайных значений для каждой расчетной величины: $N = 10000$.)
2. Используя функцию расчета массива от MATLAB, массив случайных значений каждого параметра можно поместить в формулу модели сопротивления, после чего по формуле выполнится расчет массива и будет получена группа случайных значений сопротивления.
3. Для проведения статистического анализа значений сопротивления можно использовать как программное обеспечение MATLAB, так и программное обеспечение SPSS. Обеспечивается получение статистических значений и распределение вероятностей.

В соответствии с предложенным методом была получена вероятностная модель сопротивления армированной термопластической трубы при разрушении под внутренним давлением; результаты приведены в Таблице 4.2.

Таблица 4.2 Статистические свойства сопротивления у RTP

N	Среднее значение	Стандартное отклонение	COV	распределение
10000	12,93	1,29	0,1	нормальное

Таблица 4.3 Статистические свойства при нагруженном состоянии № 1

Действие нагрузки	Среднее значение	Стандартное отклонение	COV	распределение
Давление	10 МПа	5 МПа	0,5	нормальное

Таблица 4.4 Статистические свойства при нагруженном состоянии № 2

Действие нагрузки	Среднее значение	Стандартное отклонение	COV	распределение
Давление	6,3 МПа	3 МПа	0,5	нормальное

4.4.3 Вероятностная модель результатов действия нагрузки

В настоящем исследовании при расчете коэффициента безопасности модели разрушения трубы RTP под внутренним давлением используются два различных режима расчетной нагрузки (№ 1 и № 2). Статистические характеристики данных двух режимов нагрузки приведены в Таблице 4.3 и Таблице 4.4.

4.4.4 Заданная надёжность

При проведении анализа надежности конструкции следует осуществлять выбор заданных уровней надежности для данного контрольного периода времени и контрольной длины трубопровода. Выбор основывается на последовательности отказов, местоположении и содержанием трубопроводов, соответствующих правилам, доступе к осуществлению контроля и ремонта и т.д. Для гарантии поддержания определенных уровней безопасности необходимо при проектировании соблюдать заданные уровни надежности [15].

Заданные уровни надежности может определять оператор, который должен руководствоваться требованиями руководящих органов, основными принципами проектирования и отношения к риску с точки зрения экономики. Заданный уровень надежности у поврежденных трубопроводов должен определяться на том же уровне, что и у неповрежденных трубопроводов, и должен оцениваться с учетом положений существующих правил и нормативов.

Два ряда заданных уровней надежности, соответствующих различным режимам нагрузки, приведены в Таблице 4.5 и Таблице 4.6. Заданные уровни надежности определяются оператором RTP (заданные показатели надежности = 1- вероятность отказа).

4.4.5 Результаты расчета коэффициента безопасности

Согласно методу, представленному в Разделе 4.3.3, и функции предельного состояния (см. Раздел 4.4.1) в данном примере для расчета коэффициента безопасности используется следующая формула.

$$\beta_0 = \frac{\mu_r - \mu_l}{\sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_l^2}} \quad (4.21)$$

Таблица 4.5 Заданная надёжность (соответственно режиму нагрузки 1)

Классификация по уровням	Заданная надёжность
1 уровень	1-9.91E-5
2 уровень	1-2.64E-5
3 уровень	1-7.64E-6
4 уровень	1-5.92E-7

Таблица 4.6 Заданная надёжность (соответственно режиму нагрузки 2)

Классификация по уровням	Заданная надёжность
1 уровень	1-1.3E-4
2 уровень	1-3.47E-5
3 уровень	1-2.31E-5
4 уровень	1-1.27E-6

где $\sigma_r = \mu_r \cdot COV_r, \sigma_l = \mu_l \cdot COV_l$

$$\alpha_r = \cos \theta_r = \frac{\sigma_r}{\sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_l^2}} \quad (4.22)$$

$$\alpha_l = \cos \theta_l = -\frac{\sigma_l}{\sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_l^2}}. \quad (4.23)$$

$$r_r = \frac{1 + \beta_0 COV_r \cdot \alpha_r}{1 + k_r COV_r}. \quad (4.24)$$

$$r_l = \frac{1 + \beta_0 COV_l \cdot \alpha_l}{1 + k_l COV_l}. \quad (4.25)$$

где $k_r = k_{p1} = 1,645, k_l = k_{p2} = 1,645$.

Все параметры данных уравнений были описаны в предыдущих разделах. Для получения среднего значения сопротивления по формуле (4.21) требуется итерация. Последующие формулы можно использовать для расчета γ_r и γ_r , а формулу (4.18) можно использовать для расчета коэффициента безопасности.

Калиброванные значения коэффициента безопасности приведены в Таблицах 4.7 и 4.8.

Таблица 4.7 Коэффициенты безопасности (соответственно режиму нагрузки 1)

Классификация зон	Уровень 1	Уровень 2	Уровень 3	Уровень 4
Допустимая вероятность разрушения	9.91E-5	3.47E-5	7.64E-6	5.92E-7
Показатель надежности β	3,73	4,06	4,33	5,0
Коэффициент безопасности k	1,48	1,59	1,69	1,97

Таблица 4.8 Коэффициенты безопасности (соответственно режиму нагрузки 2)

Классификация зон	Уровень 1	Уровень 2	Уровень 3	Уровень 4
Допустимая вероятность разрушения	1.3E-4	3.47E-5	2.31E-5	1.27E-6
Показатель надежности β	3,65	3,97	4,08	4,67
Коэффициент безопасности k	1,45	1,56	1,60	1,82

Использованная литература

1. Ц. Бай, Й. Бай. «Проектирование, анализ и установка подводных трубопроводов». Elsevier Science Ltd., 2014 г.
2. Дж. Ралофф. «Длительное воздействие нефти после разлива «Валдиз». Science News, 102–103, 1993 г.
3. А. Х. С. Анг, К. А. Корнелл. «Основы надежности для проектирования конструкций». Журнал конструкторского отдела, 100 (Proc. Paper 10777), 1974 г.
4. А. Х. С. Анг, У. Х. Танг. «Концепция вероятности в техническом планировании и проектировании». 1984 г.
5. Й. Бай, Т. Сюй, Р. Беа. «Надёжностное проектирование и критерии повторной аттестации для трубопроводов с продольной коррозией». Седьмая Международная конференция по морской и полярной инженерии. Международное общество морских и полярных инженеров, 1997 г.
6. Й. Бай, Р. Сонг. «Оценка разрушения труб с вмятинами и трещинами и надёжностная калибровка коэффициента безопасности». Международный журнал о сосудах под давлением и трубопроводах, 74 (3), 221–229, 1997 г.
7. Корнелл, К. А. «Вероятностный расчет конструкции». ACI-Journal, вып. 66, стр. 974–985, 1969 г.
8. Дж. Ф. Борхес, М. Кастанета. «Безопасность конструкции». Laboratorio Nacional de Engenharia Civil. Лиссабон, Португалия, 1971 г.
9. Н. С. Линд. «Точный и инвариантный формат надежности первого порядка». Университет Ватерлоо, Факультет механики твердого тела, 1973 г.
10. Х. О. Мадсен, С. Кренк С., Н. С. Линд. «Методы обеспечения безопасности конструкции». Courier Corporation, 2006 г.
11. Мелчерс, Роберт Э. «Анализ и прогнозирование надежности конструкции». John Wiley & Son Ltd, 1999 г.
12. DNV. Термопластичные композитные трубы. DNVGLRP-F119, Det Norske Veritas, 2015 г.
13. DNV. Классификационная записка № 30.6 «Анализ надежности морских сооружений». Det Norske Veritas, 1999 г.

Часть II

НЕСВЯЗАННАЯ ГИБКАЯ ТРУБА

5

Конструкция несвязанной гибкой трубы

5.1 Введение

Происхождение гибких труб возникло в период инноваторских работ, проведенных в конце 1970-х годов. Гибкие трубы первоначально использовались в относительно благоприятных погодных условиях, как например, в прибрежной Бразилии, Средиземноморье и на Дальнем Востоке. Однако технология производства гибких труб развивалась так быстро, что они использовались в различных районах Северного моря и завоевали популярность среди проектировщиков Мексиканского залива. Гибкая труба может применяться в средах с глубиной воды до 8000 футов, при высоком давлении до 10 000 фунтов на квадратный дюйм, и высокими температурами выше 150 °F, а также выдерживать большие колебания судна в неблагоприятных погодных условиях.

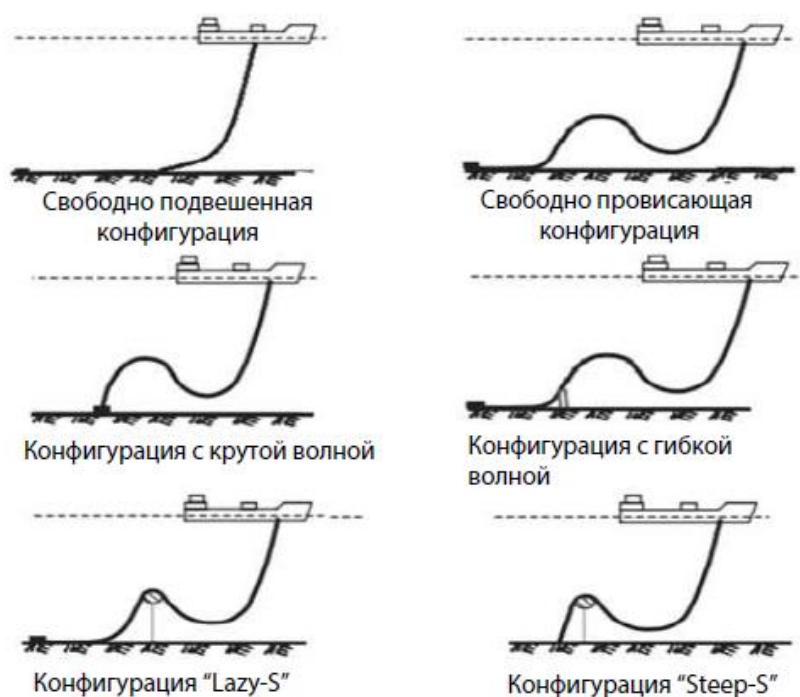
Композитная структура гибкой трубы сочетает в себе спиральные стальные броневые слои высокой жесткости, обеспечивающие прочность, и полимерные уплотнительные слои низкой жесткости, обеспечивающие целостность жидкости. В результате гибкие трубы имеют низкую жесткость при изгибе по сравнению с осевой жесткостью на растяжение, что позволяет получить гораздо меньший радиус кривизны, чем однородная труба с той же емкостью давления. Такая конструкция дает гибким трубам ряд преимуществ по сравнению с другими типами трубопроводов и водоотделяющих колонн, как стальные подвесные колонны, включая снижение транспортных и монтажных затрат благодаря заводскому изготовлению значительной длины и хранению на катушках, а также совместимость с соответствующими конструкциями, позволяющими постоянно соединять плавучее вспомогательное судно с подводными установками.

5.2 Применение гибкой трубы

Области применения гибких труб каталогизированы следующим образом:

- Линии водоотделяющей колонны соединяют подводное оборудование с надводными производственными объектами. Это включает в себя отдельно стоящие гибридные колонны с гибкими трубами, используемыми в качестве перепускных трубопроводов между жесткими трубными подъемниками и плавучими платформами;
- Выкидные трубопроводы для внутрипромыслового соединения устьев скважин, плит, погрузочных терминалов и др.;
- Погрузочные шланги для морских погрузочных терминалов;
- Перепускные трубопроводы между стационарными и плавучими платформами;
- Эксплуатационные линии малого диаметра, такие как линии глушения и дроссельные линии, гибкие подводные кабели и т. д.

Описание приложений, функциональных требований и типовых конфигураций приведено в следующих разделах.



5.1.Рисунок. Конфигурации гибких водоотделяющих колонн [1].

5.2.1 Гибкие водоотделяющие колонны

За исключением требований к трубопроводам с длительным сроком службы, механической прочностью, устойчивостью к внутренним и внешним повреждениям и минимальным техническим обслуживанием, гибкие колонны используются в качестве динамических подающих труб, требующих гибкости и высокой усталостной стойкости. Гибкие трубы иногда являются единственным решением для водоотделяющих колонн в динамических средах. Согласно базе данных JIP, 58% всех установленных гибких труб представляют собой водоотделяющие колонны, а 70% эксплуатационных труб находятся на глубине менее 3281 футов. Отраслевая практика использует несколько типов конфигураций колонн, обычно используемых в сочетании с плавучими производственными/погрузочными системами, как описано выше. На рис. 5.1 показаны шесть основных конфигураций водоотделяющих колонн.

Обычно используются следующие конфигурации:

- Конфигурация со свободно подвешенным канатом

Это простейшая гибкая конфигурация колонны, которая требует минимальных затрат на установку благодаря минимальной подводной инфраструктуре и простоте установки. Однако свободно подвешенный канат подвергается серьезной нагрузке ввиду значительного движения судна, и колонну можно просто поднять или опустить на морское дно. В результате свободно подвешенный канат, скорее всего, будет подвергаться потере устойчивости при сжатии в точке привода колонны (TDP) и растяжению бронированного корзинообразного каната. Водоотделяющая колонна подходит для средних и глубоких глубин воды в умеренных условиях окружающей среды. Однако верхнее натяжение увеличивается ввиду значительной длины колонны, поддерживаемой в более глубоких водах.

- Свободно провисающая и крутая конфигурация

В данной конфигурации, к значительной длине колонны добавляется плавучесть и вес, чтобы уменьшить движение судна от точки привода колонны. Свободно

провисающая конфигурация предпочтительнее крутой конфигурации, так как для первой требуется минимальная подводная инфраструктура. Однако свободно провисающая конфигурация склонна к изменению, если внутренняя плотность жидкости в трубе изменяется в течение срока службы водоотделяющей колонны. С другой стороны, водоотделяющие колонны с крутой конфигурацией требуют подводного основания и подводного изгиба жесткости, но способны сохранять свою конфигурацию даже при изменении плотности жидкости в колонне.

Колонны волнового типа подходят для небольших и глубоководных глубин. Водоотделяющие колонны с крутой волной подходят для перегруженных разработок морского дна и имеют хорошую динамическую характеристику.

- Конфигурация с гибкой волной

Конфигурация с гибкой волной похожа на конфигурацию с крутой волной, за исключением того, что подводный якорь управляет точку приводнения. Другими словами, напряжение в водоотделяющей колонне передается на якорь, а не на точку приводнения. Конфигурация с гибкой волной имеет дополнительное преимущество, что она привязана к скважине, расположенной под поплавком. Это делает возможным доступ к скважине без применения дополнительного судна.

Данная конфигурация способна вместить широкий диапазон плотностей скважинной жидкости и движений судна, не вызывая каких-либо существенных изменений в конфигурации или вызывая высокие напряжения в конструкции трубы. Из-за необходимости сложной подводной установки она требуется только в том случае, если простой канат, конфигурация со свободно провисающим канатом или конфигурация с крутой волной не является эффективной опцией. Данная конфигурация сохраняет как преимущества свободно провисающего каната, так и преимущества каната с крутой волной и подходит для небольших и глубоких глубин воды.

- Свободно провисающая конфигурация S и крутая конфигурация S

В водоотделяющей колонне с конфигурациями “lazy-S” и “steep” имеется подводный буй, который крепится к конструкции на морском дне, или буй, который позиционируется, например, цепями. Присоединение буя устраняет проблему с точкой приводнения, как описано выше. Подводный буй поглощает изменение напряжения, вызванное поплавком, поэтому точка приводнения испытывает только небольшое изменение напряжения, если таковое имеется.

Конфигурация “Lazy-S” рассматривается только в том случае, если цепные и волновые конфигурации не подходят для конкретной области. Это в первую очередь связано со сложными требованиями к монтажу. Для конфигурации “Lazy-S” требуются среднеглубинный свод, трос и основание троса, в то время как для конфигурации “Steep-S” требуются буй и подводный жесткие накладки. Колебание водоотделяющей колонны определяется гидродинамикой буя, и требуется сложное моделирование ввиду значительных действующих сил инерции. В случае больших движений судна конфигурация “Lazy-S” все еще может привести к проблемам сжатия при приземлении водоотделяющей колонны, оставляя конфигурацию “Steep-S” в качестве возможной альтернативы. Данная конфигурация хороша при условиях мелководья и для спутниковых оттяжек с несколькими водоотделяющими колоннами и имеет хорошую динамическую характеристику.

Возможные конфигурации различаются в зависимости от использования модулей плавучести и способа крепления к морскому дну. Определяющие факторы при проектировании включают в себя ряд факторов: глубина воды, доступ основного судна / расположение подвески, расположение поля, включая количество и типы водоотделяющих колонн и схемы швартовки, конкретные экологические данные и характеристики движения основного судна.

Динамическое колебание конкретной системы водоотделяющей колонны непосредственно связан с нагрузками окружающей среды, включающими комбинированный поток волнового поля, динамические граничные условия верхнего конца колонны на поверхности воды и структурное нелинейное поведение самой колонны. Ввиду их низкой жесткости на изгиб все внешние силы должны быть сбалансированы геометрическими деформациями изгиба и изменчивостью натяжения.

Конструкция системы водоотделяющей колонны должна быть тесно интегрирована с конструкцией вспомогательного судна и его системой удержания в заданной точке, которая управляет перемещениями и смещением точки опоры. Основные задачи проектирования и анализа гибких водоотделяющих колонн заключаются в следующем:

- Схема основного судна и схема подводного судна
- Данные о ветре, волне и течении, а также проектные коды движения судов и технические характеристики компании

5.2.2 Гибкие выкидные трубопроводы

Гибкие выкидные трубопроводы используются внутрипромыслового соединения подводных скважин, плит, устьевых платформ или погрузочных терминалов с технологическими платформами, как показано на рис. 5.2. Гибкие выкидные трубопроводы относятся к статической категории, где гибкие трубы используются для упрощения процедур проектирования или монтажа или для обеспечения присущих им свойств изоляции и коррозионной стойкости. Функциональные требования гибкого выкидного трубопровода обычно такие же, как и у стальных выкидных трубопроводов.

5.2.3 Погрузочно-разгрузочные шланги

Морские погрузочные шланги используются в качестве временных соединений между танкерами снабжения и танкером-хранилищем или погрузочным бумом. Погрузочные шланги могут быть погружены в воду или втянуты в опорное судно прямо или наматываться. Данные шланги позволяют беспрепятственно перемещать танкер во время погрузочных работ даже в тяжелых погодных условиях. Таким образом, погрузочные шланги подвергаются движению судна и волновой нагрузке. Управление во время операций по подключению и отсоединению приведет к дополнительным нагрузкам на шланги. Прочность при погрузочно-разгрузочных работах является серьезной проблемой при использовании гибких труб, предназначенных для морской погрузки.

В большинстве случаев эти шланги соединяют погрузочный буй с танкером. Шланги могут либо плавать на поверхности воды, либо подвешиваться между стрелой причального буя и носом танкера. При разработке морских проектов СПГ криогенные гибкие трубы также используются в качестве погрузочных и разгрузочных шлангов в нескольких морских системах транспортировки СПГ, как показано на рис. 5.3. В этой системе ключевыми вопросами являются эксплуатационная надежность и безопасность. При условиях мелководья трубопровод между двумя надводными плавучими установками, расположенными на расстоянии 1500 м, просто проложили бы по морскому дну. Однако на глубине более 1000 м это значительно увеличило бы общую длину линии между двумя плавучими установками. Таким образом, предпочтительнее приостановить экспортную линию между двумя плавучими установками (например, платформа типа FPSO и якорный причал типа CALM) без контакта с морским дном.

На рис. 5.4 показаны некоторые возможные конфигурации гибких труб, соединяющих две плавучие установки с линией разгрузки нефти. В этих вариантах величина плавучести, необходимая для поддержки трубопровода, будет иметь важное влияние на окончательные затраты, связанные с экспортной системой. С другой стороны, нагрузки, приложенные к якорному причалу типа CALM, также будут оказывать существенное воздействие и должны быть как можно более вертикальными, чтобы избежать нарушения равновесия причала. Модули плавучести, распределенные вдоль линии, как показано на (a), (b) и (c) рисунка, позволяют линии получать широкий диапазон

различных форм. Это наиболее распространенное решение при условиях мелководья, где для обеспечения достаточной



Рисунок 5.2 Конфигурация выкидного трубопровода [2].



Рисунок 5.3 Гибкий шланг, используемый в системе перекачки СПГ [3].

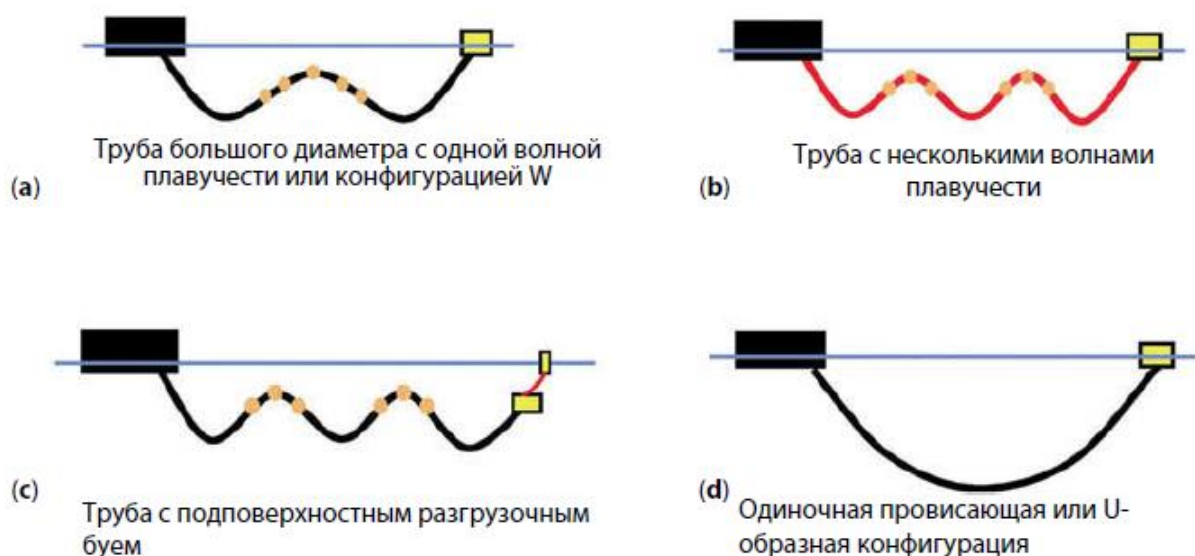


Рисунок 5.4 Возможные конфигурации системы экспорта нефти [4].

податливости системы требуются волны плавучести. Другой вариант заключается в использовании одиночного каната без промежуточной плавучести, как показано на рисунке (d). Это значительно повлияет на размер якорного причала типа CALM, но может быть ценным решением в некоторых случаях, когда рассматриваются большие изменения плотности внутренней жидкости. В данных случаях форма одиночного каната с фиксированной длиной подвешивания не изменяется ввиду изменения линейного веса трубопровода.

5.2.4 Перепускные трубопроводы

Функции перепускных трубопроводов во многом аналогичны с функциями систем водоотделяющих колонн. Однако эти две операции несколько отличаются друг от друга. Трубопроводы в большей степени подвержены волновой нагрузке, а конфигурация в соединенном состоянии отличается по сравнению с состоянием бездействия, что предъявляет дополнительные требования к концевым соединителям, таким как ребра жесткости отвода трубы [1]. Примеры гибких труб, используемых в перепускных линиях, включают в себя:

- Внутрипромысловое соединение устьев скважин и коллекторов (обычно длиной менее 100 метров).
- Соединение верхних устьев скважин и платформенных трубопроводов на TLP (платформа с натяжным вертикальным якорным креплением).
- Соединение устьевых платформ и плавучих вспомогательных судов.
- Линии в системах передачи движения башни на платформе типа FPSO.

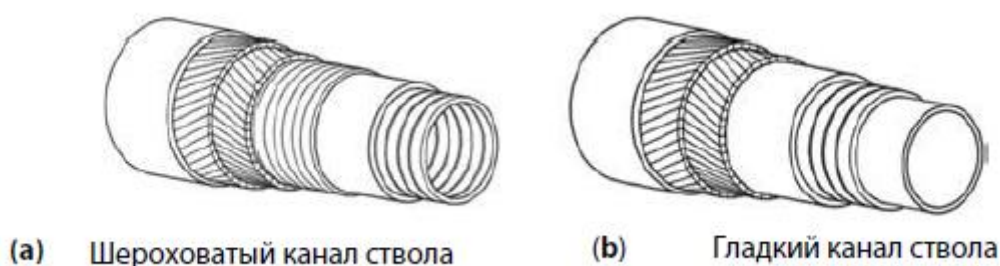


Рисунок 5.5 Внутренние поверхности несвязанной гибкой трубы.

5.2.5 Водоотделяющие колонны для бурения

Гибкие трубы используются в качестве водоотделяющих колонн для бурения, особенно при бурении скважинными двигателями. В этой операции к буровому долоту прикладывается управляемый вес. Динамический изгиб подвешенной детали умеренный, а динамические опорные нагрузки связаны с многократным перекачиванием по шкивам. Если компенсатор вертикальной качки основан на тугой системе, то усталость при изгибе будет главным основным решением при проектировании.

5.3 Гибкая трубная система и компоненты

Гибкие трубы представляют собой композитные конструкции с двумя основными компонентами:

1. Компоненты брони, которые обычно представляют собой спиральную конструкцию из стальной проволоки, обеспечивающую прочность;
2. Полимерные или эластичные стальные трубы, которые являются герметизирующими компонентами, обеспечивающими удержание жидкости.

Как правило, используются два типа гибких труб: связанные и несвязанные гибкие трубы. В связанных трубах различные слои ткани, эластомеры и стали соединяются вместе с помощью процесса вулканизации. Гибкость достигается осевой и сдвиговой деформацией эластомерной матрицы, в которую заделаны армирующие элементы. Однако связанные трубы используются только в коротких секциях, таких как перемычки. Несвязанные гибкие трубы имеют слои, которые могут скользить друг мимо друга под действием внешних и внутренних нагрузок и могут быть изготовлены для динамических применений длиной до нескольких сотен метров. Несвязанные гибкие водоотделяющие колонны могут быть выполнены либо в виде шероховатого канала, либо в виде гладкого, как показано на рис. 5.5.

Для конструкции с шероховатым каналом используют внутренний стальной каркас и используют всякий раз, когда в транспортируемой жидкости может присутствовать газ. В таких случаях быстрое падение давления может привести к разрушению внутренней футеровки, если она не укреплена каркасом. Гладкоствольные трубы используются в тех случаях, когда газ не рассеивается через внутренний термопластический слой, например, при закачке воды и химикатов. Он также подходит для жидкостей, содержащих газ, если кольцевое пространство вентилируется. Гладкоствольная конструкция состоит из тех же слоев, что и шероховатая конструкция, за исключением того, что внутренний заблокированный каркас отсутствует.

Различные применения обусловлены характеристиками системы гибких труб, которая включает в себя корпус трубы и связанные с ней вспомогательные устройства. На рис. 5.6 показано типичное поперечное сечение несвязанной гибкой трубы. На рисунке четко обозначены пять основных компонентов поперечного сечения гибкой трубы, которые будут рассмотрены в следующих разделах. Пространство между внутренней полимерной оболочкой и внешней полимерной оболочкой называется кольцевым пространством.

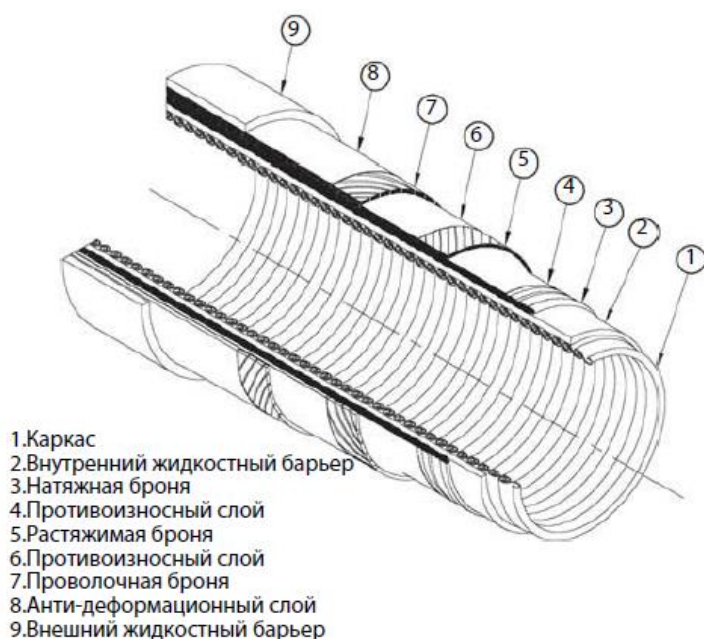


Рисунок 5.6 Типичное поперечное сечение несвязанной гибкой трубы.

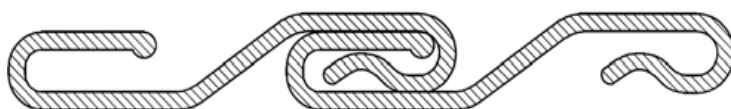


Рисунок 5.7 Профиль слоя каркаса [6].

5.3.1 Сблокированные стальные каркасы

Каркас образует самый внутренний слой гибкого сечения трубы. Обычно он изготавливается из плоской ленты из нержавеющей стали, которая формируется в виде блокирующего профиля, как показано на рис. 5.7. Для формирования каркаса могут быть использованы различные марки стали, и выбор материала обычно зависит от характеристик внутренней жидкости. Наиболее распространенными сортами, используемыми для изготовления каркаса, являются стали марки AISI 304 и 316, а также типа Duplex. Внутренняя скважинная жидкость свободно течет через профиль каркаса, поэтому материал каркаса должен быть устойчив к коррозии по отношению к скважинной жидкости.

Пример профиля каркаса показан на рис. 5.7. Основная функция каркаса - предотвращение обрушения трубы ввиду гидростатического давления или скопления газов в кольцевом пространстве. Скопление газов в кольцевом пространстве может быть потенциальной моделью разрушения трубы и происходит в трубопроводах, несущих углеводороды, когда газы из внутреннего канала трубы рассеиваются через внутреннюю полимерную оболочку в кольцевое пространство. В случае остановки скважины и последующей разгерметизации и опорожнения внутреннего ствола давление газа в кольцевом пространстве может привести к обрушению трубы. Таким образом, стальной каркас предназначен для выдерживания данного давления сжатия. Трубы, по которым не проходят углеводородные жидкости, например, трубопроводы закачки воды), могут быть изготовлены без каркаса, если нет возможности для скопления газа в кольцевом пространстве, вызывающего обрушение трубы, и известны как гладкоствольные трубы как описано выше.

5.3.2 Внутренняя полимерная оболочка

Внутренняя полимерная оболочка обеспечивает барьер для удержания скважинной жидкости. Концентрация воздействия и температура жидкости являются ключевыми факторами проектирования внутренней оболочки. Общие материалы, используемые для внутренней оболочки: полиамид-11 (в коммерческом смысле известный как Rilsan), полиэтилен высокой плотности (ПЭВП), сшитый полиэтилен (ПЭ-С) и ПВДФ. Полиамид-11 и ПЭВП являются двумя наиболее часто используемыми материалами, которые выдерживают температуру примерно до 149 °F (65 °C) и имеют допустимую деформацию 7%. ПВДФ можно использовать в тех случаях, когда требуется более высокая термостойкость. Данный материал может выдерживать температуру до 266 °F (130 °C), но его допустимая деформация составляет всего 3,5%. Толщина слоя полимерной оболочки зависит от различных параметров, таких как температура жидкости во внутреннем стволе, состав и внутреннее давление внутри ствола. Средний размер этой оболочки составляет около 5~8 мм, но также были изготовлены трубы с внутренней полимерной оболочкой толщиной до 13 мм.

5.3.3 Армирующие слои

5.3.3.1 Нажимная броня

Нажимная броня выдерживает кольцевое напряжение в стенке трубы, вызванное давлением жидкости во внутреннем стволе. Нажимная броня намотана вокруг внутренней полимерной оболочки и выполнена из блокирующих проводов. Сблокированный металлический слой поддерживает внутреннюю оболочку давления и нагрузки внутреннего давления системы в радиальном направлении. Некоторые примеры профилей для армированной проволоки, работающей под давлением, показаны на Рисунке 5.8. Эти профили обеспечивают гибкость изгиба и регулируют зазор между армированными проволоками, чтобы предотвратить выдавливание внутренней оболочки через слой брони. Чтобы лучше противостоять кольцевому напряжению в стенке трубы, броня, работающая под давлением, наматывается под углом примерно 89 ° к продольной оси трубы. Дзета-образные спиральные или сблочные слои нажимной брони имеют усиливающие эффекты в отношении внутреннего и внешнего давления и поддерживают кольцевое напряжение. Этот слой обеспечивает опору снаружи жидкостного барьера, сопротивляясь оваллизации нижележащей структуры, например, слоя каркаса. Дзета-образный слой не способен выдерживать значительные осевые или изгибные нагрузки, поскольку он намотан по спирали с коротким шагом с углом укладки, близким к 90 градусам, и зазором между витками сблочированных металлических профильных проволок.

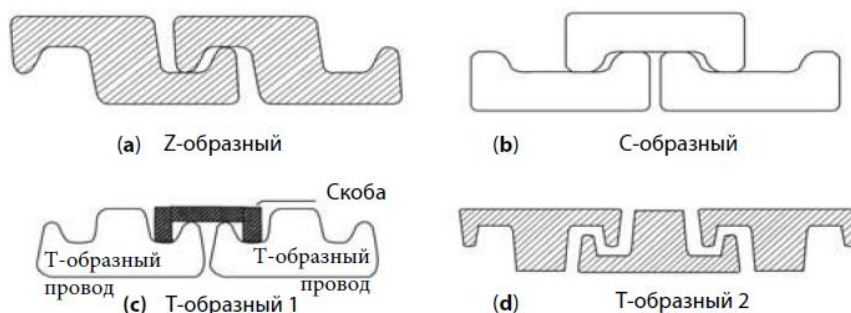


Рисунок 5.8 Профиль сблочированной нажимной брони [6].

Материал, используемый для нажимной бронированной проволоки, обычно представляет собой высокопрочную углеродистую сталь. Выбор проволоки зависит от того, подходит ли труба для "обессеренной" или "кислой" среды ("исполнение для работы в кислой среде" определяется NACE MR 01-75.) Самый высокопрочный стальной провод,

используемый в гибких трубах, имеет предел прочности при растяжении (UTS) 1400 МПа (200кфунт/кв.дюйм). Однако эти высокопрочные провода подвержены

водородиндуцированному растрескиванию (ВИР) и сульфидному растрескиванию под напряжением (СРН). Следовательно, использование таких высокопрочных стальных проводов для труб с "кислой" средой может оказаться невозможным. Альтернативой было бы использование дополнительных стальных слоев с пределом прочности при растяжении до 750 МПа (105 кфунт/кв.дюйм).

5.3.3.2 Растяжимая броня

Слои растяжимой брони всегда наматываются попарно. Как следует из их названия, эти слои брони сопротивляются растягивающим и крутильным нагрузкам, а также изгибающим моментам на гибкой трубе. Слои растяжимой брони, показанные на рис. 5.9, обычно изготавливаются из плоских прямоугольных проволок и укладываются под углом около 30° ~ 55° к продольной оси. Гибкость несвязанной трубы при изгибе обусловлена способностью сухожилий (проводов) спиральных слоев скользить друг мимо друга. Однако это приводит к износу и в конечном итоге к усталости проводов. Величина скольжения обратно пропорциональна углу наклона проводов. Угол укладки 55° приводит к крутящейся сбалансированной трубе, поэтому этот угол используется в конструкциях труб без слоя нажимной брони, где кольцевое напряжение противостоит слоям растяжимой брони.

Слои растяжимой брони используются для поддержания веса всех слоев труб и передачи нагрузки через концевой фитинг на конструкцию судна. Высокое напряжение в глубоководной водоотделяющей колонне может потребовать использования четырех слоев растяжимой брони, но только не двух. Растяжимые бронепроводы изготавливаются из высокопрочной углеродистой стали, аналогичной нажимной брони. "Обессеренные" или "кислые" условия эксплуатации являются определяющими факторами прочности проволоки, которые могут быть использованы, поскольку высокопрочная проволока более подвержена к ВИР и СРН.

5.3.3.3 Композитная броня

С увеличением глубины воды при разработке морских месторождений, подвешенный вес и усталостные характеристики динамических колонн становятся все более важными определяющими факторами при проектировании. К преимуществам композитной брони можно отнести:

- Более высокое отношение прочности к весу, что приводит к облегчению конструкции трубы при эквивалентной несущей способности;
- Повышенная усталостная стойкость;
- Устойчивость к коррозии и разрушению под воздействием большинства нефтепромысловых химикатов и морской воды.

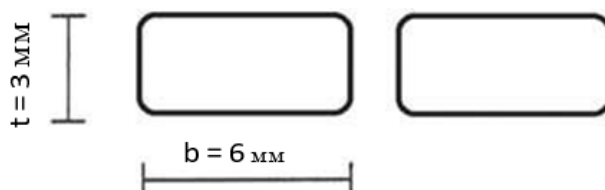


Рисунок 5.9 Типичный профиль растяжимой брони для спиральных слоев.

При правильно подобранном волокне, матрице и технологическом процессе была зафиксирована типичная прочность на растяжение более 3000 МПа (435 кфунт/кв.дюйм)

для композитных материалов из углеродного волокна. На рис. 5.10 показана самая высокая удельная прочность (отношение предел прочности на растяжение (UTS) к плотности, где UTS составляет 3000 МПа, а плотность - 1,7) таких композитных материалов из углеродного волокна по сравнению с традиционными углеродистыми сталями и, в частности, сталями марок, пригодных для эксплуатации в кислой среде (наличие H_2S и связанный с этим риск водородного охрупчивания), которые используются для обычных гибких труб.

Замена металлической нажимной и растяжимой брони несвязанных гибких труб с волокнисто - армированными полимерными материалами (FRP) или композитной броней становится все более распространенным явлением благодаря их преимуществам.

На рис. 5.11 показана гибкая труба с четырьмя слоями брони из углеродного волокна (CFA), разработанная компанией Technip. Высокая производительность сертифицированных гибких труб, интегрирующих CFA, позволяет предлагать легкие гибкие решения водоотделяющих колонн и позволяет снизить или снять требования к элементам плавучести в сверхглубоких водных конфигурациях. На рис. 5.12 представлен вид поперечного сечения стандартной трубной конструкции типа DeepFlex FFRP. Гибкая труба, армированная волокном (FFRP) с несблокированным слоем кольцевого напряжения представляет собой несвязанную гибкую трубную конструкцию с композитным давлением и растяжимой броней.



Рисунок 5.10 Удельная прочность различных материалов, используемых для растяжимой брони [7].



Рисунок 5.11 Поперечная намотка четырех слоев CFA гибкой водоотделяющей колонны [7].

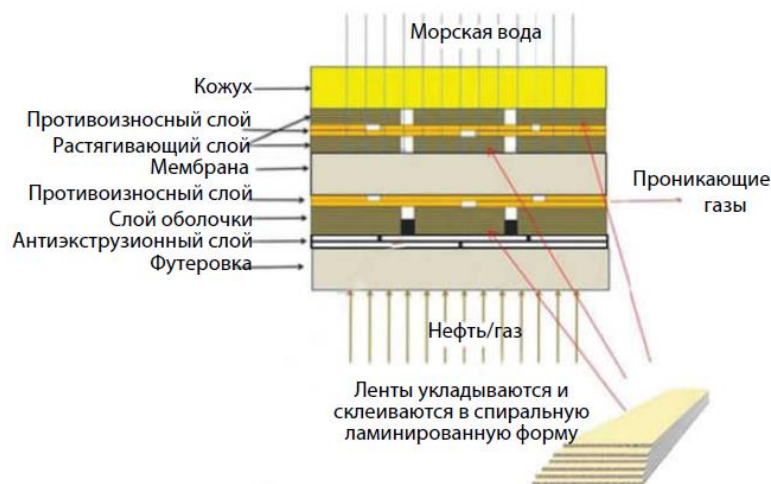


Рисунок 5.12 Гибкая труба, армированная волокном [8].

5.3.4 Внешняя полимерная оболочка

Внешняя полимерная оболочка может быть изготовлена из тех же материалов, что и внутренняя полимерная оболочка. Основная функция внешней оболочки - служить барьером от морской воды. Она также обеспечивает определенный уровень защиты бронепроводов от других объектов во время монтажа.

5.3.5 Другие слои и конфигурации

В дополнение к пяти основным слоям гибкой трубы в поперечном сечении трубы есть и другие второстепенные слои. Эти слои включают в себя антифрикционные ленты, намотанные вокруг слоев брони, которые уменьшают трение и, следовательно, износ слоев проволоки, когда они трутся друг о друга при изгибе трубы из-за внешних нагрузок. Противоизносные ленты также могут быть использованы для обеспечения того, чтобы слои брони держат форму намотки, гарантируя, что провода не перекручиваются ввиду заданной конфигурации - явление, называемое "корзинообразная деформация каната", которое возникает из-за гидростатического давления, вызывающего осевое сжатие в трубе.

В некоторых областях, где используются гибкие трубы, требуются высокопрочные проволоки для растягиваемых слоев брони из-за высоких растягивающих нагрузок. Однако наличие «кислой» среды означает, что эти провода будут подвергаться неприемлемой скорости ВИР/СРН. Решение этой ситуации заключается в изготовлении поперечного сечения с двумя различными кольцами, а не с одним. Внутреннее кольцевое пространство содержит слой нажимной брони, и его необязательно изготавливать из стали с очень высоким пределом прочности, и поэтому не будет серьезных проблем с коррозией ввиду высокой концентрации H_2S . Затем между слоем нажимной брони и слоями растягиваемой брони может быть уложена дополнительная полимерная оболочка, чтобы предотвратить высокую концентрацию H_2S во внешнем кольцевом пространстве. Некоторое количество H_2S все еще может диффундировать через эту полимерную оболочку из внутреннего во внешнее кольцевое пространство. Однако концентрация H_2S во внешнем кольцевом пространстве будет достаточно низкой, чтобы можно было использовать высокопрочные проволоки для растягиваемых слоев брони.

5.3.6 Основные вспомогательные устройства

Многие встроенные вспомогательные элементы помогают корпусу трубы укомплектовать гибкую систему труб.

5.3.6.1 Концевые фитинги

Концевые фитинги предназначены для заделки концов каждого слоя гибких труб и обеспечивают необходимое соединение для сопряжения с производственными мощностями заказчика. Каждый слой гибкой трубы имеет индивидуальную оконцовку и герметизацию, чтобы выдерживать приложенные нагрузки и поддерживать герметичность. Характеристики концевого фитинга перечислены ниже:

- Концевые фитинги специально разработаны для каждой гибкой трубной конструкции;
- Оконцовка может быть любой конструкции - фланцы API/ANSI, ступицы, сварные или другие;
- Прочные трубы при разрыве и разрушении при растяжении;
- Наиболее распространенным конструкционным материалом является низколегированная сталь AISI 4130;
- Обычные покрытия включают электролитное никелирование и различные эпоксидные смолы;
- Сборка является ручным процессом.

Очевидно, что эффективная система барьерного уплотнения является ключевым вопросом при проектировании концевых фитингов. Схематическое изображение торцевого барьерного уплотнения показано на рис. 5.13.

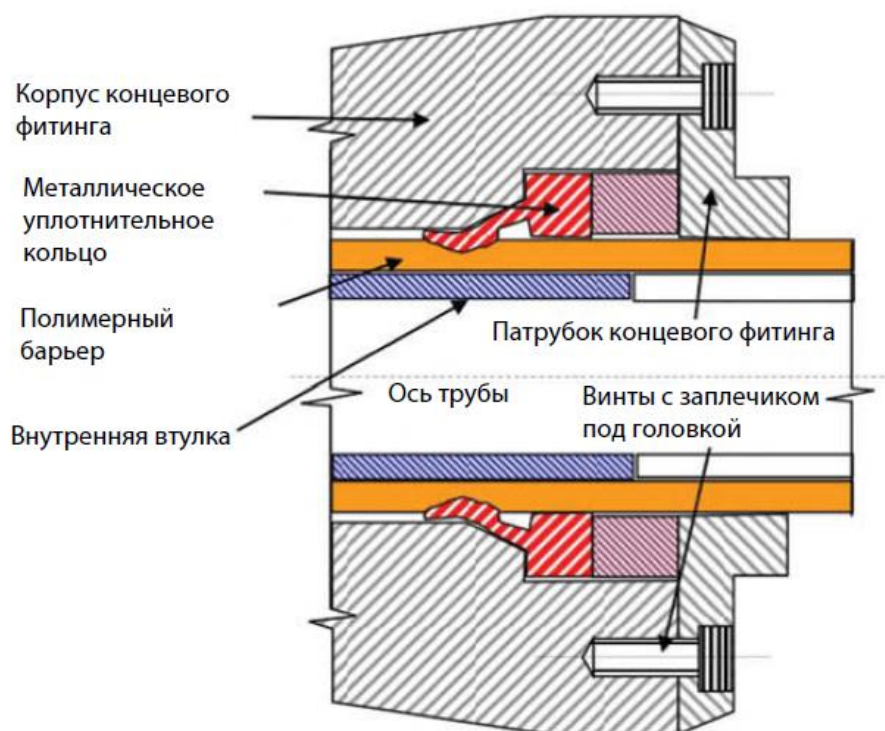


Рисунок 5.13 Схематическое изображение торцевого барьерного уплотнения [9].

При проектировании и изготовлении концевых фитингов необходимо учитывать ряд важнейших вопросов. Жесткие производственные допуски важны для определения размеров герметичной оболочки и уплотнительного кольца, заделки герметизации брони и затяжки болтов, чтобы обеспечить надлежащую передачу нагрузки от стальных слоев трубы на конструкцию резервуара. Эпоксидное заполнение должно выполняться с использованием соответствующих методов, чтобы обеспечить отсутствие воздушных зазоров. Правильное расположение и функционирование вентиляционных отверстий кольцевого пространства также важно для обеспечения отсутствия скопления газа в кольцевом пространстве. Конструкция анодного зажима обычно используется для защиты гибких концевых фитингов труб и сопротивления коррозии. Перед установкой подводный

аппарат с дистанционным управлением (ROV) должен очистить торцевую поверхность фитинга с помощью стальной щетки, чтобы обеспечить лучший электрический контакт анодного зажима.

5.3.6.2 Жесткие накладки и раструбы

Одной из критических областей гибкой водоотделяющей колонны является верхняя часть колонны непосредственно перед устройством навешивания. Эта область подвержена перегибу, поэтому в конструкцию встроено вспомогательное устройство для увеличения жесткости колонны и предотвращения перегиба колонны за пределы допустимого радиуса изгиба. Два устройства, используемые в этом приложении, - это жесткие накладки и раструбы. На рис. 5.14 показана схема обоих устройств.

Хотя производители гибких труб, как правило, отдают предпочтение одному устройству, известно, что жесткие накладки лучше работают в приложениях с суднами с высоким движением. Жесткие накладки также обеспечивают момент перехода между колонной и ее жестким концевым соединением. Вспомогательные устройства проектируются отдельно от анализа поперечного сечения трубы и для этого используется специализированное программное обеспечение. Глобальные нагрузки от анализа гибкой колонны используются в качестве входных данных при проектировании вспомогательного устройства.

Жесткие накладки обычно изготавливаются из полиуретанового материала, и форма предназначена для постепенного придания жесткости колонне по мере ее входа в место подвешивания. Полиуретановая жесткая накладка закреплена в стальной манжете для передачи нагрузки. Жесткие накладки иногда используются в подводных приложениях, таких как приложения с "steep-S" или "steep-wave", чтобы обеспечить поддержку колонны в ее подводном концевом соединении и предотвратить перегиб в этом месте. Вопросы по проектированию жестких накладок включают в себя характеристики усталости и ползучести полиуретана. Размеры конуса определяются с учетом наиболее строгого сочетания напряжений и углов, чтобы удовлетворить критериям приемлемости минимального радиуса изгиба и приемлемого усталостного ресурса для напорного свода и проволочных броней гибкой конструкции. На рис. 5.15 показан пример жесткой накладки. Следует отметить, что жесткие накладки длиной более 20 футов были изготовлены и эксплуатируются в морских условиях.

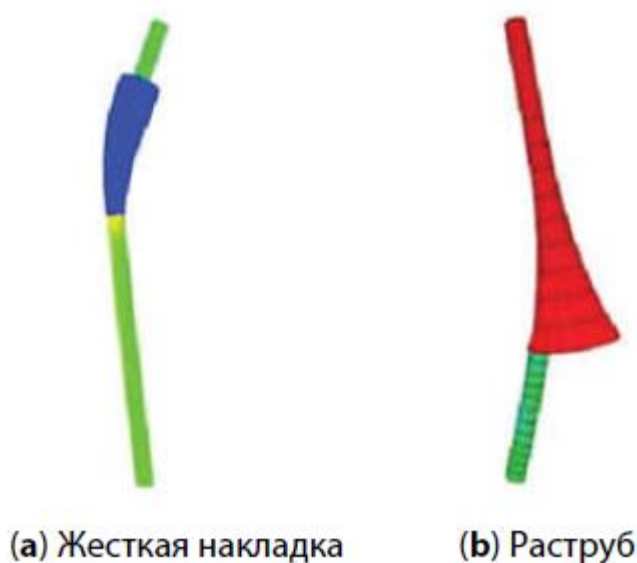


Рисунок 5.14 Схема жесткой накладки и раструба [1].

Раструбы - это стальные детали, которые выполняют ту же функцию, что и жесткие накладки изгиба, то есть предотвращают перегиб колонны на его верхних поверхностях

концевой заделки. Изогнутая поверхность раструба изготавливается с соблюдением строгих допусков, чтобы предотвратить любые изгибы на поверхности, которые могут вызвать концентрацию напряжений и повреждение внешней оболочки трубы.

5.3.6.3 Ограничитель изгиба

Ограничители изгиба обычно расположены в верхнем и нижнем соединениях, и их назначение заключается в обеспечении дополнительного сопротивления перегибу водоотделяющей колонны в критических точках (таких как концы колонны, где жесткость увеличивается до бесконечности).

Ограничители изгиба предназначены для ограничения изгиба гибких трубопроводов и используются для квазистатического использования и монтажа. Они изготавливаются из твердого пластикового материала и обычно используются на устьевых врезках и в основании водоотделяющих колонн для ограничения растягивающих, изгибающих и сдвигающих нагрузок колонны. Стальные решения также доступны по более низкой цене, но должны быть упакованы на заводе и защищены краской и анодами. Ограничители изгиба обеспечивают механическую блокировку для предотвращения перегиба. На рис. 5.16 показан ограничитель изгиба, используемый в концевой заделке гибкой подводной трубы.



Рисунок 5.15 Пример жесткой накладки [10].

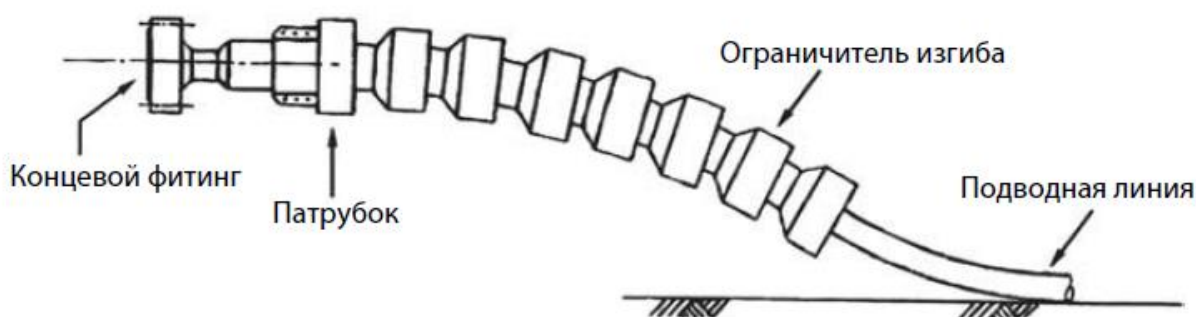


Рисунок 5.16 Ограничитель изгиба [6].

5.3.6.4 Модули плавучести

Модули плавучести могут быть прикреплены к водоотделяющей колонне, чтобы снизить требуемое натяжение на поверхности и получить желаемую конфигурацию колонны,

включая конфигурации "lazy", "steep" и "reverse". Эти модули могут представлять собой тонкостенные воздушные банки или изготовленные синтаксические модули из пенопласта, которые крепятся к водоотделяющей колонне. Эти модули плавучести требуют тщательного проектирования, и их конструкционный материал должен быть выбран надлежащим образом, чтобы обеспечить долгосрочное сопротивление водопоглощению.

5.3.6.5 Вентиляционная система кольцевого пространства

Со временем жидкости, которые транспортируются в отверстия трубы, будут диффундировать через внутреннюю полимерную оболочку в кольцевое пространство трубы. Эти рассеянные газы включают воду, CO_2 и H_2S , и их присутствие в кольцевом пространстве может оказывать вредное воздействие на стальные слои. Вода и CO_2 имеют тенденцию вызывать общую или точечную коррозию в напорных и растягивающих слоях брони. Наличие воды также может отрицательно сказаться на усталостной долговечности стальных слоев. Присутствие H_2S вызывает ВИР и СРН, и его концентрация тщательно оценивается на стадии проектирования, поскольку для трубы, квалифицированной для "обессеренной" среды, может использоваться высокопрочную растяжимую сталь, которая в противном случае подверглась бы неприемлемой коррозии в "кислой" среде.

Помимо негативных эффектов коррозии и усталости, присутствие этих рассеянных газов может оказывать влияние на стальные слои трубы, повышение давления в кольцевом пространстве из-за присутствия этих газов может также вызвать обрушение внутренней полимерной оболочки трубы. В случае внезапной потери давления во внутреннем отверстии трубы (например, в результате аварийного отключения системы) давление в кольцевом пространстве ввиду этих рассеянных газов может быть больше, чем давление во внутреннем отверстии. Это может привести к разрушению внутренней полимерной оболочки, потере целостности жидкости и выходу из строя трубы. Стальной каркас рассчитан на то, чтобы выдерживать это давление обрушения из-за скопления газа в кольцевом пространстве. Документально подтверждено, что этот режим разрушения возникает в гибких трубах.

Чтобы предотвратить накопление газов в кольцевом пространстве из-за диффузии, в конструкцию трубы встроена вентиляционная система, позволяющая выпускать газы кольцевого пространства в атмосферу. Вентиляционные клапаны в устройствах концевых фитингов, расположенных под водой, напрямую соединены с кольцевым пространством, рассчитаны на работу при заданном давлении около 30–45 фунтов на квадратный дюйм и герметизированы для предотвращения любого попадания морской воды в кольцевое пространство.

Использованная литература

1. Ю.Бэй и К. Бэй, "Подводные трубопроводы и колонны", Глава 22 Часть IV, 2-е издание, Elsevier Science Ltd., 2005.
2. С.Берг и А.Олуфсен, Справочник по проектированию и эксплуатации гибких труб, доклад СИНТЕФ STF70, A92006, 1992.
3. Г. Ромбаут и соавторы, "Испытания СПГ новой 16-дюймовой системы перекачки СПГ на основе гибкого шланга", ОТС 19405, 2008.
4. Л.Лебо и Дж. Рэмэри, "Бонга: Система разгрузки нефти с использованием гибкой трубы", ОТС 14307, 2002.
5. Ю.Чжан, Б.Чен, Л.Цю, Т.Хилл и М. Кейс, "Современные аналитические инструменты улучшают оптимизацию несвязанных гибких труб для глубоководных сред", ОТС 15169, 2003.
6. API, Рекомендуемое практическое руководство для гибких труб, API RP 17B, 2002.

7. А.Ду, А.Ламберт, “Квалификация несвязанного динамического гибкого стояка с композитной броней из углеродного волокна”, ОТС-23281, 2012.
8. М.Кальман, Л.Ю., М.Сеймур, Дж.Эрни, “Квалификация композитных материалов брони для несвязанных гибких труб”, ОТС-23185, 2012.
9. Ю.С.Фернандо и соавторы, “Экспериментальная оценка конструкции металл-металлического уплотнения для гибких труб высокого давления”, ОТС-23110, 2012.
10. Ж. Клевеларио, “Введение в проектирование и производство несвязанных гибких труб”, 2011.

6

Проектирование и анализ несвязанных гибких труб

6.1 Введение

Конфигурации гибких водоотделяющих колонн запроектированы для поглощения движений поплавка изменением геометрии, без применения систем компенсации в оффшорных применениях. Требуемая гибкость обычно достигается путем размещения несвязанных гибких труб с низкой жесткостью на изгиб и низким критическим радиусом кривизны. Желаемые свойства поперечного сечения несвязанных гибких труб обычно достигаются путем введения гибкой многослойной трубы, в которой каждый слой выполняет свою функцию. Хотя слои независимы, они предназначены для взаимодействия друг с другом. Количество слоев и свойства каждого слоя выбираются в соответствии с проектными требованиями.

Поперечное сечение гибкой трубы представляет собой комбинированную конструкцию из бронированных компонентов (обычно спирально намотанных стальных арматур) и уплотнительных компонентов, представляющих собой полимеры из термопластичных материалов или податливые стальные трубы, обеспечивающие герметизацию жидкости. Спиральные бронированные компоненты наносятся слоями с заданным углом укладки, который существенно отличается в различных компонентах брони. Спирально намотанные стальные арматуры на спиральном слое брони придают сопротивление высокому давлению и отличные характеристики изгиба всей системе сборки, что приводит к гибкости и превосходному динамическому поведению. Однако сложная конструкция несвязанной гибкой трубы приводит к сложностям при ее анализе. Чтобы зафиксировать ее структурную реакцию при различных нагрузках, требуется локальный анализ поперечного сечения и глобальный динамический анализ.

6.2 Руководство по гибким трубам

Гибкие трубы используются уже несколько десятилетий. Первые трубы и шланги были со связывающей прослойкой (вулканизированная резина и армирование). Конструкции в первую очередь определялись отношением разрыва к расчетному давлению.

С начала 1970-х годов большие ресурсы были вложены в разработку надежных несвязанных гибких труб. В результате разработки продукта доверие к гибким трубам возросло, и они считаются привлекательными во многих областях. Однако использование гибких труб все еще было частично ограничено из-за отсутствия общего отраслевого стандарта. В середине 1980-х годов компания “Veritec” [1] разработала общий стандарт проектирования гибких труб, основанный на JIP. Эти руководящие принципы были основаны на методах проектирования, используемых производителями, и стандартов проектирования морских трубопроводов. Эти стандарты проектирования отражают современное состояние проектирования гибких труб в 1990-х годах. За исключением Бразилии, использование гибких труб в этот период было все еще умеренным. Однако спрос на гибкие трубы и требования к их температуре, давлению и диаметру постоянно росли. Многие нефтяные компании разработали свои собственные технические условия для гибких труб, и промышленность столкнулась со следующими проблемами:

- Многие операторы имели свои собственные стандарты проектирования;
- Производители использовали свои собственные стандарты проектирования. Подготовка дополнительной документации, соответствующей стандартам операторов, часто была затруднительной и дорогостоящей;
- Общие стандарты проектирования не обновлялись и считались все менее надлежащими.

Проектные требования были разделены на две категории [2]:

- Обязательные требования, подлежащие аудиту, должны быть включены в спецификацию (Спецификация API 17J [3]).
- Рекомендации по соблюдению обязательных требований, а также руководство по проектированию систем гибких трубопроводов включены в отдельное Рекомендуемое практическое руководство, например как API RP 17B. [4] РПР включает в себя методологию проектирования гибких водоотделяющих колонн за пределами допустимого диапазона. Глубоководье будет одним из таких районов.

6.2.1 Спецификация API 17K

Конструкция гибкой трубы соответствует требованиям спецификации API 17J для несвязанных труб и спецификации API 17K для связанных труб. Эти документы содержат контрольный перечень всех основных параметров и рекомендаций, которые операторы по трубам должны проверить при заказе гибких труб у производителей. Остальная часть настоящего раздела будет посвящена спецификации API 17J для несвязанных труб, однако спецификация API 17K содержит по существу идентичную информацию и спецификации для связанных труб.

6.2.2 Спецификация API 17J

API 17J [3] описывает параметры, которые необходимо определить перед проектированием гибкой трубы. Этими существенными параметрами (помимо внешних условий окружающей среды) являются внутренние характеристики скважины, такие как давление, температура и состав жидкости. Данные параметры определяют большую часть проектирования трубы, такую как выбор материала и толщина слоя.

API 17J перечисляет требования к системе гибких труб, такие как инспекция и контроль состояния, вентиляция газа и требования к монтажу. Другой раздел посвящен допустимым нагрузкам, которые могут быть наложены на трубу в течение ее срока службы. После определения поперечного сечения трубы во время проектных работ, выполняются расчеты, чтобы гарантировать, что эти допустимые нагрузки не будут превышены в течение расчетного срока службы трубы. Любые аномалии в этой работе потребуют установки нового поперечного сечения трубы. Как показано в таблице 6, критерии проектирования гибкого трубного слоя API 17J, при нормальных эксплуатационных условиях максимальная нагрузка растягивающего слоя брони не может превышать 0,67 от предельной прочности на растяжение (UTS) материала брони. Максимальная нагрузка со значением 0,55 UTS допускается в слое нажимной брони. При внештатных и монтажных условиях допустимая нагрузка может быть увеличена до 0,85 UTS, а при заводских приемо-сдаточных испытаниях до 0,91.

В дальнейших разделах API 17J описываются другие условия и ограничения, которые необходимо учитывать при проектировании. Одним из наиболее важных из этих требований является минимальный радиус изгиба, который труба способна выдержать без разблокировки нажимного слоя брони. Важным аспектом проектных работ являются расчеты для обеспечения того, чтобы труба не превышала своего минимального радиуса изгиба в экстремальных условиях нагрузки. Две области трубы, наиболее подверженные перегибу, - это зона приземления и верхняя область непосредственно перед местом подвешивания. При установлении минимального радиуса изгиба, можно спроектировать

вспомогательные устройства, такие как элементы жесткости на изгиб или ограничители изгиба, чтобы гарантировать, что труба не превышает данный минимальный радиус изгиба при всех возможных экстремальных условиях нагрузки.

API 17J содержит полезную информацию для проектирования различных слоев, составляющих гибкую трубу. Кроме того, имеются подробные сведения о конструкции концевой фитинга, жестких накладках и ограничителях изгиба. Помимо расчета локального поперечного сечения, гибкую трубу также необходимо проверить с помощью глобального статического и динамического анализа. Поскольку несвязанные гибкие трубы имеют большой коэффициент демпфирования (ввиду наличия ряда несвязанных слоев), они не подвергаются усталостным повреждениям, вызванным вихревой вибрацией (VIV). Следовательно, гибкие шланги не должны быть установлены с брусками или обтекателями для ограничения VIV. Это означает, что усталостное повреждение происходит в первую очередь из-за волновых движений и повреждения установки. Требуется подробный анализ усталостной долговечности, и изготовителю труб необходимо доказать, что усталостная долговечность трубы в десять раз превышает требуемый срок службы трубы. При установке труб требуются процедуры, так как неправильная установка увеличивает риск превышения пределов растяжения материала бронированного слоя, перегиба и повреждения гибких труб при ударе. Имеются документально подтвержденные случаи повреждения гибкой трубы во время монтажа, например прокалывание наружной оболочки трубы, что потребовало принятия дорогостоящих мер по смягчению последствий, чтобы предотвратить замену всей трубы до начала работ.

API 17J также включает в себя рекомендации по изготовлению гибкой трубы и квалификационные испытания, которые требуются перед выдачей трубы оператору.

6.2.2.1 Надежность по обрушению

Спецификация API Spec 17J основана на расчетах по допускаемым напряжениям. Существующие стандарты основаны на допустимом использовании 67% пропускной способности трубы для внешнего давления. На практике это означает, что напряжения в каркасе должны составлять менее 67% от напряжений, чтобы произошло разрушение каркаса.

Спецификация API 17J использует формулы, приведенные в таблице 6.1, для ограничения напряжений во внутреннем каркасе от локального изгиба.

Для глубины воды менее 300 м допустимое использование остается прежним. Из-за незначительной неопределенности, связанной с гидростатическим давлением в глубоководье, допустимое использование постепенно увеличивается с глубиной воды. Максимальное значение 0,85 достигается на глубине 900 м.

6.2.2.2 Критерии проектирования

Критерии проектирования несвязанных гибких труб приведены в следующих выражениях [3, 4]:

- а. Деформации полимерной оболочки;
- б. Ползучесть для внутреннего давления оболочки;
- в. Напряжение для металлических слоев и концевой фитинга;
- г. Гидростатическое разрушение из-за нагрузки на изгиб;
- д. Механическое разрушение из-за напряжений, вызванных слоями брони;
- е. Кручение;
- ж. Ударное смятие и оваллизация во время монтажа;
- з. Сжатие (осевое и эффективное);
- и. Факторы срока службы.

6.2.3 API RP 17B

Еще одним полезным документом для операторов гибких труб является рекомендуемая практика API 17B. [4] Настоящий документ не является техническим условием, следовательно, он не является обязательным для какой-либо стороны. Однако многие рекомендации API 17B применяются на практике, поскольку они предусматривают дополнительные меры по поддержанию целостности гибких труб и обеспечению более эффективной и безопасной эксплуатации. Спецификация API 17B содержит полезную информацию о процедурах управления целостностью, а также о мерах контроля и мониторинга, которые могут быть предприняты для управления любыми рисками повреждения или отказа гибких труб. Настоящий документ также содержит полезную информацию о методах проектирования и анализа, которые могут быть использованы для проверки конструкции трубы и срока ее службы. На рис. 6.1 показана упрощенная схема проектирования и анализа несвязанных гибких труб. Более подробные технологические схемы для статических выкидных линий и динамических колонн показаны на рисунках 19 и 20 API 17B. В ней рассматриваются различные методы выполнения этих проектных расчетов, и она является полезным инструментом для операторов и производителей трубопроводов, чтобы обеспечить эффективное и экономичное решение для любых гибких трубопроводов.

Таблица 6.1 Допустимое использование напряжений для локального изгиба.

Глубина воды (D)	Допустимое использование
$D \leq 300$ м	0,67
$300 \text{ м} < D < 900$ м	$(D-300)/600 \cdot 0.18 + 0.67$
$D > 900$ м	0,85

6.3 Материал и механические свойства

Характерные свойства и требования к гибким трубам могут быть классифицированы на основе герметизирующих компонентов и армирующих компонентов, как показано в таблице 6.2 [5].

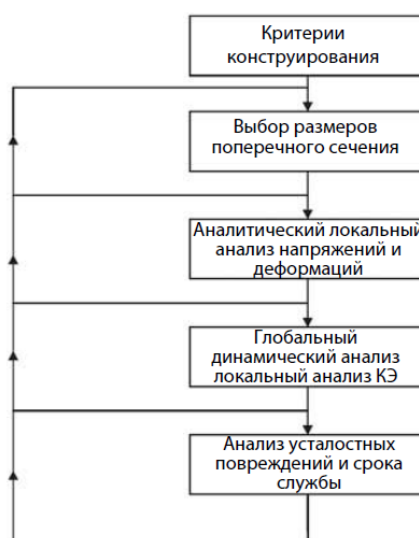


Рисунок. 6.1 Блок-схема проектирования и анализа

Таблица 6.2 Свойства и требования к компонентам гибких труб.

Компоненты	Свойства	Требования
Уплотнительные элементы	• Материалы, состав • Мощность давления • Размеры	• Пропускная способность • Диапазон давлений • Сопротивление внутреннему потоку • Предотвращение распространения и утечки
Армирующие компоненты	• Гибкость при изгибе • Вес • Способность осевого усилия и поведение вращающего момента	• Полное обоснование на использование гибкой трубы • Регулирует требование к прочности на растяжение Актуально в отношении статической и динамической нагрузки

6.3.1 Свойства уплотнительных элементов

Из-за сложной структуры стенок и взаимодействия с транспортируемой жидкостью свойства материала уплотнительных элементов особенно важны для гибких труб. Материалы, используемые в гибких трубах, как правило, это:

- Полимер
- Сталь
- Пена
- Синтетическое волокно

Полимеры используются для герметизации, а также в качестве распорных элементов для поддержания прочности брони на месте. Для упрочнения также используются стальные волокна и синтетические волокна. Пеноматериалы используются для обеспечения плавучести и теплоизоляции. Примером изоляционного материала как неотъемлемой части стенки трубы является интегрированный производственный пучок (ИПП), разработанный компанией “Technip” [6]. ИПП позволяет обеспечить высокий уровень расхода углеводородных флюидов в неблагоприятных условиях (вязкая нефть, глубокая вода, ограничения давления и т.д.) от устьев скважин до установок поверхностной обработки. Однако в этой главе в основном будут рассмотрены материалы из полимера и стали.

6.3.1.1 Полимер

Полимерные материалы должны обладать достаточной прочностью для сохранения формы и положения относительно элементов брони и обеспечивать упругость для поддержания герметичности и целостности при необходимом изгибе стенки трубы с целью герметизации.

- Основными требованиями к полимерным материалам являются:
- Высокие долгосрочные допустимые статические и динамические деформации;
- Внутренняя и/или внешняя герметичность жидкости;
- Требуемая долговременная химическая стойкость;
- Низкая проницаемость;
- Низкое набухание.

В зависимости от типа конструкции могут быть предъявлены дополнительные требования:

- Требуемая устойчивость к образованию пузырей;

- Хорошая износостойкость;
- Хорошая стойкость к истиранию;
- Хорошая адгезия к другим конструктивным элементам трубы.

6.3.1.2 *Сталь*

Стальные материалы используются в различных слоях гибких труб различного назначения:

1. Внутренний каркас:
 - В качестве кольцевой жесткой накладки для предотвращения обрушения внутренней футеровки в случае быстрого падения давления внутренней жидкости;
 - Для защиты внутренней футеровки от истирания.
2. Прочное армирование, как растяжимое армирование, так и нажимное армирование;
3. Наружный каркас, если это необходимо для защиты наружной футеровки от истирания или других повреждений;
4. Металлическая внутренняя футеровка, предотвращающая проникновение газа в полимерный материал.

Сблокированная листовая сталь используется для внутреннего и наружного каркаса. Для прочностного армирования используются волоченные стальные проволоки соответствующего поперечного сечения. Поскольку поток в трубе может содержать частицы песка, устойчивость к механическому износу имеет особое значение для материала футеровки.

6.3.1.3 *Волокна*

Основная функция волокнистой брони заключается в предотвращении нежелательной деформации и экструзии эластомеров относительно стальных слоев брони. Волокна в основном используются в виде нитей или тканого полотна для прочного армирования в скрепленных конструкциях и далее не будут рассматриваться в данном разделе.

6.3.2 Свойства армирующих компонентов

Свойства армирующих компонентов связаны с механическими свойствами из-за их функции. На рис. 6.2 показаны три типичных случая подводных гибких труб в условиях эксплуатации или монтажа, в которых показаны зависимости натяжения и кривизны изгиба под погруженным грузом [5].

Случай а) показывает прямую конфигурацию, демонстрирующую, что требуемая опорная сила является произведением погруженного веса и подвешенной длины. Случай б) показывает цепную конфигурацию, где кривизна определяется горизонтальным натяжением T_h . Случай с) показывает взаимодействие между натяжением и жесткостью на изгиб, радиус кривизны полностью контролируется жесткостью на изгиб и погруженным весом без горизонтальной силы. В глубоководных применениях может быть трудно поддерживать контролируемую натяжением кривизну гибкой трубы, поскольку подвесной погруженный в воду вес трубы T_v слишком велик по сравнению с требуемой горизонтальной силой T_h . Можно легко сконструировать гибкую трубу в конфигурации случая с), в которой кривизна ограничена жесткостью на изгиб.

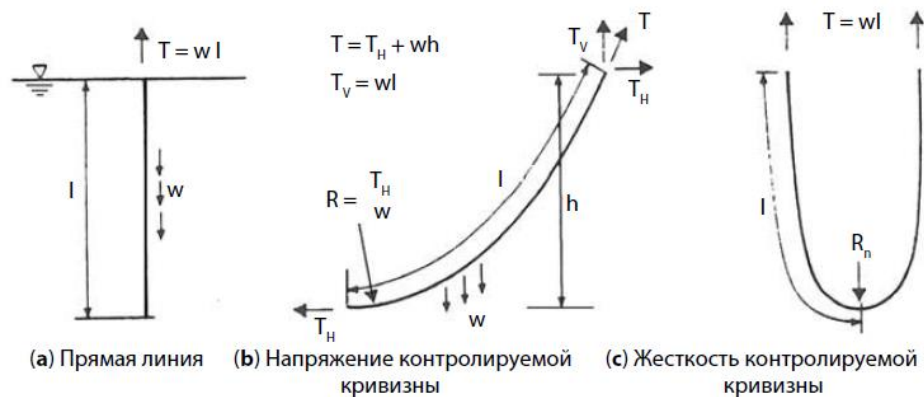


Рисунок. 6.2 Взаимосвязь между весом, натяжением и кривизной изгиба [5].

6.3.2.1 Погруженный вес

Как показано на рис. 6.2, погруженный вес гибкой трубы является критическим параметром для управления конфигурацией выкидной линии в условиях монтажа или эксплуатации. Однако вес является функцией расчетного давления и диаметра, поскольку эти два параметра определяют соотношение стали во всей выкидной системе. По результатам производственной статистики подводных несвязанных гибких труб безразмерное весовое отношение, $(p_d ID^2)$, приведено в таблице 6.3. В выражении отношения m представляет массу трубы, p_d представляет расчетное давление трубы, а ID представляет внутренний диаметр гибкой трубы.

6.3.2.2 Жесткость при изгибе и радиус кривизны

Жесткость гибкой трубы на изгиб EI определяется составом стенки трубы, где E - модуль упругости, а I - момент инерции площади. Это важный параметр по отношению к требуемому натяжению, изгибающему моменту на концевом фитинге, точечным нагрузкам, таким как нагрузка от направляющих шкивов при погрузке, а также дискретной плавучести или зажимной нагрузке. Жесткость, EI , в значительной степени определяется полимерными компонентами и может быть более или менее чувствительной к давлению и температуре. Основными причинами нелинейности жесткости являются нелинейность материала и трение скольжения между слоями несвязанной гибкой трубы.

Неупругое поведение жесткости трубы может влиять как на статические, так и на динамические характеристики. Динамическая жесткость при умеренных амплитудах кривизны может быть значительно выше статической жесткости, обусловленной блокировкой слоев. Кроме того, фрикционное демпфирование изгиба большой амплитуды будет большим.

Для статической кривизны несвязанной гибкой трубы во время транспортировки и монтажа минимально допустимый радиус кривизны изгиба (MBR) находится в диапазоне 5,5 ~ 7 раз больше наружного диаметра трубы, в то время как минимально допустимый динамический радиус кривизны составляет порядка 1,5 раза меньше минимального статического радиуса или обычно в 10 раз больше наружного диаметра.

6.3.2.3 Осевая жесткость и прочность на растяжение

Осевая жесткость гибкой трубы обычно довольно высока. Диапазон допустимого удлинения составляет порядка 0,5–1,5%.

Сжатие обычно не допускается. И эффективное напряжение должно быть положительным. Прочность на растяжение гибкой трубы можно конструировать согласно требованиям.

Таблица 6.3 Диапазон соотношения и применение.

Приложение	Диапазон величины
Статические гибкие трубы	$0.7 \cdot 10^{-3} \sim 1.0 \cdot 10^{-3}$
Динамические гибкие трубы	$1.1 \cdot 10^{-3} \sim 2.0 \cdot 10^{-3}$
Динамические трубы низкого давления	$3.0 \cdot 10^{-3} \sim 7.0 \cdot 10^{-3}$

6.3.2.4 Жесткость крутящего момента и крутящий момент

Жесткость крутящего момента часто относится к кручению, заданному как [град/м]. Гибкие трубы имеют высокую жесткость крутящего момента из-за поперечной намотки растяжимой брони. Отношение жесткости к крутящему моменту к жесткости на изгиб для стальной трубы составляет около 0,77, но для гибкой трубы оно может достигать 60. Допустимое кручение гибкой трубы находится в диапазоне 0,5–1,5 [град/м].

6.4 Аналитические решения в проектировании гибких труб

6.4.1 Обзор

Анализ конструкции гибких труб включает в себя: (1) Анализ локального поперечного сечения для прогнозирования механических свойств поперечного сечения и определения сдвига нагрузки между отдельными элементами проектируемых гибких труб, (2) Анализ глобального динамического отклика гибких труб с распределением нагрузки при воздействии волновых нагрузок и установки барж, а также (3) анализ усталости гибкой трубы от циклических нагрузок и ее реакции на напряжение относительно распределения нагрузок общего анализа отклика. Локальный анализ поперечного сечения является базовым анализом для всех анализов при проектировании гибких труб для прогнозирования механических свойств, распределения напряжений в конструкции, модели разрушения и так далее. В этом разделе рассматривается локальный аналитический анализ поперечного сечения в конструкции гибкой трубы.

6.4.2 Аналитическое моделирование гибких труб

За последние 30 лет многие работы были посвящены локальному анализу гибких труб. Во всех аналитических моделях было сделано множество упрощенных предположений и гипотез, и в большинстве из них не учитывались эффекты трения, которые вызывают сильно нелинейное поведение несвязанного гибкого материала, что значительно ограничивает диапазон применимости аналитических результатов.

Витц [7] обсудил анализ конкретных примеров гибких колонн, сравнив результаты работ, проведенных десятью различными институтами, с имеющимися экспериментальными данными “Coflexip” для проектирования гибкой колонны. Автором был использован анализ напряжений морских кабелей при ротационном изгибе по Витц и Тан [8]. Было показано, что если учесть взаимодействие слоев, результаты методов десяти институтов согласуются с экспериментальными данными для осевого торсионного отклика конструкции. Он поддержал аргумент, что внутреннее давление не оказывает значительного влияния на жесткость на изгиб при полном скольжении. Был сделан вывод, что для осесимметричного нагружения имеются подходящие методы для прогнозирования структурной реакции гибкой трубы, включая эффекты взаимодействия между слоями компонентов. Кроме того, модели, не учитывающие это взаимодействие, могут давать ошибочные результаты для некоторых случаев осесимметричной нагрузки.

Сэвик [9] использовал кинематические ограничения, присутствующие, когда арматуры спирального слоя скользили только в криволинейной плоскости опорной трубы, чтобы развить изогнутый балочный элемент с восемью степенями свободы. Его подход использовал Тензор зеленого пятна для получения мер деформации и напряжений в

нелинейной формулировке конечных элементов, основанной на обновленной формулировке Лагранжа для произвольно больших перемещений и вращений, но с малыми деформациями. Взаимодействие между трубой и арматурами осуществлялось с помощью комбинации гиперупругих (связанных труб, где арматура была окружена эластомером) и эластопластических (несвязанных труб для имитации трения) пружин в узловых точках.

Жанъ и соавторы [10] обсудили аналитические инструменты для улучшения эксплуатационных характеристик несвязанных гибких труб. В этой работе для расчета максимального диапазона углов изгиба использовалась эквивалентная линейная жесткость на изгиб, полученная из экспериментальных данных. В нем содержались отчеты по анализу усталости нерегулярных волн, разрушению, осевому сжатию и корзинообразной деформации для систем водоотделяющих колонн. Считалось, что комбинированный изгиб, осевое сжатие и кручение могут привести к тому, что арматура будет отделена от цилиндра в слое спирали и может привести к внеплоскостному изгибу. Однако допущения об эквивалентной линейной жесткости на изгиб не учитывали все взаимодействия между компонентами слоя несвязанной гибкой водоотделяющей колонны и заставляли ее вести себя как связанная колонна.

Тан и соавторы [11] исследовали геометрические эффекты более высокого порядка, принимая во внимание влияние характеристик поперечного сечения арматуры. Была разработана достаточно точная аналитическая модель энергии деформации, хотя эффекты трения не учитывались. В статье также обсуждалась краткая структурная связь между изгибом и осевым кручением трубы. Сравнение их аналитических и численных результатов показывает, что численные результаты носят консервативный характер, что позволяет с уверенностью использовать конечно-элементную модель для практических разработок. Такой консервативный характер численной модели проистекает из более сильного ограничивающего условия, принятого моделью.

Таким образом, до настоящего времени для аналитического моделирования несвязанных гибких труб использовались два подхода: классический подход и подход многослойного моделирования. В классическом подходе модель эквивалентного элемента балки используется для представления всех слоев путем суммирования всех слоев в поперечное сечение и свойства материала балки. Преимущество такого подхода заключается в его вычислительной эффективности. В этом методе несвязанная гибкая труба моделируется как одна однородная структура, и этот метод в настоящее время используется в качестве стандартного метода динамического анализа в программном обеспечении, таком как Orcasflex, Flexcom и Abaqus. С другой стороны, в многослойном подходе моделирования нагрузки растяжения, сдвига и момента в каждом слое полностью захватываются, и взаимодействие между слоями рассматривается для изучения поведения несвязанных гибких труб. В следующих разделах будет представлена методология многослойного подхода, основанная на последних исследованиях и разработке программного обеспечения для проектирования несвязанных гибких труб [12-14].

6.4.3 Аналитический метод несвязанных гибких труб

Физическое поведение гибкой трубы при осесимметричных нагрузках и изгибающих нагрузках зависит от свойств поперечного сечения. Осесимметричные нагрузки обусловлены эффективным натяжением, моментом кручения, а также внутренним и внешним давлением. Основной целью поперечного анализа является прогнозирование напряжений во всех внутренних элементах при приложенном внешнем нагружении. Чтобы создать эффективные модели отклика для поперечного анализа, удобно различать отклики, обусловленные двумя нагрузками: осесимметричными нагрузками и изгибающими нагрузками, и предполагать, что изгибающие и осевые нагрузки, приложенные к спирально навитой броне, будут расцеплены, как показано на рис. 6.3.

Для гибкой трубы именно растягивающие слои брони несут большую часть осевых нагрузок. При воздействии растягивающих и крутильных нагрузок несвязанные гибкие

трубы реагируют линейно в соответствующем диапазоне, так же как и связанные трубы. Однако реакция на изгибающую нагрузку совершенно отличается от реакции связанной трубы, что является одним из важнейших свойств гибких несвязанных труб. Для несвязанной гибкой трубы это свойство обеспечивается скольжением между арматурами брони и несущей конструкцией. Несвязанная гибкая труба имеет нелинейное соотношение момент-кривизна, как показано на рис. 6.4 в безразмерном виде. Поведение трубы при циклической нагрузке на изгиб показано на рисунке (б).

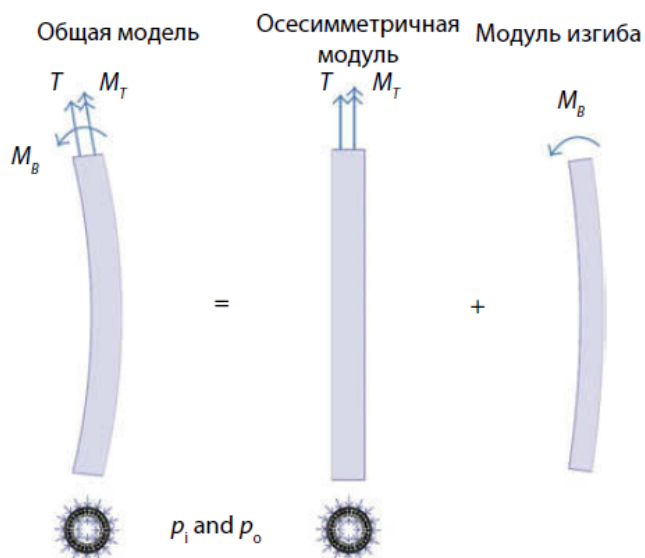


Рисунок 6.3 Модели поперечного анализа [14].

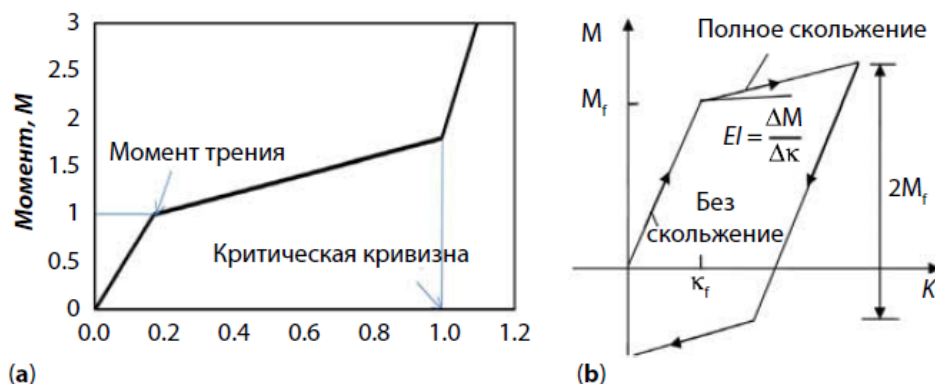


Рисунок 6.4 Поведение несвязанных гибких труб при изгибе.

Изгибное поведение несвязанных гибких труб можно разделить на три диапазона: диапазон малой кривизны, диапазон средней кривизны и диапазон большой кривизны.

1. Малый диапазон кривизны: сечение арматуры остается плоским. Между арматурой и несущей конструкцией не существует скольжения. Труба будет изгибаться с той же жесткостью, что и связанная труба с тем же поперечным сечением.
2. Средний диапазон кривизны: в этом диапазоне жесткость изгиба низкая. По мере увеличения момента, приложенного к гибкой трубе, скольжение будет происходить тогда, когда изгибающий момент преодолеет момент трения между слоями трубы, что обусловлено развитием сдвигового напряжения в бронированном слое несущей конструкции. Жесткость при изгибе на этом этапе значительно падает, и она определяется жесткостью пластиковых канальцев и энергией деформации в каждом бронированном слое.

3. Большой диапазон кривизны: когда кривизна выше критической, жесткость изгиба сильно возрастает. В этой фазе зазор между каждой арматурой закрывается, и скольжение больше не допускается. Критическая кривизна соответствует критическому радиусу, и ее следует избегать в любой операции.

Было разработано несколько коммерческих программ для локального анализа поперечного сечения и динамического анализа несвязанных гибких труб. Например, программные модули "BFLEX" фирмы "MARINTEK" [15] для поперечного проектирования и анализа напряжений брони/компонентов, "HELICA" и "UFLE" фирмы "DNV" [16] для поперечного изгиба характеристик момента кривизны, включая относительное движение между слоями/компонентами, трение и поведение прилипания/скольжения.

6.4.4 Осесимметричное поведение

Целью анализа осесимметричного отклика является установление распределения нагрузок между отдельными компонентами поперечного сечения, а также контактных сил между слоями при осесимметричном нагружении: эффективных нагрузок растяжения, кручения и гидростатического давления. Осесимметричная модель отклика строится из концентрических слоев для моделирования всех поперечных сечений с целью прогнозирования жесткости поперечного сечения, деформаций трубы, напряжений и деформаций каждого компонента при осесимметричных нагрузках. Предполагается, что все слои имеют одинаковую осевую и крутильную деформацию, а радиальная деформация описывается отдельно для всех слоев. Каждый слой будет иметь 1 или 2 радиальные степени свободы в зависимости от того, рассматривается ли радиальная деформация самого слоя или нет.

Цилиндрические слои могут включать в себя концентрические пластиковые/металлические оболочки, такие как внутренний/внешний барьер давления гибких труб, и поперечно-навитые растяжимые брони. Слои спирали могут быть смоделированы как эквивалентные тонкие цилиндрические слои в осесимметричном анализе. Эквивалентный цилиндрический слой устанавливается путем сборки вкладов жесткости от каждого компонента спирали в слой. Матрица жесткости каждого элемента спирали выводится на основе теории тонкой балки, предполагающей номинальную геометрию спирали в исходном состоянии в качестве начального состояния отсутствия напряжений.

Деформации и напряжения каждого компонента спирали, обусловленные осесимметричным нагружением, однозначно определяются глобальной осевой, крутильной и радиальной деформацией каждого слоя. Полная информация обо всех элементах приведена в работе Скейе [14], а далее описывается кинематика цилиндрического и спирального элементов.

6.4.4.1 Кинематическое ограничение

Кинематическое описание цилиндрического и спирального слоев имеет важное значение для анализа отклика композитного поперечного сечения. Конфигурация может быть описана в параметрической форме, как показано на рис.6.5.

Цилиндр задается по формуле

$$x_c(x, \theta) = x i_x + R \cos \theta i_y + R \sin \theta i_z \quad (6.1)$$

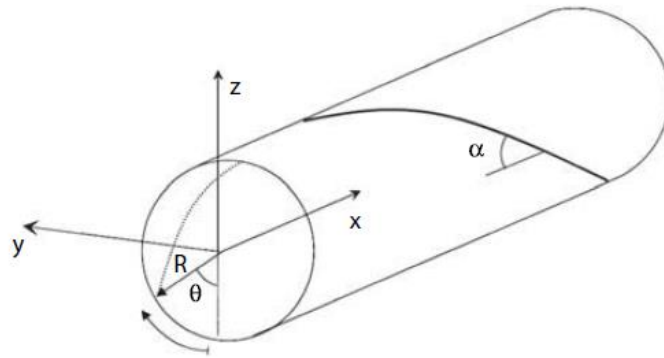


Рисунок 6.5 Модель геометрии трубы и арматуры.

где ij обозначает глобальную систему координат. Спираль - это кривая на цилиндрической поверхности, следующая по фиксированной траектории, определяемой углом наклона α . Это также приводит к соотношению между винтовой осью s и полярным углом θ . Геометрия спирали, таким образом, является однопараметрической специализацией цилиндра.

Предполагается, что арматура вынуждена скользить только по криволинейным осям и поперечному направлению. И тогда полное трехмерное описание может быть сведено к двумерной задаче. Таким образом, ограничение на вращение стержня вокруг продольной оси получается как функция продольного и поперечного смещения арматуры вдоль локальных криволинейных осей.

6.4.4.2 Определяющее уравнение

Каждый слой несвязанной гибкой трубы имеет свою собственную формулу в модели. Уравнения равновесия для спирального слоя брони выводятся аналогично уравнениям, описанным для изотропного слоя. Соответствующие выражения деформации могут быть получены из кинематических соотношений. Используется мера деформации Грина-Лагранжа. Общая линейная деформация в элементах спирали в направлении оси сухожилия выражается в виде [12],

$$\begin{aligned} \varepsilon = & \frac{\Delta u_z}{L} \cos^2 \alpha + \frac{\Delta u_r}{R} \sin^2 \alpha + R \frac{\Delta \phi}{L} \sin \alpha \cos \alpha \\ & + R \sin \theta \frac{\Delta \psi_x}{L} \cos^2 \alpha + R \cos \theta \frac{\Delta \psi_y}{L} \cos^2 \alpha \end{aligned} \quad (6.2)$$

где,

Δu_z : изменение осевого смещения u_r : изменение радиального перемещения

Δu_r : изменение направления вращения

$\Delta \psi_x, \Delta \psi_y$: геометрические параметры, показанные на рис. 6.6

R, L : изменение ротации

α : угол намотки растяжимого слоя брони

q : угловое положение растяжения в сечении цилиндрической оболочки.

Таким образом, глобальная собранная система уравнений для осесимметричного анализа может быть выражена как,

$$\mathbf{K} \mathbf{r} = \mathbf{R} \quad (6.3)$$

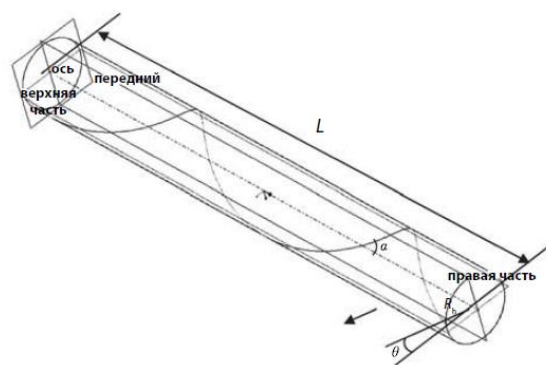


Рисунок 6.6 Геометрическая принципиальная схема тендера [12].

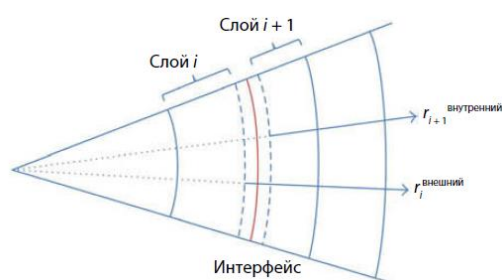


Рисунок 6.7 Ограничения на интерфейсах слоев [14]

где,

K: матрица жесткости собрана из всех слоев

r: вектор смещения для всех неизвестных степеней свободы в системе

R: вектор внешней нагрузки

с ограничениями:
$$g_i(r) = r_{i+1}^{inner} - r_i^{outer} \geq 0 \quad \text{for } i = 1 \sim m$$

Приведенное выше уравнение выражает глобальное равновесие поперечного сечения, в то время как ограничение устанавливает условие непроницаемости интерфейсных слоев m , как показано на рис. 6.7.

6.4.5 Поведение при изгибе

При изгибе несвязанной гибкой трубы всегда происходит продольное скольжение арматуры со стороны сжатия на сторону растяжения, как показано на рис. 6.8 (а). Однако арматура будет иметь поперечную кривизну, если поперечное скольжение относительно сердечника предотвращается силой трения. Арматура следует локсодромному пути, если существует трение между арматурой и ядром, но арматура будет следовать геодезическому решению, если трение равно нулю. В этом случае для устранения поперечной кривизны будет иметь место определенное поперечное скольжение, как показано на рис. 6.8 (b).

Геодезическая кривая определяется как минимальная между двумя достаточно близкими точками на поверхности и не имеет поперечной кривизны. Для двух достаточно близких точек существует только одна такая кривая. Локсодромические кривой определяются как арматура, приклеенная к опорной сердцевине при условии бесконечного трения. Арматура вдоль локсодромной кривой не имеет ни продольного, ни поперечного скольжения. Однако при изгибе трубы, независимо от коэффициента трения, осевая деформация со стороны сжатия на сторону растяжения слишком велика и должна быть устранена продольным скольжением по траектории локсодромной кривой.

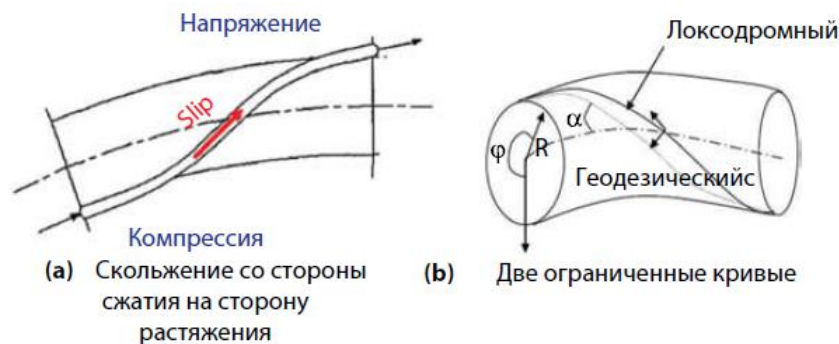


Рисунок 6.8 Направление скольжения арматуры при изгибающей нагрузке. а) Скольжение со стороны сжатия в сторону растяжения, б) Две ограниченные кривые

Дополнительные напряжения из-за изгиба можно получить, если предположить, что спираль следует локсодромной кривой во время изгиба поперечного сечения. Это означает, что спираль остается в своем исходном положении на опорной поверхности цилиндра во время изгиба и что она скользит в осевом направлении, когда градиент натяжения превышает доступное трение. Компоненты напряжения в арматуре при изгибе - это локальные напряжения изгиба, вызванные изгибом, и напряжение трения от поведения скольжения при изгибе.

Уравнения для напряжений и деформаций арматуры при изгибе можно найти в работах Бахтуя [12], Ли [13] и Скейе [14] для скользящего поведения сухожилий. В этих моделях аналитически рассчитываются напряжения в элементах спирали, обусловленные поперечным изгибом. Модель прилипания-скольжения основана на контактных силах, установленных осесимметричным анализом. Основным преимуществом аналитической модели изгиба является то, что анализ изгиба элементов спирали можно проводить по одному, не рассматривая полную модель всего поперечного сечения, как при анализе осесимметричного поведения. Это обеспечивает очень гибкую и эффективную схему вычислений. Допущения, сделанные в аналитической модели изгиба, перечислены ниже:

- Постоянное межслоевое контактное давление, определенное осесимметричным анализом, дополнительное контактное давление, вызванное самим изгибом, не учитывается;
- Трение/контакт между спиральными элементами в одном слое не учитывается;
- Никакие конечные эффекты не включены, то есть изгиб происходит далеко от концевых заделок;
- Предполагается постоянная глобальная кривизна поперечного сечения;

6.5 Анализ КЭ несвязанной гибкой трубы

6.5.1 Статический анализ

Аналитические исследования для несвязанных гибких труб основаны на двумерных составах со средними постоянными свойствами в продольном направлении. Обычно модели слоистого анализа используются с допущениями о линейных свойствах материала, отсутствии конечных эффектов и постоянной кривизне в условиях изгиба. Аналитические анализы используются для анализа распределения нагрузок при осесимметричных нагрузках, расчета поперечных жесткостных свойств осевого, изгибного и крутильного сечений. Они также могут быть использованы для расчета последовательных усталостных напряжений путем прямого применения глобальных временных рядов отклика в качестве внешнего нагружения. Однако для сложных, неслойных поперечных сечений, локальных ограничений, таких как зажимы, сложные нагрузки контактных нагрузок, вызванных гусеницами и растягивающей нагрузкой при монтаже, изгиб/устойчивость компонентов и другие сложные условия, требуется полный трехмерный конечно-элементный анализ.

Почти все недостатки аналитических методов могут быть преодолены с помощью детального, трехмерного анализа КЭ. Недостатки анализа КЭ заключаются в следующем:

- Расчетные модели ограничены более короткой длиной и меньшим слоем из-за ограничения памяти компьютера и скорости.
- Для расчета нужны компьютеры с высокой производительностью и длительным расчетным временем.
- Расчет ограничивается случаями загрузки простых вопросов.

Проблема несвязанной водоотделяющей колонны хорошо подходит для Abaqus/Explicit. Abaqus/Explicit может легко анализировать проблемы, связанные со сложным контактным взаимодействием между многими независимыми корпусами. Он также очень эффективен при решении сильно нелинейных классов задач, которые по существу статичны. Квазистатические задачи моделирования процессов, связанные со сложным контактом, обычно относятся к этому классу.

6.5.2 Анализ усталости

Растягивающая броня и нажимные слои брони подводных гибких труб наиболее подвержены усталостным повреждениям, которые ограничивают срок службы гибких труб [10]. По сравнению с кривизной и эффективным натяжением изменение внутреннего давления очень низкое. Таким образом, вклад внутреннего давления в усталостное повреждение часто не учитывают.

Методические рекомендации по анализу усталости гибких водоотделяющих колонн были разработаны совместным промышленным проектом "Real Life Joint Industry Project" (JIP) [18]. Предлагаемый метод анализа для гибких труб аналогичен процедуре, используемой для жестких колонн, которая включает в себя следующие пять этапов:

- Сбор данных о нагрузке на окружающую среду и определение матрицы случая нагрузки;
- Глобальный анализ системы водоотделяющей колонны, то есть оценка осевых сил (растяжение, так как кручением обычно не учитывают) и изгибающих моментов (кривизны), действующих на трубу из-за нагрузок, определенных на шаге 1;
- Перенос напряжений и моментов, определенных в глобальном анализе, на теоретические локальные модели, посвященные расчету напряжений в каждом слое трубы;
- Анализ локальных напряжений трубы с упором на оценку напряжений в растягиваемых армирующих проводках;
- Оценка усталостной долговечности на основе напряжений, рассчитанных на последнем этапе.

Данную процедуру непросто применить для анализа усталости гибких труб. Для жестких труб напряжения рассчитываются непосредственно в глобальных анализах, но для гибких труб оценка напряжений в их внутренних слоях не является простой из-за их многослойной структуры и сложных реакций на механические нагрузки, главным образом при учете трения между их внутренними слоями. Таким образом, должны быть задействованы конкретные программы. В последнее время в ряде работ [13, 14, 19] разработаны теоретические подходы к прогнозированию усталостной долговечности гибких труб, ориентированные на расчет напряжений в растягивающей броне. Скейе и со авторы [14] привели пример анализа на усталость прямоугольной поперечно-навитой брони подводного кабеля, управляемого турельной якорной системой типа FPSO в типичных норвежских условиях окружающей среды, как показано на рис.6.9.

Основными этапами анализа усталости являются следующие:

- Дискретизирование диаграммы рассеяния волн на репрезентативное число блоков. Каждый блок охватывает несколько состояний моря на диаграмме рассеяния волн;
- Выполнение глобального анализа отклика для всех блоков диаграммы рассеяния волн;
- Выполнение анализа усталости спирали для всех условий усталостного нагружения, используя в качестве входных данных одновременные временные истории двухосной кривизны и эффективного натяжения из глобального анализа.

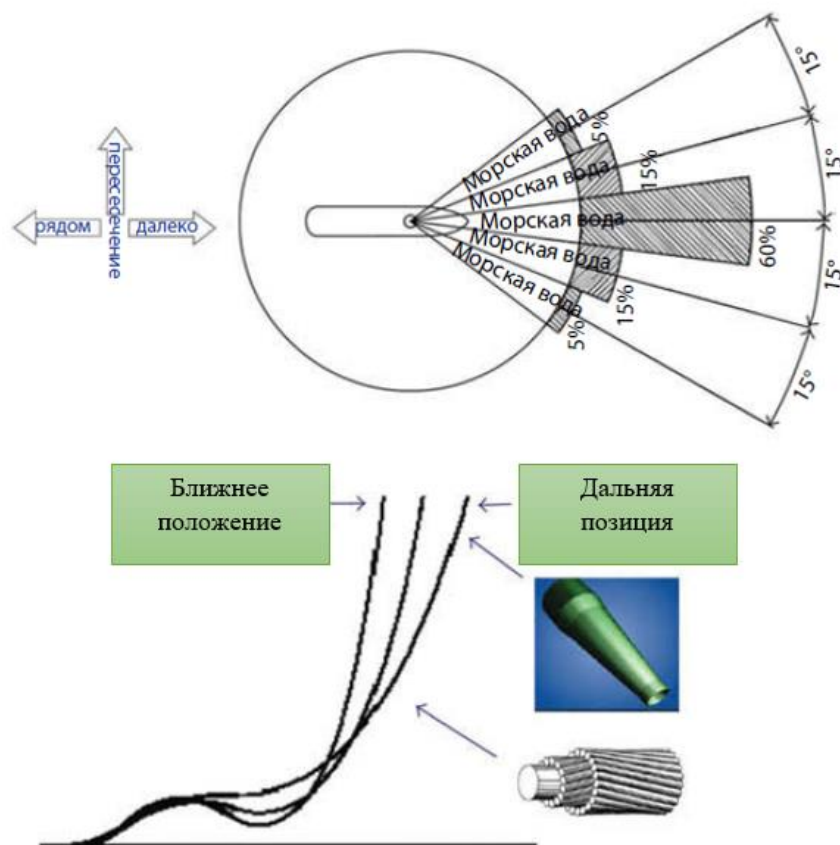


Рисунок 6.9 Подводный кабель, управляемый турельной якорной системой типа FPSO [14].

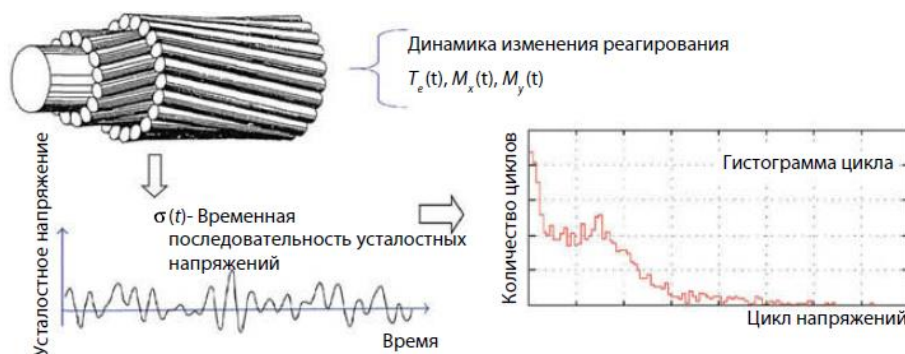


Рисунок 6.10 Кратковременный анализ усталости для одной точки доступа/спирали [14].

На рис. 6.10 показан кратковременный анализ усталости спирали для каждого случая усталостной нагрузки со следующей процедурой:

- Установление историю времени усталостного напряжения во всех местах/горячих точках. Данный анализ выполняется комбинированным осесимметричным анализом и анализом изгиба на каждом временном шаге. Таким образом, межслойные контактные силы, управляющие реакцией на изгиб скольжения, обновляются в соответствии с мгновенной эффективной нагрузкой на растяжение;

- Построение гистограммы цикла с учетом время потока дождя созданного усталостного напряжения.

Использованная литература

1. Веритек, Руководство “JIP” для гибких труб, 1987.
2. Ю. Бэй и К.Бэй, Подводные трубопроводы и колонны, 2-е издание, Elsevier Science Ltd, 2005.
3. API, спецификация для несвязанной гибкой трубы, ANSI/API, спецификация 17J или ISO 13628-2, 3-е издание, июль 2008 года, вступила в силу в январе 2009 года, Американский институт нефти.
4. API, рекомендуемая практика для гибких труб, API RP 17B/ISO 13628 -11, 4-е издание, июнь 2008 года, Американский институт нефти.
5. С.Берг и А.Олуфсен, Справочник по проектированию и эксплуатации гибких труб, доклад СИНТЕФ STF70, A92006, 1992.
6. П.Сечер, А.Феликс-Генрих, “Теплотехнические характеристики гибкой колонны”, ОТС 14322, 2002.
7. Ю.А. Виц, “Тематическое исследование в поперечном сечении анализа гибких колонн”, Морские сооружения, 9, 885-904, 1996.
8. Дж.А.Виц и З.Тан, “Ротационный изгиб морских кабелей и подводного кабеля”, Инженерные сооружения, 17, 4, 267-275, 1995.
9. С.Саевик, “Конечно-элементная модель для прогнозирования напряжений и скольжения в армирующих сухожилиях гибких труб”, Computers & Structures, 46, 2 219-230, 1993.
10. Ю.Жан, Б.Чен, Л. Куй, Т.Хилл и М.Кейс, “Современные аналитические инструменты улучшают оптимизацию несвязанных гибких труб для глубоководных сред”, ОТС 15169, 2003.
11. З.Тан, М.Кейс и Т.Шелдрейк, “Эффекты более высокого порядка на изгиб спиральной бронированной проволоки внутри несвязанной гибкой трубы”, труды 24-й Международной конференции по морской механике и арктической технике, ОМАЕ2005-67106, 2005.
12. А.Бахтуй, Разработка конститутивной модели для моделирования несвязанных гибких элементов труб стояка, Кандидатская диссертация, университет Брюнеля, 2008.
13. Н.Ли, Анализ напряжений и усталости гибких труб, Магистерская диссертация, НТНУ, 2010.
14. Г.Скей, Н.Сохальд, О. Стейнкджер, “Эффективный усталостный анализ элементов спирали в реагентопроводах и гибких колоннах: теория и приложения”, Журнал прикладной математики, том 2012, статья ID 246812, 2012.
15. С.Саевик, BFLEX2010 - Инструкция по эксплуатации. МАРИНТЕК, 2010.
16. Н.Сохальд, О. Стейнкджер, Р.Бахиенс, Руководство по использованию Helica, DNV, 2009.
17. К.И. Экеберг и соавторы, “Прогнозирование, измерение и реализация напряжений трения и изгиба в динамической конструкции реагентопровода”, ОТС - 17986, 2006.
18. Ф.Грилиш, Р. Смит, и Д. Циммерман, “Новые ориентиры промышленности для анализа усталости гибких колонн”, ОТС 18303 2006.
19. Джей Р.М. Суса, “Теоретический подход к прогнозированию усталостной долговечности гибких труб”, Журнал прикладной математики, статья ID 983819, 2012.

7

Несвязанная гибкая труба под внутренним давлением

7.1 Введение

Несвязанные гибкие трубы широко используются в морской нефтегазовой промышленности на протяжении десятилетий в качестве водоотделяющих колонн, выкидных линий и т.д. Специальная конструкция придает гибкой трубе низкую жесткость при изгибе, но относительно высокую радиальную и продольную жесткость. Необходимо проанализировать возможные механизмы разрушения гибких труб в течение срока службы трубы, чтобы гарантировать структурную целостность и избежать производственных потерь. Распространенным режимом разрушения является разрыв гибкой трубы из-за занижения максимального внутреннего давления. Без учета разрыва или толщины через трещину оболочки под давлением, то давление разрыва в основном определяется металлическими слоями. Для гибких труб с шероховатым каналом блокируемый каркас обычно не несет никакого внутреннего давления, так как этот слой не является плотным. Следовательно, внутренние слои сопротивления давлению состоят из слоев нажимной брони, которые играют основную роль в обеспечении прочности кольца и растягивающих слоев брони, которые служат вторичной ролью по отношению к осевому и кольцевому напряжению.

В последние годы было сделано много вкладов в обеспечение точного прогнозирования давления разрыва гибких труб. Чжу и Лэй [1] предложили многоосевую теорию разрыва, предполагающую простую геометрию труб и бездефектные трубопроводы. А для обоснования их решения были использованы экспериментальные данные для различных трубопроводных сталей. Нето и Мартинс [2] разработали полную 3D-модель и кольцевую 3D-модель, которая включала только внутренний полимерный слой и блокируемый слой нажимной брони. Между тем, 2D эквивалентная кольцевая модель была создана только путем включения слоя нажимной брони для сравнения с аналитическим подходом. Полученные результаты показали, что для оценки концентрации напряжений необходима 3D-модель. Точно так же, 2D-модель, предполагающая, что профиль нажимной брони имеет шаг 90° и полная 3D-модель, учитывающая взаимосвязь между шагами намотки внутренней нажимной брони, были разработаны Куаматци-Мелендесом и Кастильо-Эрнандесом [3]. Их работа представила аналогичный результат в отношении тенденций в поведении напряжений и перемещений между численными и аналитическими решениями. Рамос и Кавано [4] представили некоторый дополнительный вклад в структурную реакцию гибких труб, подвергнутых растяжению, кручению, а также внутреннему и внешнему давлению.

Несмотря на то, что за последнее десятилетие был достигнут значительный прогресс, требуются дальнейшие исследования, чтобы представить полный анализ, учитывающий различные виды отказов. Таким образом, в этой главе изучается поведение различных слоев брони и прогнозируются предельные прочности при внутреннем давлении. Аналитический анализ и анализ КЭ в данной главе цитируется из статьи “Поведение гибкой трубы, подвергнутой внутреннему давлению” [5].

7.2 Аналитическое решение

Было опубликовано несколько работ, связанных с аналитическими моделями разрыва несвязанных гибких труб. Наиболее упрощенная аналитическая модель была представлена Оливиером и соавторами [6] для оценки прочности на разрыв с использованием осевой и окружной деформации. Ферет и Борназель [7] предложили уравнение равновесия между напряжениями и давлениями в радиальном направлении, которое может быть использовано для оценки напряжений в каждом слое, вызванных внутренним давлением. Корпорация “Wellstream” [8] описала напряжения нажимной брони под давлением, используя формулу Барлоу для тонкостенных цилиндров с поправочным коэффициентом, называемым “доля заполнения”, которая определяется как эффективная площадь профиля нажимной брони над общей квадратной площадью профиля. Нето и соавторы [2] предложили линейную аналитическую формулировку, которая предполагает, что нажимная броня ведет себя точно так же, как тонкостенный цилиндр, учитывая эквивалентную толщину профиля нажимной брони.

Довольно простая и доступная процедура расчета давления разрыва представлена в работе [9], которая сочетает в себе равновесие, полученное Феретом и Борназелем [7], и коэффициент заполнения, который может быть выражен следующим образом:

$$f_t = \frac{nb}{\cos \alpha 2\pi R}$$

для растяжимой брони и

$$f_p = \frac{nA \tan \alpha}{2\pi Rt}$$

для нажимной брони вывести выражения сопротивления давлению. Затем общее кольцевое сопротивление давлению определяется вкладом каждого слоя брони:

$$P_h = P_t + P_p \quad (7.1)$$

p_t расшифровывается как кольцо сопротивление брони на растяжение и p_p от давления брони. Давление разрыва определяется наименьшим из сопротивлений кольца p_h и осевого сопротивления p_a , что также обсуждалось Чэньом [10].

Подходы, учитывающие вклад всех слоев в сопротивление разрыву, получены на основе принципа виртуальной работы в Кебадзе [11]. Матрицы жесткости, в том числе цилиндрических и спиральных компонентов, были разработаны с использованием различных концепций. Несколько упрощающих гипотез выдвигаются следующим образом:

1. Все материалы однородны, изотропны и имеют линейное упругое поведение.
2. Деформации, возникающие в любой части трубы, должны быть достаточно небольшими.
3. Предполагается, что средние изменения радиуса и толщины слоев являются равномерными в каждом слое.
4. В ненапряженном исходном состоянии не допускаются зазоры между соседними слоями.
5. Трение не учитывается во всем аналитическом процессе.
6. Отсутствует контакт между соседними арматурами одного и того же слоя.

7.2.1 Полимерный слой

Теория тонкостенных и толстостенных труб выбрана для анализа полимерных слоев, известных как оболочки из ссылки [11]. Внутренняя энергия деформации оболочки выражается в виде:

$$U = \frac{1}{2} \iiint (\varepsilon_1 \sigma_1 + \varepsilon_2 \sigma_2 + \varepsilon_3 \sigma_3 + \tau_{12} \gamma_{12}) dv \quad (7.2)$$

где $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ and γ_{12} являются компонентами деформации, а $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ and τ_{12} соответствующие компоненты напряжения. Соответствующие параметры показаны на рис. 7.1.

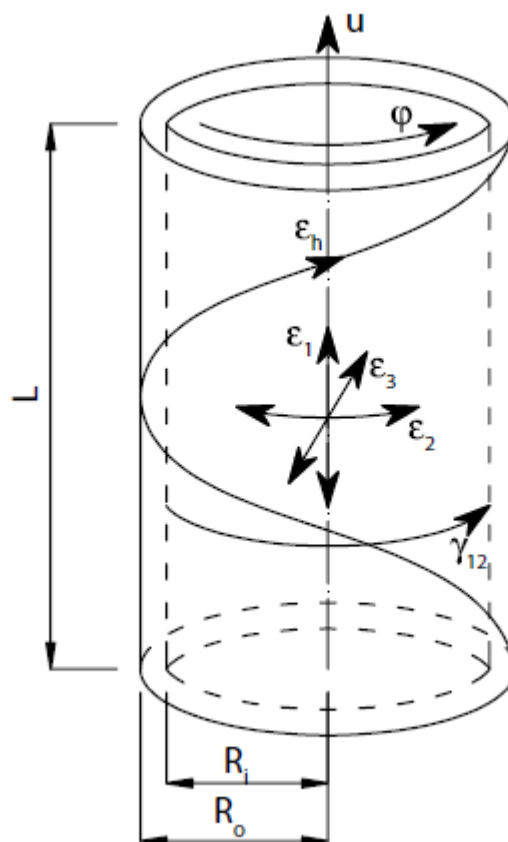


Рисунок 7.1 Определение математических параметров.

Учитывая глобальное удлинение оболочки при чистом давлении, потенциал внешних сил выражается через:

$$W = P_i \Delta V_i - P_o \Delta V_o \quad (7.3)$$

где $P_i, P_o, \Delta V_i, \Delta V_o$ обозначают внутреннее давление и внешнее давление, изменения внутреннего объема и внешнего объема соответственно. Согласно теории сохранения энергии: $U = W$, матричная форма уравнений жесткости для теории тонкостенных труб получается следующим образом:

$$\begin{pmatrix} (2G+\lambda)A & 0 & \lambda A & \lambda A \\ 0 & GJ & 0 & 0 \\ \lambda A & 0 & (2G+\lambda)A & \lambda A \\ \lambda A & 0 & \lambda A & (2G+\lambda)A \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{u_L}{L} \\ \frac{\Delta\varphi}{L} \\ \frac{u_r}{R} \\ \frac{u_t}{t} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 2P_i\pi R_i R - 2P_o\pi R_o R \\ -P_i\pi R_i t - P_o\pi R_o t \end{pmatrix} \quad (7.4)$$

$$\text{где, } A = \pi(R_o^2 - R_i^2), J = \frac{1}{2}\pi(R_o^4 - R_i^4), \lambda = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)},$$

G - модуль сдвига, ν - коэффициент Пуассона, u_r and u_t - изменения радиуса и толщины соответственно. Первый член в правом уравнении (7.4) равен 0 в соответствии с граничным условием в данном исследовании. Матричная форма уравнений жесткости для теории толстостенных труб может ссылаться на ссылку [11]. $\frac{du}{dR}$ вводится, так как смещение в радиальном направлении в теории толстостенных труб изменяется вдоль толщины стенки. Кроме того, два матричных коэффициента в ссылке [11] должны быть скорректированы следующим образом:

$$k_{33} = 4\pi \frac{R_i^2 (R_i^2 (G + \lambda) + G R_o^2)}{R_o^2 - R_i^2}, \quad k_{44} = 4\pi \frac{R_o^2 (R_o^2 (G + \lambda) + G R_i^2)}{R_o^2 - R_i^2}.$$

7.2.2 Спирально намотанный стальной слой

Спиральные слои являются основными структурами несвязанных гибких труб и оказывают значительное влияние на механическое поведение трубы. Точная формула для осевой деформации спирального элемента была получена Кнаппом [12]. Чтобы получить линейное уравнение равновесия спиральных арматур, точная формула упрощается следующим образом:

$$\varepsilon_h = \frac{u_L}{L} \cos^2 \alpha + \frac{u_r}{R} \sin^2 \alpha + R \frac{\Delta\varphi}{L} \sin \alpha \cos \alpha \quad (7.5)$$

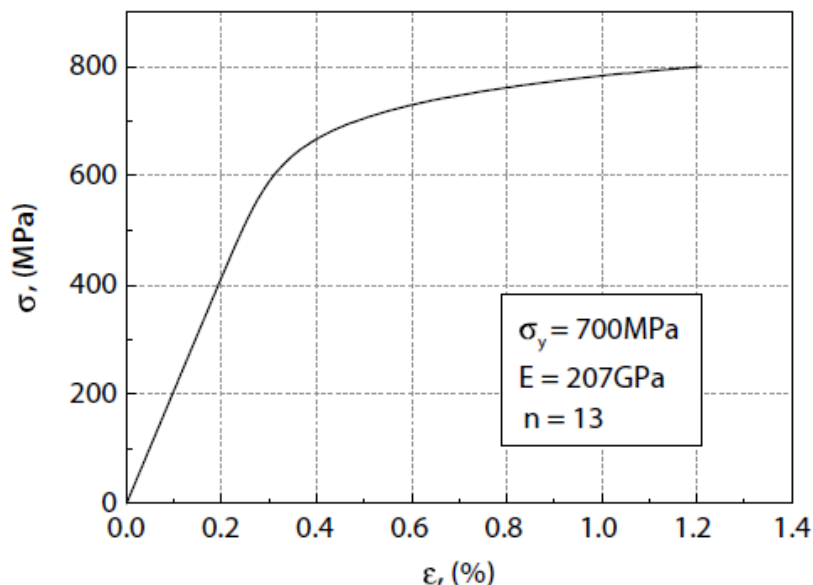


Рисунок 7.2 Кривая напряженно-деформированного состояния модели Рамберга-Осгуда.

Поскольку жесткость спиральных слоев значительно выше, чем у полимерных слоев, что обусловлено особенностями их материала, следует учитывать радиальную деформацию спиральных арматур. Следовательно, внутреннюю работу можно выразить как сложение этих двух частей, указанных выше:

$$U = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \frac{EA_i}{(1-\nu^2)\cos\alpha} \int (\varepsilon_h^2 + 2\nu\varepsilon_h\varepsilon_3 + \varepsilon_3^2) dz \quad (7.6)$$

где ε_h и ε_3 обозначают осевую деформацию и радиальную деформацию соответственно.

Модель Рамберга-Осгуда, выраженная в уравнении (7.7), используется для характеристики нелинейных напряженно-деформированных отношений слоев брони. Кривая напряженно-деформированного состояния этой модели с соответствующими параметрами, используемыми в данном исследовании, показана на рис. 7.2.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \left[1 + \frac{3}{7} \left| \frac{\sigma}{\sigma_y} \right|^{n-1} \right] \quad (7.7)$$

Точно так же дифференциальная внутренняя работа равна дифференциальной внешней работе, линеаризуя уравнение в определенной матрице следующим образом:

$$\begin{aligned} & \frac{nEA_i}{1-\nu^2} \begin{pmatrix} \cos^3 \alpha_i & R \sin \alpha_i \cos^2 \alpha_i & \sin^2 \alpha_i \cos \alpha_i & \nu \cos \alpha_i \\ R \sin \alpha_i \cos^2 \alpha_i & R^2 \sin^2 \alpha_i \cos \alpha_i & R \sin^3 \alpha_i & \nu R \sin \alpha_i \\ \sin^2 \alpha_i \cos \alpha_i & R \sin^3 \alpha_i & \frac{\sin^4 \alpha_i}{\cos \alpha_i} & \frac{\nu \sin^2 \alpha_i}{\cos \alpha_i} \\ \nu \cos \alpha_i & \nu R \sin \alpha_i & \frac{\nu \sin^2 \alpha_i}{\cos \alpha_i} & \frac{1}{\cos \alpha_i} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{u_i}{L} \\ \frac{\Delta \varphi}{L} \\ \frac{u_i}{R} \\ \frac{u_i}{t} \end{pmatrix} \\ & = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 2P_i \pi R_i R - 2P_o \pi R_o R \\ -P_i \pi R_i R - P_o \pi R_o R \end{pmatrix} \quad (7.8) \end{aligned}$$

7.2.3 Сборка слоев

Уравнения равновесия, разработанные для каждого отдельного слоя, затем собираются в соответствии с конкретным расположением полимерных слоев и спиральных слоев, чтобы сформулировать общую матрицу жесткости. Однако общая матрица содержит некоторые неизвестные. Таким образом, для решения задачи используется непрерывность в радиальном направлении:

$$u_{r,i} - u_{r,i+1} + (u_{t,i} + u_{t,i+1})/2 = 0 \quad (7.9)$$

Где i обозначает номер слоя. Таким образом, можно получить механическое поведение гибких труб и исследовать контактное давление между каждым соседним слоем. Если контактное давление отрицательное, это означает, что эти два слоя разделены. Контактное давление следует принять равным нулю и удалить одно соответствующее непротиворечивое уравнение, чтобы снова решить все уравнения равновесия для получения результатов.

7.3 Анализ КЭ

Целью соответствующего моделирования является всестороннее изучение влияния слоев спиральной и прочной брони с углом намотки почти 85° и растянутых слоев брони с углом намотки 35° на механические свойства гибких труб под внутренним давлением. Всего изучено шесть конечно-элементных моделей: четыре трехмерные спирально-навитые модели из трех слоев с различными углами намотки и различными граничными условиями, трехмерная спирально-навитая модель из пяти слоев и полная модель без каркасного слоя. В таблице 7.1 показаны различные граничные условия, применяемые к опорным точкам (RP) моделей.

Геометрические и материальные параметры, основанные на Витц [13], используются при моделировании КЭ и приведены в таблице 7.2. Длина модели составляет 572,5 мм. Длина шага слоя нажимной брони составляет 21 мм, а слой растягивающей брони 428 мм. Для 3-слойной и 5-слойной моделей параметры относятся к соответствующим слоям этой 7-слойной модели, и все ленты рассматриваются как оболочки.

Таблица 7.1 Граничные условия в МКЭ.

Модель	Количество слоев	Угол намотки($^\circ$)	RP-L	RP-R
A1	3	85	Установлено	Установлено
A2	3	85	Свободный	Установлено
B1	3	35	Установлено	Установлено
B2	3	35	Свободный	Установлено
C	5	± 35	Свободный	Установлено
D	7		Свободный *	Установлено

* Будет обсуждаться влияние ограничения на кручение вокруг продольного направления.

В каждой модели КЭ, нагрузка была применена с использованием распределенного давления на внутренней периферийной поверхности оболочки под давлением. Две опорные точки (ОТ) создаются в центре двух концевых поперечных сечений таким образом, чтобы оба концевых поперечных узла были включены в кинематическую связь для эффективного управления граничным условием. На рис. 7.3 показано сцепление на RP-L в модели из 3 слоев только с растягиваемой броней.

Процесс изготовления металлического слоя нажимной брони может вызвать напряжение анизотропии материала, а полимерные слои изготавливаются из вязкоупругого материала. Однако эти эффекты не учитываются, и все материалы рассматриваются как изотропные и упругие, как и аналитические модели для данного исследования.

Все модели моделируются твердотельными элементами (C3D8I для оболочек и C3D8R для спиральных компонентов), которые могут отражать изменение толщины стенок и распределения напряжений. Для получения точных результатов размер элемента оболочки и слоя нажимной брони принимается равным 5 мм, а размер растягивающего слоя брони - 3 мм. Из-за большого количества контактов для моделирования возможного поведения моделей применяется нелинейный конечно-элементный инструментальный ABAQUS. Из-за сложности модели принят квазистатический анализ, несмотря на трудности сходимости. Алгоритм ABAQUS "Все с собой" используется для автоматической идентификации всех возможных контактных пар в модели. В этих моделях выбраны жесткий контакт в нормальном поведении и трение в тангенциальном поведении. Коэффициент трения 0,3 принят в 7-слойной модели для изучения влияния трения под внутренним давлением.

Таблица 7.2 Геометрические и материальные параметры МКЭ.

Название слоя	Параметры	Название слоя	Параметры
Слой 1 внутренний каркас	Внутренний радиус: 29.25 мм Толщина: 5 мм Модуль Юнга: 190000 МПа Коэффициент Пуассона: 0,3	Слой 5 растягивающая броня	Толщина: 3 мм Количество проводов: 40 Профиль: 3 мм × 6 мм Угол намотки: +35° Модуль Юнга: 207000 МПа Коэффициент Пуассона: 0,3
Слой 2 напорная оболочка	Внутренний радиус: 34.25 мм Толщина: 5 мм Модуль Юнга: 284 МПа Коэффициент Пуассона: 0,45	Слой 6 Противоизносная лента	Толщина: 1,5 мм Модуль Юнга: 301 МПа Коэффициент Пуассона: 0,45
Слой 3 нажимная броня	Толщина: 5 мм Количество проводов: 1 Профиль: 5 мм × 20 мм Угол намотки: +85° Модуль Юнга: 207000 МПа Коэффициент Пуассона: 0,3	Слой 7 растягивающая броня	Толщина: 3 мм Количество проводов: 40 Профиль: 3 мм × 6 мм Угол намотки: 35° Модуль Юнга: 207000 МПа Коэффициент Пуассона: 0,3
Слой 4 Противоизносная лента	Толщина: 3.5 мм Модуль Юнга: 301 МПа Коэффициент Пуассона: 0,45	Слой 8 наружный пластик	Толщина: 2 мм Модуль Юнга: 284 МПа Коэффициент Пуассона: 0,45

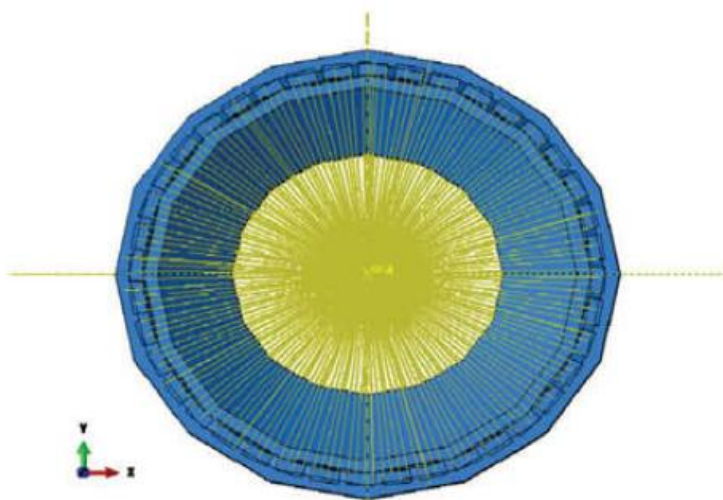


Рисунок 7.3 Кинематическая связь при RP-L 3-слойной модели.

Из-за сложности модели принят квазистатический анализ, несмотря на трудности сходимости. Численная модель была решена с использованием полностью явной схемы интегрирования по времени, реализованной в параллельной среде на кластере из 16 процессоров. Поскольку соотношение между кинетической энергией и внутренней энергией составляет менее 10%, надежность данного анализа подтверждается. Энергия искусственной деформации составляет приемлемую часть энергии деформации, что

подтверждает, что энергия песочных часов хорошо контролируется во время анализа. Конкретные описания моделирования для каждой модели приведены ниже.

1. 3-слойные модели

Для оценки влияния различных слоев брони разработаны две группы моделей. Полимерные слои создаются внутри спирального слоя в обеих группах для сохранения целостности трубы. Первая группа (см. рис.7.4 а и для лучшего обзора наружных оболочек; средние слои присутствуют не на всех следующих рисунках) предназначена для имитации слоя нажимной брони и состоит только из одной спиральной арматуры с прямоугольным профилем и углом намотки 85° . На рис. 7.4 б показана модель с одним растягивающим слоем брони, включающим сорок спиральных арматур прямоугольного профиля с углом намотки 35° .

Как уже упоминалось ранее, каждая группа имеет две модели, которые имеют два различных граничных условия для проверки эффекта границы.

2. 5-слойная модель

Растягивающие слои брони могут играть главную роль, если в промежутке между внутренней оболочкой и промежуточной оболочкой гладкоствольной гибкой трубы создается давление. Таким образом, в этой модели создаются два растягивающихся слоя брони с соседними слоями оболочки. Два слоя имеют строго противоположные углы намотки, чтобы противостоять скручиванию, вызываемому окружающей средой (см. Рисунок 7.5).

3. 7-слойная Модель

Типичная несвязанная гибкая труба обычно содержит один слой нажимной брони и два слоя растягивающей брони. Таким образом, полная модель без каркаса разработана для моделирования фактического поперечного сечения на рис. 7.6. Напряженное состояние каждого слоя может быть использовано для прогнозирования процесса разрыва гибкой трубы в обычной ситуации.

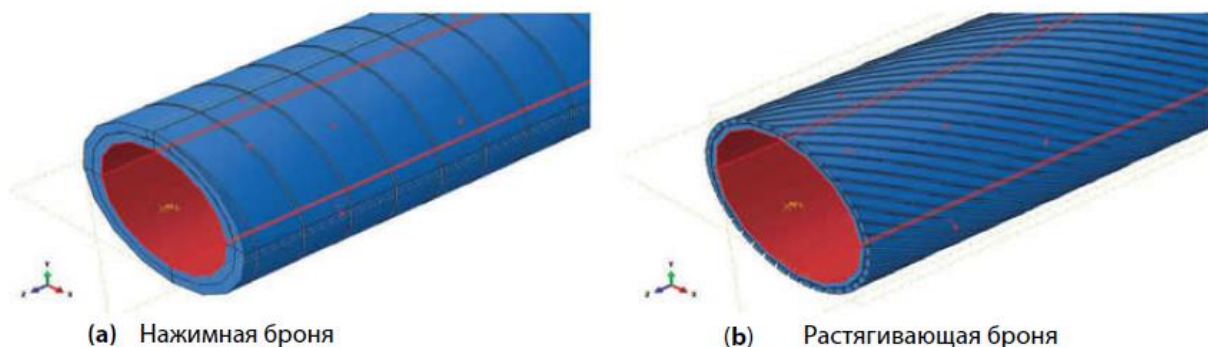


Рисунок 7.4 Модели слоев брони

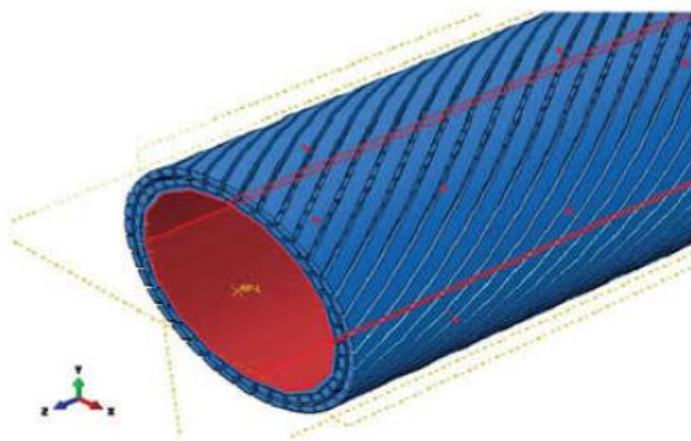


Рисунок 7.5 5-слойная модель с двумя растягивающимися слоями брони.

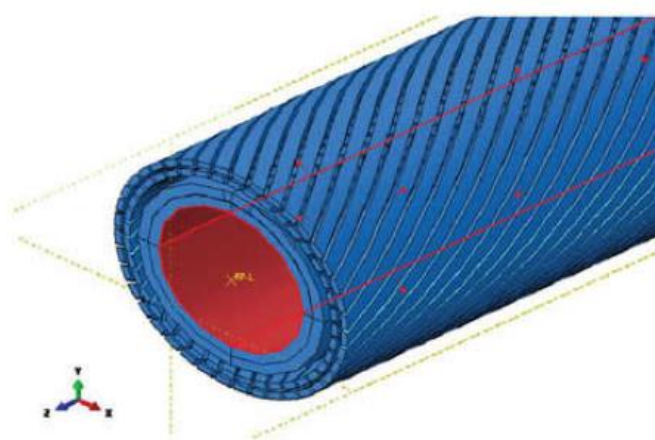


Рисунок 7.6 7-слойная модель гибкой трубы.

7.4 Результаты и обсуждение

7.4.1 Общая информация

Аналитические модели следуют ряду ограничительных предположений, тогда как модели конечных элементов ими не ограничиваются. Таким образом, между этими двумя методами будет некоторое различие. В этой главе аналитические модели и конечно-элементные модели выполняются соответственно для изучения поведения гибкой трубы под внутренним давлением и параметров, которые могут повлиять на результаты аналитической модели. Результаты анализа методом конечных элементов измеряются от центра гибких труб, поскольку напряжение вблизи контрольных точек неточно из-за граничных условий.

7.4.2 Осевое натяжение и концевое смещение

На рис. 7.7 - 7.10 представлены аналитические и численные результаты при RP-L для внутреннего давления-осевого натяжения/смещения различных моделей, которые указывают на то, что аналитическая модель (теория тонких стенок) является разумной с разницей менее 7% и демонстрирует высоко линейную зависимость. Результаты МКЭ более консервативны, чем результаты аналитических моделей. Из натяжения и осевых перемещений модели А и модели В можно предположить, что большой угол намотки делает трубу растянутой, в то время как труба сжимается с малым углом намотки. При том же внутреннем давлении модель В2 деформируется намного больше, чем модель А2.

7.4.3 Кольцевое напряжение

Кольцевое напряжение слоя оболочки имеет большое значение для оценки поведения гибкой трубы под внутренним давлением. Результаты МКЭ слоев оболочки извлекаются из контура кольца, который включает узлы по периметру среднего поперечного сечения. Как показано на рис.7.11 - 7.14, кольцевое напряжение внешней оболочки меньше, чем внутренней оболочки, и из рис. 7.11 - 7.13 можно сделать вывод, что полимерные слои сжимаются по периметру под действием внутреннего давления, поскольку значения кольцевого напряжения отрицательны. Эффект границы значительный в результатах модели В, но не очевиден в модели А, которая имеет большой угол намотки. Все результаты FEM колеблются в зависимости от аналитического решения. Основная причина заключается в том, что в аналитической модели предполагается, что полимерный слой постоянно деформируется, но может иметь непостоянную деформацию из-за его низкого модуля упругости и зазора между спиральными арматурами, что затрудняет точное исследование напряжений в полимерных слоях.

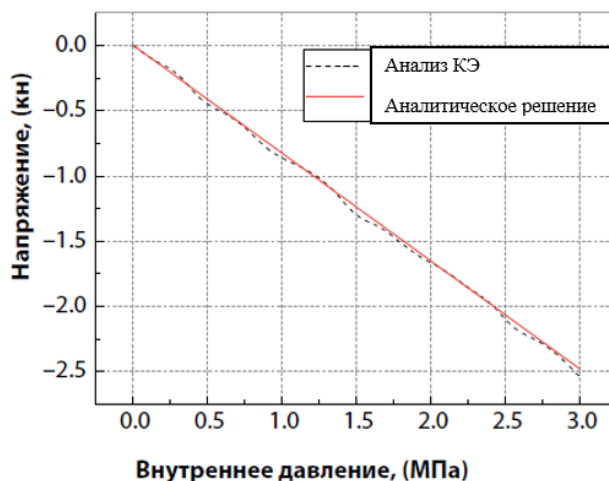


Рисунок 7.7 Кривые сжимающего напряжения модели A1.

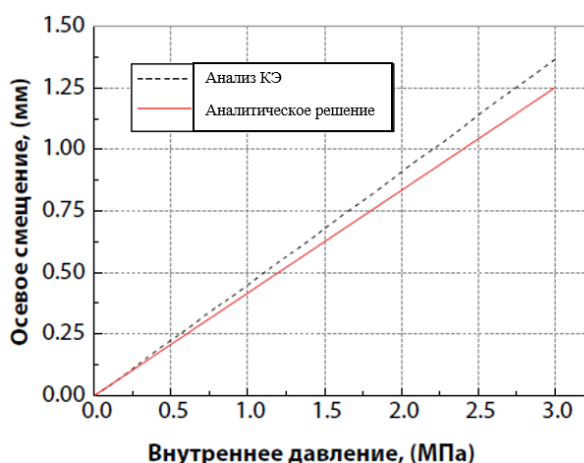


Рисунок 7.8 Кривые давления осевого смещения модели A2.

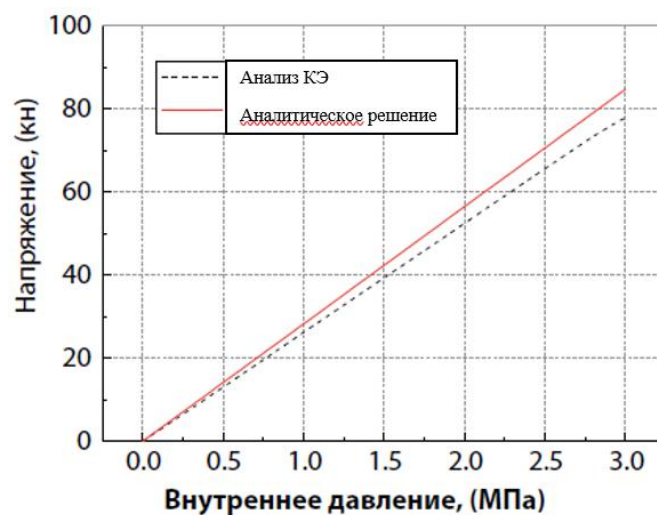


Рисунок 7.9 Кривые сжимающего напряжения модели В1.

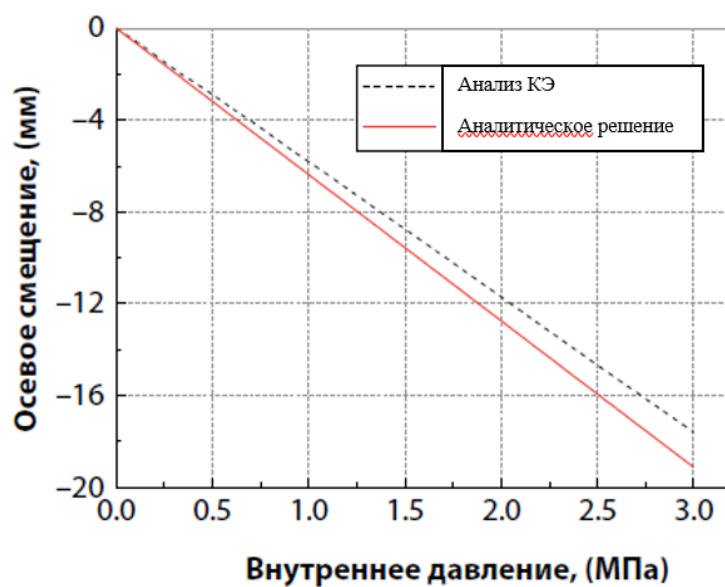


Рисунок 7.10 Кривые давления осевого смещения модели В2.

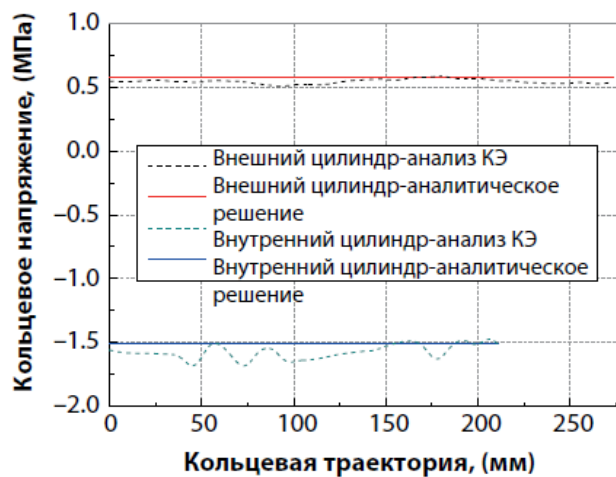


Рисунок 7.11 Кольцевое напряжение в оболочках модели А1.

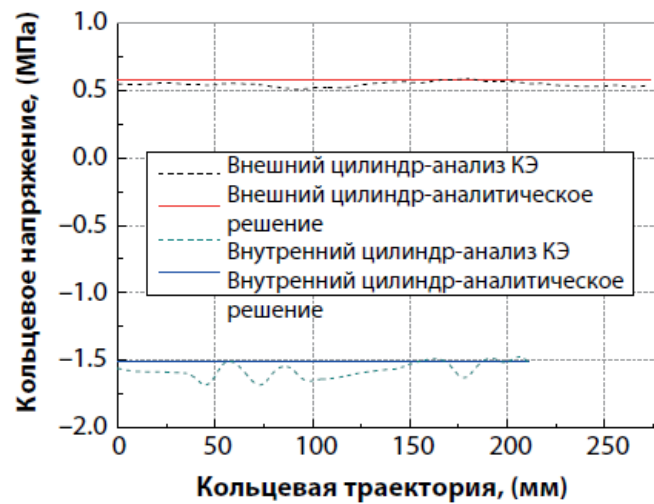


Рисунок 7.12 Кольцевое напряжение в оболочках модели A2.

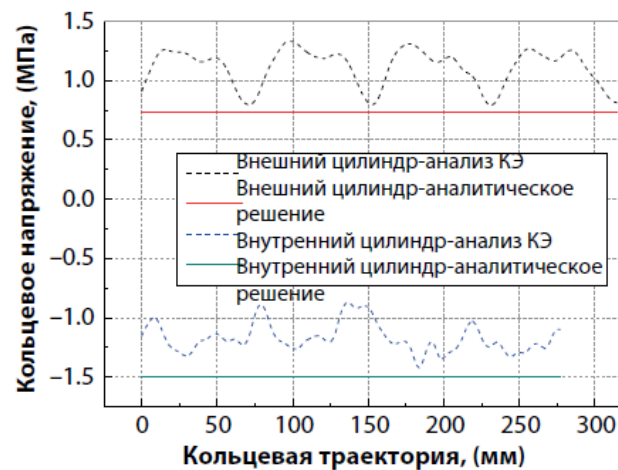


Рисунок 7.13 Кольцевое напряжение в оболочках модели B1.

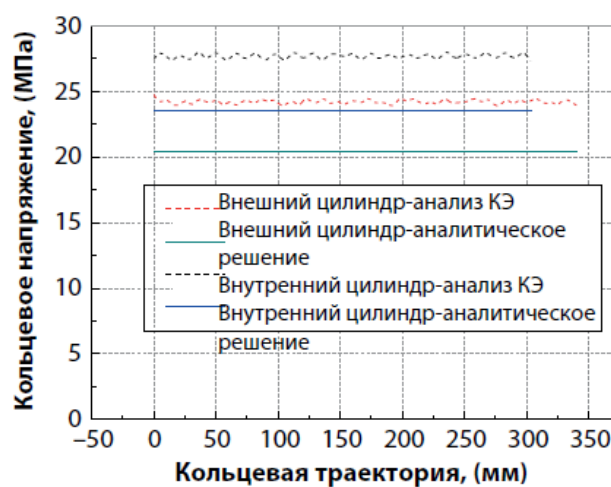


Рисунок 7.14 Кольцевое напряжение в оболочках модели B2.

Кроме того, сам квазистатический анализ привел бы к неравномерным результатам. Используемый здесь аналитический метод, особенно показанный на рисунке 7.14, не подходит для прогнозирования кольцевого напряжения модели B2.

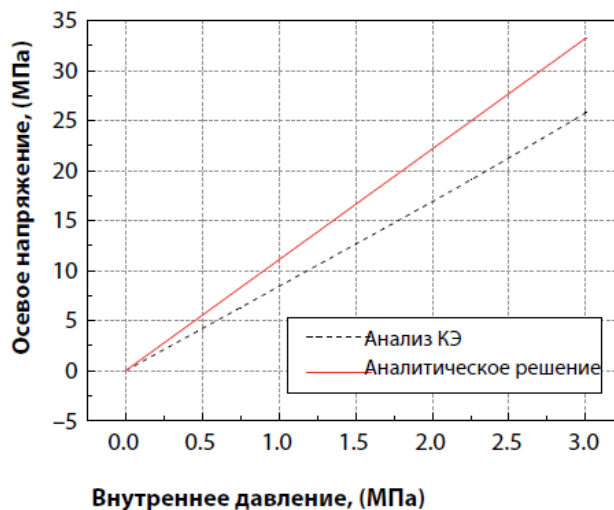


Рисунок 7.15 Кривые давления осевого смещения модели A1.

7.4.4 Осевое напряжение

7.4.4.1 Осевое напряжение модели A и модели B

На рис. 7.15 - 7.18 показано, что осевые напряжения спиральных арматур в различных моделях возрастают с увеличением нагрузки. Стоит отметить, что осевые напряжения спирального элемента 85° рассчитываются как $S22/\sin(85^\circ)$, а напряжение 35° - из $S33/\cos(35^\circ)$, где S22 и S33 - напряжения вдоль оси θ и что вдоль оси z в цилиндрических координатах соответственно. Кроме того, осевое напряжение спиральной арматуры является средним напряжением по всей его длине, за исключением части, на которую влияют граничные условия. Очевидно, что аналитическая модель 35° дает лучшие результаты, чем модель 85° , что означает, что этот аналитический метод более применим при оценке слоя растягивающей брони. Помимо разницы в алгоритме, некоторая разница может быть вызвана эффектом надреза геометрического моделирования из-за прямоугольного профиля слоя нажимной брони. Подобно предыдущему кольцевому напряжению, осевое напряжение модели B1 значительно больше, чем у модели B2, из-за различных граничных условий. За исключением модели B2, аналитические методы являются более консервативными и поэтому подходят для прогнозирования предельного осевого напряжения сухожилий.

7.4.4.2 Осевые напряжения модели C и модели D

Распространяя аналитический метод на 5-слойную и 7-слойную модели, осевые напряжения в спиральных элементах слоев брони все больше, чем кольцевое напряжение слоя оболочки. Только результаты осевых напряжений в сухожилиях показаны на рис. 7.19 - 7.22. В целом все модели показывают, что осевое напряжение уменьшается от внутреннего слоя к внешнему слою. Это показывает, как внутреннее давление передается по всему типичному поперечному сечению гибкой трубы. На рис. 7.19 показано, что аналитический метод, используемый в 5-слойной модели, представляет собой большие осевые напряжения, чем МКЭ, и должен быть модифицирован при принятии в конструкцию трубы. Кроме того, результаты модели D показаны на рис. 7.20 - 7.22. Осевое напряжение в слое нажимной брони увеличивается быстрее, чем в растягивающих слоях брони, и контролирует предельную прочность гибких труб. Между тем осевые напряжения спиральных арматур с учетом трения очень близки к таковым без трения, что свидетельствует о том, что трение редко влияет на передачу давления в этом случае.

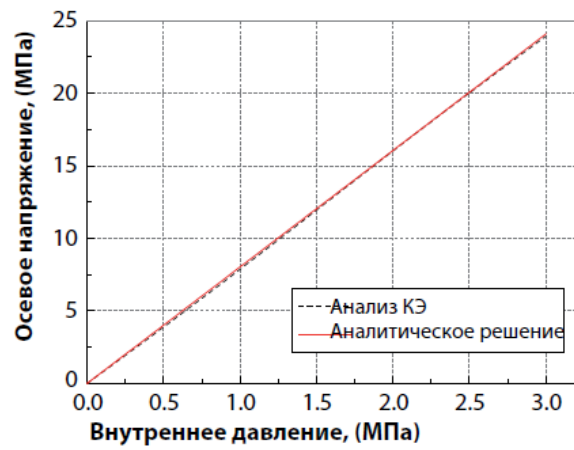


Рисунок 7.16 Кривые давления осевого напряжения модели A2.

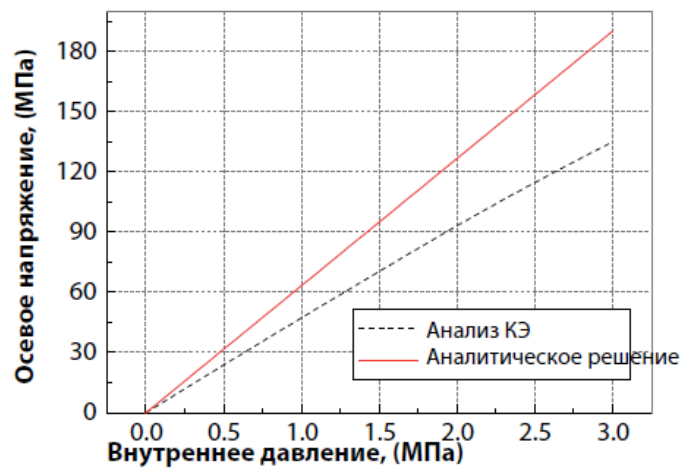


Рисунок 7.17 Кривые давления осевого напряжения модели B1.

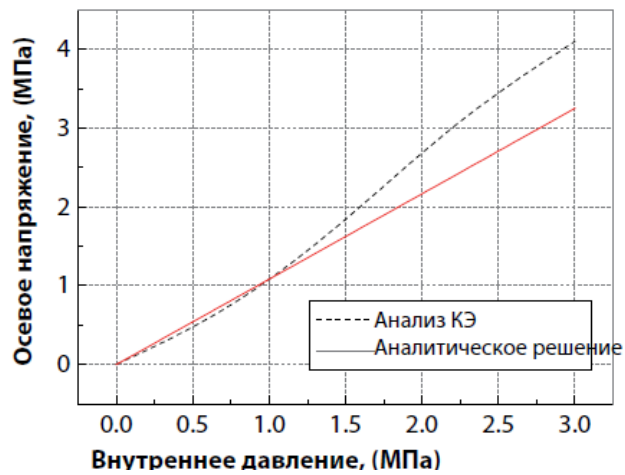


Рисунок 7.18 Кривые давления осевого напряжения модели B2.

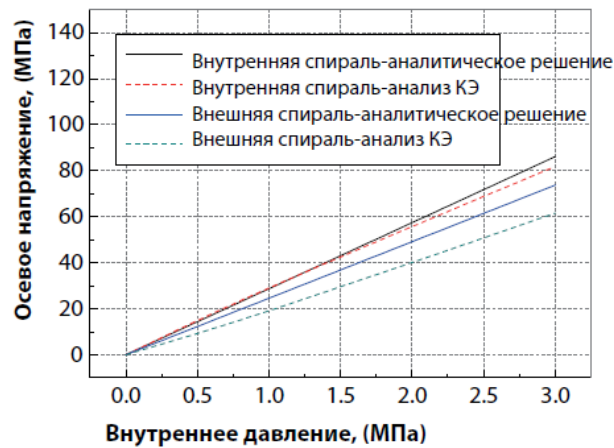


Рисунок 7.19 Кривые давления осевого напряжения модели С.

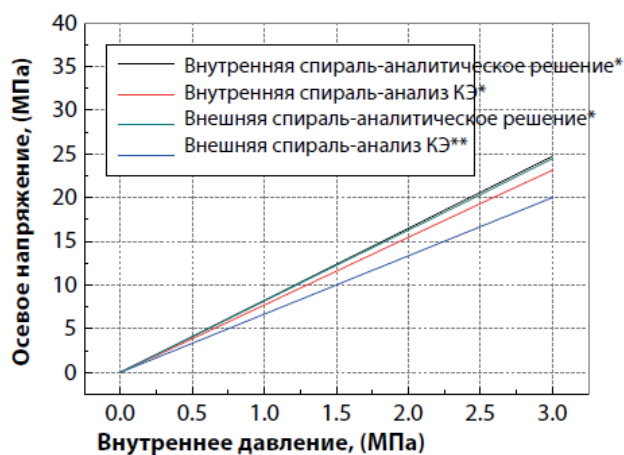


Рисунок 7.20 Кривые давления осевого напряжения модели D-слоя нажимной брони.

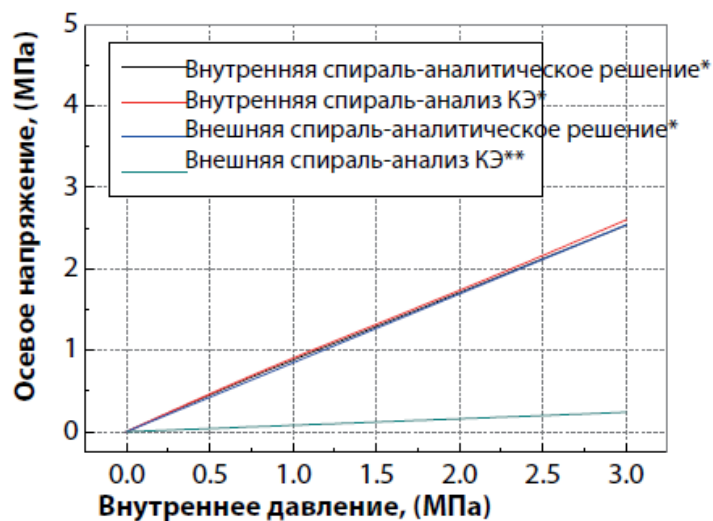


Рисунок 7.21 Кривые давления осевого напряжения модели D-внутренний растягивающий слой брони.

*: свободная граница с ограничением кручения, **: полностью свободная граница.

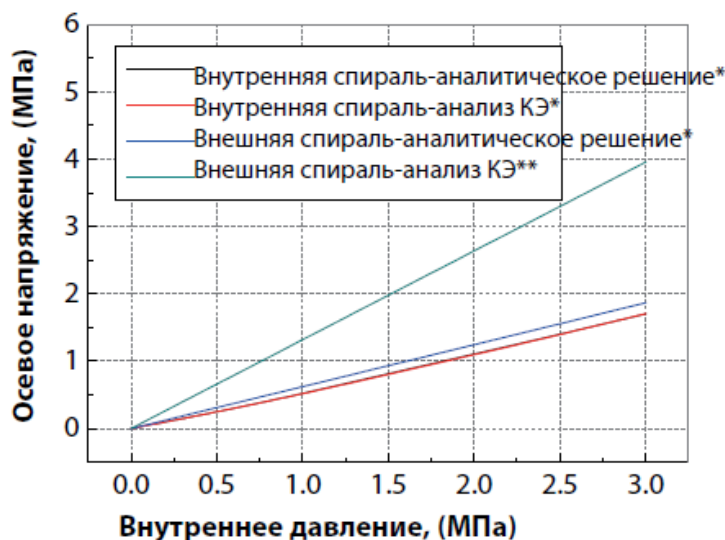


Рисунок 7.22 Кривые давления осевого напряжения модели D-наружный растягивающий слой брони. *: свободная граница с ограничением кручения, **: полностью свободная граница.

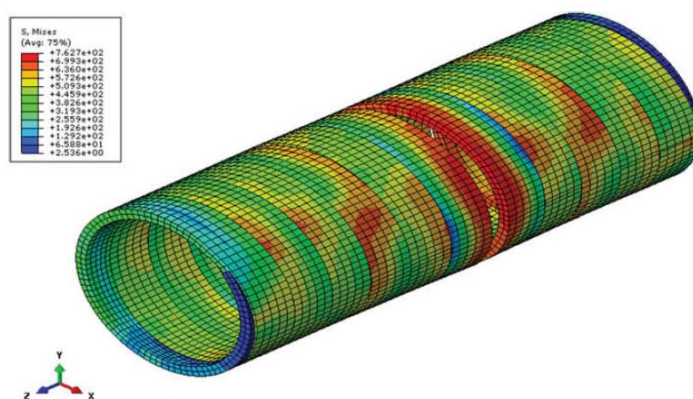


Рисунок 7.23 Распределение напряжений Мизеса вокруг предела текучести слоя напорной брони.

7.4.5 Сравнение напряжений Мизеса

С точки зрения вычислительной эффективности и точности при прогнозировании предельной прочности гибкой трубы под внутренним давлением принимается полудлинная модель модели D, а граничное условие выбирается как полностью свободное при RP-L. Критерий разрушения задается как давление, которое приводит к тому, что напряжение Мизеса напорного слоя брони достигает предела текучести 700 МПа, так как арматуры слоя нажимной брони и растягивающих слоев брони будут двигаться неравномерно по мере увеличения давления при этом методе моделирования. Как показано на рис.7.23, когда напряжение Мизеса превышает предел текучести, середина слоя брони под давлением уже в значительной степени деформируется и происходит концентрация напряжений, что означает, что аналитический метод больше не подходит для сравнения с МКЭ. На рис. 7.24 и 7.25 показано, что результаты этих трех методов хорошо согласуются. На рис. 7.25 внутреннее давление разрушения всех трех методов больше, но очень близко к результирующему значению 75,06 МПа из уравнения (B1.26) ссылки [9].

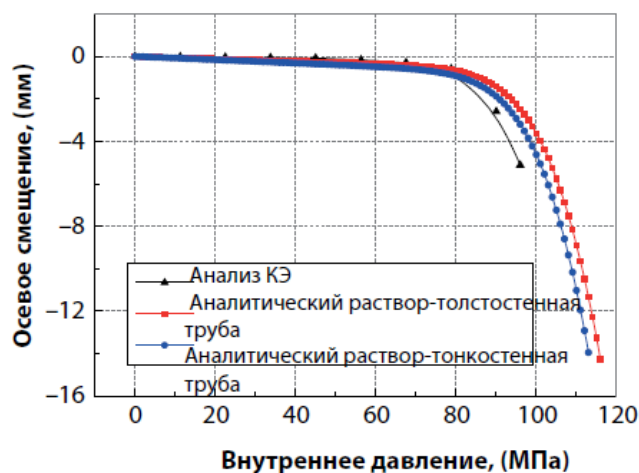


Рисунок 7.24 Кривые давления осевого напряжения модели D-внутренний растягивающий слой брони.

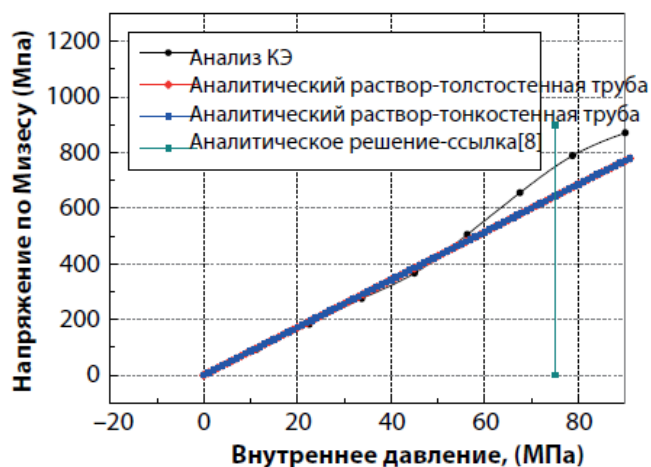


Рисунок 7.25 Кривые давления осевого напряжения модели D-наружный растягивающий слой брони.

7.5 Заключение

В данной главе представлено аналитическое решение и конечно-элементный анализ поведения несвязанных гибких труб при чистом внутреннем давлении. Свойства различных слоев брони при различных граничных условиях изучаются соответственно путем проверки осевого натяжения/смещения трубы, кольцевого напряжения оболочки и осевого напряжения арматур из различных спиральных слоев. Полученные результаты предлагают напряженные условия для различных режимов разрушения труб под внутренним давлением. По результатам анализа получены следующие заключения.

1. Результаты аналитической модели показывают хорошую линейность для гибких труб при внутреннем давлении в упругой фазе. Аналитическая модель в основном действительна при вычислении физических величин, указанных выше, в соответствии со сравнениями с МКЭ, но результаты должны быть улучшены при прогнозировании предела прочности.
2. Материал, используемый в полимерном слое, может повлиять на совпадение между аналитическим раствором и анализом КЭ, поскольку низкий модуль упругости и характеристика полимера могут сделать поведение этого слоя непредсказуемым при анализе КЭ.
3. Граничное условие может фактически повлиять на распределение напряжений в гибкой трубе и вызвать разрыв трубы под внутренним давлением. Фиксированная

граница обоих концов может индуцировать большие осевые напряжения в арматурах, но меньшие или даже отрицательные кольцевые напряжения в слоях оболочки, особенно для 3-слойной модели с углом намотки 35°.

4. Для трехслойных моделей, которые представляют трубы только с одним спиральным слоем, осевые напряжения арматуры больше, чем кольцевое напряжение слоя оболочки в большинстве моделей, тогда как в модели В2 ситуация противоположная. Это может повлиять на состояние отказа трубы.
5. Для 5-слойной модели, представляющей трубу только с двумя растяжимыми слоями брони, на которые в основном влияет внутреннее давление, внутренний растяжимый слой брони контролирует предельную прочность гибкой трубы.
6. Для 7-слойной гибкой трубы, смоделированной в этой главе, осевое напряжение нажимной брони больше, чем у других слоев брони, и должно быть ключевым при рассмотрении анализа разрыва гибких труб. Между тем трение между прослойками редко влияет на передачу давления, основанную на осевых напряжениях спиральных арматур, рассматриваемых ранее. Метод моделирования анализа КЭ, используемый в данном исследовании, подходит только для прогнозирования предела прочности, когда напряжение Мизеса напорной брони достигает предела текучести. Соответствующие экспериментальные испытания необходимы для подтверждения результатов анализа КЭ и аналитического решения.

Использованная литература

1. Х.К.Чжу и Брайан Н. Лейс. “Теоретические и численные прогнозы давления разрыва трубопроводов”, Журнал технологии сосудов высокого давления, 129.4, 644-652, 2007.
2. А.Г. Нето и соавторы. “Прогнозирование разрыва в гибких трубах”, Журнал морской механики и Арктической инженерии, 135.1, 011401, 2013.
3. Р.К. Мелендес и соавторы. “Конечно-элементное моделирование разрывного разрушения в несвязанных гибких колоннах”, Инженерные сооружения, 87, 58-69, 2015.
4. Р. Роберто и А. Кавано. “Локальный структурный анализ гибких труб, подверженных тяговым, крутильным и напорным нагрузкам”, Морские сооружения, 42, 95-114, 2015.
5. С.Юань, Д.В. Руан, Н.П. Хан, Ю.Бай, и П. Ченг, “Поведение гибких труб, нагруженных внутренним давлением”. Материалы 35-й Международной конференции ASME 2016 по инженерному обеспечению океана, шельфа и Арктики, Пусан, Корея, 19-24 июня 2016 года.
6. Джей Оливейра, Ю. Гото и Т. Окамото. “Теоретические и методологические подходы к проектированию и применению гибких труб”. Материалы Оффшорная технологическая конференция. Нью-Йорк, 3. 1985.
7. Джей Ферет и К.Л. Бурназель, “Расчет напряжений и скольжения в структурных слоях несвязанных гибких труб”, Журнал морской механики и арктического машиностроения, 109(3), стр. 263-269, 1987.
8. Р.С. Кохун, Р.Т. Хилл и Р.Нильсон, “Анализ конструкции и материалов для гибких выкидных трубопроводов высокого давления”, Успехи в проектировании и технологиях подводных трубопроводов: материалы АСПЕКТ’90 Общество подводной техники, 1990.
9. Д.Фергестад и С.А.Лотвейт, Справочник по проектированию и эксплуатации гибких труб. СИНТЕФ, 2014.
10. Б.Чэнь и Р. Нилсен, “Теоретические модели для прогнозирования разрыва и разрушения и их проверка путем испытаний”, Международный семинар по последним исследованиям и разработкам в области технологии гибких труб, 1992.
11. К. Элизбар, Теоретическое моделирование поперечных сечений несвязанных гибких труб. Университет Южного Берега, 2000.

12. Р. Х. Кнапп, “Вывод новой матрицы жесткости для спирально бронированных кабелей с учетом натяжения и кручения”, Международный журнал численных методов в технике, 14.4, стр. 515-529, 1979.
13. Ю.А.Витц, “Тематическое исследование в поперечном сечении анализа гибкие стояки”, Гидротехнические сооружения, 9(9), 885-904, 1996.

8

Несвязанная гибкая труба под внешним давлением

8.1 Введение

Смятие морских трубопроводов, подвергающихся внешнему давлению, является основной проблемой для конечных государственных критерии проектирования структурной целостности. А что касается сопротивления к смятию, то гибкие трубы с шероховатым каналом могут применяться в сверхглубокой воде при более высоком внешнем давлении благодаря блокируемому каркасному слою. В то время как на некотором мелководье гладкоствольная гибкая труба без каркаса или даже без нажимного слоя брони может быть более экономичным решением, чтобы избежать смятия при более низком внешнем давлении.

Когда неповрежденная гибкая труба подвергается давлению на внешнюю поверхность внешней оболочки, все слои работают вместе, чтобы противостоять смятию, известной как сухое смятие. Для этого режима разрушения подходит классическая аналитическая модель упругого изгиба кольца или цилиндра при внешнем давлении, полученная Тимошенко и Гиром [1]. Выражение критического давления бесконечно длинного цилиндра имеет вид:

$$P_T = \frac{3EI}{(1-\nu^2)R^3} \quad (8.1)$$

Где E и ν - соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона материала, I обозначает момент инерции, R - средний радиус цилиндра. Однако, если внешняя оболочка протекает, вода попадает в кольцевое пространство гибкой трубы - пространство между внешней оболочкой и жидким барьером (также известным как внутренняя оболочка давления). Затем внешнее давление непосредственно прикладывается к напорной оболочке, которая находится непосредственно рядом со слоем нажимной брони, и напорная оболочка будет сопротивляться давлению сама по себе или со слоями под ней, такими как каркас, показанный на рис. 8.1(а). Из-за окружающих слоев брони внутренние

слои не могут свободно деформироваться наружу, и в замкнутом пространстве происходит изгиб. Чтобы глубоко изучить это ограниченное мокрое смятие, Гей Нето и Мартинс [2-4] провели серию исследований мокрого смятия гибких труб и изучили режим овализационного смятия каркаса с учетом ограничения слоя нажимной брони. Их команда [5] также провела исследование характеристик гибких труб после потери устойчивости и обнаружила режим потери устойчивости в форме сердца (см. рис.8.1(б)), а переходный режим изгиба происходит в зависимости от толщины слоя нажимной брони и условия симметрии начальной овализации.

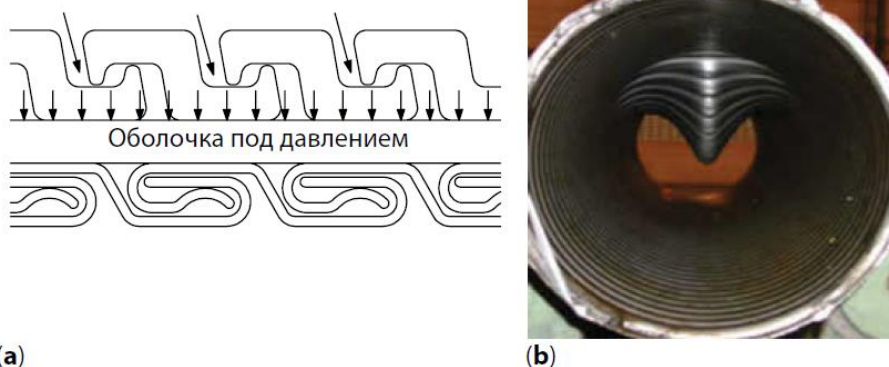


Рисунок 8.1 Механизм мокрого смятия и режим смятия сердечника [6].

Кроме того, существует еще одна ситуация, в которой произойдет ограниченное изгибание несвязанной гибкой трубы. Для некоторых динамических гибких стояков с несколькими внутренними оболочками давления жидкость, транспортируемая в отверстии трубы, может проникать в кольцевое пространство между этими слоями оболочки давления через концевой фитинг. Давление жидкости, захваченной в напорных оболочках, действующих на внутреннюю оболочку, также может вызвать непрерывное смятие каркаса при быстрой разгерметизации отверстия трубы. Ламберт и соавторы [6] разработали численную модель для расчета эволюции перепада давления при разгерметизации и подтвердили ее с помощью испытания.

Рассмотренная ранее проблема может быть заключена как потеря устойчивости замкнутых внутренних слоев несвязанной гибкой трубы под внешним давлением. В терминах этого типа изгиба, Глок [7] представил энергетическую формулировку и решение задачи гидростатической потери устойчивости длинных упругих цилиндров, заключенных в жесткой среде без трения между ними, что привело к следующему выражению критического давления потери устойчивости:

$$P_G = \frac{E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{D} \right)^{\frac{11}{5}} \quad (8.2)$$

Где t толщина цилиндра, а D средний диаметр. Аналогично, для кольца выражение изменилось на:

$$P_{Gr} = E \left(\frac{t}{D} \right)^{\frac{11}{5}} \quad (8.3)$$

Эль-Сави и Мур [8] проверили уравнения (8.2) и (8.3) с помощью метода конечных элементов, а также рассмотрели начальный зазор между внутренним цилиндром и жесткой окружающей средой и вывели эмпирическое аналитическое выражение для критического давления потери устойчивости. Учитывая наличие небольших геометрических несовершенств, Бут [9] дал неявные аналитические выражения для критического давления потери устойчивости, усиливающего решение Глока. С другой стороны, Кириакидес и соавторы [10-12] опубликовали серию исследований замкнутого кольца. Первоначально они изучали большое смятие круглых колец, заключенных в

жесткую полость под внешним давлением. Это показывает, что реакция сверх предельной нагрузки нестабильна до тех пор, пока коронка кольца не коснется противоположной стороны, после чего она снова станет стабильной. Они также предприняли попытку проверить это поведение с помощью экспериментов. Помимо изучения жесткой защитной негерметичной оболочки, они рассматривали два концентрических гладко контактирующих кольца под внешним давлением, в то время как внешнее кольцо считалось линейно упругим. Установлено, что нелинейный отклик конструкции характеризуется ограниченной нагрузкой неустойчивости. Аналогичным образом, Боттега [13] также исследовал поведение двух концентрических контактирующих упругих колец, подвергнутых двум самоуравновешивающимся межфазным точечным нагрузкам, и исследовал влияние ограничительной деформируемости на ограниченное упругое кольцо. Что касается пластикового внутреннего цилиндра, то Василикис и Караманос [14-16] представили двумерную нелинейную конечно - элементную модель пластикового тонкого цилиндра, окруженного эластичной средой, для моделирования заглубленных стальных трубопроводов и стальных футеровок, используемых для восстановления поврежденных трубопроводов. Был разработан механизм с пластмассовыми шарнирами, который приблизительно иллюстрировал реакцию цилиндра после изгиба.

Тем не менее, различные окружающие слои снаружи будут влиять на степень удержания внутренних слоев, поскольку различные конфигурации слоев могут быть приняты для проектирования несвязанной гибкой трубы в соответствии с конкретными требованиями. Между тем, свойства внутренних слоев, такие как отношение диаметра к толщине (D/t) в определенном диапазоне, также могут влиять на внешнее критическое давление потери устойчивости. Поэтому, по сравнению с ранее представленными фундаментальными исследованиями, для несвязанной гибкой трубы все еще необходимо более полное исследование данной ограниченного смятия. Данная глава начинается с простейших моделей КЭ для изучения изгиба и пост-выпучивания совершенных внутренних слоев с различными внешними ограничениями. Затем разрабатывается упрощенная аналитическая модель. Наконец, соответствующие эксперименты проводятся для подтверждения двух вышеупомянутых теоретических оценок. Вся работа в этой главе цитируется из статьи “Ограниченное смятие несвязанной многослойной трубы, подвергнутой внешнему давлению” [17].

8.2 Конечно-элементный анализ

Целью этого моделирования является численное исследование влияния ограничения на критическое внешнее давление и последующее поведение после выпучивания несвязанной гибкой трубы. Упругий изгиб моделей моделируется с помощью нелинейного конечно-элементного инструмента коммерческого программного обеспечения ABAQUS.

8.2.1 Упрощение

Несвязанная гибкая труба, смоделированная в этой главе, упрощается как труба с двумя контактирующими цилиндрами, в то время как внешнее давление прикладывается к внутреннему слою. В этом моделировании используется плоская деформационная модель двух оболочек, предполагающая отсутствие изменения нагрузки и деформации в продольном направлении трубы. Коэффициент жесткости при изгибе наружного слоя к внутреннему слою принят для определения уровня удержания. На основании статического кольцевого испытания, проведенного на куске каркаса [18], жесткость при изгибе каждого слоя рассчитывается по формуле:

$$\frac{F}{\delta} = \frac{EI_{\pi}}{R^3} \left(\frac{4\pi}{\pi^2 - 8} \right) \quad (8.4)$$

Для спиральных слоев, таких как каркас, слой нажимной брони или растягивающий слой, эквивалентный момент инерции на единицу длины можно отнести к ссылке [18]:

$$I_{eq} = Kn \frac{I_{2'}}{L_p} \quad (8.5)$$

Где n - число пучков в слое, L_p -шаг, а I_2 означает наименьший момент инерции. K - это коэффициент, зависящий от угла свивки и момента инерции в сечении. Затем эквивалентную толщину можно получить с помощью:

$$t_{eq} = \sqrt[3]{12I_{eq}} \quad (8.6)$$

Таким образом, коэффициент жесткости при изгибе наружного слоя к внутреннему слою в этой модели может быть выведено в виде:

$$\phi_k = \frac{E_o I_{eqo}}{R_o^3} \bigg/ \frac{E_i I_{eqi}}{R_i^3} = \frac{E_o t_{eqo}^3 R_{eqi}^3}{E_i t_{eqi}^3 R_{eqo}^3} \quad (8.7)$$

В этой главе изменение коэффициента жесткости при изгибе будет контролироваться E_o , то есть модулем упругости наружного слоя. Кроме того, процесс изготовления металлического каркаса и нажимного слоя брони может вызвать вызванную напряжением анизотропию материала. Однако в данном исследовании данный эффект не учитывают, и все материалы рассматриваются как изотропные и упругие.

8.2.2 Описание моделирования

Все следующие исследования основаны на 5,5-дюймовой несвязанной гибкой трубе. Физические и упрощенные геометрические параметры приведены в таблице 8.1.

Все модели анализируются с помощью неявного решателя. Данный численный анализ состоит из двух этапов. Первый этап - вводится небольшое отклонение, чтобы вызвать неустойчивость. Оно рассматривается в виде небольшого вертикального смещения вниз, прикладываемого в узле А внутреннего слоя, где $\theta = 180^\circ$, как показано на рис. 8.2. Поскольку этот анализ фокусируется на идеальном изгибе модели, смещение должно быть достаточно малым. Значение смещения $\delta_0 = 0,075$ мм ($\delta_0 = 0,1\%R_{te}$) выбирается с помощью параметрического исследования. R_{te} обозначает внешний радиус внутреннего слоя.

Таблица 8.1 Основные параметры для каждой модели.

	E (МПа)	ν	R (мм)	t (мм)	D/t
Внутренний слой	200000	0,3	72,5	5	29
Внешний слой	переменный	0,3	80	10	

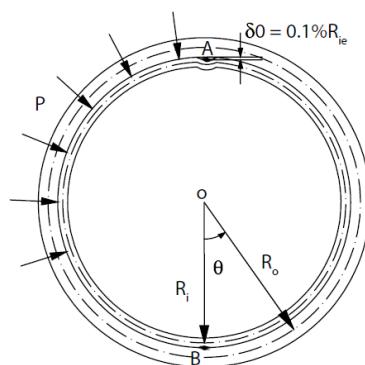


Рисунок 8.2 Внутренний слой с начальным отклонением при внешнем давлении.

Затем это смещение удаляется в последующем анализе Рикса, а внутренний слой в этом месте содержит начальное отклонение. Поскольку используется алгоритм решения Рикса, величина приложенного начального внешнего давления на самом деле произвольна, но лучше, чтобы она была ближе к ожидаемому критическому давлению для сходимости. Анализ включает в себя нелинейную геометрию, а также контактный алгоритм. И все возможности контакта, разделения и скольжения рассматриваются во взаимодействии между слоями. Принимается формула "поверхность-поверхность", и соответствующие контактные пары определяются вручную в свете относительной жесткости контактирующих поверхностей, чтобы избежать проникновения.

8.2.3 Модели с различными коэффициентами жесткости

Для изучения различных режимов смятия выбирается 20 значений E_o от 0 до $+\infty$. Для $E_o = 0$, то есть только одного внутреннего слоя, восьмиузловые биквадратные элементы плоской деформации с уменьшенным интегрированием (CPE8R) подходят для проведения анализа изгиба и Рикса с меньшим количеством элементов для получения точности. Для других моделей для моделирования двух слоев приняты четырехузловые билинейные элементы плоской деформации с уменьшенным интегрированием (CPE4R), поскольку квадратичные элементы не подходят для моделирования подчиненной поверхности контактной пары в программе ABAQUS. Метод зацепления развертки используется для дискретизации геометрии на прямоугольные элементы. В общей сложности 800 элементов зацепляются на обоих слоях, чтобы обеспечить точность численных результатов. В частности, четыре элемента наносятся вдоль направления толщины, чтобы избежать потери жесткости при изгибе.

В соответствии с допущением аналитических решений используется контакт без трения. Граничные условия смещения применяются для устранения смещений твердого тела и соответствуют моделируемой задаче.

1. В случае $E_o = 0$, фиксированные граничные условия применяются к наборам узлов на внешней поверхности слоя при 0° , 180° в направлении X и 90° , 270° в направлении Y.
2. В случае $E = +\infty$, все узлы на внутренней поверхности слоя брони полностью ограничены во всех направлениях, чтобы моделировать жесткое удержание.
3. Для остальных $0 < E_o < +\infty$ граничные условия внешнего слоя такие же, как и для модели $E_o = 0$. И только направления X узла A и B ограничены во внутреннем слое. Сетка и граничные условия этого вида модели показаны на рис. 8.3.

8.2.4 Модели с различными соотношениями D/t

Соотношение уравнения для жестко ограниченного цилиндра к уравнению для неограниченного цилиндра показано следующим образом. ϕ обозначает коэффициент D/t .

$$\frac{P_G}{P_T} = \frac{1}{2} \left(\frac{D}{t} \right)^{0.8} = \frac{1}{2} (\phi_D)^{0.8} \quad (8.8)$$

Исходя из этого коэффициента, можно предположить, что показатель степени ϕ_D может быть связан с уровнем удержания и, следовательно, влияние ϕ_D внутреннего слоя должно учитываться в моделях с различными коэффициентами жесткости при изгибе. Значения ϕ_D изменяются путем изменения внутреннего радиуса внутреннего слоя. Результаты различных ϕ_D должны быть связаны с теми, которые находятся при различных коэффициентах жесткости при изгибе, чтобы прогнозировать ограниченное давление потери устойчивости.

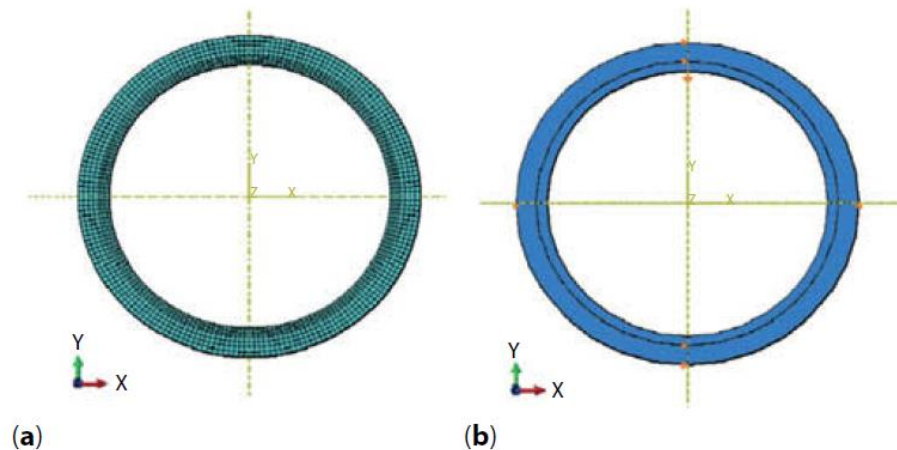


Рисунок 8.3 Сетка (а) и граничные условия (б) модели плоской деформации.

8.3 Результаты и обсуждение МКЭ

8.3.1 Прогнозирование ограниченного внешнего давления

8.3.1.1 Такой же коэффициент D/t с различными коэффициентами жесткости

Сначала получены отклики численных моделей с базовыми ϕ_D и ϕ_K в диапазоне от 0 до $+\infty$ при внешнем давлении. Поскольку максимальный коэффициент пропорциональности нагрузки (КПН) выбран в качестве критерия остановки по Риксу и установлен равным 1,0 КПН при каждом приращении может быть переведен непосредственно на внешнее давление путем умножения заданного давления. Кривые нормированного давления и смещения показывают равновесные траектории изгиба и смятия.

Для $\phi_K=0$ и $\phi_K=+\infty$, критическое давление потери устойчивости моделей плоской деформации можно непосредственно сравнить с результатами уравнения (8.1) Тимошенко [2] и уравнения (8.2) Глока [8] соответственно, как показано в таблице 8.2.

Сравнение показывает, что существуют лишь незначительные погрешности между аналитическими результатами и численными, и поэтому принятые здесь методы конечных элементов доступны в этих двух случаях, которые представляют собой ограничения критических давлений. Ошибки в основном возникают в предположении о тонкостенном кольце. Соответственно, можно предположить, что другие модели также доступны в значительной степени. Кроме того, расхождение между результатом изгиба и результатом Рикса показывает, что малое возмущение, используемое в Риксе, снижает критическое давление потери устойчивости в приемлемой степени.

Кривые равновесия на рис. 8.4 представляют нелинейную зависимость между приложенным давлением и смещением внутреннего слоя вниз в узле А с репрезентативными одиннадцатью значениями ϕ_K К, перечисленными справа от рисунка. Смещение вниз устанавливается как положительное значение. Учитывая возможный

самоконтакт, внутренний радиус 70 мм задается как максимальное значение горизонтальных координат.

Все траектории равновесия на рис. 8.4 можно суммировать как проходящие в два этапа. На первом этапе траектории равновесия быстро возрастают до критического давления. В случае изгиба, смещение узла А приближаются к 10 мм по мере увеличения значений ϕ_k . Основываясь на рис. 8.4, тенденции критического давления возрастают с ϕ_k представлены на рис. 8.5. Численные критические давления нормируются

уравнением (8.1), т. е. $P_{crn} = P_{cr} / P_t$. Поскольку P_{crn} в случае $\phi_k = +\infty$ (7,60 для фрикционного) почти такая же, как и в случае $\phi_k = 595$ (7,58 для фрикционного), обсуждаемый здесь ϕ_k колеблется от 0 до 600, а результаты от 0 до 60 представлены в середине рисунка для лучшего обзора.

Таблица 8.2 Сравнение критического давления потери устойчивости между аналитическим решением и МКЭ.

ϕ_k	0	$+\infty$
Тимошенко (МПа)	18,02	
Глок (МПа)		133,26
МКЭ (МПа)	17,96 / 17,42*	137,01
Ошибка	0,33% / 3,3%*	2,8%

* первый для анализа изгиба, второй - для анализа **Рикса**.

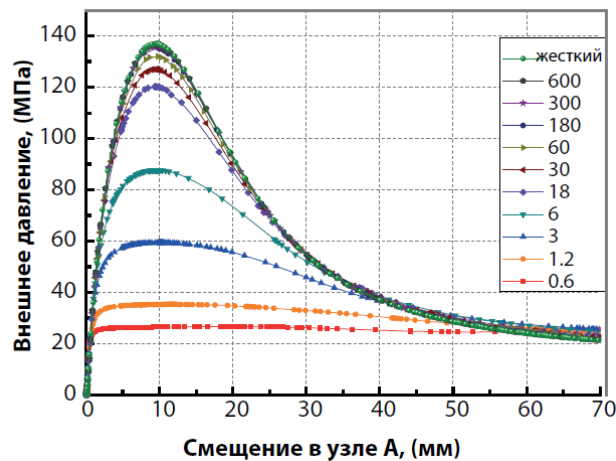


Рисунок 8.4 Кривые смещения - давления с переменным ϕ_k .

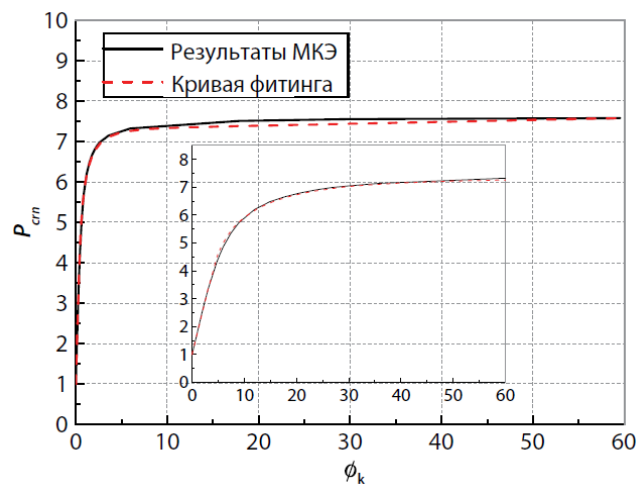


Рисунок 8.5 Кривые $\phi_k - P_{crn}$ МКЭ и уравнения подгонки.

Было замечено, что критическое давление возрастает с увеличением ϕ_k . В частности, P_{crn} быстро увеличивается от $\phi_k=0$ примерно до 3 линейным образом. За пределами $\phi_k = 60$ P_{crn} представляет собой горизонтальную прямую линию с очень небольшим наклоном. Между ними есть дуга, соединяющая эти две линии, как показано на рис. 8.5.

Соответственно, для моделирования приведенной выше кривой регрессии с помощью программного обеспечения DataFit curve fitting получается набор из трех уравнений фитинга. Эти уравнения подтверждаются скорректированным коэффициентом множественного определения (R2). Было проверено, что разница между данными АКЭ и данными фитинга составляет менее 5%.

$$\left\{ \begin{array}{ll} P_{cm-29} = 0.77\phi_k + 1 & 0 \leq \phi_k \leq 3 \\ P_{cm-29} = 7.64e^{(-2.51/\phi_k)} & 3 \leq \phi_k \leq 60 \\ P_{cm-29} = (4.75E-04)\phi_k + 7.29 & 60 \leq \phi_k \end{array} \right. \quad (8.9.1)$$

$$\left\{ \begin{array}{ll} P_{cm-29} = 7.64e^{(-2.51/\phi_k)} & 3 \leq \phi_k \leq 60 \end{array} \right. \quad (8.9.2)$$

$$\left\{ \begin{array}{ll} P_{cm-29} = (4.75E-04)\phi_k + 7.29 & 60 \leq \phi_k \end{array} \right. \quad (8.9.3)$$

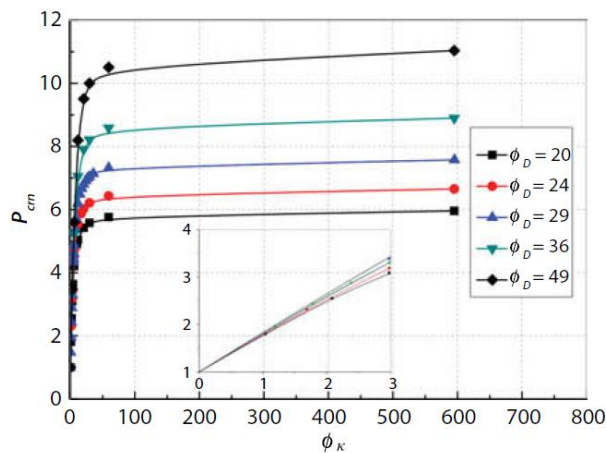


Рисунок 8.6 Кривые $\phi_k - P_{cm}$ при различных ϕ_D .

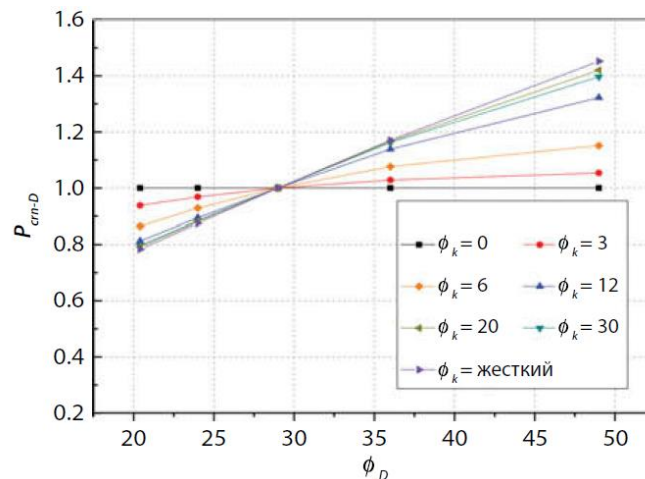


Рисунок 8.7 Кривые $\phi_D - P_{cm-D}$ при различных ϕ_k .

8.3.1.2 Такой же коэффициент D/t с различными коэффициентами жесткости

На основе модели с базовым ϕ_D аналогичное моделирование применяется и к другим моделям с различным репрезентативным ϕ_D . Результаты по каждому коэффициенту жесткости при изгибе отображаются следующим образом.

Как видно из рис. 8.6, тенденции кривых очень похожи друг на друга, и в начальной части линейной фазы можно предположить небольшой эффект ϕ_D , так как все графики существенно совпадают. В двух других фазах, чем больше ϕ_D , тем выше идет кривая. Для квантования эффекта ϕ_D все полученные ранее данные нормализуются данными $\phi_D = 29$. Соотношения между нормализованными данными $P_{crn} - D$ и ϕ_D с различным репрезентативным ϕ_K показаны следующим образом.

В исследуемом диапазоне ϕ_D на рис. 8.7 показано, что кривые имеют тенденцию быть линейными, в то время как наклоны увеличиваются с увеличением коэффициентов жесткости при изгибе. Связь между ϕ_K и наклонами различных кривых K соответствует следующей формуле:

$$K = 0.027e^{(-5.79/\phi_K)} \quad (8.10)$$

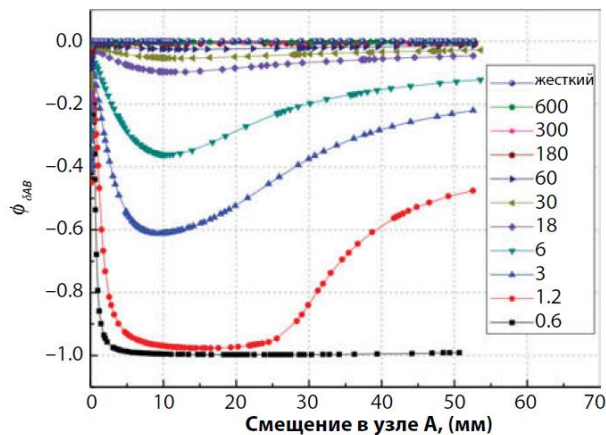


Рисунок 8.8 Смещения - кривых ϕ_{dAB} с различными ϕ_K .

И все вышесказанное приводит к прогнозу выражения ограниченного критического давления потери устойчивости.

$$P_{cr} = (1 + K(\phi_D - 29))P_{crn-29}P_T \quad (8.11)$$

Где P_{crn-29} можно рассчитать по уравнениям (8.9.1)–(8.9.3).

8.3.2 Ограниченное послекритическое поведение

За пределами критического давления внутренние слои различных моделей демонстрируют различные послекритические характеристики. Ранее показанное на рис. 8.4 в пределах второй ступени давление падает с возрастающей скоростью по мере увеличения значений f_k , что указывает на неустойчивое поведение. И скорость становится очень низкой в заключительной части каждого пути. В соответствии с этой ситуацией можно предположить различные режимы смятия. Таким образом, в этом разделе используются соотношения между смещениями узла В и смещениями узла А (f_{dAB}), которые изображены на рис. 8.8 для изучения. Учитывая, что кривые в основном имеют тенденцию быть стабильными, в качестве максимального значения горизонтальных координат задается 50 мм.

Как показано на рис. 8.8, начальное поведение кривых объясняет, что изначально приложенное небольшое отклонение, оказывает влияние на смещение узла В. Затем, в стабильной фазе, ϕ_{dAB} жесткого удержания остается в значении, близком к 0, что представляет собой смятие в форме сердца. Кроме этого случая, другие кривые

уменьшаются до разных уровней с разной скоростью из-за различных значений f_k . Конечные части кривых указывают на режимы кривизны, показанные на рис. 8.9, которая представляет собой изменение деформированных форм вместе с f_k при смещении узла А на 50 мм. В таблице ниже приведены конкретные значения f_{dAB} , принадлежащие четырем моделям с различными f_k . Можно сделать вывод, что симметричная форма существует только тогда, когда f_k меньше 1. Переходные режимы включают в себя режимы с уменьшающимися зазорами вокруг узла В.

8.4 Аналитическое решение

Исходя из результатов численного решения, получается, что при f_k меньше 1 режим смятия внутреннего слоя имеет тенденцию к оваллизации, а ограничение со стороны внешнего слоя концентрируется только в двух боковых точках. Соответственно, пружинные опоры используются для моделирования этого ограничения, как показано на рис. 8.10. Жесткость пружин зависит от изгибной жесткости наружного слоя. Таким образом, задача может быть упрощена до анализа изгиба внутреннего цилиндра с пружинными опорами под гидростатическим давлением. Для ее решения используется принцип виртуальной работы.

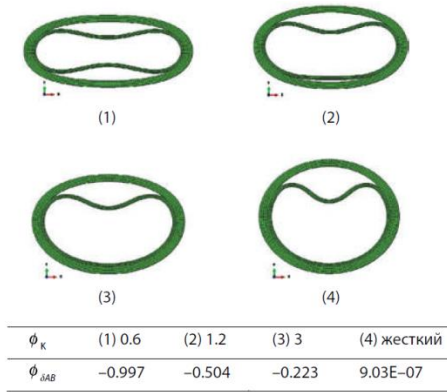


Рисунок 8.9 Режимы смятия с различными f_k в случае $\phi_D = 29$.

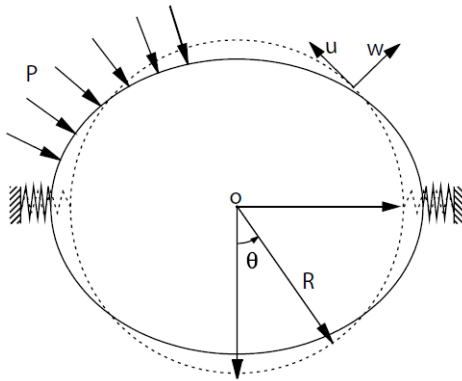


Рисунок 8.10 Изгиб внутреннего цилиндра с пружинными опорами.

Переменные связаны только с полярной координатой θ , определенной на рис. 8.10. u и w – окружное и радиальное смещения средней поверхности соответственно. И выражения их можно принять следующим образом:

$$u(\theta) = A / 2 \sin(2\theta) \quad (8.12)$$

$$w(\theta) = -A \cos(2\theta) \quad (8.13)$$

Вариации этих компонентов смещения получены ниже для следующего исследования:

$$\delta u(\theta) = A_1 / 2 \sin(2\theta) \quad (8.14)$$

$$\delta w(\theta) = -A_1 \cos(2\theta) \quad (8.15)$$

Согласно Кириакидесу [19], нелинейная, малая деформация, умеренная кинематика вращения, подходящая для установления критического давления потери устойчивости, выглядит следующим образом:

$$\varepsilon_{\theta\theta} = \varepsilon_{\theta\theta}^o + z\kappa_{\theta\theta} \quad (8.16)$$

$$\varepsilon_{\theta\theta}^o = \frac{u' + w}{R} + \frac{1}{2} \left(\frac{u - w'}{R} \right)^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{u - w'}{R} \right)^2, \kappa_{\theta\theta} = \frac{u' - w''}{R^2}, (\bullet)' \equiv (\bullet), \theta$$

где,

а потенциальную энергию внутреннего слоя можно получить по формуле [19]:

$$V = \int_0^\pi \frac{1}{2} [N_{\theta\theta} \varepsilon_{\theta\theta}^o + M_{\theta\theta} \kappa_{\theta\theta}] R d\theta + PR \int_0^\pi \left[w + \frac{1}{2R} (u^2 + w^2 - u w' + u' w) \right] d\theta \quad (8.17)$$

$$N_{\theta\theta} = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_{\theta\theta} dz = Et \varepsilon_{\theta\theta}^o = -PR, M_{\theta\theta} = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_{\theta\theta} z dz = EI \kappa_{\theta\theta}.$$

где,

На основе принципа стационарной потенциальной энергии,

$$D = 0 \quad (8.18)$$

где,

$$D = \int_0^\pi (Et \varepsilon_{\theta\theta}^o \cdot \delta \varepsilon_{\theta\theta}^o R + EI \kappa_{\theta\theta} \cdot \delta \kappa_{\theta\theta} R) d\theta$$

$$\begin{aligned} & - \int_0^\pi -PR \cdot \left(\delta w + \frac{1}{2R} \cdot (2u \delta u + 2w \delta w - (u \delta w' + w' \delta u) + (u' \delta w + w \delta u')) \right) d\theta + \delta \left(\int_0^\pi K x dx \right) \\ & = \int_0^\pi \left(-PR^2 \cdot \frac{w' - u}{R} \cdot \delta \left(\frac{w' - u}{R} \right) + EI \left(\frac{w'' - u'}{R^2} \right) \cdot \delta \left(\frac{w'' - u'}{R^2} \right) R \right) d\theta \\ & - \int_0^\pi -PR \cdot \left(\delta w + \frac{1}{2R} \cdot (2u \delta u + 2w \delta w - (u \delta w' + w' \delta u) + (u' \delta w + w \delta u')) \right) d\theta + K A A_1 \end{aligned}$$

$$\delta \varepsilon_{\theta\theta}^o = \left(\frac{u - w'}{R} \right) \left(\frac{\delta u - \delta w'}{R} \right).$$

Решение уравнения (8.18), и критическое давление потери устойчивости может быть получено:

$$P_{cr} = \frac{3EI}{R^3} + \frac{2H}{3\pi} \quad (8.19)$$

где,

$$H = \frac{8\pi E_o I_o}{(\pi^2 - 8)R_o^3}.$$

Последнее выражение:

$$P_{cr} = \frac{3E_i I_i}{R_i^3} + \frac{2}{3} \frac{8E_o I_o}{(\pi^2 - 8)R_o^3} = P_T (1 + 0.95 \cdot \phi_k) \quad (8.20)$$

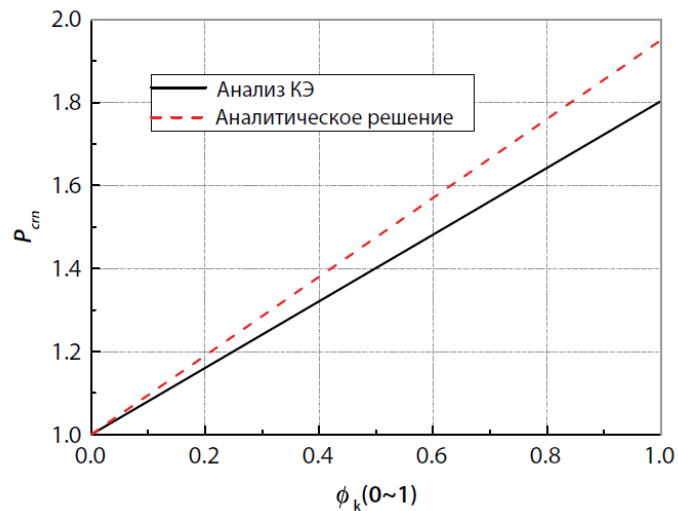


Рисунок 8.11 Сравнение МКЭ и аналитического решения.

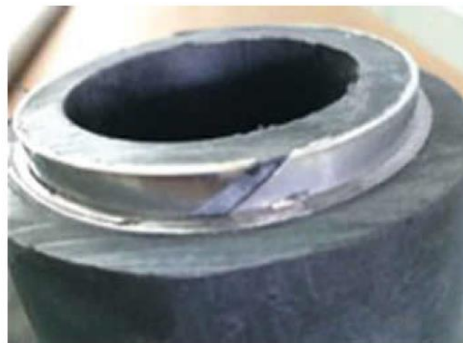


Рисунок 8.12 Поперечное сечение гибкой трубы.

На рис. 8.11 показаны результаты $f_k \leq 1$ из МКЭ и аналитического решения. Наибольшая разница в 5% между двумя методами подтверждает доступность аналитического решения. Кроме того, как видно из уравнения (8.9.3), малый наклон уравнения указывает на то, что аналитическая модель для f_k , превышающая 60, может быть отнесена к Глоку [7].

8.5 Тестовое исследование

В данном разделе для проверки результатов численного и аналитического анализа испытывается несвязанная гибкая труба с простой структурой. Конфигурации этой термопластичной трубы, армированной стальными полосами, показаны на рис. 8.12. Исследования этой несвязанной гибкой трубы, названной стальной армированной гибкой трубой, будут всесторонне представлены в части III данной книги. Как правило, основными компонентами являются: наружный слой ПЭВП для обеспечения защиты от внешних повреждений, непрерывные армирующие стальные ленты с четным числом спиральных обмоток для обеспечения сопротивления внутреннему давлению и внутренний слой ПЭВП для обеспечения герметичности и коррозионной стойкости транспортируемых материалов. Кроме того, бумажные полиэфирные ленты (БПЛ) оборачиваются поверх стальных лент для защиты наружного слоя ПЭВП в случае, если стальная лента будет скручиваться при определенных нагрузках.

Таблица 8.3 Геометрические параметры внутреннего и наружного слоев ПЭВП.

Слой ПЭВП	Внутренний радиус (мм)	Толщина (мм)	ϕ_D
Внутренний слой	25	6	9,3
Внешний слой	33	4	

Таблица 8.4 Параметры стальных лент.

Параметр	значение
Армирующие слои	4
Количество полосок в одном слое	2
*Угол намотки(°)	– 54,7/54,7
Толщина ленты (мм)	0,5
Ширина сечения (мм)	52

*: Первые два армирующих слоя наматываются в одном направлении, при этом слои должны быть расположены в шахматном порядке, а оставшиеся два слоя наматываются в обратном направлении.

Образцы, использованные в этом исследовании, производятся компанией “Ningbo-OPR” в Китае. Производственные размеры слоев ПЭВП и геометрические параметры стальных лент приведены в таблицах 8.3-8.4. Примечательно, что толщина БПЛ довольно мала по сравнению с наружным слоем ПЭВП. Таким образом, его толщина добавлена к внешнему слою на изображении для упрощения.

В следующей части сначала показаны характеристики материала, далее подробно изложены экспериментальные методы, используемые для изучения ограниченного поведения изгиба этого вида гибкой трубы, подвергнутой внешнему давлению воды.

8.5.1 Свойства материалов

Механические характеристики ПЭВП и стальных лент, используемых для этой трубы, оцениваются с помощью однонаправленных испытаний на растяжение с помощью электронной универсальной испытательной машины. Основной процесс и результаты испытаний материала обобщены и дополнены следующим образом, поскольку детали приведены в опубликованной работе авторов [20].

Как показано на рис. 8.13, экстензометр применяется для проведения испытания на растяжение стальной ленты, но исключается из испытания ПЭВП, поскольку смещение

образца ПЭВП во время испытания велико. Далее по результатам испытаний рассчитываются истинные данные напряжений и деформаций, то есть номинальные данные, показанные на рис. 8.14. Метод подгонки кривой используется для получения модуля упругости стальной полосы и пропорционального предельного напряжения на основе истинных напряжений и деформаций.

Образец ПЭВП изготавливается в форме гантели из экструдированной трубы ПЭВП путем компрессионного формования перед испытанием. Та же испытательная машина используется для проведения испытания ПЭВП на растяжение, показанного на рис. 8.13 (б). Обработанные данные номинального и истинного напряжений-деформаций проиллюстрированы на рис. 8.15.

Модуль упругости ПЭВП рассчитывается как секущий модуль при истинной деформации 0,05% и 0,25% на основе стандарта ISO 527-2012 [21]. Предельное упругое напряжение определяется в точке пика. Параметры этих двух материалов, используемых для эквалайзеров (8.11) и (8.20), приведены в таблице 8.5.

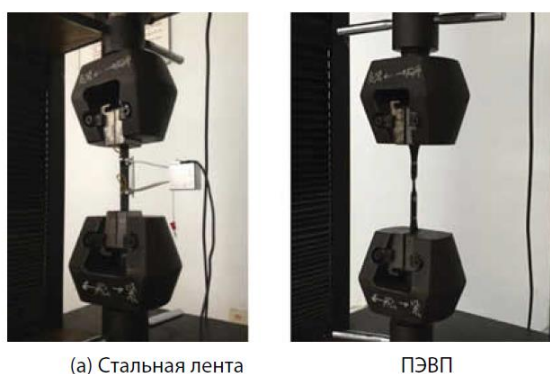


Рисунок 8.13 Испытания образцов на растяжение.

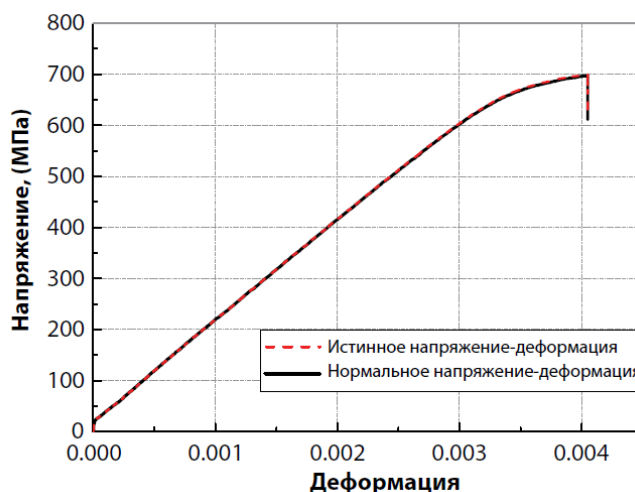


Рисунок 8.14 Результаты испытаний напряженно-деформированного состояния стальной ленты.

8.5.2 Испытание ограниченного смятия

Всего для проверки было подготовлено две группы и по три образца на каждую группу. Группа А используется для экспериментов с ограниченным смятием. В качестве сравнения группа В используется для экспериментов по нормальному смятию, которые были завершены Баем [20]. Измеренная длина этих испытательных труб составляет в

среднем около 1100 мм (в 17 раз больше наружного диаметра), что соответствует требованию, что длина должна быть не менее чем в 7,5 раза больше ее наружного диаметра в соответствии с ASTM D2924. Овальность трубы определяется как:

$$\Delta_0 = (D_{\max} - D_{\min}) / (D_{\max} + D_{\min}) \quad (8.21)$$

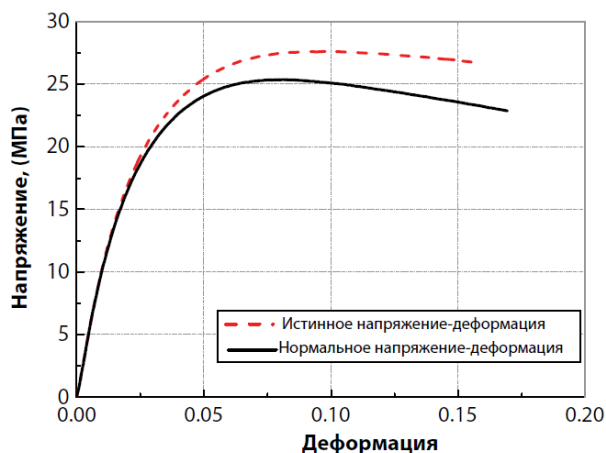


Рисунок 8.15 Данные напряженно-деформированного состояния ПЭВП при испытании на растяжение

Таблица 8.5 Свойства материалов

Параметр	Стальная лента	ПЭВП
Модуль Юнга (МПа)	199000	1040
Пропорциональный предел (МПа)	596	10,94
Коэффициент Пуассона	0,26	0,4

Где $D_{\max}$ и $D_{\min}$ - максимальный и минимальный диаметры трубы соответственно. Перед испытаниями начальные средние овалности образцов могут быть получены путем измерения максимального и минимального диаметров поперечного сечения в определенных интервальных местах. После испытаний репрезентативная овальность является наибольшей величиной, выбранной из результатов измерений. Трубы группы А должны быть обработаны специальным процессом для обеспечения того, чтобы внешнее давление было приложено к наружной поверхности внутреннего слоя ПЭ, ограниченного внешними слоями, перед испытаниями. Таким образом, электрический резак используется для отрезания двух небольших кусков наружной полиэтиленовой трубки, включая БПЛ, вблизи обоих концов, чтобы гарантировать поступление воды в кольцевое пространство трубы через зазоры между слоями и соседними намотками стальных лент. И чтобы улучшить приток воды, на двух концевых концах пробиваются небольшие отверстия. Два конца обрабатываемой трубы показаны на рисунке 8.16.

Затем проводятся полномасштабные лабораторные испытания путем увеличения внешнего давления с постоянной скоростью для исследования их коллапсирующего поведения. Испытательное оборудование включает в себя систему наддува, барокамеру и программное обеспечение с автоматической системой записи. Напорный насос системы наддува управляется программным обеспечением для обеспечения устойчивого увеличения скорости. Барокамера и ее конкретные детали показаны на рис.8.17. Как видно из этого рисунка, к крышке камеры прикреплены два шланга. Один используется для

впрыска воды и обратной связи данных о давлении в компьютер, в то время как другой используется для подачи воды из отверстия образца. Перед испытаниями обработанные трубы группы А погружают в барокамеру, заполненную водой, также на 48 часов, чтобы обеспечить приток воды. Конкретные процедуры проведения испытания представлены следующим образом.



Рисунок 8.16 Обработанные детали труб группы А.



Рисунок 8.17 Барокамера для испытания труб на смятие.

Из рис. 8.16 видно, что к образцу прилагаются два концевых конца: один закрыт, а на другом имеется отверстие для подачи воды. Отверстие трубы должно быть полностью затоплено водой, а затем к отверстию крепится шланг, чтобы направить воду в отверстие трубы в бассейн, когда труба сгибается в сплюсненном виде под внешним давлением. После помещения образца в барокамеру и полного заполнения ее водой герметизировать камеру и подключить ее к системе наддува. Для контроля давления внутри камеры используется датчик давления, который подключается к компьютеру для сбора данных. Скорости наддува при испытаниях должны быть стабильными и выбираются равными 0,025 МПа/с во время всех экспериментов.

8.5.3 Результаты испытания

График временного давления для двух групп испытуемых образцов показан на рис.8.18. Смятие трубы характеризуется резким уменьшением кривой. Для группы В все три кривые показывают хорошее совпадение друг с другом. До 20-й секунды становится очевидно, что появится короткая дуговая кривая, что может быть связано с тем, что после герметизации камеры останется немного остаточного воздуха. После этого участка давление растет линейно, пока оно внезапно не падает в пиковой точке, и максимальное зарегистрированное давление считается давлением смятия. Однако, в отличие от группы В, кривые группы А являются отдельными, но имеют сходные тенденции, как показано на рисунке. Одна и та же скорость наддува указывает на одну и ту же закачиваемую воду в единицу времени. Таким образом, за исключением того же объяснения для начального участка, нижние наклоны показывают, что, с одной стороны, в стенке трубы все еще есть пространство, которое увеличивают требуемую воду, но могут уменьшить скорость наддува, а с другой стороны, может потребоваться больше воды, чтобы вызвать режим отказа, отличный от режима группы В. Различные начальные наклоны трех кривых указывают на различную ситуацию в стенке трех труб вследствие изготовления.

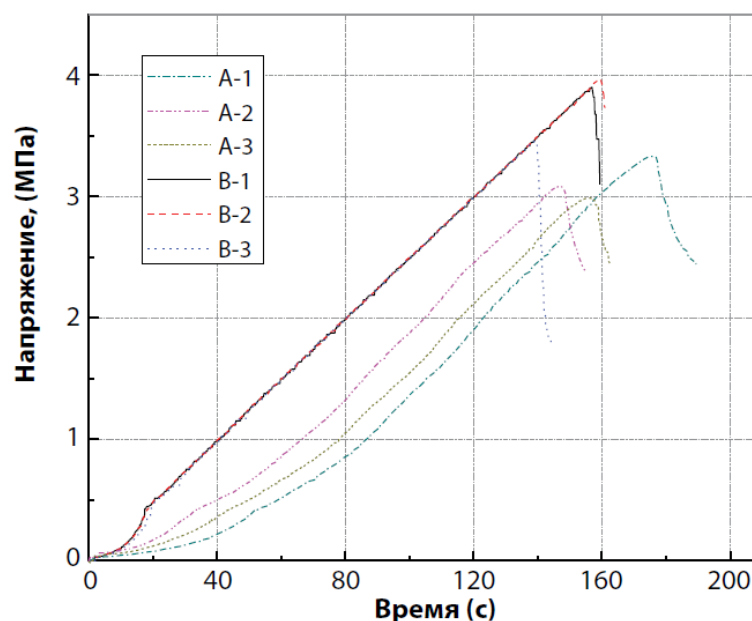


Рисунок 8.18 Кривые временного давления для 6 образцов.

Таблица 8.6 Сравнение между двумя группами испытания.

Маркировка	Испытание (МПа)	Разница	Среднее значение (МПа)	Разница
A-1	3,333	11.5%	3,137	20,2%
A-2	3,085			
A-3	2,989			
B-1	3,901	14,6%	3,772	
B-2	3,959			
B-3	3,456			

В таблице 8.6 приведены значения давления смятия, полученные в результате всех шести испытаний, и средние значения для двух групп. Разница между максимальным и минимальным результатами каждой группы составляет менее 15%, что демонстрирует низкую вариабельность в каждой группе и доказывает доступность и повторяемость экспериментов. Причину разницы можно объяснить в основном ошибками при изготовлении и транспортировке. Разница между средними значениями двух групп показывает, что сопротивление такого рода труб внешнему давлению уменьшится примерно на 20% при приложении внешнего давления на внутренний слой.

Расчетные результаты начальной и конечной овальностей для каждого образца из измерений каждой группы приведены в таблице 8.7. По сравнению с аналогичными начальными условиями формы труб группы В изменяются в испытаниях в большей степени, чем формы труб группы А.

Для четкого наблюдения за режимами разрушения двух групп два типичных образца из каждой группы вырезаются в месте наибольшей овальности, и поперечные сечения показаны на рис. 8.19. Смятые формы показывают, что при воздействии внешнего давления происходит механическая реакция сплющивания в группе В, в то время как в группе А появляется режим разрушения, что соответствует результатам овальностей в таблице 8.7. Кроме того, было замечено, что существует определенное количество воды,

вытекающей из стенки трубы при срезе трубы, что подтверждает, что на внешнюю поверхность внутреннего слоя ПЭ во время испытания была нанесена впрыскиваемая вода.

Таблица 8.7 Овальности испытываемых образцов.

Маркировка	A-1	A-2	A-3	B-1	B-2	B-3
Первоначальная (%)	0,58	0,51	0,46	0,65	0,47	1,07
Окончательная (%)	10,06	13,10	11,02	25,89	23,69	26,11



(1) A-2



(2) B-2

Рисунок 8.19 Поперечные сечения разрушенных труб.

8.6 Сравнение трех методов

Результаты экспериментов могут быть использованы для верификации КЭ и аналитических решений. Для решения уравнений (8.11) и (8.20) соответствующие параметры можно использовать в таблицах 8.3–8.5. Кроме того, f_k рассчитывается в соответствии с уравнениями (8.4)-(8.7). Примечательно, что эквивалентная жесткость на изгиб наружного слоя вносится от наружной полиэтиленовой трубы и всех арматурных стальных лент. Оказывается уравнение (8.9.1) доступно, так как вычисленное f_k равно 0,33. Метод тангенциального модуля, предложенный Баем [20], принят для расчета пластического критического давления потери устойчивости внутреннего слоя ПЭ с учетом развития нелинейности материала. Этот подход основан на Тимошенко и Гере [1] и итерационной процедуре. Внешнее критическое давление потери устойчивости может быть получено следующим образом:

$$P_{T,PE} = \frac{3E_t I^i}{R_i^3} \quad (8.22)$$

Где верхний индекс i означает на шаге приращения i -th, E_t обозначает касательный модуль внутренней трубы, I - эквивалентный момент инерции, а R_j - обновленный средний радиус трубы. Если результаты предполагаемого и расчетного давления, полученные на шаге i -ый, равны друг другу, то это расчетное внешнее давление рассматривается как пластическое давление смятия трубы. Конкретный метод может относиться к Баю [20]. Основываясь на уравнении (8.22), критическое давление потери устойчивости

внутреннего слоя ПЭ составляет 2,265 МПа. Ограниченные давления смятия для этих трех методов перечислены в таблице 8.8.

Таблица 8.8 Сравнение трех методов.

Группа А	Е(МПа)	А(МПа)	F(МПа)
	3,137	2,974	2,840
Разница	Е&А	Е&F	А&F
	5,5%	10,5%	4,7%

Примечание: Е для эксперимента, А для аналитического решения, F для МКЭ.

Исходя из таблицы 8.8, давление обрушения, по-видимому, повышено по сравнению с неограниченной ситуацией (2,265 МПа). Таблица 8.8 отражает незначительные различия, которые существуют между результатами трех методов, и то, что экспериментальный результат немного больше, чем у двух других методов. Ошибки могут быть вызваны тем, что трения между слоями не учитываются в КЭ и аналитических решениях, а осевые сжимающие нагрузки, приложенные к концам при наддуве в экспериментах, не учитывают и в моделировании. И то, и другое может повысить давление смятия в эксперименте. На результаты также могут повлиять первоначальные дефекты трубы во время изготовления и транспортировки. Кроме того, разница между подгонкой КЭ и аналитическими результатами (4,7%) находится как раз в диапазоне погрешности (5%), вызванной методом подгонки, а также может быть вызвана пренебрежением эффектом D в аналитическом решении. Таким образом, соглашения между тремя результатами доказывают точность и надежность установленного конечно-элементного уравнения подгонки и аналитического решения. Примечательно, что свернутое поперечное сечение группы А формируется в форме сердца, а не овала, как предсказывалось в МКЭ и аналитическом исследовании в терминах ϕ_k . Первоначальное локальное несовершенство может вызвать эту ситуацию.

8.7. Заключение

В этой главе представлено предварительное исследование ограниченного смятия несвязанной гибкой трубы. Уравнения подгонки, основанные на МКЭ, получены с учетом различных ограничений и соотношений D/T. Упрощенная аналитическая модель, разработанная на основе принципа виртуальной работы, согласуется с первой линейной частью формул фитинга, а экспериментальные испытания несвязанной гибкой трубы с простой структурой подтвердили хорошую точность и достоверность теоретических оценок. В соответствии с полученными результатами можно сделать следующие выводы:

- 1 При ограниченном смятии критическое внешнее давление возрастает с ϕ_k . Взаимосвязь между ϕ_k и P_{crit} можно условно разделить на три фазы.
- 2 В данном диапазоне ϕ_D , ϕ_D редко оказывает влияние на начальное сечение линейной фазы, в то время как в двух других фазах, чем больше ϕ_D , тем больше соответствующее критическое давление.
- 3 Внутренние слои имеют различные характеристики системы после потери устойчивости поведения. Четыре режима смятия можно заключить с увеличением ϕ_k .
- 4 Когда ϕ_k меньше 1, задача может быть упрощена анализом потери устойчивости внутреннего цилиндра с двумя пружинными опорами под гидростатическим давлением. Аналитическую модель для ϕ_k , превышающую 60, можно отнести к Глоку [7].

- 5 Для этого вида испытаний целесообразно вызвать ограниченное сжатие каждого образца путем отрезания двух небольших частей внешнего слоя около двух концов с небольшими отверстиями.

Использованная литература

1. С.П.Тимошенко, Дж.М. Гир, *Теория упругой устойчивости*, McGraw-Hill, 1961.
2. А.Г. Нето, К.А. Мартинс, Сравнительное исследование потери устойчивости каркасного слоя гибких труб при обрушении во влажном состоянии, *Журнал морской механики и арктического машиностроения*, 2012.
3. А.Г. Нето, К.А. Мартинс, Гибкие трубы: влияние нажимной брони на сопротивление мокрому смятию, материалы 30-й Международной конференции по морской механике и арктической технике, 2014.
4. А.Нето, С.А. Мартинс, Э.Р. Мальты, С. А.Ф. Годиньо, Т.Ф. Барбоза Нето и Е. А. Лима, Влажное и сухое смятие прямых и изогнутых гибких труб: 3Д моделирование МКЭ, 22-я Международная техническая конференция, 2012.
5. Е.Р. Мальта, К. де Арруда Мартинс, А.Г. Нето и Ф. Тони, Исследование формы режима смятия гибких труб, двадцать вторая Международная морская и полярная инженерная конференция. Международное общество морских и полярных инженеров, 2012.
6. А. Ламберт, А. Феликс-Генри, П. Гилберт и соавторы Экспериментальное и численное исследование разгерметизации многослойной гибкой трубы, 31-я Международная конференция по океаническому, морскому и арктическому машиностроению. Американское общество инженеров-механиков, 2012.
6. Доктор Глок (Посткритическое поведение жестко заключенной круглой трубы, подверженной внешнему давлению воды и тепловому расширению). *Der Stahlbau*, 1977.
7. К.Эль-Сой и И.Д. Мур, Устойчивость свободно установленных футеровок, используемых для восстановления жестких труб, *Джей Страк. Eng.*, 124(11), PP. 1350-1357, 1998.
8. Дж. К. Бут, Упругое изгибание цилиндрических трубных накладок с небольшими дефектами под действием внешнего давления, туннель. *Undergr. Sp. Tech.*, 12(Suppl 1), PP. 3-15. 1997.
9. С. Кириакидес и С.К. Юн, О смятии кольцевых замкнутых колец под внешним давлением, *международный журнал твердых тел и структур*, 1984.
10. С. Кириакидес, Распространение изгиба в длинных ограниченных цилиндрических оболочках. *Международный журнал твердых тел и структур*, 1986.
11. Ф.С. Ли и С.Кириакидес, Об отклике и устойчивости двух концентрических контактирующих колец под внешним давлением. *Международный журнал твердых тел и структур*, 1991.
12. В. Боттега, О поведении упругого кольца в сжимающейся полости, *Инт. J. Mech. Sci.*, 31(5), PP. 349-357, 1989.
13. Д. Василикис и С.Караманос, Устойчивость замкнутых тонкостенных стальных цилиндров под внешним давлением, *Инт. J. Mech. Sci.*, 2009.
14. Д. Василикис и С.А. Караманос, Конструкция выпучивания замкнутых стальных цилиндров под внешним давлением. *Журнал технологии сосудов высокого давления*, 133(1), 011205, 2011.
15. Д. Василикис и С. А. Караманос, Механика замкнутых тонкостенных цилиндров, подвергнутых внешнему давлению. *Обзоры прикладной механики*, 66(1), 010801, 2014.
16. Ю.Бай, С.Юань, П. Чэн и соавторы Ограниченное смятие несвязанной многослойной трубы, подвергнутой внешнему давлению. *Композитные конструкции*, 2016.

17. Д.Фергестад и С.А.Лотвейт, Справочник по проектированию и эксплуатации гибких труб, 2014.
18. С. Кириакидес и Э.Корона, Механика морских трубопроводов. Том 1: Изгиб и смятие. Словения, Elsevier, 2007.
19. Ю.Бай, С.Юань, П. Чэн и соавторы Устойчивость к изгибу стальной полосы армированной термопластичной трубы, подвергнутой внешнему давлению [J]. Композитные конструкции, 2016.
20. ISO527-2012. Пластмасса - Определение свойств при растяжении. 2012

9

Несвязанная гибкая труба под натяжением

9.1 Введение

Несвязанные гибкие трубы представляют собой трубчатые композитные конструкции, консолидированные путем совмещения концентрических цилиндрических полимерных слоев и металлических намотанных проволок. Они работают независимо друг от друга, но вместе, предлагая прочность и герметичную конструкцию без ущерба для гибкости, и в последние несколько десятилетий широко использовались в нефтегазовой отрасли в морских приложениях. Гибкая конструкция трубы состоит из многих слоев: блокируемого каркаса из нержавеющей стали, который сопротивляется внешнему давлению, полимерных слоев, обеспечивающих герметичность жидкости и уменьшают износ между металлическими слоями, стальной напорной брони, которая сопротивляется внутреннему давлению, обычно двух растягивающих броней, спирально намотанных в противоположных направлениях для обеспечения прочности и ленты для предотвращения корзинообразной деформации, снижающей радиальное расширение растягивающих броней. Гибкие трубы разработаны для выдерживания высоких растягивающих нагрузок при глубоководной прокладке. Для представления нагрузочного состояния гибких труб при растяжении были разработаны теоретическая модель и трехмерная конечно-элементная модель с использованием ABAQUS. В аналитических методах, разработанных для прогнозирования поведения подводного кабеля при осесимметричных нагрузках, было сделано несколько допущений. В исходной модели, разработанной Грусской [1-3], предполагалось, что провода подвергаются чистым растягивающим усилиям (без моментов). Позже была разработана модель многожильных проволочных канатов для получения напряжения проволоки и межслойного давления под натяжением и кручением. Мачида и Друэлли [4] учли моменты в спиральных и дали явные выражения для осевых сил, изгибающих и крутящих моментов для спиральных проволок с использованием однопонтевой модели 7x1. Кнапп [5, 6] использовал известный энергетический метод для получения новой матрицы жесткости и рассмотрел сжимаемость и материальную нелинейность сердечника в спиральных бронированных кабелях при связанном натяжении и кручении. Костелло и Филипс [7] рассматривали кабели как группы отдельных изогнутых стержней, основываясь на теории Лав [8]. Ферет и Борназель [9] дали простые формулы для расчета напряжений и контактного давления между слоями, обусловленных осесимметричными нагрузками. Витц и Тань [10] рассматривали подводный кабель или гибкую трубу как два основных компонента: цилиндрический и спиральный элемент. Для построения всех уравнений равновесия учитывалась непрерывность межфазного давления и радиуса спирали. Кумар и Ботсис [11] попытались экспериментально проверить достоверность результатов деформационного вывода, полученных ранее для многослойных проволочных канатных прядей с металлическим сердечником. Сэвик и Ли [12] исследовали диапазон допустимости формулировки аналитических моделей кручения и кривизны, обусловленных как осесимметричными нагрузками, так и изгибом.

Численные методы позволяют избежать ограничений аналитических методов, имея равномерное распределение контактного давления между слоями и игнорируя трение. Кустодио и Ваз [13] представили конечно-элементную формулировку, которая применила принцип виртуальной работы и решила матрицу Якоби с помощью метода Ньютона для модели подводного кабеля. Модель учитывает ряд особенностей, таких как нелинейность материала, образование зазоров и межфазный контакт. Трехмерная конечно-элементная формулировка для прогнозирования поведения сложных поперечных сечений подводного кабеля, подверженных комбинированной нагрузке, включая изгиб, была разработана Сэвиком [14]. Диксон и Чжао [15] предложили трехмерную твердотельную модель для захвата локальных напряжений и контакта между внутренними компонентами для анализа усталости. Пробин [16] разработал трехмерную модель конечно-элементного анализа в программе ABAQUS для получения механического поведения структур подводного кабеля. Цилиндрические элементы и спиральные элементы были смоделированы посредством C3D8R и S4R соответственно. Однако, Корре и Пробин [17] недавно использовали S4R и B31 вместо C3D8R и S4R для экономии вычислительных ресурсов для сложных участков подводного кабеля. Бахаи и Бахтуи [18] представили аналитическую формулировку и подробный конечно-элементный анализ поведения многослойных несвязанных гибких колонн. Кроме того, три различных аналитических подхода были объединены в одну единую формулировку, которая включала эффекты скольжения, а также разделение слоев и корзинообразной деформации. Рен и Тань [19] рассмотрели фактические сложные поперечные сечения каркаса и нажимной брони, а также контакт и трение между слоями в модели для прогнозирования поведения несвязанных гибких водоотделяющих колонн при осесимметричных нагрузках.

9.2 Растягивающая нагрузка

9.2.1 Спиральный слой

Спиральная структура является основной структурной особенностью гибких труб и оказывает значительное влияние на механические характеристики. Уравнения равновесия криволинейного стержня были выведены методом Лав:

$$\frac{dQ_1}{dX^1} - \kappa_3 Q_2 + \kappa_2 Q_3 + q_1 = 0 \quad (9.1)$$

$$\frac{dQ_2}{dX^1} + \kappa_3 Q_1 - \kappa_1 Q_3 + q_2 = 0 \quad (9.2)$$

$$\frac{dQ_3}{dX^1} - \kappa_2 Q_1 + \kappa_1 Q_2 + q_3 = 0 \quad (9.3)$$

$$\frac{dM_1}{dX^1} - \kappa_3 M_2 + \kappa_2 M_3 + m_1 = 0 \quad (9.4)$$

$$\frac{dM_2}{dX^1} + \kappa_3 M_1 - \kappa_1 M_3 - Q_3 + m_2 = 0 \quad (9.5)$$

$$\frac{dM_3}{dX^1} - \kappa_2 M_1 + \kappa_1 M_2 + Q_2 + m_3 = 0 \quad (9.6)$$

где Q_i - результирующие силовые напряжения, действующие вдоль локальных координатных осей, M_i -результирующие моментные напряжения, действующие вдоль локальных координатных осей, q_i - распределенная нагрузка, действующая вдоль локальных координатных осей, m_i - распределенный момент, действующий вдоль локальных координатных осей, I -кривизна вдоль локальных координатных осей. X_i - локальные криволинейные координаты.

Длина шага спирального элемента является максимальной по сравнению с диаметром поперечного сечения. Разумно предположить, что геометрическую деформацию винтового элемента можно описать его средней линией. Начальные кривизны изгиба и кручение ненагруженной конфигурации были получены по формулам Серре-Френе следующим образом:

$$\kappa_1 = \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{R} \quad (9.7)$$

$$\kappa_2 = 0 \quad (9.8)$$

$$\kappa_3 = \frac{\sin^2 \alpha}{R} \quad (9.9)$$

Где α - угол свивки спирального элемента, а R - винтовой радиус спирального элемента.

Точная формула для осевой деформации спирального элемента была получена Кнаппом [6]. Уравнение было линеаризовано без учета величины деформации второго и более высокого порядка в биномиальных разложениях и является функцией осевой деформации в глобальной координате E_z , радиального смещения u_r и глобального скручивания θ_z ,

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_z \cos^2 \alpha + \frac{u_r}{R} \sin^2 \alpha + R \theta_{,z} \sin \alpha \cos \alpha \quad (9.10)$$

Инкрементное изменение изгибной кривизны и кручения, развившееся из базиса вектора опорного состояния при учете изменения длины дуги [12], может быть выражено следующим образом:

$$\Delta \kappa_1 = \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{R} \left(\varepsilon_z \sin^2 \alpha + R \theta_{,z} \frac{\cos^3 \alpha}{\sin \alpha} + \sin^2 \alpha \frac{u_r}{R} \right) \quad (9.11)$$

$$\Delta \kappa_3 = \frac{\sin^2 \alpha}{R} \left[-\varepsilon_z \cos^2 \alpha + R \theta_{,z} \left(2 \frac{\cos^2 \alpha}{\tan \alpha} + \sin \alpha \cos \alpha \right) - \cos^2 \alpha \frac{u_r}{R} \right] \quad (9.12)$$

где некоторые параметры определены на рис. 9.1.

Изгибающие моменты и кручение связаны с постепенным изменением изгибной кривизны и кручения спиральных элементов уравнениями вида:

$$M_1 = GJ\Delta\kappa_1 \quad (9.13)$$

$$M_2 = EI_2\Delta\kappa_2 \quad (9.14)$$

$$M_3 = EI_3\Delta\kappa_3 \quad (9.15)$$

где E - модуль упругости, I - момент инерции, G - модуль сдвига, J - полярный момент инерции.

В ненагруженной конфигурации радиусы кривизны спиральных элементов проходят через осевую линию цилиндрического элемента. Даже когда гибкие трубы подвергаются осесимметричным нагрузкам, радиусы кривизны спиральных элементов все равно проходят через осевую линию цилиндрического элемента. Нет никакого относительного движения между точками контакта спирального элемента и цилиндрического элемента. Это означает, что при осесимметричных нагрузках отсутствует нагрузка трения. Следовательно, для гибких труб, которые подвергаются только осесимметричным нагрузкам, только линейная нагрузка q_2 не равна нулю среди всех приложенных усилий и моментов. Далее, поперечная кривизна k_2 и все дифференциалы равны нулю. Далее уравнения равновесия упрощаются до следующих уравнений равновесия:

$$\kappa_3 Q_1 - \kappa_1 Q_3 + q_2 = 0 \quad (9.16)$$

$$\kappa_3 M_1 - \kappa_1 M_3 - Q_3 = 0 \quad (9.17)$$

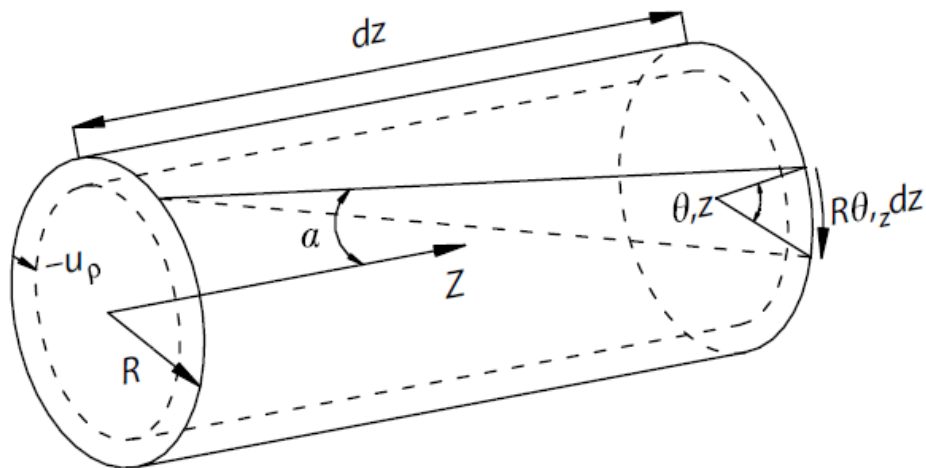


Рисунок 9.1 Определение математических параметров.

9.2.2 Слойная труба

Трехмерная модель спиральных элементов деградирует до двумерной задачи, описанной уравнениями (9.16)-(9.17). Предполагается, что контактное давление между двумя слоями равномерно распределено между слоями. В этом случае цилиндр также является проблемой плоской деформации. Согласно теории упругости, режим радиального смещения принимается следующим образом:

$$u_{\rho} = C_1 \rho + \frac{C_2}{\rho} \quad (9.18)$$

Где ρ - радиальная длина, C_1 и C_2 -произвольные константы.

Радиальные и окружные деформации могут быть выражены следующим образом:

$$\varepsilon_{\rho} = \frac{\partial u_{\rho}}{\partial \rho} = C_1 - \frac{C_2}{\rho^2} \quad (9.19)$$

$$\varepsilon_{\varphi} = \left(\frac{u_{\rho}}{\rho} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial u_{\rho}}{\partial \rho} \right) \sim \frac{u_{\rho}}{\rho} = C_1 + \frac{C_2}{\rho^2} \quad (9.20)$$

Выражение для составляющих деформации подставляется в уравнения закона Гука для плоского напряжения:

$$\begin{bmatrix} \sigma_z \\ \sigma_{\rho} \\ \sigma_{\varphi} \\ \tau \end{bmatrix} = \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} \begin{bmatrix} 1-\mu & \mu & \mu & 0 \\ \mu & 1-\mu & \mu & 0 \\ \mu & \mu & 1-\mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (1-2\mu)/2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_z \\ \varepsilon_{\rho} \\ \varepsilon_{\varphi} \\ \gamma_z \end{bmatrix} \quad (9.21)$$

где τ - напряжение сдвига, γ_z - деформация сдвига, μ -коэффициент Пуассона.

9.2.3 Принцип виртуальной работы

Принцип виртуальной работы является теоретической основой методов конечных элементов. Уравнение специфического физического смысла виртуальной работы подразумевает, что внешняя работа равна внутренней работе. При применении соответствующих граничных условий вместо точных решений получается состояние интегрального равновесия.

Согласно принципу виртуальной работы, приведенное ниже уравнение удовлетворяется, когда гибкая труба находится в равновесном состоянии.

$$\delta w_{i-h} + \delta w_{i-c} = \delta w_e \quad (9.22)$$

где w_{i-h} является внутренней работой в спиральных элементов, w_{i-c} является внутренней работой в цилиндрах, и w_e это внешние работы в гибких трубах.

Растяжимые слои брони собираются из спиральных и цилиндрических элементов в соответствующем порядке компоновки. Контактная задача становится существенной проблемой в этой структуре и состоит из деформационной совместимости и условия трения. Условие трения может быть устранено, если гибкие трубы подвергаются только осесимметричной нагрузке. Деформационная совместимость учитывает непрерывность радиальной деформации и контактного давления. Следует подчеркнуть, что предполагается, что все слои остаются в контакте друг с другом, и соответствующие контактные давления определены как положительные. За критерий разделения слоев принимается отрицательное давление.

В данной работе не учтены эффекты Пуассона и уплощение в спиральных элементах при контактном давлении. Метод множителя Лагранжа используется для введения условия контакта в виртуальную работу, выраженного в виде:

$$\delta w_{i-f} + \delta w_{i-c} + \delta G_1 + \delta G_2 = \delta w_e \quad (9.23)$$

$$\delta G_1 = \sum_{j=1}^n \lambda_{j1} (u_{j2} - u_{(j+1)1}) \quad (9.24)$$

$$\delta G_2 = \sum_{j=1}^n \lambda_{j2} (P_{j2} - P_{(j+1)1} + q_{j2}) \quad (9.25)$$

$$q_{j2} = \kappa_{j1} \kappa_{j3} M_{j1} - \kappa_{j1}^2 M_{j3} - \kappa_{j3} Q_{j1} \quad (9.26)$$

где G_1 - ограничение радиального смещения контактной поверхности, G_2 - ограничение радиального давления контактной поверхности, λ - множитель Лагранжа, $P_{(j+1)1}$ - внутреннее давление в цилиндре $(j + 1)$, а P_{j2} - внешнее давление в цилиндре j .

Когда ограничительное состояние контактного интерфейса вводится методом множителя Лагранжа, условие ограничения дает точное решение. Недостатком данного метода является то, что он увеличивает степень свободы.

P_{j2} и $P_{(j+1)1}$ получены с использованием принципа виртуальной работы в цилиндрическом элементе, заданного формулой:

$$P_{j2} = \frac{E_j}{1 + \mu_j} C_{j2} R_{j2}^{-2} - \frac{E_j (C_{j1} + \mu_j \varepsilon_z)}{(1 + \mu_j)(1 - 2\mu_j)} \quad (9.27)$$

$$P_{(j+1)1} = \frac{E}{1 + \mu_j} C_{(j+1)2} R_{(j+1)1}^{-2} - \frac{E_j (C_{(j+1)1} + \mu_j \varepsilon_z)}{(1 + \mu_j)(1 - 2\mu_j)} \quad (9.28)$$

В данной работе гибкие трубы подвергаются растяжению, кручению и внутреннему давлению. Внешняя работа может быть дана путем:

$$\delta w_e = T \delta \varepsilon_z + \Gamma \delta \gamma_z + P_{11} \delta v_{11} \quad (9.29)$$

$$P_{11} \delta v_{11} = 2\pi P_{11} R_{11}^2 \delta C_{11} + 2\pi P_{11} \delta C_{12} \quad (9.30)$$

где T и Γ – натяжение и кручение, приложенные к гибким трубам. Подставляя уравнение (9.29) в уравнение (9.23), ряд $4n + 4$ нелинейных алгебраических уравнений получают в условиях

$$\{\varepsilon_z, \gamma_z, C_{j1}, C_{j2}, C_{(n+1)1}, C_{(n+1)2}, \lambda_{j1}, \lambda_{j2}, T, \Gamma, P_{11}\}$$

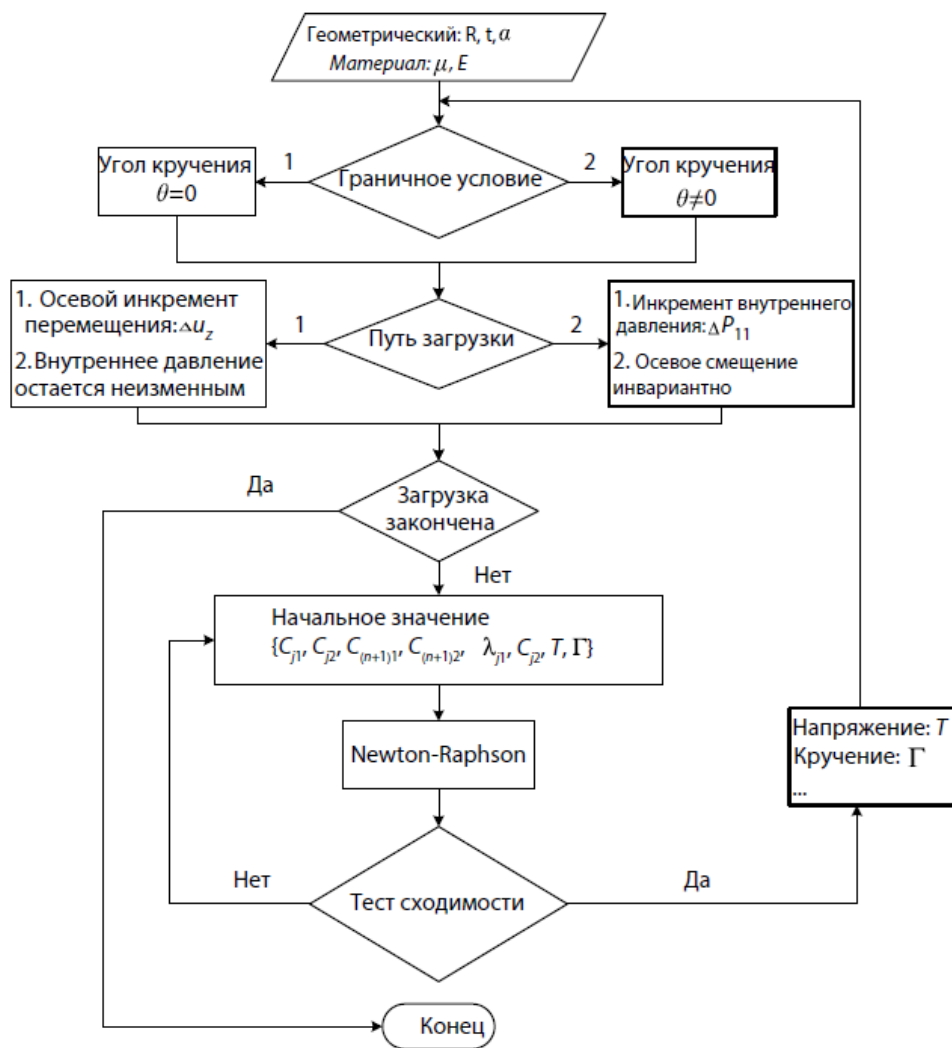


Рисунок 9.2 Блок-схема процедуры аналитического решения.

Вывод уравнений основан на многослойных гибких трубах. Язык программирования MATLAB используется для выполнения аналитического решения, показанного на рис. 9.2.

9.3 Результаты и обсуждение

Как аналитический, так и конечно-элементный анализ проводится для гибкой трубы под нагрузкой осевого смещения (удлинения) и внутреннего давления. В таблице 9.1 перечислены три различных пути нагрузки, применяемые в этой главе. Путь А включает в себя Шаг 1 осевого смещения и Шаг 2 внутреннего давления; путь В включает в себя Шаг 1 внутреннего давления и Шаг 2 осевого смещения; и путь С включает в себя только один шаг, на котором внутреннее давление и осевое смещение применяются одновременно. Каждый путь нагрузки достигает одной и той же конечной точки, что предполагает наличие взаимосвязи между напряжением и внутренним давлением.

На рис. 9.3 представлены аналитическое решение и результаты конечно-элементного анализа кривых нагрузка-перемещение (растяжение) гибкой трубы. Можно видеть, что эти два результата имеют очень сопоставимые результаты. Как уже упоминалось выше, аналитическая модель ограничена многими ограничительными допущениями. Однако, поскольку конечно-элементная модель не следует этим предположениям, существуют определенные различия между аналитическими и численными решениями. Для каждого пути нагрузки градиент кривой является

постоянным при приложении осевого смещения, как показано на рис. 9.3(а). Это указывает на то, что натяжение не изменяет жесткости гибких труб при растяжении. На пути нагружения А наблюдается небольшое увеличение напряжения при приложении внутреннего давления, показывая, что внутреннее давление способствует жесткости на растяжение гибкой трубы, однако влияние минимальное. Это обусловлено большим диаметром центральной трубы; радиальное ограничение играет очень важную роль во взаимодействии между всеми составляющими слоями и существенно влияет на общую жесткость гибкой трубы. Однако радиальное смещение, вызванное внутренним давлением, ограничено, как показано на рис.9.4, из-за большой радиальной жесткости центральной трубы большого диаметра. По мере того как внутреннее давление увеличивалось до 30 МПа, приращение радиального смещения составляло около 0,06 мм. Согласно уравнению (9.10), влияние радиального смещения на осевую деформацию в спиральных элементах очень минимально по сравнению с осевым смещением.

Таблица 9.1 Путь нагрузки при комбинированной нагрузке.

Путь нагрузки	Шаг 1: 0-1	Шаг 2: 1-2
A	$\epsilon_z : \rightarrow 0,002$	30 МПа
B	$P_{11} : 0 \rightarrow 30$ МПа	$\epsilon_z : \rightarrow 0,002$
C	$\epsilon_z : \rightarrow 0,002$ & $P_{11} : 0 \rightarrow 30$ МПа	

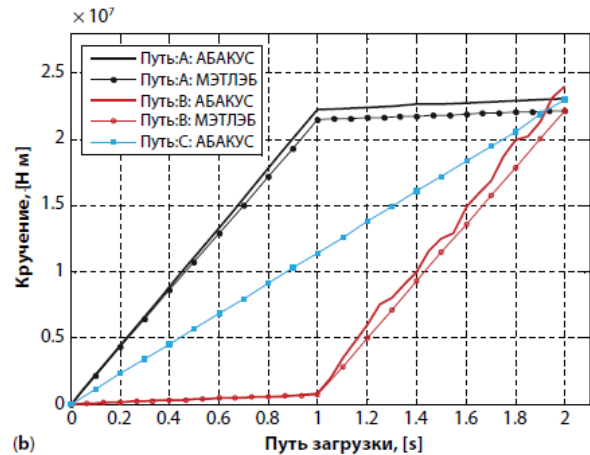
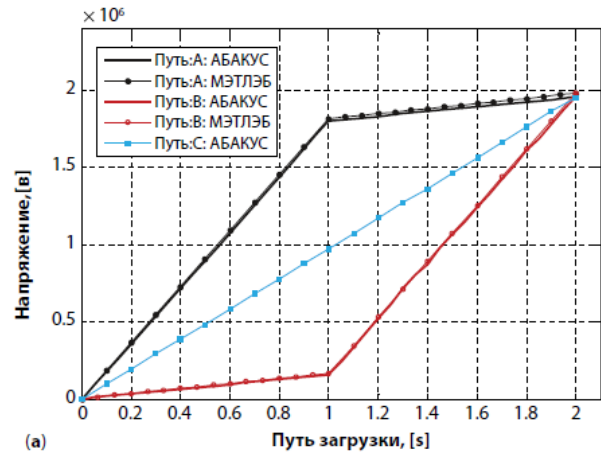


Рисунок 9.3 Натяжение и кручение на поперечном сечении гибкой трубы.

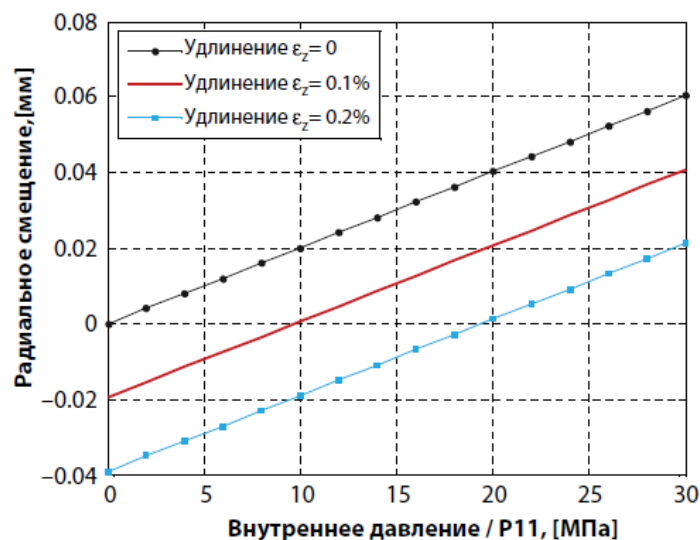


Рисунок 9.4 Влияние внутреннего давления на радиальное смещение.

Сравнивая рисунок 9.3 (а) с рисунком 9.3 (б), можно видеть, что тенденция изменения кручения аналогична тенденции изменения натяжения. Один важный момент, который следует отметить, заключается в том, что натяжение может увеличить жесткость гибкой трубы на кручение. Из рис. 9.3 можно сделать вывод, что зависимость между общей жесткостью и осесимметричной нагрузкой имеет высокую линейность, хотя аналитические формулы нелинейны.

На рис. 9.5 показано изменение осевой силы в спиральных элементах из-за малого внутреннего давления.

Аналитическая модель предполагает, что трехмерная задача может быть описана двумерной моделью. Для проверки рациональности аналитической модели осевая сила спирального элемента вдоль спирального элемента показана на рис. 9.6. На этом рисунке осевая сила в модели КЭ ABAQUS почти постоянна вдоль спирального элемента. Порядок величины поперечной кривизны k_2 в решении КЭ находится на уровне 10^5 что также близко к нулю, подразумевая обоснованность допущения.

В различных морских применениях существует значительная вариабельность в расположении поперечных сечений гибких труб. В этой работе гибкая труба содержит центральную трубу большого диаметра. Жесткость центральной трубы большого диаметра в значительной степени обусловлена ее высоким модулем упругости. Напротив, наружный защитный слой имеет небольшую жесткость из-за своего низкого модуля упругости. Это делает влияние цилиндрического элемента на изменчивость жесткости при растяжении незначительным по сравнению с влиянием спиральных элементов, как показано на рис. 9.7. На рис. 9.3(б) представлено изменение кручения относительно осевого смещения и внутреннего давления; концы закреплены против вращения, поэтому кручение индуцируется только спиральными элементами. Поэтому вклад жесткости ввиду спиральных элементов сосредоточен на следующем анализе.

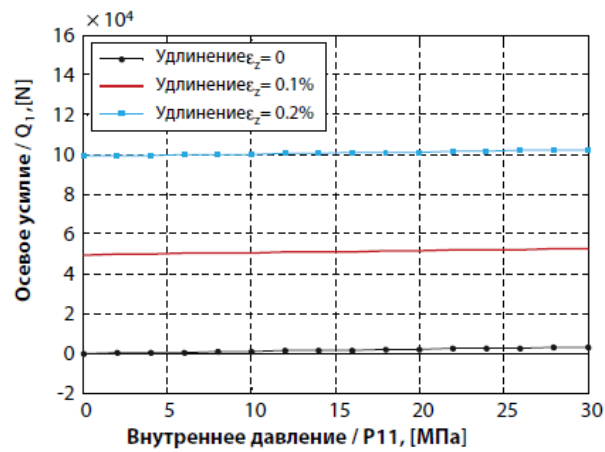


Рисунок 9.5 Влияние внутреннего давления на осевую силу в спиральных элементах.

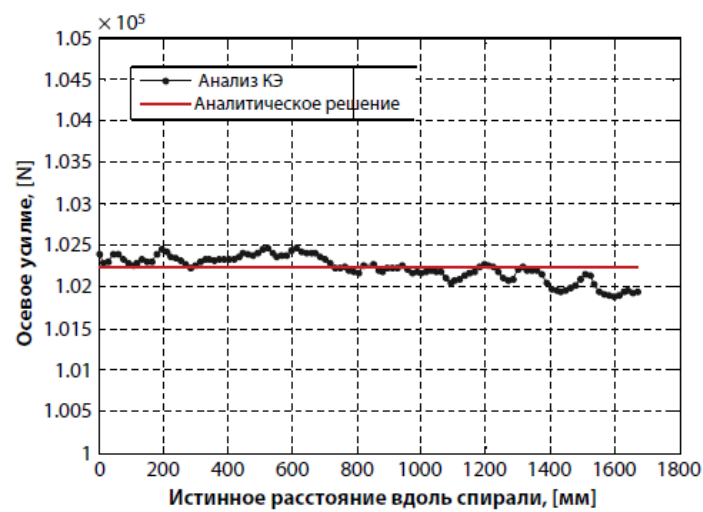


Рисунок 9.6 Осевое усилие в спиральном элементе.

9.4 Параметрическое исследование

Чтобы лучше оценить влияние различных важных параметров на конструкцию гибких труб, аналитическая модель используется для изучения влияния нескольких факторов, таких как угол свивки α и отношение диаметра к толщине D/t . Кроме того, обсуждаются и сравниваются конструкции гибких труб в инженерной практике.

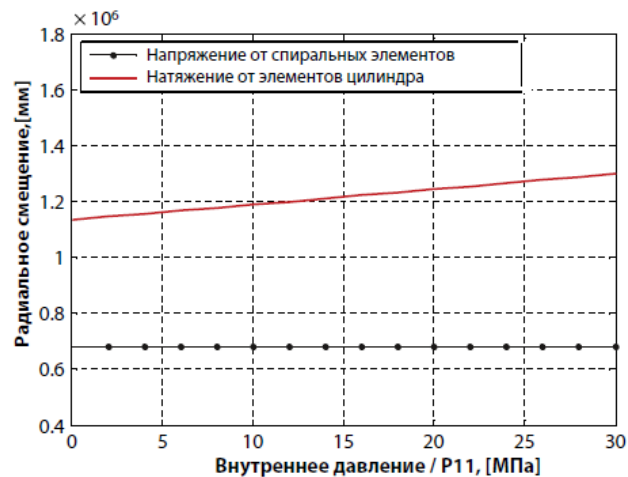


Рисунок 9.7 Осевое натяжение от каждого компонента.

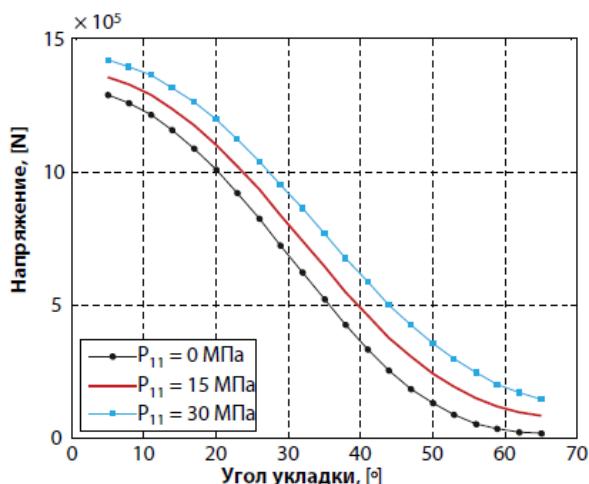


Рисунок 9.8 Влияние угла свивки на натяжение.

9.4.1 Угол свивки

Угол свивки является основным параметром для спиральных элементов, и каждая конструкция гибкой трубы может иметь различные углы свивки. Угол свивки колеблется от 5 до 65 градусов, в то время как осевое смещение и внутреннее давление прилагаются к гибкой трубе. На рис. 9.8 показано влияние угла свивки на натяжение без учета влияния цилиндрических элементов. Когда угол укладки равен 0 градусам, спиральный элемент является прямым и может поддерживать максимальную осевую растяжимую способность. На начальной и конечной стадиях кривой градиент низкий, что означает небольшое изменение натяжения. Кривые, соответствующие различным внутренним давлениям, почти параллельны. Видно, что для различных углов свивки, влияние внутреннего давления на натяжение является линейным.

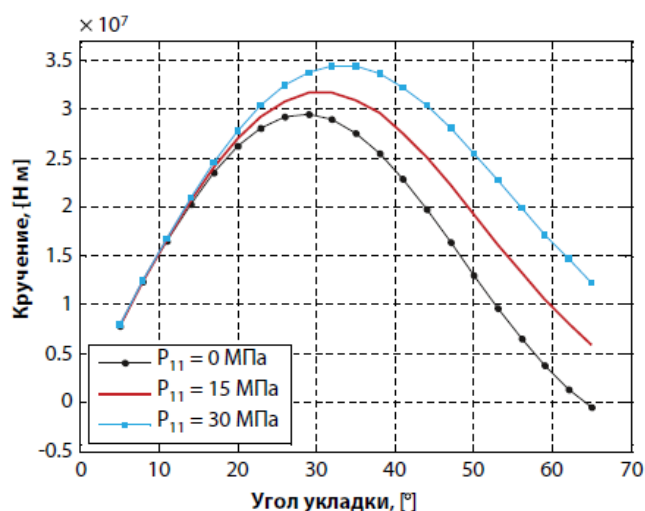


Рисунок 9.9 Влияние угла свивки на натяжение.

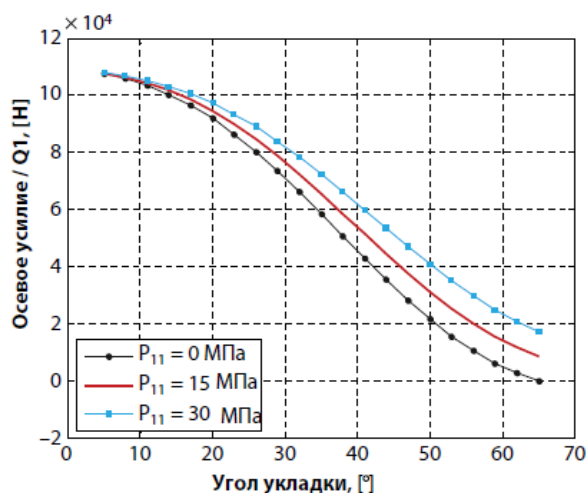


Рисунок 9.10 Влияние угла свивки на осевую силу.

На рис. 9.9 показано влияние угла свивки на кручение только за счет спиральных элементов. Кручение имеет пиковое значение по мере увеличения угла свивки, и соответствующий угол свивки точки пика изменяется при различных внутренних давлениях. Влияние внутреннего давления на кручение очень низкое в начальной стадии кривой. Однако с увеличением угла свивки эффект усиливается. Интересно отметить, что влияние угла свивки на растяжение и кручение различается, поскольку натяжение связано с осевой силой в спиральных элементах, умноженной на $\cos^3\alpha$, в то время как кручение связано с осевой силой в спиральных элементах, умноженной на $\sin\alpha\cos^2\alpha$.

На рис. 9.10 показано поведение осевой силы в спиральном элементе. Можно также видеть, что влияние внутреннего давления на осевую силу очень мало на начальной стадии кривой. Однако с увеличением угла свивки эффект усиливается. На рис. 9.11 показано, как изменяется контактное давление в зависимости от угла свивки и внутреннего давления. Очевидно, что характеристики контактного давления аналогично характеристике кручения. Следует отметить, что когда внутреннее давление равно нулю, контактное давление может быть отрицательным на заключительной стадии кривой, указывающей на то, что произошло разделение. Величину угла свивки следует контролировать, чтобы избежать этой проблемы как при монтаже, так и при эксплуатации. В морских условиях угол свивки гибкой трубы составляет от 10 до 20 градусов. В этом диапазоне влияние внутреннего давления на кручение и вероятность отрыва от соседнего слоя небольшое.

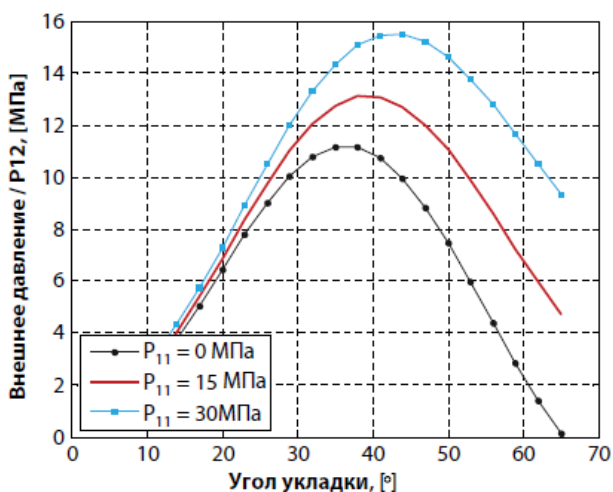


Рисунок 9.11 Влияние угла свивки на осевую силу.

9.4.2 Отношение диаметра к толщине

Радиальная жесткость определяется как отношение давления к радиальному смещению. Радиальная жесткость цилиндра связана с отношением диаметра к толщине, материалом, внутренним давлением и т. д. В этом случае переменными являются отношение диаметра к толщине и внутреннее давление. Внешний цилиндр (защитный слой) служит для защиты функциональных элементов от химических и механических повреждений. Вклад в жесткость незначителен из-за его низкого модуля упругости. Поэтому рассматривается изменение отношения диаметра к толщине внутреннего цилиндра. В то время как толщина стенки колеблется от 2,08 до 10,4 мм, другие параметры остаются неизменными. Как обсуждалось ранее, приведенное ниже натяжение исключает воздействие цилиндрических элементов.

Как показано на рис. 9.12 и рис. 9.13, изменение натяжения и кручения из-за отношения диаметра к толщине невелико, и эта зависимость демонстрирует линейность. Стоит отметить, что по мере увеличения внутреннего давления градиент кривой также увеличивается. Это связано с внутренним давлением и радиальной жесткостью внутреннего цилиндра. Радиальная жесткость уменьшается с каждым шагом отношения диаметра к толщине. Когда внутреннее давление низкое или даже равно 0, радиальное смещение отрицательно и приводит к уменьшению осевой силы в спиральных элементах в соответствии с уравнением (9.10). Напротив, когда внутреннее давление становится большим, радиальное смещение соответственно становится положительным и вызывает увеличение осевой силы в спиральных элементах. Кроме того, при высокой радиальной жесткости вклад растягивающей и крутильной нагрузки от внутреннего давления низкий. Однако, поскольку радиальная жесткость низкая, вклад растягивающей и крутильной нагрузки от внутреннего давления высокий. Можно сделать вывод, что соответствующее сочетание внутренней радиальной жесткости цилиндра и внутреннего давления может улучшить растягивающую и крутильную способность.

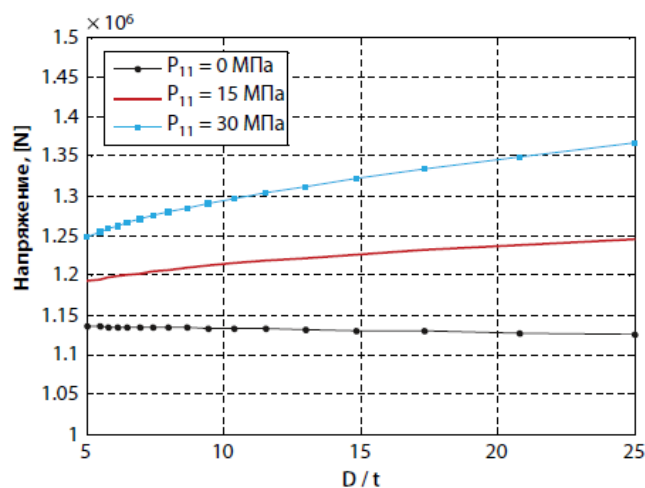


Рисунок 9.12 Влияние D/t на натяжение.

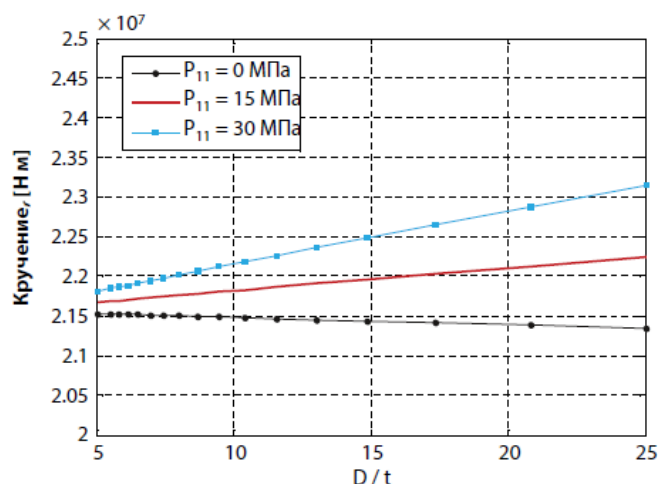


Рисунок 9.13 Влияние D/t на натяжение.

9.5 Заключение

Проведен ряд параметрических исследований, по результатам которых получены следующие выводы.

Угол свивки является основным параметром для спиральных элементов. Влияние угла укладки на натяжение и кручение нелинейно. При неправильном выборе угла свивки может произойти разделение между соседними слоями. Чем ниже внутреннее давление или радиальная жесткость цилиндра, тем выше вероятность его возникновения.

Радиальная жесткость цилиндра связана с отношением диаметра к толщине. Влияние отношения диаметра к толщине на натяжение и кручение низкое и линейное. Когда радиальная жесткость высокая, влияние внутреннего давления на растяжимую и крутильную способность низкое. Однако, когда радиальная жесткость высокая, влияние внутреннего давления на растяжимую и крутильную способность низкое. Кроме того, неправильное сочетание внутренней радиальной жесткости цилиндра и внутреннего давления может привести к снижению растягивающей и крутильной способности.

Использованная литература

1. Ф.Х. Груска. Расчет напряжений в проволочных канатах. Проволока и изделия из нее. 26, 766–7, 1951.
1. Ф.Х. Груска. Радиальные усилия в канатах. Проволока и изделия из нее. 27, 459–63, 1952.
2. Ф.Х. Груска. Тангенциальные усилия в канатах. Проволока и изделия из нее. 28, 455–60, 1953.
3. С. Мачида, А. Дурелли. Реакция пряди на осевые и крутильные перемещения. Журнал науки о машиностроении. 15, 241–51, 1973.
4. Р.Х. Кнапп. Нелинейный анализ спирально-бронированного кабеля с неоднородными механическими свойствами при натяжении и кручении. OCEAN 75 Conference: IEEE; p. 155-64, 1975.
5. Р.Х. Кнапп. Вывод новой матрицы жесткости для спирально бронированных кабелей с учетом натяжения и кручения. Международный журнал численных методов в технике. 14, 515–29, 1979.
6. Г. А. Костелло, Дж. Филлипс. Эффективный модуль витой проволоки кабелей. Журнал инженерной механики. 102, 171–81, 1976.
7. А.Е. Лав, Трактат по математической теории упругости. Издательство Кембриджского Университета; 1944.

8. Дж. Фере, С.Л. Бурназел, Расчет напряжений и скольжения в конструктивных слоях несвязанных гибких труб. Журнал морской механики и Арктического машиностроения. 109, 1987.
9. Дж.Виц, З.Тан О осево-крутильных конструктивных характеристиках гибких труб, подводных кабелей и морских кабелей. Морские сооружения. 5, 205-27, 1992.
10. К. Кумар, Дж. Боцис. Контактные напряжения в многослойных прядях при растяжении и кручении. Журнал прикладной механики, 68, 432-40, 2001.
11. С.Севик, Х.Ли. Сдвиговое взаимодействие и поперечное изгибание растяжимых броней в гибких трубах. Материалы ОМАЕ, 2013.
12. А. Кустодио, М. Ваз, Нелинейная формулировка осесимметричного отклика подводных кабелей и гибких труб. Прикладные исследования океана. 24, 21-9, 2002.
13. С. Севик, Дж. Густин. Моделирование прочностного анализа гибких элементов подводного кабеля морских сооружений. Журнал прикладной математики, 2012, 2012.
14. М. Диксон, Т. Чжао. 3D-моделирование повышает надежность конструкции глубоководного кабеля. Оффшорная технологическая конференция.
15. И. Пробин, А. Добсон, М. Мартинес. Достижения в области 3-D методов АКЭ для подводного кабеля металлической трубки. Материалы 7-й Международной морской и полярной инженерной конференции 2007 г. С. 848-61.
16. В.Л.Корре, И. Пробин. Валидация 3-мерной конечно-элементной аналитической модели глубоководного кабеля стальной трубы при комбинированном натяжении и циклическом изгибе. Материалы ОМАЕ, ASME; 2009.
17. А. Бахтуи, Х. Бахаи, Г. Альфано. Численное и аналитическое моделирование несвязанных гибких колонн. Журнал морской механики и Арктического машиностроения, 131, 2009.
18. С. Рен, У. Тан, Х. Сю, Н. Же. Численное моделирование несвязанных гибких колонн при комбинированных симметричных нагрузках. Материалы ОМАЕ, 2014.

10

Несвязанная гибкая труба при изгибе

10.1 Введение

Несвязанные гибкие трубы представляют собой спирально армированные конструкции с высокой осевой жесткостью и низкой жесткостью на изгиб. Труба состоит из нескольких слоев, и каждый слой имеет свою особую функцию. Один слой - это растягивающаяся броня из спиральных проводов прямоугольного сечения, несущая либо осевые, либо изгибные нагрузки. Спиральный и броневой слои представляют собой основные характерные компоненты спиральной структуры. Поведение спирального провода простое, когда труба подвергается только осесимметричным нагрузкам, поскольку предполагается, что у нее нет относительного скольжения между спиральным проводом и подстилающей поверхностью. Однако изгиб трубы является сложным процессом и вызван не только механизмом скольжения, но и неосесимметричным состоянием трубы.

Многие исследования по данному вопросу были завершены. Лав [1] разработал систему нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих равновесие тонких стержней как при изгибе, так и при скручивании. Костелло [2] принял спиральный провод за спиральную пружину и применил уравнения Лав для прогнозирования изгибной жесткости спиральной пружины при изгибе. Лучанский [3] непосредственно вывел осевое напряжение спирального провода, предположив, что скольжение происходит вдоль исходной траектории. Кнапп [4] предположил, что спиральный провод следует начальной линии контакта между проволокой и подстилающей цилиндрической поверхностью при изгибе, и исследовал осевую деформацию спиральной проволоки с учетом трения и без трения. Ферет и Борназель [5] тщательно проанализировали характеристики несвязанной гибкой трубы и представили напряжения проволоки, предположив, что спиральный провод следует геодезическому пути после проскальзывания. Рауф [6] предположил, что напряжение изгиба проволоки состоит из двух компонентов: первый компонент - это осевое напряжение, возникающее в проволоках из-за межпроволочных/межслойных сдвиговых взаимодействий между проволоками в изогнутом кабеле, а второй компонент связан с изгибом проводов вокруг их собственных осей. Витц и Тань [7] разработали общую аналитическую модель для прогнозирования зависимости между кривизной и изгибающим моментом изгибной конструкции. Он предполагал, что при определенной кривизне в верхней области произойдет проскальзывание и деформация перейдет в ненулевое постоянное деформационное состояние. Краинчаник и Кебадзе [8] дали аналитическую формулу для определения зависимости изгибающего момента от кривизны. Когда кривизна достигает минимальной критической кривизны, некоторые части спирального провода будут скользить вдоль своих собственных осей; однако остальные не будут скользить. Чжан и Цю [9] разработали численную модель для моделирования поведения изгиба трубы при растяжении. Предполагалось, что все проскальзывания вдоль проволоки пропорциональны геодезической. Другими словами, конфигурация проволоки при проскальзывании по мере изгиба трубы может быть полностью представлена одним пропорциональным коэффициентом. Савик [10] предложил численное конечно-элементное решение для отклика спиральных проводов

гибкой трубы при изгибе, включающее трение, сдерживающее проскальзывание. Корре и Пробин [11] сосредоточились на проверке 3D МКЭ для циклического изгиба при растягивающей нагрузке. Получены гистерезисные кривые осевой деформации в спиральных проводах, подвергнутых изгибу.

Механизм несвязанной гибкой трубы при изгибе сложен тем, что спиральный провод может скользить относительно подстилающего слоя. Проскальзывание резко изменит напряжение спирального провода, что, в свою очередь, вызовет большой отклик в трубе.

Анализ изгиба несвязанной гибкой трубы основан на теоретической модели Кебадзе, включающей изменение межслойного давления между слоями в процессе процесса. Теоретическая модель может получить осевую силу в спиральных проводах и жесткость на изгиб несвязанных гибких труб. Основными допущениями, используемыми в ходе анализа, являются:

1. Арматуры могут скользить только по своим собственным осям.
2. Труба подвергается равномерному изгибу, который происходит вдали от концевых заделок, так что можно не учитывать эффект торцевого ограничения.
3. Статический и динамический коэффициенты трения равны.

10.2 Спиральный слой в пределах диапазона без скольжения

Во время монтажа и эксплуатации гибкие трубы будут иметь межслойное давление между слоями. Когда кривизна гибкой трубы минимальная, спиральный провод не может преодолеть трение между слоями, и относительное скольжение не произойдет.

10.2.1 Геометрия спирального слоя

Когда цилиндр подвергается чистому изгибу, он формируется в тороид с постоянной кривизной, как показано на рис. 10.1.

На рисунке спиральный слой содержит два основных компонента: цилиндр и спиральный провод.

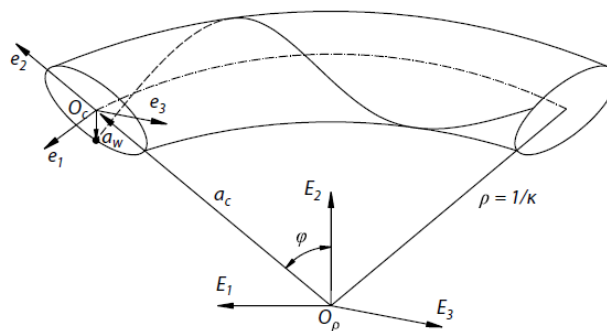


Рисунок 10.1 Системы координат поверхности тороида.

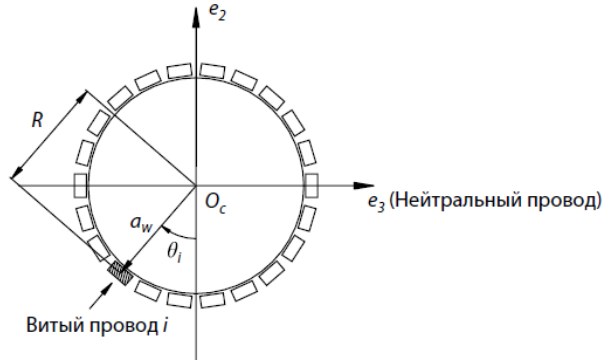


Рисунок 10.2 Поперечное сечение спирального слоя.

Для описания геометрии провода в деформированном кабеле задается референциальная система координат с началом координат *или* правосторонним ортонормированным набором базисных векторов (E_1, E_2, E_3), показанная на рис. 10.1. Векторы E_1 и E_2 определяют вертикальную плоскость, в которой изгибается осевая линия кабеля. Локальная правосторонняя ортонормированная система координат (e_1, e_2, e_3) прикреплена к поперечному сечению кабеля в его центре O_c таким образом, что e_1 касательна к осевой линии кабеля, а e_3 параллельна E_3 . Ортонормированный локальный базис (e_1, e_2, e_3) затем может быть выражен в терминах компонентов на эталонном базисе (E_1, E_2, E_3) в виде

$$\begin{aligned} e_1 &= (\cos\varphi, -\sin\varphi, 0) \\ e_2 &= (\sin\varphi, \cos\varphi, 0) \\ e_3 &= (0, 0, 1) \end{aligned} \quad (10.1)$$

По отношению к исходной системе координат центр провода в поперечном сечении кабеля расположен в точке

$$a = a_c + a_w \quad (10.2)$$

где a_c является вектором от O до центра поперечного сечения кабеля O_c , а a_w является вектором от O_c до центра провода в поперечном сечении кабеля, показанном на рис. 10.2;

В этот момент предполагается, что кабель деформируется в кривую с постоянной кривизной. Пусть $p = 1/k$ обозначает постоянный радиус кривизны, измеренный O_r или вдоль e_2 , мы имеем $a_c = p e_2$. Кроме того, используя полярную систему координат, $a_w = -R \cos \theta e_2 - R \sin \theta e_3$, где R - расстояние от центра кабеля до центра провода и является постоянным для данного слоя. θ - это полярный угол от e_2 до a_w , и оба они определены на поперечном сечении кабеля, как показано на рис.10.2. Подставляя эти соотношения в уравнение (10.2), мы получаем

$$a = \begin{bmatrix} (\rho - R \cos \theta) \sin \varphi \\ (\rho - R \cos \theta) \cos \varphi \\ -R \sin \theta \end{bmatrix} \quad (10.3)$$

Для кривой на тороиде, показанной на рисунке 10.3, криволинейная координатная триада, состоящая из касательной t , нормали n и бинормального вектора b , задается формулой

$$\begin{aligned}
t &= \frac{da}{ds} \\
n &= \frac{dt/ds}{|dt/ds|} \\
b &= t \times n
\end{aligned}
\tag{10.4}$$

В дифференциальной геометрии поверхностей рамка Дарбу - это естественная движущаяся рамка, построенная на поверхности

$$\begin{bmatrix} \frac{dt}{ds} \\ \frac{dn}{ds} \\ \frac{db}{ds} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \kappa_n & -\kappa_g \\ -\kappa_n & 0 & \tau \\ \kappa_g & -\tau & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t \\ n \\ b \end{bmatrix}
\tag{10.5}$$

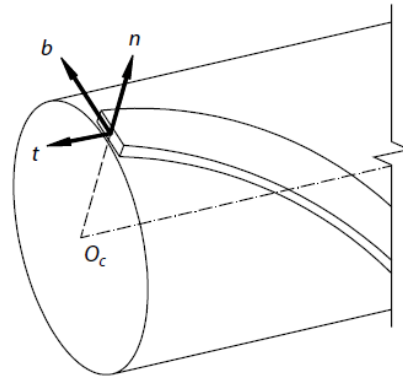


Рисунок 10.3 Рамка Дарбу.

где κ_n - геодезическая кривизна кривой, κ_g - нормальная кривизна кривой и τ относительное кручение (также называемое геодезическим кручением) кривой.

Приведены следующие определения компонентов кривизны:

$$\begin{aligned}
\kappa_n &= n \cdot \frac{dt}{ds} = -t \cdot \frac{dn}{ds} \\
\kappa_g &= t \cdot \frac{db}{ds} = -b \cdot \frac{dt}{ds} \\
\tau &= b \cdot \frac{dn}{ds} = n \cdot \frac{db}{ds}
\end{aligned}
\tag{10.6}$$

Вдоль спирального провода, φ и θ выражаются в координате длины дуги следующим образом:

$$\varphi = \frac{\cos \alpha}{\rho} s
\tag{10.7}$$

$$\theta = \frac{\sin \alpha}{R} s
\tag{10.8}$$

где α - угол свивки спирального провода, а s - длина дуги спирального провода. Продольная составляющая тензора деформации Грина вдоль центральной линии стержня дополнительно определяется с учетом смещения относительно недеформированной системы отсчета.

$$E_{11} = \frac{1}{2}(t \cdot t - t^0 \cdot t^0) = -R \cos^2 \alpha \cos \theta \kappa + \frac{1}{2}(R \cos \alpha \cos \theta \kappa)^2 \quad (10.9)$$

10.2.2 Жесткость при изгибе спирального слоя

Осевая деформация спирального провода при деформации изгиба показана в уравнении (10.10) без учета малой величины более высокого порядка

$$\varepsilon_{ib} = -R \cos^2 \alpha \cos \theta_i \kappa \quad (10.10)$$

где i это другой спиральный провод в спиральном слое. Подставляя уравнение (10.4) в уравнение (10.6)

$$\kappa_n = \frac{\sin^2 \alpha}{R} - \cos^4 \alpha \cos \theta \kappa \quad (10.11)$$

$$\kappa_g = -\cos \alpha (1 + \sin^2 \alpha) \sin \theta \kappa \quad (10.12)$$

$$\tau = \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{R} + \sin \alpha \cos^3 \alpha \cos \theta \kappa \quad (10.13)$$

Энергия деформации спирального провода получается, как показано ниже.

$$U_i = \frac{1}{2} \int_0^s (EA \varepsilon_{ib}^2 + EI_b \Delta \kappa_n^2 + EI_n \Delta \kappa_g^2 + GJ \Delta \tau^2) ds \quad (10.14)$$

Поскольку гибкая труба подвергается чистому изгибу, потенциал внешней силы равен

$$W = M \kappa L \quad (10.15)$$

где M - изгибающий момент на конце гибкой трубы, а L - длина гибкой трубы.

Для статической системы,

$$\Pi = U - W \quad (10.16)$$

Согласно принципу стационарной потенциальной энергии достигается жесткость при изгибе

$$\delta \Pi = \delta U - \delta W = 0 \quad (10.17)$$

$$M_{ns} = \frac{1}{2} n E A R^2 \cos^3 \alpha \kappa \quad (10.18)$$

$$EI_{ns} = \frac{1}{2} n E A R^2 \cos^3 \alpha \quad (10.19)$$

Из уравнений (10.18) и (10.19) следует, что жесткость на изгиб спирального слоя линейна, когда относительное скольжение отсутствует.

10.3 Спиральный слой в пределах диапазона скольжения

Когда несвязанная гибкая труба подвергается изгибной деформации и кривизна больше определенного критического значения, спиральный провод может преодолеть трение между слоями. При увеличении кривизны площадь скольжения будет больше, а осевое

напряжение спирального провода будет уменьшаться из-за проскальзывания, уменьшая жесткость изгиба спирального слоя.

10.3.1 Критическая кривизна

На рис. 10.4 показано осевое усилие в спиральном проводе. Когда кривизна изгиба достигает определенного критического значения, называемого критической кривизной, спиральный провод начинает скользить. Когда происходит проскальзывание,

$$\left| \frac{dP_t}{ds} \right| \geq f \quad (10.20)$$

где P_t - натяжение в спиральном проводе, а f - трение спирального провода.

Натяжение в спиральном проводе состоит из двух частей

$$P_t = P_{ta} + P_{tb} \quad (10.21)$$

где P_{ta} - напряжение, вызванное осесимметричной нагрузкой, а P_{tb} - напряжение, вызванное изгибом.

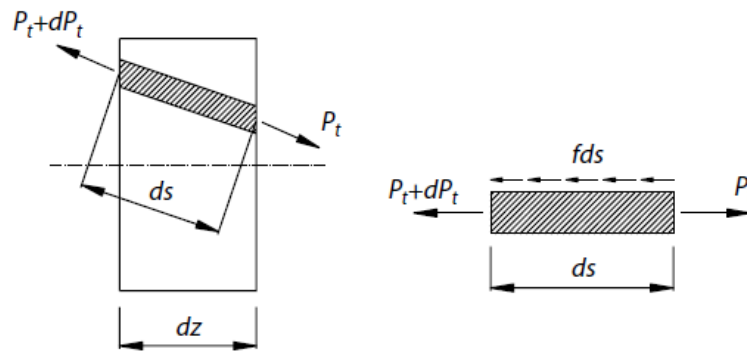


Рисунок 10.4 Микроразрез спирального провода

Равномерная радиальная нагрузка, создаваемая спиральным проводом, показана ниже

$$p_n = -\kappa_n P_t \quad (10.22)$$

С учетом внешней нагрузки и давления p_n трение спирального провода

$$f = \mu_i (\kappa_n P_t + P_o w) + \mu_o P_o w \quad (10.23)$$

Где μ_i - коэффициент трения между спиральным проводом и внутренней трубой, а μ_o - коэффициент трения между спиральным проводом и внешней трубой.

Подставляя уравнение (10.21) в уравнение (10.23)

$$f = f_0 - \mu_i \kappa_n E A R \cos^2 \alpha \cos \theta \kappa \quad (10.24)$$

$$f_0 = \mu_i (\kappa_n P_{ta} + P_o w) + \mu_o P_o w \quad (10.25)$$

Кривизна спирального провода по длине дуги изменчива при изгибной деформации, но по сравнению с исходным значением изменение части незначительное. Уравнение (10.20) может быть упрощено следующим образом:

$$f_0 \leq \kappa E A \sin \alpha \cos^2 \alpha (\mu_i \sin \alpha \cos \theta + \sin \theta) \quad (10.26)$$

По уравнению (10.26) критическая кривизна получается таким образом:

$$\kappa_{\alpha} = \frac{f_0}{EA \sin \alpha \cos^2 \alpha \sqrt{1 + \mu_i^2 \sin^2 \alpha}} \quad (10.27)$$

10.3.2 Осевое усилие в спиральном проводе в пределах диапазона скольжения

Когда кривизна превышает критическую кривизну, происходит скольжение и осевой баланс удовлетворяется,

$$\frac{dP_{st}}{ds} = f \quad (10.28)$$

Согласно уравнению (10.8),

$$\frac{dP_{st}}{d\theta} \cdot \frac{\sin \alpha}{R} = \mu_i (\kappa_n P_t + P_o w) + \mu_o P_o w \quad (10.29)$$

При изгибе деформация k_n очень минимальная, поэтому разумно не учитывать влияние k_n

$$\frac{dP_{st}}{d\theta} - \mu_i \sin \alpha P_t - \frac{R}{\sin \alpha} (\mu_i + \mu_o) P_o w = 0 \quad (10.30)$$

Решение дифференциального уравнения

$$P_{st} = D_1 e^{\mu_i \theta \sin \alpha} + \frac{R}{\mu_i \sin^2 \alpha} (\mu_i + \mu_o) P_o w \quad (10.31)$$

где,

$$D_1 = \frac{P_{ta} - \frac{R}{\mu_i \sin^2 \alpha} (\mu_i + \mu_o) P_o w}{e^{\mu_i (\pi/2) \sin \alpha}}.$$

10.3.3 Осевое усилие в спиральном проводе в пределах диапазона без скольжения

Когда кривизна изгиба больше критической кривизны, спиральный провод будет скользить. Спиральный провод скользит, постепенно увеличивая кривизну и увеличивая площадь проскальзывания. Скользящий механизм может быть проверен с помощью упрощенной модели, как показано на рис. 10.5. Балка прямоугольного сечения устанавливается на грунт и закрепляется концами балки. На первом этапе балка подвергается воздействию горизонтальной концентрированной силы в средней точке и трения не возникает. На втором этапе применяются равномерно распределенные нагрузки и трение. На третьем этапе в средней точке балки прикладывается сосредоточенная сила противоположного направления.

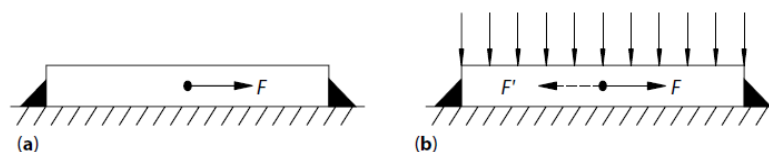


Рисунок 10.5 Модель скользящего механизма.

Конечно-элементное программное обеспечение ABAQUS было использовано для моделирования процесса и получения осевого смещения балки, как показано на рис. 10.6. Когда нет трения, все точки балки скользят. При применении трения скользящая часть делится на три области: область скольжения, переходную область и область отсутствия скольжения. Зона скольжения находится вблизи средней точки балки, и размер зоны скольжения связан с силой трения и концентрации.

На рис. 10.7 показано изменение осевой силы в балке. В зоне скольжения с распределение осевой силы балки представляет собой прямую линию, а наклон кривой является трением. В переходной зоне В осевая сила наклона становится меньше по мере приближения к 0.

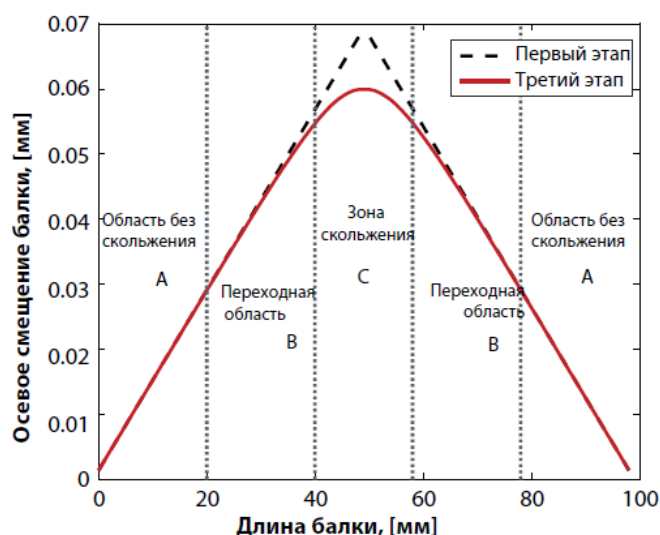


Рисунок 10.6 Осевое смещение балки.

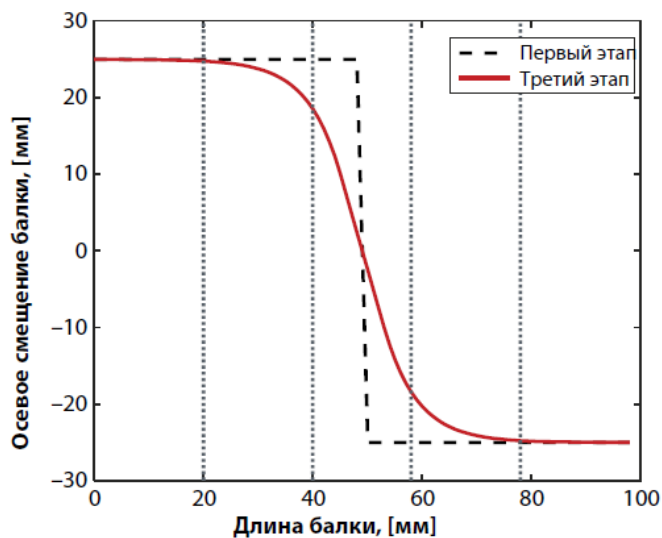


Рисунок 10.7 Осевое усилие балки.

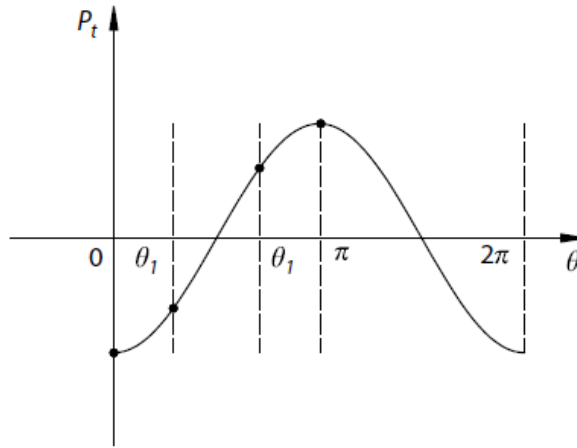


Рисунок 10.8 Осевое усилие спирального провода.

Согласно уравнению (10.10), осевое усилие спирального провода в ступени без скольжения показано на рис. 10.8.

Учитывая симметрию, когда кривизна больше критической кривизны, θ_1 и θ_2 являются критическими точками. Когда θ находится между (θ_1 и θ_2) спиральный провод будет скользить. На рис. 10.7 осевая сила непрерывна в критической точке, поэтому осевая сила скользящей детали выглядит следующим образом [12]:

$$\begin{aligned} P_{nst}(\theta) &= P_{st}(\theta_1) - EAR \cos^2 \alpha (\cos \theta - \cos \theta_1) \kappa \\ P_{nst}(\theta) &= P_{st}(\theta_2) - EAR \cos^2 \alpha (\cos \theta - \cos \theta_2) \kappa \end{aligned} \quad (10.32)$$

Первая производная осевого усилия в критической точке также должна быть непрерывной:

$$\frac{dP_{nst}}{d\theta} - \mu_i \sin \alpha P_{nst} - \frac{R}{\sin \alpha} (\mu_i + \mu_o) P_o w = 0 \quad (10.33)$$

Комбинируя уравнение (10.31) и уравнение (10.32), можно получить осевое усилие спирального провода.

10.3.4 Жесткость при изгибе спирального слоя

Когда кривизна изгиба меньше критической кривизны несвязанной гибкой трубы, спиральный провод не будет скользить. Жесткость на изгиб спирального слоя может быть получена с помощью уравнения (10.19). Когда кривизна изгиба больше критической кривизны, происходит проскальзывание. Изгибающий момент в основном исходит от осевой силы спиральных проводов. Спиральный слой эквивалентен трубе, как показано на рис. 10.9.

На рис. 10.9 можно получить изгибающий момент спирального слоя,

$$M = -2f_c \left(\int_0^{\theta_1} \sigma_{ns} + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sigma_s + \int_{\theta_1}^{\pi} \sigma_{ns} \right) R \cos \theta \cos^2 \alpha R t d\theta \quad (10.34)$$

где σ_{ns} - осевое напряжение в несскользящей части, а σ_s - осевое напряжение в скользящей части.

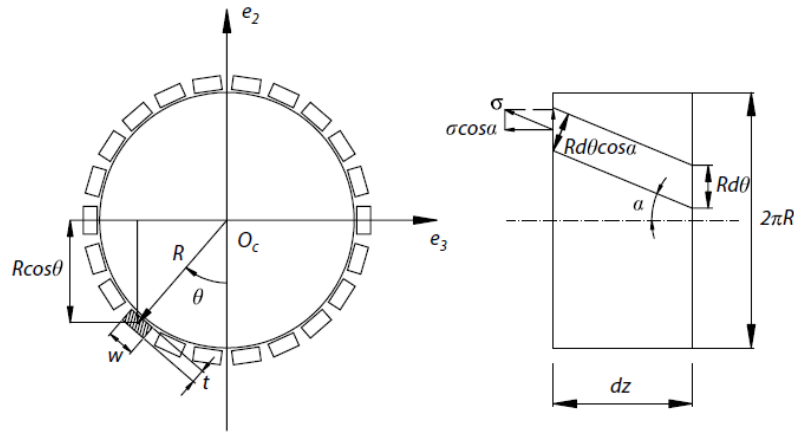


Рисунок 10.9 Осевое усилие спирального провода.

Для того чтобы обеспечить спиральный слой и эквивалентную трубку одинаковой площадью, вводится коэффициент заполнения,

$$f_c = \frac{nw}{2\pi R \cos \alpha} \quad (10.35)$$

Подставляя уравнение (10.31) и уравнение (10.32) в уравнение (10.34)

$$M = \frac{nEAR^2 \cos^3 \alpha \kappa}{2\pi} f_1(\theta_1, \theta_2) + \frac{n\mu_i \sin \alpha \cos \alpha RD_1}{\pi(1 + \mu_i^2 \sin^2 \alpha)} f_2(\theta_1, \theta_2)$$

$$f_1(\theta_1, \theta_2) = \frac{1}{2}(\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1) - (\theta_2 - \theta_1) + \pi$$

$$f_2(\theta_1, \theta_2) = e^{\mu_i \theta_2 \sin \alpha} (\mu_i \sin \alpha \sin \theta_2 - \cos \theta_2) - e^{\mu_i \theta_1 \sin \alpha} (\mu_i \sin \alpha \sin \theta_1 - \cos \theta_1) \quad (10.36)$$

Жесткость при изгибе также является производной

$$EI_s = \frac{nEAR^2 \cos^3 \alpha}{2\pi} f_1(\theta_1, \theta_2) \quad (10.37)$$

Использованная литература

1. А.Е. Лав. *Трактат по математической теории упругости*. Издательство Кембриджского Университета; 1944.
2. Г. А. Костелло. *Теория проволочного троса*. Springer; 1990.
3. М. Лучанский. Осевые напряжения в броневых проволоках изогнутых подводных кабелей. *Журнал производственной науки и техники*. 1969;91:687–91.
4. Р. Кнапп. Напряжение спирального провода в изогнутых кабелях. *Журнал морской механики и Арктической инженерии*, 1988;110:55-61.
5. Дж. Ферет, К. Борназель. Расчет напряжений и скольжения в конструктивных слоях несвязанных гибких труб. *Журнал морской механики и Арктической инженерии*, 1987;109:263-9.
6. М. Рауф, Ю. Хуан. Расчет напряжений проволоки в спиральных прядях, подвергающихся изгибу. *Журнал морской механики и Арктической инженерии*. 1992;114:212–9.

7. Дж.Виц, З. Тан. О изгибном структурном поведении гибких труб, подводных и морских кабелей. Морские сооружения. 1992;5:229-49.
8. И. Крайначич, Е. Кебадзе. Инициирование и прогрессирование скольжения в спиральных слоях брони несвязанных гибких труб и его влияние на изгиб труб. Журнал напряжения
Анализ инженерного проектирования. 2001;36:265–75.
9. Я. Чжан, Л. Цю. Численная модель для моделирования поведения растяжимой проволоки в несвязанной гибкой трубе при изгибе. ASME 2007 26-я Международная конференция по морской механике и Арктической инженерии: Американское общество инженеров-механиков. 2007. с. 17-29.
10. С. Севик, Дж.Густен. Моделирование прочностного анализа элементов гибких кабелей морских сооружений. Журнал прикладной математики; 2012.
11. В. Л. Корре, И. Пробин. Валидация 3-мерной конечно-элементной аналитической модели глубоководного кабеля стальной трубы при комбинированном растяжении и циклическом изгибе. Материалы OMAE. ASME; 2009.
12. Л. Дон, Ю. Хуан, Г. Донг, К. Чжан, Г. Лу. Поведение растяжимых проводов в несвязанной гибкой трубе при сжатии и оптимизация конструкции для предотвращения. Морские сооружения. 2015;42:154–174.

11

Несвязанная гибкая труба под натяжением и внутренним давлением

11.1 Введение

При монтаже или эксплуатации на большой глубине гибкие трубы подвергаются значительным осесимметричным нагрузкам, таким как внутреннее давление, растяжение и кручение и т. д. Поэтому точный прогноз механических характеристик несвязанных гибких труб при осесимметричных нагрузках имеет большое значение в реальном применении.

Аналитические методы прогнозирования поведения гибких труб, подверженных осесимметричным нагрузкам, ранее были исследованы в различной доступной литературе. Во-первых, Ферет и Борназель [1] дали набор линейных уравнений, которые рассчитывали напряжение и контактное давление между слоями, вызванные осесимметричными нагрузками. Макнамара и Харт [2] представили трехмерную аналитическую модель, которая рассматривала гибкие трубы как произвольное число дискретных слоев различных типов, связанных вместе. Витц и Тань [3] представили аналитическую модель, которая оценивала осевые и крутильные зависимости нагрузки от смещения гибких конструкций, основанные на взаимодействии между слоями компонентов. Рамос и соавторы [4] предложили полуаналитический инструмент, учитывающий возможность образования зазора между любыми двумя соседними слоями. Кустодио и Ваз [5] приняли во внимание геометрические, материальные и контактные нелинейности, чтобы сформулировать нелинейную формулировку для расчета откликов гибких труб при умеренных нагрузках. Рамос и Пеше [6] использовали гипотезу полного скольжения для оценки поведения гибких стояков, подвергнутых любого сложного растяжения, кручения и изгиба и т. д.

Численные методы позволяют избежать ограничений аналитических методов, но обычно требуют больших вычислительных ресурсов. Саевик [7] разработал криволинейный балочный элемент, основанный на формулировке Лагранжа для произвольно больших перемещений и вращений, но малых деформаций для бронирующих арматур. Численная модель была подтверждена результатами испытаний. Затем Саевик и соавторы [8] ввел в численную процедуру теории сэндвич-балок и принцип виртуальных перемещений. Также был включен расчет отклика гибкой трубы на концевую заделку. Фернандо и соавторы [9] представили детальную модель КЭ нажимной брони для изучения изменения локальных и остаточных напряжений в процессе формообразования. Балтуй и соавторы [10] использовали полностью явную схему временной интеграции в ABAQUS для изучения отклика пятислойной гибкой трубы при натяжении. Полученные результаты хорошо согласуются с несколькими аналитическими методами. Де Соуза и соавторы [11] использовали восьмислойную модель КЭ, которая моделировала внутренний каркас и нажимную броню как эквивалентные ортотропные оболочки и подтвердила данную модель экспериментами.

В данной главе типичная несвязанная гибкая труба моделируется с помощью аналитических и моделей КЭ для изучения отклика несвязанных гибких труб при

осесимметричных нагрузках. Несвязанная гибкая труба делится на цилиндрическую и спиральную составляющие. Примечательно, что в данном исследовании предполагается, что все спиральные компоненты имеют упрощенный прямоугольный профиль. Принцип виртуальной работы применяется в аналитической модели для формулирования управляющих линейных уравнений, и все уравнения собираются по порядку различных слоев. Для решения этих уравнений добавляются условия непрерывности. В то же время трехмерная модель КЭ разрабатывается при тех же условиях нагрузки в ABAQUS. Динамический явный решатель используется для экономии времени и вычислительных ресурсов. Затем приводится сравнение механических характеристик между двумя моделями. В настоящей работе исследуются механические характеристики гибких труб только при натяжении и только при внутреннем давлении. Он также сравнивает различные пути нагружения комбинированного натяжения и внутреннего давления.

11.2 Аналитическое решение

Основываясь на работе Ферета и Борназеля [1], аналитическая модель гибкой трубы в данном исследовании исходит из одной с произвольным числом дискретных слоев различных типов, составленных вместе и реагирующих на осесимметричные нагрузки вместе. Основные компоненты включают два различных типа слоев: полимерные слои, основанные на теории изотропных тонких трубок, и спиральные слои, основанные на теории спирально намотанных кабелей. Таким образом, общий подход заключается в разработке уравнения равновесия для каждого слоя на основе различных теорий, а затем в сборке матрицы жесткости каждого слоя в соответствии с порядком слоев. Анализ механических характеристик несвязанных гибких труб представляет собой “отдельную” проблему, поскольку слои могут скользить друг относительно друга. Поэтому для обеспечения совместимости деформаций применяются условия непрерывности или зазора между интерактивными слоями. Аналитическая модель, используемая в этой главе, относится к главе 7.

11.3 Анализ КЭ

Для изучения механических характеристик гибких труб при осесимметричных нагрузках используются четыре модели КЭ с различными условиями нагружения (чистое натяжение, чистое внутреннее давление, сложное растяжение и внутреннее давление). Параметры, используемые в моделировании КЭ, в основном относятся к главе 7. Кроме того, в моделях следует учитывать слой каркаса; технические характеристики этого самого внутреннего слоя таковы: внутренний радиус: 29,25 мм; толщина: 5 мм; модуль Юнга: 190000 МПа; коэффициент Пуассона: 0,3.

Во всех моделях КЭ в центре двух концевых поперечных сечений создаются две опорные точки (ОТ), так что концевые поверхности поперечного сечения включаются в кинематические связи для эффективного управления граничным условием. Опорная точка RP-R полностью фиксирована, в то время как RP-L свободна. Внутреннее давление прикладывалось с помощью распределенного давления на внутреннюю окружную поверхность напорной оболочки, а натяжение прикладывалось непосредственно к опорной точке RP-L.

Вся модель моделируется твердыми элементами (C3D8R для спиральных компонентов и C3D8I для цилиндрических компонентов), которые могут отражать изменение толщины стенки и точное распределение напряжений. Из-за большого количества контактов для моделирования поведения моделей при определенных нагрузках применяется нелинейный конечно-элементный инструмент ABAQUS. Весь комплекс Abaqus с алгоритмом сама автоматически определяет все возможные контактные пары в модели. В данных моделях выбраны жесткий контакт в нормальном поведении и трение в тангенциальном поведении. Из-за сложности модели

квазистатический анализ принимается в отношении трудностей сходимости. Численная модель была решена с использованием полностью явной схемы временного интегрирования, реализованной в параллельной среде на 16-процессорном кластере. Достоверность данного анализа была подтверждена, поскольку соотношение между кинетической энергией и внутренней энергией составляет менее 10%. Между тем, искусственная энергия деформации составляет приемлемую часть энергии деформации, что подтверждает, что энергия песочных часов хорошо контролируется во время анализа. В дальнейшем чистые случаи нагрузки будут обсуждаться перед смешанными случаями нагрузки

11.3.1 Случай 1: нагрузки с применением натяжения

Растяжимый слой брони обычно рассматривается как основная структура, которая выдерживает растяжение. Для проверки точности и ограничений аналитической модели с относительно небольшими вычислительными ресурсами используются трехслойные модели КЭ с той же геометрией, что и на рис. 11.1 (для лучшего обзора внешние оболочки и средние слои присутствуют не на всех рисунках.) Цилиндрические слои были созданы снаружи и внутри спирального слоя. Различные материалы (углеродистая сталь и нейлон 11) были использованы во внутренних цилиндрических слоях двух моделей для проверки эффекта методов упрощения. Труба натягивается до тех пор, пока не будет достигнута максимальная деформация значением 0,005.



Рисунок 11.1 Три слоя с растягивающимся слоем брони.



Рисунок 11.2 Семислойная модель гибкой трубы без каркасного слоя.

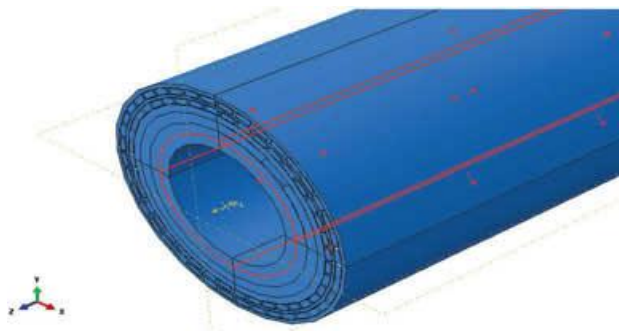


Рисунок 11.3 Восьмислойная модель полной гибкой трубы.

11.3.2 Случай 2: нагрузки с применением внутреннего давления

Как правило, внутренний каркас не несет никакого внутреннего давления, так как этот слой не герметичен. Поэтому каркасный слой можно не учитывать, когда труба подвергается только внутреннему давлению. Для изучения отклика несвязанной гибкой трубы под внутренним давлением была создана семислойная модель (см. рис.11.2). Геометрические и материальные параметры данной модели приведены в таблице 7.1 Главы 7. Первая модель, как и гипотезы аналитического метода, была бесфрикционной. Чтобы оценить вклад трения в механические характеристики гибких труб, к другим моделям был применен коэффициент трения 0,3. Максимальное внутреннее давление составляет 3 МПа.

11.3.3 Случай 3: Сложное растяжение и внутреннее давление

Была разработана восьмислойная модель полной гибкой трубы (см. рис. 11.3). Блокируемый каркас вводится и моделируется в данной модели как цилиндрический компонент. Основываясь на предыдущем обсуждении, внутреннее давление было приложено к внутренней поверхности оболочки давления вместо слоя каркаса для имитации реальной ситуации. Максимальное прикладываемое осевое растяжение и внутреннее давление составляют 0,005 и 30 МПа соответственно. Различные пути нагружения влияют на поведение гибкой трубы при смешанных нагрузках. Были проведены три пути нагрузки, как показано в таблице 11.1.

11.4 Результаты и обсуждение

В отличие от аналитических моделей, конечно-элементные модели не ограничены рядом допущений. Таким образом, между этими двумя методами анализа будут существовать определенные ошибки. В данной работе аналитические модели и конечно-элементные модели используются соответственно для изучения поведения гибкой трубы, подверженной осесимметричным нагрузкам. Очевидно, что напряжение вблизи концов моделей очень непредсказуемо из-за граничных условий. Поэтому численные результаты (особенно напряжения) выбираются из центральной части моделей.

Таблица 11.1 Путь нагрузки при смешанных нагрузках.

Пути нагрузки	Фаза 1	Фаза 23
A	$\varepsilon_z : 0 \rightarrow 0.005$	$P_{11} : 0 \rightarrow 30 \text{ МПа}$
B	$P_{11} : 0 \rightarrow 30 \text{ МПа}$	$\varepsilon_z : 0 \rightarrow 0.005$
C	$\varepsilon_z : 0 \rightarrow 0.005$ и $P_{11} : 0 \rightarrow 30 \text{ МПа}$	

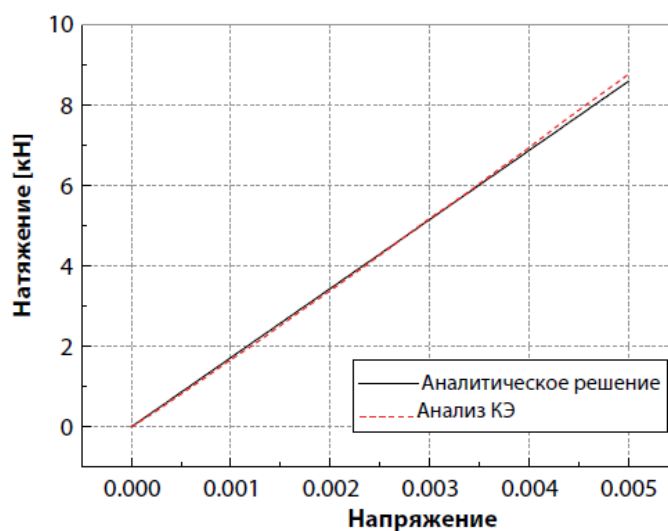


Рисунок 11.4 Кривые деформации-растяжения Случая 1.

Следует отметить, что осевое напряжение нажимной брони вычисляется по формуле $S22/\sin(85^\circ)$, а осевое напряжение растягивающей брони – по формуле $S33/\cos(35^\circ)$, где $S22$ и $S33$ – напряжение вдоль оси θ и напряжение вдоль оси z в цилиндрических координатах соответственно. Кроме того, осевое напряжение спиральной арматуры – это среднее напряжение по всей его длине, за исключением части, на которую влияют граничные условия.

Случай 1

На рисунке 11.4 представлено сравнение теоретических и численных результатов для осевой деформации-растяжения. Погрешность составляет 2,1%, что указывает на обоснованность теоретической модели. Это показывает, что реакционное напряжение растет линейно с удлинением труб.

Следует обратить внимание на осевое напряжение спиральных арматур, так как они являются основной структурой гибкой трубы. Как показано на рис. 11.5 и рис. 11.6, теоретическая модель прогнозирует приемлемое значение напряжения для данной модели. Теоретические предсказания всегда меньше результатов анализа КЭ, что указывает на то, что теоретический метод переоценивает прочность труб.

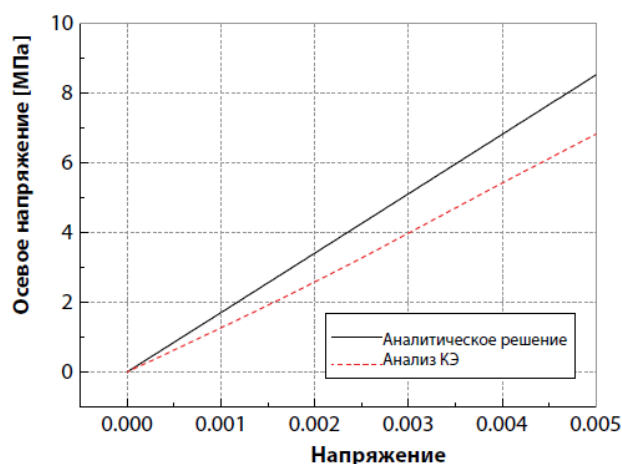


Рисунок 11.5 Осевые кривые напряжения-деформации внутренних спиральных арматур.

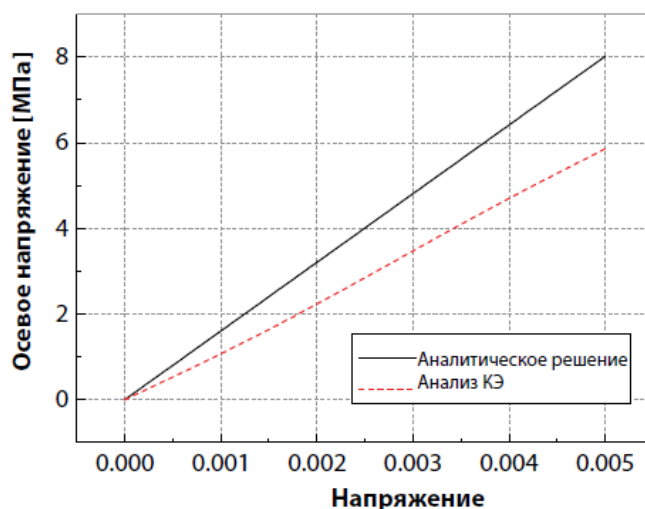


Рисунок 11.6 Кривые осевого напряжения-деформации наружных спиральных арматур.

Случай 2

На рис. 11.7-11.9 показаны осевые напряжения спиральных сухожилий в нажимном слое брони, внутреннем растягивающем слое брони и наружном растягивающем слое брони. Осевое напряжение уменьшается от внутреннего слоя к внешнему слою, и особенно осевое напряжение спиральных арматур в напорном слое брони почти в десять раз превышает напряжение в растягивающем слое брони. Это показывает, как внутреннее давление передается по всему типичному поперечному сечению гибкой трубы и что слой брони давления является основной структурой, которая сопротивляется внутреннему давлению, как и ожидалось. В общем случае существует приемлемая разница (около 13%) между аналитическим и численным результатом, и разница уменьшается от внутреннего слоя к внешнему слою. Помимо ошибки в алгоритме, некоторые ошибки могут быть вызваны эффектом надреза геометрического моделирования из-за прямоугольного профиля спирального слоя.

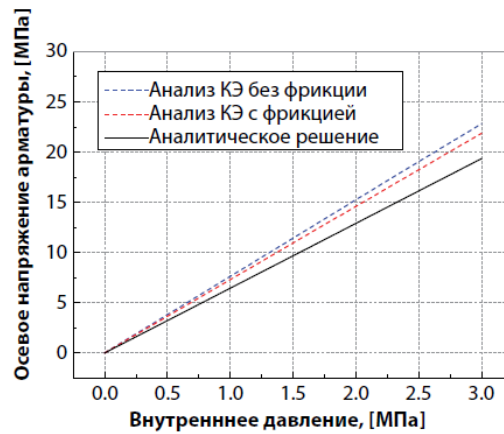


Рисунок 11.7 Сравнение результатов АКЭ с аналитическими результатами – нажимной слой брони.

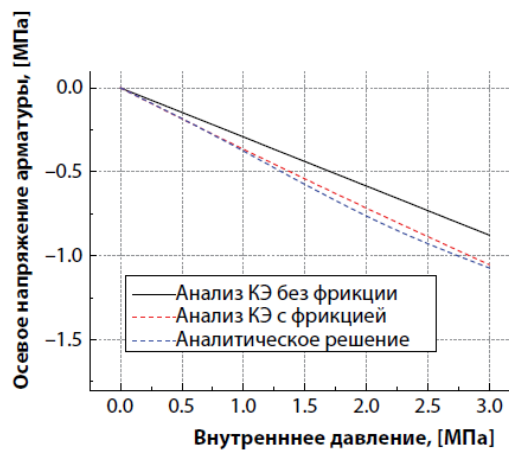


Рисунок 11.8 Сравнение результатов АКЭ с аналитическими результатами – внутренний растягивающий слой брони.

На рис. 11.8 следует отметить, что результат внутреннего растяжения бронированного слоя отрицательный. Это в основном вызвано влиянием вращения нажимного слоя брони на данный слой.

На основании рисунков 11.7 - 11.9 можно сделать вывод, что трение играет очень малую роль в реакции гибких труб, подвергнутых внутреннему давлению. При исследовании труб при таких осесимметричных нагрузках целесообразно не учитывать трение, что предполагает обоснованность гипотезы (6).

Случай 3

В этом случае к модели с различными путями нагружения прикладываются осевое смещение и внутреннее давление.

Кривая траектории осевого натяжения-нагружения показана на рис. 11.10. Можно заметить, что аналитические и численные методы дают весьма сопоставимые результаты. Каждый путь нагрузки достигает одной и той же конечной точки, что означает отсутствие связи между напряжением и внутренним давлением. Значение наклона постоянное, что указывает на то, что приложенное напряжение и внутреннее давление не могут повлиять на жесткость трубы при растяжении.

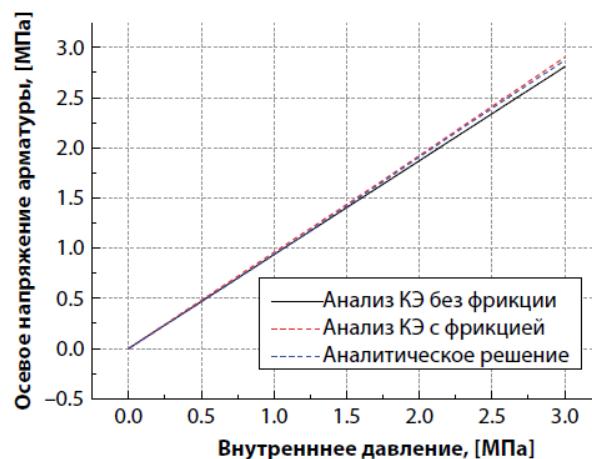


Рисунок 11.9 Сравнение результатов АКЭ с аналитическими результатами – внутренний растягивающий слой брони.

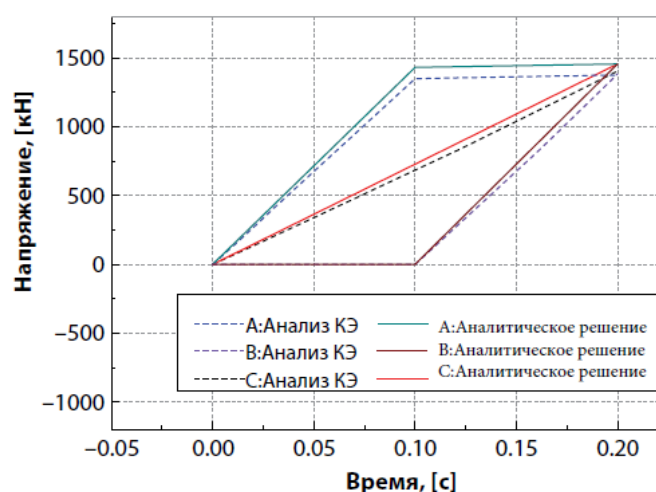


Рисунок 11.10 Натяжение при различных траекториях нагрузки.

Взаимосвязь между осевыми напряжениями спиральных арматур и путями нагружения в нажимной броне, внутреннем растягивающем слое брони и внешней растягивающей броне представлена на рис. 11.11 - рис. 11.13 соответственно. Все результаты показывают, что механическое поведение гибкой трубы при сложном растяжении и внутреннем давлении может быть оценено путем наложения анализов трубы при чистых нагрузках. Исходя из полученных результатов, преобладает растяжение, поскольку осевые напряжения в растягивающих слоях брони значительно выше, чем в нажимных слоях брони при приложенных нагрузках. Как показано на рис. 11.11, осевое напряжение в нажимном слое брони уменьшается при чистом растяжении за счет свободного вращения модели. Между тем, показано, что аналитические и численные методы показывают в определенной степени относительно разные результаты. Это обусловлено гипотезой, сформулированной в аналитическом методе, и нуждается в обсуждении в будущей работе.

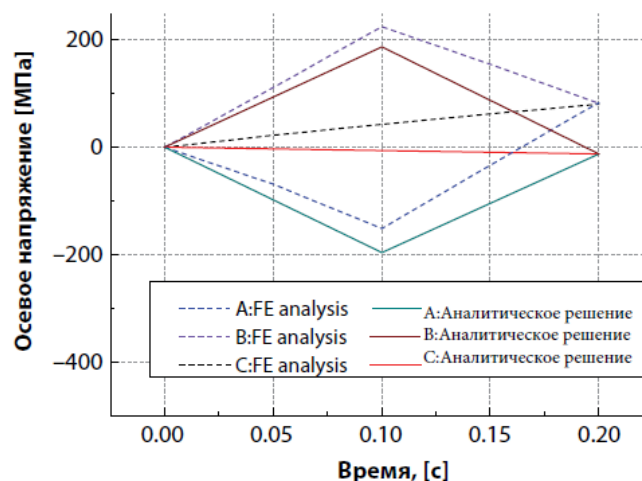


Рисунок 11.11 Осевое напряжение нажимной брони.

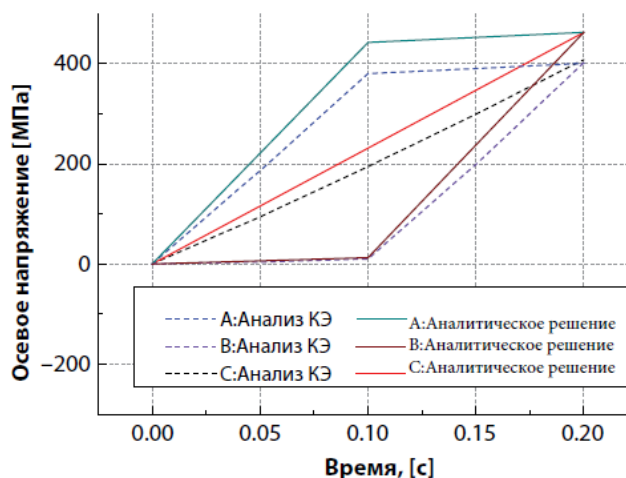


Рисунок 11.12 Осевое напряжение внутренней растягивающей брони.

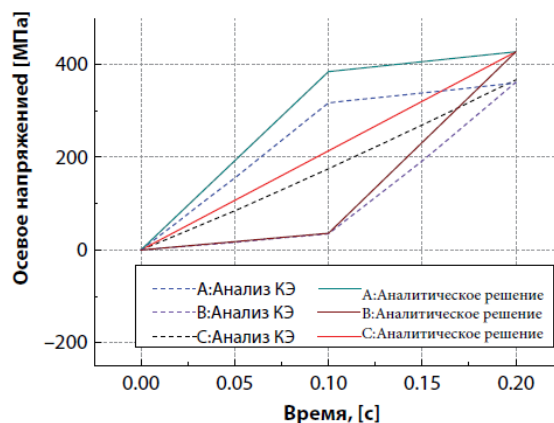


Рисунок 11.13 Осевое напряжение внутренней растягивающей брони.

11.5 Заключение

В данной главе представлено предварительное исследование поведения несвязанной гибкой трубы при осесимметричных нагрузках. Аналитическая модель, учитывающая множественность слоев и проблему контакта между соседними слоями, сравнивается с моделями КЭ. Рассматриваются три различных режима нагрузки: натяжение, внутреннее давление и особенно сложное растяжение и внутреннее давление. В данной работе измеряется усилие реакции моделей и осевые напряжения спиральных арматур при

рассмотрении процесса разделения слоев. Из проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Для чистого напряжения все отклики трубы показывают линейность. Аналитическая модель может точно прогнозировать глобальное поведение трубы. Однако он может завышать пропускную способность трубы, и поэтому на практике следует использовать коэффициент.
2. Для чистого внутреннего давления аналитическая модель и численный режим хорошо согласуются. Осевое напряжение уменьшается от внутреннего слоя к внешнему слою, что показывает, как внутреннее давление передается по всему типичному поперечному сечению гибкой трубы. Примечательно, что осевое напряжение внутреннего растягивающего слоя брони отрицательно при внутреннем давлении. Это может быть связано с вращением нажимного слоя брони. Это должно быть полезно в процессе проектирования.
3. Изучено влияние трения между слоями. Показано, что трение оказывает лишь незначительное влияние на механическое поведение гибких труб при внутреннем давлении. Таким образом, целесообразно не учитывать трение в аналитической модели.
4. Для сложного натяжения и внутреннего давления используются три пути нагружения. Осевые напряжения различных слоев достигают своих конечных точек через различные пути нагружения двумя методами, что означает, что механическое поведение гибкой трубы при совместном растяжении и внутреннем давлении можно оценить путем наложения анализов трубы при чистых нагрузках. Опять же, аналитическая модель может точно прогнозировать глобальное поведение трубы, но может включать определенную ошибку при оценке напряжений в спиральных элементах.

Использованная литература

1. Дж. Ферет, К.Л. Бурназель, Расчет напряжений и скольжения в структурных слоях несвязанных гибких труб. Журнал морской механики и Арктической инженерии, 109(3), 263-269, 1987.
2. Дж. Макнамара и А.Харт, Трехмерное аналитическое моделирование структуры стенки гибкой трубы. Журнал морской механики и арктической инженерии, 114(2), 69-75, 1992.
3. ДЖ.Виц и З.Тан, Об осевых и крутящихся структурных характеристиках гибких труб, подводных и морских кабелей. Морские сооружения, 5(2), 205-227, 1992.
4. Р. Рамос мл., С. Пеше, С.Мартинс, Сравнительный анализ аналитических моделей на основе КЭ для гибких труб под осесимметричными нагрузками. Десятая Международной морская и полярная инженерная конференция. Международное общество морских и полярных инженеров, январь 2000 года.
5. Б. Кустодио, М. Ваз, Нелинейная формулировка осесимметричного отклика подводных кабелей и гибких труб. Прикладные исследования океана, 24(1), 21-29, 2002.
6. Р.Рамос, С.Пеше, Последовательная аналитическая модель для прогнозирования структурного поведения гибких колонн, подверженных смешанным нагрузкам. ASME 2002 21-я Международная конференция по морской механике и арктической технике (стр. 141-148). Американское общество инженеров-механиков, январь 2002 года.
7. Савик, Конечно-элементная модель для прогнозирования напряжений и скольжения в бронированных арматурах гибких труб. Компьютеры и структуры, 46(2), 219-230, 1993.

8. С.Савик, Э. Герце и Г. Ольсен, Новый метод расчета напряжений в растягивающих бронях гибких труб. ОМАЕ 1998: 17-я Международная конференция по морской механике и арктической инженерии, стр. 1998 г.
9. Ю.Фернандо, З.Тан, Т.Шелдрейк, Р. Клементс, Анализ напряжений и оценка остаточных напряжений напорных слоев брони в гибких трубах с использованием конечно-элементных моделей. ASME 2002 21-я Международная конференция по морской механике и арктической технике (стр. 141-148). Американское общество инженеров-механиков, январь 2004 года.
10. А.Бахтуй, Х.Бахай, Г. Альфано, Конечно-элементный анализ для несвязанных гибких колонн при кручении. Журнал морской механики и Арктической инженерии, 130(4), 041301, 2008.
11. М. де Соуза, К.Маглута, Х.Ройтман, Т. Лондоно, К. Кампейо, Исследование отклика гибких труб для смешанных осесимметричных нагрузок. ASME 2013 32-й Международная конференция по океану, морской и арктической технике (стр. V04BT04A040 - V04BT04A040). Американское общество инженеров-механиков, январь 2013 года.

12

Конструкция поперечного сечения и учебный пример несвязанных гибких труб

12.1 Введение

Рост использования несвязанных гибких труб в нефтегазовой промышленности привел к значительным проблемам в процессе проектирования. Проектирование гибких труб включает в себя проектирование поперечного сечения и фурнитуры (жесткие накладки и др.). Основная цель - представить методику расчета поперечного сечения и учебный пример конкретной несвязанной гибкой трубы.

Геометрические параметры каждого слоя должны быть определены на начальном этапе проектирования. Слои гибких труб можно разделить на четыре различные структуры: (1) металлический спиральный слой (каркас и нажимная броня) с большим углом намотки и фасонным профилем. Как правило, угол намотки каркаса и нажимной брони составляет от 85° до 90° , что создает блокируемую структуру. (2) Металлический спиральный слой (растяжимая броня) с относительно небольшим углом намотки и круглым прямоугольным профилем. Профиль, угол намотки и количество спиралей могут быть изменены в соответствии с различными рабочими средами. (3) Полимерный слой спирали, который в основном включает в себя антифрикционную тонкую ленту. (4) Цилиндрический слой, который в основном работает как уплотнительный или антикоррозионный компонент и таким образом изготавливается из полимеров, таких как ПЭВП и ПА ит. д. Понимание механических характеристик и режимов разрушения гибких труб, подвергающихся различным нагрузкам, имеет важное значение при прогнозировании предельной прочности и поэтому жизненно важно для проектирования поперечного сечения. Хотя существующие критерии API 17J [1] и API 17B [2] определяют основные принципы проектирования и рекомендуемые методы работы несвязанной гибкой трубы, они не дают точной формулы или методологии для прогнозирования видов разрушения.

Учебный пример расчета поперечного сечения основан на давлении разрыва, растяжении и давлении изгиба гибкой трубы, подвергнутой соответствующим осесимметричным нагрузкам. В существующей литературе есть много достижений по смежным предметам. Ферет и Борназель [3] предложили уравнение равновесия между напряжениями каждого слоя и давлениями в радиальном направлении. Их метод может быть использован для оценки механических характеристик гибких труб при осесимметричных нагрузках. Виц [4] впервые представил пример структурного анализа несвязанного гибкого поперечного сечения водоотделяющей колонны при растяжении, кручении и изгибе. В работе [5] описаны некоторые простые методы оценки механических характеристик гибких труб при различных видах разрушения, но они могут быть слишком консервативными. Чжэн [6] изучал спиральную структуру гибких труб и вклад в разрывную способность и сопротивление разрушению. Для проверки правильности аналитических решений были проведены соответствующие эксперименты. Корпорация "Wellstream Corporation" [7] приняла формулу Барлоу для тонкостенных

цилиндров и поправочный коэффициент, называемый “фракцией заполнения”, чтобы описать давление брони. Нето и соавторы разработали две численные конечно-элементные модели для моделирования поведения каркаса, подвергнутого внешнему давлению, включая полную 3D-модель и 3D-кольцевую модель. Обе модели дают одинаковые результаты. Также разработана аналитическая модель, использующая подход эквивалентной толщины для слоя каркаса. Кроме того, Нето и соавторы [9] сравнили три численных и два аналитических метода прогнозирования напряженного состояния нажимных слоев брони гибких труб при нагружении внутренним давлением. Де Соуза и соавторы [10] рассматривали каркас и нажимную броню как ортотропные оболочки, и для моделирования этих слоев применялась эквивалентная толщина. В данной главе аналитический метод используется для оценки механических свойств и прочностных характеристик для некоторых конкретных примеров, которые являются частью проектных требований, предписанных в API 17J [1]. Соответствующие модели КЭ создаются в соответствии с соответствующими нагрузками. Аналитическое решение и анализ КЭ в данной главе цитируются из статьи “Конструкция поперечного сечения несвязанной гибкой трубы” [11].

12.2 Конструкция поперечного сечения

12.2.1 Общие требования к конструкции

Требования и критерии к гибким трубам основаны в основном на API 17J [1]. *Руководство по проектированию и эксплуатации гибких труб* также содержит некоторые важные исходные данные и рекомендации для методов, приведенных в API. Со ссылкой на API 17B [2], методика расчета гибких труб может быть выполнена в следующих шагах:

- Шаг 1. Выбор материала.
- Шаг 2. Конструкция конфигурации поперечного сечения.
- Шаг 3. Проектирование конфигурации системы.
- Шаг 4. Динамический анализ и проектирование.
- Шаг 5. Детальный и расчетный срок службы.
- Шаг 6. Проектирование монтажа.

Для проектирования поперечного сечения несвязанной гибкой трубы основная методика проектирования включает в себя: (1) получение различных условий нагрузки и значений нагрузки, которые гибкая труба может выдерживать во всех технологических процессах; (2) определение геометрических и материальных параметров каждого слоя на основе условий нагрузки и инженерного опыта; (3) проверка предельной прочности гибких труб при различных условиях нагрузки и убедитесь, что спроектированная гибкая труба соответствует соответствующим стандартным требованиям. В процессе проектирования необходимо учитывать все сопутствующие факторы для обеспечения и оптимизации надежности и безопасности проектируемых трубопроводов. Коррелирующие факторы включают транспортируемый продукт, функциональные требования, окружающую инфраструктуру, окружающую среду эксплуатируемых трубопроводов, а также условия эксплуатации и монтажа.

12.2.2 Производственная конфигурация и аттестация материала

Конфигурация и размеры поперечного сечения выбираются исходя из функциональных требований трубы. Размеры труб часто определяются покупателем. Расчеты и проверки конструкции поперечного сечения обычно выполняются производителем с использованием фирменного программного обеспечения. Методология проектирования,

включая валидацию программного обеспечения, должна быть проверена независимой третьей стороной. [5] В соответствии с ранее рассмотренным основным проектным требованиям, могут быть выбраны материалы и производственная конфигурация для слоев. Транспортируемые продукты определяют внутреннее рабочее состояние трубы, такое как температура, присутствие сернистых соединений. Затем можно выбрать соответствующий материал для внутренних слоев. Толщина каждого слоя и профиля сечение должна быть определена в процессе проектирования. Конкретные конструкции слоев изнутри наружу обычно иллюстрируются следующим образом:

12.2.2.1 *Каркас*

Каркас представляет собой гофрированную металлическую трубку, изготовленную путем формирования ленты и спиральной намотки вокруг оправки. Края каждой обмотки сформированы таким образом, что они сцепляются с соседними обмотками. Слой каркаса предотвращает разрушение под внешним гидростатическим давлением или быструю декомпрессию. Структура каркаса не является герметичной. Материал каркаса выбирается таким образом, чтобы он был химически устойчив к транспортируемой жидкости.

12.2.2.2 *Нажимная оболочка*

Нажимная оболочка представляет собой полимерный слой, экструдированный поверх каркаса, образуя границу для транспортируемой жидкости. Для каждой конструкции трубы материал и толщина выбираются таким образом, чтобы обеспечить достаточную герметичность от утечек в течение всего срока службы. Выбранные материалы должны сохранять высокую деформацию при разрыве относительно допустимых значений при воздействии ожидаемой термической и химической деструкции на основе условий рабочей жидкости, представленных в расчетной базе.

12.2.2.3 *Нажимная броня*

Нажимная броня представляет собой слой брони, состоящий из намотанной по окружности профилированной ленты, которая сопротивляется внутреннему и внешнему давлению в направлении кольца и обеспечивает защиту от ползучести экструзии нажимной оболочки. Ленточный профиль блокирует края, образуя их вокруг трубы. Основными соображениями при выборе материала для нажимной брони являются прочность, износостойкость и совместимость с химическими веществами в кольцевом пространстве. Для применения в кислых средах, нажимная броня может быть термообработана для повышения устойчивости к водородному растрескиванию и сульфидному растрескиванию под напряжением.

12.2.2.4 *Растягивающаяся броня*

Растягивающие слои брони состоят из проволоки из углеродистой стали, сформированной в спирали, установленные в противоположных парах слоев. Слои предварительно формируются и наматываются поверх подстилающего слоя и закрепляются лентами. Растягивающиеся армирующие провода по существу имеют плоское прямоугольное сечение со скругленными углами и проложены с небольшими зазорами между соседними проводами. Растягивающиеся слои брони обеспечивают как кольцевую, так и осевую прочность, составляющая каждого из которых регулируется углом свивки. Основными соображениями при выборе материала растягивающихся армирующих проводов являются прочность, износостойкость и совместимость с химическими веществами в кольцевом пространстве.

12.2.2.5 *Лента*

Ленточный слой между стальными слоями предотвращает контакт металла с металлом при повторяющемся изгибе и используется на всех гибких трубах в динамическом режиме эксплуатации. Лента исключает износ металла на данном интерфейсе во время изготовления, монтажа и эксплуатации.

12.2.2.6 *Экран*

Экран представляет собой внешний полимерный барьер экструзии, применяемый для сопротивления механическим повреждениям и проникновению морской воды. Для каждой конструкции трубы материал и толщина выбираются таким образом, чтобы обеспечить достаточную целостность от проникновения морской воды, механического истирания и ожидаемого воздействия ультрафиолета в течение всего срока службы. Изгиб трубы, осевое удлинение и сжатие, внешнее давление и давление в кольцевом пространстве, монтаж, истирание, локальные нагрузки и производственные допуски учитываются при определении материала и толщины.

12.3 Учебный пример

12.3.1 Методика расчета

Для гибкой трубы, которая является совместимой структурой, методика расчета традиционно основывалась на подходе ASD, который указан в API 17J/B [1][2], путем определения коэффициентов использования, как для напряжений, так и для глобальной кривизны в соответствии с расчетным предельным откликом. На рис. 12.1 показана технологическая схема методики расчета в данном примере.

12.3.2 Проектное требование

В этом случае требуется 8-дюймовая статическая выкидная линия, а подробная информация о проектных требованиях приведена в таблице 12.1.

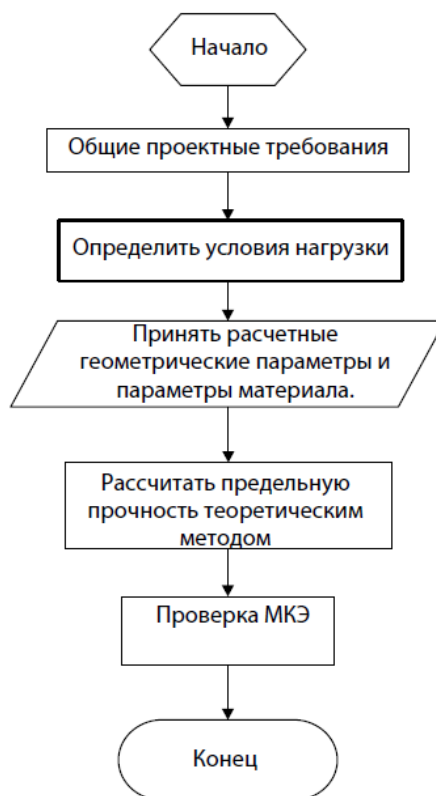


Рисунок 12.1 Блок-схема методики проектирования.

Таблица 12.1 Расчетные требования.

Внутренний диаметр гибкой трубы, (дюйм)	8
Внутреннее расчетное давление, (МПа)	18
Глубина воды, (м)	240
Внешнее расчетное давление, (МПа)	2,5
Расчетное натяжение, (кН)	950

12.3.3 Метод проектирования

12.3.3.1 Прочностная конструкция для осесимметричных нагрузок

Учитывая вклад всех слоев в осесимметричные нагрузки, включая внутреннее давление, натяжение и т.д., имеющиеся подходы выводятся на основе принципа виртуальной работы Кебадзе [12]. Из-за низкого вклада в прочностную способность ленточный слой рассматривается как цилиндрическая составляющая. Подробный аналитический метод уже был разъяснен в главе 7. Поскольку принят метод ASD, рассматриваются только упругие модели поведения.

12.3.3.2 Расчет сопротивления смятию

Сопротивление трубы к внешнему давлению следует проверять как одно из проектных требований. Согласно ссылке [5], критическое давление для прогнозирования смятия может быть рассчитано следующим образом:

$$P_{cr} = \sum_{i=1}^{N_p} \frac{3EI_{eq}^i}{R^3} \quad (12.1)$$

$$EI_{eq} = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \quad (12.2)$$

$$EI_{eq} = Kn \frac{EI_z}{L_p} \quad (12.3)$$

где i обозначает количество слоя. Примечательно, что этот метод используется для овализации смятия, включающего неповрежденную трубу с подсчитанными слоями и поврежденную трубу с родственными слоями. Как уже говорилось ранее, на самом деле, если зазор между нажимным слоем брони и напорной оболочкой достаточно маленький, то при смятии каркас ведет себя по форме сердца, что указывает на ограниченное смятие.

12.3.4 Результаты проектирования

В соответствии с инженерной практикой и анализом различных слоистых схем рекомендуется использовать шероховатую гибкую трубу с одним нажимным слоем брони и двумя растягивающими слоями брони. Расчетные геометрические параметры приведены в таблице 12.2. Zeta-образная стальная лента рекомендуется для внутреннего нажимного армирующего слоя гибкой трубы. Следует отметить, что в соответствии с API 17J [1] конструктивная прочность должна быть выбрана либо как 0,9-кратный предел прочности при растяжении, либо как предел текучести. Параметры материала, приведенные в таблице 12.3, унифицированы с пределом текучести.

Таблица 12.2 Геометрические параметры.

Описание	Габаритные размеры, (мм*мм)	Количество п	Ri, (мм)	Ro, (мм)	Альфа, (градус)	Коэффициент заполнения
Каркас	65,3 × 12	1	101,6	108,1	88,15	0,57
Нажимная оболочка	—	—	108,1	113	—	1
Дзета-образный слой	10.5 × 10	1	113	123	88,8	0,83
Тканевая лента	76,0 × 1,5	1	123	124,5	80,83	1
1-я растяжимая броня	11,3 × 4,5	52	124,5	129	35,0	0,90
Тканевая лента	76,0 × 1,5	1	129	130,5	81,15	1
2-я растяжимая броня	11,3 × 4,5	55	130,5	135	35,0	0,91

Внешняя оболочка	–	–	135	140	–	1

12.3.5 Анализ нагрузки

Соппротивление металлического слоя калибруется напряжением материала, в то время как сопротивление полимерного слоя контролируется деформацией материала. Допустимые напряжения и деформации вводятся при проектировании гибкой трубы на основе материала и допустимых коэффициентов использования, приведенных в API 17J [1], при различных условиях, включая эксплуатационные условия, нерабочие условия и выживаемость. Подробную информацию о коэффициентах использования см. в таблице 12.4. P_c представляет собой внешнее давление изгиба, а σ_y - предел текучести материала. Кроме того, для кислого исполнения $\sigma_c = \sigma_y$.

В таблице 12.5 показаны три случая нагрузки, которым может подвергаться 8-дюймовая труба во время эксплуатации. Факторы безопасности выбираются на основе практического опыта.

Таблица 12.3 Параметры материала.

Описание	Материал	Предел текучести (МПа)	Модуль (МПа)	Коэффициент Пуассона
Каркас	AISI316L	310	2070000	0,3
Нажимная оболочка	ПВДФ	–	1250	0,45
Zeta-образный слой	–	600	2070000	0,3
Тканевая лента	PA11	–	310	0,45
1-я растяжимая броня	–	900	2070000	0,3
Тканевая лента	PA11	–	310	0,45
2-я растяжимая броня	–	900	2070000	0,3
Внешняя оболочка	ПЭВП	–	1040	0,45

Таблица 12.4 Коэффициент использования 8-дюймовой гибкой трубы.

Допустимое напряжение (σ_a)			Допустимая деформация
Каркас	Нажимная броня	Растягивающаяся броня	Полимерный слой
$0.85 \times P_c$	$0.85 \times \sigma_y$	$0.85 \times \sigma_y$	7.7% для ПЭ и ПА, 7.0% для ПВДФ

Таблица 12.5 Расчетные нагрузки.

Расчетная нагрузка	Внутреннее давление, (МПа)	Внешнее давление, (МПа)	Натяжение (кН)
A	18×2	0	0
B	0	0	950×2
C	0	$2,5 \times 2$	0

Таблица 12.6 Использование напряжений и деформаций для различных слоев.

Расчетная нагрузка	Слой	Нажимная оболочка	Дзета-образный слой	Тканевая лента	1-я растяжимая броня	Тканевая лента	2-я растяжимая броня	Внешняя оболочка
А	Напряжение фон Мизеса (эквивалентная деформация)	0,0045	505,24 МПа	0,0143	111,69 МПа	0,0011	86,90 МПа	0,0011
	σ/σ_a ($\varepsilon/\varepsilon_a$)	0,06	0,99	0,19	0,15	0,02	0,11	0,02
В	Напряжение фон Мизеса (эквивалентная деформация)	0,0020	142,59 МПа	0,0039	762,65 МПа	0,0019	550,49 МПа	0,0017
	σ/σ_a ($\varepsilon/\varepsilon_a$)	0,03	0,28	0,05	0,99	0,03	0,72	0,02

Напряжения по Мизесу в металлических слоях и эквивалентные деформации в полимерных слоях рассчитываются отдельно с использованием упомянутого выше теоретического метода для расчетных нагрузок. Затем напряжения по Мизесу в металлических слоях и эквивалентные деформации в полимерных слоях при различных нагрузках сравниваются с допустимыми переменными для верификации. В таблице 12.6 приведены результаты анализа, свидетельствующие о том, что конструкции труб подходят для предполагаемых условий эксплуатации. σ/σ_a ($\varepsilon/\varepsilon_a$) можно рассматривать как коэффициент использования, который представляет собой процент использования прочности в слоях.

Из таблицы 12.6 видно, что все коэффициенты использования находятся ниже 1.0, что говорит о том, что проектируемая труба может удовлетворять требования и безопасно работать в проектных ситуациях. Давление смятия рассчитывается как 7,37 МПа с использованием уравнений (12.1) и (12.3).

12.3.6 Анализ КЭ

В целом использование основных компонентов в трубе демонстрирует имеющиеся проектные результаты. В дальнейшем метод конечных элементов используется для проверки результатов другим способом.

Геометрические и материальные параметры модели КЭ можно найти в таблицах 12.2 и 12.3 соответственно. Примечательно, что в модели принят реальный Zeta-образный нажимной армирующий слой, а ленточные слои рассматриваются как цилиндрические компоненты. Кроме того, каркас не учитывается в полной модели (показанной на рисунке

12.2), используемой для анализа внутреннего давления и напряжения. На рис. 12.2 показана детальная геометрия 7-слойной модели, основанная на правильном разрезе каждого слоя.

Для эффективного применения граничных условий в центре обоих концевых сечений создаются две опорные точки (ОТ). Все концевые узлы поперечного сечения входят в кинематическую связь с соответствующими опорными точками. Правая опорная точка фиксирована, в то время как левая опорная точка ограничена только кручением ($UR3 = 0$), но при необходимости применяется натяжение. Внутреннее давление приложено на внутренней окружной поверхности нажимной оболочки в виду того, что каркас не загерметизирован и жидкость/газ могут проникать в слой каркаса.

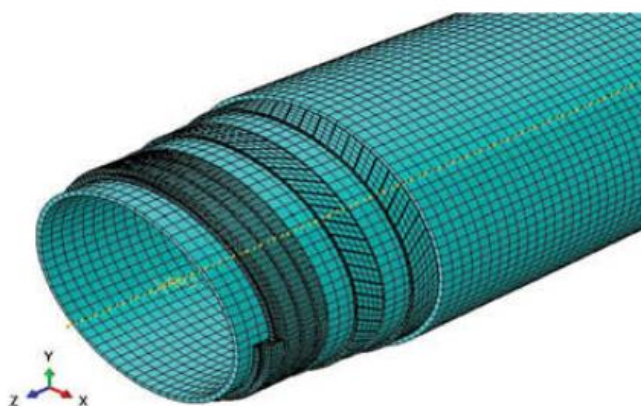


Рисунок 12.2 Детальная сетка 7-слойной модели КЭ.

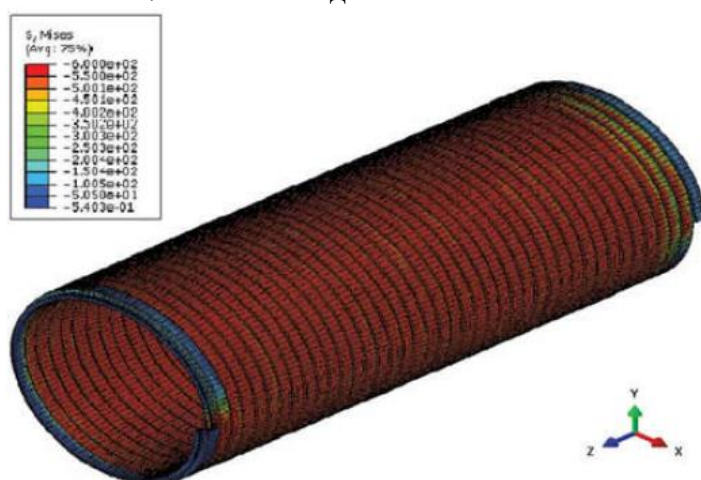


Рисунок 12.3 Режим разрыва гибкой трубы.

Модель была смоделирована с твердыми элементами (C3D8I для цилиндрических компонентов и C3D8R для винтовых компонентов), которые могут отражать изменение толщины стенки и распределения напряжений. Программное обеспечение ABAQUS выбрано для моделирования возможного поведения в контактах и нелинейном анализе и автоматически определяет все возможные пары контактов в модели с помощью алгоритма "Все с собой". Квазистатический анализ принимается в отношении против сложности сходимости.

Давление разрыва определяется как давление, при котором слой нажимной брони достигает своего предела текучести, а разрушение при растяжении устанавливается как напряжение, при котором слои брони растяжения достигают своих пределов текучести. На рис. 12.3 и 12.4 показано время разрушения, когда труба подвергается только внутреннему давлению и только натяжению соответственно.

Результаты МКЭ приведены в таблице 12.7. Соответствующие коэффициенты надежности получаются путем деления результатов МКЭ на расчетное значение.

Стоит отметить, что соотношение разрыв/расчетное давление и разрушение при растяжении/расчетное напряжение больше 2,0, что говорит о чрезмерном запасе прочности.

12.4 Заключение

В данной главе проиллюстрирована процедура проектирования и простой учебный пример типичной несвязанной гибкой трубы при осесимметричных нагрузках. Исходя из конструктивных требований, впервые была предложена конфигурация поперечного сечения 8-дюймовой гибкой трубы с учетом условий нагрузки. Затем были представлены возможные условия нагрузки, и аналитический метод был использован для расчета механического поведения трубы при данных условиях нагрузки. Затем были собраны возможные напряжения/деформации каждого слоя для проверки наиболее опасных условий нагрузки для каждого слоя. Были получены коэффициенты использования каждого слоя, которые должны быть меньше 1,0. Наконец, модель КЭ была создана для проверки точности проектируемой гибкой трубы. Фактические профили нажимной брони были введены в модели КЭ для моделирования откликов при различных нагрузках.

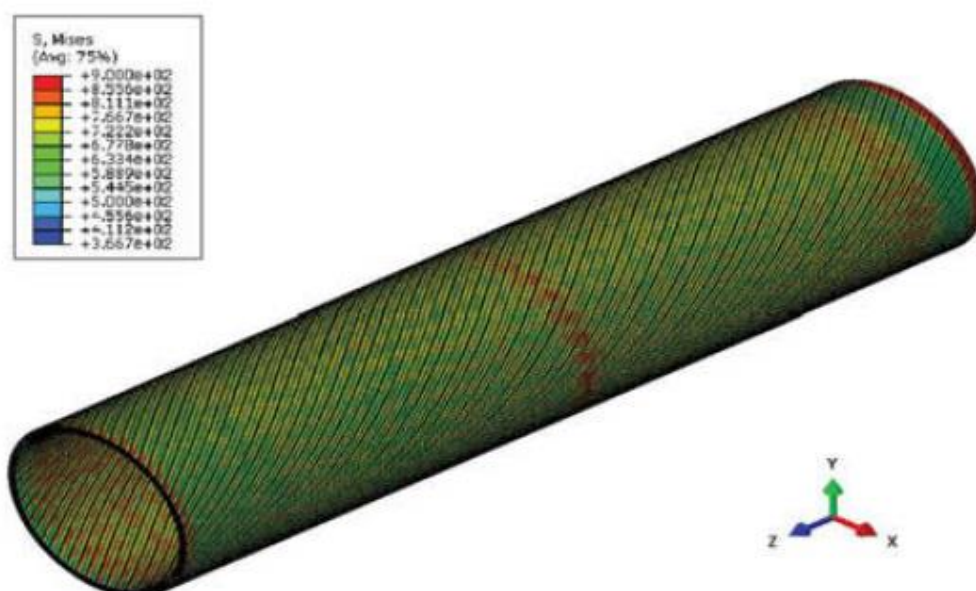


Рисунок 12.4 Режим разрыва гибкой трубы.

Таблица 12.7 Результаты прогнозирования АКЭ.

Вид разрушения	Значение	Коэффициент надежности
Давление разрыва	46 МПа	2,56
Разрушение при растяжении	3260 кН	3,43

Использованная литература

1. API, Спецификация для несвязанной гибкой трубы, спецификация API 17J, 4-ое издание, Американский нефтяной институт, 2014.
2. API, Рекомендуемая практика для гибких труб, API RP 17B, пятое издание, Американский нефтяной, 2014.
3. Дж.Ферет и К.Борназель. Расчет напряжений и скольжения в конструкционных слоях несвязанных гибких труб. Журнал морской механики и Арктической инженерии 109.3, 263–269, 1987.
4. Дж.Виц, Учебный пример из структурного анализа гибких водоотделяющих колонн. Морские сооружения, 9. (9), 885–904, 1996.
5. Д. Фергестад, С.Лотвейт, Справочник по проектированию и эксплуатации гибких труб, 2014.
6. Б. Чен, Р. Нильсен, 1992, Теоретические модели для прогнозирования разрыва и смятия и их верификация путем испытания. Международный семинар по последним исследованиям и разработкам в области технологии гибких труб.
7. Р. С.Колкухун, Р. Т.Хилл и Р. Нильсен. Конструктивные и материальные соображения для гибких трубопроводов высокого давления. Достижения в области проектирования и технологии подводных трубопроводов. Спрингер Нидерланды, 145-178, 1990.
8. А. Нето, С.Мартинс, Сравнительное исследование потери устойчивости при смятии во влажном состоянии каркаса гибких труб, Журнал морской механики и арктического машиностроения, 2012 г.
9. А. Нето и соавторы. Прогнозирование разрыва в гибких трубах. Журнал морской механики и Арктической инженерии, 135.1, 011401, 2013.
10. Де Соуза, Жозе Ренато М. и другие, Исследование реакции гибкой трубы на смешанные осесимметричные нагрузки. ASME 2013 32-я Международная конференция по океаническому, морскому и арктическому машиностроению. Американское общество инженеров-механиков, 2013.
11. С. Юань, П. Хан, Ю. Бай, Конструкция поперечного сечения для несвязанной гибкой трубы.
12. К. Элизбар, Теоретическое моделирование поперечных сечений несвязанных гибких труб. Университет Южного Берега, 2000.
7. Р. Колкухун, Р. Хилл и Р. Нильсен. Конструктивные и материальные соображения для гибких трубопроводов высокого давления. Достижения в области проектирования и технологии подводных трубопроводов. Спрингер Нидерланды, 145-178, 1990.
14. А. Нето, С.Мартинс, Сравнительное исследование потери устойчивости при смятии во влажном состоянии каркаса гибких труб, Журнал морской механики и арктического машиностроения, 2012 г.
15. А. Нето и соавторы. Прогнозирование разрыва в гибких трубах. Журнал морской механики и Арктической инженерии, 135.1, 011401, 2013.
16. Де Соуза, Жозе Ренато М. и другие, Исследование реакции гибкой трубы на смешанные осесимметричные нагрузки. ASME 2013 32-я Международная конференция по океаническому, морскому и арктическому машиностроению. Американское общество инженеров-механиков, 2013.
17. С. Юань, П. Хан, Ю. Бай, Конструкция поперечного сечения для несвязанной гибкой трубы.
18. К. Элизбар, Теоретическое моделирование поперечных сечений несвязанных гибких труб. Университет Южного Берега, 2000.

13

Анализ усталостных характеристик несвязанной гибкой трубы

13.1 Введение

Масштабы использования и применения несвязанных гибких водоотделяющих колонн значительно расширились с момента их создания более четверти века назад. Традиционные конструктивные барьеры, такие как внутренний диаметр, внутреннее давление и номинальная глубина, постепенно увеличились до такой степени, что гибкие водоотделяющие колонны разработаны для труб с внутренним диаметром до 19 дюймов, расчетным давлением до 15 000 фунтов на квадратный дюйм и глубины воды до 2000 м [1].

С увеличением использования гибких труб в более сложных ситуациях, все аспекты их конструкции подвергаются все большему контролю. Одна из областей проектирования, на которую было обращено особое внимание, - это анализ усталостных характеристик водоотделяющих колонн. По сравнению со стальными колоннами, гибкие трубы обычно имеют гораздо лучшие усталостные характеристики благодаря своей композитной конструкции. Среди всех металлических слоев гибкой трубы растяжимая броня особенно подвержена усталостному разрушению [2-9].

При традиционном анализе усталостных характеристик колонн используется регулярный волновой детерминированный глобальный анализ характеристики волновой среды вместо более репрезентативного нерегулярного морского стохастического анализа, который является стандартным методом характеристики волновой среды в глобальном анализе усталости систем колонн на основе стальных труб.

Проект “Real Life Joint Industry Project” (JIP) был инициирован в ноябре 2003 года с целью разработки набора руководящих принципов, определяющих наилучшую практику и рекомендуемые подходы для использования при анализе усталостных характеристик гибких колонн. Одной из главных целей JIP является разработка признанной и консервативной методологии для характеристики волновой среды. Решающее значение для этого имеет оценка детерминированного волнового анализа и более сложных стохастических подходов. В данной главе дается оценка уровня консерватизма в современных глобальных методологиях анализа усталостных характеристик. Причины заключались в том, чтобы обеспечить консервативность существующих методологий и определить любые средства, с помощью которых можно было бы провести точный анализ усталостных характеристик гибких колонн, но все же консервативным способом.

13.2 Теоретический подход

13.2.1 Допущения

Подход, предложенный в данной главе, кратко изложен в следующих шагах [10]:

1. Случаи нагрузок на окружающую среду для глобального анализа выбираются из диаграммы рассеяния местоположения.

2. Проведен глобальный анализ гибкой трубы во временной области. Генерируются и сохраняются временные ряды напряжений и моментов в выбранных местах вдоль гибкой трубы.
3. Группа коэффициентов, преобразующих нагрузки, накладываемые на трубу, в напряжения в ее слоях, выводится параллельно с глобальными анализами (или до них).
4. Временные ряды напряжений автоматически генерируются из нагрузок, оцененных на шаге 2, и коэффициентов, оцененных на шаге 3.
5. Выполняется подсчет цикла напряжений дождевого потока для каждой точки каждого участка трубы; рассчитываются усталостные повреждения. Наконец, оценивается усталостная долговечность.

13.2.2 Условия окружающей среды

Экологические нагрузки, которые в наибольшей степени влияют на анализ и проектирование морских сооружений, таких как водоотделяющие колонны и причальные линии, соединенные с плавучими единицами - это волны, ветер и течение.

Диаграмма рассеяния волн, показанная на рис.13.1, используется для проведения анализа усталостных характеристик водоотделяющей колонны. Это можно сделать, если высота и период волны были рассчитаны в определенной области. Как только это станет известно, применение данного состояния моря может дать достаточно хорошую оценку реального усталостного повреждения. Однако эти диаграммы рассеяния состоят из большого числа волн и соответствующих периодов и займут очень много времени для моделирования каждого состояния моря. Диаграммы рассеяния волн полезны при определении долговременных усталостных повреждений.

Идея диаграммы рассеяния волн состоит в том, чтобы разделить состояние моря на несколько блоков с соответствующей высотой волны и периодом. Повреждение от одного блока не должно превышать 5–10% от общего повреждения. Преимущество этого метода состоит в том, что для расчета усталостного повреждения требуется гораздо меньшее время на вычисления, а результат все равно не будет слишком консервативным. С современными компьютерами, состоящими из многих ядер, время, используемое для моделирования соответствующих случаев нагрузки, является приемлемым.

T(s)		0	2	4	6	8	10	12	14	16	From
H(m)		2	4	6	8	10	12	14	16	18	To
0	1	20000	116300	176400	125300	78350	50570	34440	24640	9105	635105
1	2		16890	293600	491600	348000	202500	118500	73090	24400	2E+06
2	3		59.438	79230	446200	390500	186500	81330	37540	10230	1E+06
3	4			7985	179200	202600	72640	20360	6040	1195	490020
4	5			340.44	39270	57370	14260	2215	360.15	45.317	113861
5	6			6.258	5142	9482	1528	113.39	8.578	0.591	16281
6	7			0.05	417.59	946.86	93.542	2.865	0.085		1461
7	8				21.323	58.278	3.367				82.968
8	9				0.688	2.239	0.073				3
9	10					0.054					0.054
From	To	20000	133249	557562	1E+06	1E+06	528095	256961	141679	44976	4E+06

Рисунок 13.1 Пример блокировки волнового рассеяния [1].

13.2.3 Перемещение усилия и изгибающих моментов

Оценка напряжений в слоях гибкой трубы не является простой, и силы и моменты, рассчитанные в программах глобального анализа, должны быть перенесены в программы,

способные вычислять эти напряжения. Локальные анализы гибких труб выполняются с помощью программ, основанных на одной из аналитических моделей, доступных в главах 9 и 11.

13.2.4 Критерии усталостного проектирования

13.2.4.1 Кривые S-N

Большинство расчетов усталости основаны на кривых S-N. Было показано, что эти кривые дают хорошее приближение к усталостной долговечности. S-N - это аббревиатура для обозначения напряжений и циклов (N) соответственно. Кривые S-N обычно наиболее подходят для усталости с высоким циклом, когда деформация хорошо удерживается в пределах упругого диапазона. Низкоцикловая усталость имеет тенденцию давать напряжения в пластическом диапазоне и лучше описывается методом, основанным на деформации.

Связь между диапазоном напряжений и числом циклов может быть выражена следующим образом:

$$\log(N) = \log(a) - m \log(S) \quad (13.1)$$

где:

N - это число циклов;

S - это диапазон напряжений;

a и m - это факторы, определяемые экспериментами и зависящие от материала.

13.2.4.2 Закон Майнера

Существует много различных предложений для расчета усталости, но наиболее распространенным является Закон Майнера. Закон используется из-за своей простоты и оказался сопоставимым с другими более сложными методами из-за относительно большой неопределенности, связанной с усталостью.

Данный Закон гласит, что повреждение в отношении нагрузки равен

$$D = \frac{1}{N} \quad (13.2)$$

где:

D - это повреждение;

N - общее число циклов, которое может выдержать конструкция в заданном диапазоне напряжений.

Тогда общее повреждение будет суммой всех циклов, и как только повреждение будет известно, можно будет рассчитать ожидаемый срок службы усталости. После того, как известно повреждение за определенный период времени, можно легко найти общий усталостный ресурс.

$$\text{Срок службы} = \frac{T}{D} \quad (13.3)$$

13.3 Учебный пример

13.3.1 Введение

В качестве учебного примера рассматривается газовое месторождение, расположенное в Южно-Китайском море с максимальной глубиной залегания воды 100 м [11]. Среднегодовая скорость ветра составляет 6,8 м/с за 10 минут. Годовая средняя значительная высота волны H_s составляет 1,77 м, соответствующий пиковый период T_p - 8,5 с, а годовая средняя скорость поверхностного течения - 0,8 м/с. На основе статистики морской среды газового месторождения рассматриваются пять морских состояний с различной высотой волн и характерным периодом, а соответствующий спектр JONSWAP для каждого конкретного волнового состояния показан на рис.13.2. Подход равной энергии применяется для дискретизации волнового спектра, и затем генерируется сто линейных волновых компонент для построения нерегулярной случайной волновой последовательности с помощью линейной суперпозиции.

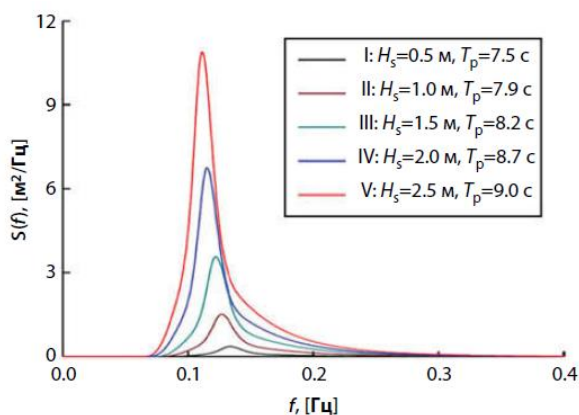


Рисунок 13.2 Спектры JONSWAP для пяти морских состояний [11].

На рис. 13.3 показана часть кривой временной истории случайной волны для каждого волнового состояния, содержащая максимальную высоту волны в глобальном времени 10800 с. Источник времени динамического моделирования трубопроводных систем смещен до 8600 с в истории волн, а указанная продолжительность моделирования составляет 500 с, так что оно может охватывать время, когда возникает максимальная высота волны.

Все глобальные анализы временной области были выполнены программным обеспечением ORCAFLEX с учетом нерегулярной волны и длины моделирования 1200 с, показанной на рис.13.4.

13.3.2 Базовый пример

На рис. 13.5 и 13.6 показан пример 20-минутного временного следа нагрузки на растяжение и кривизну в точке подвеса (а). На рис. 13.7 и 13.8 показан пример 20-минутного временного следа нагрузки на растяжение и кривизну в точке зависания (а). На рис. 13.9 представлен временной ряд напряжений во внутренней броне в точке подвеса (а). На рис. 13.10 представлен временной ряд напряжений в наружной броне в точке подвеса (а). Усталостная долговечность этих двух точек показана в таблице 13.1.

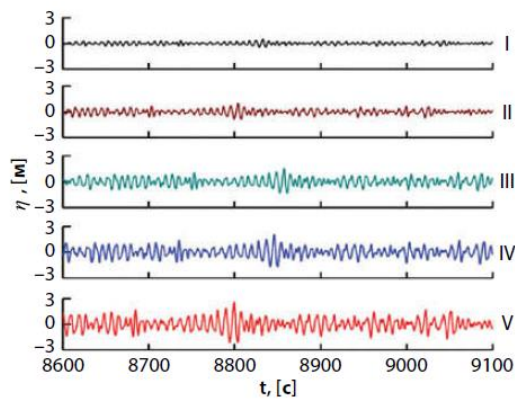


Рисунок 13.3 Кривые временной истории волн для пяти морских государств [11].

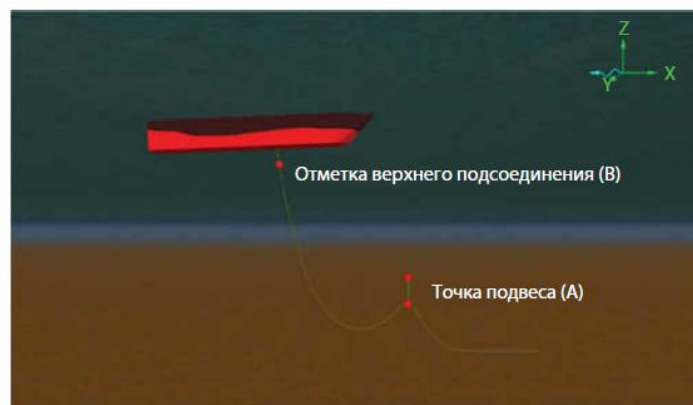


Рисунок 13.4 Конфигурация водоотделяющей колонны.

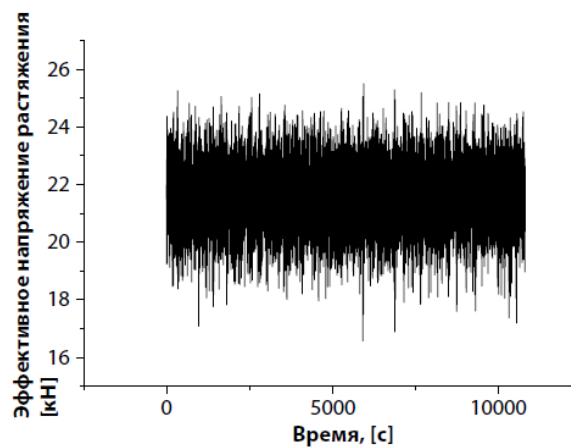


Рисунок 13.5 Временная история напряженности в точке А.

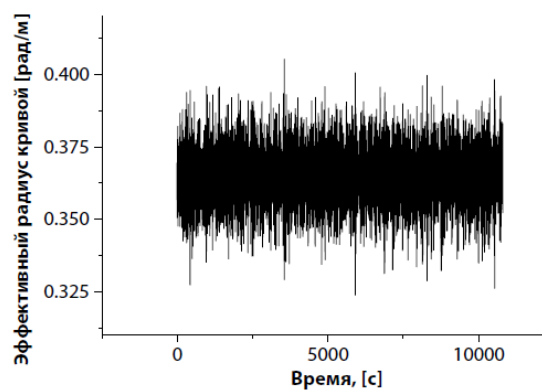


Рисунок 13.6 Временная история кривизны в точке А.

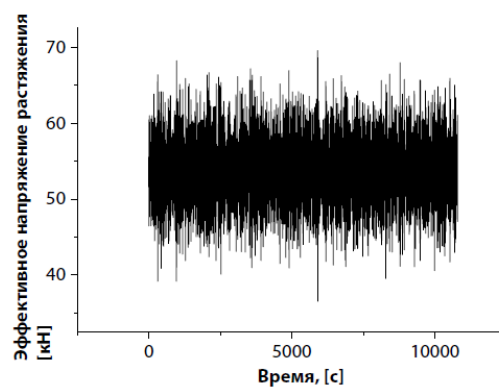


Рисунок 13.7 Временная история напряженности в точке А.

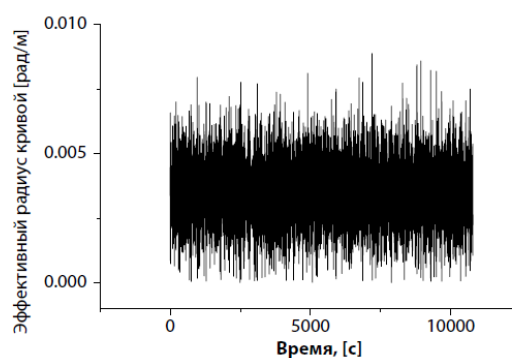


Рисунок 13.8 Временная история кривизны в точке А.

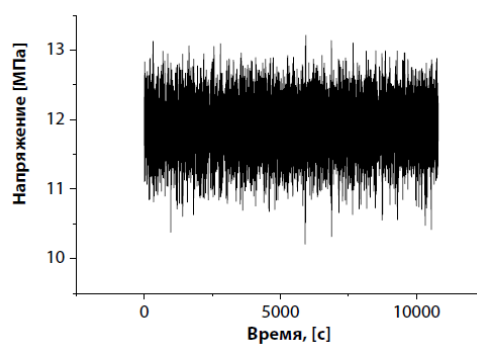


Рисунок 13.9 Временная история напряжений в точке А внутренней брони.

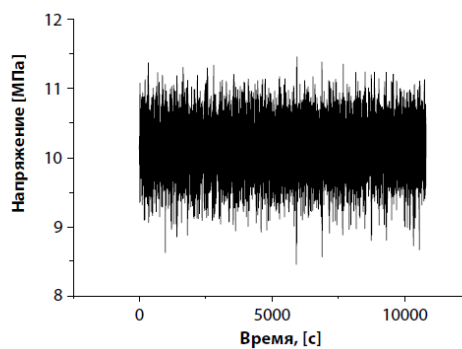


Рисунок 13.10 Временная история напряжений в точке А внешней брони.

Таблица 13.1 Прогнозируемая усталостная долговечность.

Местоположение	Усталостная долговечность (лет)	
	Внутренняя броня	Внешняя броня
Точка подвеса А	1.1418e + 10	1.0441e + 12
Отметка верхнего подсоединения В	3.0449e + 7	1.7375e + 10

13.4 Заключение

Таблица 13.1 показывает, что верхняя точка соединения является более критичной, чем точка подвеса. Также представляет собой изменение усталостной долговечности вдоль проводов внутренней и внешней растяжимой брони, указывающее на то, что внутренняя растяжимая броня имеет более высокие усталостные повреждения.

Прогнозирование усталостной долговечности гибких труб является ключевым вопросом, который необходимо решить для того, чтобы использовать эти конструкции в суровых эксплуатационных и/или экологических условиях или кроме того, возможно расширить использование конструкций в эксплуатации. По сравнению с другими морскими конструкциями, такими как жесткие стальные трубы, расчет усталостной стойкости гибких труб имеет две дополнительные трудности: глобальное и локальное моделирование изгибного гистерезисного отклика этих труб и расчет напряжений в их армирующих слоях. Поэтому оценка усталостной долговечности этих труб является непростой задачей, которую обычно преодолевают с помощью теоретических моделей, предполагающих различные упрощающие гипотезы, приводящие к довольно консервативным результатам. Эти результаты могут затруднить их использование в ранее заявленных условиях, и поэтому требуются менее консервативные подходы.

Использованная литература

1. М.Я. Шихан, В.Ф. Грилиш, А.М. Харт, Р. Дж. Смит Характеристика волновой среды при усталостном анализе гибких водоотделяющих колонн. Журнал морской механики и Арктической инженерии. 128, 108–18, 2006.
2. Н. Нильсен, Н. Веппенаар, Д. де ла Кур, С. Кристенсен. Управление усталостью в глубоководных гибких колоннах. Оффшорная технологическая конференция: 2008.
3. Р. Смит, П.О'Брайен, Т. О'Салливан, К. Вейбе. Анализ усталости несвязанных гибких колонн с нерегулярными волнением и гистерезисом. Оффшорная технологическая конференция: 2007.
4. С.А. Лемос, Ф.Дж.Соуза, Дж.Соуза. Гибкая переоценка усталости колонны для продления срока службы. ASME 2008 27-я Международная конференция по морской механике и арктической инженерии: Американское общество инженеров-механиков; п. 601–6, 2008.
5. Y. Чжан, Б. Чэнь, Л. Цю, Т. Хилл, М. Кейс. Современные аналитические инструменты улучшают оптимизацию несвязанных гибких труб для глубоководных сред. Оффшорная технологическая конференция: 2003.
6. Ж. Ферет, К. Бурназель, Ж. Риго. Оценка ожидаемой продолжительности жизни гибких труб в динамических условиях. Оффшорная технологическая конференция: 1986.
7. Р.Дж. Смит, В. Стойка. Усталостная конструкция гибких стояков с не сухой затрубным пространством. Оффшорная технологическая конференция: 2008.

8. З. Тан, П. Куиггин, Т. Шелдрейк. Моделирование во временной области 3D-гистерезисного поведения изгиба несвязанной гибкой колонны. Журнал морской механики и Арктической инженерии. 131, 031301, 2009.
9. Ф. Грилиш, Р. Смит, Дж.Циммерман. Новые отраслевые рекомендации по анализу усталости несвязанных гибких колонн. Оффшорная технологическая конференция: 2006.
10. М. Р. де Соуза, Ф. де Соуза, М.В. де Сикейра, Л. В. Сагрило, С.А.Д.-де-Лемос. Теоретический подход к прогнозированию усталостной долговечности гибких труб. Журнал прикладной математики, 2012, 2012.
11. С.Ф. Гун, П.Сюй. Влияние состояния моря на динамическое поведение морских трубопроводов для глубоководной прокладки. Морская инженерия, 111, 398–413, 2016.

Часть III

ГИБКИЕ ТРУБЫ, АРМИРОВАННЫЕ СТАЛЬЮ

14

Гибкие трубы, армированные сталью под внутренним давлением

14.1 Введение

По сравнению с обычными стальными трубами композитные трубы все чаще используются в нефтегазовой промышленности благодаря своим лучшим механическим свойствам и коррозионной стойкости. Как правило, композитная труба состоит из трех слоев: внешнего слоя ПЭВП для защиты от внешних повреждений, армирующего слоя для обеспечения сопротивления внутреннему давлению и внутреннего слоя ПЭВП для защиты от утечки, обеспечивающего коррозионную стойкость транспортируемых материалов. Было проведено много исследований пластиковых труб, армированных волокном, и пластиковых труб, армированных стальной проволокой. Однако существует несколько публикаций, посвященных гибким трубам, армированным сталью (SRFP), возможно, из-за того, что промышленное применение этого вида труб все еще не очень распространено. Типичная структура SRFP показана на рис.14.1.

В данной главе вводится четырехслойный SRFP и исследуются его механические свойства. Часть анализа основана на “Анализе термопластиковой трубы, армированной стальной полосой под внутренним давлением” [1].

14.2 Применения

В целом, SRFP можно прокладывать на шельфе, на суше и даже на пересеченной местности без дополнительных защитных мер. В некоторых случаях стальные армирующие слои могут обеспечивать электрическую непрерывность и действовать как трассирующие провода.

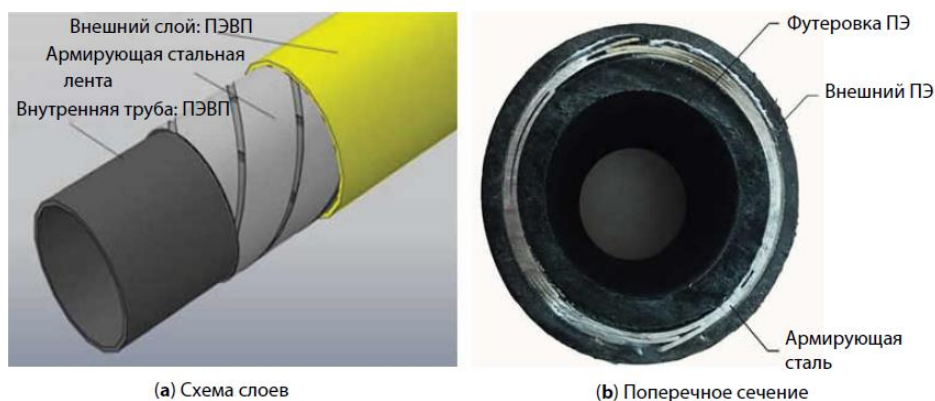


Рисунок 14.1 Типичная структура SRFP (предоставлено OPR Inc.).



Рисунок 14.2 Морское применение гибких труб, армированных сталью.

14.2.1 Применение на шельфе

Одним из примеров применения такой трубы является проект "PDVSA", проведенный на озере Маракайбо в Венесуэле. Глубина воды составляет менее 40 м, как показано на рис.14.2, а технические характеристики труб приведены ниже.

14.2.2 Применение на суше

Гибкие трубы, армированные сталью идеально подходят для использования на суше ввиду дополнительной изоляции. Примером является тундра, где открытые линии могут быть проложены с минимальной инфраструктурой, такой как опоры, и во многих случаях могут быть проложены без дорог.

Для работы в пустыне имеется дополнительный белый внешний экран, устойчивый к ультрафиолетовому (ультрафиолетовому) излучению, для защиты от длительного воздействия солнечного излучения высокой интенсивности.

Таблица 14.1 Технические характеристики труб, используемых в проекте PDVSA.

Применение	Диаметр	Количество труб	Общая длина (км)
Природный газ	2-дюйм.	1500	688
Сырая нефть	4 дюйм.	750	1028
Сырая нефть	6-дюйм.	750	329

14.2.3 Восстановление

Гибкие трубы, армированные сталью особенно привлекательны для восстановления, поскольку они обладают присущей им способностью удерживать давление и, таким образом, не зависят от структурной целостности трубопроводов, через которые они протягиваются.

14.3. Проектирование и производство

14.3.1 Стандарты проектирования

Общепризнанные стандарты проектирования SRFP включают API RP 15S, API 17J, API 17K, API RP 17B [2], разработанные американским нефтяным институтом (API) и ISO 13628-4. API 17J - это спецификация для несвязанных гибких труб, армированных сталью API 17K - это спецификация гибких стальных труб, отличающаяся от требований к концевым фитингам и некоторым требованиям к соединительным трубам. API RP 17B является рекомендуемой практикой для испытаний и квалификации гибких стальных труб. ISO 13628-2 - это документ ISO, основанный на API 17J, использующий идентичную нумерацию для большинства разделов.

API RP 15S может быть применен для наземного применения стальных армированных гибких труб и включает в себя рекомендации по определению свойств материалов, номинальных давлений, коэффициентов безопасности, эксплуатационных факторов и минимальных эксплуатационных требований. Он также включает в себя рекомендации по производству, испытаниям контроля качества и типичным методам монтажа.

14.3.2 Производство

14.3.2.1 Введение

Гибкая труба, армированная сталью в катушке - это своего рода композитная труба, разработанная на международном уровне в последние годы; ее основными характеристиками являются коррозионная стойкость/высокая выносливость рабочего давления и сохранение гибкости в то же время, она может быть выполнена в виде катушки (непрерывной трубы) длиной от десятков метров до километров в одной катушке.

На рис. 14.3 показана производственная линия для изготовления гибкой трубы, армированной сталью от экструзии внутреннего слоя до намотки готового изделия. Одноступенчатый процесс непрерывного производства обеспечивает стабильность качества продукции. Технология соэкструзии сырья и автоматически контролируемое натяжение обмотки устраняют слабость напряжения.



Рисунок 14.3 Производственная линия для гибких труб, армированных сталью.

Как показано на рис. 14.1, SRFP включает в себя три слоя:

- Внутренний ПЭ слой
- Армирующий слой стальной полосы
- Внешний ПЭ слой

14.3.2.2 Внутренний и внешний слои

Для SRFP внутренний и внешний слои представляют собой полиэтилен высокой плотности (ПЭВП, в основном PE100). Определенный сорт ПЭВП был сертифицирован в соответствии с API 17J. Другие сорта ПЭ считаются сертифицированными на основании их сходного состава и свойств. Внутренний и внешний слой SRFP обычно использует сажу для блокирования ультрафиолетового излучения и поглощения падающего света. Нагрев трубы в дневное время, таким образом, увеличивает ее анти-деградационную способность.

Дополнительным защитным материалом является желтый полиэтилен, содержащий пакет красителей, стабилизаторов и антиоксидантов. Красители определяют цвет трубы, в то время как стабилизаторы минимизируют повреждение полимерных цепей из-за тепла и ультрафиолетового облучения. Антиоксиданты задерживают радикалы, образующиеся при расщеплении цепи, ограничивая каталитическую реакцию радикалов с рассеянным кислородом, что вызывает дополнительные расщепления цепи.

14.3.2.3 Армирующие слои стальной ленты

Слои стальной ленты обеспечивают кольцо и осевую прочность трубы. Слои состоят из четырех спирально намотанных стальных полосовых усилителей. Соседние армирующие слои имеют противоположную ориентацию слоя ($\pm 55^\circ$) относительно осевого направления трубы. При выборе материалов для слоев следует учитывать прочность, вязкость и устойчивость к химическим веществам в затрубном пространстве. Растягивающие слои не подвергаются воздействию буровой жидкости; вместо этого они находятся в значительно более мягкой среде кольцевого пространства.

14.3.2.3 Концевая арматура

Стандартный концевой соединитель, как показано на рис.14.4(а), представляет собой приподнятый торцевой фланец ANSI, состоящий из притертого фланцевого кольца из углеродистой стали и заглушки из нержавеющей стали, которая действует как поворотный фланец. Конец заглушки приварен к концевому фитингу в заводских условиях. Один и тот же концевой фитинг и заглушка подходят для использования с фланцами класса 300, 400, 600 и 900. Приварка заглушки к концевому фитингу надежно прикрепляет кольцо к концевому фитингу. Поскольку для разных классов ANSI требуются кольца с разными размерами, необходимо уточнить класс фланца до сборки концевой фитинга. Фланцы ANSI обычно соединяются с помощью шпилек и гаек и обычно герметизируются спирально намотанной металлической прокладкой. Чтобы избежать чрезмерного накопления статического электричества в трубе, концевой фитинг должен быть электрически соединен с армирующими слоями стальной полосы.

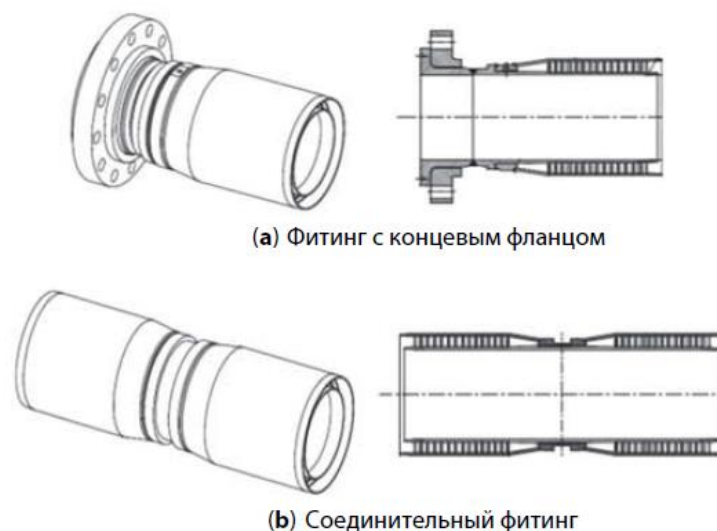


Рисунок 14.4 Концевые фитинги.

Таблица 14.2 Вес концевых фитингов с фланцем

Класс ANSI	2-дюйм. концевой фитинг	3-дюйм. концевой фитинг	3-дюйм. концевой фитинг	6-дюйм. концевой фитинг
	[Kg]	[Kg]	[Kg]	[Kg]
300	Н/П	12	18	31
400	Использовать CL600	Использовать CL600	Использовать CL600	Использовать CL600
600	6	12	22	43
900	Н/П	17	27	56
Средняя линия		12	16	33

Концевой фитинг завершает конец трубы, поддерживает целостность конструкции трубы, герметизирует внутренний и наружный экструдированные слои и обеспечивает крепление, на которое могут передаваться нагрузки натяжения и давления на конструкцию трубы. Он взаимодействует между трубой и соединителем, таким как фланец или заглушка с подготовкой сварного шва. Соединитель сопрягается с другими трубами или производственными объектами.

На рис. 14.4(б) показан концевой фитинг средней линии, используемый в SRFP. Этот фитинг используется для соединения двух длин SRFP вместе без промежуточного фланцевого или сварного соединения. API 17J определяет тяжелые и сложные сборные концевые фитинги типа, традиционно используемого с морскими несвязанными гибкими стальными трубами. Они скреплены болтами из нескольких компонентов и заполнены заливочным компаундом и имеют фитинг типа API 17K.

Примерные веса концевых фитингов (включая фитинги средней линии) для различных классов ANSI приведены в таблице 14.2.

Формирование концевого фитинга осуществляется специализированным гидравлическим прессом или обжимным агрегатом. Обжимное оборудование включает в себя прессование, гидравлический силовой агрегат (ГСУ), систему управления и оснастку.

14.4 Аналитическое решение

14.4.1 Механические свойства

Практика и стандарты, рекомендованные API 17, еще не были обновлены, чтобы отразить характеры трубы SRFP, поскольку это относительно новый вариант несвязанной гибкой трубы. Согласно API 17B, существует пять видов несвязанных и скрепленных гибких труб; SRFP обладают характеристиками как несвязанного гладкоствольного семейства изделий I, так и несвязанного грубого семейства изделий II. Данный раздел в основном посвящен механическим свойствам трубы под внутренним давлением, и некоторые отклонения могут быть полезны инженерам в смежных областях.

Некоторые важные механические свойства, определенные для SRFP включают в себя:

Жесткость при изгибе - эквивалентная кратковременная ЭИ или изгибная жесткость негерметичной трубной конструкции при 23 °С, где E - модуль Юнга, а I - момент инерции площади. Радиус кривизны определяется таким образом:

$$\rho = \frac{EI}{M} \quad (14.1)$$

Большая часть жесткости при изгибе обусловлена эффектом полимерных слоев для SRFP. Поскольку свойства ПЭ зависят от температуры и времени, EI увеличивается с падением температуры и уменьшается со временем разветвления.

Давление разрыва – Манометрическое давление, необходимое для разрыва трубы при температуре окружающей среды без применения других нагрузок. Это предельное значение отказа при номинальных условиях испытаний, и труба не может надежно эксплуатироваться в этих условиях.

Давление смятия - в основном из-за гидростатического давления, которое линейно с глубиной воды.

Радиус изгиба при монтаже, IBR – минимально допустимый радиус трубы при монтаже с низким внутренним давлением, измеряемый до внутреннего радиуса трубы. Для обеспечения безопасной установки радиус изгиба при монтаже должен быть равен минимальному рабочему радиусу изгиба после разгрузки с подающей бобины.

Рабочий радиус изгиба – минимально допустимый радиус изгиба трубы при давлении в трубе, измеряемый до внутреннего радиуса трубы.

Кратковременное давление смятия - внешнее гидростатическое манометрическое давление, необходимое для того, чтобы гибкая конструкция трубы мгновенно прогибалась при температуре 23 °С при атмосферном давлении, приложенном к отверстию.

При внешнем гидростатическом нагружении, труба консервативно рассматривается как две концентрические полиэтиленовые трубы. Кроме того, сталь обеспечивает некоторую способность к смятию. Способность трубы выдерживать смятие зависит от ряда факторов, главным образом от диаметра и толщины трубы, овальности и особенно от модуля упругости пэ. Модуль упругости ПЭ изменяется в зависимости от температуры, времени и степени пластификации в присутствии определенных углеводородов. После того, как эти факторы будут рассмотрены, коэффициент безопасности применяется для определения коэффициента смятия. Другие факторы, такие как кривизна трубы, как ожидается, не окажут существенного влияния на давление смятия.

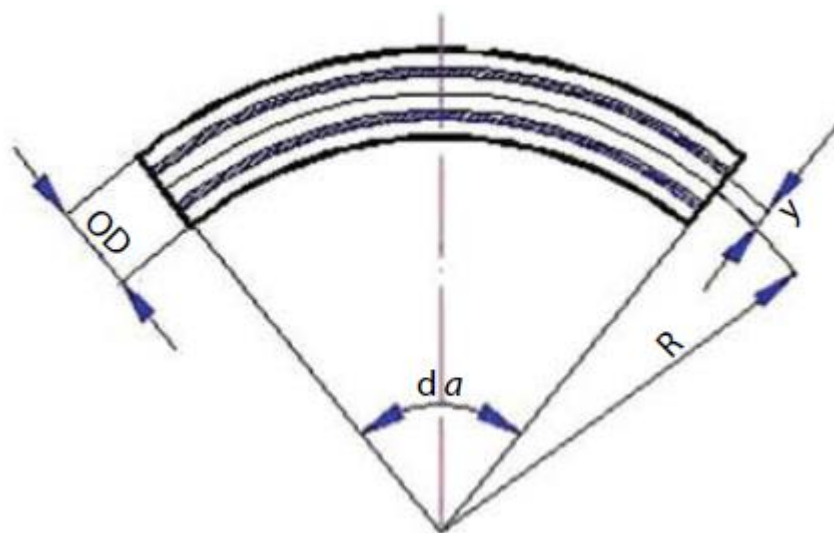


Рисунок 14.5 Вид сечения трубы при изгибающем моменте.

Радиус изгиба при хранении, SBR Минимально допустимый радиус трубы при хранении на катушке, измеренной до внутреннего радиуса трубы. SBR рассчитывается в соответствии с разделом С. 2.9 приложения С в API 15LE, который допускает максимальную деформацию полимера в 5,5%.

Минимальный радиус изгиба, МРИ – Приложение момента к гибкой стальной трубе заставляет ее отклоняться до радиуса, определяемого приложенной нагрузкой и жесткостью трубы (EI). Большая часть жесткости при изгибе трубы обусловлена полимерными слоями. МРИ трубы зависит от МРИ наружного слоя ПЭВП, как показано на рис. 14.5.

Деформация ε определяется таким образом:

$$\varepsilon = \frac{y}{R} \quad (14.2)$$

где y - расстояние до нейтрального слоя, а R - радиус изгиба.

Максимальное напряжение определяется таким образом:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{y_{\max}}{R} = \frac{OD}{2R} \quad (14.3)$$

Для наружного слоя ПЭВП,

$$\sigma_{\max} = E_{pe} \varepsilon_{\max} \quad (14.4)$$

Подставляя уравнение (14.3) в уравнение (14.4), МРИ внешнего слоя ПЭВП можно записать в виде,

$$R_{pe} = E_{pe} \frac{OD}{2\sigma_{\max}} \quad (14.5)$$

где σ_{max} - предел прочности ПЭВП.

Со временем жесткость трубы на изгиб уменьшается по мере ползания и расслабления полимера. При постоянном моменте прогиб трубы имеет тенденцию несколько увеличиваться со временем. MBR обозначает минимальный допустимый радиус трубы в условиях хранения, монтажа и эксплуатации.

14.4.2 Допущения

Структура и свойства SRFP предполагается следующим образом:

1. SRFP состоит из шести слоев: внутреннего слоя ПЭВП, четырех спирально намотанных слоев армирования стальной полосы и внешнего слоя ПЭВП. Соседние армирующие слои имеют противоположную ориентацию слоя ($\pm\Phi$) относительно осевого направления трубы, как показано на рис. 14.6.
2. Стальная полоса и материалы из ПЭВП являются однородными, изотропными и непрерывными, без начальных дефектов при изготовлении.
3. Стальные полосы и слои ПЭВП считаются эластичными в процессе анализа.

14.4.3 Анализ напряжений

Как показано на рис. 14.6, в трубе установлена цилиндрическая система координат, где r представляет радиальное направление, θ - направление кольца, az - осевое направление. При воздействии внутреннего давления смещение обруча u_θ равно нулю. Ввиду осесимметричной структуры трубы напряжение и деформация не зависят от θ , и предполагается, что поле смещения равно [3],

$$u_r = u_r(r), \quad u_\theta = u_\theta(r, z), \quad u_z = u_z(z) \quad (14.6)$$

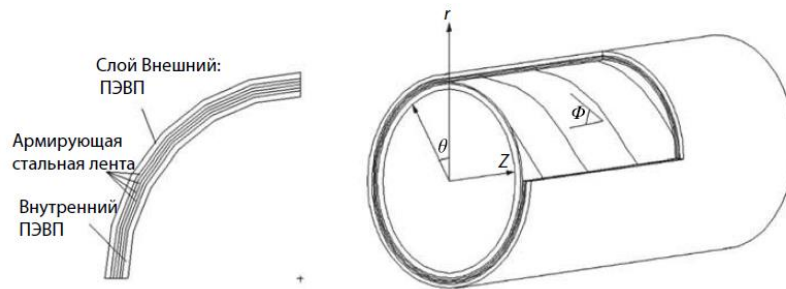


Рисунок 14.6 Схематическая иллюстрация SRFP (четыре слоя армирования).

где u_r , u_θ и u_z обозначают соответственно радиальное, кольцевое и осевое смещения.

Предполагается, что для каждого слоя трубы нет массовых сил; напряжение должно удовлетворять уравнениям равновесия:

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta r}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{zr}}{\partial z} + \frac{\sigma_r - \sigma_z}{r} = 0 \quad (14.7a)$$

$$\frac{\partial \tau_{\theta r}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{z\theta}}{\partial z} + \frac{2\tau_{\theta r}}{r} = 0 \quad (14.7b)$$

$$\frac{\partial \tau_{zr}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{z\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\tau_{zr}}{r} = 0 \quad (14.7c)$$

Отношения деформации и смещения можно описать следующим образом:

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r}, \quad \varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z}$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r}{r} \quad (14.8a)$$

$$\gamma_{z\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + \frac{\partial u_\theta}{\partial z}, \quad \gamma_{zr} = \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial z} \quad (14.8b)$$

Подставляя уравнение (14.1) в уравнение (14.2 а)–(14.2 с) и уравнение (14.3 а)–(14.3 б), уравнения равновесия можно переписать следующим образом:

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0 \quad (14.9a)$$

$$\frac{\partial \tau_{\theta r}}{\partial r} + \frac{2\tau_{\theta r}}{r} = 0 \quad (14.9b)$$

$$\frac{\partial \tau_{zr}}{\partial r} + \frac{\tau_{zr}}{r} = 0 \quad (14.9c)$$

Уравнение деформаций-перемещений можно упростить следующим образом

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r}, \quad \varepsilon_\theta = \frac{u_r}{r}, \quad \varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z} = \varepsilon_0 \quad (14.10a)$$

$$\gamma_{zr} = 0, \quad \gamma_{\theta r} = \frac{\partial u_\theta}{\partial r}, \quad \gamma_{z\theta} = \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \quad (14.10b)$$

Для некоторой длины трубы, которая считается однородной и осесимметричной, $\gamma_{\theta\theta}$ представляет собой кручение на единицу длины и линейно по радиусу r .

Уравнения напряжений в полярных координатах записываются в виде [4]:

$$\sigma_r = \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial r}$$

$$\sigma_\theta = \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} \quad (14.11)$$

В котором ϕ является функцией воздушного стресса.

14.4.3.1 Свойства слоя

Материалы ПЭВП наружного и внутреннего слоев считаются изотропными и непрерывными. Внеосевая матрица гибкости S^{-k} представлена в виде

$$\bar{S}^k = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_k} & -\frac{\mu_k}{E_k} & -\frac{\mu_k}{E_k} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\mu_k}{E_k} & \frac{1}{E_k} & -\frac{\mu_k}{E_k} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\mu_k}{E_k} & -\frac{\mu_k}{E_k} & \frac{1}{E_k} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_k} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_k} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_k} \end{bmatrix} \quad (14.12)$$

И внеосевая матрица жесткости $\bar{C}^{(k)}$ может быть получена в виде

$$\bar{C}^{(k)} = (\bar{S}^{(k)})^{-1} \quad (14.13)$$

Где $k = 1, 6$ представляет собой внутренний и внешний ПЭВП соответственно. Индикация слоев и радиусов показана ниже на рис. 14.7.

Армирующие слои изотропны и монотонны. Матрица жесткости по оси $C^{(k)}$ слоев задается формулой:

$$\bar{C}^{(k)} = (S^{(k)})^{-1} \quad (14.14)$$

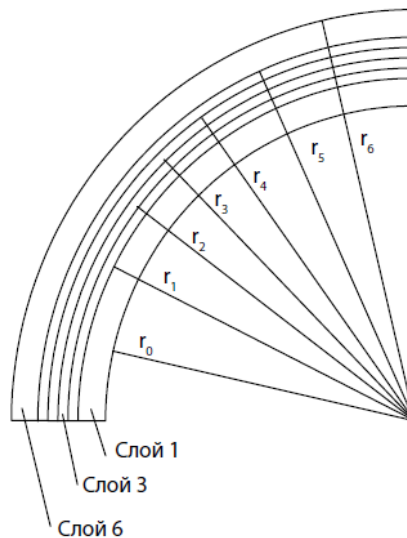


Рис. 14.7 Индикация слоев и радиусов на разрезе трубы.

$$S^{(k)} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_T} & -\frac{\mu_{TL}}{E_L} & -\frac{\mu_{Tr}}{E_r} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\mu_{TL}}{E_T} & \frac{1}{E_L} & -\frac{\mu_{Lr}}{E_r} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\mu_{Tr}}{E_T} & -\frac{\mu_{Lr}}{E_L} & \frac{1}{E_r} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{Lr}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{Tr}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{TL}} \end{bmatrix}^{(k)} \quad (14.15)$$

Внеосевая матрица жесткости может быть выражена следующим образом:

$$\bar{C}^{(k)} = T_{\sigma}^{(k)} C^{(k)} (T_{\sigma}^{(k)})^T \quad (14.16)$$

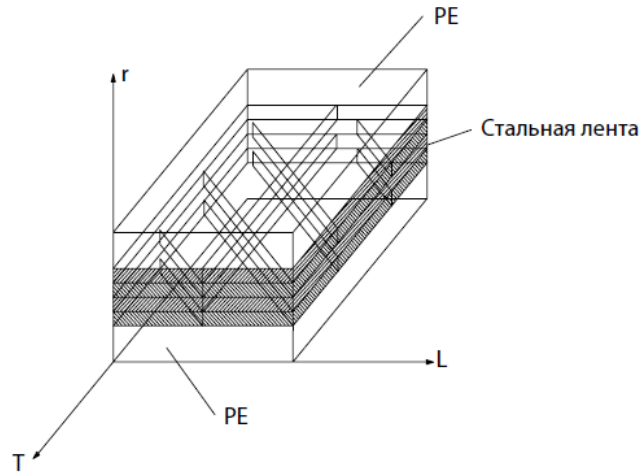


Рисунок 14.8 Вид сечения слоев трубы.

где $m = \cos \alpha$, $n = \sin \alpha$, α -угол намотки стальной полосы от оси трубы, а $k = 2, 3, 4, 5$ представляют слои армированной стальной ленты. T и L обозначают направление намотки вдоль стальных полос и вертикальное направление направления намотки, как показано на рис. 14.8.

14.4.3.2 Напряженно-деформированные отношения слоев ПЭВП

В качестве изотропных материалов напряженно-деформированные отношения слоев ПЭВП задаются в виде

$$\begin{Bmatrix} \sigma_z \\ \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{\theta r} \\ \tau_{zr} \\ \tau_{z\theta} \end{Bmatrix}^{(k)} = \begin{bmatrix} \bar{C}_{11} & \bar{C}_{12} & \bar{C}_{13} & 0 & 0 & 0 \\ \bar{C}_{21} & \bar{C}_{22} & \bar{C}_{23} & 0 & 0 & 0 \\ \bar{C}_{31} & \bar{C}_{31} & \bar{C}_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{C}_{44} & \bar{C}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{C}_0 & \bar{C}_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \bar{C}_{66} \end{bmatrix}^{(k)} \begin{Bmatrix} \varepsilon_z \\ \varepsilon_\theta \\ \varepsilon_r \\ \gamma_{\theta r} \\ \gamma_{zr} \\ \gamma_{z\theta} \end{Bmatrix}^{(k)} \quad (14.18)$$

Комбинируя уравнение (14.18), уравнение (14.3 а), уравнение (14.3 б), уравнение (14.4 а), уравнение (14.4 б) и уравнение (14.4 с), выражения μr , μz и $\mu \theta$ слоев ПЭВП получают в виде [4-5]:

$$u_{\theta}^{(k)} = \gamma_0 r z \quad (14.19a)$$

$$u_z^{(k)} = \varepsilon_0 z \quad (14.19b)$$

$$u_r^{(k)} = D^{(k)} r^{\beta^{(k)}} + E^{(k)} r^{-\beta^{(k)}} + \alpha_1^{(k)} \varepsilon_0 r + \alpha_2^{(k)} \gamma_0 r^2 \quad (14.19c)$$

где,

$$\beta^{(k)} = \sqrt{\bar{C}_{22}^{(k)} / \bar{C}_{33}^{(k)}} \quad (14.20a)$$

$$\alpha_1^{(k)} = \frac{\bar{C}_{12}^{(k)} - \bar{C}_{13}^{(k)}}{\bar{C}_{33}^{(k)} - \bar{C}_{22}^{(k)}} \quad (14.20b)$$

$$\alpha_2^{(k)} = \frac{\bar{C}_{26}^{(k)} - 2\bar{C}_{36}^{(k)}}{4\bar{C}_{33}^{(k)} - \bar{C}_{22}^{(k)}} \quad (14.20c)$$

Поскольку исследованные здесь слои ПЭВП считаются изотропными, существуют $\bar{C}_{22}^{(k)} / \bar{C}_{33}^{(k)} = 1$, $\bar{C}_{12}^{(k)} / \bar{C}_{13}^{(k)} = 0$, $\bar{C}_{26}^{(k)} / \bar{C}_{36}^{(k)} = 0$, что приводит к $\beta^{(k)} = 1, \alpha_1^{(k)} = \alpha_2^{(k)} = 0$. $A^{(k)}, B^{(k)}, D^{(k)}, E^{(k)}$ которые являются неизвестными константами.

14.4.3.3 Напряженно-деформированные отношения слоев стальной полосы

Для армирующих слоев стальной ленты соотношение напряжений и деформаций каждого слоя определяется следующим образом

$$[\bar{\sigma}]^{(k)} = \bar{C}^{(k)} [\bar{\varepsilon}]^{(k)}$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_z \\ \sigma_{\theta} \\ \sigma_r \\ \tau_{\theta r} \\ \tau_{zr} \\ \tau_{z\theta} \end{Bmatrix}^{(k)} = \begin{bmatrix} \bar{C}_{11} & \bar{C}_{12} & \bar{C}_{13} & 0 & 0 & \bar{C}_{16} \\ \bar{C}_{21} & \bar{C}_{22} & \bar{C}_{23} & 0 & 0 & \bar{C}_{26} \\ \bar{C}_{31} & \bar{C}_{31} & \bar{C}_{33} & 0 & 0 & \bar{C}_{36} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{C}_{44} & \bar{C}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{C}_{45} & \bar{C}_{55} & 0 \\ \bar{C}_{61} & \bar{C}_{62} & \bar{C}_{63} & 0 & 0 & \bar{C}_{66} \end{bmatrix}^{(k)} \begin{Bmatrix} \varepsilon_z \\ \varepsilon_{\theta} \\ \varepsilon_r \\ \gamma_{\theta r} \\ \gamma_{zr} \\ \gamma_{z\theta} \end{Bmatrix}^{(k)} \quad (14.21)$$

Комбинируя уравнение (14.21), уравнение (14.3 а), уравнение (14.3 б), уравнение (14.4 а), уравнение (14.4 б) и уравнение (14.4 с), выражения μr , μz и $\mu \theta$ слоев в ПЭВП получают в виде [6]:

$$u_{\theta}^{(k)} = \gamma_0 r z \quad (14.22a)$$

$$u_z^{(k)} = \varepsilon_0 z \quad (14.22b)$$

$$u_z^{(k)} = D^{(k)} r^{\beta^{(k)}} + E^{(k)} r^{-\beta^{(k)}} + \alpha_1^{(k)} \varepsilon_0 r + \alpha_2^{(k)} \gamma_0 r^2 \quad (14.22c)$$

Материал, используемый в слоях стальной полосы, представляет собой углеродистую сталь и считается изотропным и монотонным. На основе этих допущений получены следующие уравнения,

$$E_T = E_L = E_r = E_{steel} \quad (14.23a)$$

$$\mu_{TL} = \mu_{Tr} = \mu_{Lr} = \mu_{steel} \quad (14.23b)$$

$$G_{TL} = G_{Tr} = G_{Lr} = G_{steel} \quad (14.23c)$$

которые в дальнейшем приводят к результату $\beta^{(k)} = 1$, $\alpha 1^{(k)} = \alpha 2^{(k)} = 0$ в правой части уравнения. (14.22 в).

$$\beta^{(k)} = 1, \alpha_1^{(k)} = \alpha_2^{(k)} = 0 \text{ in Eq. (14.22c).}$$

14.4.4 Граничное условие

Пластиковая труба, армированная стальной лентой - это своего рода неограниченная труба, где соседние слои свободно скользят друг от друга. Однако, когда труба находится под внутренним давлением, каждый слой плотно сжимается так, что перемещения и напряжения можно считать непрерывными вдоль границ раздела, что дает следующие уравнения граничных условий,

14.4.4.1 Граничное условие напряжений

$$\sigma_r^{(1)}(r_0) = -p_0 \quad \sigma_r^{(6)}(r_6) = 0 \quad (14.24a)$$

$$\tau_{\theta r}^{(1)}(r_0) = \tau_{zr}^{(1)}(r_0) = 0 \quad \tau_{\theta r}^{(6)}(r_6) = \tau_{zr}^{(6)}(r_6) = 0 \quad (14.24b)$$

14.4.4.2 Состояние интерфейса

Условия сопряжения определяют, что радиальное смещение, смещение кольца, радиальное напряжение и распределение сдвига должны быть непрерывными.

$$u_r^{(k)}(r_k) = u_r^{(k+1)}(r_k) \quad (14.25a)$$

$$u_{\theta}^{(k)}(r_k) = u_{\theta}^{(k+1)}(r_k) \quad (14.25b)$$

$$\sigma_r^{(k)}(r_k) = \sigma_r^{(k+1)}(r_k) \quad (14.25c)$$

$$\tau_{zr}^{(k)}(r_k) = \tau_{zr}^{(k+1)}(r_k) \quad (14.25d)$$

$$\tau_{\theta r}^{(k)}(r_k) = \tau_{\theta r}^{(k+1)}(r_k) \quad (14.25e)$$

где $k = 1, 2, \dots, 5$.

14.4.4.3 Уравнение равновесия осевой силы

Для некоторой длины трубы с закрытыми концами и при отсутствии силы тела уравнение равновесия осевой силы может быть выражено в виде [7-8],

$$2\pi \sum_{k=1}^n \int_{r_{k-1}}^{r_k} \sigma_z^{(k)}(r) r dr = \pi r_0^2 p_0 \quad (14.26)$$

14.4.4.4 Уравнение баланса кручения

$$2\pi \sum_{k=1}^n \int_{r_{k-1}}^{r_k} \tau_{z\theta}^{(k)}(r) r^2 dr = 0 \quad (14.27)$$

Для n -слойной композиционной структуры трубы имеется $2N + 2$ неизвестных констант, D^k , E^k , ε_0 и γ_0 , которые должны быть определены. Уравнение (14.24 а), уравнение (В 14.25), уравнение (14.25 с), уравнение (14.26), уравнение (14.27) могут дать $2N + 2$ уравнений и решить одновременные уравнения, неизвестные константы могут быть определены.

14.5 Анализ КЭ

ABAQUS используется для моделирования механического поведения SRFP под внутренним давлением. Рис. 14.9 показана КЭ модель SRFP, в которых внутренние и наружные слои ПЭВП создаются как твердого целого и в зацепление с шестигранным элементов типа C3D8R в то время как слои стальной полосы создаются как элемент оболочки с основного корпуса, находящаяся в зацеплении с четырехугольными элементами типа S4R. Оба конца полосы зацеплены треугольными элементами типа S3.

В несвязанной композитной пластиковой трубе не было предпринято никаких мер, чтобы предотвратить скольжение слоев друг мимо друга под внутренним давлением. Взаимодействие между слоями задается как “поверхность к поверхности”. Тангенциальное поведение определяется коэффициентом трения, равным 0,25, а нормальное поведение устанавливается как “жесткий контакт”, чтобы предотвратить проникновение. Внутреннее давление, которое будет действовать на трубу, определяется как внешняя “сила прибоа” на внутренней стенке самого внутреннего слоя.

14.6 Результаты и обсуждение

Для того, чтобы прогнозировать напряжение слоев под действием внутреннего давления, используется аналитическое решение и анализ КЭ. Модель состоит из двух слоев арматуры, и каждый слой состоит из четырех стальных полос. Конкретные параметры перечислены ниже в таблицах 14.3 и 14.4.

14.6.1 Анализ напряжений на слое 2

Для сравнения с аналитическим решением был также введен анализ КЭ. Как уже упоминалось, труба с закрытыми концами подвергается только внутреннему давлению и свободно деформируется в шести DOF. Согласно исследованиям, проведенным Чжэном [7, 9], значения напряжений на внутреннем армирующем слое несколько больше, чем на внешнем. Поскольку труба состоит из четырех армирующих слоев, предполагается, что труба разрушается, когда напряжение по Мизесу на самом внутреннем армирующем слое, как показано на рис. 14.10, достигает своего предела. Один случайный элемент на этом слое выбирается для расчета вариаций напряжений с увеличением внутреннего давления.

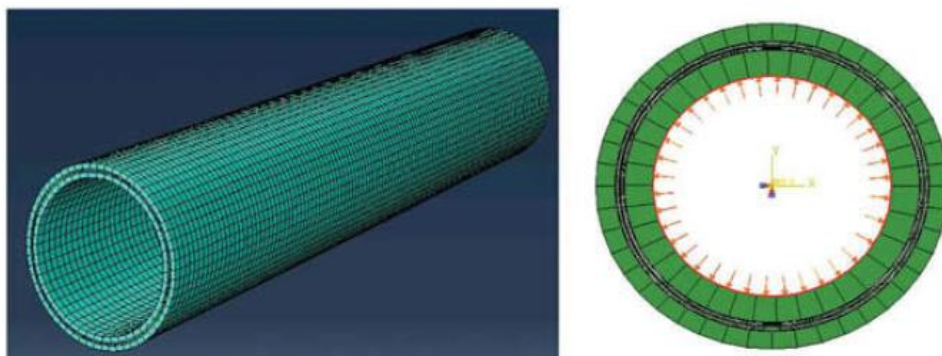


Рисунок 14.9 Модель модели КЭ для SRFP в ПО ABAQUS

Таблица 14.3 Параметры труб.

Параметры	Значение
Внутренний радиус (мм)	76
Внутренняя толщина ПЭ (мм)	5.4
Толщина стальной полосы (мм)	1.5
Внешняя толщина ПЭ (мм)	5.4
Внешний радиус (мм)	87.3
Угол намотки (°)	54.7/+54.7

Таблица 14.4 Материальные константы.

Свойства	Сталь	ПЭВП
E (МПа)	210000	1002
ν	0.26	0.45
G(МПа)	83333.33	345.52

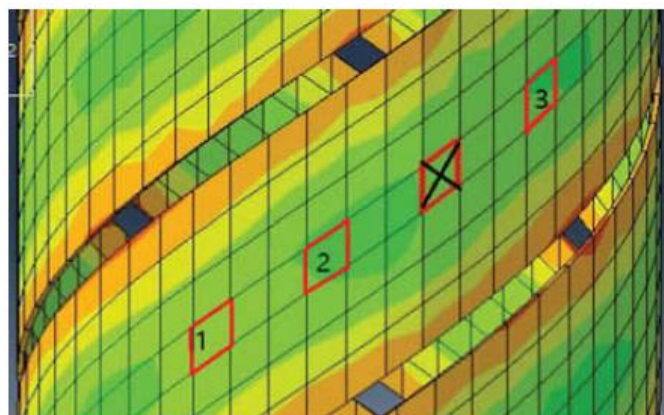


Рисунок 14.10 Расположение выбранного элемента на слое 2 для сравнения.

Результаты измерения напряжения кольца показаны на рис. 14.11. Хорошее согласие между аналитическим решением и анализом КЭ наблюдается до того, как труба достигнет давления разрушения. Внутреннее давление установлено на увеличение с шагом 0,025 МПа. Можно видеть, что изменение напряжения кольца можно разделить на

две фазы.

В первой фазе напряжение кольца испытывает относительно устойчивое увеличение примерно до 25 МПа, прежде чем внутреннее давление достигнет 0,9 МПа. После этого напряжение кольца линейно возрастает примерно до 280 МПа, а внутреннее давление увеличивается до 10,6 МПа - предела прочности трубы на разрыв.

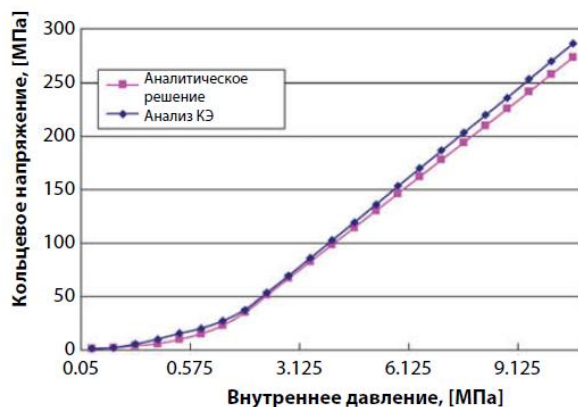


Рисунок 14.11 Изменение напряжения кольца на слое 2.

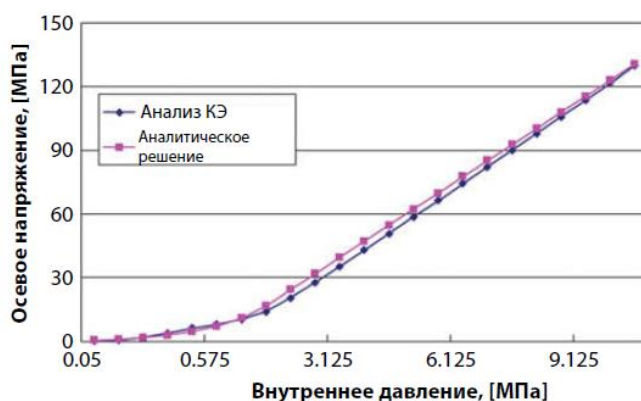


Рисунок 14.12 Изменение осевого напряжения на слое 2.

Такая же тенденция наблюдается и в ситуации осевого напряжения, как показано на рис. 14.12. Осовое напряжение возрастает до 13,5 МПа, когда внутреннее давление достигает 1,4 МПа, а затем быстро возрастает по прямой линии примерно до 130 МПа. Из рисунков 14.11 и 14.12 можно сделать вывод, что соотношение между напряжением кольца и осевым напряжением составляет 2:1, что согласуется с теорией цилиндра с тонкой оболочкой.

Однако радиальные напряжения из теоретической модели и модели КЭ не очень хорошо совпадают. Из рис. 14.13 видно, что значения осевых напряжений, полученные в результате анализа КЭ, довольно нестабильны и диапазоны их порядков значительно варьируются; эти значения извлекаются из трех сетчатых элементов вблизи отмеченного элемента, показанного на рис. 14.10. Кроме того, существуют погрешности при сравнении результатов, выведенных из аналитического решения. Данное отклонение может быть частично вызвано непостоянными условиями контакта между внутренней стальной полосой и внешней стальной полосой. Некоторые части поверхности хорошо контактируют, в то время как некоторые другие части находятся в интерференционном контакте. Данная точка зрения может быть подтверждена значениями радиальных напряжений трех случайных элементов на внешнем слое ПЭВП на рис.14.14, где ПЭВП свободно деформируется в радиальном направлении, а условия контакта между слоями можно не учитывать. С другой стороны, стальная лента большей ширины в этом случае

может деформироваться при воздействии внутреннего давления, которое вызовет несогласованное смещение в радиальном направлении и еще больше усугубит непостоянные условия контакта между слоями.

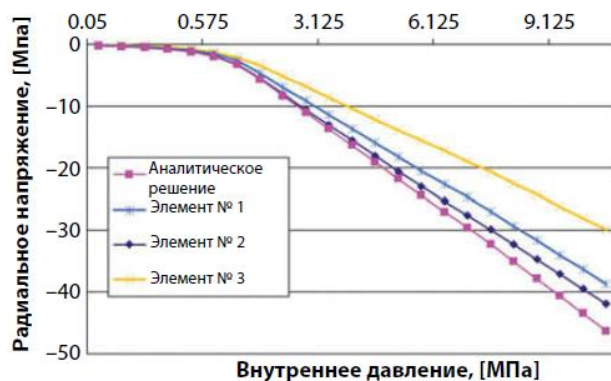


Рисунок 14.13 Радиальные напряжения отклонение между анализа методом конечных элементов и аналитическим методом.

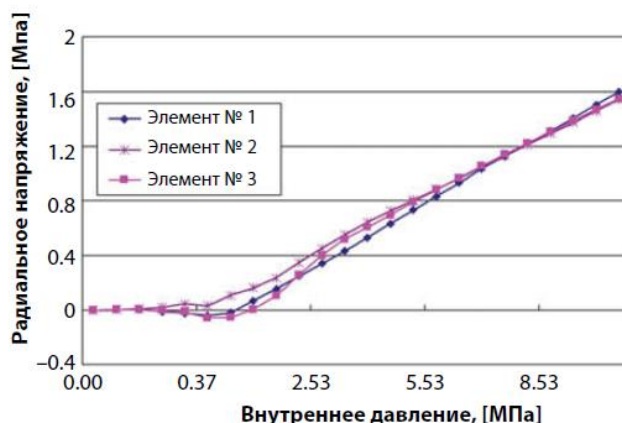


Рисунок 14.14 Радиальные изменения напряжений трех случайных элементов на внешнем слое.

14.6.2 Анализ напряжений между слоями

Напряжение на слое 3 также анализируется для сравнения с напряжением на слое 2. Основная цель - обеспечить, чтобы напряжение в слое 3 не превышало его предела. На рис. 14.15 и 14.16 показаны осевые и кольцевые изменения напряжений между двумя слоями. Можно обнаружить, что осевое напряжение и напряжение кольца на слое 2 и слое 3 имеют одинаковую тенденцию изменения и что их кривые почти совпадают друг с другом. Поскольку толщина армирующего слоя относительно тонкая по сравнению с толщиной трубы, предполагается равномерное напряжение по всей толщине.

Проводится также анализ поведения напряжения по Мизесу. Из рисунка 14.17 видно, что напряжения по Мизесу на обоих слоях испытывают плоский рост и крутой рост при увеличении внутреннего давления. Однако напряжение по Мизесу на слое 2 несколько больше, чем на слое 3 в течение всего процесса. В целом эта доля составляет около 10%. Это явление также подтверждено Чжэном и Ли в их экспериментах,

проведенных на пластиковых трубах, армированных стальной проволокой, что величина напряжения натяжения на внутреннем слое стальной проволоки больше, чем на внешнем слое стальной проволоки.

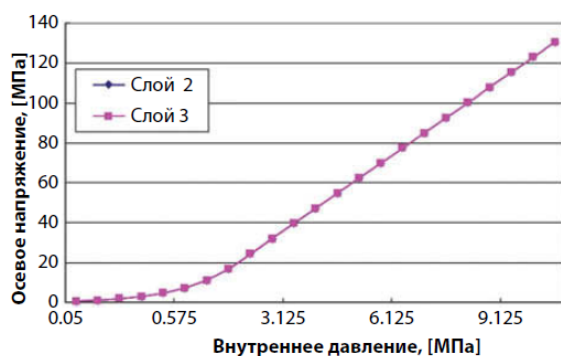


Рисунок 14.15 Осевое напряжение между слоями 2 и 3.

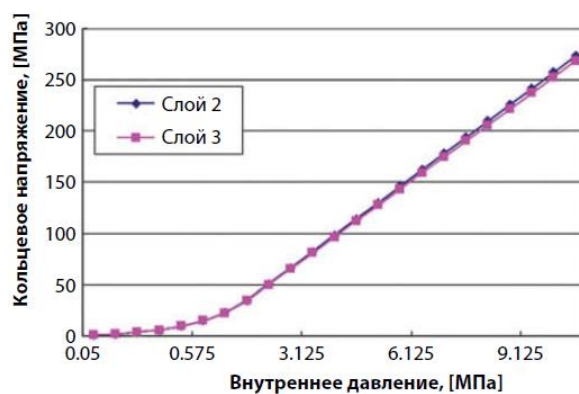


Рисунок 14.16 Напряжение кольца между слоями 2 и 3.

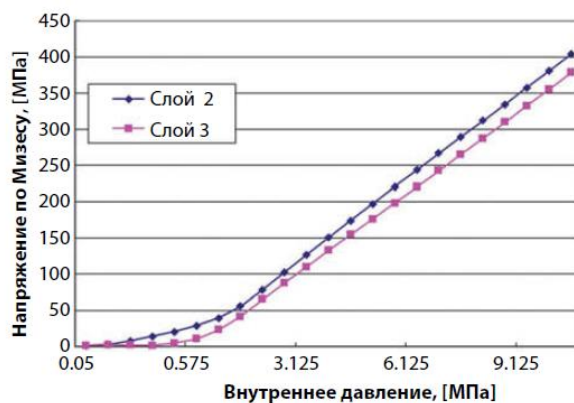


Рисунок 14.17 Сравнение напряжений по Мизесу на слое 2 и слое 3.

14.7 Заключение

В данной главе четырехслойная пластиковая труба, армированная стальной лентой, рассматривается как композитный цилиндрический ламинат и при внутреннем давлении исследуются его упругие свойства. ПЭВП в слое 1 и слое 4 и стальные ленты в слое 2 и слое 3 считаются изотропными и монотонными. Поскольку труба состоит из четырех

слоев, исследованы изменения напряжений на слое 2 (стальная лента) при внутреннем давлении. Критерий текучести по Мизесу вводится здесь для прогнозирования повреждения трубы, и можно ожидать следующих выводов.

1. В отличие от обычных армированных волокном термопластиковых труб (RTP), где армирующие слои ограничены друг другом и между слоями нет скольжения, гибкие трубы, армированные сталью представляют собой своего рода неограниченную трубу, где слои не связаны во время производства. Однако слои трубы могут быть плотно прижаты к соседнему слою из-за внутреннего давления, и условие непрерывности применимо.
2. Значения напряжения кольца и осевого напряжения, полученные из модели ABAQUS на слое 2, хорошо согласуются с теоретической моделью, и трубу можно рассматривать как тонкую цилиндрическую структуру, где соотношение между значениями напряжения обруча и осевого напряжения составляет 2:1.
3. Значения радиальных напряжений, полученные из модели КЭ, значительно варьируются при выборе различных элементов, и большинство результатов отличаются от результатов, полученных из теоретической модели. Это может быть связано с неточностью модели в ABAQUS, так как в некоторых точках условия контакта между слоями не идеальны. Эта модель КЭ будет уточнена и обновлена, а анализ радиальных напряжений будет проведен позже.
4. Из-за тонкой толщины армирующего слоя значения кольцевых и осевых напряжений на слое 2 и слое 3 почти одинаковы и имеют одинаковую тенденцию изменения при увеличении внутреннего давления. Однако значения напряжений по Мизесу на слое 2 немного больше, чем на слое 3 в течение всего процесса.

Использованная литература

1. Ю. Бай, В. Чен, Х. Сюн. Анализ термопластиковой трубы, армированной стальной лентой под внутренним давлением. Корабли и морские сооружения 7, 1-8, 2015.
2. API, рекомендуемая практика для гибких труб, API RP 17B, 2002.
3. М. Ся, Х. Такаянаги и К. Кеммочи. Анализ многослойных нитевидно-намотанных композитных труб под внутренним давлением. Композитная структура 53, 483-491, 2001.
4. М.П. Круиджер, Л.Л. Варнет, Р. Аккерман. Анализ механических свойств армированной термопластиковой трубы (RTP). Композиты, часть а 291-300, 2005.
5. М. Ся, Х. Такаянаги и К. Кеммочи. Анализ нитевидной сэндвич-трубы, намотанной волокном при комбинированном внутреннем давлении и термомеханическом нагружении. Композитная структура 51, 273-283, 2001.
6. Ю. Бай и К. Бай, Подводно-технический справочник, Глава 11, часть IV, издательство Elsevier Ltd., 2010.
7. Я. Чжэн, Х и Р Сюй. Анализ кратковременных механических свойств пластмассовых труб, армированных поперечными спирально навитыми стальными проволоками. Журнал технологии сосудов высокого давления 131, 2009.
8. Х. Бакайян, Х. Хоссейни и Э. Амери. Анализ многослойных нитевидно-намотанных композитных труб при комбинированном внутреннем давлении и термопластичном нагружении с тепловыми вариациями. Композитная структура 88, 532-541, 2009.
9. Я. Чжэн, П.Луй Анализ упруго-пластических напряжений и оценка прочности на

разрыв аль-углеродного волокна/ эпоксидного композитного цилиндрического ламината. Вычислительное материаловедение 42, 453-461, 2008.

15

Гибкая труба, армированная сталью, под внешним давлением

15.1 Введение

Композитные трубы широко используются в морском строительстве из-за их различных структурных конфигураций. Типичным примером является армированная термопластиковая труба (АТТ), отличающаяся хорошей коррозионной стойкостью, высокой стойкостью к давлению, высокой ударной вязкостью и т.д. Однако ее низкая массовая плотность может привести к неустойчивости на дне во время установки или обслуживания. Недавно было обнаружено, что гибкие трубы, армированные сталью (ГТАС), являются лучшим решением для решения проблемы устойчивости АТТ на дне при транспортировке нефти или газа на мелководье. Поскольку ГТАС являются относительно новым типом армированных несвязанных труб, было проведено лишь несколько исследований. Характеристики при смятии морских трубопроводов под воздействием внешнего давления являются основной проблемой для критериев конструктивной целостности по предельному состоянию [1–2]. Таким образом, для обеспечения безопасности и надежности ГТАС во время их применения, больше внимания следует уделять их поведению при смятии.

В данной главе используются экспериментальные и численные подходы для исследования предела прочности ГТАС при внешнем давлении. Полномасштабные лабораторные испытания ГТАС проводились с использованием гипербарической камеры, а конечно-элементная модель трубы была создана с использованием коммерческого программного обеспечения ABAQUS. Кроме того, упрощенная оценка критического давления потери устойчивости несвязанных гибких труб доработана для оценки нижнего предела для ГТАС, подверженных внешнему давлению. Был проведен обширный параметрический анализ, чтобы проиллюстрировать влияние начальных дефектов, геометрических конфигураций и коэффициента трения на давление смятия ГТАС. Работа, представленная в этой главе, цитируется из статьи «Критическое давление потери устойчивости термопластиковой трубы, армированной сталью, подверженной внешнему давлению», которая была опубликована в *Journal of Composite Structures* [3].

15.2 Экспериментальные испытания

15.2.1 Характеристики материала

Механические характеристики ПЭВП и стальных лент, используемых для ГТАС, оцениваются посредством испытаний на одноосное растяжение на универсальной электронной испытательной машине. Полученные результаты для стального материала и полиэтилена показаны на рисунках 15.1–15.2.

15.2.2 Эксперимент по смятию

Полномасштабные лабораторные испытания ГТАС проводятся путем увеличения внешнего давления с постоянной скоростью для исследования характеристик гибких труб при смятии. Испытательное оборудование включает в себя систему наддува, камеру и систему автоматической записи на компьютере. Нагнетательный насос системы наддува управляется компьютером, чтобы обеспечить постоянное повышение давления. Гипербарическая камера и ее конкретные детали показаны на рисунке 15.3. Как видно на этом рисунке, к крышке камеры прикреплены два шланга; один используется для впрыска воды и обеспечения обратной связи по давлению с компьютером, а другой используется для извлечения воды из внутренней трубки образца. Процедуры тестирования представлены следующим образом.

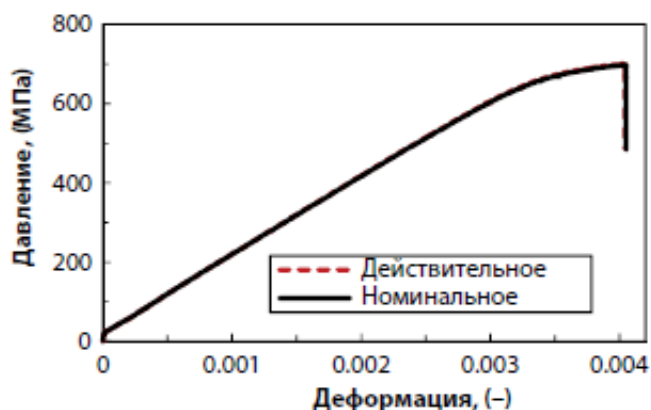


Рисунок 15.1 Зависимость напряжения от деформации стали после испытания на растяжение.

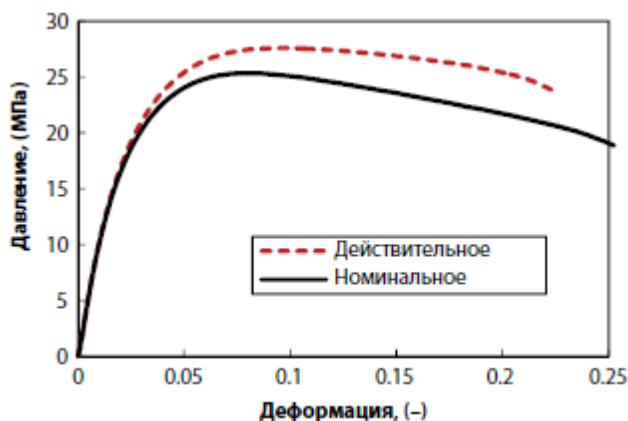


Рисунок 15.2 Зависимость напряжения от деформации полиэтилена при испытании на растяжение.

Перед испытанием сначала следует измерить длину образца (рисунок 15.4), значение которой должно быть как минимум в 7,5 раз больше его внешнего диаметра (ASTMD2924). Измеренная длина тестируемых труб составляет около 1080 мм (в 15 раз больше внешнего диаметра). Овальность образцов может быть получена путем измерения максимального и минимального диаметров поперечного сечения в различных промежуточных местах. Овальность определяется как:

$$\Delta_0 = (D_{\max} - D_{\min}) / (D_{\max} + D_{\min}) \quad (15.1)$$

где $D_{\max}$ и $D_{\min}$ - максимальный и минимальный диаметры трубы соответственно.

Начальная овальность для каждого образца по результатам измерений указана в таблице 15.1.

Из рисунка 15.4 видно, что у образца имеются два оконечных устройства: одно закрыто, а другое имеет отверстие, через которое подается вода.



Рисунок 15.3 Гипербарическая камера для испытания на смятие трубы.



Рисунок 15.4 Образец для тестирования.

Таблица 15.1 Начальная овальность испытываемых образцов.

Маркировка	Образец 1	Образец 2	Образец 3
Овальность (%)	1,07	0,65	0,47

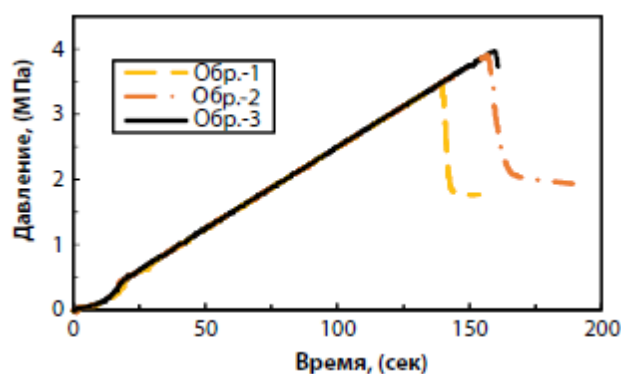


Рисунок 15.5 График зависимости давления от времени для образцов 1-3.

Перед тем, как поместить закрытый ГТАС в камеру, необходимо полностью заполнить внутреннюю трубку трубы водой и прикрепить шланг к отверстию, чтобы направить воду внутри трубы в резервуар, когда труба сплющивается под действием внешнего давления. После помещения образца в камеру и полного заполнения камеры водой камеру герметизируют и присоединяют к системе нагнетания. Датчик давления используется для контроля давления внутри камеры, которая подключена к компьютеру для сбора данных.

Скорость повышения давления при испытаниях должна быть стабильной. Скорость нагружения в эксперименте выбрана 0,025 МПа/сек. Смятие ГТАС характеризуется внезапным падением давления на графике зависимости давления от времени. Процедуры для двух других образцов точно такие же.

15.2.3 Результаты экспериментов

Кривые зависимости давления от времени для трех испытуемых образцов показаны на рисунке 15.5, который показывает хорошее совпадение друг с другом. Колебания в начальной фазе могут быть связаны с неизбежным остаточным воздухом в камере после заполнения водой и герметизации, но они не оказали существенного влияния на результат. После перехода из нестабильного состояния давление постоянно увеличивалось, пока резко не упало с точки пика. Максимальное зарегистрированное давление считается давлением смятия. Следует отметить, что в процессе испытаний Образца-3 выход воды из него был перекрыт пластиковой липкой лентой, намотанной вокруг него, что предотвратило утечку воды. Однако это произошло после падения давления. Таким образом, этот набор результатов можно рассматривать как достоверные данные.

Давления смятия, полученные в результате испытаний, составляют 3,46 МПа для Образца 1, 3,90 МПа для Образца 2 и 3,96 МПа для Образца 3, которые демонстрируют низкую изменчивость. Среднее значение давления смятия составляет 3,77 МПа, а разница между максимальным и минимальным результатом составляет около 12,7%, что свидетельствует о доступности и повторяемости эксперимента. Поведение ГТАС при смятии показано на рисунке 15.6, который показывает их механическую реакцию на сплющивание при воздействии внешнего давления.

15.3 Анализ конечных элементов

ABAQUS используется для моделирования смятия ГТАС. Коэффициенты трения выбраны равными 0,35 для контакта поверхности стали со сталью в соответствии со стандартом стальной конструкции и 0,22 для смеси сталь-полиэтилен на основе предыдущего эксперимента, проведенного командой Бая. Как показано на рисунке 15.7, симметричные граничные условия относительно направления оси Z применяются на одном конце трубы. Кинематическая связь устанавливается в степени свободы U3 на другом конце. Контрольная точка в центре поперечного сечения на стороне муфты накладывается с оставшимися 5 граничными условиями свободы вращения и смещения ($U1 = U2 = UR1 = UR2 = UR3 = 0$). Это может предотвратить смещение и поворот контрольной точки, что сделает движение модели более совпадающим с реальностью. Кроме того, дополнительные ограничения применяются в верхней точке ($U1 = 0$) и в обеих боковых точках ($U2 = 0$) двухконцевого поперечного сечения, чтобы труба создавала овальную деформацию, что может помочь избежать числовой сингулярности во время процесса расчета. На внешнюю поверхность трубы прикладывается внешнее давление. Метод Рикса (метод длины дуги) используется здесь для определения прочности на смятие и механических свойств ГТАС, подвергнутых внешнему давлению.



Рисунок 15.6 Характеристики ГТАС при смятии.

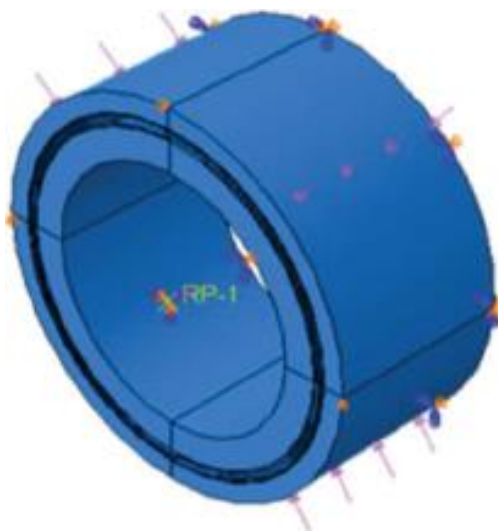


Рисунок 15.7 Нагрузки и граничные условия.

Путем моделирования механических характеристик ГТАС, подверженных гидростатическому давлению, давления смятия для трех образцов перечислены в таблице 15.2. Можно заметить, что различия между результатами измерений и моделирования невелики, а прогнозируемые результаты немного ниже, чем результаты эксперимента. Ошибка может быть вызвана следующими причинами: осевая сжимающая нагрузка, вызванная давлением, приложенным к концам трубы во время герметизации при испытании, не учитывается при моделировании, что может немного увеличить давление смятия при испытании. Кроме того, предполагается, что овальность трубы постоянна. Однако в действительности не гарантируется, что овальность трубы будет однородной, и первоначальные дефекты трубы также могут повлиять на результаты. Даже при данных условиях сходство между двумя наборами результатов доказывает точность и надежность установленной конечно-элементной модели.

Например, рассмотрим Образец 2. Контурная диаграмма смещения в радиальном направлении показана на рисунке 15.8, а зависимость между овальностью и внешним давлением трубы можно увидеть на рисунке 15.9. Из кривой видно, что при небольшом внешнем давлении овальность внешней трубы линейно увеличивается с давлением. Деформацию трубы можно рассматривать как упругую деформацию. Когда давление увеличивается, их соотношение начинает нелинейно расти, и когда значение давления превышает определенное значение, труба резко деформируется при небольшом увеличении внешнего давления. Предел прочности трубы составляет 3,57 МПа с соответствующей овальностью 4,4%. После этого внешнее давление больше не увеличивается, а начинает снижаться на очень небольшую величину для поддержания баланса. Овальность продолжает резко увеличиваться, труба становится неустойчивой и быстро разрушается.

Таблица 15.2 Сравнение результатов измерений и моделирования для каждого образца.

Маркировка	Испытание, [МПа]	КЭМ, [МПа]	Различие
Образец 1	3,456	3,251	5,9%
Образец 2	3,901	3,571	8,5%
Образец 3	3,959	3,760	5,0%

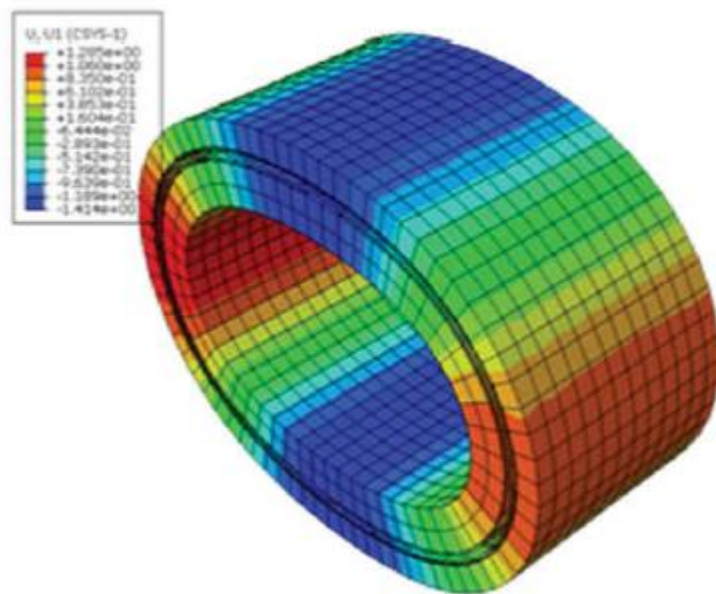


Рисунок 15.8 Контур смещения в радиальном направлении.

Что касается армирующих слоев, максимальное напряжение Мизеса потенциально может возникать при максимальном и минимальном диаметре кольцевого пространства, как показано на рисунке 15.10. Максимальные напряжения на боковых сторонах стальных лент извлекаются, а соотношение между напряжением Мизеса и приложенным давлением для различных слоев армирования показано на рисунке 15.11. Порядковые номера слоев ранжируются в трубе изнутри наружу. Из графика можно заметить, что нет очевидного расхождения между тенденцией изменения напряжений Мизеса для этих четырех слоев армирования. Рост напряжения относительно медленный, и когда P/P_{cr} превышает 0,8, напряжения растут очень быстро. После того, как труба достигает своего предельного состояния, максимальное напряжение Мизеса для каждого слоя стальной ленты все еще намного меньше, чем пропорциональный предел для стального материала. Таким образом, при решении проблемы неустойчивости стальные ленты целесообразно рассматривать как чисто эластичный материал.

Хотя при моделировании делаются некоторые допущения, разумные результаты и хорошее соответствие между прогнозируемыми и измеренными давлениями смятия подтверждают точность и надежность конечно-элементной модели.

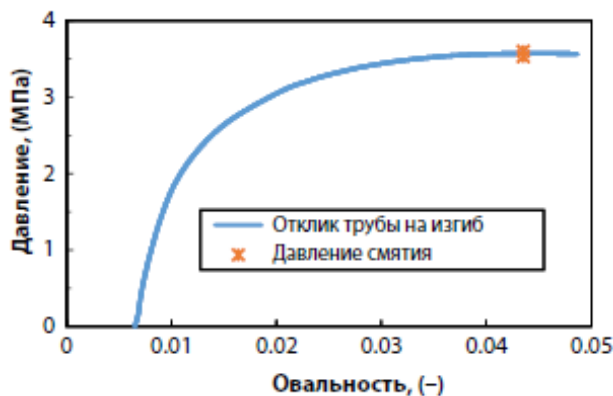


Рисунок 15.9 Кривая зависимости овальности от давления для Образца 2.

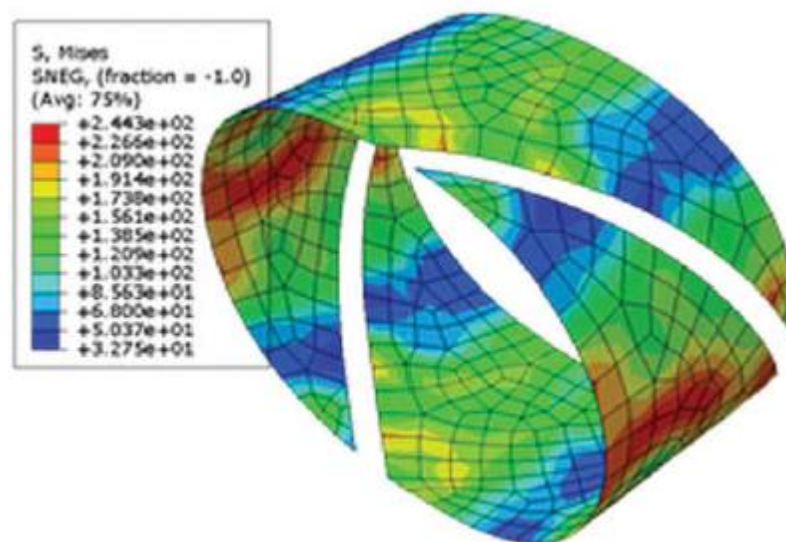


Рисунок 15.10 Контур напряжений Мизеса стальной ленты.

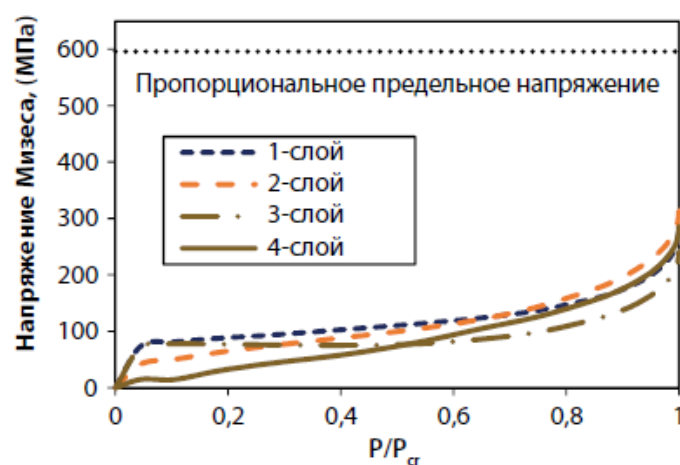


Рисунок 15.11 Напряжение Мизеса для различных слоев армирования.

15.4 Упрощенное оценивание давления смятие

Согласно ссылке [4] для несвязанных гибких труб рекомендуется при отсутствии зазоров между слоями брони, работающей от давления, давление упругого изгиба несвязанной гибкой трубы определять как сумму вкладов каркаса и слоев брони, работающих под давлением. Общая идея оценки давления пластического изгиба ГТАС в этой главе идентична той, что дана в ссылке [4], то есть:

$$P_{cr} = \sum_{i=1}^{N_l} P_{cr,сталь}^i + \sum_{j=1}^{N_j} P_{cr,ПЭ}^j \quad (15.2)$$

где i и j - номера слоев стальной арматуры и полиэтиленовых труб. N_l и N_j - их максимальное количество слоев соответственно.

Как видно из предыдущих расчетных результатов КЭМ, стальные ленты целесообразно рассматривать как упругие. Таким образом, для слоя армирования стальной лентой эквивалентная жесткость на изгиб может быть получена по формуле, приведенной

в ссылке [4], и его вклад в давление потери устойчивости можно получить следующим образом:

$$P_{cr,сталь}^i = KnE_i b h^3 / 4L_p R_i^3 \quad (15.3)$$

где n - количество лент в слое, L_p - шаг, E_i - модуль упругости стального материала. b и h - ширина и толщина стальной ленты. K - коэффициент, который зависит от угла укладки и момента инерции в сечении, а R_i - средний радиус i -го слоя.

Для внутренней и внешней полиэтиленовых труб учитывается развитие нелинейности материала, которое является продолжением упрощенного подхода, в котором используется метод тангенциального модуля для расчета пластического давления продольного изгиба АТТ, представленного командой Бая [5]. Подробные расчеты для полиэтиленовых трубок представлены ниже.

Для внутренней или внешней полиэтиленовой трубки предполагаемое смещение в радиальном направлении сначала применяется к внешней поверхности трубки с постепенным увеличением. Учитывая деформацию трубы, можно получить ее радиальную деформацию, толщину, модуль касания и радиальное напряжение слоя, а также обновленный средний радиус трубы. Напряжение сопротивления, которое рассматривается как предполагаемое внешнее давление, может быть получено из соотношения между касательным модулем упругости и радиусным напряжением на текущем f -ом этапе. Подставляя касательный модуль и геометрическую конфигурацию трубы в следующее уравнение, рассчитанное внешнее давление может быть получено следующим образом.

$$P_{cr,ПЭ}^j = \frac{3E_{jt}^f I_j^f}{R_{j,f}^3} \quad (15.4)$$

где верхний индекс f означает f -ый шаг приращения, E_{jt} означает касательный модуль j -го слоя, I_j - эквивалентный момент инерции, а R_j - обновленный средний радиус трубы.

Если эти два набора результатов (предполагаемое и рассчитанное давления), полученные на f -ом этапе, равны друг другу, то расчетное внешнее давление на этом этапе рассматривается как давление пластического смятия трубки.

Суммируя вклады армирующих слоев и внутренней и внешней полиэтиленовых трубок трубы вместе, можно получить давление смятия композитной несвязанной ГТАС.

Давление смятия исследуемой трубы, рассчитанное по вышеуказанному методу, составляет 3,23 МПа, и его отличие от КЭМ и экспериментальных результатов приведены в таблице 15.3.

Расчетный результат этого метода меньше, чем результат КЭМ и эксперимента; это связано с тем, что трение между контактными поверхностями не учтено. Однако он может предоставить оценку прочности на смятие как нижнего предельного значения трубы. Первоначальное несовершенство и влияние коэффициента фиксации и т.д., которые действительно оказывают некоторое влияние на давление смятия, не учитываются в этой теории. В следующей части проводится обширное параметрическое исследование для изучения факторов, которые влияют на устойчивость трубы к продольному изгибу, когда она подвергается внешнему давлению.

Таблица 15.3 Различия между аналитическими результатами, испытанием и КЭМ.

Различие	Испытание	КЭМ

Образец 1	6,5%	0,6%
Образец 2	17,1%	9,5%
Образец 3	18,3%	14,0%

15.5 Параметрическое исследование

На давление смятия ГТАС влияют многие факторы, такие как начальные дефекты, геометрические конфигурации, характеристики материала трубы и т.д. В этом разделе некоторые анализы чувствительности выполняются посредством численного моделирования. Модуль Юнга стальной ленты выбран равным 206000 МПа, а геометрические размеры модели соответствуют размерам изготовленного образца. Если не указано иное, начальная овальность, введенная в трубу, составляет 0,5%.

Влияние диаметра внешней трубки в зависимости от толщины на давление смятия показано на рисунке 15.12. Толщина внешней трубки увеличена с 2 мм до 6 мм с шагом 2, при этом геометрическая конфигурация внутренних частей остается неизменной. Соответствующее отношение D_1/t_1 внешней трубки можно рассчитать как 34, 17,5 и 12. Здесь D_1 - средний диаметр внешней трубки, а t_1 - ее толщина. Когда соотношение увеличивается с 12 до 34, соответствующее давление смятия снижается с 5,66 до 3,16 МПа, что составляет 44,1%. При этом соответствующая овальность трубы по пределу прочности увеличивается с 3,35% до 4,77%, что на 42,4%. Таким образом, можно заметить, что отношение D_1/t_1 внешней трубки влияет на давление смятия. Чем больше соотношение, тем меньше предел прочности и тем выше деформационная способность.

Здесь также изучается влияние D_2/t_2 внутренней трубки на устойчивость трубы к изгибу. Аналогичным образом толщина внутренней трубки увеличивается в направлении внутрь с 4,6 до 8 мм, а параметры наружных частей остаются неизменными. Соответствующие значения D_2/t_2 равны 14,5, 9,33 и 6,75 соответственно. Как видно на рисунке 15.13, толщина внутренней трубки не только влияет на давление смятия, но также может влиять на путь после потери устойчивости. Когда D_2/t_2 составляет 6,75, овальность сначала линейно увеличивается с увеличением внешнего давления. По мере дальнейшего повышения давления и начала пластической деформации труба будет достигать предельного состояния с внешним давлением 8,12 МПа. Когда толщина внутренней полиэтиленовой трубы невелика, соответствующая овальность на ее конечной стадии намного больше, чем на предельной упругой стадии. Что касается 4 мм, то после того, как труба достигает предела упругости, она переходит в стадию пластического течения. Даже при небольшом постепенном увеличении давления овальность резко увеличивается, пока труба не достигает своего давления смятия 1,30 МПа.

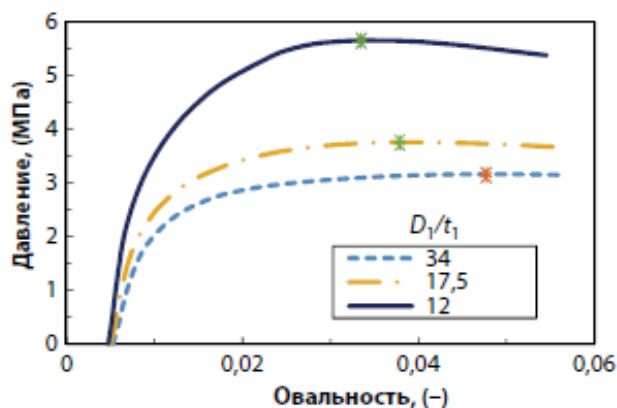


Рисунок 15.12 Кривые зависимости давления от овальности ГТАС для различных соотношений диаметра и толщины внешней трубки.

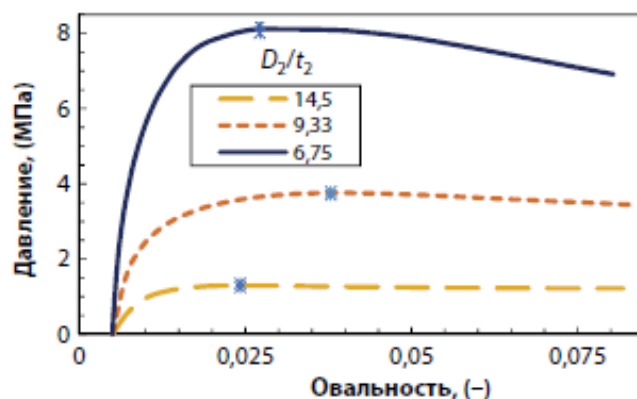


Рисунок 15.13 Кривые зависимости давления от овальности ГТАС для различных соотношений D_2/t_2 внутренней трубки.

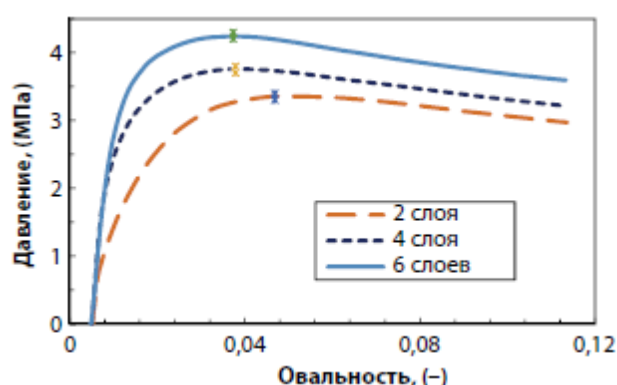


Рисунок 15.14 Кривые зависимости давления от овальности ГТАС с разным количеством слоев стальной ленты.

Можно подсчитать, что давление смятия падает на 84,0%, когда D_2/t_2 увеличивается с 6,73 до 14,5, что позволяет предположить, что D_2/t_2 внутренней трубки оказывает большее влияние на предел прочности при воздействии внешнего давления.

Количество армирующих слоев также оказывает некоторое влияние на давление смятия, как показано на рисунке 15.14. Давления смятия для труб с 2-, 4- и 6-слойным армированием составляют 3,36, 3,76, 4,24 МПа соответственно. Соответствующее соотношение с овальностью также можно наблюдать на графике, который показывает, что увеличение количества армирующих слоев действительно оказывает определенное влияние на давление смятия и что улучшение составляет около 20,8% при сравнении двух слоев с шестислойным. Кроме того, увеличение количества армирующих слоев не оказывает заметного влияния на способность к деформации при достижении трубы своего предельного состояния. Таким образом, количество слоев стальных лент следует рассматривать всесторонне в соответствии с расчетной прочностью, производственной стоимостью, удельным весом, гибкостью и так далее.

Чтобы выяснить влияние коэффициента трения между контактными поверхностями на давление смятия, моделируются еще два случая. Один предназначен для того, чтобы коэффициент трения для всех контактных поверхностей был выбран равным 0,5, а другой - для состояния полного сцепления. В последнем случае он моделируется с помощью отношения «Жесткий контакт» без «Разрешить разделение после контакта» при нормальных характеристиках, а коэффициент трения задан равным 1,0 [6]. Сравнение полученных результатов представлено на рисунке 15.15. Можно заметить, что увеличение коэффициента трения может улучшить предел прочности. Давление смятия полностью скрепленной трубы составляет 6,99 МПа, что почти в два раза превышает прочность трубы с коэффициентами 0,22 и 0,35. Однако соответствующая овальность для полностью

закрытой трубы в предельном состоянии составляет 2,15%, что намного меньше, чем у трубы с меньшими коэффициентами трения. Другими словами, увеличение коэффициента может улучшить давление смятия, но может также ослабить деформируемость трубы.

15.6 Выводы

В этой главе поведение ГТАС при смятии было исследовано с помощью экспериментального и численного моделирования. Точность и надежность конечно-элементной модели (КЭМ) подтверждаются совпадением двух наборов результатов, полученных в результате эксперимента и моделирования. Кроме того, представлено упрощенное оценивание нижнего предельного значения давления потери устойчивости ГТАС. Также проведено обширное параметрическое исследование с использованием КЭМ для изучения механизмов, влияющих на давление смятия ГТАС, и можно сделать следующие выводы.

1. Геометрическая конфигурация трубы может иметь большое значение для давления смятия. Чем больше отношение диаметра к толщине как для внешней, так и для внутренней трубки, тем меньше давление смятия. Это также может повлиять на деформационную способность и пластичность трубы.
2. Увеличение количества слоев стальных лент может в некоторой степени улучшить давление смятия трубы. Однако не рекомендуется добавлять армирующие слои только с целью увеличения давления смятия.
3. Коэффициент трения между контактными поверхностями также имеет определенное влияние на давление смятия. Увеличение коэффициента может улучшить давление смятия, но может также ослабить деформируемость трубы.

Поскольку работа, в которой исследуются характеристики смятия гибких труб, армированных сталью, подверженных внешнему давлению, все еще является примитивной, предлагаемая КЭМ и надежные результаты могут служить не только справочным материалом для инженеров-изготовителей, но и рекомендациями для более всесторонних будущих теоретических исследований. Математическая модель реакции ГТАС на смятие, которая учитывает начальные дефекты и трение между контактными поверхностями, будет дополнительно исследована в ближайшем будущем.

Использованная литература

1. Корона Э. Механика морских трубопроводов: коробление и обрушение. Elsevier Science & Technology, 2007.
2. И. Бай, Ц. Бай. Подводные трубопроводы и стояки. Эльзевир, 2005.
3. И. Бай, Т. Лю, П. Чэнг и др. «Устойчивость к продольному изгибу термопластиковой трубы, армированной стальной лентой, при внешнем давлении». Композитные конструкции, 152, 528–537, 2016.
4. Справочник по устройству и эксплуатации гибкой трубы. Маринтек, НУЕТН, 4Subsea, 2014.
5. И. Бай, Н. Ван, П. Чэнг и др. «Поведение армированных термопластиковых труб при разрушении и изгибе под внешним давлением». Международный журнал OMAE 2015 (опубликовано в Интернете).
6. Ц. Ан, М. Дуан, Толедо Филхо Р.Д. и др. Обрушение многослойных труб с заполнителем из цементного композитного материала, армированного ПВС-волокном, под внешним давлением. Инженерия океана, 82, 1–13, 2014.

16

Гибкая труба, армированная сталью, под действием чистого растяжения

16.1 Введение

В морских условиях гибкая труба, армированная сталью (ГТАС), неизбежно будет испытывать значительные растягивающие нагрузки на этапах установки и эксплуатации. Чтобы обеспечить безопасность и надежность ГТАС, следует тщательно исследовать механические реакции ГТАС, подвергнутых растяжению.

В данной главе механические характеристики ГТАС, подвергнутых чистому растяжению, исследуются с помощью экспериментальных и численных методов. Конечно-элементная модель, которая учитывает геометрическую и физическую нелинейность, а также взаимодействия скольжения и трения между слоями, была создана с использованием ABAQUS. Были проведены полномасштабные лабораторные испытания ГТАС при осевом растяжении, и соотношение между осевой нагрузкой и растяжением ГТАС, полученное в результате эксперимента, сравнивалось с результатами численного моделирования. Сходство между двумя наборами результатов демонстрирует точность и надежность установленной конечно-элементной модели. Из исследований были сделаны полезные выводы, которые могут быть интересны инженерам-технологам. Работа, представленная в этой главе, цитируется из статьи «Механические характеристики гибкой трубы из металлической ленты, подвергнутой растяжению» [1].

16.2 Экспериментальные испытания

16.2.1 Процессы проведения испытаний

Полномасштабные лабораторные испытания были проведены для изучения механической реакции ГТАС, подвергнутой чистому растяжению. Испытательные образцы, использованные в этой главе, были произведены компанией Ningbo-OPR, геометрические размеры которых такие же, как и в главе 15.

Контур испытываемых образцов показан на рисунке 16.1. В образце предусмотрено два концевых соединений, длина которых составляет 340 мм. Перед испытанием следует измерить эффективную длину (L) и фактический наружный диаметр образцов. Измеренные размеры четырех образцов можно найти в таблице 16.1.

Для проведения экспериментов используется универсальная испытательная машина с сервоуправлением электромагнетизмом мощностью 3000 кН. Концевые соединения образцов присоединяются к испытательной машине с помощью фланцевых соединений. Ось образца совмещена с захватами испытательной машины, чтобы обеспечить концентрическую и равномерную нагрузку. Осевая растягивающая нагрузка прикладывается к образцу с помощью метода контроля смещения, а скорость нагружения устанавливается на уровне около 60 мм/мин. Смещение и осевое усилие образца может автоматически регистрироваться испытательной машиной. Регистрируются изменения

внешнего полиэтиленового слоя, армирующих слоев из стальной ленты и всей трубы. Когда труба достигает точки, в которой она больше не может выдерживать осевое усилие, испытание завершается. Текущее испытание образцов на растяжение показано на рисунке 16.2. Следует повторить действия для других образцов.

16.2.2 Результаты испытаний и обсуждение

Соответствующие кривые растяжения нагрузки для четырех образцов показаны на рисунках 16.3–16.6. В этой испытательной машине сила растяжения, а также смещение при удлинении отрицательны. Судя по этим четырем кривым, в начальной фазе процедуры нагружения измеренная осевая нагрузка колеблется около нуля. Это связано с нестабильностью и разрешением измерения испытательной машины, когда приложенная нагрузка относительно мала. Тенденции кривых относительно хорошо совпадают, когда удлинение составляет менее 10%. После того, как расширение превышает определенное значение, кривые для A1 и A4 имеют схожую тенденцию, а кривые для A2 и A3 - другую тенденцию. Однако у четырех кривых есть общая тенденция: все зависимости нагрузки от растяжения имеют ступенчатую структуру. Это связано с тем, что в процессе растяжения труба начинает удлиняться и сужаться, но явного уменьшения поперечного сечения не наблюдается. После продолжительного растяжения образца внешний полиэтиленовый слой начинает трескаться, и происходит резкое падение зарегистрированной нагрузки, что можно наблюдать на кривых. Затем внутренний полиэтиленовый слой лопается, что отражается небольшим слышимым звуком и резким падением записанной кривой. К этому моменту образец уже потерял большую способность выдерживать растягивающую нагрузку. Если не принимать во внимание небольшие колебания и некоторые необычные случаи, вторая ступенька лестницы возникает при протяженности около 270 мм, что также означает, что протяженность трещин внутреннего полиэтиленового слоя в большинстве случаев идентична в четырех образцах.

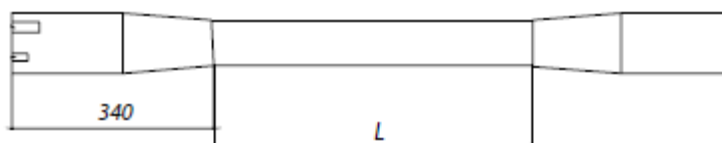


Рисунок 16.1 Схема испытываемого образца.

Таблица 16.1 Фактические размеры образца для испытаний на растяжение.

Маркировка	Внешний диаметр (мм)	Эффективная длина (мм)
A1	73,70	1088
A2	73,32	1124
A3	74,40	1106
A4	74,00	1097
В среднем	73,96	1104



Рисунок 16.2 Испытание образца на растяжение в процессе.

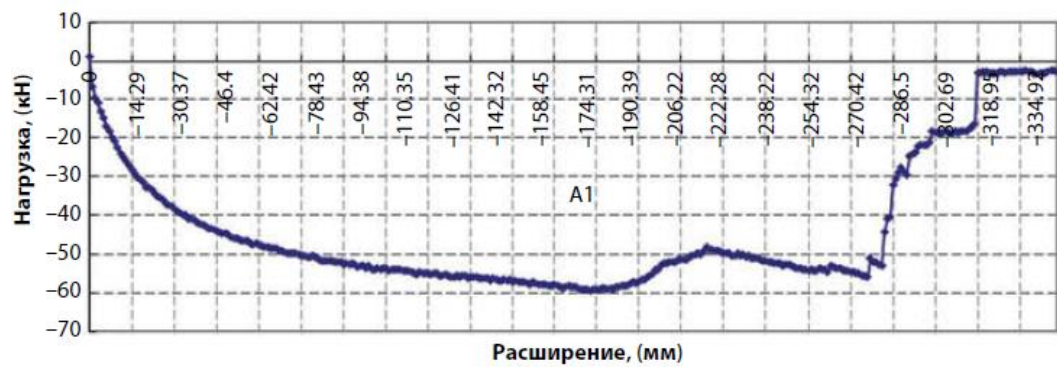


Рисунок 16.3 Кривая зависимости расширения от нагрузки для A1.

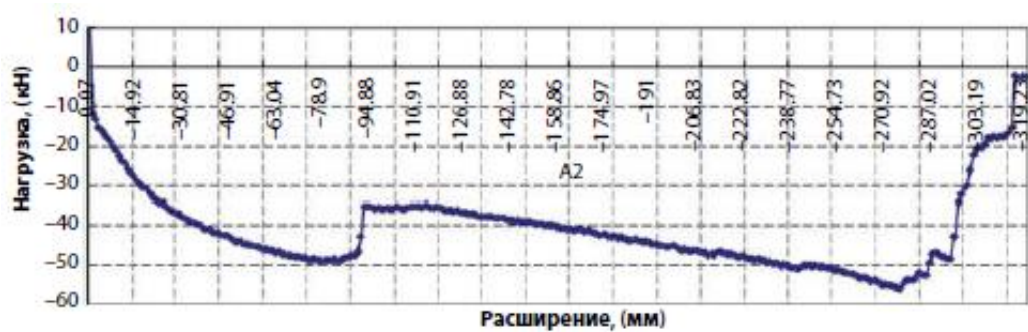


Рисунок 16.4 Кривая зависимости расширения от нагрузки для A2.

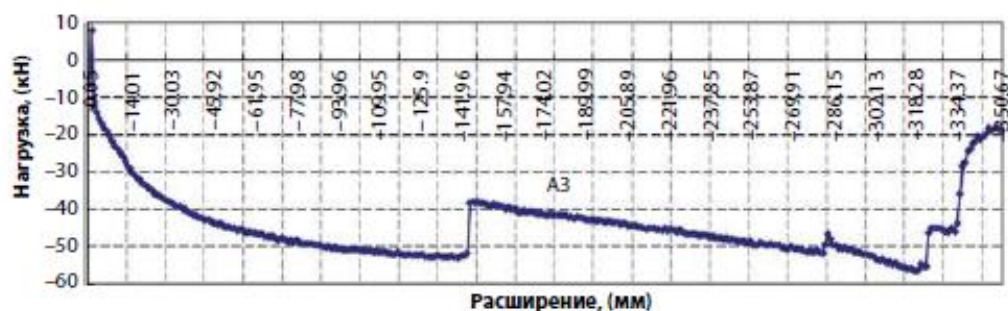


Рисунок 16.5 Кривая зависимости расширения от нагрузки для А3.

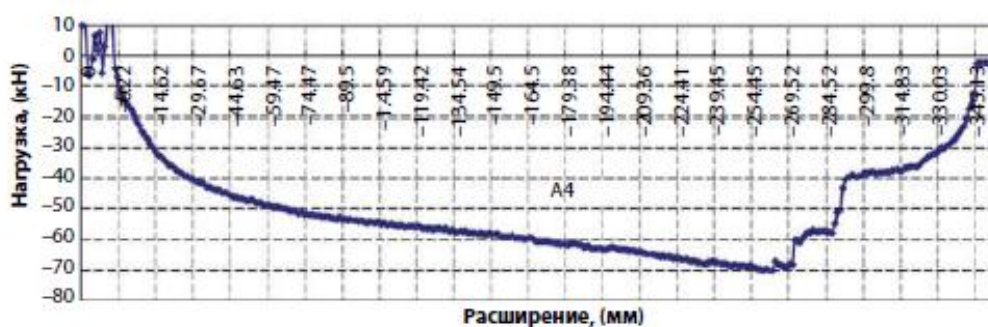


Рисунок 16.6 Кривая зависимости расширения от нагрузки для А4.

Однако при применении ГТАС, как только внешний полиэтиленовый слой треснет, труба станет полностью непригодной для эксплуатации. Спецификация API 17J [2] указывает, что для несвязанных гибких труб допустимая деформация для внутреннего и внешнего полиэтиленовых слоев должна быть ограничена до 7,7% при использовании и что после того, как деформация в полиэтиленовом слое достигнет 7,7%, труба считается недействительной. Следовательно, кривые от начала координат до этой точки деформации являются наиболее полезными в практической инженерии. Кривые зависимости нагрузки от расширения из эксперимента на этом этапе, а также небольшая часть его более позднего развития извлекаются специально, как показано на рисунке 16.7.

На рисунке 16.7 показаны кривые для А1 и А4, совпадающие с кривыми для А2 и А3. Это может быть связано с тем, что скорость нагружения испытательной машины не может быть постоянной и может иметь определенную степень погрешности и колебаний, а механические свойства полиэтиленовых слоев тесно связаны со скоростью нагружения испытательной машины. Этому также могут способствовать нестабильность полиэтиленового материала и дефект самого образца. Тенденция четырех кривых также указывает на то, что жесткость образца снижается с увеличением удлинения. Это дополнительно демонстрирует, что армирующие слои из стальной ленты в этих композитных трубах могут играть менее важную роль в принятии осевой растягивающей нагрузки по сравнению со слоями полиэтилена.

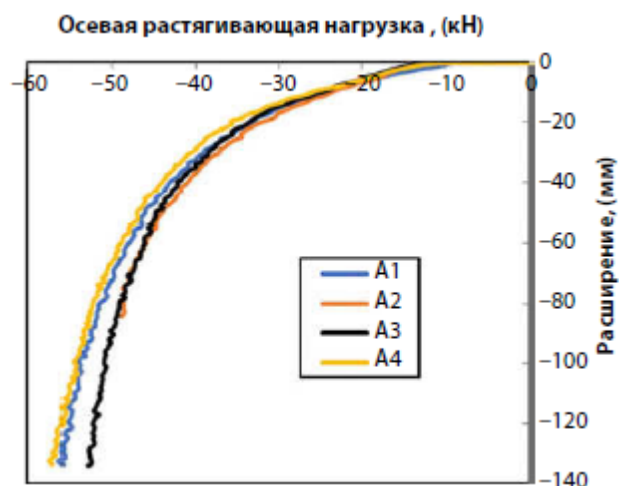


Рисунок 16.7 Сравнение кривых зависимости расширения от нагрузки для четырех образцов.



Рисунок 16.8 Армирующий слой из спирально намотанной стальной ленты.

16.3 Анализ конечных элементов

В этой части используется конечно-элементная модель (КЭМ) ABAQUS [3] для изучения механического поведения гибкой трубы из стальной ленты, подвергающейся чистому растяжению. Геометрические размеры числовой модели соответствуют заводским. Длина модели выбрана равной 1100 мм с максимальным отклонением длины 2% в испытываемых образцах.

16.3.1 Элементы и взаимодействия

Спирально намотанные стальные ленты образуются, как показано на рисунке 16.8. Для того, чтобы стальная лента удобно и равномерно сцепилась, делаются две перегородки. Поскольку толщина стальной ленты слишком мала по сравнению с ее длиной и шириной, для армирующих слоев выбран элемент S4R, чтобы уменьшить вычислительную нагрузку. C3D8R используется для внутреннего и внешнего полиэтиленовых слоев в этой модели.

Контакт между поверхностями используется для моделирования взаимодействия между каждым слоем. Поверхность полиэтиленовой трубки определяется как вспомогательная поверхность, а ее ячейки намного тоньше, чем у основной поверхности. Нормальные механические характеристики определяются как «Жесткий контакт» с «Разрешить разделение после контакта», а ухудшение принимается как формулировка трения для касательного поведения. Коэффициенты трения выбраны равными 0,15 для

контакта поверхности стали со сталью в соответствии с Руководством по машинному оборудованию [4] и 0,22 для контакта стали с полиэтиленом на основе предыдущих экспериментов, проведенных командой Бая.

16.3.2 Нагрузка и граничные условия

Поскольку при испытании концы трубы закрываются концевыми соединениями, поперечные сечения двух концов остаются неизменными. Чтобы моделирование было похоже на условия испытаний, один конец трубы закреплен, а другой конец соединен с контрольной точкой RP2, расположенной в центре поперечного сечения во всех шести направлениях, чтобы установить ее устойчивость к деформации и жесткость. Нагрузка смещения применяется в направлении оси Z в контрольной точке RP2. Нагрузка и граничные условия ГТАС, подвергнутой чистому растяжению, представлены на рисунке 16.9.

16.3.3 Свойства материала

Отношения между напряжением и деформацией стали и полиэтилена для анализа конечных элементов получены в результате испытаний на одноосное растяжение. Скорость нагружения полиэтиленового материала при испытании на растяжение контролируется на уровне около 10 мм/мин, что соответствует скорости нагружения образцов труб. При испытании стальных лент используется экстензометр, а скорость осевой деформации устанавливается равной 0,2 мм/мин. Измеренные ими механические свойства как полиэтилена, так и стальной ленты показаны на рисунках 16.10–16.11 соответственно.

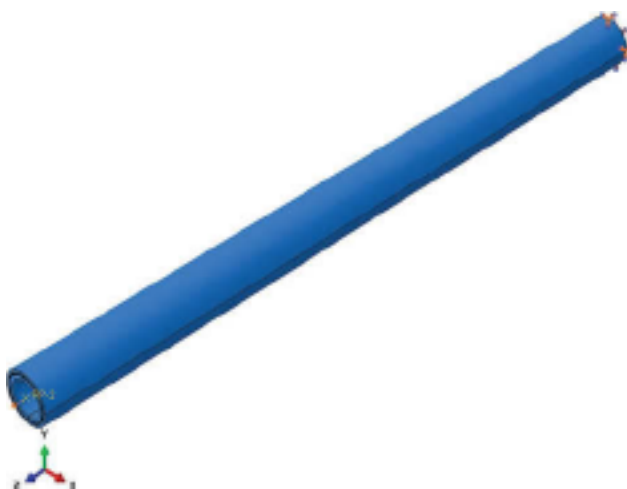


Рисунок 16.9 Нагрузка и граничные условия ГТАС, подвергнутой чистому растяжению.

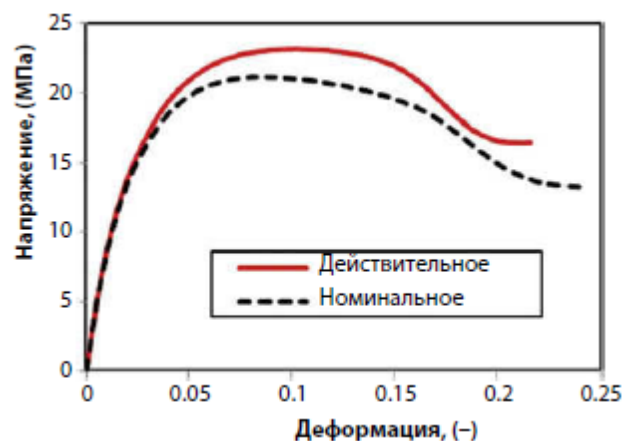


Рисунок 16.10 Зависимость напряжения от деформации полиэтилена.

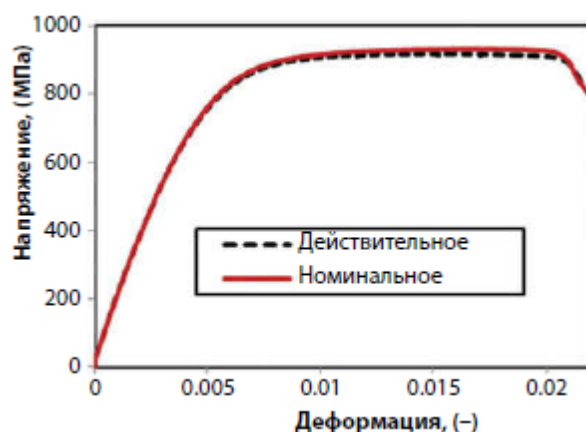


Рисунок 16.11 Зависимость напряжения от деформации стальной ленты.

16.4 Сравнение и обсуждение

В технических применениях наиболее примечательными и интересными для инженеров являются механические характеристики ГТАС, подвергнутых чистому растяжению при деформации полиэтиленовых слоев ниже 7,7%. Когда деформация превышает критическую точку, труба непригодна и уже потеряла большую часть своей жесткости. В этом разделе в основном исследуются характеристики ГТАС до достижения этой точки деформации.

16.4.1 Сравнение результатов испытаний и анализа конечных элементов

На рисунке 16.12 показано сравнение кривых зависимости расширения от нагрузки между результатами испытаний и анализом конечных элементов. Кривые в целом имеют одну и ту же тенденцию. Однако результаты испытаний явно выше, чем у КЭМ на начальном этапе. Это связано с нестабильностью начального процесса нагрузки. Когда расширение увеличивается, разница между осевой нагрузкой становится все меньше и меньше. Когда нагрузка достаточно велика, кривые двух методов хорошо накладываются друг на друга, что дополнительно подразумевает точность и надежность предлагаемой конечно-элементной модели.

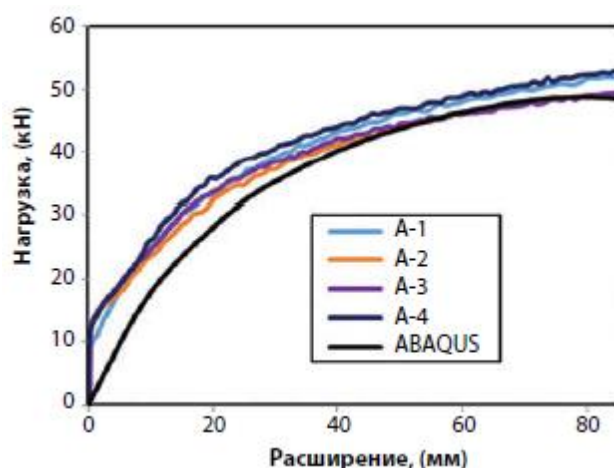


Рисунок 16.12 Кривые зависимости расширения от нагрузки по результатам испытаний и анализа конечных элементов.

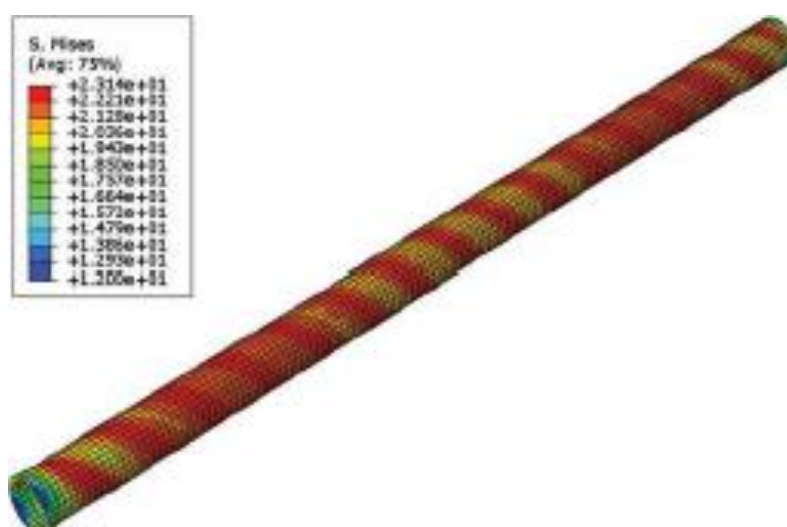


Рисунок 16.13 Распределение напряжений Мизеса внутренней полиэтиленовой трубки.

16.4.2 Механическая реакция полиэтиленовых слоев

Контурная диаграмма напряжения Мизеса для внутренней и внешней полиэтиленовых трубок может быть одной из проблем для исследователей, особенно когда труба достигает своей недопустимой точки. На рисунках 16.13 и 16.14 показано распределение напряжений Мизеса для внутренних и внешних полиэтиленовых трубок (слоев) при расширении примерно 80 мм. Разница в максимальном напряжении для двух слоев незначительна. Однако очевидно, что во время процесса растяжения перед недействительной точкой развития напряжения во внешнем полиэтиленовом слое распределяется гораздо более равномерно, чем во внутренней трубке. Это может быть связано с тем, что площадь поперечного сечения имеет тенденцию к уменьшению с расширением трубы. Стальные ленты растянутся, и спираль станет легче. Однако внутренний полиэтиленовый слой будет препятствовать деформации стальных лент, создавая внутреннее выдавливающее усилие со стороны армирующего слоя. Поэтому спиральная лента на контурном графике напряжения Мизеса видна во внутреннем полиэтиленовом слое.

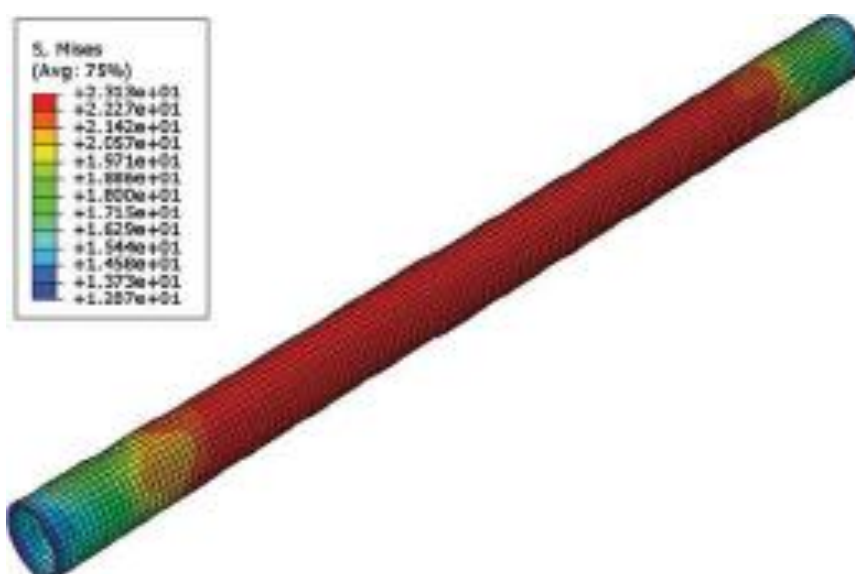


Рисунок 16.14 Распределение напряжений Мизеса в наружной полиэтиленовой трубке.

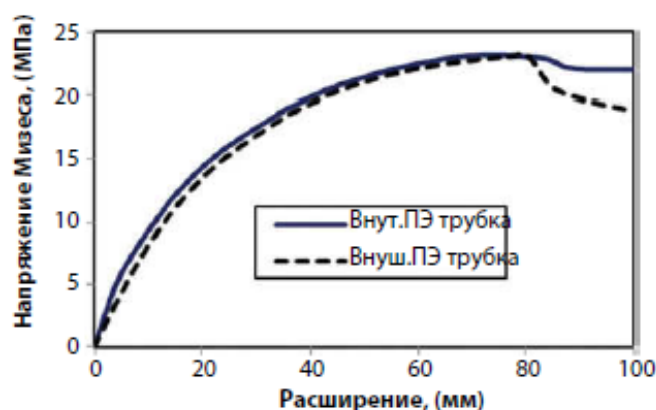


Рисунок 16.15 Напряжения Мизеса в поперечном сечении среднего пролета.

Во избежание конечных эффектов, следует выбирать точки, расположенные в среднем пролете трубы, чтобы получить зависимость напряжения от растяжения как для внутреннего, так и для внешнего слоев полиэтилена. Выбирается точка с максимальным напряжением на протяжении всего процесса в поперечном сечении среднего пролета. Сравнение этих двух кривых показано на рисунке 16.15. Напряжение Мизеса для внутреннего слоя полиэтилена лишь немного выше, чем у внешнего слоя, прежде чем удлинение достигнет 80 мм, и большая часть кривых совпадает друг с другом. Однако, когда удлинение превышает 80 мм, напряжение Мизеса падает. Для внешнего полиэтиленового слоя скорость падения особенно высока. Нисходящая часть кривой графика ПЭ материала могла вызвать падение напряжения Мизеса в ПЭ трубках. Скорость падения внешнего полиэтиленового слоя намного выше, чем у внутреннего полиэтиленового слоя, что может быть связано с более быстрым развитием деформации во внешнем полиэтиленовом слое. Это предположение подтверждается более поздним анализом деформации.

На рисунке 16.16 показано соотношение между эквивалентной деформацией и расширением как внутреннего, так и внешнего полиэтиленовых слоев. Эквивалентная деформация внутреннего полиэтиленового слоя выше, чем у внешнего полиэтиленового слоя, прежде чем расширение достигнет 80 мм. Это может быть связано с тем, что, хотя осевая деформация вдоль трубы одинакова для обоих слоев, сила сжатия внутрь, приложенная к внешней поверхности внутренней полиэтиленовой трубки, а также

отсутствие скрепленной силы на ее внутренней стороне приводят к более быстрому сужению внутреннего поперечного сечения ПЭ. Однако деформация внешнего слоя резко возрастает после достижения граничной точки примерно на 80 мм, что намного превышает деформацию внутреннего полиэтиленового слоя. Это можно объяснить похожей механикой. С увеличением протяженности интервал между спиральными полосами увеличивается. Самый внешний армирующий слой имеет прямой контакт с внешним полиэтиленовым слоем. Из-за зазоров в слое стальных лент внешний полиэтиленовый материал, расположенный в этих местах, сталкивается с гораздо более неблагоприятным напряженным состоянием, чем внутренний полиэтиленовый слой, что заставляет деформацию расти быстрее и хуже.

На рисунке 16.17 показано, что большая часть деформации наружного слоя полиэтилена в основном распределяется в спиральных пространствах самого внешнего армирующего слоя, когда расширение достаточно велико. Эти позиции имеют очевидную внутреннюю усадку и выделяют наиболее опасные места для растрескивания. Это явление, полученное в результате моделирования, соответствует образцам, полученным в ходе испытаний, которые разрушились только вдоль спирально разнесенной линии следа, как показано на рисунке 16.18. Это дополнительно демонстрирует точность и обоснованность установленной конечно-элементной модели.



Рисунок 16.18 Режим разрушения наружного полиэтиленового слоя.

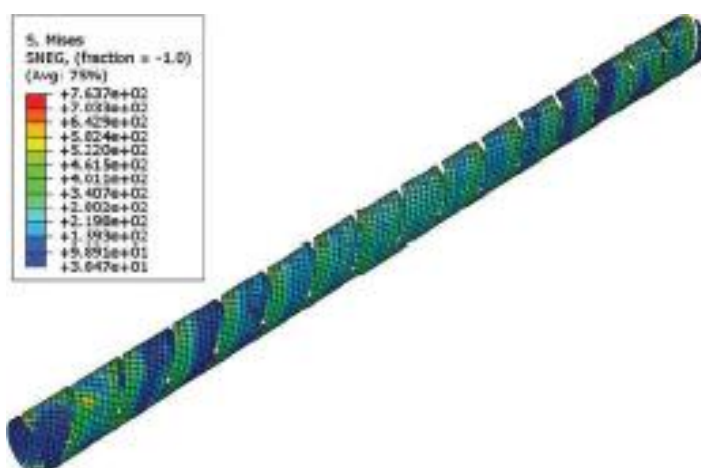


Рисунок 16.19 Распределение напряжений Мизеса для самого внешнего слоя, армированной стальной лентой.

16.4.3 Механическая реакция стальных лент

Напряженное состояние армирующих слоев также является важным вопросом, вызывающим повышенный интерес у инженеров. В этом разделе будет подробно описана механическая реакция стальных лент на растягивающую нагрузку.

На рисунке 16.19 показано распределение напряжений Мизеса для самого внешнего армирующего слоя из стальной ленты, при протяженности примерно 80 мм. Напряжение стальных лент больше, чем у слоев полиэтилена. Без учета концентрации напряжений, напряжение в средней части слоя больше, чем на двух торцевых сторонах. Концевой эффект, а также неоднородность удлинения по длине могут привести к неравномерному распределению напряжения по длине. Напряженное состояние в средней части трубы может указывать на технические применения, поскольку трубы, применяемые в морских условиях, намного длиннее, чем у образца. Таким образом, исследуются напряжения по ширине ленты в среднем пролете.

Метки узлов по ширине ленты, созданных на пути извлечения данных в ABAQUS, показаны на рисунке 16.20. Для удобства выражения начальный узел 141 в пути задан как номер 1, а конечный узел рассматривается как номер 7 с приращением 1 для промежуточных узлов. Напряжения Мизеса в узлах по ширине при разном удлинении показаны на рисунке 16.21.

Из рисунков 16.20 и 16.21 видно, что напряжения на краях ленты больше, чем напряжения в середине. Напряжения в целом увеличиваются с увеличением расширения. Поскольку край стальной ленты заостренный и резкий, концентрация напряжений может возникать на краях при приложении нагрузки. Вот почему напряжения в этих местах больше, чем напряжения в промежуточной части.

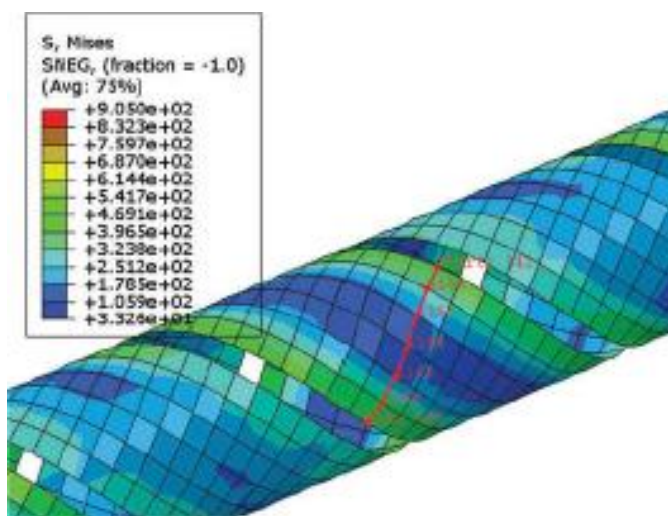


Рисунок 16.20 Расположение узлов по ширине стальной ленты в первом армирующем слое.

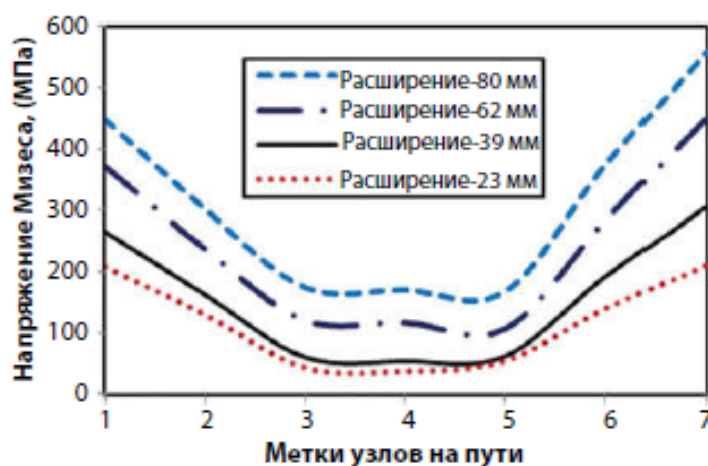


Рисунок 16.21 Напряжения Мизеса в узлах на пути для различных расширений.

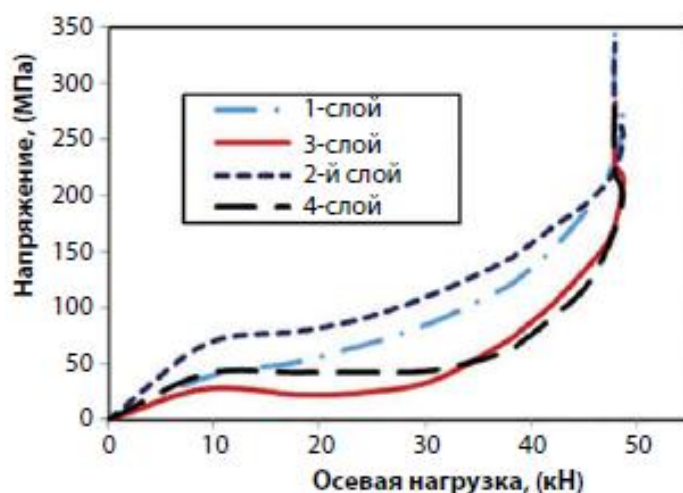


Рисунок 16.22 Сравнение напряжений Мизеса для разных слоев.

В большинстве случаев напряженное состояние в промежуточной части может отражать состояние силы в стальной ленте. Напряжения Мизеса в различных армирующих слоях выбираются из промежуточной части ленты в среднем пролете сравниваемого слоя и показаны на рисунке 16.22. Самый внутренний слой стальной ленты считается первым слоем, а самый внешний - четвертым. Кривые зависимости напряжения от осевой нагрузки для четырех армирующих слоев примерно одинаковы. Несоответствие между каждой кривой может быть связано с их направлением скручивания и расположением выбранных элементов. Однако все эти кривые имеют общую черту; когда труба достигает максимальной силы осевого растяжения около 50 кН, напряжения в четырех слоях возрастают почти вертикально. Это явление указывает на достижение максимальной силы натяжения трубы.

16.5 Выводы

В этой главе механические характеристики ГТАС, подвергнутой чистому растяжению, исследуется как экспериментальными, так и численными методами. Взаимосвязь между осевой нагрузкой и расширением для ГТАС полученная в результате испытания, совпадает с данными, полученными в результате моделирования, демонстрируя точность

и надежность этой конечно-элементной модели. По результатам анализа и испытаний сделаны следующие выводы:

1. Под воздействием короткого периода чистого растяжения сначала растрескался внешний полиэтиленовый слой, затем внутренний полиэтиленовый слой и, наконец, армирующий слой. Скорость нагружения в осевом направлении может повлиять на окончательный режим разрушения трубы.
2. В случае ГТАС с углом армирования 54,7 полиэтиленовые слои играют гораздо более важную роль в распределении силы осевого натяжения на рассматриваемой стадии, и жесткость трубы уменьшается с увеличением удлинения.
3. Наружные полиэтиленовые слои с наибольшей вероятностью потрескаются в местах, соответствующих промежуткам между лентами в крайнем армирующем слое.
4. Напряжение на краях лент больше, чем в промежуточной части. Когда труба достигает максимальной силы натяжения, подавляющее большинство стальных лент все еще находится в упругой стадии.

Использованная литература

1. И. Бай, Т. Лю, В. Д. Руань, В. Чен. «Механическое поведение гибкой трубы из металлической ленты при растяжении». Композитные конструкции (на рассмотрении).
2. API 17J. Спецификация для несвязанной гибкой трубы. Американский нефтяной институт.
3. ABAQUS 6.13, Руководство пользователя по анализу Abaqus, Simulia, 2013 г.
4. В. Ван, Ц. Лин. Справочник по машинам [М]. China Machine Press. 2004 г.

17

Гибкая труба, армированная сталью, при изгибе

17.1 Введение

В процессах загрузки и разгрузки барабанной установки для гибкой трубы, армированной стальной (ГТАС), она должна выдерживать значительные изгибы при сохранении целостности. Для обеспечения безопасности и надежности применения ГТАС, необходимо понимать поведение ГТАС при изгибе.

В последние несколько десятилетий значительные усилия были направлены на изучение механической реакции композитных труб на чистый изгиб. Ксиа и другие [1] представили решение для многослойных композитных труб с филаментной намоткой при чистом изгибе, которое основано на классической теории ламинированных пластин, и отметили, что форма поперечного сечения трубы больше не является кругом, даже когда труба подвергается воздействию чистому изгибу. Ли, Чжэн и др. [2] предложили четырехслойную аналитическую модель для изучения механических свойств изгиба пластиковой трубы, армированной поперечно-спирально намотанной стальной проволокой (связанной трубы), и выполнили анализ конечных элементов (КЭ) с использованием геометрически нелинейной КЭ модели. Бай и другие [3] исследовали овализационную неустойчивость армированной термопластиковой трубы при чистом изгибе, которая привела к эффекту поперечной деформации по толщине.

Было проведено несколько исследований свойств несвязанных гибких труб на изгиб. Крайнканик и Кебадзе [4] дали аналитические формулировки для определения зависимости изгибающего момента от кривизны для спирального слоя в несвязанных гибких трубах и обнаружили, что жесткость на изгиб является функцией кривизны изгиба, коэффициентов трения между слоями и межслойного контактного давления. Дун и др. [5] приняли во внимание вклады локального изгиба и кручения отдельных спиральных элементов в поведение при изгибе спиральных слоев и обнаружили, что учет этого локального поведения существенно влияет на жесткость при сгибании при полном скольжении. Их команда [6] далее разработала модель поведения несвязанных гибких труб при сгибании с учетом тангенциальной податливости межслойных контактных поверхностей и деформаций сдвига, и предоставила аналитические формулировки для описания общего начала и развития скольжения в армирующих слоях при растяжении. Варгас и др. [7] оценили локальное поведение гибкой трубы при сочетании осесимметричных и изгибающих нагрузок с помощью серии экспериментальных испытаний и получили деформации в растянутом армирующем слое. Сэвик [8] представил две альтернативные формулировки для прогнозирования напряжения изгиба в растянутых армирующих слоях, а также провел экспериментальные исследования с использованием измерений деформации для проверки эффективности обеих формул с точки зрения напряжения изгиба и усталости. Тан и др. [9] выбрали и обобщили аналитические модели, доступные в литературе, для прогнозирования напряжения изгиба спиральной проволоки в несвязанной гибкой трубе и установили 3D-модель КЭМ для обсуждения применимости и

ограничений этих моделей для различных структурных параметров спиральной проволоки.

Однако было проведено мало исследований по пределу прочности гибких труб, подвергающихся чистому изгибу, что важно для оценки целостности и безопасности трубы при установке и эксплуатации. Это может быть связано со сложной реакцией и взаимодействием между несколькими слоями внутри трубы. Развитие нелинейности материала также является сложной проблемой.

В этой главе механические характеристики ГТАС, подвергнутых чистому изгибу, исследуются с помощью численного моделирования. Коммерческое программное обеспечение ABAQUS используется для моделирования неустойчивости овализации. Была создана КЭ-модель, которая учитывает геометрическую и физическую нелинейность материала, а также взаимодействия скольжения и трения между слоями. Предлагаемая модель и соответствующие результаты могут быть интересны инженерам завода-изготовителя. Работа, представленная в этой главе, цитируется из части статьи «Механические характеристики гибкой трубы из металлической ленты, подвергающейся изгибу» [10].

17.2 Анализ конечных элементов

В этой части с помощью программного обеспечения ABAQUS [11] создается КЭ-модель для изучения механических характеристик гибкой трубы из металлической ленты, подвергающейся чистому изгибу.

17.2.1 Модель и свойства материала

В КЭ-модели элемент C3D8I выбран для внутреннего и внешнего ПЭ слоев. S4R применяется для имитации слоев армирования стальной лентой. На рисунке 17.1 показаны сетки КЭ-модели для ГТАС под нагрузкой чистого изгиба.

Свойства материала для полиэтиленовых и стальных лент в модели получены в результате испытаний на одноосное растяжение. Отношение напряжения к деформации для полиэтиленового материала такое же, как и в главе 15, а соотношение для стальной ленты взято из данных, предоставленных компанией OPR.

Контакт между поверхностями выбирается для контактов между слоями стальных лент, слоями стальной ленты и полиэтилена. Формулировка скольжения выбрана как конечное скольжение, а ухудшение выбрано как ее касательное поведение. Коэффициент трения устанавливается равным 0,35 для контакта между стальными лентами и 0,22 для контакта между ПЭ и стальной лентой. Жесткий контакт с допустимым разделением определяется как нормальное поведение.



Рисунок 17.1 КЭ-модель ГТАС.

17.2.2 Нагрузки и граничные условия

Длина модели составляет 300 мм, а геометрические размеры трубы соответствуют размерам, указанным в главе 15. На одном конце трубы накладывается симметричное граничное условие относительно оси Z. На другом конце устанавливается кинематическая связь, связывающая поперечное сечение во всех шести степенях свободы, и его опорная точка (RP1) расположена в центре поперечного сечения. Кроме того, к наборам узлов на внешней поверхности симметричного конца применяются дополнительные ограничения, чтобы поперечное сечение создавало овальную деформацию. $U1 = 0$ в верхней и нижней точках заставляет ограниченные точки перемещаться только вверх и вниз, а $U2 = 0$ в левой и правой сторонах гарантирует, что эти точки могут двигаться только в левом и правом направлениях.

Чистый изгиб трубы достигается за счет вращения в контрольной точке RP1 в степени свободы UR1. В то же время оставшиеся две свободы вращения UR2 и UR3 ограничены значением 0, что используется для предотвращения вращения поперечного сечения в направлениях Y и Z. Кроме того, в RP1 установлено $U1 = 0$, что может предотвратить перемещение поперечного сечения в направлении X.

17.2.3 Результаты анализа

График контура смещения, рассчитанный в результате моделирования, показан на рисунке 17.2. При приложении к трубе изгибающего момента труба становится эллиптической.

На рисунке 17.3 показана зависимость между изгибающим моментом и кривизной трубы. В начальной фазе изгибающий момент поперечного сечения почти линейно возрастает с кривизной. Затем возникает явление нелинейности кривых, когда кривизна сильно увеличивается, а значение изгибающего момента немного увеличивается. После достижения пиковой точки изгибающий момент начинает падать, но кривизна все равно увеличивается. Эту точку пика можно рассматривать как максимальный изгибающий момент, который может выдержать труба, а кривизна, соответствующая этому моменту, принимается как максимальная кривизна, которой может подвергнуться труба. Для этой исследуемой трубы максимальный изгибающий момент и кривизна составляют 1408 Н·м и $2,21 \text{ м}^{-1}$ соответственно, что означает, что радиус изгиба трубы в эксплуатации не должен быть менее 0,45 м с точки зрения предела прочности.

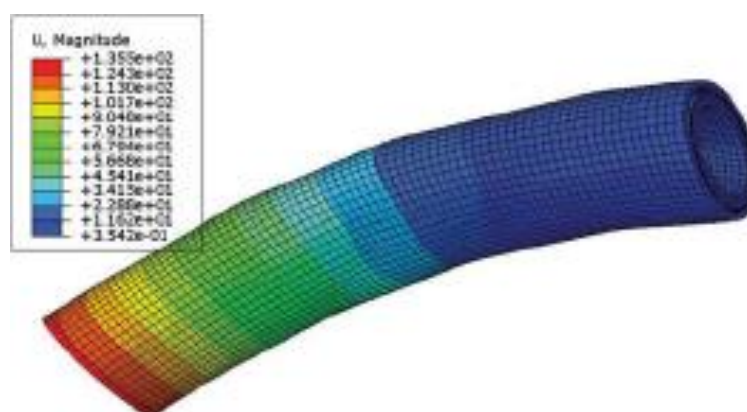


Рисунок 17.2 График контура смещения трубы при чистом изгибе.

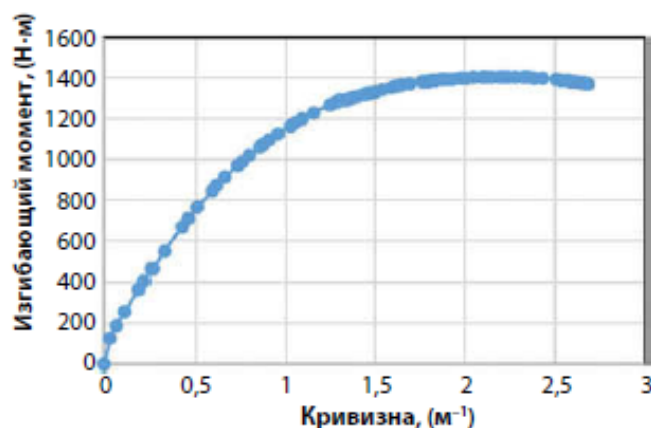


Рисунок 17.3 Взаимосвязь между изгибающим моментом и кривизной трубы.

На рисунке 17.4 показано изменение жесткости на изгиб в зависимости от кривизны. Жесткость на изгиб уменьшается с увеличением кривизны. Когда он достигает своей максимальной кривизны, ее жесткость на изгиб становится отрицательной, что дополнительно указывает на неприменимость трубы.

На рисунке 17.5 показано соотношение между изгибающим моментом и овальностью поперечного сечения в среднем пролете трубы (поверхность, на которую накладываются симметричные граничные условия). Из кривой можно заметить, что при изгибающем моменте менее 1000 Н·м овальность увеличивается медленно. Однако, когда значение превышает 1000 Н·м, резко увеличивается овальность, которая оказывается почти перпендикулярной горизонтальной оси. После этого, даже когда изгибающий момент начинает уменьшаться, овальность все равно быстро увеличивается. В практическом применении овальность поперечного сечения должна быть ограничена определенным значением, например 8%. То есть, даже если труба не достигла предела прочности, ее можно рассматривать как недействительную, поскольку овальность слишком большого размера может оказать значительное влияние на транспортировку жидкостей, или труба может столкнуться с более серьезными трудностями при выполнении комбинированных работ. Таким образом, минимальный радиус изгиба трубы в эксплуатации должен быть определен с учетом всех аспектов и соображений.

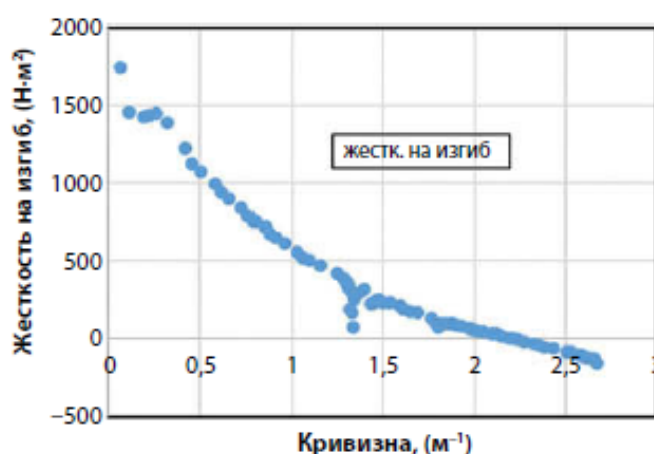


Рисунок 17.4 Взаимосвязь между жесткостью на изгиб и кривизной трубы.

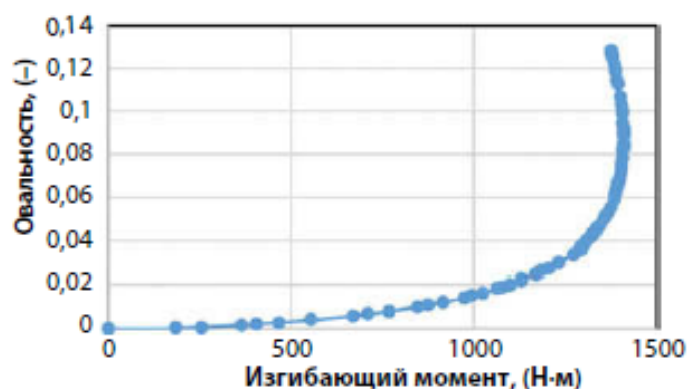


Рисунок 17.5 Взаимосвязь между изгибающим моментом и овальностью поперечного сечения.

17.3 Механические характеристики и обсуждения

Механические характеристики армирующих слоев стальных лент, а также полиэтиленовых слоев трубы при простом изгибе также может представлять интерес для инженеров. В этой части отдельно исследуются их механические реакции. Если не указано иное, контурные графики печатаются с точки максимального изгибающего момента, который может выдержать труба. То есть эти графики относятся к окончательному состоянию трубы.

17.3.1 Внутренний полиэтиленовый слой

Когда труба подвергается чистому изгибу, она делится на зону растяжения и зону сжатия. Если структура, а также свойства материала симметричны относительно нейтральной оси, напряженное состояние должно быть аналогичным. Однако из-за наличия стальной ленты эта симметричная деформация полиэтиленовых слоев не может быть реализована. Контурная диаграмма напряжения Мизеса внутреннего полиэтиленового слоя для его растягивающей и сжимающей сторон проиллюстрирована на рисунках 17.6 и 17.7. Видно, что напряжение на боковой стороне трубы явно меньше, чем на верхней и нижней стороне. Тем не менее, можно также заметить, что напряженное состояние на верхней стороне гораздо более равномерно распределено, в то время как состояние для нижней стороны имеет некоторые зebraические формы. Это может быть связано с тем, что при изгибе спиральные полосы могут иметь тенденцию выгибаться внутрь на стороне сжатия, что приводит к большему контактному давлению на внешней поверхности внутреннего полиэтиленового слоя и большему напряженному состоянию по Мизесу. Эти точки также могут иметь большее напряжение.

Компоненты эквивалентной деформации (PEEQ) внутреннего полиэтиленового слоя показаны на рисунке 17.8. Сравнивая рисунок 17.7 с рисунком 17.8, можно заметить, что выделенная часть на этих двух графиках в целом одинакова, за исключением того, что самый большой PEEQ находится в местах, где соответствующее ему напряжение Мизеса относительно мало по сравнению с окружающими областями. Поскольку во внимание принимается нелинейность материала и стадия спуска зависимости напряжение от деформации, внешний вид и сущность, отраженные этими двумя контурными графиками, в значительной мере совпадают друг с другом, и эти выделенные участки, скорее всего, сломаются при изгибе.

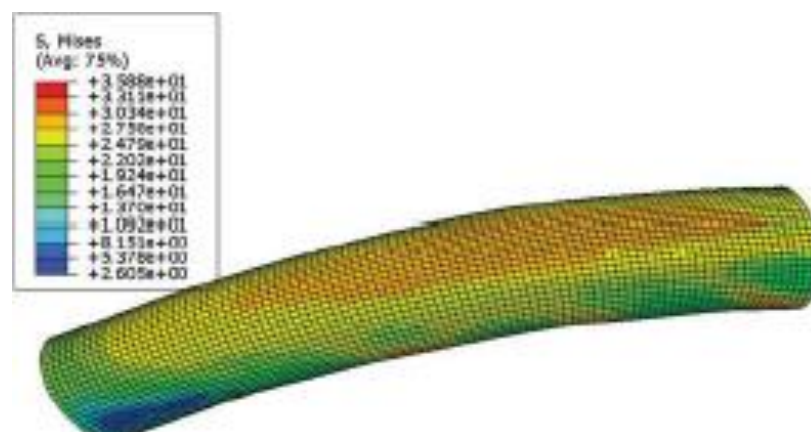


Рисунок 17.6 Сторона растяжения внутреннего полиэтиленового слоя.

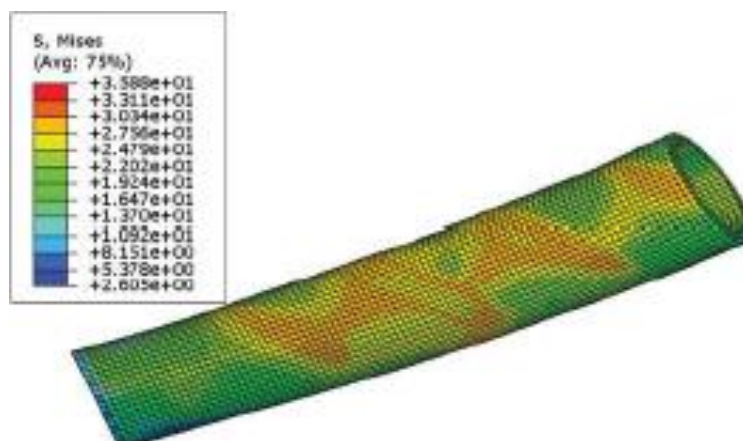


Рисунок 17.7 Сторона сжатия внутреннего полиэтиленового слоя.

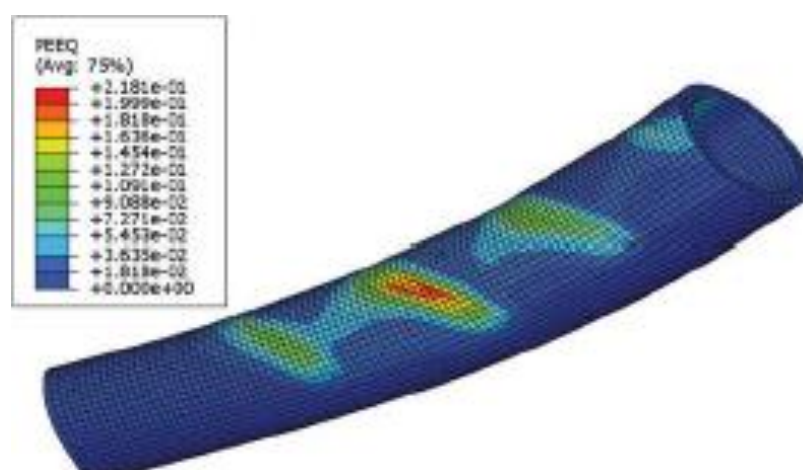


Рисунок 17.8 PEEQ внутреннего полиэтиленового слоя.

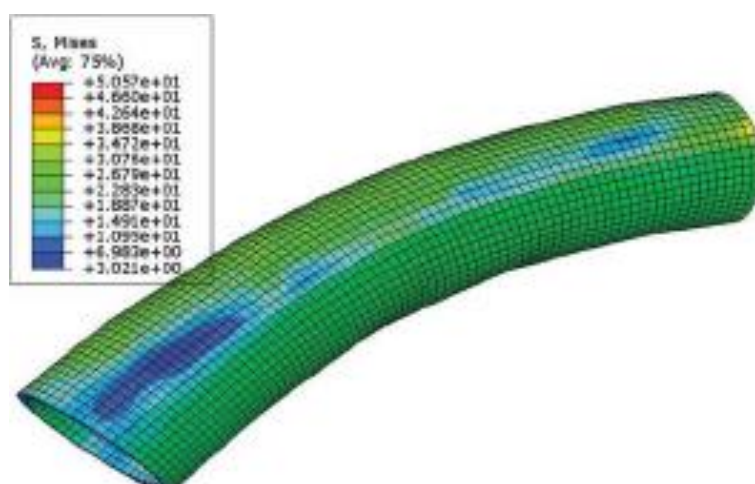


Рисунок 17.9 Контур Мизеса внешнего полиэтиленового слоя.

17.3.2 Внешний полиэтиленовый слой

На рисунке 17.9 показан контурный график напряжения внешнего полиэтиленового слоя. Напряженное состояние, показанное на рисунке, в целом одинаково для верхней и нижней сторон трубки, а также намного более однородно по сравнению с внутренним полиэтиленовым слоем. Однако деформированная форма внешнего полиэтиленового слоя не такая гладкая; есть очевидная форма полосы на нижней стороне. Фактически, результат эксперимента также показывает то же явление, что может указывать на то, что в этих местах может произойти смятие трубы.

Из рисунка 17.10 видно, что выделенные участки напоминают ленту на контурном графике, а наибольший РЕЕQ соответствует пространствам самого внешнего армирующего слоя стальной ленты. Игнорируя концентрацию напряжений, можно также увидеть, что самый большой РЕЕQ для внешнего полиэтиленового слоя намного меньше, чем у внутреннего полиэтиленового слоя в тот же момент. Таким образом, с точки зрения прочности материала внутренний полиэтиленовый слой гораздо более склонен к разрушению. Однако, когда труба подвергается чистому изгибу, смятие труб является более распространенным видом разрушения в большинстве случаев и проблемой, вызывающей гораздо большее беспокойство в практических применениях по сравнению с разрушением материала.

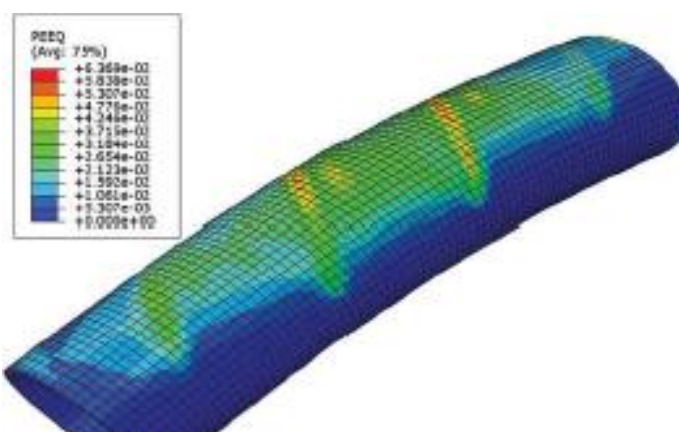


Рисунок 17.10 РЕЕQ внешнего полиэтиленового слоя.

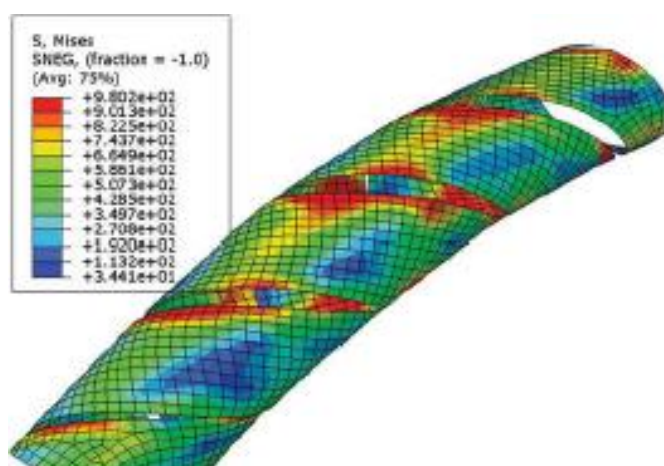


Рисунок 17.11 Напряжение Мизеса первого армирующего слоя стальной ленты.

17.3.3 Слои стальной ленты

Взяв в качестве примера первый армирующий слой из стальной ленты, показанный на рисунках 17.11 и 17.12, можно заметить, что напряжения Мизеса на стороне растяжения и на стороне сжатия также явно больше, чем на двух боковых сторонах, а также на верхней стороне растяжения слоя ленты. Напряжение Мизеса, расположенное на краю ленты по ее ширине, больше, чем в ее промежуточной части; это может быть связано с концентрацией напряжения. То же самое и со стороной сжатия. Более того, стальные ленты могут соприкасаться друг с другом при увеличении кривизны, в результате чего концентрация напряжений гораздо более серьезна в блокируемой части.

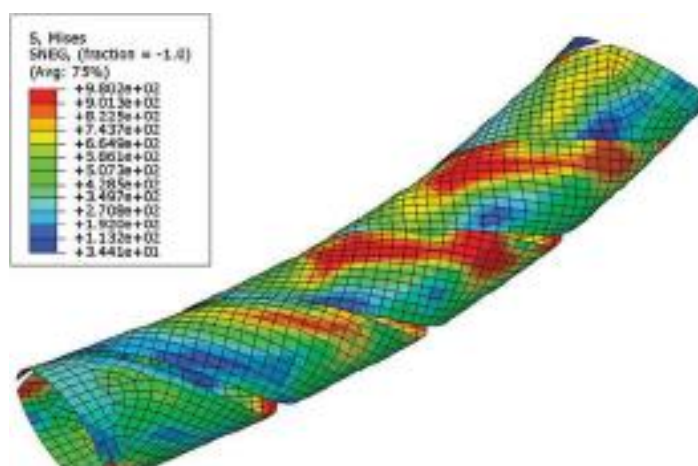


Рисунок 17.12 Напряжение Мизеса первого армирующего слоя стальной ленты.

17.4 Выводы

В этой главе механические характеристики ГТАС, подвергнутой чистому изгибу, исследуются посредством анализа КЭ. Предлагаемый конечно-элементная модель и представленные здесь результаты расчетов могут не только предоставить справочные материалы для общего понимания механических характеристик ГТАС, но также могут предоставить некоторые рекомендации для теоретических выводов и экспериментальных рекомендаций в будущей работе.

Использованная литература

1. М. Ся, Х. Такаянаги, К. Кеммочи. Поведение многослойных труб, армированных волокном, при изгибе [J]. *Композитные конструкции*, 56 (2), 201–210, 2002.
2. С. Ли, Ц. Чжэн, Ф. Ши и др. Анализ смятия пластиковых труб, армированных стальной проволокой с перекрестной намоткой, при изгибе [С] // *Конференция по сосудам и трубопроводам, работающим под давлением*, ASME 2009. Американское общество инженеров-механиков, 259–268, 2009.
3. И. Бай, Б. Юй, П. Чжэн и др. Поведение армированной термопластиковой трубы при изгибе [J]. *Журнал морской механики и арктического машиностроения*, 137 (2), 021701, 2015.
4. И. Крайнканик., Е. Кебадзе. Инициирование и развитие скольжения в спиральных слоях армирования несвязанных гибких труб и его влияние на поведение трубы при изгибе [J]. *Журнал анализа деформации для инженерного проектирования*, 36 (3), 265–275, 2001.
5. Л. Донг, Й. Хан, Ц. Чжан и др. Аналитическая модель для прогнозирования поведения несвязанных гибких труб при изгибе [J]. *Журнал судовых исследований*, 57 (3), 171–177, 2013.
6. Л. Донг, И. Хан, Г. Донг и др. Моделирование изгиба несвязанных гибких труб с учетом тангенциальной податливости межслойных контактных поверхностей и деформаций сдвига [J]. *Морские сооружения*, 42, 154–174, 2015.
7. Варгас-Лондоньо Т., де Соуза Дж. Р. М., Маглута С. и др. Теоретический и экспериментальный анализ поведения несвязанных гибких труб при изгибе [С] // *33-я международная конференция ASME 2014 по инженерному делу в океане, шельфе и Арктике*. Американское общество инженеров-механиков, 2014.
8. Сэвик С. Теоретические и экспериментальные исследования напряжений в гибких трубах [J]. *Компьютеры и конструкции*, 89 (23), 2273–2291, 2011.
9. М. Тан, Ч. Ян, Ц. Ян и др. Применимость и ограничения аналитических моделей напряжения изгиба спиральной проволоки в несвязанных гибких трубах [J]. *Прикладные исследования океана*, 50, 58–68, 2015.
10. И. Бай, П. Хан, Т. Лю. Поведение гибких труб, армированных сталью, при изгибе. (будут отправлены в *Композитные конструкции*).
11. SIMULIA, *Руководство пользователя по анализу ABAQUS*, вер. 6.14, 2014.

18

Гибкая труба, армированная сталью, под действием внутреннего давления и растяжения

18.1 Введение

Как один из видов несвязанных гибких композитных труб, армирующие слои гибких труб, армированных сталью (ГТАС), могут скользить под действием внутреннего давления и растягивающей нагрузки. В этой главе анализируются механические характеристики гибкой трубы, армированной стальной лентой, под действием внутреннего давления и растяжения. Основанное на главе 14, аналитическое решение в этой главе цитируется из статьи «Анализ поведения при разрушении гибкой трубы, армированной стальной лентой, под действием внутреннего давления и растяжения» [1].

18.2 Аналитическое решение

18.2.1 Анализ деформации

Для трубы определенной длины, например, с шагом P , углы намотки слоя, армированного стальной лентой, до и после растягивающей нагрузки на трубу показаны на рисунке 18.1.

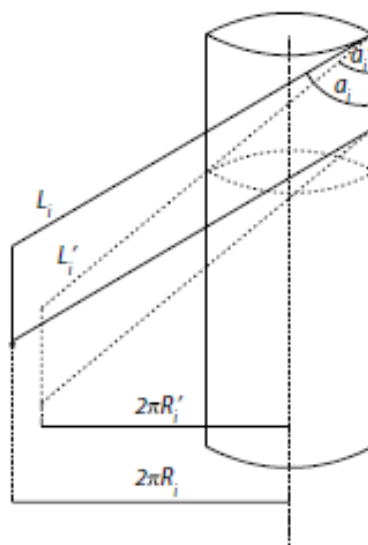


Рисунок 18.1 Изменение угла намотки до и после растягивающей нагрузки.

Осевая деформация трубы выражается следующим образом:

$$\varepsilon_z = \frac{\Delta u}{P} \quad (18.1)$$

где P - длина шага трубы, а u - осевое смещение трубы.

Осевая деформация арматуры стальной лентой рассчитывается следующим образом [2]:

$$\varepsilon_i^a = \frac{l'_i - l_i}{l_i} = \frac{l'_i}{l_i} - 1 \quad (18.2)$$

$$l'_i = \sqrt{(2\pi R'_i)^2 - (P(1 + \varepsilon_z))^2} \quad (18.3)$$

$$P = 2\pi R_i \cot a_i \quad (18.4)$$

$$l_i = 2\pi R_i / \sin a \quad (18.5)$$

Подставляя уравнения (18.3) ~ (18.5) к уравнению (18.2), осевая деформация арматуры стальной полосой переписывается как [3]

$$\varepsilon_i^a = ((1 + \varepsilon_z)^2 \cos^2 a_i + \beta_i^2 \sin^2 a_i)^{\frac{1}{2}} - 1 \quad (18.6)$$

$$\beta_i = \frac{R'_i}{R_i}.$$

где

Уравнение (18.6) показывает связь между осевой деформацией трубы и осевой деформацией армирующего слоя.

18.2.2 Анализ напряжений

Под действием внутреннего давления и растяжения поперечное сечение трубы демонстрирует три типа деформации:

1. Радиальное сжатие из-за коэффициента Пуассона под действием растягивающих нагрузок;
2. Эффект радиального сжатия, вызванный усиливающим слоем под действием растягивающих нагрузок;
3. Эффект расширения поперечного сечения под внутренним давлением.

Радиальное давление, действующее на поперечное сечение трубы со стороны армирующих слоев под растягивающей нагрузкой, можно представить как [4]

$$P_1 = \frac{1}{2\pi R_1'} \left(\frac{nN_{re} \tan a_1 \sin a_1'}{R_1(1+\varepsilon_z)} + \frac{nN_{pe} \tan a_1 \sin a_1'}{R_1(1+\varepsilon_z)} \right) \quad (18.7)$$

$$P_2 = \frac{1}{2\pi R_2'} \left(\frac{nN_{re} \tan a_2 \sin a_2'}{R_2(1+\varepsilon_z)} + \frac{nN_{pe} \tan a_2 \sin a_2'}{R_2(1+\varepsilon_z)} \right) \quad (18.8)$$

$$N_{re} = A_{re} E_{re} \varepsilon_{re}^\alpha \quad (18.9)$$

$$N_{pe} = A_{pe} E_{pe} \varepsilon_{pe}^\alpha \quad (18.10)$$

где A , E , ε обозначают площадь поперечного сечения, модуль упругости и осевую деформацию стальной ленты (re) и ПЭ (pe), соответственно.

Внутренний слой ПЭВП, $r_0 \sim r_1$, армирующий слой, $r_1 \sim r_5$ и внешний слой ПЭВП, $r_5 \sim r_6$, имеют такое же выражение деформации/напряжения, как показано на рисунке 18.2.

Предполагая, что массовые силы отсутствуют, для каждого слоя трубы уравнение равновесия выражается как [5]

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta r}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{zr}}{\partial z} + \frac{\sigma_r - \sigma_z}{r} = 0 \quad (18.11a)$$

$$\frac{\partial \tau_{\theta r}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{z\theta}}{\partial z} + \frac{2\tau_{\theta r}}{r} = 0 \quad (18.11b)$$

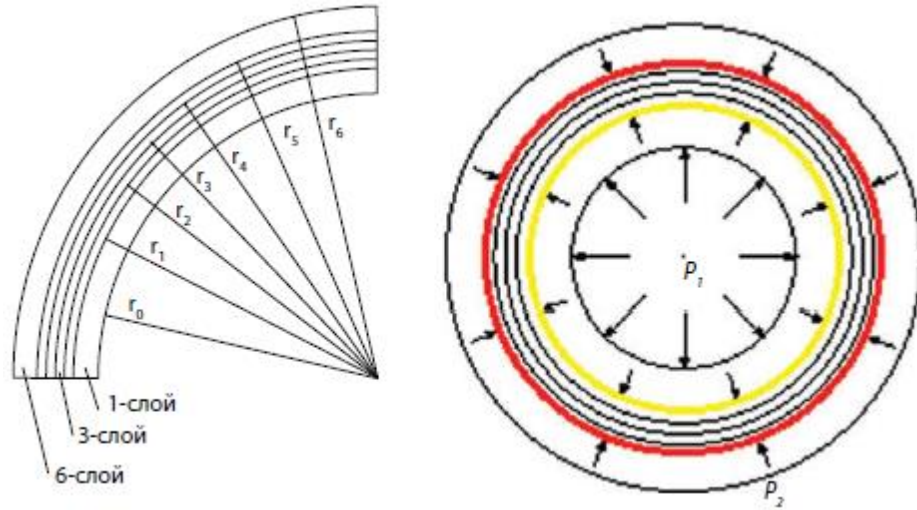


Рисунок 18.2 Идентификация нагрузки в поперечном сечении трубы.

$$\frac{\partial \tau_{zr}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{zr}}{\partial \theta} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\tau_{zr}}{r} = 0 \quad (18.11c)$$

Учитывая осесимметричное свойство нагрузки, соотношение между деформацией и перемещением можно описать следующим образом:

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r}, \quad \varepsilon_r = \frac{\partial u_z}{\partial z}, \quad \varepsilon_r = \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r}{r} \quad (18.12a)$$

$$\gamma_{\theta r} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\theta}{r} \right)$$

$$\gamma_{z\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + \frac{\partial u_\theta}{\partial z}, \quad \gamma_{zr} = \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial z} \quad (18.12b)$$

Подставляя уравнения (18.12a) ~ (18.12b) в уравнения (18.11a) ~ (18.11c), уравнения равновесия можно переписать в виде [6]

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0 \quad (18.13a)$$

$$\frac{\partial \tau_{\theta r}}{\partial r} + \frac{2\tau_{\theta r}}{r} = 0 \quad (18.13b)$$

$$\frac{\partial \tau_{zr}}{\partial r} + \frac{\tau_{zr}}{r} = 0 \quad (18.12c)$$

Закон Гука

$$\begin{aligned} \sigma_r &= (\lambda + 2G)\varepsilon_r + \lambda\varepsilon_\theta + \lambda\varepsilon_z \\ \sigma_\theta &= (\lambda + 2G)\varepsilon_\theta + \lambda\varepsilon_r + \lambda\varepsilon_z \\ \sigma_z &= (\lambda + 2G)\varepsilon_z + \lambda\varepsilon_r + \lambda\varepsilon_\theta \end{aligned} \quad (18.14)$$

где

$$\begin{aligned} \sigma_r &= (\lambda + 2G)\frac{\partial u}{\partial r} + \lambda\frac{u}{r} + \lambda\varepsilon_z \\ \sigma_\theta &= (\lambda + 2G)\frac{u}{r} + \lambda\frac{\partial u}{\partial r} + \lambda\varepsilon_z \end{aligned} \quad (18.15)$$

Подставляя уравнение (18.15) в уравнения (18.13a) ~ (18.13c), дифференциальные уравнения перемещения получаются как [7, 8]

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad (18.16)$$

Решая уравнение (18.16), смещение можно решить следующим образом:

$$u = C_1 R + \frac{C_2}{r} \quad (18.17)$$

и выражения напряжений можно переписать как

$$\sigma_r = C_3 - \frac{C_4}{r^2} \quad (18.18)$$

$$\sigma_\theta = C_3 + \frac{C_4}{r^2} \quad (18.19)$$

где C_1, C_2, C_3, C_4 - константы целостности.

18.2.3 Граничные условия

Граничные условия для внутреннего слоя ПЭВП, армирующего слоя и внешнего слоя ПЭВП представлены ниже.

18.3 Внутренний слой ПЭВП

$$(\sigma_r)_{r=r_0} = 0, (\sigma_r)_{r=r_1} = \sigma_1 - P_1 \quad (18.20)$$

Константы целостности

$$C_3 = \frac{r_0 P_{in} - r_1^2 (P_1 - \sigma_1)}{r_1^2 - r_0^2} \quad C_4 = \frac{r_0^2 r_1^2 (P_{in} - P_1 + \sigma_1)}{r_1^2 - r_0^2}$$

$$C_1 = \frac{1}{2(\lambda + G)} \left[\frac{r_0 P_{in} - r_1^2 (P_1 - \sigma_1)}{r_1^2 - r_0^2} - \lambda \sigma_z \right]$$

$$C_2 = \frac{1}{2G} \frac{r_1^2 r_0^2 (P_{in} - P_1 + \sigma_1)}{r_1^2 - r_0^2}$$

Смещение при $r = r_1$ получается как [9]

$$u_{r=r_1} = \frac{r_1}{2(\lambda + G)} \left[\frac{r_0 P_{in} - r_1^2 (P_1 - \sigma_1)}{r_1^2 - r_0^2} - \lambda \sigma_z \right] + \frac{1}{2G} \frac{r_0^2 r_1 (P_{in} - P_1 + \sigma_1)}{r_1^2 - r_0^2} \quad (18.21)$$

18.3.1 Слои армирования

$$(\sigma_r)_{r=r_1} = \sigma_1, \quad (\sigma_r)_{r=r_2} = -\sigma_2 \quad (18.22)$$

Константы целостности

$$C_3 = \frac{r_1^2 \sigma_1 + r_5^2 \sigma_2}{r_1^2 - r_5^2} \quad C_4 = \frac{r_1^2 r_5^2 (\sigma_1 + \sigma_2)}{r_1^2 - r_5^2}$$

$$C_1 = \frac{1}{2(\lambda + G)} \left(\frac{r_1^2 \sigma_1 + r_5^2 \sigma_2}{r_1^2 - r_5^2} - \lambda \varepsilon_z \right)$$

$$C_2 = \frac{1}{2G} \frac{r_1^2 r_5^2 (\sigma_1 + \sigma_2)}{r_1^2 - r_5^2}$$

Радиальные смещения при $r = r_1$ и $r = r_5$ представлены как [9]

$$u_{r=r_1} = \frac{r_1}{2(\lambda + G)} \left(\frac{r_1^2 \sigma_1 + r_5^2 \sigma_2}{r_1^2 - r_5^2} - \lambda \varepsilon_z \right) + \frac{1}{2G} \frac{r_1 r_5^2 (\sigma_1 + \sigma_2)}{r_1^2 - r_5^2} \quad (18.23)$$

$$u_{r=r_5} = \frac{r_5}{2(\lambda + G)} \left(\frac{r_1^2 \sigma_1 + r_5^2 \sigma_2}{r_1^2 - r_5^2} - \lambda \varepsilon_z \right) + \frac{1}{2G} \frac{r_1^2 r_5 (\sigma_1 + \sigma_2)}{r_1^2 - r_5^2} \quad (18.24)$$

18.3.2 Внешний слой ПЭВП

$$(\sigma_r)_{r=r_6} = 0, \quad (\sigma_r)_{r=r_5} = P_2 - \sigma_2 \quad (18.25)$$

Константы целостности

$$C_3 = \frac{r_5^2 (P_2 - \sigma_2)}{r_5^2 - r_6^2} \quad C_4 = \frac{r_5^2 r_6^2 (P_2 - \sigma_2)}{r_5^2 - r_6^2}$$

$$C_1 = \frac{1}{2(\lambda + G)} \left(\frac{r_5^2 (P_2 - \sigma_2)}{r_5^2 - r_6^2} - \lambda \varepsilon_z \right)$$

$$C_2 = \frac{1}{2G} \frac{r_5^2 r_6^2 (P_2 - \sigma_2)}{r_5^2 - r_6^2}$$

Смещение при $r = r_5$ представлено как [10,11]

$$u_{r=r_5} = \frac{r_5}{2(\lambda + G)} \left(\frac{r_5^2 (P_2 - \sigma_2)}{r_5^2 - r_6^2} - \lambda \varepsilon_z \right) + \frac{1}{2G} \frac{r_5 r_6^2 (P_2 - \sigma_2)}{r_5^2 - r_6^2} \quad (18.26)$$

Комбинируя уравнения (18.21) ~ (18.26), напряжения получаются как

$$\sigma_1 = \frac{1}{(2G + \lambda)r_1^2(r_0^2 - r_6^2)} \left((((P_1 - 2P_{in})r_1^2 + (2P_{in} - P_2 - P_1)r_6^2 - P_2r_5^2)G + ((P_1 - P_{in})r_1^2 - r_6^2(P_1 + P_2 - P_{in}))\lambda)r_0^2 + (((P_2 - P_1)r_6^2 + P_2r_5^2)G + P_2r_6^2\lambda)r_1^2 \right) \quad (18.27)$$

$$\sigma_2 = \frac{1}{(2G + \lambda)r_5^2(r_0^2 - r_6^2)} \left((((P_2 + P_1 - 2P_{in})r_6^2 - r_5^2(P_1 - P_2 - 2P_{in}))G - ((P_{in} - P_1 - P_2)r_6^2 + r_5^2(P_1 - P_{in}))\lambda)r_0^2 + ((P_1r_1^2 - P_2r_5^2)r_0^4 - P_1r_1^2r_5^2 - P_2r_5^4)G - P_2r_5^2r_6^2\lambda \right) \quad (18.28)$$

σ_1 обозначает напряжение между границей раздела внешнего полиэтиленового слоя и самого внешнего армирующего слоя (красный кружок на рисунке 18.2), а σ_2 обозначает напряжение между границей раздела внутреннего полиэтиленового слоя и самого внутреннего армирующего слоя (желтый кружок на рисунке 18.2).

18.3.3 Уравнение равновесия

Для определенной длины гибкой трубы, армированной сталью, находящейся под внутренним давлением и растяжением, уравнение равновесия представлено следующим образом [12, 13]:

$$T_1 = -T_2 = \sum_{i=1}^{4n} (N_i \cos a'_i) + N_{ic} + N_{mc} + N_{oc} \quad (18.29)$$

где N_{ic} , N_{mc} , N_{oc} обозначают осевую силу внутреннего слоя ПЭВП, армирующих слоев и внешнего слоя ПЭВП.

18.3.4 Таблица решений

Программа, основанная на вышеупомянутом аналитическом решении, была закодирована с помощью программного обеспечения MATLAB для анализа механических характеристик гибкой трубы, армированной сталью.

Следующие шаги представляют собой процедуру решения:

1. Определение постоянных интегрирования.
2. Получение перемещений и деформаций всех слоев.

3. Рассчитываются напряжения всех слоев в цилиндрической системе координат и напряжения армированных слоев в локальных координатах материала.
4. Если труба выходит из строя под определенным внутренним давлением, растягивающая нагрузка определяется на основе критериев разрушения.

Этот итерационный процесс для пакетного анализа решается с помощью MATLAB. Блок-схема процедуры расчета представлена на рисунке 18.3.

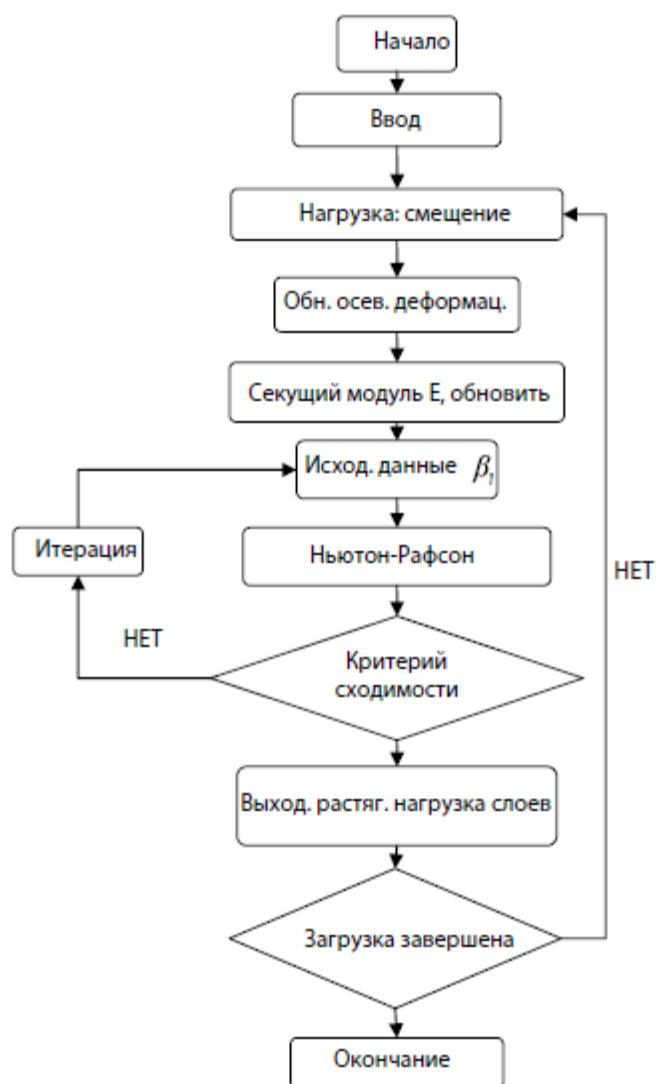


Рисунок 18.3 Блок-схема аналитического решения.

18.4 Конечно-элементный анализ

18.4.1 Введение

КЭ-модель была создана для сравнения с теоретической моделью с точки зрения распределения напряжений на армирующих слоях. В таблице 18.1 перечислены исходные данные для разработки конечно-элементной модели.

Для упрощения полиэфирные ленты, которые наматываются между самой внешней стальной лентой и внешним слоем ПЭВП, включены во внешний слой ПЭВП. Из-за малой толщины и свойств материала, сходных с ПЭВП, влияние этой простоты на точность моделирования незначительно.

18.4.2 Свойства материала

Перед созданием КЭ-модели было проведено испытание ПЭ на растяжение для проверки свойств образца ПЭ при различных степенях удлинения. Эти образцы были вырезаны из внешнего слоя трубы из ПЭВП. Размер и особая форма разработаны в соответствии со стандартом, чтобы гарантировать удлинение только средней части АВ под действием растягивающей нагрузки. Верхняя и нижняя части EG и FH были зажаты на верхних и нижних плоскогубцах устройства, а затем удлинялись с определенной скоростью.

Таблица 18.1 Размеры труб и параметры конструкции.

Параметры	Значение
Внутренний радиус (мм)	25
Внутренняя толщина ПЭВП (мм)	6
Армирующие слои	4
Количество стальных лент на слой	2
Угол намотки стальной ленты (°)	+54,7/+54,7/ 54,7/ 54,7
Толщина стальной ленты (мм)	0,5
Ширина стальной ленты (мм)	52
Общая толщина армирующих слоев (мм)	2
Количество полиэфирных лент	2
Угол намотки полиэфирной ленты (°)	78,8
Толщина полиэфирной ленты (мм)	0,1
Ширина полиэфирной ленты (мм)	75
Общая толщина полиэфирных слоев (мм)	0,2
Наружная толщина ПЭВП (мм)	3,8

На рисунке 18.4 показаны испытательная установка и результаты испытаний зависимости смещения и растяжения для образца из полиэтилена высокой плотности.

Система автоматически записывает отношения смещения и натяжения при различных скоростях удлинения. Рекомендуемые скорости: 2 мм/ин, 5 мм/мин, 10 мм/мин, 20 мм/мин и 50 мм/мин в соответствии со стандартом. Эксперимент прекращается, когда кривые становятся пологими. На этом этапе деталь АВ больше не может выдерживать более высокие растягивающие нагрузки и будет становиться все тоньше и тоньше по мере удлинения.

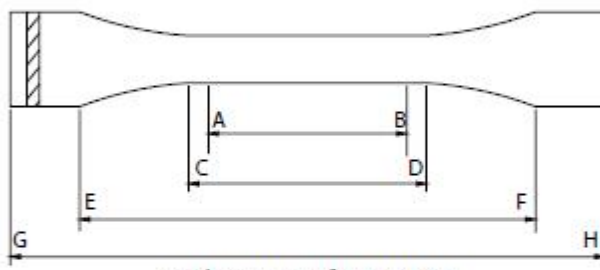
Тем временем также проводится испытание стальной ленты на растяжение. Как видно на рисунке 18.5, вводится экстензометр для калибровки ее деформации, и соответствующее напряжение автоматически регистрируется испытательной машиной; скорость нагружения устанавливается равной 0,2 мм/мин в соответствии со стандартом ISO 6892-1-2009.

18.4.3 Конечно-элементная модель

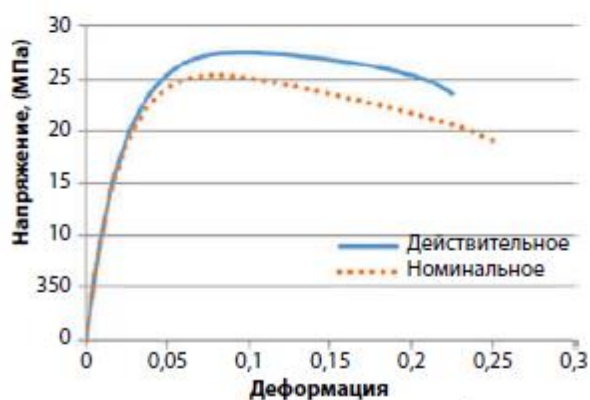
В КЭ-модели внутренний и внешний слои ПЭВП созданы как единое целое и связаны с шестигранными элементами C3D8R, в то время как слои стальной ленты созданы как оболочка, состоящая из четырехугольных элементов S4R. Оба конца ленты зацеплены треугольными элементами S3. Подробную иллюстрацию можно найти на рисунке 18.6.



(a) Подготовка образца ПЭВП



(b) Конфигурация образца HDPE

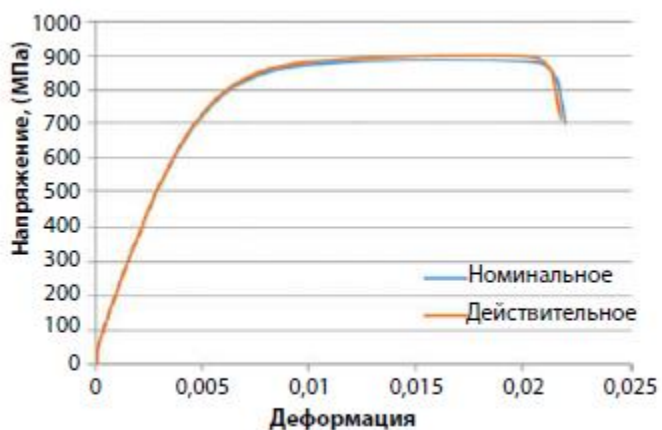


(c) Кривая зависимости напряжения от деформации ПЭВП

Рисунок 18.4 Установка для испытаний ПЭВП и результаты испытаний.



(a) Испытание на растяжение стальной ленты



(b) Кривая зависимости напряжения от деформации стальной ленты

Рисунок 18.5 Установка для испытания стальной ленты и результат испытания.

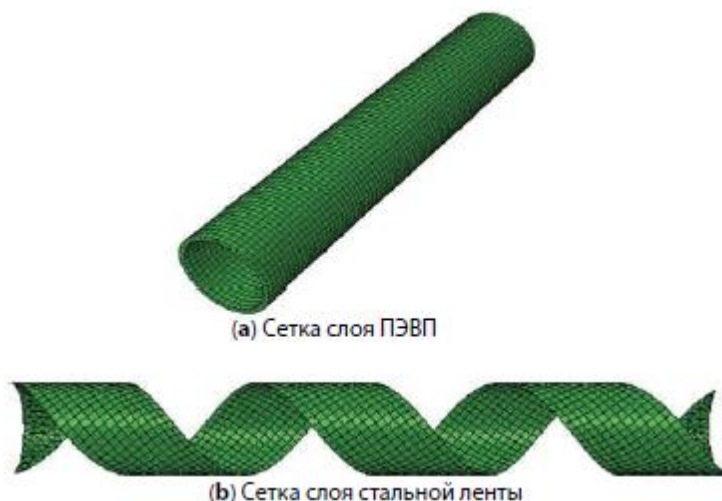


Рис. 18.6 Моделирование и построение сетки слоя ПЭВП и слоя стальной ленты.

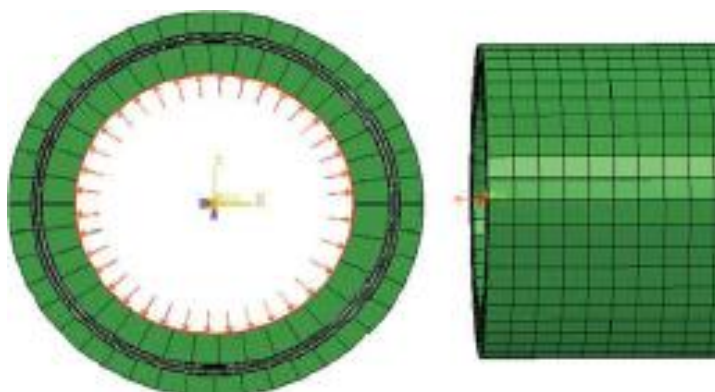


Рисунок 18.7 Нагрузка, приложенная к концу трубы в ABAQUS.

Элемент сетки был выбран случайным образом на внутренней стальной ленте для изучения изменения напряжения в процессе моделирования.

В КЭ-модели ABAQUS взаимодействие между слоями установлено как «поверхность к поверхности». Поведение при касательном трении определяется коэффициентом трения, равным 0,25, а нормальное поведение устанавливается как «жесткий контакт». Внутреннее давление, действующее на трубу, определяется как «ПОВЕРХНОСТНАЯ СИЛА», направленная наружу на внутреннюю стенку самого внутреннего слоя. Из-за «эффекта торцевой крышки» определенная сила должна быть сосредоточена на обоих концах трубы в осевом направлении за счет внутреннего давления. Эта сила моделируется путем добавления сосредоточенной силы в контрольную точку и соединения этой точки с концом трубы, как показано на рисунке 18.7. К этой точке также добавляется растягивающая нагрузка, связанная с концом трубы. Другой конец трубы подсоединяется к ОТ2 (опорной точке 2), и ОТ2 фиксируется.

Программа MATLAB настроена на завершение, когда кольцевое напряжение на слое 2 (первый армирующий слой) достигает своей предельной прочности. К этому моменту результаты анализа конечных элементов намеренно извлекаются для сравнения.

Растягивающая нагрузка, прикладываемая к концу трубы, реализуется путем регулировки осевых смещений как для моделирования, так и для экспериментов. Испытательная машина постепенно удлиняет испытываемую трубу и автоматически регистрирует растягивающую нагрузку. При анализе конечных элементов растягивающая нагрузка также контролируется приращением смещения, а не приращением натяжения.



Рисунок 18.8 Ограничение и граничные условия на каждом конце трубы.

18.4.4 Граничные условия

Смоделированная труба может свободно двигаться в осевом и радиальном направлениях, но полностью ограничена в направлении кручения. На конце трубы устанавливается цилиндрическая система координат, а в начале координат устанавливается ОТ1. Часть поперечного сечения трубы связана с ОТ1, и пять степеней свободы (СС) ограничены, за исключением СС, в осевом направлении.

Другой конец поперечного сечения трубы соединен с ОТ2, и его шесть степеней свободы жестко ограничены. При увеличении смещения в осевом направлении автоматически регистрируется растягивающая нагрузка, приложенная к ОТ2 на каждом шаге.

Нагрузка давления, действующая на внутреннюю поверхность внутреннего слоя ПЭВП, предполагается равномерной и постоянной во время процесса.

18.5 Результаты и обсуждение

КЭ-модель гибкой трубы длиной 600 мм установлена в коммерческом коде конечных элементов ABAQUS. Сначала труба растягивается на 25 мм с перемещением, контролируемым на этапе нагружения, и поддерживается постоянным, а затем применяется внутреннее давление до тех пор, пока не произойдет разрушение.

18.5.1 Сравнение методов

На рисунке 18.9 показана реакция на кольцевое напряжение самой внутренней стальной ленты при внутреннем давлении и предварительно нагруженном смещении при растяжении 25 мм. Сравнение механического отклика, предсказанного аналитическим решением и анализом КЭ, показано на рисунке. Предварительно нагруженное смещение при растяжении вызвало начальное напряжение 223,1 МПа по КЭ-модели и 283,9 МПа по теоретической модели (аналитическое решение) внутри самого внутреннего армирующего слоя стальной ленты.

Как в теоретической, так и в КЭ-модели предполагается, что гибкая труба разорвется, когда самый внутренний армирующий слой достигнет своего предела прочности 917 МПа. Аналитическое решение показывает, что труба разорвется под внутренним давлением

около 32,6 МПа, в то время как анализ конечных элементов ABAQUS, что давление разрыва составляет около 35 МПа. Однако эта разница в давлении разрыва может быть связана с явлением скольжения слоев стальной ленты. Стальные ленты в арматуре не связаны друг с другом во время изготовления, так что они могут свободно перемещаться друг к другу при воздействии растягивающей нагрузки. Кроме того, гибкая труба войдет в пластическое состояние, поскольку ее осевая деформация превышает 2,2%, и на этом этапе внутри стальной ленты может существовать крошечная деформация.

Упрощенное уравнение в формуле (18.6) может учитывать изменение угла и шага намотки, но не может учитывать основу. Таким образом, деформация стальной ленты на первом этапе в случае нагружения внутренним давлением, за которым следует нагрузка осевого растяжения, больше, чем та, которая представлена в модели ABAQUS, а на втором этапе можно рассчитать, что стальная лента разорвется раньше, что приведет к меньшей расчетной разрывной способности в аналитическом решении.

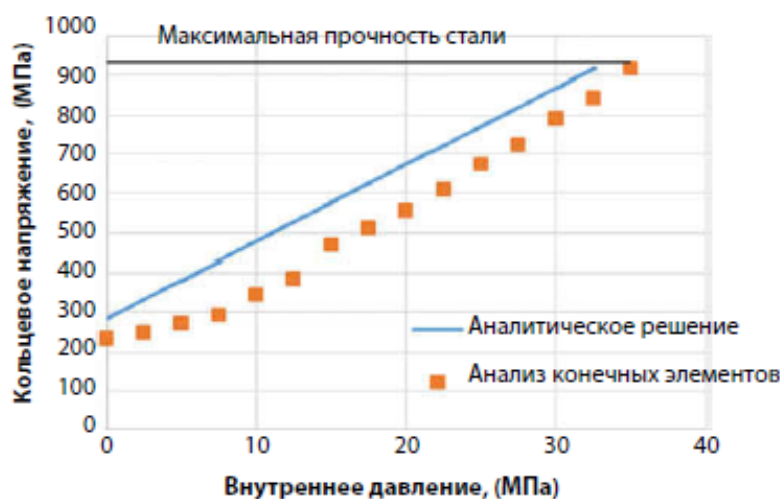


Рисунок 18.9 Реакция на кольцевое напряжение самой внутренней ленты при внутреннем давлении и предварительном натяжении.

18.5.2 Этапы нагружения

Механическое поведение гибкой трубы, армированной сталью, при внутреннем давлении и растягивающих нагрузках изменяется в зависимости от последовательности этапов нагружения. Следующие два шага нагружения используются для изучения механических характеристик гибкой трубы и ее разрушения.

- i. Сначала осевая растягивающая нагрузка, затем нагрузка внутренним давлением (растяжение → давление). Применяется осевая нагрузка, которая меньше прочности трубы на растяжение, с последующим приложением внутреннего давления до тех пор, пока не произойдет разрушение;
- ii. Сначала нагрузка внутреннего давления, затем осевая растягивающая нагрузка (давление → растяжение). Сначала прикладывают внутреннее давление, которое меньше прочности на разрыв, и поддерживают его постоянным, затем прикладывают осевую растягивающую нагрузку до тех пор, пока не произойдет разрушение.

18.5.3 Осевое напряжение, сопровождаемое внутренним давлением

18.5.3.1 Реакция на напряжение

Сначала трубу растягивают на 25 мм в режиме нагружения с управляемым перемещением. Под действием растягивающей нагрузки угол намотки, радиус намотки и шаг намотки продолжают изменяться, что может привести к сложной деформации армирующих слоев; армирующие слои натягиваются туго, но маловероятно, что они быстро достигнут предела прочности. На рисунке 18.10 показано, что кольцевое напряжение в самых внутренних слоях стальной ленты не сильно увеличивается на этапах растяжения, когда смещение при растяжении достигает 25 мм, нефрограмма напряжения показывает, что кольцевое напряжение на самом внутреннем армирующем слое колеблется от 100,2 МПа до 363 МПа. На этапе давления он быстро поднимается по мере увеличения внутреннего давления. Когда внутреннее давление достигает 33 МПа, напряжения на большей части площади этого слоя превышают 800 МПа.

18.5.3.2 Характер разрушения

По мере увеличения приложенного внутреннего давления давление, действующее на торцевую крышку, также увеличивается, и осевая сила, создаваемая таким давлением, будет растягивать трубу в осевом направлении с одной стороны. С другой стороны, при таком давлении радиус трубы увеличивается, и труба может быть отведена назад в осевом направлении, чтобы сделать деформацию совместимой, так что некоторая часть трубы может быть удлиненной, в то время как другие части могут сжиматься в осевом направлении на втором этапе. Чтобы продемонстрировать состояние деформации трубы, выбираются три типичных места (узла) на самом внутреннем армирующем слое, чтобы представить ситуации смещения трубы. Расположение этих узлов: Узел 3 рядом с концом трубы, где труба закреплена, Узел 2 в средней части трубы и Узел 1 рядом с другим концом, где применяется сила натяжения, как показано на рисунке 18.11.

Исходное смещение Узла 3, Узла 2 и Узла 1 после растягивающей нагрузки составляет 3,18 мм, 12,85 мм и 23,23 мм соответственно. После нагрузки давлением смещение на Узле 3 показывает, что эта часть немного сжалась, как показано на рисунке 18.12а, осевое смещение уменьшилось с 3,18 мм до 3,08 мм. Поскольку Узел 3 расположен рядом с неподвижным концом и деформация этой области относительно однородна, кривая зависимости вытеснения от давления кажется очень плавной. Однако для Узла 2 в средней области стальной ленты она волнообразно поднимается с 12,85 мм до 12,88 мм, что означает, что эта область подвержена сложному напряженному состоянию. Осевое смещение из-за эффекта торцевой крышки и радиальное расширение из-за давления поочередно преобладают над другим, как показано на рисунке 18.12b. На рисунке 18.12с показано, что смещение узла 1 имеет восходящий тренд, а затем нисходящий тренд. В первой половине стадии осевое растяжение из-за эффекта торцевой крышки больше, чем влияние радиального расширения, и труба удлиняется с 23,23 мм до 23,33 мм, соответствующее давление нагрузки составляет 22,5 МПа. Однако на втором этапе влияние радиального расширения из-за давления преобладает над деформацией, при которой смещение трубы сокращается до 23,32 мм при давлении 35 МПа.

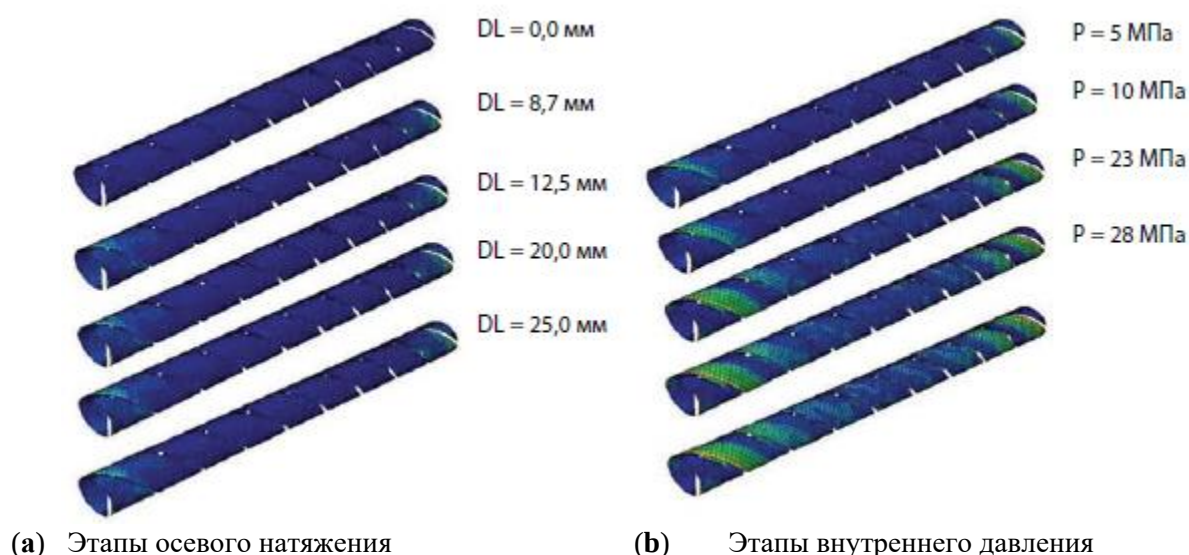


Рисунок 18.10 Последовательность изменения кольцевого напряжения самой внутренней арматуры в случае нагрузки Растяжение → Давление.

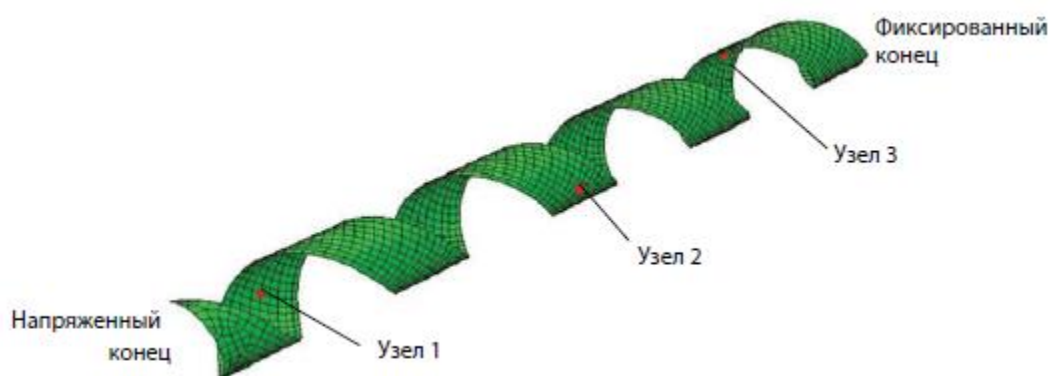
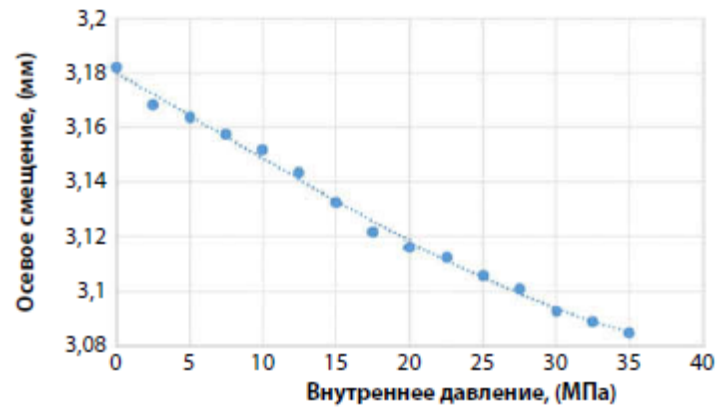


Рисунок 18.11 Расположение выбранных трех узлов.

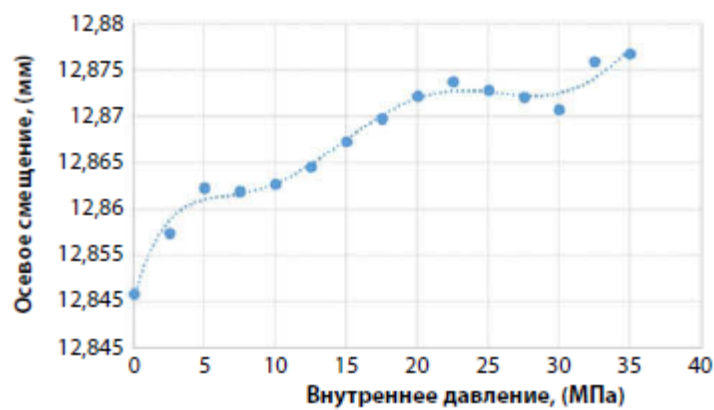
18.5.4 Внутреннее давление, сопровождаемое осевым натяжением

В этой последовательности этапов нагружения гибкая труба сначала подвергалась давлению до 20 МПа, а затем растягивалась в осевом направлении на 65,0 мм. Под действием растягивающей нагрузки разрыв усиливающих слоев вызывается многоосным напряжением, а не одноосным напряжением в случае нагрузки давлением, которое вводится для прогнозирования растягивающей способности гибкой трубы.

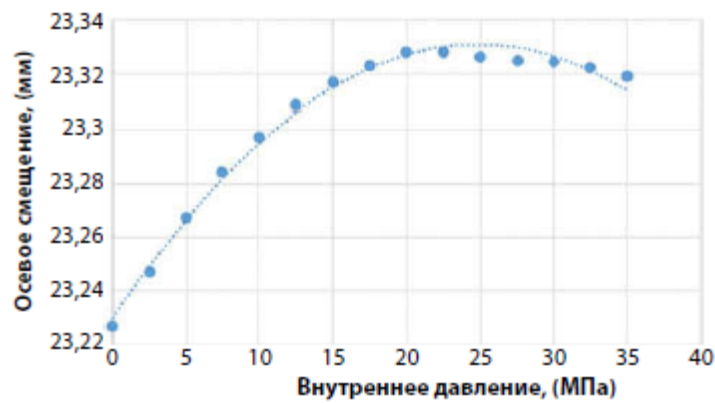
На рисунке 18.13 показано изменение напряжения Мизеса самого внутреннего армирующего слоя в зависимости от нагрузки давления/растяжения. Под внутренним давлением напряжение Мизеса линейно увеличивается до 547,6 МПа и поднимается до 629,5 МПа с той же скоростью в начале этапа растяжения, соответствующее смещение при растяжении составляет 6,5 мм. После этого он быстро поднимается до максимального значения 868,9 МПа, а затем падает. Изменение скорости нарастания напряжения Мизеса на этапе растяжения может быть связано с провисанием ленты. Для натяжения ленты в самом начале этапа растяжения требуется определенная деформация, а скорость увеличения напряжения Мизеса очень медленная на этапе 1, а на этапе 2 провисание ленты расходуется и начинает воспринимать нагрузку. В целом, после нагрузки давлением 20 МПа труба может выдержать только смещение при растяжении 16,25 мм или осевую деформацию 2,71%.



(а)



(б)



(в)

Рисунок 18.12 Реакция осевого смещения и давления трех выбранных узлов.

Таким же образом изучается влияние предварительно нагруженного внутреннего давления на предел прочности трубы. Напряжение Мизеса на армирующем слое вводится как критерий разрушения при растягивающей нагрузке. На рисунке 18.14 показано изменение осевой растягивающей нагрузки при осевом смещении для различного предварительного внутреннего давления (10 МПа, 13 МПа, 15 МПа и 20 МПа). Предварительно нагруженное давление мало влияет на растягивающую способность трубы, так как они почти выходят из строя, когда растягивающая сила достигает около 122 кН. Однако при более высоком предварительном давлении армирующий слой быстрее достигает предела прочности на разрыв. Для трубы с давлением 20 МПа осевое смещение составляет 16,25 мм, когда сила растяжения достигает пика. Осевые смещения 25,5 мм,

38,25 мм и 59,5 мм получены для давления предварительной нагрузки 15 МПа, 13 МПа и 10 МПа соответственно. Это явление может быть связано с тем, что повышенное предварительное внутреннее давление ограничивает радиальную усадку трубы, вызванную эффектом Пуассона под действием осевой растягивающей нагрузки, и ограничивает изменение угла намотки и шага намотки.

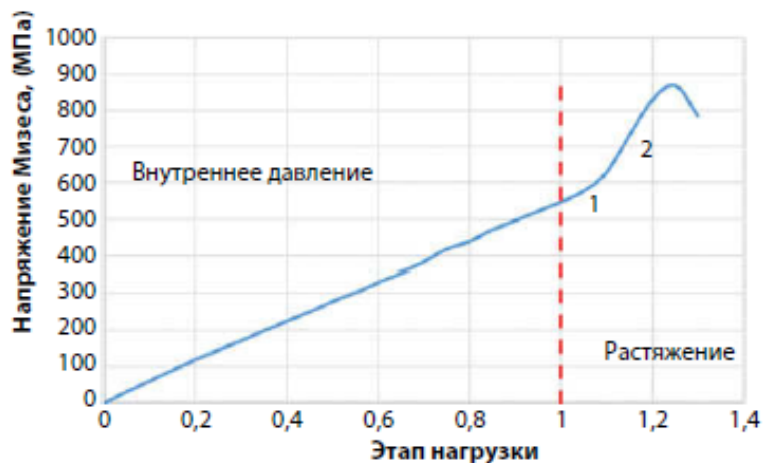


Рисунок 18.13 Изменение напряжения Мизеса в последовательности нагрузки давление-растяжение.

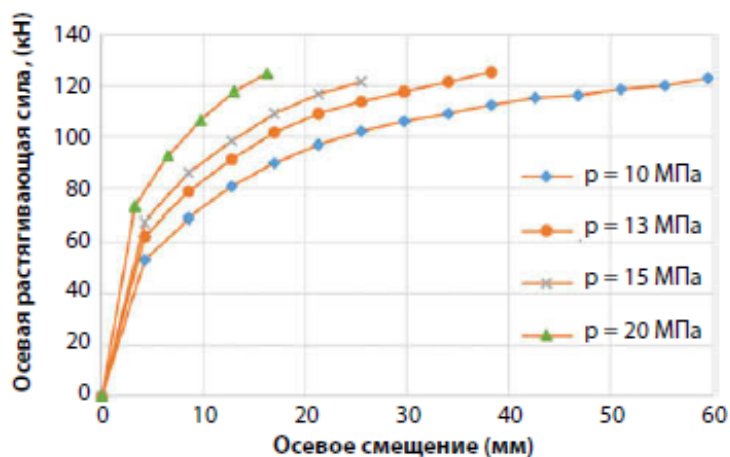


Рисунок 18.14 Изменение осевой нагрузки при осевом смещении после приложения внутреннего давления.

18.6 Выводы

В этой главе обсуждается механическое поведение гибкой трубы, армированной стальной лентой, при комбинированном внутреннем давлении и растягивающей нагрузке. На основе теории, инициированной Кнаппом, изучается влияние предварительно нагруженного растяжения на разрывную способность гибкой трубы, армированной сталью, из-за внутреннего давления, а также влияние предварительно нагруженного внутреннего давления на растягивающую способность трубы, вследствие чего получены следующие выводы:

1. Осевое натяжение на первом этапе может снизить разрывную способность трубы на втором этапе. При растяжении стальные ленты соскальзывают друг с друга, и радиус намотки, угол намотки и шаг намотки армирующего слоя изменяются без накопления напряжения.

2. Смещение в средней области трубы испытывает волнообразный процесс подъема под действием давления в случае нагрузки Растяжение → Давление, что означает, что эта область подвержена сложному напряженному состоянию.
3. Предварительно нагруженное внутреннее давление не приводит к значительному снижению прочности трубы на растяжение, но может увеличить ее осевую жесткость в случае нагрузки Давление → Растяжение. Подтверждено, что, когда внутреннее давление ниже 20 МПа, большее давление дает больший вклад в осевую жесткость трубы.

Использованная литература

1. И. Бай, В. Чен, Г. Тан. Анализ гибкой трубы, армированной стальной лентой, при комбинированном внутреннем давлении и растягивающей нагрузке [J], Журнал композитных материалов. (на рассмотрении)
2. М. Ся, Х. Такаянаги, К. Кеммочи. Анализ многослойных композитных труб с филаментной намоткой под внутренним давлением [J]. Композитные конструкции, 53 (4), 483–491, 2001.
3. М. Ся, К. Кеммоти, Х. Такаянаги. Анализ многослойной трубы, намотанной волокном, при комбинированном внутреннем давлении и термомеханической нагрузке [J]. Композитные конструкции, 51 (3), 273–283, 2001.
4. М. П. Круиджер, Л. Л. Варнет, Р. Аккерман. Анализ механических свойств армированной термопластиковой трубы (RTP) [J]. Композиты. Часть А: Прикладная наука и производство, 36 (2), 291–300, 2005.
5. Р. Ансари, Ф. Алисафаэй, П. Гаеди. Динамический анализ многослойных композитных труб с намотанной нитью, подверженных циклическому внутреннему давлению и циклической температуре [Дж]. Композитные конструкции, 92 (5), 1100–1109, 2010.
6. Р. Х. Кнапп. Нелинейный анализ спирально армированного кабеля с неоднородными механическими свойствами при растяжении и кручении [C]. OCEAN 75 Conference. IEEE, 155–164, 1975.
7. Р. Х. Кнапп. Получение новой матрицы жесткости для спирально армированных кабелей с учетом растяжения и кручения [J]. Международный журнал численных методов в инженерии, 14 (4), 515–529, 1979.
8. С. Севик, С. Бруасет. Теоретические и экспериментальные исследования осесимметричного поведения сложных сечений шлангокабеля [J]. Прикладные исследования океана, 27 (2), 97–106, 2005.
9. И. Бай, И. Ван, И Чэнг. Анализ армированных термопластиковых труб (АТТ) при осевых нагрузках [C]. Международная конференция по трубопроводам и бестраншейным технологиям, 2012 г.
10. М.А. Ваз, Н.А.С. Риццо. Конечно-элементная модель для неустойчивости гибкой трубы из бронепровода [J]. Морские сооружения, 24 (3), 275–291, 2011.
11. Дж. Р. М. де Соуза, Дж. К. Кампелло, С. Е. Ф. Квитневски и др. Структурная реакция гибкой трубы с поврежденной растяжимой броневой проволокой при чистом растяжении [J]. Морские сооружения, 39, 1–38, 2014.
12. Н. Веппенаар, Б. Андерсен. Исследование разрывов броневой проволоки при растяжении в гибких стояках и метод обнаружения [C]. ASME 2014 33-я Международная конференция по проектированию океана, шельфа и арктики. Американское общество инженеров-механиков, 2014.
13. Э. Р. Мальта, К. де Арруда Мартинс. Конечно-элементный анализ гибких труб при сжатии [C]. ASME 2014 33-я Международная конференция по проектированию океанов, шельфа и арктики. Американское общество инженеров-механиков, 2014.

19

Гибкая труба, армированная сталью, при комбинированном внутреннем давлении и изгибе

19.1 Введение

Характеристики жесткой стальной трубы включают высокую прочность, хорошую свариваемость и плохую коррозионную стойкость. Кроме того, грубые внутренние стенки стальных труб приводят к высокому потреблению энергии. Хотя пластиковые трубы обладают высокой коррозионной стойкостью, хорошей прочностью и гладкими стенками, низкая прочность одиночной пластиковой трубы не может удовлетворить требованиям для нефтегазовых труб. В результате гибкие трубы, которые преодолевают недостатки стальных и пластиковых труб, широко используются в суровых условиях океана [1].

Лу [2] вывел формулу кратковременного давления разрыва, основанную на методе эквивалентной прочности для пластиковых труб, армированных стальной проволокой со спиральной перекрестной намоткой (PSP). Сэвик и др. [3] провели исследование аналитической формулы кручения и кривизны гибких труб при осесимметричных нагрузках и изгибе. Основываясь на трехмерной теории упругости, Бай и др. [4] исследовали механические свойства термопластиковых труб, армированных стальными лентами, под внутренним давлением. Сюн и др. [5] описали механические свойства PSP под внутренним давлением. Зависимости напряжения от деформации сосуда высокого давления при внутреннем давлении, осевой силе и объемной силе были получены Парнасом и Катирчи [6]. Однако исследований механических свойств гибких труб, армированных сталью (ГТАС), при комбинированных нагрузках внутреннего давления и изгиба меньше.

В этой главе рассматриваются гибкие трубы, армированные сталью, и изучается их деформация под действием комбинированной нагрузки внутреннего давления и изгиба. На основе установленных уравнений кольцевого и радиального механического равновесия найдено аналитическое решение разрывного давления при радиусах изгиба для ГТАС. Анализ конечных элементов проводится для моделирования давления разрыва ГТАС под изгибающей нагрузкой.

Аналитическое решение и анализ КЭ в этой главе цитируются из статьи «Анализ гибких труб из стальных лент под внутренним давлением и изгибом» [7].

19.2 Аналитическое решение

Если трубы подвергнуть только изгибу, сечение неизбежно станет овальным. Однако значительное внутреннее давление снижает это изменение формы. Следовательно,

влияние деформации овала незначительно при анализе давления разрыва труб при изгибающих нагрузках.

При получении аналитического решения давления разрыва делаются следующие предположения относительно структуры и свойств гибких труб, армированных сталью:

1. Предполагается, что гибкая труба, армированная сталью, состоит из внутреннего слоя, композитного слоя стальной ленты и внешнего слоя.
2. Стальная лента и полиэтилен являются однородными, изотропными и сплошными без начальных дефектов производства. Поперечное сечение всегда перпендикулярно оси плоскости до или после сжатия. Сжимаемая радиальная вертикальная плоскость всегда перпендикулярна радиальному направлению.
3. Считается, что стальные ленты и полиэтиленовые слои в процессе анализа находятся в упругом состоянии.

Когда труба подвергается воздействию только чистого момента, центральная ось деформируется в плоскую кривую, и каждое поперечное сечение трубы содержит только нормальное напряжение и не имеет напряжения сдвига. В этом случае деформация изгиба вызывается двумя равными и противоположными моментами. Основная особенность заключается в том, что центральная ось изменяется с линейной на плоскую кривую, как показано на рисунке 19.1.

Принимая радиус кривизны нейтрального слоя как R_w , расстояние y_w от осевой деформации нейтрального слоя может быть выражено следующим образом:

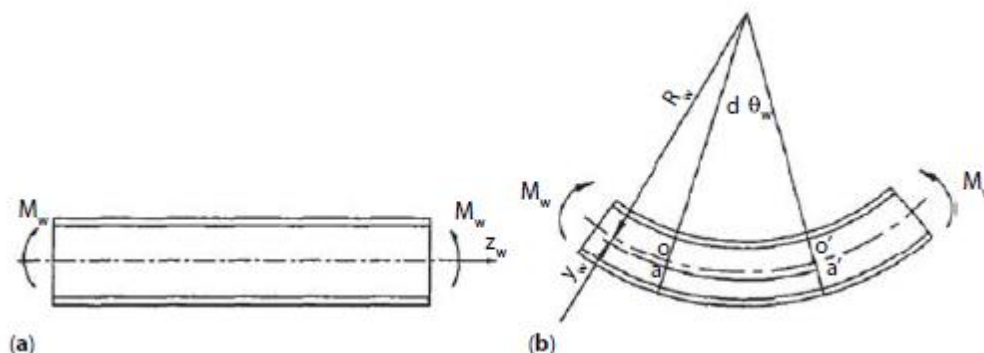


Рисунок 19.1 Чистая деформация изгиба трубопровода.

$$\varepsilon_z = \frac{(R_w + |y_w|)d\theta_w - R_w d\theta_w}{R_w d\theta_w} = \frac{|y_w|}{R_w} \quad (19.1)$$

где θ_w - угол между направлением намотки стальной ленты и осевым направлением.

В соответствии с приведенным выше геометрическим уравнением трубы при действии чистого изгибающего момента можно сделать вывод, что осевая деформация увеличивается с увеличением расстояния от нейтрального слоя. Осевое напряжение гибких труб, армированных сталью, с учетом характеристик изотропии определяется по формуле:

$$\sigma_z = E_{zi} \varepsilon_w = E_{zi} \cdot \frac{|y_w|}{R_w} \quad (19.2)$$

где E_{zi} - осевой модуль упругости, а ε_w - осевая деформация.

Чтобы установить уравнение статики для трубы при чисто плоском изгибающем моменте, берется элемент поверхности, как показано на рисунке 19.2. Внешний и внутренний диаметры трубы равны D_0 и D_3 соответственно, а внешний и внутренний диаметры композитного слоя стальной ленты равны D_1 и D_2 соответственно. Площадь этого элемента поверхности равна dA_y .

Поскольку деформация трубы является чисто изгибной, получается статическое уравнение:

$$\begin{aligned} M_w = M &= \int_0^A y \sigma_z dA_y \\ &= \frac{E_{z1}}{R_w} \int_{A_0}^{A_1} y^2 dA_y + \frac{E_{z2}}{R_w} \int_{A_1}^{A_2} y^2 dA_y + \frac{E_{z3}}{R_w} \int_{A_2}^{A_3} y^2 dA_y \end{aligned} \quad (19.3)$$

где M_w - изгибающий момент трубы, а E_{z1} , E_{z2} , E_{z3} - осевые модули упругости внешнего полиэтиленового слоя, композитного слоя стальной ленты и внутреннего полиэтиленового слоя соответственно в цилиндрических координатах.

$$\frac{1}{R_w} = \frac{64M}{\pi(E_{z1}(D_0^4 - D_1^4) + E_{z2}(D_1^4 - D_2^4) + E_{z3}(D_2^4 - D_3^4))} \quad (19.4)$$

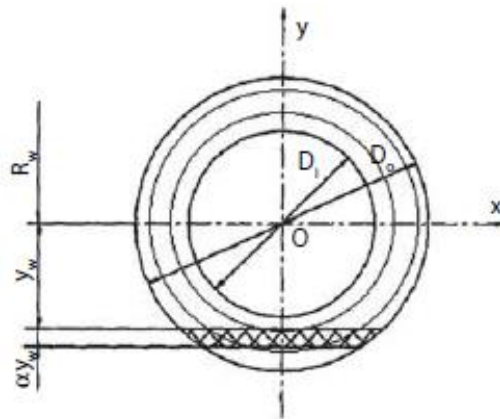


Рисунок 19.2 Мельчайший элемент трубопровода при действии чистого изгибающего момента.

$$\sigma_{zi} = \frac{64E_{zi}M|y_w|}{\pi(E_{z1}(D_0^4 - D_1^4) + E_{z2}(D_1^4 - D_2^4) + E_{z3}(D_2^4 - D_3^4))} \quad (19.5)$$

Максимальное продольное напряжение растяжения внешнего полиэтиленового слоя σ_{z1} :

$$\sigma_{z1} = \frac{32E_{z1}MD_0}{\pi(E_{z1}(D_0^4 - D_1^4) + E_{z2}(D_1^4 - D_2^4) + E_{z3}(D_2^4 - D_3^4))} \quad (19.6)$$

Максимальная деформация растяжения композитного слоя стальной ленты, ε_{z2} :

$$\varepsilon_{z2} = \frac{32MD_1}{\pi(E_{z1}(D_0^4 - D_1^4) + E_{z2}(D_1^4 - D_2^4) + E_{z3}(D_2^4 - D_3^4))} \quad (19.7)$$

Деформация продольного растяжения стальной ленты в композитном слое:

$$\varepsilon_s = \varepsilon_{z2} \cos \alpha \quad (19.8)$$

Напряжение стальной ленты:

$$\sigma_s = E_s \varepsilon_s \quad (19.9)$$

где, r и θ обозначают радиальный и кольцевой соответственно. Радиус каждого слоя следующий: внутренний слой ($r_i \leq r \leq r_j$), композитный слой стальной ленты ($r_j \leq r \leq r_k$), внешний слой ($r_k \leq r \leq r_o$). D_m - средний радиус композитного слоя со стальной лентой, α - угол намотки (угол между стальной лентой и осью внутренней полиэтиленовой трубы). Шаг намотки l , полученный из геометрического уравнения, можно выразить следующим уравнением:

$$l = \pi D_m / \tan \alpha \quad (19.10)$$

Уравнение кольцевого равновесия гибких труб, армированных сталью, выглядит следующим образом:

$$2(r_j - r_i) \frac{nb}{\sin \theta} \sigma_p + 2nNb\delta(\sigma_s - \sigma_s) \sin \theta + 2(r_o - r_k) \frac{nb}{\sin \theta} \sigma_p = 2r_i \frac{nb}{\sin \theta} p_B^\theta \quad (19.11)$$

где, b : ширина стальной ленты, мм
 δ : толщина стальной ленты, мм
 n : количество стальных лент в каждом слое
 N : номер армированного слоя
 r_i : внутренний радиус внутреннего слоя, мм
 r_j : внешний радиус внутреннего слоя, мм

r_k : внутренний радиус внешнего слоя, мм
 r_o : внешний радиус внешнего слоя, мм
 σ_{gl} : допустимое напряжение первого слоя стальной ленты, МПа
 σ_p : несущее напряжение ПЭ, МПа
 σ_g : предел прочности стальной ленты, МПа
 p_B^θ : давление разрыва кольца

Уравнение осевого равновесия для гибких труб, армированных сталью, выражается следующим образом:

$$\pi(r_j^2 - r_i^2)(\sigma_p - \sigma_{z1}) + nNb\delta(\sigma_g - \sigma_s)\cos\theta + \pi(r_i^2 - r_k^2)(\sigma_p - \sigma_{z1}) = \pi r_i^2 p_B^z \quad (19.12)$$

где p_B^z - осевое разрывное давление.

Кратковременное давление разрыва гибких труб, армированных сталью, представляет собой либо кольцевое разрывное давление, либо осевое разрывное давление, в зависимости от того, что ниже. С учетом неравномерного распределения материалов и снижения прочности поправочный коэффициент равен 0,8. Следовательно, кратковременное разрывное давление выражается следующим уравнением:

$$p_B = 0.8 \min(p_B^z, p_B^\theta) \quad (19.13)$$

Уравнения (19.11), (19.12) и (19.13) представляют собой аналитические формулы давления разрыва для гибких стальных труб под внутренним давлением и изгиба, предложенные в этой главе.

Гибкая труба, армированная сталью, с геометрическими параметрами, указанными в таблице 19.1, используется в качестве примера для исследования давления разрыва при изгибе. В таблице 19.2 перечислены свойства материала полиэтилена и стальной ленты для гибких труб, армированных сталью.

Таблица 19.1 Геометрические параметры гибкой трубы, армированной сталью.

Параметр	Единица измерения	Значение
Внутренний диаметр трубы	мм	25
Толщина стенки внутренней трубы	мм	6
Количество армированных слоев	/	4
Количество намоток каждого слоя стальной ленты	/	2
Угол намотки	градус	54,7
Толщина стальной ленты	мм	0.5
Ширина стальной ленты	мм	52
Толщина стенки армированного слоя	мм	2
Толщина стенки наружной трубы	мм	3,8

Таблица 19.2 Свойства материала гибкой трубы, армированной сталью.

Слой	Плотность, [кг/м ³]	Модуль Юнга, [МПа]	Коэффициент Пуассона, [-]	Предел прочности, [МПа]
ПЭ	940	1002	0,45	35
Стальная лента	7800	210000	0,26	968,5

Таблица 19.3 Аналитические результаты давления разрыва

Радиус изгиба	p_B^z , [МПа]	p_B^θ , [МПа]	Давление разрыва, [МПа]
1 МРИ (0,37м)	62,4	45,5	36,4
1,5 МРИ (0,55м)	66,9	47,1	37,6
2 МРИ (0,73м)	69,2	47,8	38,3



Рисунок 19.3 Создание сетки из полиэтиленовых слоев.

В таблице 19.3 представлены аналитические результаты давления разрыва для гибкой трубы, армированной сталью, при разном радиусе изгиба. Здесь 1,0 МРИ - это минимальный радиус изгиба или минимальный радиус, который труба может выдержать при изгибе.

19.3 Анализ конечных элементов

Чтобы проверить метод аналитического решения в последнем разделе, КЭ-анализ давления разрыва для стальной гибкой трубы под изгибающей нагрузкой проводится для той же трубы с параметрами, перечисленными в таблицах 19.1 и 19.2.

19.3.1 Конечно-элементная модель

Как показано на рисунках 19.3 и 19.4, внутренний и внешний полиэтиленовый слой гибкой трубы, армированной сталью, длиной 400 мм моделируется твердыми элементами, а элементы оболочки используются для моделирования композитного слоя со стальной

лентой. Вся модель состоит из четырехугольных элементов для повышения точности вычислений.

19.3.2 Граничные условия

Из-за сложности контактов применяется подробный анализ динамических характеристик для преодоления трудности конвергенции. Процесс нагружения разделен на два этапа: первый этап - прикладываемая изгибающая нагрузка и второй этап - прикладываемое внутреннее давление.

На первом этапе поперечное сечение одного конца определяется как плоскость симметрии, и к поперечному сечению другого конца прилагается момент. Соединительное ограничение устанавливается между сечением и опорной точкой, расположенной в центре поперечного сечения конца до деформации. Изгиб достигается за счет применения изгибающего момента в опорной точке.

На втором этапе на внутреннюю поверхность гибкой трубы, армированной сталью, прикладывают распределенное давление 100 МПа.



Рисунок 19.4 Создание сетки композитного слоя со стальной лентой.

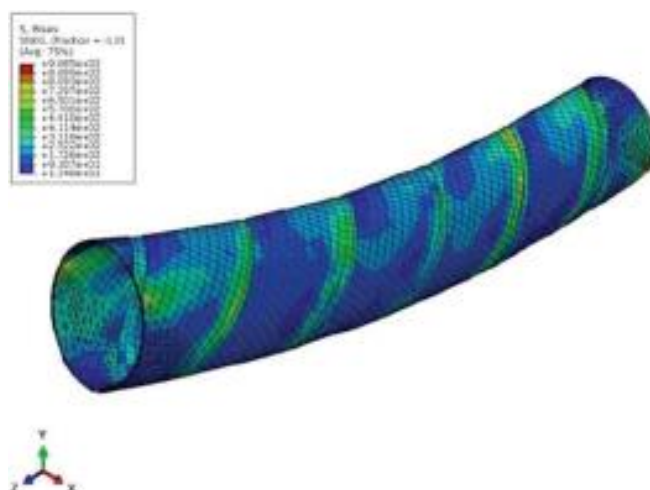


Рисунок 19.5 Напряжение Мизеса стальной ленты при радиусе изгиба 1 МРИ в момент разрушения.

19.3.3 Результаты анализа

Анализ КЭ на разрывное давление гибкой трубы, армированной сталью, выполняется с различным радиусом изгиба: 1,0 МРИ, 1,5 МРИ и 2 МРИ на первом этапе, соответственно.

На втором этапе прикладывается внутреннее давление 100 МПа.

Для предварительно нагруженного радиуса изгиба 1 МРИ максимальное напряжение Мизеса стальной ленты достигает предела прочности 968,5 МПа при 35% нагрузке внутреннего давления. На рисунке 19.5 показано распределение напряжений Мизеса в стальной ленте в момент разрушения.

Для радиуса изгиба 1,5 МБР максимальное напряжение Мизеса для стальной полосы достигает предела прочности (968,5 МПа) при 37% нагрузки внутреннего давления. На рисунке 19.7 показано распределение напряжений Мизеса в стальной полосе. Однако, когда стальная полоса выходит из строя, напряжение во внутреннем и внешнем полиэтиленовых слоях составляет менее 7,7%, что является максимально допустимой деформацией, предусмотренной API 17J [8]. Давление разрыва составляет 37 МПа, как показано на рисунке 19.8.

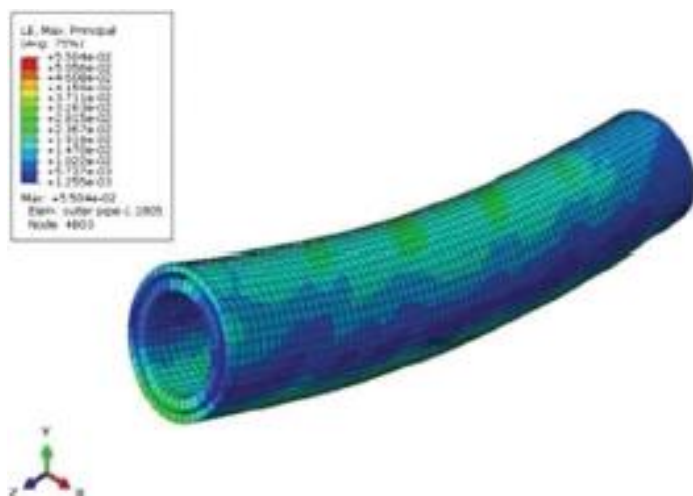


Рисунок 19.6 Деформация внутреннего и внешнего полиэтиленового слоя при радиусе изгиба 1 МРИ в момент разрушения.

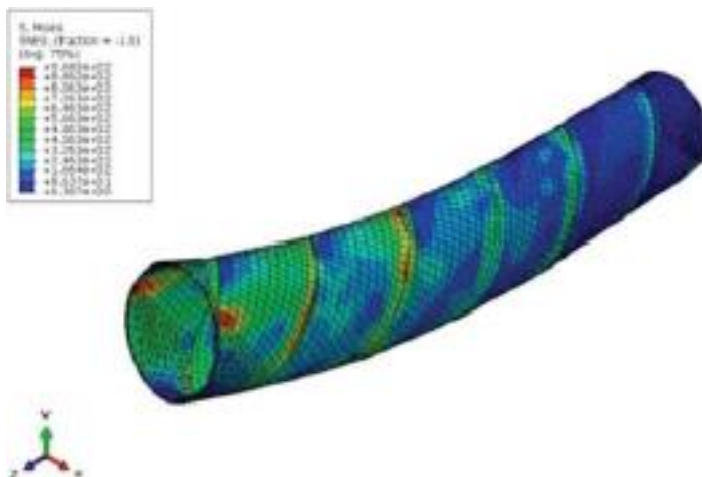


Рисунок 19.7 Напряжение Мизеса стальной ленты при радиусе изгиба 1,5 МРИ в момент разрушения.

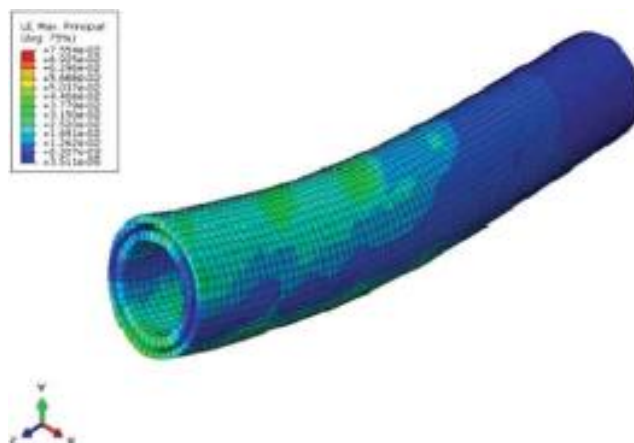


Рисунок 19.8 Деформация внутреннего и внешнего полиэтиленового слоя при радиусе изгиба 1,5 МРИ в момент разрушения.

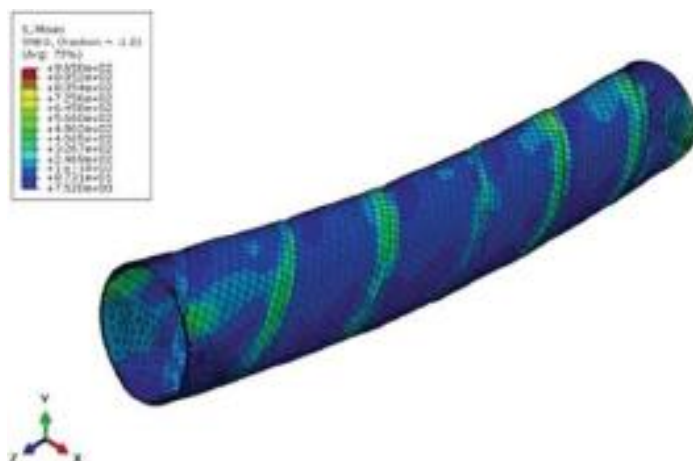


Рисунок 19.9 Напряжение Мизеса стальной ленты при радиусе изгиба 2 МРИ в момент разрушения.

Для радиуса изгиба 2 МРИ напряжение Мизеса стальной ленты достигает предела прочности (968,5 МПа) при внутреннем давлении 38%, как показано на рисунке 19.9. Однако, когда стальная лента выходит из строя, напряжение во внутреннем и внешнем полиэтиленовых слоях составляет менее 7,7%, что является максимально допустимой деформацией, предусмотренной API 17J [8]. Давление разрыва составляет 38 МПа, как показано на рисунке 19.10.

19.4 Обобщенные результаты

В таблице 19.4 показано сравнение давления разрыва между аналитическим решением и анализом КЭ для различного предварительно нагруженного радиуса изгиба. Относительные различия между двумя методами также показаны в таблице. По результатам анализа сделаны следующие выводы.

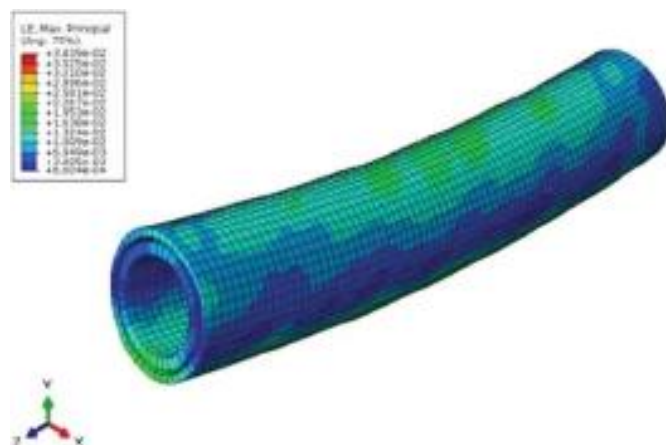


Рисунок 19.10 Деформация внутреннего и внешнего полиэтиленового слоя при радиусе изгиба 2 МРИ в момент разрушения.

Таблица 19.4 Сравнение аналитического решения и КЭ-модели.

Радиус изгиба	Результаты КЭМ, [МПа]	Аналитические результаты, [МПа]	Относительные различия
1 МРИ	35,0	36,41	3,87%
1,5 МРИ	37,0	37,64	1,70%
2 МРИ	38,0	38,26	0,68%

1. Относительные различия между аналитическим решением и методом КЭ невелики и приемлемы для инженерного применения, что означает, что аналитический метод осуществим, а допущения приемлемы.
2. Сравнительный анализ показывает, что давление разрыва как по аналитическому решению, так и по КЭ-модели возрастает с увеличением радиуса изгиба нагрузки.
3. Когда стальная лента достигает предела прочности, внутренний и внешний полиэтиленовые слои еще не достигают максимально допустимой деформации. Это означает, что стальная лента разрушается раньше полиэтиленового слоя трубы под внутренним давлением и изгибом.
4. Аналитическое решение больше, чем у анализа КЭ. Это связано с тем, что метод конечных элементов рассматривает экструзию и столкновение между двумя слоями стальных лент, в то время как аналитический метод рассматривает стальные ленты как один слой.

В заключение, приведенный в этой главе метод расчета давления разрыва для гибкой трубы, армированной сталью, можно использовать в качестве общего алгоритма для такого типа трубы, которая одновременно испытывает внутреннее давление и изгиб. Аналитическое решение в этой главе упрощает подобные инженерные задачи и может широко применяться в инженерии.

Использованная литература

1. С. Ян, Л. Сун, Х. Ли, «Анализ структурного поведения армирующего слоя при растяжении в гибкой трубе». Журнал судовой техники, 19 (4), 436–446, 2015. (на китайском языке).

2. И. Лу, «Исследование механических свойств пластиковых труб, армированных стальной проволокой со спиральной намоткой». 20–44, 54–60, 2006.
3. С. Севик, Х. Ли, «Взаимодействие при сдвиге и поперечный изгиб растяжимой брони в гибких трубах». OMAE 2013 Paper 10130, 2013.
4. И. Бай, В. Чен, Х. Сюн и др. «Анализ труб из термопласта, армированных стальной лентой, под внутренним давлением». Суда и морские сооружения, 2015 г., 1–8 июля 2015 г.
5. Х. Сюн, И. Бай, Х. Цяо и др. «Анализ механических свойств пластиковой трубы, армированной стальной проволокой с перекрестной спиральной намоткой (PSP), под внутренним давлением». OMAE 2015 Paper 41580, 2015.
6. Л. Парнас, Н. Катирц, «Проектирование армированных волокном композитных сосудов под давлением при различных условиях нагрузки». Композитные конструкции, 58 (1) 83–95, 2002.
7. С. Линь, И. Бай и др., «Анализ гибких труб из стальной ленты под внутренним давлением и изгибом». Журнал судовой механики, 2016.
8. API, Спецификация для несвязанных гибких труб, Спецификация API 17J, 1999.
9. М. Круиджер, Л. Варнет, Р. Аккерман, «Анализ механических свойств армированных термопластиковых труб (АТТ)». Композиты Часть А Прикладная наука и производство, 36 (2), 291–300, 2005.

Гибкая труба, армированная сталью, при комбинированном изгибе и внешнем давлении

20.1 Введение

Гибкие композитные трубы (ГКТ) широко используются при наземной транспортировке нефти и газа, и было обнаружено, что гибкие трубы, армированные сталью (ГТАС), являются лучшим решением для применения на морском мелководье, когда сталкиваются с проблемой устойчивости АТТ на дне. Было опубликовано несколько исследований механического поведения ГТАС. Оценка производительности зависит в основном от производственного опыта на заводах, предписывая большие ограничения, особенно в сложных условиях труда. ГТАС в морских применениях неизбежно столкнется со значительно высоким внешним гидростатическим давлением и будет вынужден выдерживать изгибающие или растягивающие нагрузки на этапах установки и эксплуатации. Чтобы гарантировать безопасность и надежность ГТАС, необходимо тщательно изучить его механическое поведение при совместном изгибе и внешнем давлении.

За последние несколько десятилетий механический отклик морских жестких труб, подверженных комбинированному изгибу и внешнему давлению, привлек большое внимание исследователей. Корона и Кириакидес [1] изучали реакцию и стабильность длинных, относительно толстостенных металлических трубок при комбинированном изгибе и внешнем давлении посредством совместной экспериментальной и численной работы. Было обнаружено, что реакция трубы и критические нагрузки на сжатие зависят от пути нагружения. Исходя из модели, первоначально предложенной Кириакидесом и его коллегами, Гонг и др. [2] разработали двумерную теоретическую модель, которая учитывает одновременное растяжение, изгиб и внешнее давление, чтобы изучить симметричный отклик на изгиб толстостенных труб. Развивая предыдущую теоретическую модель, они [3–4] определили асимметричные режимы обрушения морских трубопроводов с произвольными начальными геометрическими дефектами при чистом внешнем давлении, комбинированном изгибе и внешнем давлении или комбинированном растяжении, изгибе и внешнем давлении. Что касается армированных композитных труб, Бай, Юань и др. [5] разработали двухмерную математическую модель со сдвиговой деформацией и предварительным продольным изгибом, чтобы исследовать поведение АТТ при комбинированном изгибе и внешнем давлении. Было обнаружено, что пути загрузки влияют на механическое поведение АТТ. Кроме того, они [6] предложили формулы предельной прочности для АТТ при чистом изгибе, внешнем давлении или комбинированном изгибе и внешнем давлении путем подгонки большого количества данных. Также были обсуждены эффекты отношения радиуса к толщине, начальной

овальности и предела текучести. Гуан и др. [7] провели аналогичные исследования с помощью анализа конечных элементов (АКЭ) и обнаружили, что сопротивление продольному изгибу АТТ сильно зависит от углов и ориентации армирующего слоя. Результаты показали, что АТТ с системой двух угловых слоев армирования $[\pm 65 / \pm 75]$ имеет лучшее сопротивление продольному изгибу для систем двух угловых слоев армирования в данном случае нагружения.

Исследования механической реакции гибких композитных труб в основном сосредоточены на металлических или связанных гибких трубах. Для несвязанных гибких труб Лоурейро Ж. и др. [8] предложили полную аналитическую формулировку, которая оценивала обрушение гибких труб с армирующими каркасными лентами при комбинированном изгибе и внешнем давлении. Эффекты изменения размеров и дополнительной овализации из-за изгиба были объединены для оценки окончательного давления смятия. Рафаэль Фумис [9] представил подход к моделированию гибких труб, подвергающихся комбинированному сжатию, кривизне и нагрузке давлением, который затем сравнивался с данными полномасштабных испытаний образцов.

Из-за сложной реакции и взаимодействия между несколькими слоями в системе несвязанных гибких труб их механическое поведение до сих пор полностью не изучено. Практически нет исследований, в которых ГТАС подвергаются искривлению и внешнему давлению.

В этой главе механическое поведение ГТАС при комбинированном изгибе и внешнем давлении исследуется экспериментально и численно. Подробно представлена процедура испытания под давлением изгиба для ГТАС. Реакция смятия ГТАС в результате комбинированной нагрузки моделировалась с помощью коммерческого программного обеспечения ABAQUS. Точность и надежность КЭ-модели подтверждены совпадением данных, полученных из КЭ-модели и полномасштабного лабораторного эксперимента по ГТАС. Дополнительное обсуждение и анализ проводятся для исследования факторов, влияющих на продольную устойчивость при разрушении. Работа, представленная в этой части, цитируется из статьи «Поведение термопластиковой трубы, армированной стальной лентой, при комбинированном внешнем давлении и изгибе» [10].

20.2 Экспериментальные испытания

20.2.1 Процедура испытания

Полномасштабные лабораторные испытания ГТАС, подвергнутых комбинированному изгибу и внешнему давлению, проводятся с помощью следующих процедур.



Рисунок 20.1 ГТАС, изогнутая до определенной кривизны.



Рисунок 20.2 Впрыск воды в образец.

- а) Сначала трубу изгибают до определенной кривизны, и для сохранения ее в таком виде используется стальной трос, как показано на рисунке 20.1.
- б) Образец полностью залит водой. На образце для испытаний видно, что на трубе есть два концевых заделки; один запломбирован, а другой имеет два отверстия. Одно отверстие прикреплено к шлангу, через который впрыскивается вода, а другое используется для выпуска воздуха изнутри трубы при впрыске воды, как показано на рисунке 20.2. После того, как образец наполнен водой, выпускное отверстие для воздуха закрывается.
- с) Заполненный образец помещается в гипербарическую камеру. Конкретные подробности приведены в главе 15. Камера полностью заполняется водой, а затем герметизируется.
- д) Гипербарическую камеру присоединена к системе нагнетания, которая контролируется компьютером для обеспечения постоянного повышения давления. Датчик давления используется для сбора данных, и скорость повышения давления в этом эксперименте выбрана равной 0,025 МПа/сек.
- е) Записываются кривые изменения давления. Смятие ГТАС характеризуется внезапным падением давления в записи истории давления, а точка пика - это максимальное давление, которое может выдержать образец с этой определенной кривизной.
- ф) Свернувшийся образец удаляется, и процедура повторяется для следующего образца.

20.2.2 Результаты испытаний и обсуждения

На рисунках 20.3 и 20.4 показаны кривые изменения давления для образцов с радиусом изгиба 1,0 и 1,2 м. Максимальное давление, зарегистрированное для двух комплектов, составляет 3,63 МПа и 3,84 МПа соответственно. Образец для испытаний обычно проходит три стадии. Во-первых, скорость нагружения давления медленно увеличивается, что может быть вызвано остаточным воздухом, оставшимся в камере после ее герметизации и заполнения водой. Затем давление постоянно увеличивается. Когда давление наконец достигает своего пика, это считается давлением смятия. Затем давление начинает падать со временем, сначала резко и постепенно. Это может быть связано с тем, что после достижения предельного давления оваллизация поперечного сечения перестает быть равномерной по длине трубопровода. Кучность возникает в среднем пролете, который является наиболее опасным участком трубы. Чем ближе изгиб к концам образца, тем медленнее развитие. Таким образом, скорость снижения давления уменьшается.

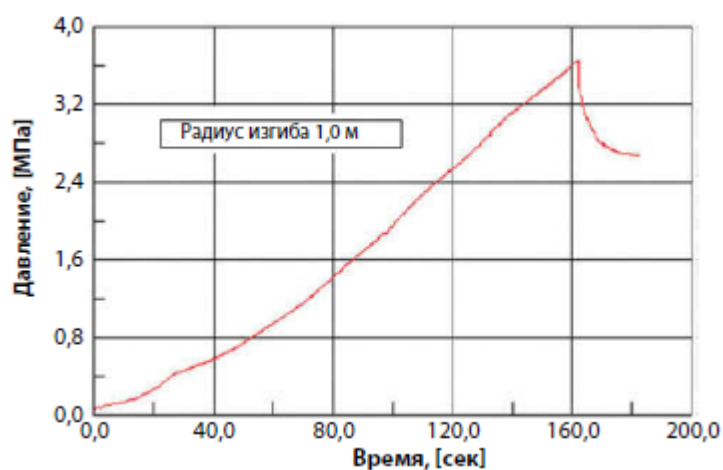


Рисунок 20.3 Динамика изменения давления для образца с начальным радиусом изгиба 1 м.

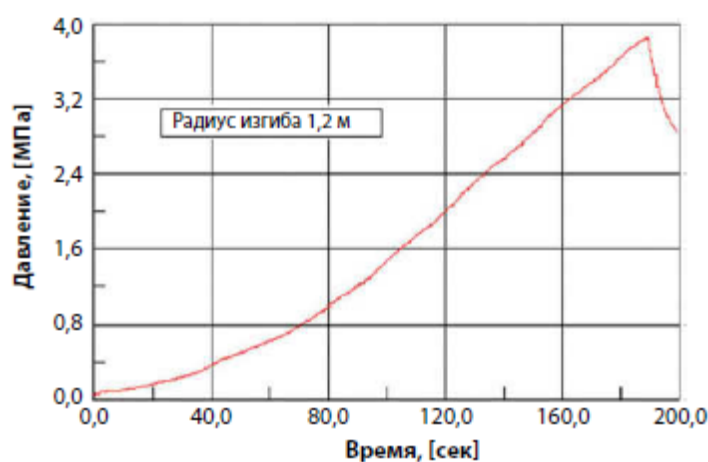


Рисунок 20.4 Динамика изменения давления для образца с начальным радиусом изгиба 1,2 м.

На рисунке 20.5 показана деформация изгиба ГТАС с приложенным радиусом изгиба 1 м. Овализация в среднем пролете трубы - самая серьезная.

20.3 Анализ конечных элементов

В этой части создается модель конечных элементов с использованием коммерческого программного обеспечения ABAQUS для изучения механического отклика ГТАС, подвергающейся комбинированному изгибу и внешнему давлению.



Рисунок 20.5 Смятие ГТАС с радиусом изгиба 1 м.

20.3.1 Моделирование методом конечных элементов

Граничные условия конечно-элементной модели аналогичны граничным условиям испытуемого образца, где симметричные граничные условия относительно оси Z (вдоль направления длины трубы) применяются на одном конце. На другом конце, кинематическая муфта установлена с возможностью соединения поперечное сечение к опорной точке, расположенной на его центральном положении, позволяя поверхность свободно вращаться. Элемент C3D8I (8-узловой линейный блок, несовместимые режимы) выбран для внутренней и внешней ПЭ трубки. Элементы оболочки с преобладанием четырехугольника (S4R) применяются для имитации стальных лент, поскольку их толщина намного меньше их ширины или длины.

В этом случае нагружение моделировалось в два этапа. Первоначальный предварительный изгиб сначала выполняется путем вращения в контрольной точке. Затем выполняется еще один шаг для создания равномерного давления на внешнюю поверхность трубы. Поскольку изгиб или смятие ГТАС демонстрирует отрицательную жесткость в ответ на смещение нагрузки, автоматическая стабилизация используется для облегчения сходимости расчетов. Во время процесса должен быть установлен постоянный коэффициент демпфирования. Глобальное нелинейное уравнение равновесия выглядит следующим образом [11]:

$$[K][u] + [C][u'] = [F] \quad (20.1)$$

где $[K]$, $[C]$, $[F]$ и $[u]$ - матрицы жесткости, матрицы демпфирования, матрицы нагрузок и матрицы перемещений соответственно. После того, как внешняя нагрузка достигает точки смятия, $[K]$ становится сингулярным или неположительным, и матрицы демпфирования предотвращают мгновенное смятие. Таким образом, в КЭМ можно уловить реакцию продольного или последующего изгиба.

Зависимость напряжения от деформации для стали и полиэтилена в численной модели была получена в результате испытаний на одноосное растяжение. Следует также отметить, что моделирование не полностью похоже на испытуемые образцы и условия. Однако его разумно использовать для оценки характеристик смятия ГТАС, подвергающейся комбинированному изгибу и внешнему давлению.

20.3.2 Сравнение результатов испытаний и анализа

В конечно-элементной модели труба сначала изгибалась до кривизны с заданным поворотом в контрольной точке на торцевой поверхности. Затем было зафиксировано расстояние между двумя концевыми точками трубы. С увеличением внешнего давления овализация поперечного сечения начинает увеличиваться. Когда труба достигает предельного давления, труба катастрофически сминается. На рисунке 20.6 показан режим потери устойчивости ГТАС с начальным радиусом изгиба 1 м.

На рисунке 20.7 показано соотношение между внешним давлением и овальностью поперечного сечения в среднем пролете трубы, а овальность определяется как

$$\Delta_0 = (D_{\max} - D_{\min}) / (D_{\max} + D_{\min}) \quad (20.2)$$

где D_{max} и D_{min} - максимальный и минимальный диаметры поперечного сечения. Когда внешнее давление невелико, овальность трубы имеет медленный линейный рост. После достижения давления смятия овальность резко увеличивается, так что кривая становится почти вертикальной, что указывает на критический критерий смятия.

Сравнение нагрузки на изгиб между результатами испытания и моделирования для двух образцов с радиусом изгиба 1 м и 1,2 м приведено в таблице 20.1. Результаты моделирования немного выше, чем результаты испытания. Рассматривается несколько причин. Во-первых, первоначальные дефекты образца не учитываются в КЭМ, что может снизить нагрузочную способность трубы. Во-вторых, две конечные точки образца фиксируются на месте стальным тросом при испытании, который создает определенное количество сдвигающих и осевых сил на образце. Дополнительные силы не учитываются в КЭМ. Анизотропия материала трубки в разных направлениях также может оказывать некоторое влияние на ее механическое поведение. Несмотря на упрощение в КЭМ, совпадение двух наборов результатов иллюстрирует точность и надежность предложенной конечно-элементной модели при моделировании механического поведения ГТАС, подверженной комбинированному изгибу и внешнему давлению.

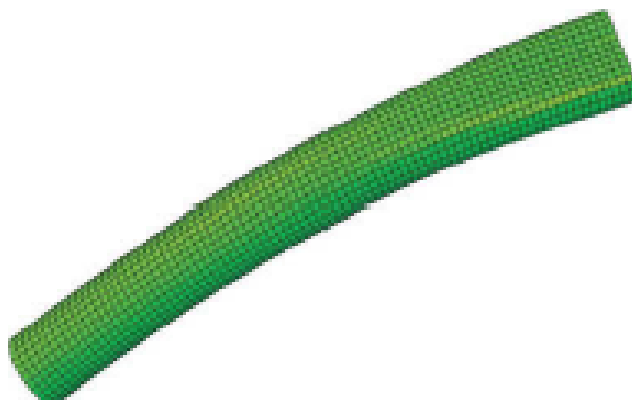


Рисунок 20.6 Смятие ГТАС с радиусом изгиба 1 м.

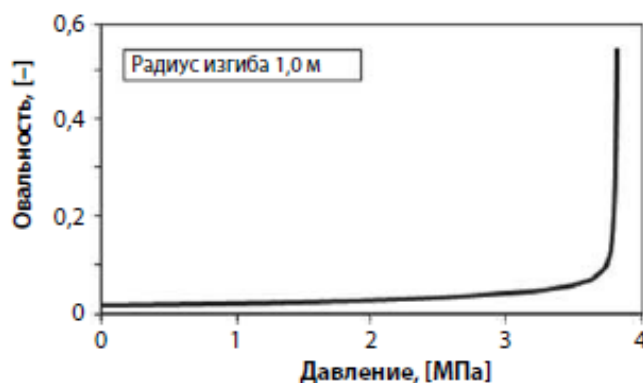


Рисунок 20.7 Кривая зависимости овальности от давления с радиусом изгиба 1 м.

Таблица 20.1 Сравнение нагрузки потери устойчивости между испытанием и анализом конечных элементов

Кривизна радиуса изгиба (м)	Испытание, [МПа]	КЭМ, [МПа]	Различие
1	3,631	3,749	+3,25%

1,2	3,835	4,029	+5,06%

20.4 Результаты анализа и обсуждение

В этой части предложенная конечно-элементная модель используется для исследования производительности ГТАС в различных условиях.

На рисунках 20.8–20.9 показан контурный график напряжения Мизеса внутренней полиэтиленовой трубы и четвертого слоя стальной ленты в сжатом состоянии. Из двух рисунков видно, что максимальное напряжение полиэтиленовой трубы возникает при максимальном и минимальном диаметрах поперечного сечения в среднем пролете. Это связано с тем, что, когда овализация становится более очевидной в поперечном сечении, деформация трубы вокруг максимального и минимального диаметров растет все быстрее и больше, пока деформация не станет максимальной. То же самое и со слоями стальной ленты; однако край ленты на верхней стороне (сторона растяжения) также сильно нагружен, что позволяет предположить, что существует проблема концентрации напряжений.

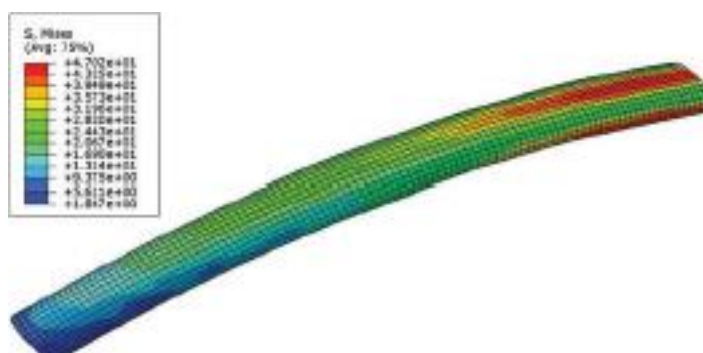


Рисунок 20.8 Напряжение Мизеса внутренней полиэтиленовой трубки.

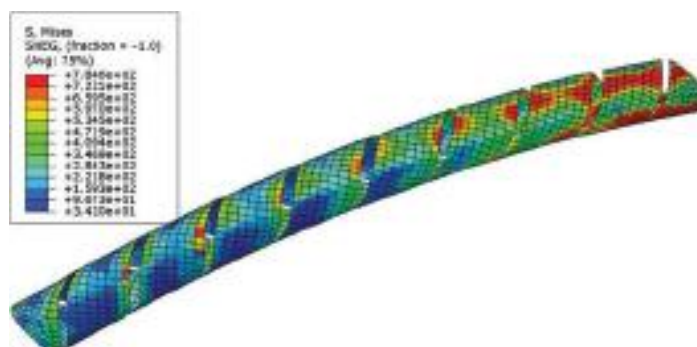


Рисунок 20.9 Напряжение Мизеса четвертого слоя стальной ленты.

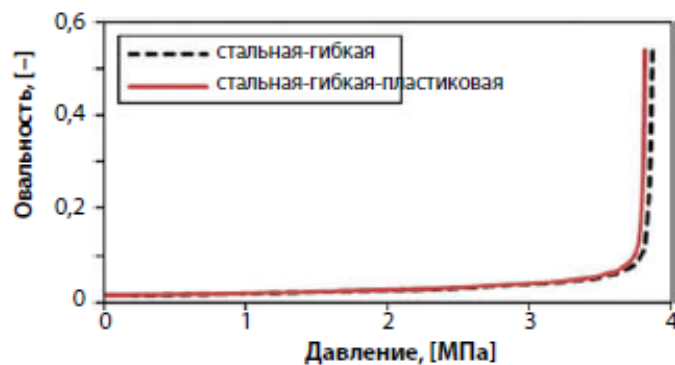


Рисунок 20.10 Сравнение овальности между различными свойствами материалов для ГТАС.

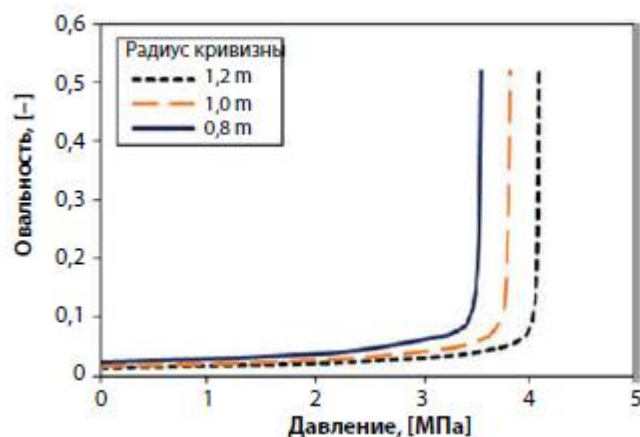


Рисунок 20.11 Кривые зависимости овальности от давления для различных радиусов кривизны.

На рисунке 20.10 показано влияние свойств материала стали на отклик ГТАС. Стальная лента в одной модели считается чисто эластичной, а в другой — упругопластической. Легко заметить, что две кривые зависимости овальности от давления практически перекрываются друг с другом, демонстрируя, что при возникновении разрушения при продольном изгибе ГТАС целесообразно рассматривать стальную ленту как упругий материал.

Кривые овальности-давления SRFP для различных радиусов изгиба показаны на рисунке 20.11. Видно, что с уменьшением радиуса изгиба скорость развития овализации в поперечном сечении увеличивается, а предельное давление, которое может выдерживать SRFP, уменьшается. Это более ясно видно на рисунке 20.12.

20.5 Выводы

В этой главе механический отклик ГТАС, подвергнутой комбинированному изгибу и внешнему давлению, исследуется как экспериментальными, так и численными методами.

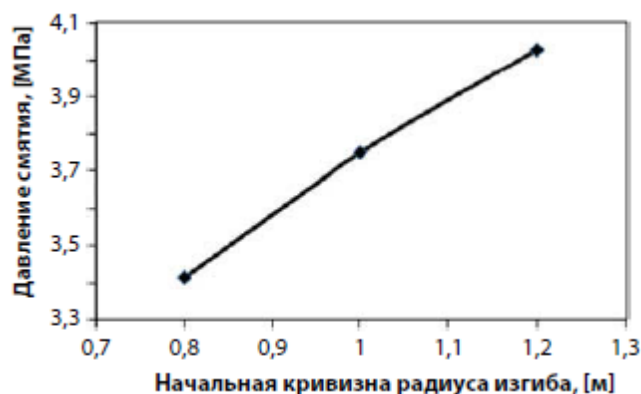


Рисунок 20.12 Давление смятия ГТАС с разным радиусом кривизны.

Надежность предложенного КЭМ подтверждается хорошим совпадением результатов испытания и анализа КЭ. КЭМ можно использовать для оценки механического поведения ГТАС, подвергающейся комбинированному изгибу и внешнему давлению. Кроме того, делаются следующие выводы:

- а) Особое внимание следует уделить напряженному состоянию при максимальном и минимальном диаметрах поперечного сечения, когда труба приобретает эллиптическую форму.
- б) Разумно рассматривать стальные ленты как эластичный материал, когда имеешь дело с разрушением при продольном изгибе ГТАС, подвергающейся комбинированному изгибу и внешнему давлению.
- с) Давление смятия ГТАС сильно зависит от приложенного начального радиуса изгиба.

Использованная литература

1. Корона Э., Кириакидес С. О смятии неупругих трубок при совместном изгибе и давлении [J]. *Int J Solids Struct.*, 24, 505–535, 1988.
2. С.Ф. Гонг, Л. Юань, В. Л. Цзинь. Реакция на продольный изгиб морских трубопроводов при комбинированном растяжении, изгибе и внешнем давлении [Дж]. *J. Zhejiang Univ Sci A*, 12, 627–636, 2011.
3. С.Ф. Гонг, С.И. Ни, С. Бао, И. Бай. Асимметричное обрушение морских трубопроводов под действием внешнего давления. *Суда и морские сооружения*, 8 (2), 176–188, 2013.
4. С.Ф. Гонг, Ц. Ху, С. Бао, И. Бай. Асимметричный изгиб морских трубопроводов при комбинированном растяжении, изгибе и внешнем давлении. *Суда и морские сооружения*, 10 (2), 162–175, 2015.
5. И. Бай, С. Юань, Дж. Танг и др. Поведение армированной термопластиковой трубы при комбинированном изгибе и внешнем давлении [Дж]. *Суда и морские сооружения*, 10 (5), 575–586, 2015.
6. И. Бай, Ц. Танг, В. Ху и др. Разрушение армированной термопластиковой трубы (АТТ) под действием комбинированного внешнего давления и изгибающего момента [J]. *Инженерия океана*, 94, 10–20, 2015.
7. К Ю., Морозов Е. В., Ашраф М. А. и др. Численный анализ механического поведения армированных термопластиковых труб при комбинированном внешнем давлении и изгибе [Дж]. *Композитные конструкции*, 131, 453–461, 2015.
8. Лоурейро Ж., Вальтер С.1; Паскуалино, Илсон П. Численно-аналитическое прогнозирование разрушения гибких труб при изгибе и внешнем давлении. *31-я Международная конференция ASME 2012 по морскому и арктическому проектированию, OMAE 2012*.

9. Сертан О, Фумис Р., Коннэр А. и др. Прогнозирование продольного изгиба бронепроволоки гибкой трубы при сжатии, изгибе и нагружении внешним давлением [С] // *31-я Международная конференция ASME 2012 по морскому и арктическому проектированию*. Американское общество инженеров-механиков, 361–365, 2012.
10. Т. Лю, Ш. Лю, Ю. Т. Лу, И Бай. Поведение термопластиковой трубы, армированной стальной лентой, при комбинированном внешнем давлении и изгибе. ISOPE, 2016.
11. SIMULIA, *руководство пользователя по анализу ABAQUS*, версия 6.14, 2014 г.

21

Расчет поперечного сечения и анализ гибкой трубы, армированной сталью

21.1 Введение

Гибкие трубы, армированные стальной лентой, появляются в нефтегазовой промышленности благодаря их многочисленным преимуществам, включая умеренный вес, высокую коррозионную стойкость, высокую ударную вязкость и т.д. В целом конфигурация гибкой трубы, армированной стальной лентой, довольно проста и состоит из внутренней полиэтиленовой оболочки, внешней полиэтиленовой оболочки и армирующих слоев из стальной ленты. Угол намотки и геометрию стальной ленты можно выбрать в зависимости от расчетного давления и соответствующих функциональных требований. Во время монтажа и эксплуатации гибкой трубы, армированной сталью, она неизбежно будет нести эксплуатационные и экологические нагрузки, такие как внешнее давление, внутреннее давление, изгиб, растяжение, скручивание и т.д. Требования к этим характеристикам гибких труб, армированных сталью, оказывают значительное влияние на поперечный дизайн. В этой главе шаг за шагом проиллюстрированы расчеты индивидуальных характеристик гибкой трубы, армированной сталью, что может заинтересовать инженеров-изготовителей.

За последние несколько десятилетий был достигнут значительный прогресс в проектировании конструкции и поперечного сечения гибких труб. Спенглер и др. [1] дал расчетную формулу для горизонтального прогиба гибких водопропускных труб, и ее применимость была проверена в ходе полевых исследований. Такада и др. [2] разработали упрощенный метод получения максимальной деформации в стальных трубах, пересекающих активные разломы, с учетом нелинейности материала и геометрии участка трубы. Витц, Ж.А. [3] представили тематическое исследование, включающее структурный анализ несвязанного гибкого поперечного сечения стояка. Несмотря на сложность их поперечных сечений, взаимодействия слоев в различных моделях, используемых участниками, принимаются во внимание, и результаты в целом согласуются с осевым торсионным структурным откликом в экспериментальных данных. Гловер, Алан и др. [4] обсудили разработку и применение трубопровода X100 с точки зрения успешного полевого проекта и применения конструкции на основе деформации.

Однако в опубликованной литературе можно найти мало исследований по гибким трубам, армированным стальной лентой. Бай и др. [5] исследовали механический отклик гибких труб, армированных стальной лентой, на внутреннее давление на основе трехмерной теории упругости. Команда Бая [6] также провела исследование механического поведения этих труб под внешним давлением. Конструктивный дизайн в настоящее время в основном основан на эмпирическом подходе, предписывающем большие ограничения в применении гибкой трубы.

Цель этой главы - представить анализ гибкой трубы с краткой иллюстрацией процесса проектирования поперечного сечения. Значения предела прочности, давления разрыва, внешнего давления, изгиба, скручивания и т.д. выделены для гибкой трубы, поскольку они представляют собой обычные нагрузки, которым труба будет подвергаться в периоды установки и эксплуатации.

21.2 Механическое поведение

Механическое поведение гибкой трубы, армированной стальными лентами, зависит от состава различных слоев. Основными компонентами гибкой трубы являются стальные ленты, намотанные по спирали, и полимерные слои. Был проведен ряд экспериментальных испытаний, связанных с механическими способностями при различных нагрузках, и трубы, используемые для испытаний, производятся промышленностью Ningbo-OPR.

Для внутреннего давления слои стальных лент являются основными компонентами, несущими нагрузку. Как правило, напряжение в самом внутреннем слое стальных лент немного больше, чем в других стальных лентах. Даже несмотря на то, что соседние слои могут относительно скользить, для нагрузки внутреннего давления соседние слои плотно прижимаются друг к другу, так что условие непрерывности все еще применимо, и аналитическое решение для АТТ под внутренним давлением применимо для этого типа гибкой трубы.

Для нагрузки внешнего давления экспериментальные испытания показали, что давление внезапно упадет, когда труба изогнется, и точку пика можно рассматривать как давление потери устойчивости. КЭ-анализ процесса потери устойчивости показывает хорошее согласие с экспериментальными испытаниями. Когда внешнее давление низкое, овальность увеличивается линейно с давлением. С увеличением внешнего давления соотношения начинают нелинейно расти. Когда давление достигает критического значения, деформация трубы значительно изменится при небольшом увеличении давления. После этого давление начинает падать, что означает, что труба достигает предельной прочности. Отношение диаметра к толщине внутреннего и внешнего полиэтиленового слоя играет важную роль в сопротивлении гибкой трубы внешнему давлению. Увеличение толщины полиэтиленового слоя является эффективным способом увеличения давления смятия.

Для нагрузок комбинированного изгиба и внешнего давления давление смятия будет уменьшено из-за кривизны изгиба; чем больше кривизна изгиба, тем меньше давление смятия.

Под действием растягивающей нагрузки сначала трескается внешний или внутренний полиэтиленовый слой, в зависимости от толщины и свойств материала каждого слоя. В полевых условиях труба считается неисправной после выхода из строя полиэтиленового слоя. Согласно API 17J [7], допустимая деформация для полиэтилена определена как 7,7% для несвязанной гибкой трубы.

21.3 Поперечный дизайн

21.3.1 Требования к конструкции

API 17J [7], API 17B [9] и API 15S [10] перечисляют некоторые требования и критерии для проектирования и производства гибких труб из стальных лент. Справочник по проектированию и эксплуатации гибких труб [8] также предоставляет некоторые важные основы и руководство по методам, предлагаемым в документах API. Процедура проектирования гибких труб, армированных стальной лентой, может быть выполнена в следующие этапы:

Шаг 1. Выбор материала.

- Шаг 2. Расчет конфигурации поперечного сечения.
 Шаг 3. Проектирование конфигурации системы.
 Шаг 4. Динамический анализ и дизайн.
 Шаг 5. Детальное проектирование и расчет срока службы.
 Шаг 6. Монтажное проектирование.

В процессе проектирования следует принимать во внимание все связанные факторы, чтобы оптимизировать и гарантировать надежность и безопасность проектируемой трубы. Корреляционные факторы включают транспортируемый продукт, функциональные требования, окружающую инфраструктуру, среду эксплуатации трубопровода, а также условия эксплуатации и монтажа и т.д. Разработанная гибкая труба должна удовлетворять соответствующим стандартным требованиям на всех этапах.

Понимание механических характеристик и режимов разрушения гибких труб, армированных стальной лентой, в условиях различных нагрузок имеет ключевое значение для проектирования надежного поперечного сечения. Предел прочности поперечного сечения определяется геометрической конфигурацией линейной внешней оболочки трубы, стальной ленты, углами намотки армирующих слоев и т.д. Расчет поперечного сечения обычно основывается на номинальном давлении и использовании аналитических моделей, учитывающих только осесимметричные нагрузки [8]. В этой главе аналитический метод используется для оценки механических свойств и прочностных характеристик для некоторых конкретных случаев, которые являются частью проектного требования, требуемого API 17J [7]. К прочностным характеристикам относятся давление разрыва трубы, подверженной внутреннему давлению, давление смятия из-за внешнего давления, минимальный радиус изгиба, а также способность сопротивления скручиванию.

Следующие уравнения (формулы) можно использовать в качестве справочных на ранней стадии процедуры проектирования.

21.3.2 Прочность

- Давление разрыва

Уравнение равновесия кольцевой нагрузки для гибкой трубы, армированной стальной лентой:

$$2(r_j - r_i)\sigma_p + 2(r_o - r_k)\sigma_p + 2\sum_{i=1}^N n_i b_i \delta_i \sigma_g \sin\theta_i \frac{\tan\theta_i}{\pi(r_o - r_i)} = 2r_i p_B^\theta \quad (21.1)$$

где: b - ширина стальной ленты, [мм]; δ - толщина стальной ленты, [мм]; n - количество стальных лент в этом слое; N - количество слоев армирующего слоя; r_i - внутренний радиус гильзы ПЭ, [мм]; r_j - внешний радиус внутренней гильзы ПЭ, [мм]; r_k - внутренний радиус внешней оболочки; r_o - внешний радиус внешней оболочки, [мм]; θ - угол намотки стальных лент [°]; σ_g - крайняя прочность стальной ленты. [МПа]; и σ_p - напряжение подшипника ПЭВП, [МПа].

Уравнение равновесия осевой нагрузки гибкой трубы, армированной стальной лентой:

$$\pi(r_j^2 - r_i^2)\sigma_p + \pi(r_o^2 - r_k^2)\sigma_p + \sum_{i=1}^N n_i b_i \delta_i \sigma_g \cos\theta_i = \pi r_i^2 p_B^Z \quad (21.2)$$

Кратковременное разрывное давление несвязанных гибких труб является меньшим из значений разрывного давления кольца и осевого разрывного давления.

$$p_B = \min(p_B^z, p_B^\theta) \quad (21.3)$$

- **Давление смятия**

Давление пластического изгиба гибкой трубы, армированной стальной лентой, идентично давлению, указанному в п. [7], а именно:

$$p_{cr} = \sum_{i=1}^{N_l} p_{cr, \text{ сталь}}^i + \sum_{j=1}^{N_l} p_{cr, \text{ ПЭ}}^j \quad (21.4)$$

где, i и j - номера стальных армирующих слоев и полиэтиленовых труб, а N_i и N_j - их максимальное количество слоев соответственно.

Для слоя армирования стальной лентой его эквивалентную жесткость на изгиб можно получить по формуле, приведенной в работе. [7] и его вклад в давление потери устойчивости можно получить следующим образом:

$$p_{cr, \text{ сталь}}^i = KnE_i b h^3 / 4L_p R_i^3 \quad (21.5)$$

где n - количество лент в слое, L_p - шаг, E_i - модуль упругости стального материала, а b и h - ширина и толщина стальной ленты. K - коэффициент, который зависит от угла укладки и момента инерции в сечении, а R_i - средний радиус i -го слоя.

Для внутренней или внешней полиэтиленовой трубы итерационный метод используется для получения расчетного внешнего давления:

$$p_{cr, \text{ ПЭ}}^i = \frac{3E_{j,t}^f I_j^f}{R_{j,f}^3} \quad (21.6)$$

где верхний индекс f означает f -й шаг приращения, $E_{j,t}$ - тангенциальный модуль j -го слоя, I_j - эквивалентный момент инерции, а R_j - обновленный средний радиус трубы.

- **Минимальный радиус изгиба**

API 17J [7] определяет минимальный радиус изгиба неограниченной гибкой трубы на основе минимального радиуса хранения и минимального радиуса блокировки. Этот метод также может применяться для гибких труб, армированных стальной лентой.

Элементы в разных спиральных слоях могут соприкасаться друг с другом, когда радиус изгиба достаточно мал. Этот радиус изгиба определяется как минимальный радиус блокировки и может быть вычислен, когда задана геометрия слоя. На рисунке 21.1 показаны соответствующие геометрические размеры армирующих слоев. Радиус запираания определяется из деформации изгиба, необходимой для закрытия зазора на растягивающей или сжимающей сторонах трубы, где происходит укорачивание как [7]:

$$\frac{L_p}{n} \frac{R}{\rho_l} = \frac{L_p}{n} - \frac{b_{\min}}{\sin \alpha} \quad (21.7)$$

где L_p - длина шага спиральных лент в слое, n - количество лент в слое, а R - средний радиус. Остальные геометрические свойства показаны на рисунке 21.1.

Наибольшее расчетное значение среди всех спиральных слоев принимается за радиус загибания гибкой трубы. Чтобы сохранить целостность внутреннего и внешнего

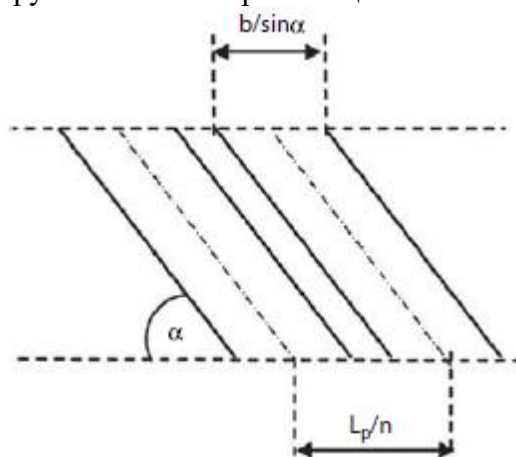


Рисунок 21.1 Геометрические свойства армирующих слоев [7].

полиэтиленовых каналов, которая регулируется максимально допустимой деформацией, следует также учитывать следующий предел радиуса изгиба пластикового полиэтиленового слоя:

$$\rho_{\varepsilon} = R/\varepsilon_{\text{lim}} \quad (21.8)$$

Согласно API 17J [7], минимальный радиус изгиба хранилища (РИХ) рассчитывается из минимального радиуса изгиба (МРИ), и он как минимум в 1,1 раза превышает МРИ, чтобы вызвать блокировку.

Кроме того, предел прочности - это максимальный изгибающий момент гибкой трубы из стальной ленты, который также следует учитывать. Коэффициенты безопасности, указанные в стандарте, следует выбирать соответственно в инженерных применениях.

21.4 Исследование на примере одного случая

21.4.1 Общие сведения

В этом разделе приводится пример гибкой трубы, армированной стальными лентами, чтобы проиллюстрировать процесс проектирования. Требования к конструкции следующие: труба 6 дюймов с расчетным сроком службы 20 лет, расчетной температурой 20 ° C, расчетным давлением 30 МПа и рабочей средой на суше.

Исходя из проектных требований, параметры поперечного сечения приняты инженерным опытом. В таблице 21.1 приведены исходные расчетные размеры гибкой трубы из стальной ленты.

Таблица 21.1 Параметры проектируемой трубы.

Часть	Параметр	Значение
Внутренний слой	Внутренний диаметр внутренней трубы, [мм]	143
	Наружный диаметр внутренней трубы, [мм]	163
	Толщина стенки внутренней трубы, [мм]	10

Первые два армирующих слоя	Количество стальных лент в одном слое	2
	Угол намотки стальной ленты, [°]	75,7
	Толщина стальной ленты, [мм]	0,55
	Ширина стальной ленты, [мм]	60
Оставшиеся два слоя	Количество стальных лент в одном слое	4
	Угол намотки стальной ленты, [°]	54,7
	Толщина стальной ленты, [мм]	1,05
	Ширина стальной ленты, [мм]	72
Внешний слой	Толщина стенки наружного слоя покрытия, [мм]	6,85
	Наружный диаметр внешнего слоя покрытия, [мм]	183,5

21.4.2 Анализ конструкции

21.4.2.1 Предварительный анализ

Давление разрыва рассчитывается с использованием уравнений (21.1), (21.2) и (21.3). Давление кольцевого разрыва составляет 22,8 МПа, осевое давление разрыва - 30,5 МПа, разрывное давление - 22,8 МПа для исследуемой трубы.

В этом случае запас прочности по разрывному давлению составляет 1,31. В практических инженерных применениях в первую очередь следует определить коэффициент запаса прочности, но это не является основной задачей данной главы, поэтому конструкция трубы здесь является примером и предполагается, что она способна удовлетворить требованиям.

Давление смятия рассчитывается с использованием уравнений (21.4), (21.5) и (21.6). Расчетное давление смятия проектируемой трубы составляет 0,83 МПа. Это должно быть удовлетворено, поскольку труба используется на суше.

Минимальный радиус изгиба расчетной трубы рассчитывается по уравнениям (21.7) и (21.8). Минимальный радиус изгиба проектируемой трубы составляет 1,19 м. Это значение должно соответствовать размеру бухты при транспортировке с запасом прочности.

21.4.2.2 Анализ конечных элементов

Для подтверждения результатов детального проектирования следует провести анализ конечных элементов для пропускной способности труб. Например, конечно-элементная модель с использованием ABAQUS создана для проверки прогнозных показателей давления смятия гибких труб из стальных лент. На рисунке 21.2 показан контур смещения трубы, подверженной внешнему давлению, а соотношение между овальностью и внешним давлением показано на рисунке 21.3. Пиковая точка считается максимальным давлением, которое может выдержать труба.

Давление смятия, полученное из анализа КЭ, составляет 0,93 МПа. Разница между аналитическим методом и анализом конечных элементов 4,4%, что является приемлемым.

Другие индивидуальные характеристики, включая давление разрыва, минимальный радиус изгиба, осевую жесткость и т.д., также должны быть подтверждены анализом

конечных элементов, но в этой главе он не проиллюстрирован. В главах 14, 16, 17, 18, 19 и 20 даются ссылки на подробный анализ методом конечных элементов для оценки этих характеристик.

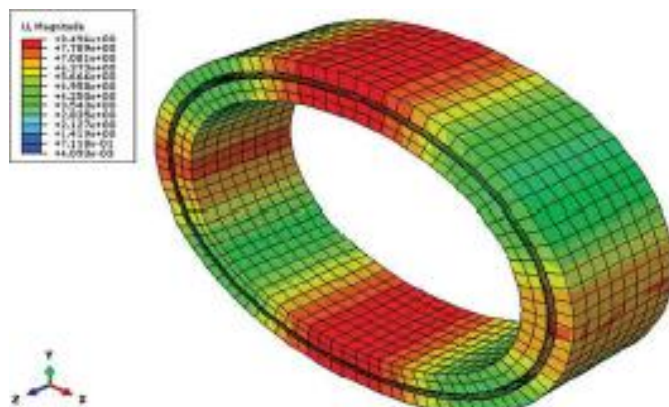


Рисунок 21.2 Контурный график трубы, подверженной внешнему давлению.

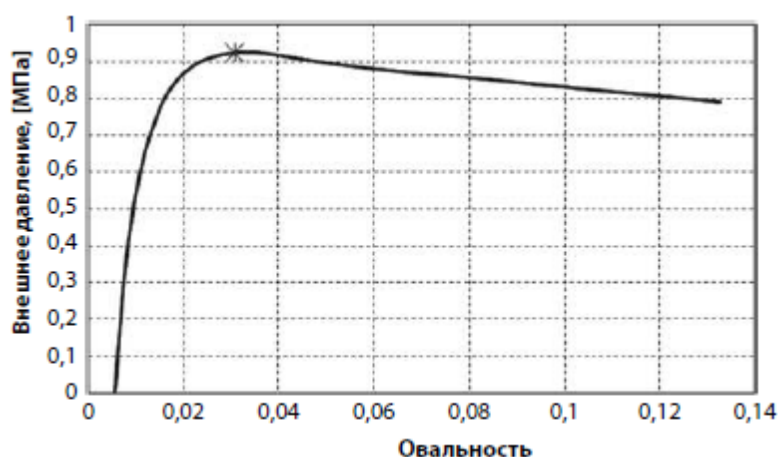


Рисунок 21.3 Взаимосвязь между овальностью и внешним давлением.

21.5 Выводы

Во-первых, в этой главе подробно описан процесс расчета поперечного сечения гибких труб, армированных стальной лентой. Затем специально приводятся методы расчета индивидуальных пропускных способностей трубы, подверженной основным нагрузкам при монтаже и эксплуатации. Наконец, был проведен практический анализ гибкой трубы, армированной 6-дюймовой стальной лентой. Соответствующие модели конечных элементов с использованием ABAQUS созданы для проверки точности и надежности прогнозов предельной прочности трубы.

Хотя приведенная в качестве примера структурная конфигурация трубы довольно проста, а стоимость производства довольно низкая, дизайн конструкции и ее поперечное сечение очень важны для целостности и безопасности трубопровода в инженерных применениях. Результаты, полученные с помощью упрощенной оценки и подробной КЭМ, учитывающей взаимодействие между слоями, хорошо согласуются друг с другом. Представленный здесь пример может быть интересен инженерам-технологам на ранней стадии проектирования трубы. Однако необходимо провести дальнейшие исследования для определения механических характеристик гибкой трубы, армированной стальной лентой, в условиях комбинированной нагрузки.

Использованная литература

1. Грант С. М., Шафер Г. Э. Конструктивное проектирование гибких водопропускных труб. *Труды Автодорожного научно-исследовательского комитета*, 17, 1938.
2. Т. Широ, Н. Хассани и К. Фукуда, Новое предложение по упрощенной конструкции заглубленных стальных труб, пересекающих активные разломы. *Землетрясение и структурная динамика*, 30 (8), 1243–1257, 2001.
3. Дж. А. Витц, Пример анализа поперечного сечения гибких стояков. *Морские сооружения*, 9 (9), 885–904, 1996.
4. Алан Г. и др., Проектирование, применение и установка трубопровода X100. OMAE 2003–37429, 2003.
5. И. Бай и др. Анализ термопластиковых труб, армированных стальной лентой, под внутренним давлением. *Суда и морские сооружения*, 1–8, 2015.
6. УИ. Бай и др., Устойчивость к продольному изгибу термопластиковой трубы, армированной стальной лентой, при внешнем давлении. *Композитные конструкции*, 152, 528–537, 2016.
7. API, Спецификация для несвязанной гибкой трубы. Технический отчет, API 17J, 2008 г., Американский институт нефти (API).
8. Д. Фергестад и С. А. Лётвейт, *Справочник по проектированию и эксплуатации гибких труб*. 2014 г.
9. API, Рекомендуемая практика для гибких труб, Технический отчет, API 17B, 2008 г., Американский институт нефти (API).
10. API, Аттестация наматываемых армированных пластиковых линейных труб, API 15S, 2016, Американский институт нефти (API).

Оценка повреждений гибкой трубы, армированной сталью

22.1 Введение

Гибкие трубы, армированные сталью (ГТАС), представляют собой новый вид несвязанных гибких композитных труб, которые имеют большой потенциал в подводных применениях благодаря их хорошей коррозионной стойкости и относительно низким затратам на изготовление и установку.

В гибких трубопроводах во время изготовления, монтажа и эксплуатации появляются дефекты. В последние годы было проведено несколько исследований, по оценке повреждений гибких труб. Цзи и др. выполнили тематическое исследование для оценки остаточной емкости гибкой трубы при воздействии коррозии на растягивающую броню. Трехмерная нелинейная модель конечных элементов была разработана с использованием программного обеспечения MARC для оценки увеличения средних и динамических напряжений для данной поврежденной внутренней растягивающейся армирующей проволоки. Исследование также включало влияние этих повреждений на соответствующие напряжения в спирали давления. Кроме того, рассматриваются последствия последовательности отказов проводов относительно накопленного времени до отказа поперечного сечения в вероятностном смысле [1]. Муньос представил результаты анализа, включающего испытания под нагрузками чистого растяжения и кручения с растяжением для 4-дюймового несвязанного гибкого стояка с пятью поврежденными проволоками в его внешней растягивающейся броне. Помимо представления данных, касающихся внутренней конструкции райзера, он также описал процедуры испытаний и основные результаты испытаний, такие как осевая жесткость, жесткость на кручение и перераспределение сил в проводах. Были представлены сравнения численного моделирования и результатов испытаний [2]. Компания Sousa провела структурный анализ поврежденной 10-дюймовой гибкой трубы под действием чистых и комбинированных осесимметричных нагрузок. В серии проведенных испытаний рассматривались от одного до десяти оборванных проводов во внешней броне на растяжение трубы, и результаты сравниваются с результатами, полученными с помощью ранее представленного анализа КЭ и традиционной аналитической модели [3]. Фироозабад провел оценку повреждений колена трубы для изучения критериев разрушения с помощью испытаний и соответствующих численных моделей. Индексы повреждений, доступные в литературе, использовались для оценки отказов компонента. Предполагается, что разрушение колена стальной трубы может быть справедливо оценено с помощью индекса повреждения Парка для нагрузки с постоянной амплитудой. Повреждение, рассчитанное на основе одного разрушенного образца при постоянной циклической нагрузке, может быть установлено как критерий разрушения. Следовательно, количество циклов до отказа при различной амплитуде может быть оценено на основе реакции моделирования, которая оказалась надежной [4].

22.2 Анализ повреждений внешнего слоя

22.2.1 Общие

КЭ-модель трубы с локальным повреждением внешнего слоя создается с помощью программы ABAQUS. Рассчитывается предельная разрушающая нагрузка для трубы под внутренним давлением и сравнивается с таковой для трубы без повреждения внешнего слоя.

22.2.2 Анализ конечных элементов

Обычно рекомендуется, чтобы длина трубы, находящейся под внутренним давлением, в 5–7 раз превышала внешний диаметр, а в данном анализе длина составляет 1000 мм. В конечно-элементной модели внутренний и внешний слои ПЭВП созданы как единое целое и связаны с шестигранными элементами C3D8R, в то время как слои стальной ленты созданы как оболочка, состоящая из четырехугольных элементов S4R.

Гибкая труба, армированная стальной лентой, представляет собой разновидность гибкой трубы без скрепления; между полимерными слоями и стальными лентами возникает фрикционный контакт и относительное скольжение. Поскольку существует множество контактных поверхностей, которые приводят к нелинейным проблемам, для решения этих проблем необходим ABAQUS/Explicit dynamic solver.

При моделировании взаимодействий ABAQUS устанавливается «общий контакт» для моделирования трения между слоями, трения и сжатия между металлическими лентами. Нормальное механическое поведение определяется как «Жесткий контакт» с «Разрешить разделение после контакта», а ухудшение принимается как формулировка трения для касательного поведения. Коэффициенты трения выбраны равными 0,1.

Для граничных условий контрольная точка устанавливается в центре левого поперечного сечения трубы и жестко соединяется с концевой секцией трубы, так что движение секции и контрольной точки связаны. Шесть степеней свободы правого поперечного сечения трубы фиксируются граничными ограничениями.

При приложении нагрузки плавная кривая используется для определения процесса нагружения с целью моделирования квазистатических процессов и управления скоростью нагружения. Соотношение загрузки и времени выглядит следующим образом:

$$\alpha = A_i + (A_{i+1} - A_i)\zeta^3(10 - 15\zeta + 6\zeta^2) \quad t_i \leq t \leq t_{i+1} \quad (22.1)$$

$$\zeta = (t - t_i) / (t_{i+1} - t_i) \quad (22.2)$$

Точность результатов расчета зависит от множества изученных энергий модели. Ниже приводится уравнение баланса энергии, используемое в ABAQUS/Explicit:

$$E_I + E_V + E_{KE} + E_{FD} - E_W = E_{total} \quad (22.3)$$

где E_I - внутренняя энергия, E_V - энергия, поглощаемая вязкой диссипацией, E_{KE} - кинетическая энергия, E_{FD} - энергия, поглощаемая фрикционной диссипацией, E_W - работа, совершаемая внешней силой, а E_{total} - полная энергия системы.

Для квазистатических процессов работа, совершаемая внешними силами, почти равна внутренней энергии системы. Следовательно, кинетическая энергия составляет очень небольшую часть внутренней энергии. Во всех анализах и расчетах в этой главе доля кинетической энергии внутренней энергии должна составлять менее 5% для точного моделирования процесса квазистатического нагружения.

22.2.3 Параметры материала

Геометрические параметры гибкой трубы, армированной сталью, показанные в таблице 22.1, будут использоваться при анализе методом конечных элементов. Основным материалом является ПЭВП/модель ПЭ100. В таблице 22.2 перечислены типичные свойства этого материала. Армированный материал представляет собой стальную ленту со свойствами, указанными в таблице 22.3.

Таблица 22.1 Геометрические параметры ГТАС.

Предмет	Значение	Единица измерения
Внутренний диаметр	150	мм
Толщина внутреннего полиэтиленового слоя	10	мм
Количество армированных слоев	4	
Толщина стальной ленты	1	мм
Угол намотки стальной ленты	57	°
Зазор стальной ленты	0	мм
Количество стальных лент армированного слоя	4	
Толщина внешнего слоя полиэтилена	8	мм

Таблица 22.2 Физико-механические свойства ПЭ100.

Плотность, [кг/м ³]	Модуль Юнга, [МПа]	Коэффициент Пуассона, []	Предел прочности, [МПа]
940	1040	0,45	35

22.2.4 Моделирование анализа повреждений

В этом разделе устанавливаются две модели поврежденного внешнего слоя с разными размерами повреждений, как показано в Таблице 22.4.

На рисунке 22.1 показана общая модель ABAQUS для гибкой трубы, армированной сталью, а детали армированного слоя показаны на рисунке 22.2. Для повышения точности сетка уточняется, а соотношение сторон объекта, вершина поверхности и некоторые другие факторы контролируются в допустимых пределах. Во избежание явления блокировки при сдвиге, в модели используется линейный сокращенный блок интегрирования с учетом фрикционного контакта. На внешний полиэтиленовый слой наносится повреждение длиной 60 мм в продольном направлении и 8 мм в радиальном

направлении. Длина дуги вокруг центральной оси трубы составляет 9 °. Местное повреждение показано на рисунке 22.3.

Таблица 22.3 Физико-механические свойства стальной ленты.

Плотность ρ_{st} [кг/м ³]	Модуль Юнга E_{st} , [МПа]	Коэффициент Пуассона μ_{st}	Предел прочности X_{st} , [МПа]
7800	206000	0,26	968.5

Таблица 22.4 Параметры футеровки с поврежденным слоем.

Пример	Осевое направление, [мм]	Радиальное направление, [мм]	Направление петли, [°]
①	60	8	9
②	60	8	18



Рисунок 22.1 Модель гибкой трубы, армированной сталью.



Рисунок 22.2 Модель стальной ленты.

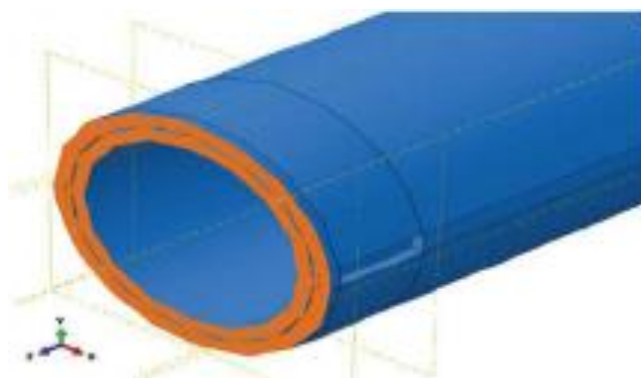


Рисунок 22.3 Локальная модель повреждений.

22.2.5 Результаты анализа

Приложенное к трубе внутреннее давление 25 МПа соответствует интервалу нагрузки 0,15 сек в шаге нагрузки ABAQUS. Из-за граничных ограничений на обоих концах трубы, распределение напряжений вблизи торцевых поверхностей может значительно измениться, в то время как эффекты могут быть незначительными в более отдаленных точках из-за принципа Сен-Венана. Поскольку повреждение расположено на внешней облицовке центральной части трубопровода, анализ напряжений проводится на средней части поперечного сечения трубы. Разрушение трубы определяется как эквивалентное напряжение в стальной ленте, достигающее предела прочности на разрыв. Подобно композитной трубе, армированной стальной проволокой, нагрузка, прикладываемая к внутренней поверхности гибкой трубы, армированной стальной лентой, определяется как внутреннее взрывное давление, когда стальная лента достигает своего критерия разрушения.

На рисунке 22.4 показаны изменения внутренней энергии и кинетической энергии во времени во время периода нагрузки. Кинетическая и внутренняя энергии практически не изменяются (разница менее 1%), что указывает на стабильность и надежность результатов расчетов.

Следующие анализы повреждений выполняются для определения состояния повреждения примера 1. На рисунках 22.5–22.8 показано распределение напряжений четырех стальных лент для случая, когда повреждение происходит на внешней полиэтиленовой оболочке. Напряжения четырех слоев последовательно уменьшаются от внутренней стальной ленты к внешней. Когда максимальное напряжение Мизеса самой внутренней ленты достигает предела прочности на разрыв 968,5 МПа, время работы составляет 0,15 сек на этапе полной нагрузки. Масштаб длины ξ равен 1, а приложенное внутреннее давление - 25 МПа. На рисунках 22.9 и 22.10 показано распределение эквивалентных напряжений для самой внутренней и самой внешней стальных лент для корпуса без повреждений внешней гильзы. Когда эквивалентное напряжение Мизеса стальной ленты достигает предела прочности на растяжение 968,5 МПа, время работы составляет 0,15 сек на этапе полной нагрузки. Коэффициент масштабирования по длине ξ равен 1, а внутреннее давление разрыва составляет 25 МПа. Таким образом, повреждение внешней облицовки мало влияет на состояние внутреннего давления.

На рисунке 22.11 показано расположение внутреннего слоя стальной ленты с большим количеством повреждений. Анализ показывает распределение напряжений в самой внутренней ленте вокруг места нанесения повреждений при взрывной нагрузке 25 МПа. В таблице 22.5 перечислены напряжения в четырех точках внутреннего слоя вокруг повреждения при взрывной нагрузке 25 МПа. Можно обнаружить, что напряжения в элементах, находящихся рядом с повреждением, почти одинаковы, что указывает на то, что повреждение во внешнем слое мало влияет на давление разрыва.

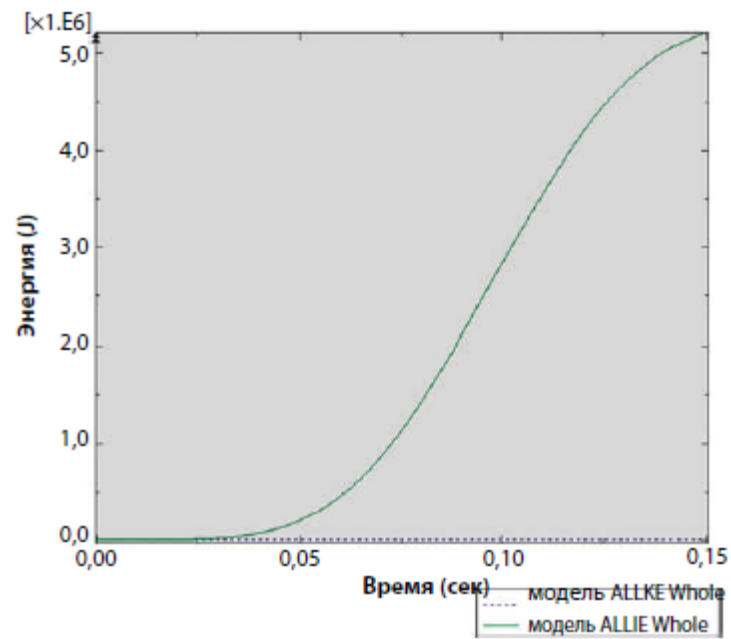


Рисунок 22.4 Сравнительная таблица энергопотребления.

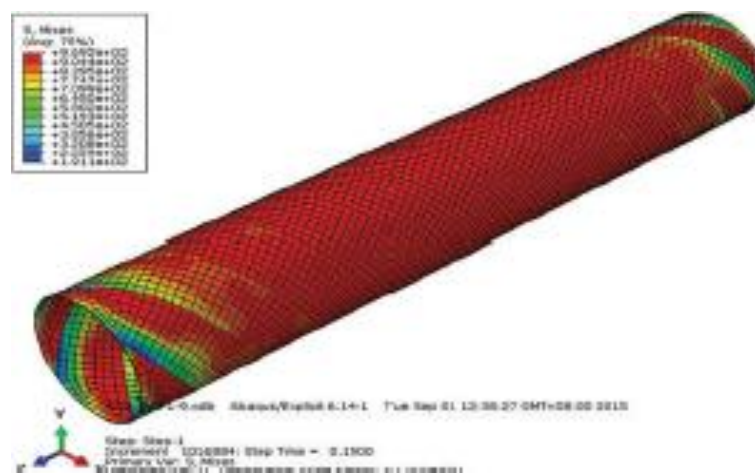


Рисунок 22.5 Распределение напряжений в слое стальной ленты 1 (с повреждениями).

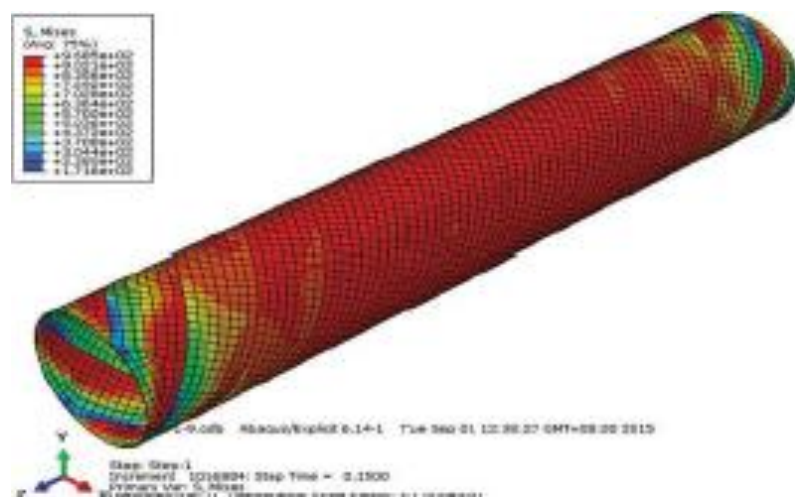


Рисунок 22.6 Распределение напряжений в слое стальной ленты 2 (с повреждениями).

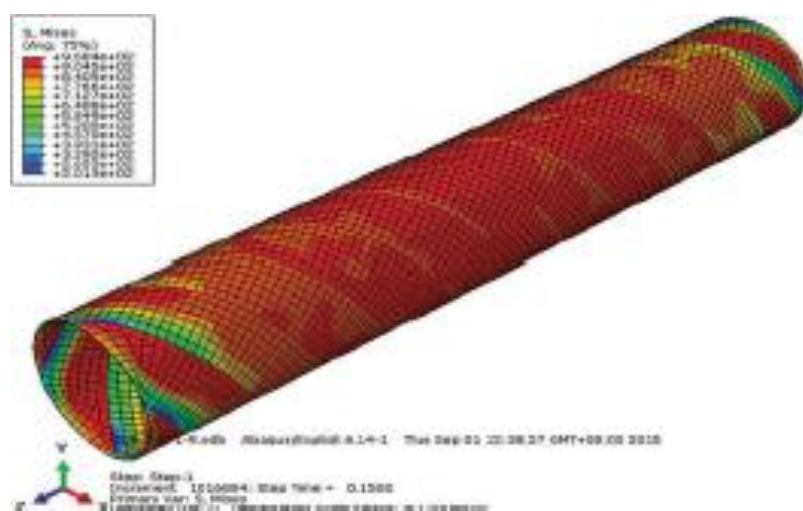


Рисунок 22.7 Распределение напряжений слоя стальной ленты 3 (с повреждениями).

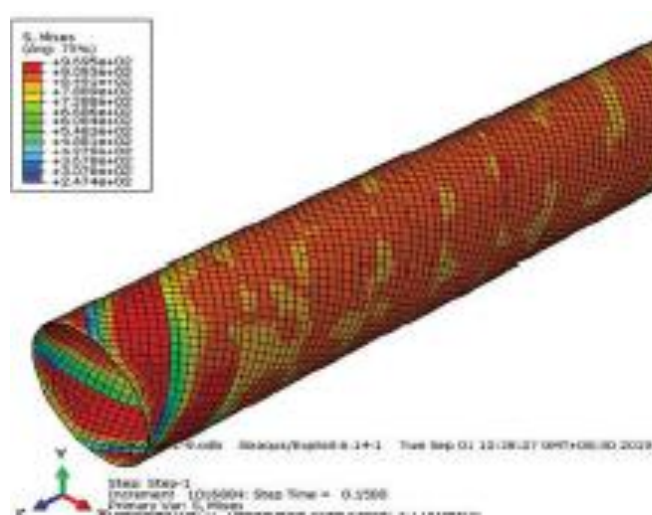


Рисунок 22.8 Распределение напряжений в слое стальной ленты 4 (с повреждениями).

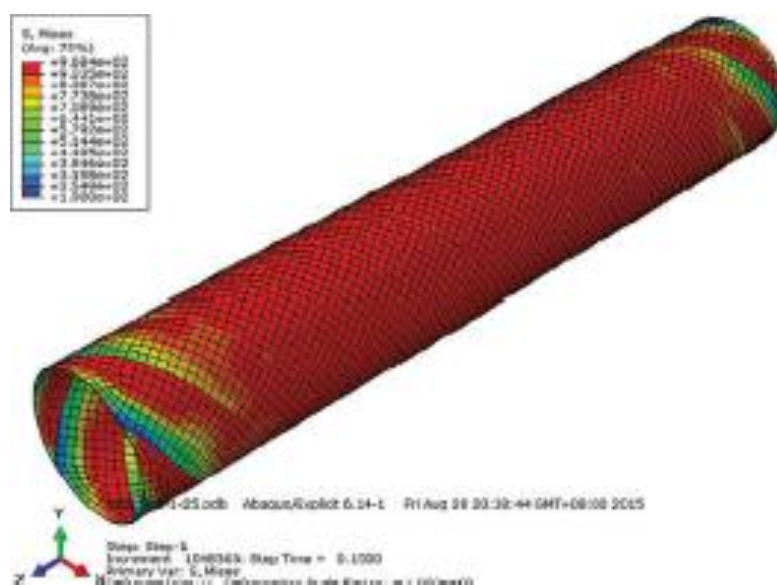


Рисунок 22.9 Распределение напряжений стального слоя 1 (без повреждений).

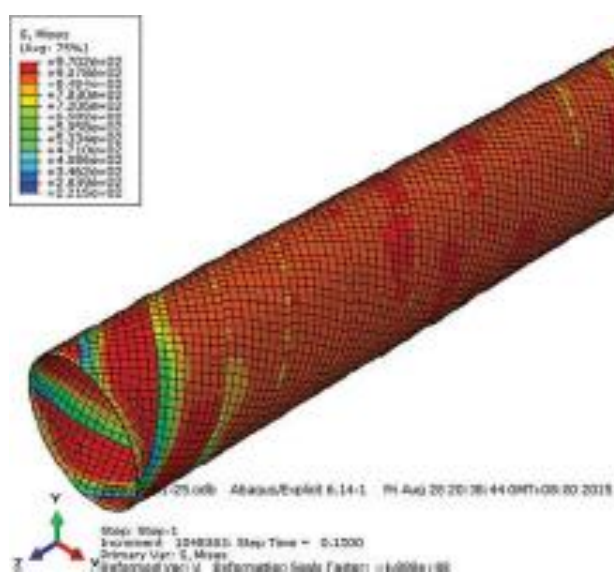


Рисунок 22.10 Распределение напряжений в слое стальной ленты 4 (без повреждений).

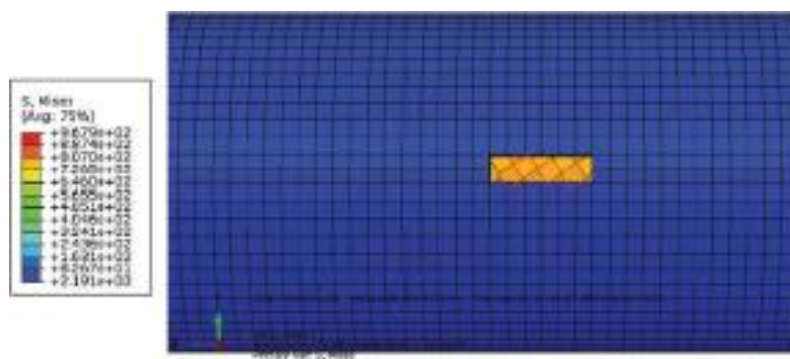


Рисунок 22.11 Внутренний слой стальной ленты вокруг нанесенного повреждения.

Таблица 22.5 Распределение напряжений внутреннего слоя стальной ленты вблизи места повреждения

Напряжение металлической ленты	Место 1	Место 2	Место 3	Место 4
Внутренний слой (без повреждений)	964 МПа	951 МПа	942 МПа	920 МПа
Внутренний слой (с повреждениями, пример 1)	958 МПа	960 МПа	956 МПа	926 МПа
Внутренний слой (с повреждениями, пример 2)	965 МПа	964 МПа	956 МПа	937 МПа

22.3 Влияние разных интервалов

Модель гибкой композитной трубы с слоем, армированным стальными лентами на разных интервалах, разработана ABAQUS, и проанализированы их предельные разрушающие нагрузки под внутренним давлением, а также обсуждено влияние длины интервала на внутренний разрывной пресс. В этом разделе изучаются три разные модели с разными интервалами между лентами, 0 мм, 3 мм и 6 мм соответственно.

К трубе прикладывают внутреннее давление 25 МПа с шагом нагрузки 0,15 с для обеспечения достоверности результатов. На рисунках 22.12–22.14 показано распределение напряжений внутренних стальных лент с разными интервалами между лентами. С увеличением длины промежутка между стальными лентами распределение напряжений становится все более неравномерным. Напряжения на краях многослойных слоев значительно больше, чем напряжения на других частях трубы, как показано на рисунке 22.15, что может значительно снизить способность трубы противостоять внутреннему давлению. Напряжение, при котором достигается предел прочности на краю трубы, используется как определение внутреннего давления. С учетом факторов безопасности внутреннее давление для этого анализа составляет 25 МПа (0 мм), 22,4 МПа (3 мм) и 19,12 МПа (6 мм) для различных длин интервалов.

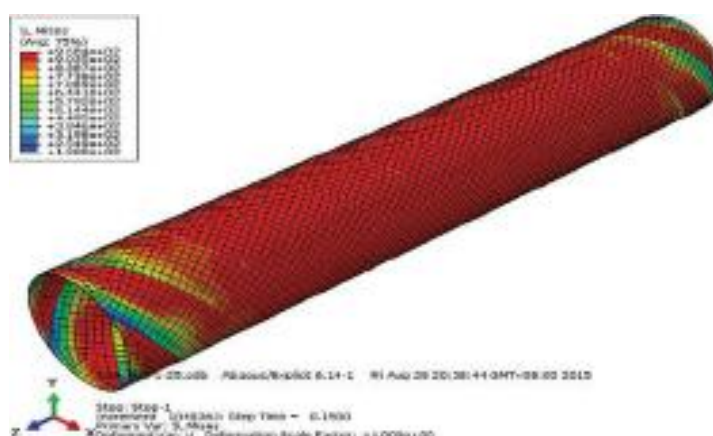


Рисунок 22.12 Диаграмма напряжений внутренней стальной ленты (0 мм).

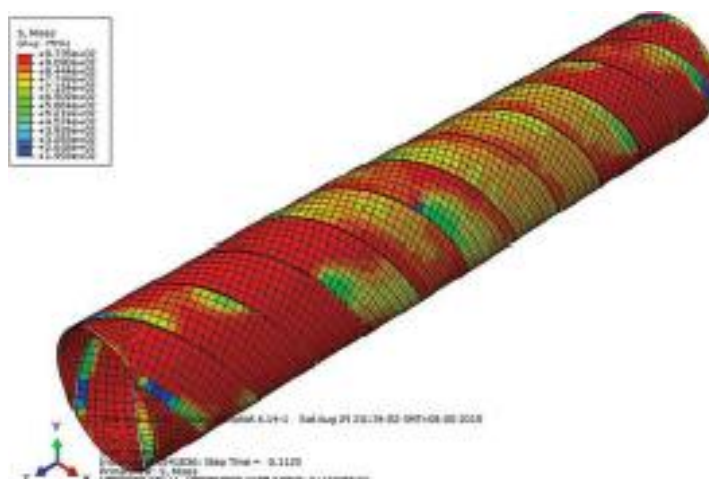


Рисунок 22.13 Диаграмма напряжений внутренней стальной ленты (3 мм).

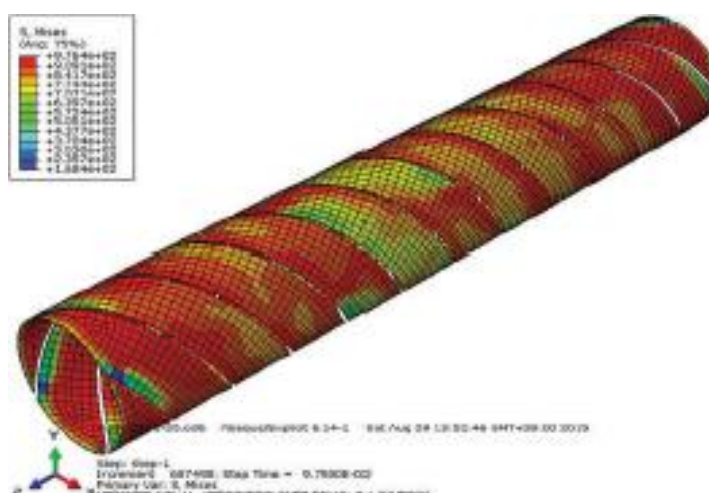


Рисунок 22.14 Диаграмма напряжений внутренней стальной ленты (6 мм).

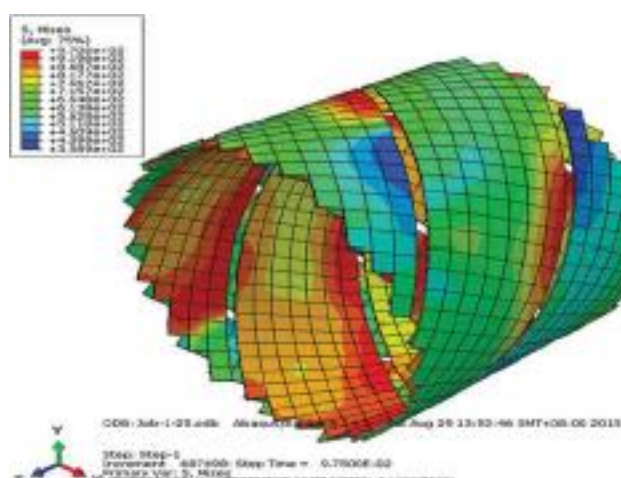


Рисунок 22.15 Распределение напряжений внутренней стальной ленты (6 мм).

22.4 Эффекты недостаточной прочности стальной ленты

Коэффициенты снижения прочности четырех слоев ленты изнутри наружу составляют 1,0, 0,95, 0,9 и 0,85. Принимая средний диапазон 100 мм трубы в качестве объекта исследования, на рисунках 22.16–22.19 показаны напряженные состояния разрушения для соответствующих слоев, если напряжение слоев, достигающее предела интенсивности, установлено в качестве критерия разрушения трубопровода соответственно. На рисунках с 22.16 по 22.19 показаны напряженные состояния при разрушении для соответствующих слоев. Соответствующие давления разрыва составляют 25 МПа, 24,78 МПа, 24,33 МПа и 23,55 МПа; поэтому 23,55 МПа используется в качестве минимального давления разрыва для трубы. Было обнаружено, что повреждение самого внешнего слоя ленты часто приводило к разрушению трубы, и коэффициент снижения прочности слоя составлял 0,85. Величина разрыва внутреннего давления была в 0,94 раза выше, чем у обычной трубы, скорее всего, из-за уменьшения напряжения стальной ленты изнутри наружу, что ослабляет влияние недостаточной прочности.

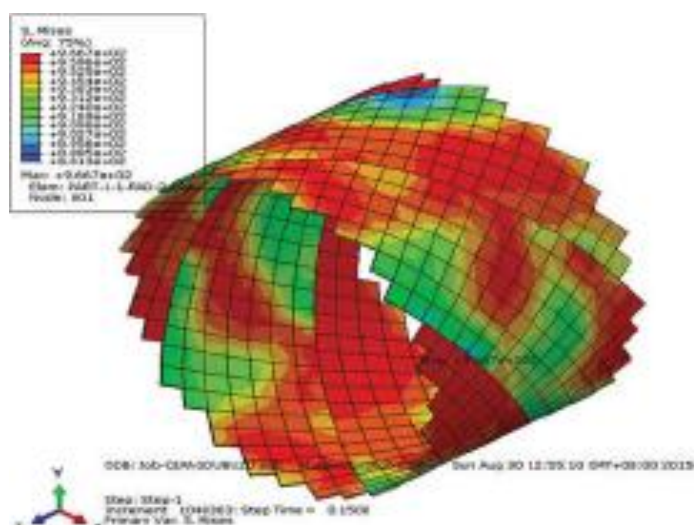


Рисунок 22.16 Напряжение стальной ленты 1 (коэффициент снижения прочности 1,0).

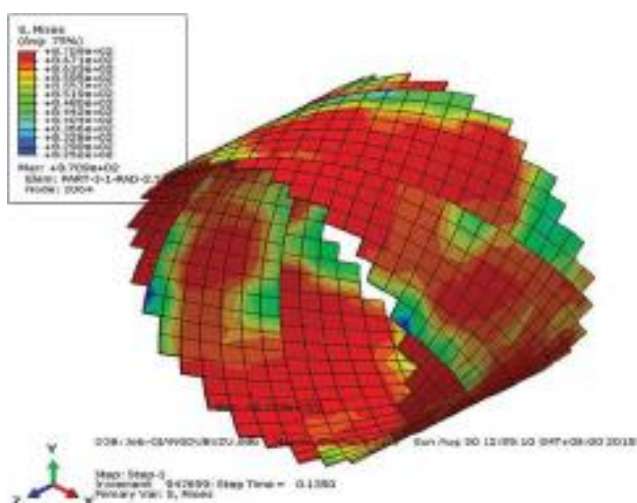


Рисунок 22.17 Напряжение стальной ленты 2 (коэффициент снижения прочности 0,95).

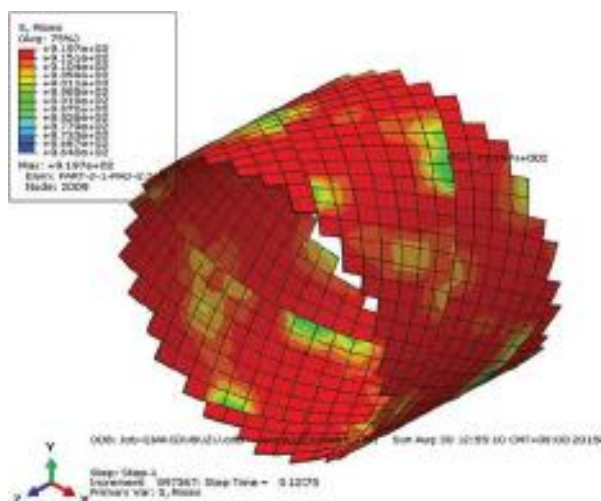


Рисунок 22.18 Напряжение стальной ленты 3 (коэффициент снижения прочности 0,9).

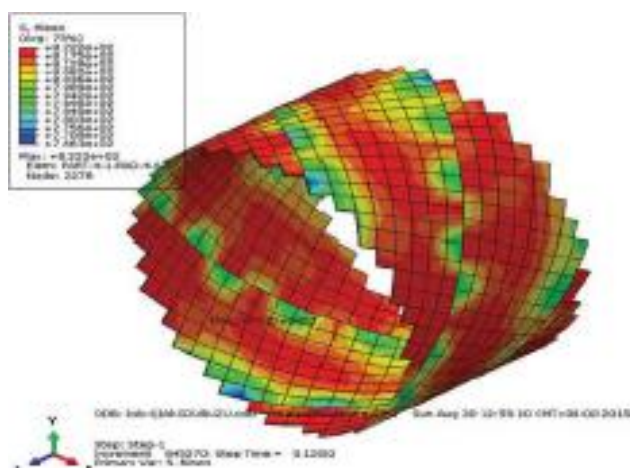


Рисунок 22.19 Напряжение стальной ленты 4 (коэффициент снижения прочности 0,85).

Использованная литература

1. Дж. Джи, Б. Дж. Лейра, С. Сувик, Ф. Клэбо, Г. Аксельссон и Д. Фергестад. Оценка целостности поврежденных поперечных сечений гибких труб, *33-я Международная конференция ASME 2014 по морскому и арктическому проектированию*, Сан-Франциско, США, 2014 г.
2. Н.Е.М. Муньос, Дж. Р. М. Соуза, К. Маглута и Н. Ройтман. Исследование реакции на растяжение-кручение поврежденной гибкой трубы. *ASME 2012 31-я Международная конференция по инженерным разработкам в океане, шельфе и Арктике*, Рио-де-Жанейро, Бразилия, 2012 г.
3. Дж. Р. М. Соуза, К. Маглута, Н. Ройтман, Г. К. Кампелло. Об осесимметричной реакции поврежденной гибкой трубы. *ASME 2014 33-я Международная конференция по инженерным вопросам океана, шельфа и Арктики*, Сан-Франциско, США, 2014 г.
4. E.S. Фироозабад, Б. Чон, H.S. Чой, А. Сафдари, H.C. Ким. Оценка повреждений колена стальной трубы при циклическом нагружении. *Труды 10-ой тихоокеанской конференции по сейсмостойкости*, Сидней, Австралия, 2015 г.

СВЯЗАННЫЕ ГИБКИЕ ТРУБЫ

23

Связанные гибкие резиновые трубы

23.1 Введение

Использование гибких труб на основе металла в подводной нефтегазовой промышленности значительно возросло за последние 40 лет. Гибкие трубы на основе металла в данной отрасли делятся на два типа в зависимости от их конструкции: несвязанные гибкие трубы на основе металла (в этой книге они также представлены в упрощенном виде как несвязанные гибкие трубы) из арматурной стали и термопластичных слоев, а также связанные гибкие трубы на основе металла (в упрощенном виде как связанные гибкие трубы) с применением арматурной стали и герметизирующих эластомерных слоев. В несвязанных гибких трубах слои свободно прилегают друг к другу, в то время как в связанных гибких трубах слои соединены между собой путем химического соединения.

Связанные гибкие трубы имеют ряд преимуществ, включающих в себя высокую пригодность в случаях, когда требуется небольшая длина или недостаточно пространства для прокладки линии. Среди других преимуществ можно отметить:

- Внутренняя гибкость резины, обеспечивающая малый радиус загиба;
- Короткие и прочные соединения;
- Возможно изготовление изделий малой длины и соблюдение особых требований, например, определенное распределение жесткости при изгибе на одном отрезке и т.д.
- Интегральные элементы жесткости на изгиб в соединительной части; при необходимости может быть добавлена дополнительная арматура.
- В процессе производства могут быть добавлены дополнительные слои для повышения гнестойкости или внешнего армирования.
- Встроенные переходные муфты для поплавковых аппаратов или интегрированная поплавок-арматура могут быть предусмотрены.

К недостаткам можно отнести:

- Ограниченная длина для каждого сегмента, что требует выполнения соединений большей длины;
- Как правило, более низкое сопротивление к сжатию, в сравнении с несвязанными гибкими трубами;
- Обычно более низкая осевая (внешняя) тяговая нагрузка, в отличие от несвязанных гибких труб.

В дополнение к присущему преимуществу высокой гибкости, связанные гибкие трубы обладают и другими характеристиками, такими как отсутствие удлинения короткой колонны, устойчивость к температурным воздействиям, превосходная коррозионная стойкость, прочность и выгодная по стоимости конструкция муфты. С другой стороны, несвязанные гибкие трубы с термопластичными слоями являются преимуществом при

транспортировке газа и могут быть экономически выгодно производиться для длинных сплошных участков.

23.1.1 Строительство связанных гибких труб

Связанные гибкие трубы (также называемые связанными гибкими шлангами высокого давления) покрыты API 17K [1] и API 16C [2] и состоят из эластомерной прокладки, армированной несколькими армирующими слоями для обеспечения необходимой прочности трубы. Армирующие слои присоединены к эластомерному материалу и полностью герметизированы эластомером.

Рисунок 23.1 иллюстрирует связанную гибкую трубу, где слои 2, 4 и 7 - слои эластомера, слои 1 и 8 - слои металла для защиты от внешних механических повреждений и разрушений под давлением, а слои 3 и 6 - слои брекерной ткани для обеспечения сцепления между различными слоями эластомера.

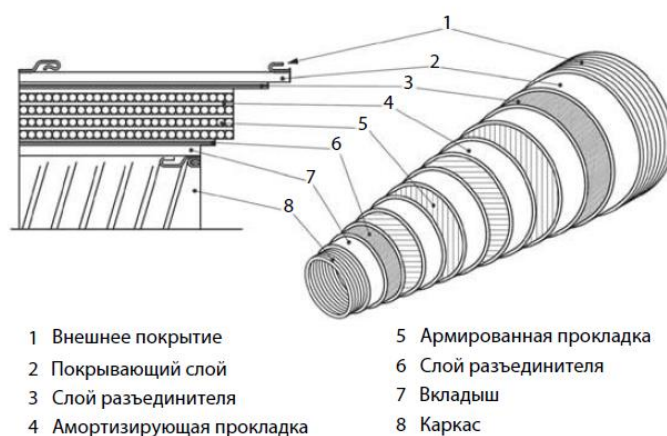


Рисунок 23.1 Типичные связанные гибкие трубы [3].

Типичная связанная гибкая труба состоит из нескольких слоев эластомера, обматываемых или подвергаемых прессовке по отдельности и склеиваемых между собой с использованием связующих веществ или путем воздействия тепла и/или давления для скрепления слоев в единую конструкцию. Первичные слои состоят из:

- Наружный слой: намотанный или прессованный слой эластомера, обеспечивающий внешнюю целостность среды и защиту от внешней среды, старения, коррозии, трения и механических повреждений.
- Армирующий слой: стальные тросы со спиральной намоткой в заполняемом эластомерном составе, используемом для поддержания прочности на разрыв и внутреннего давления на трубу. Как правило, стальные кабели прокладываются под углом 55° для достижения торсионно уравнивающих труб и выравнивания продольных и поперечных усилий в слое под действием давления. Тем не менее, этот угол может быть увеличен или уменьшен в зависимости от требуемых прочностных характеристик трубы. Например, более высокий угол может быть использован для увеличения прочности в направлении кольца за счет предела прочности и осевой жесткости трубы.
- Вкладыш: слой обмотанного или прессованного эластомера, обеспечивающий внутреннюю целостность рабочей среды.

23.1.2 Типы связанных гибких труб

В настоящем издании представлены следующие три типа связанных гибких труб, применяемых в нефтегазовой отрасли:

1. Связанные гибкие трубы
2. Наливные рукава
3. Связанные гибкие трубы высокого давления

Связанные гибкие водоотделяющие колонны

Связанные гибкие водоотделяющие колонны применяются для производства и введения гибких перемычек. Спецификация API 17K/ISO 13628-10 - обозначает код спецификации, применяемый к связанным гибким трубам.

В производстве углеводородов связанных гибких водоотделяющих колонн используются, главным образом, навесной кабель, шланги гибкого кабеля-канала для турели ПНП (плавучая нефтепромысловая платформа) и системы водоотделяющих колонн малой длины. Тем не менее, существует несколько примеров применения водоотделяющих колонн относительно большой длины на сравнительно большой глубине [4].

Наливные рукава

Наливные рукава применяются для морской отгрузки углеводородов, например, товарной нефти и сжиженного нефтяного газа. Связанные гибкие шланги большого диаметра являются стандартными для разгрузки нефти, как правило, от 16 до 20. Код, применимый к наливным рукавам, является руководством ММФНК (Международный морской форум нефтедобывающих компаний) по вопросам приобретения, производства и испытания наливных и нагнетательных рукавов для выносных причалов [5].

Корпус рукава состоит из резиновых слоев, армированных соответствующим количеством слоев текстильного полотна, текстильного корда или стальной проволоки. Дополнительное армирование может быть выполнено в виде одной или нескольких закладных проволоочных спиралей, колец или других видов армирующих материалов. За исключением необходимого соединения между каркасами в шланге с двойным каркасом, корпус рукава соединен между собой и вулканизирован равномерно. Конструкция должна быть достаточно прочной, чтобы выдерживать нагрузки на кольца и внешние нагрузки, применимые для эксплуатации. Корпус рукава заделан фланцевыми стальными торцевыми соединениями. Допускается достаточный зазор для установки стандартных шпилек во фланцах.

Все шланги имеют максимально допустимое давление 15 бар, за исключением шлангов для подводных лодок и железнодорожных цистерн, которые предусмотрены в стандартной длине 10,7 м. Шланги для подводных лодок и железнодорожных цистерн предусмотрены в стандартной длине 9,1 м. Замер длины шлангов производится от поверхности к поверхности фланцев. Стандартные участки шланга соединяются, образуя длину до нескольких сотен метров, либо в виде плавучих рукавов, погружных цепных рукавов или подвешенных шлангов.

Шланги с цельной плавучестью изготовлены таким образом, что при любых условиях они могут быть изогнуты до радиуса изгиба в шесть раз больше номинального диаметра шланга без повреждения, овальности сечения трубопровода или деформации.

Связанные гибкие трубы высокого давления

Связанные гибкие шланги высокого давления применяются при геологоразведочных работах, например, в соединении штуцерной линии и линии глушения при бурении.

Буровые шланги часто используются в гибких металлических трубопроводах для цементирования, буровой вышке бурового оборудования и аналогичных установках, работающих под высоким давлением. Такие шланги обычно используются регулярно и подвергаются проверке и испытаниям давлением перед эксплуатацией. Максимально допустимое давление в шлангах соответствует давлению в буровом оборудовании, обычно 5 кси (345 бар), 10 кси (690 бар) или 15 кси (1034 бара). Для данного типа связанных гибких труб применяются API спецификация 7K/ISO 14693, спецификация для бурового оборудования и оборудования для обслуживания скважин, и API спецификация 16C, спецификация для систем штуцерной линии и линии глушения скважины.

23.2 Конструкция и назначение

23.2.1 Введение

Связанные гибкие трубы должны быть утверждены для конкретного обслуживания в соответствии с различными стандартами проектирования труб. Например, Спецификация API 17K/ISO 13628-10 [1] используется для связанных гибких труб, ММФНК (Международный морской форум нефтедобывающих компаний) [5] - для наливных рукавов, а спецификация API 16C [2] - для систем штуцерной линии и линии глушения скважины. Связанные гибкие трубы необходимо четко промаркировать с обозначением изготовителя, допустимым рабочим давлением и назначением эксплуатации или с указанием ссылочного стандарта, согласно которому предназначена труба.

Согласование спецификации API 17K включает в себя согласование метода проектирования сторонней организацией, где учитываются как пропускная способность труб, так и их долговременная целостность. Кроме того, фактически одобренная продукция подвергается тщательному испытанию.

Конструктивные решения, касающиеся связанных гибких труб, могут включать в себя следующее:

- Проектное давление: максимальное внутреннее давление, которому может быть подвергнут рукав в течение срока его эксплуатации. Обычно это включает в себя рабочее давление и допустимый перепад давления.
- Предел прочности: трубы, предназначенные для подводного обслуживания, рассчитаны на выдержку внешнего давления на рабочей глубине при отсутствии деформации трубы до такого уровня, когда она перестает функционировать в соответствии с расчетными характеристиками.
- Повышенная осевая нагрузка: Трубы высокого давления (шланги штуцерной линии и линии глушения скважины) не должны подвергаться внешним нагрузкам на ось, которые превышают массу заполненной жидкости, при отсутствии внутреннего давления в трубе.
- Прогиб: фактический радиус изгиба трубы ни в коем случае не должен быть меньше минимального радиуса изгиба (MBR), так как это может привести к повреждению линии. Радиус изгиба зависит от области применения. Динамическое использование — это когда гибкая труба подвергается циклически изменяющимся нагрузкам и отклонениям. В целом, динамический радиус изгиба в 1,5 раза превышает минимальный радиус изгиба в условиях хранения (без динамических нагрузок).
- Изгибание: без консультации и согласования с изготовителем скручивание должно быть менее 1,0°/м.
- Газоснабжение: для обращения с газом подходят только трубы, специально заказанные для определенного обслуживания газа. Количество и расход резкого снижения давления в газоснабжении должно быть ограничено до максимально возможного минимума.

- Температурный предел: необходимо определить минимальную и максимальную рабочую температуру трубы. Рабочие условия должны соответствовать заданным температурным пределам; превышение температурных пределов может повредить трубу, особенно в динамических условиях. Следует учитывать как минимальную, так и максимальную рабочую температуры.

23.2.2 Критерии проектирования

Методы проектирования, применяемые к связанным гибким трубам, соответствуют требованиям стандарта спецификации API 17K. Основное требование основано на соотношении давления разрыва к рабочему давлению. Стандарты предусматривают требования, согласно которым трубы должны быть изготовлены в соответствии с применимыми стандартами качества, а также иметь маркировку, указывающую на их назначение, включая тип обслуживания, номинальное давление и температуру.

Таблица 23.1 обобщает критерии проектирования напряжения и деформации для отдельных слоев связанных гибких труб. Значения коэффициента применения для слоев эластомеров рассчитаны с учетом максимально допустимой деформации эластомерного материала. Значения коэффициента применения внутреннего каркаса рассчитаны с учетом режимов потери устойчивости каркаса. Показатель использования для армирующего слоя кабеля является нагрузкой, разделенной на конструкционную производительность, где конструкционная производительность является либо условным пределом текучести твердой проволоки или образца материала многожильного кабеля, либо максимальным пределом прочности на растяжение твердой проволоки в более чем 0,9 раза.

23.2.3 Проектирование труб

Напряжения/деформации внутренних элементов для гибкого трубопровода высокого давления, применяемого в морских условиях, должны быть определены как с помощью аналитических формул для простых нагрузок, так и с помощью анализа методом конечных элементов для комбинированных нагрузок. Применение АПО (анализ последствий отказов) охватывает явления гидродинамики, механики, теплопередачи и диффузии газа. Сложность анализа объясняется существенно нелинейным и анизотропным свойством конструкций, а также отличающимся свойством отдельных частей конструкции. Моделирование рукава может быть выполнено с использованием различных формул материала, а различия между константами материала могут достигать величины равной 5. Рисунок 23.2 иллюстрирует сводные результаты проектирования нефтяной отгрузочной линии труб Trelline.

Рукава Trelline представляют собой связанные шланги, изготовленные из резины, стальных колец и армирующих слоев, которые на конце оснащены встроенной системой фланцевых прокладок. Рукава соединены между собой болтами, чтобы обеспечить необходимую длину колонны рукава. Рисунок 23.3 иллюстрирует общую компоновку основных элементов погружной погрузочной системы, в которой используются рукава Trelline в системе водоотделяющей колонны. Горизонтальное расстояние между центром гравитационного основания и торцевым клапаном рукава при разгрузке составляет $100 \text{ м} \pm 10 \text{ м}$. Когда труба проложена на морском дне, это расстояние должно составлять $180 \text{ м} \pm 10 \text{ м}$. Важно, чтобы конфигурация обсадной колонны была соблюдена при подъеме и укладке колонны. Важно отметить, что расстояние от базы определяется вертикальным положением торцевого клапана рукава. По мере того, как обсадная колонна поднимается, цистерна должна постепенно смещаться ближе к гравитационному основанию. В случае укладки, то же самое относится и к действиям в обратном порядке. В отключенном режиме обсадная колонна расположена на морском дне и особенно подходит для работы в неблагоприятных условиях окружающей среды, где, например, плавучий рукав будет иметь проблемы с маркёром причального бую.

Конфигурация связанного рукава в этом конструктивном исполнении делает его совместимым и пригодным для довольно значительных движений по сравнению с глубиной воды.

Таблица 23.1 Критерии для расчета слоя гибкого шланга

Слой гибкой трубы	Расчетная нагрузка	Примеры расчетной нагрузки и эксплуатационная нагрузка систем			Монтаж		Тестирование функциональности
		Нормальный режим эксплуатации		Нештатная эксплуатация	Функциональна я и климатическая	Функциональна я, климатическая и аварийная	
		Повторная эксплуатация	Экстремальная эксплуатация				
		Функциональна я и климатическая	Функциональна я, климатическая и аварийная	Функциональна я, климатическая и аварийная			
Слой эластомера	Деформация состарившегося материала	Максимально допустимая деформация для состаренного материала должна составлять 50% от расчетной максимальной деформации					
Внутренний каркас	Натяжение и предельная допустимая нагрузка _б	0,67) для $D_{\max} \leq 300 \text{ м}$ {[($D_{\max}$ 300)/600] × 0,18 + 0,67} для 300 м < $D_{\max}$ <900 м (0,85) для $D_{\max} \geq 900 \text{ м}$					
Армированный слой	Нагрузка _с	0,55	0,85	0,85	0,67	0,85	0,91

Связанные гибкие трубы могут иметь различные слои в зависимости от требований технического обслуживания. На рисунке 23.4 показаны основные слои связанных гибких труб производства Contitech [7].

Слой 1: Нержавеющая сталь сблокированная согнутая труба (внутренний каркас).

К основным функциям следует отнести защиту эластомерного внутреннего покрытия от механических повреждений (защита от износа внутреннего покрытия), предотвращение образования пузырей в случае использования газа или декомпрессии при вакуумном обслуживании, крепление стенки гибкой трубы и обеспечение чистки труб. Материалом может быть нержавеющая сталь качества AISI 304, 316L или 254 SMO, в зависимости от транспортируемой среды.

Слой 2: Эластомерное полимерное покрытие

Поскольку каркас (Слой (1)) не является герметичным, Слой (2) снаружи каркаса служит в качестве герметичного слоя. Он служит в качестве гидроизоляционного барьера гибкого трубопровода и защищает конструкцию труб от коррозионного и абразивного воздействия транспортируемой среды.

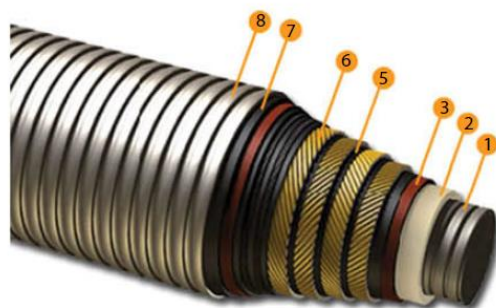


Рисунок 23.4 Основные слои связанных гибких труб Contitech.

Толщина потайной колонны зависит от внутреннего давления, внутреннего диаметра и абразивности транспортируемой среды. Материал потайной колонны должен выдерживать химическое и тепловое воздействие сырой нефти, морской воды, газов, гидравлической жидкости или любого другого вещества, проходящего через трубу.

Слой 3: Текстильный слой

Их функция заключается в распределении нагрузки за счет внутреннего давления

Слой 4: Спираль с элементом жесткости (не показана на рисунке)

Его функция заключается в защите трубы от разрушения под воздействием осевого усилия натяжения и/или внешнего давления. Он также предотвращает перекручивание даже при сильном перегибе.

Слой 5: Эластомерный подушечный слой

Их функция заключается в обеспечении адгезивного сцепления и взаимодействия между различными слоями.

Слой 6: Армировка кабеля из стали высокой прочности

Они служат в качестве элементов, выдерживающих нагрузку, и определяют внутреннее сопротивление давлению.

Слой 7: Эластомерное покрытие

Его функция заключается в защите гибкой трубы от ударов, трения, погодных условий, морской воды, нефти и т.д. Согласно запросу, возможно применять огнезащитное покрытие.

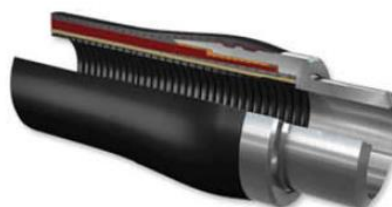
Слой 8: Наружный слой нержавеющей стали обеспечивает защиту от обматывания

Его функция заключается в предохранении трубы от внешних механических повреждений. Наиболее распространенным материалом является нержавеющая сталь AISI 304.

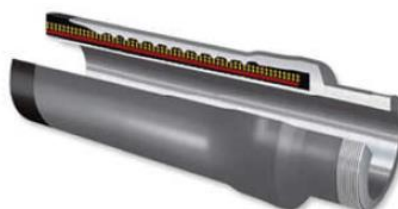
Для разгрузочных труб, слои плавучести могут быть нанесены на внешнюю поверхность эластичного покрытия.

23.2.5 Концевые крепления

Рисунок 23.5 иллюстрирует два типа концевых креплений со встроенными и поворотными спиральными армирующими слоями. Когда труба находится под давлением, спиральные армирующие слои выталкиваются наружу, усиливается захват. Эпоксидная смесь используется для склеивания арматуры и концевых соединений.



Встроенный



Обжимной

Рисунок 23.5 Встроенный и обжимное соединение Contitech [8].



Концевое соединение



Труба

Рисунок 23.6 Концевое крепление, производство Dunlop Oil & Marine [9].

Рисунок 23.6 показывает торцевое крепление с наружной стороны. При такой конструкции спиральная броня крепится к стальному концевому соединению, часто с более жестким и прочным эластомером, чем тот, который используется в гибкой части трубы. Как правило, обмотка кольца используется с наружной стороны спирали для обеспечения прочного сцепления.

Плавный переход модуля от корпуса трубы к концевому креплению или жесткому трубному соединению осуществляется с помощью жестких накладок. В резиновых трубах, соединенных под высоким давлением, жёсткие накладки являются неотъемлемой частью и скрепляются химическим способом как с металлической муфтой, так и с корпусом трубы. Изготавливается (т.е. встроен и отвердевает) вместе с основными слоями труб. Жесткие накладки состоят из резиновых, прорезиненных текстильных и стальных проволок различной толщины и с различным расстоянием между ними. Помимо относительно простой обработки, основным преимуществом этой конструкции является

то, что она позволяет использовать широкий спектр армирующих конструкций горловины, тем самым обеспечивая оптимальное распределение жесткости при изгибе по длине трубы. Требования к жестким накладкам определяются наиболее неблагоприятным вариантом комбинаций нагрузок, которые могут действовать на рукав вблизи концевого крепления при фактической рабочей конфигурации гибкой трубы.

23.2.6 Материалы

Полимеры можно разделить на три основные категории: термопластики (пластмассы), термореактивные материалы и эластомеры (каучуки). Обычно термореактивные материалы устойчивы к деформации, в то время как эластомеры легко удлиняются под небольшим прилагаемым напряжением, а термопластики демонстрируют промежуточные характеристики напряжения-деформации. Термопластики могут быть изготовлены в виде композитных форм под воздействием тепла и давления, обычно путем прессования или литья под давлением, с охлаждением, сохраняющим расплавленный контур в твердом виде. Слои термопластиков используются в производстве несвязанных гибких труб [10].

Термореактивные материалы используются в усовершенствованных конструкциях, содержащих различные виды соединений и комбинируются со стеклянными или углеродными волокнами в термореактивных материалах. Эпоксидная смола, армированная стекловолокном, широко используется на нефтяных месторождениях. Разработка методов ремонта труб на местах на таких трубах с использованием свежих термореактивных материалов с соответствующими методами нанесения и утвержденными процедурами успешно применяется на месторождениях.

Эластомеры представляют собой аморфный (неупорядоченный) класс полимеров, характеризующийся свойствами существенного и двустороннего растяжения. Эластомеры также известны как каучуки и характеризуются как мягкий, деформируемый и несжимаемый материал. Он мягкий, потому что его модуль продольной упругости является низким для твердого материала и выполняет функцию деформации. Он деформируется, практически эластичен, в значительной степени является упругим и двусторонне эластичным. Он также несжимаем и может поддерживать постоянный объем во время деформации. Таким образом, эластомеры используются для производства связанных гибких труб благодаря присущей гибкости каучука и позволяют создавать деформированные кривые с малым радиусом изгиба.

Выбор материала

Типы эластомеров для связанных гибких труб подобраны таким образом, чтобы их сопротивление действию масел или нефти снижалось с внутренней поверхности, в то время как сопротивление удару и вязкость увеличивались с диаметром. Поверхность внутреннего слоя эластомера взаимодействует с углеводородами, в то время как внешний слой эластомера подвергается воздействию морской воды. Слои спирально закрученных армирующих проводов, кабелей, тканей вводятся через определенное расстояние для укрепления трубы. Связанные стальные концевые крепления позволяют соединять трубы по направлению оси.

Выбор материала, соответствующего всем техническим условиям, может осуществляться либо под ответственность поставщика и основываться на заданных условиях эксплуатации и расчетном сроке эксплуатации, либо определяться оператором на основании предыдущего опыта работы в аналогичных условиях. Выбор материалов должен производиться для конкретной области применения, условий эксплуатации, совместимости жидкостей, процедур, квалификации и т.д.

Критерии выбора включают в себя:

- Уровни механических свойств, соответствующие рабочему давлению, температуре и конструкции уплотнения, например, модуль продольной упругости,
- Деформацию/удлинение при разрыве,

- Прочность на разрыв,
- Остаточную деформацию при сжатии,
- Скорость релаксации напряжения.
- Устойчивость к химическому воздействию жидкостей, контактирующих с ними во время обслуживания.
- Устойчивость при экстремальных температурных режимах эксплуатации

Поскольку полимеры могут приобрести хрупкость при низких температурах и мягкость при высоких температурах, важное значение имеет четкое представление о рабочих температурах. Однако проектирование гибких труб из полимеров, рассчитанных только на максимальные и минимальные экстремальные температуры, может быть чрезмерно консервативным. Насколько критичен точный анализ температуры будет зависеть от того, как близко рабочая и экстремальная температуры находятся к температуре стеклования T_g и температуре плавления T_m эластомеров, используемых в связанных гибких трубах. Рисунок 23.7 иллюстрирует изменение свойств по отношению к температурным графикам для трех видов полистиролов. Чем гибче полимерная цепь, тем ниже ее T_g .

Типичные свойства эластомерных материалов, применяемых в связанных трубах, представлены в таблице 23.2. Данные основаны, прежде всего, на данных веб-страницы Contitech-rubber[7]. Описание общих свойств и типовой области применения не должно быть использовано в качестве руководства при выборе материала для данной эксплуатации. Перед применением необходимо провести испытания материала.

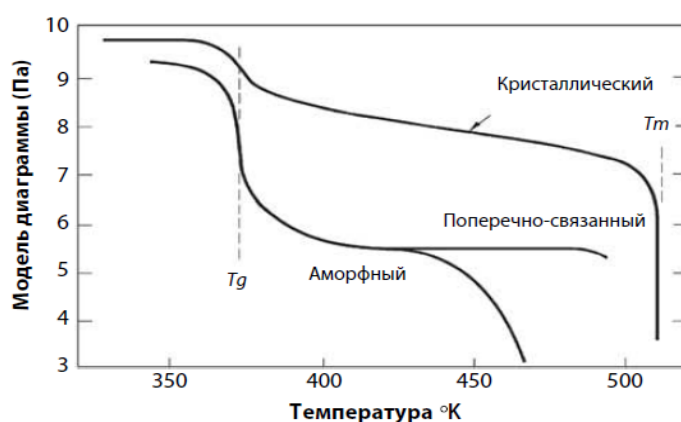


Рисунок 23.7 Изменение свойств модуля по отношению к температуре для 3 полистиролов.

Таблица 23.2 Эластомеры, используемые для связанных гибких труб.

Тип резины	Основные свойства
Бутадиеновый каучук	Отличная низкая температура и абразивные свойства. Низкая воздухо- и газопроницаемость, хорошее кислотно-каустическое сопротивление, хорошие физические свойства, хорошее тепловое сопротивление, отсутствие сопротивления к жидкостям, полученным из минерального масла.
Хлоропреновый каучук	Отличная погода, озоностойкость и огнестойкость. Умеренная устойчивость к воздействию нефти и химикатов
Этиленпропиленовый	Отличная озоностойкость, устойчивость к атмосферным воздействиям, жаре, химикатам и старению. Низкое сопротивление нефти
Бутадиен-нитрильный каучук	Отличная устойчивость к жидкостям на нефтяной основе (умеренная устойчивость к ароматическим веществам), хорошие физические свойства
Натуральный каучук	Отличные физические свойства, в том числе износостойкость и устойчивость к низким температурам. Не обладает устойчивостью к воздействию нефти и ГСМ
Бутадиен-нитрильный каучук /Поливинилхлорид	Отличная устойчивость к воздействию нефти и атмосферных явлений, как для подкладки, так и для покрытия, не особенно устойчива к холоду

23.2.7 Применение

Связанные гибкие водоотделяющие колонны

Связанные гибкие водоотделяющие колонны (шланги), разработанные в соответствии с API 17K, в основном используются в верхней части перемишек, предназначенных для добычи углеводородов, впрыска воды, закачки газа и транспортировки углеводородов. Время от времени используются также соединительные шланги, которые имеют увеличенную длину, соответствующую требованиям стандарта API 17K. Такие длинные конструкции использовались как для динамических водоотделяющих стояков, так и при транспортировке нефти из больших скважин. На рисунке 23.8 изображен пример платформы с натяжными опорами Heidrun, где 5 ½ добывающих и 2 газолифтовых шланга соединены с фонтанной арматурой [8].

Применение связанных гибких водоотделяющих колонн (шлангов) в морской нефтегазовой промышленности включает в себя

- Нефть, содержащую газообразные пластовые флюиды
- Транспортировку газа
- Впрыскивание газа
- Газлифтную эксплуатацию
- Перемишку верхнего строения
- Соединительную перемишку

- Врезку
- Водоотделяющую колонну

Типичный ассортимент продукции и услуг по выпуску гибких водоотделяющих колонн для добычи углеводородов и газоснабжения приведен в таблицах 23.3 и 23.4 [12].

Наливные рукава

Стандартные наливные рукава широко использовались на буйковых терминалах якорного причала типа CALM и были основным средством для погрузки и разгрузки цистерн в открытом море начиная с 1960-х годов. Тем не менее, другие типы выносных односточечных причалов (SPM) все чаще используются в случаях, когда в планах разработки нефтяных месторождений, особенно глубоководных, определяются наиболее приемлемые варианты для погрузочно-разгрузочных работ.

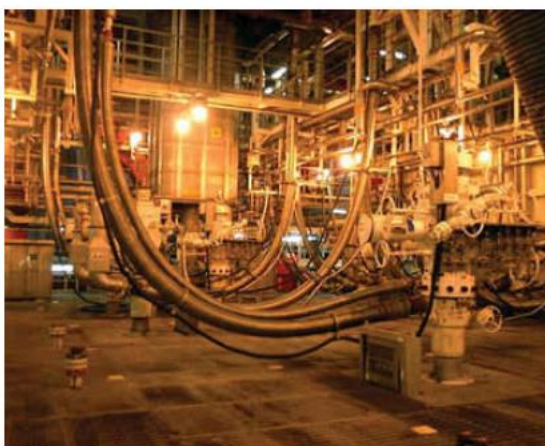


Рисунок 23.8 Производственные и газолифтовые трубы на ПНС Хайдрун.

Таблица 23.3 Ассортимент продуктов для добычи сырой нефти и газоснабжения

Внутренний диаметр	Максимальное рабочее давление (бар)	Температурный режим работы	Комментарии
2 –5	500	От 30 °С до +90 °С	• Большинство моделей имеются в наличии длиной 30 м, некоторые модели предлагаются в исполнении большей длины ~100 м. - 2 поставщика имеют проекты, одобренные API 17K
6 –6	Уменьшение в диаметре от 350 до 90	От 30 °С до +90 °С	• Максимальная длина ~30 м • 2 поставщика имеют проекты, одобренные API 17K

Условия обслуживания, применимые к вышеперечисленным:

- 1) Ограниченное содержание ароматических веществ в жидкости
- 2) Ограниченное содержание H₂S в жидкости
- 3) Ограничение на использование газа для некоторых конструкций

Таблица 23.4 Ассортимент продуктов для гибких металлических трубопроводов для экспорта нефти.

Внутренний диаметр	Максимальное рабочее давление (бар)	Температурный режим работы	Комментарии
6–24	Обычно 15 бар, но при необходимости можно достигнуть 50-70 бар	От 20 °С до +80 °С	Максимальная длина 12.2 м • 1 поставщик имеют проекты, одобренные API 17K

Условия обслуживания, применимые к вышеперечисленным:

- 1) В кислотнозащищенном исполнении
- 2) Стабилизированная сырая нефть

В целом, ВПУ (выносное причальное устройство) состоит из встроенной системы швартования и перекачки жидкости, к которой причаливает танкер у носа судна. Перекачка жидкости происходит через гибкие трубы между цистерной и ВПУ. Как показано на Рисунке 23.9, плавучий шланг образует соединение между забортной системой трубопроводов на поворотной платформе ВПУ и импортирующей цистерной. Существует два плавучих шланга, внутренний и наружный.

Тип и характеристики шлангов, применяемых в системе CALM, приведены в таблице 23.5.

Связанные гибкие трубы высокого давления, применяемые для разведочного бурения оценочных скважин

Связанные гибкие трубы высокого давления, применяемые для бурения в нефтегазовой разведке, можно разделить на следующие типы в зависимости от их функций:

- Шланг линии штуцерной и глушения скважины
- Буровой шланг
- Гибкий манифольд

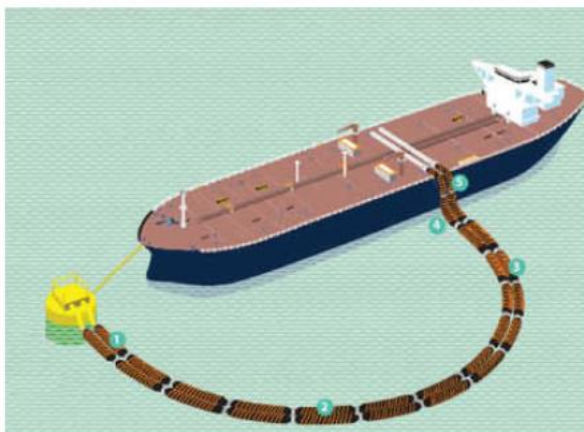


Рисунок 23.9 Пример гибких труб в системе причального буй CALM [11].

Таблица 23.5 Характеристика труб в системе причального буйя CALM.

№	Наименование	Тип	Характеристики
1	ФОб	Армированный	Трубопровод буйя
2	Основная линия	Поплавковый	Основной компонент плавучего шланга
3	Труба с раструбом		
4	Задняя часть	Поплавковый	Наименьший внешний диаметр в сравнении с основной линией для обработки рельсового шланга на электрически прерывистом конце цистерны
5	Каркасный рукав	Поплавковый	Каркасный рукав для стандартного соединения центрального манифольда большей гибкости с подъемными скобами

- Цементированные трубы
- Рукава подачи бурового раствора
- Рукава компенсатора бурильной колонны

Штуцерная линия и линия глушения скважины гибкой линией является жизненно важным защитным оборудованием при проведении работ по глубокому бурению и является составной частью устройства противовыбросного превентера. При ударе во время бурения линии включаются в работу. На рисунке 23.10 показан пример штуцерной линии и линии глушения скважины гибкой трубой, используемой на самоподъемной буровой установке компании Ensco 101. Трубы представляют собой трубы API 16C, соединенные с верхним блоком противовыбросовых превенторов.

Типичный ассортимент продукции и услуг в области связанных гибких водоотделяющих колонн для вращающихся и вибрационных установок, цементирования, а также штуцерной линии и линии глушения скважины приведен в таблицах 23.6-23.8 [12].

23.3 Виды неисправностей

Практически все случаи выхода из строя рукавов возникают в трех дискретных временных интервалах: преждевременный сбой, когда продукт выдерживает не более 10% ожидаемого срока эксплуатации, случайный сбой во время обслуживания и повреждение в результате износа, когда рукав используется значительно дольше допустимого срока эксплуатации или подвергается воздействию непредусмотренных жидкостей или эксплуатационных условий.



Рисунок 23.10 Устьевая обвязка для дросселирования и глушения скважины, установленные на самоподъёмной буровой установке Ensco 101.

Таблица 23.6 Ассортимент продуктов для поворотных и гибких манифольдов.

Внутренний диаметр	Максимальное рабочее давление (бар)	Температурный режим работы	Комментарии
2 –6	517	От 30 °С до +100 °С	Множество поставщиков • Обычная длина составляет 30 м

Концепции:

- 1) Обычно проектируется в соответствии с API 7K
- 2) Только для специального обслуживания, например, грязи, впрыскивания воды

Таблица 23.7 Ассортимент продуктов для гибких металлических трубопроводов для цементировки.

Внутренний диаметр	Максимальное рабочее давление (бар)	Температурный режим работы	Комментарии
2 –4	1035	От 30 °С до +100 °С	Множество поставщиков • Обычная длина составляет 30 м

Концепции:

- 1) В соответствии с API 7K
- 2) Только для цементирующей среды

23.3.1 Преждевременный сбой

Производственные дефекты являются основной причиной преждевременных сбоев и, как

правило, являются результатом повреждения одного из трех основных слоев рукава. Твердые частицы или другие загрязнения

Таблица 23.8 Ассортимент продуктов для шланга линии штуцерной и глушения скважины

Внутренний диаметр	Максимальное рабочее давление (бар)	Температурный режим работы	Комментарии
2–3	1035	От 30 °С до +120 °С	3 поставщика • Обычная длина составляет 30 м
4	690	От 30 °С до +120 °С	3 поставщика • Обычная длина составляет 30 м

Концепции:

- 1) В соответствии с API 16C
- 2) Транспортировка кислых сред и общая штуцерная линия, и линия глушения скважины
- 3) Проектирование гладкого канала ствола и предварительно расточенное с внутренним каркасом

Твердые частицы или другие загрязнения внутри покрытия могут привести к эрозии слоя, что приведет к уменьшению толщины стенок с тем, чтобы противостоять внутренней среде. В условиях эксплуатации трещины распространяются из поврежденного участка, и происходит разрыв [13].

Последующие производственные дефекты могут быть вызваны тем, что ткани остаются непокрытыми, частично - в зоне заделки, что позволяет проникнуть воде. В результате может возникнуть коррозия вследствие чего происходит преждевременный сбой.

23.3.2 Случайный сбой

Случайный сбой труб, как правило, вызван повреждением от удара, нарушением правил эксплуатации и появлением коррозии арматуры.

Морские условия окружающей среды часто оказываются неблагоприятными с точки зрения скорости ветра. Шланги могут свободно свисать с поверхностей элементов и, при отсутствии надлежащего крепления, подвергаться ударам и абразивному износу, повреждая наружные оболочки. После повреждения, попадание соленой воды или другой среды вызывает мгновенную коррозию проволоочных тросов и ослабление прочности сцепления эпоксидного цемента. Безопасное соотношение давления разрыва к рабочему давлению больше не поддерживается, и происходит повреждение.

23.3.3 Повреждение в результате износа

Не допускается повреждение гибких труб в результате износа, при условии, что гибкие трубы подлежат тщательному осмотру, а время замены не превышено. Продолжительное применение может привести к повреждению сухой футеровки в результате удаления пластификатора и ослаблению в результате затвердевания, вызванного аминами.

23.3.4 Примеры повреждения рукавов

Соответствующие виды неисправностей при изготовлении включают в себя: (1) разрыв

сцепления эластомера со сталью и арматурной тканью; (2) утечку футеровки; (3) повреждения поверхности; (4) повреждения, вызванные неправильным обращением или хранением. Утечка жидкости является основным общим типом неисправности, но существуют различные вспомогательные типы неисправностей. Правильная конструкция и контроль качества обеспечивают отсутствие производственных дефектов и тому подобное, предотвращая преждевременный сбой. При отсутствии таких дефектов вероятной причиной, способной в конечном итоге привести к долговременному сбою, является ослабление свойств эластомеров в результате старения и/или проникновения/распространения жидкости.

Типы выхода из строя при первичном конструктивном проектировании связанных гибких труб включают в себя:

- Разрушение: разрушение каркаса из-за чрезмерного напряжения, избыточного внешнего давления, нагрузки при установке или оваллизации в результате монтажа
- Разрыв: разрыв армирующей брони в результате избыточного внутреннего давления.
- Разрушение при растяжении: разрушение армирующей брони из-за избыточного растяжения или сцепления с доской рыболовного трала или якоря, что приводит к перегибу или разрушению натяжения.
- Разрушение при сжатии: сжатие, приведшее к изгибу и избыточному прогибу.
- Перегиб: приводит к разрушению каркаса или корпуса трубы, разрыву футеровки, трещине/разрыву в наружной оболочке.
- Разрушение при кручении: разрушение растягивающихся проволок для армирования, разрушение каркаса и/или оболочки, деформация кабеля растягивающихся проволок для армирования.
- Усталостное повреждение: усталость проволок для армирования и/или усталость труб проволок для армирования, вызванная высоким давлением.
- Эрозия внутреннего каркаса или оболочки.
- Коррозия внутреннего каркаса, давление или прочность при растяжении бронирования под воздействием морской воды. Если применимо, давление или прочность при растяжении бронирования, подвергнутая воздействию распространяемого продукта.

23.4 Управление целостностью

23.4.1 Анализ риска

Для выявления и оценки любых рисков, связанных с использованием связанных гибких труб в каждом конкретном случае применения, гибкие трубы классифицируются по категориям риска, и меры по снижению риска подробно рассматриваются. Гибкие трубы предназначены для передачи нефтегазовой среды, которая может быть токсичной, коррозионной или потенциально взрывоопасной - в большинстве случаев при повышенном давлении. Повреждение рукава представляет собой потенциально серьезную угрозу для безопасности персонала, повреждения операционной системы и негативного воздействия на окружающую среду в случае нарушения защитной оболочки. Для этого необходима эффективная оценка риска.

23.4.2 Процесс определения степени риска

Оценка риска каждой гибкой трубы классифицируется в зависимости от последствий и возможности возникновения повреждения.

Каждое применение гибкого шланга следует оценивать в соответствии с критериями, подробно изложенными ниже, и результат этого анализа показан на рисунке 23.11. При наличии сомнений в выборе класса гибких труб, необходимо выбрать более

высокий класс. Классификация результатов должна быть зафиксирована и использована для определения стратегии технического обслуживания и инспекции.

В целях содействия процессу оценки рисков следует использовать следующие руководящие принципы по безопасности персонала, производственным и экологическим последствиям.

Эксплуатационные потери и утрата оборудования						Экологические последствия
—	Степень 5					E4
—	Степень 4					E3
L3/L4	Степень 3					E2
L1/L2	Степень 2					E1
L0	Степень 1					E0
	S0	S1	S2	S3	S4	
	Возможность получения травмы					

Рисунок 23.11 Классификация рисков гибких труб.

1. Потенциальный уровень травматизма в случае выхода шланга из строя с учетом длительности пребывания персонала на месте,

S0 = Отсутствие травмы

S1 = Небольшое повреждение, непостоянное

S2 = Серьезная травма, один смертельный случай

S3 = Гибель нескольких еловек (от 2 до 10 смертельных исходов)

S4 = Катастрофа, множественные случаи со смертельным исходом (>10 смертельных исходов)

2. Потенциальные производственные потери и утрата оборудования в случае повреждения трубы,

L0 = Никаких производственных повреждений, отсутствие повреждений оборудования

L1 = Незначительные производственные повреждения, незначительное повреждение оборудования

L2 = Небольшие сбои в работе, повреждение оборудования средней степени

L3 = Серьезные сбои в работе, серьезный ущерб оборудованию

L4 = Повреждение основного оборудования, повлекшее за собой значительные производственные потери или большую степень повреждения защитной оболочк.

3. Возможные экологические последствия

E0 = Отсутствие выброса или выброс с незначительным ущербом для окружающей среды

E1 = Выброс с незначительным ущербом для окружающей среды, о котором следует сообщить

E2 = Выброс со значительным ущербом для окружающей среды

E3 = Выброс с нанесением временного серьезного ущерба окружающей среде

E4 = Выброс с необратимым ущербом для окружающей среды

Следует принимать во внимание воздействие любого химического вещества на окружающую среду, например его токсичность.

23.4.3 Мероприятия по результатам оценки риска

Класс труб 5:

Любой шланг, отнесенный к классу 5, должен быть немедленно снят с эксплуатации, а также должен быть использован альтернативный метод, демонстрирующий ALARP (практически допустимый низший уровень).

Класс труб 4:

Рекомендуется, чтобы любой рукав, классифицированный как Класс 4, не использовался и был подвергнут детальному испытанию для определения подходящего альтернативного метода, демонстрирующего ALARP. В качестве альтернативы для обеспечения целостности можно использовать тщательный режим контроля и тестирования.

Использованная литература

1. API, Спецификация для связанной гибкой трубы, Спецификация NSI/API 17K, Второе издание, 2005, подтверждено, 2010.
2. API, Оборудование штуцерной линии и линии глушения скважины, Спецификация API 16C, второе издание, 2015 год.
3. API, Рекомендуемые практики для гибких труб, API RP 17B, 2014.
4. С. Ведельд и А. Фрихоу, «Проектирование и монтаж погружной системы Yme», ОТС 20098, 2009.
5. ММФНК, «Руководство по вопросам приобретения, производства и испытания погружно-разгрузочных рукавов для морских причалов», 4-е издание, Международный морской форум нефтяных компаний, Лондон, Великобритания, 1991 г., МСНК (международная стандартная нумерация книг) 1856090388.
6. Н. Прици и др., 2012, «Подводные морские отгрузочные системы и эксплуатация», Связанные гибкие нефтяные отгрузочные линии, экономически эффективная альтернатива традиционным линиям разгрузки нефти, ОТС 23617.
7. <http://www.contitech-oil-marine.us/>
8. С. Антал, Т. Нэйги и А. Борос, «Усовершенствование связанных гибких труб в соответствии с новым стандартом API 17K», ОТС 15167, 2003.
9. Данлоп, «Руководство пользователя по трубам», WWW.DUNLOP-OIL-MARINE.CO.UK, DN31 2SY, Англия, 2015.
10. Р. П. Кампион, Б. Томсон и Д. А. Харрис, «Эластомеры для удержания жидкости при добыче нефти и газа на море», Руководство и анализ», Исследовательский отчет 320, «Книги по вопросам ОТ, ТБ и ООС», Лондон, 2005 год.
11. Dunlop Oil & Marine, Руководство пользователя по трубам, 2014 г., <http://www.dunlop-oil-marine.co.uk>.
12. 4 подводные, Современные связанные гибкие трубы, PSA Норвегия, 2009.
13. UKOOA, «Руководство по обращению с гибкими трубами», выпуск 1, Управление по вопросам охраны здоровья, техники безопасности и охраны труда и Институт нефти, Лондон, 2003 г.

24

Неметаллические связанные гибкие трубы под действием внутреннего давления

24.1 Введение

Армированные термопластичные трубы (RTP) являются одним из наиболее типичных видов связанных гибких труб. Благодаря своей высокой рентабельности, отличной коррозионной стойкости и простоте монтажа, армированные термопластичные трубы (RTP) в настоящее время все чаще используются как на суше, так и на море. Обычно RTP состоят из одного футеровочного слоя из полиэтилена, двух слоев армированной ленты, поверх футеровки, и одного наружного полиэтиленового покрытия, как показано на Рис. 24.1. Внутренний и наружный слои изготовлены из полиэтилена высокой плотности (ПЭВП), чтобы удерживать жидкость и обеспечивать внешнюю защиту соответственно. Срединный слой состоит из двух армированных слоев с номинальным углом спиральной намотки $\pm 54,7^\circ$; армированная лента представляет собой сочетание матричных (обычно ПЭВП) и скрученных арамидных волокон. Все четыре слоя формируются путем горячей экструзии в процессе производства, и, полагается, имеют идеальную связь.

Многие исследователи изучают изменение механических свойств конструкций, получаемых методом намотки волокна, под действием внутреннего давления. Ксиа и др. [1] провели анализ напряжений многослойных намоточных композитных труб под внутренним давлением на основе теории упругости при трехмерной анизотропии. Круижер и др. [2] разработали многослойную модель «обобщенной плоской деформации», основанную на характеристике плоской деформации у RTP под гидростатическим давлением. Кобаяши и др. [3] предложили модель упругопластического анализа композитных труб, армированных намоточным углеродным волокном, путем применения теории частично пластичных толстостенных цилиндров. Чженг и др. [4] представили аналитическую методику прогнозирования кратковременного давления разрыва PSP (пластиковые трубы, армированные стальной проволокой с крестовой спиральной намоткой) на основе трехмерной анизотропной упругости и критерия разрушения при максимальном напряжении. Ондер и др. [5] разработали методику решения в рамках теории упругости, основанную на теории Лехницкого, для прогнозирования разрывного давления, разрушающего сосуды, работающие под давлением, с использованием критерия разрушения Цай-Ву и теории максимальной деформации и напряжения.

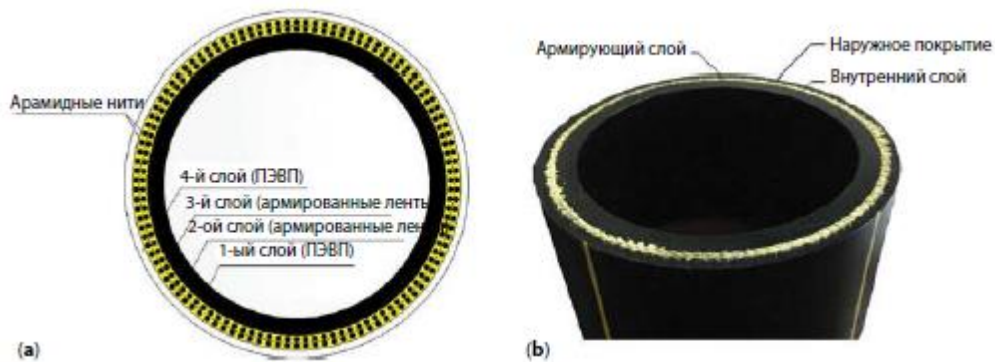


Рисунок 24.1 Поперечное сечение RTP (изображения предоставлены компанией «OPR Inc.»)

Модель ухудшения свойств материала, основанная на методе сокращения нитей слоев, была реализована в подпрограмме UMAT программного обеспечения ABAQUS и применена Найтом [6] для анализа прогрессирующего разрушения двумерной пластины. Трехмерный параметрический конечный элемент цилиндрической части композитного сосуда был установлен Ксу и др. [7] для изучения характеристик разрушения и разрушающего давления композитного сосуда. В основную программу интегрированы различные критерии разрушения, например максимальное напряжение по Хоффману, Цай-Хилл и Цай-Ву. Исчерпывающий обзор последних разработок в области повреждений и разрушений с применением анализа конечных элементов композитных ламинатов был опубликован Лиу и др. [8].

В данной главе в качестве RTP рассматривается толстостенный цилиндр, а распределение напряжений характеризуется как обобщенная плоская деформация. Поскольку толщина двух армированных лент относительно мала по сравнению с толщиной трубы, предполагается, что однородные напряжения по толщине двух слоев упрощают анализ. Материал двух армированных лент считается поперечно-изотропным. Предполагается, что деформации армированных слоев эквивалентны деформациям изотропного материала. Разрушение волокна и разрушение матрицы – это два режима отказа, которые используются в качестве критерия отказа и для определения разрушающего давления для трубы RTP. Трехмерная конечно-элементная модель RTP создана для оценки взаимосвязи между механическими свойствами трубы и конечным разрушающим давлением. Для прогнозирования развития повреждений и прочности RTP моделируется изменение характеристик армированной ленты с использованием модели, предложенной Линде и др. [9], которая реализована в пользовательской подпрограмме (UMAT) инструмента нелинейного анализа методом конечных элементов ABAQUS/Standard. Давление разрушения, рассчитанное методом конечных элементов и теоретическим методом, сравнивается с экспериментальным давлением разрыва трубы RTP.

24.1.1 Обозначения

k	Номер слоя;
$u_r^{(k)}, u_\theta^{(k)}, u_z^{(k)}$	Смещения в общей системе координат;
$\sigma_z^{(k)}, \sigma_\theta^{(k)}, \sigma_r^{(k)}, \tau_{\theta r}^{(k)}$	Напряжение в цилиндрической координате ($k = 1, 2, 3, 4$);
$\tau_{zr}^{(k)}, \tau_{z\theta}^{(k)}$	
$\varepsilon_z^{(k)}, \varepsilon_\theta^{(k)}, \varepsilon_r^{(k)}$	Деформация в цилиндрической координате ($k = 1, 2, 3, 4$);
$\gamma_{\theta r}^{(k)}, \gamma_{zr}^{(k)}, \gamma_{z\theta}^{(k)}$	
$\sigma_L^{(k)}, \sigma_T^{(k)}, \tau_{LT}^{(k)}$	Напряжение в локальной материальной координате ($k = 2, 3$);

$\varepsilon_L^{(k)}, \varepsilon_T^{(k)}, \gamma_{LT}^{(k)}$	Деформация в локальной материальной координате ($k = 2,3$);
v_m, v_f	Объемная доля матрицы и волокна в ленте соответственно;
$\alpha^{(k)}$	Угол намотки армированного слоя;
P_0	Внутреннее давление;
$C_{ij}^{(k)}$	Коэффициент жесткости в цилиндрической координате ($k = 1,2,3,4$);
$\bar{C}_{ij}^{(k)}$	Коэффициент жесткости в локальной материальной координате ($k = 2,3$);
t	Толщина армированных лент;
r_0, r_4	Внутренний и наружный радиусы поперечного сечения трубы RTP соответственно;
r_1, r_2, r_3	Наружные радиусы соответствующих слоев ($k = 1,2,3$).

24.2 Испытания опытным путем

24.2.1 Свойства материала

Для данного анализа используются два вида ПЭВП в материале обкладки, покрытия и матрицы. Армированные ленты изготавливаются путем пропитывания ПЭВП арамидными нитями. ПЭВП моделируются как линейно-упругие материалы. В Таблице 24.1 представлен секущий модуль и коэффициент Пуассона, используемые при моделировании ПЭВП. Секущий модуль упругости определяется на базе скорости нагружения, температуры и максимальной деформации во время испытания на разрыв. Согласно Крузеру [10], допускается, что коэффициент Пуассона равен 0,4.

Армированные ленты моделировались линейно упругими и поперечно изотропными. В Таблице 24.2 приведены пять независимых постоянных E_L , E_T , G_{LT} , G_{TT} , μ_{LT} (E обозначает модуль Юнга, G обозначает модуль сдвига, μ обозначает коэффициент Пуассона, индекс L обозначает продольное направление (волокна), а индекс T обозначает два поперечных направления, ортогональные продольному направлению). Свойства начала повреждения армированных лент показаны в Таблице 24.3.

Таблица 24.1 Механические свойства ПЭ

Материал	ПЭ100 ($k = 1$)	ПЭ100 ($k = 4$)	ПЭ100 ($k = 2,3$)
Секущий модуль E_k (МПа)	350 (E_1)	390 (E_4)	460 (E_k)
Коэффициент Пуассона μ_k	0,4 (μ_1)	0,4 (μ_4)	0,4 (μ_k)

Таблица 24.2 Поперечно-изотропные упругие свойства армированных лент

E_L , (МПа)	E_T , (МПа)	G_{TL} , (МПа)	G_{TT} , (МПа)	μ_{LT}	μ_{TT}
20390	170	160	60	0,38	0,4

Таблица 24.3 Характеристики начала повреждения армированных лент

σ_L^{ft} , (МПа)	σ_T^{ft} , (МПа)
770	6,0



Рисунок 24.2 Образцы разрыва после испытания

24.2.2 Испытания на разрыв

Испытания на разрыв проводятся в соответствии с ASTM D 1599-99, «Стандартный метод испытания пластиковых труб, трубок и соединений на стойкость к кратковременному гидравлическому давлению» [11]. В процедуре А применялся кратковременный процесс нагружения, например, время до разрушения для всех образцов составляло от 60 до 70 с. Длина образцов RTP – 760 мм; концы заделаны стальными коваными фитингами. Во время испытаний трубы RTP были подвержены свободной деформации. Кроме того, приложенное внутреннее давление на RTP равномерно и непрерывно повышалось до тех пор, пока образец не разрушился. Температуру в течение испытания контролировали на уровне 23~24°C. Образцы разрыва после испытаний показаны на Рис. 24.2.

В Таблице 24.4 указаны измеренные значения давления разрыва труб RTP. Среднее давление разрыва для образцов RTP составило 35,3 МПа. Отмечается, что разрушение каждого испытываемого образца RTP произошло вблизи концевых соединений. В ходе испытаний на разрыв было обнаружено, что в первую очередь разрываются волокна внутреннего армированного слоя (слой 2), что приводит к катастрофическому повреждению всей трубы. Направление трещины почти параллельно внешнему армированному слою (слой 3).

Таблица 24.4 Измеренное давление разрыва образцов RTP

Образец №	Время до разрыва, (минут)	Давление разрыва, (МПа)
1	31	37,0
2	30	37,2
3	28	32,2
4	31	33,5
5	27	36,9
Среднее		35,3
S-SD		1,98

24.3 Аналитическое решение

24.3.1 Введение

В аналитическом решении труба RTP рассматривается как толстостенный цилиндр, а деформация в осевом направлении считается равномерной. Напряжения и деформация (за исключением ε_{zz} и σ_{zz}) двух изотропных слоев не однородны, но являются функцией радиуса слоя. Анализ проводится по следующей методике:

- Во-первых, функции деформации и напряжения двух изотропных слоев выводятся с помощью теории упругой механики.
- Во-вторых, функции деформации и напряжения получаются из условия континуума деформации.
- Наконец, неизвестные постоянные в уравнениях деформации определяются с помощью условий контактной поверхности и уравнений равновесия.

24.3.2 Допущения

Труба RTP состоит из одного внутреннего слоя ПЭВП, двух армированных слоев и одного наружного слоя ПЭВП. Для упрощения аналитического решения, структурные свойства и свойства материала RTP берутся следующие:

- 1-й и 4-й слои (ПЭВП) однородные, сплошные и изотропные.
- 2-й и 3-й слои (армированные слои) однородные, сплошные и поперечно-изотропные.
- Деформация четырех слоев непрерывна на контактной поверхности, и совершенство поверхности сохраняется в течение анализа.
- Поперечное сечение RTP всегда остается перпендикулярным ее центральной оси.
- ПЭВП моделируется как линейно-эластичный материал.

24.3.3 Системы координат

Для аналитического анализа используется цилиндрическая система координат (см. Рис. 24.3). Координатные оси r , θ , z обозначают радиальное, кольцевое и осевое направления соответственно. Местная система материальных координат армированных слоев обозначена как (L, T, r) , где L – направление намотки, T – направление, перпендикулярное арамидной нити в плоскости, а r – нормальное направление, такое же, как в цилиндрической системе координат. Взаимосвязь между местной системой материальных координат и цилиндрической системой координат показана на Рис. 24.4.

Когда труба подвергается осевым симметричным нагрузкам, напряжения и деформация не зависят от θ . Кроме того, радиальные и осевые смещения не зависят от осевого z и радиального r направлений соответственно. Поля смещения могут быть выражены следующим образом:

$$u_r = u_r(r), u_\theta = u_\theta(r, z), u_z = u_z(z) \quad (24.1)$$

где μ_r , μ_θ и μ_z – радиальное, кольцевое и осевое смещения соответственно.

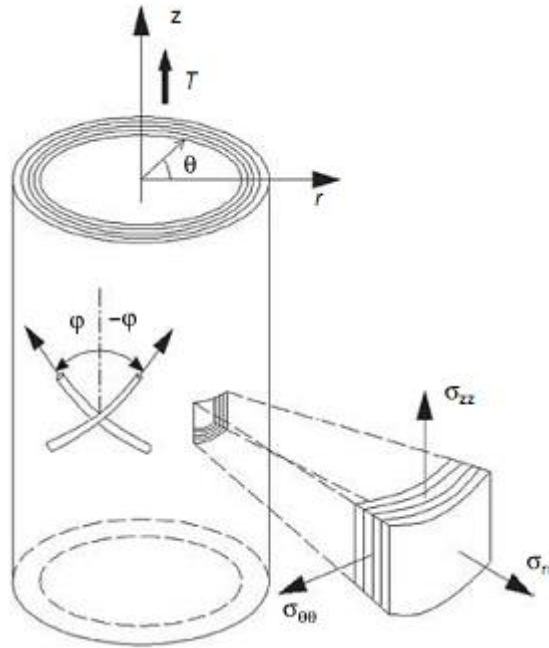
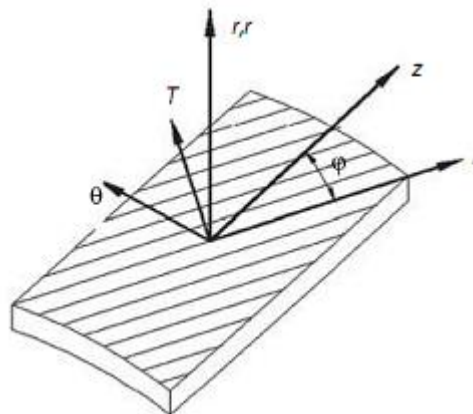


Рисунок 24.3 Цилиндрическая система координат



(L, T, r) : Местная материальная система координат

(z, θ, r) : Цилиндрическая система координат

Рисунок 24.4 Взаимосвязь двух систем координат

24.3.4 Внутренний и наружный слой

Зависимость напряжение-деформация слоя k -ый в цилиндрической координате имеет следующий вид:

$$\{\bar{\sigma}\}^{(k)} = \bar{C}^{(k)} \{\bar{\varepsilon}\}^{(k)} \quad (24.2a)$$

где

$$\{\bar{\sigma}\}^{(k)} = \{(\sigma_z \quad \sigma_\theta \quad \sigma_r \quad \tau_{\theta r} \quad \tau_{zr} \quad \tau_{z\theta})^{(k)}\}^T \quad (24.2b)$$

$$\{\bar{\varepsilon}\}^{(k)} = \{(\varepsilon_z \quad \varepsilon_\theta \quad \varepsilon_r \quad \gamma_{\theta r} \quad \gamma_{zr} \quad \gamma_{z\theta})^{(k)}\}^T \quad (24.2c)$$

$$\bar{C}^{(k)} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix}^{(k)} \quad (24.2d)$$

является обратной матрицей следующего:

$$\bar{S}^{(k)} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_k} & -\frac{\mu_k}{E_k} & -\frac{\mu_k}{E_k} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\mu_k}{E_k} & \frac{1}{E_k} & -\frac{\mu_k}{E_k} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\mu_k}{E_k} & -\frac{\mu_k}{E_k} & \frac{1}{E_k} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_k} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_k} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_k} \end{bmatrix}^{(k)} \quad (24.2e)$$

В отсутствие массовых сил уравнения равновесия в цилиндрических координатах можно описать следующим образом:

$$\frac{\partial \sigma_r^{(k)}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta r}^{(k)}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{zr}^{(k)}}{\partial z} + \frac{\sigma_r^{(k)} - \sigma_\theta^{(k)}}{r} = 0 \quad (24.3a)$$

$$\frac{\partial \tau_{\theta r}^{(k)}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_\theta^{(k)}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{z\theta}^{(k)}}{\partial z} + \frac{2\tau_{\theta r}^{(k)}}{r} = 0 \quad (24.3b)$$

$$\frac{\partial \tau_{zr}^{(k)}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{z\theta}^{(k)}}{\partial \theta} + \frac{\partial \sigma_z^{(k)}}{\partial z} + \frac{\tau_{zr}^{(k)}}{r} = 0 \quad (24.3c)$$

Зависимость между деформацией и смещением следующая:

$$\varepsilon_r^{(k)} = \frac{\partial u_r^{(k)}}{\partial r}, \varepsilon_\theta^{(k)} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta^{(k)}}{\partial \theta} + \frac{u_r^{(k)}}{r}, \varepsilon_z^{(k)} = \frac{\partial u_z^{(k)}}{\partial z} \quad (24.4a)$$

$$\gamma_{z\theta}^{(k)} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_z^{(k)}}{\partial \theta} + \frac{\partial u_\theta^{(k)}}{\partial z}, \gamma_{zr}^{(k)} = \frac{\partial u_z^{(k)}}{\partial r} + \frac{\partial u_r^{(k)}}{\partial z} \quad (24.4b)$$

$$\gamma_{\theta r}^{(k)} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_r^{(k)}}{\partial \theta} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\theta^{(k)}}{r} \right) \quad (24.4c)$$

Подставив уравнение (24.1) в уравнение (24.4), отношение деформация-смещение можно упростить следующим образом:

$$\varepsilon_r^{(k)} = \frac{\partial u_r^{(k)}}{\partial r}, \varepsilon_\theta^{(k)} = \frac{u_r^{(k)}}{r}, \varepsilon_z^{(k)} = \frac{\partial u_z^{(k)}}{\partial z} \quad (24.5a)$$

$$\gamma_{\theta r}^{(k)} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_r^{(k)}}{\partial \theta} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\theta^{(k)}}{r} \right), \gamma_{z\theta}^{(k)} = \frac{\partial u_\theta^{(k)}}{\partial z}, \gamma_{zr}^{(k)} = 0, \gamma_{\theta z}^{(k)} = r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\theta^{(k)}}{r} \right) \quad (24.5b)$$

Подставив уравнение (24.1), уравнение (24.2) и уравнение (24.5) в уравнение (24.4), уравнения равновесия можно упростить следующим образом:

$$\frac{\partial \sigma_r^{(k)}}{\partial r} + \frac{\sigma_r^{(k)} - \sigma_\theta^{(k)}}{r} = 0, \frac{\partial \tau_{\theta r}^{(k)}}{\partial r} + \frac{2\tau_{\theta r}^{(k)}}{r} = 0 \quad (24.6)$$

Поля смещения можно выразить следующим образом:

$$u_r^{(k)} = A^{(k)} r + \frac{B^{(k)}}{r} \quad (24.7a)$$

$$u_\theta^{(k)} = C^{(k)} z r \quad (24.7b)$$

$$u_z^{(k)} = D^{(k)} z + E^{(k)} \quad (24.7c)$$

Подставив уравнение (24.7) в уравнение (24.5), деформации можно упростить следующим образом:

$$\varepsilon_r^{(k)} = A^{(k)} - \frac{B^{(k)}}{r^2}, \varepsilon_\theta^{(k)} = A^{(k)} + \frac{B^{(k)}}{r^2}, \varepsilon_z^{(k)} = D^{(k)} \quad (24.8a)$$

$$\gamma_{z\theta}^{(k)} = C^{(k)} r, \gamma_{zr}^{(k)} = 0, \gamma_{\theta r}^{(k)} = 0 \quad (24.8b)$$

24.3.5 Армированные слои

Поскольку армированные слои очень тонкие по сравнению с трубой, допускается, что

напряжения и деформации можно смоделировать однородными по толщине, и таким образом для армированных слоев предполагается плосконапряженное состояние. Предполагается, что деформации армированных слоев эквивалентны деформациям изотропного материала. Деформации в армированных слоях можно выразить следующим образом:

$$\begin{aligned}\varepsilon_r^{(2)} &= A^{(1)} - \frac{B^{(1)}}{r^2}, \quad \varepsilon_\theta^{(2)} = A^{(1)} + \frac{B^{(1)}}{r^2}, \\ \varepsilon_z^{(2)} &= D^{(1)}, \quad \gamma_{z\theta}^{(2)} = C^{(1)}r, \quad \gamma_{zr}^{(2)} = 0, \quad \gamma_{\theta r}^{(2)} = 0\end{aligned}\quad (24.9a)$$

$$\begin{aligned}\varepsilon_r^{(3)} &= A^{(4)} - \frac{B^{(4)}}{r^2}, \quad \varepsilon_\theta^{(3)} = A^{(4)} + \frac{B^{(4)}}{r^2}, \\ \varepsilon_z^{(3)} &= D^{(4)}, \quad \gamma_{z\theta}^{(3)} = C^{(4)}r, \quad \gamma_{zr}^{(3)} = 0, \quad \gamma_{\theta r}^{(3)} = 0\end{aligned}\quad (24.9b)$$

Зависимости напряжение-деформация слоя k -ый в цилиндрических координатах имеют следующий вид:

$$\{\bar{\sigma}\}^{(k)} = \bar{C}^{(k)} \{\bar{\varepsilon}\}^{(k)} \quad (24.10a)$$

$$\{\bar{\sigma}\}^{(k)} = \{(\sigma_z \quad \sigma_\theta \quad \tau_{z\theta})^{(k)}\}^T \quad (24.10b)$$

$$\{\bar{\varepsilon}\}^{(k)} = \{(\varepsilon_z \quad \varepsilon_\theta \quad \gamma_{z\theta})^{(k)}\}^T \quad (24.10c)$$

$$\bar{C}^{(k)} = \begin{bmatrix} \bar{C}_{11} & \bar{C}_{12} & \bar{C}_{13} \\ \bar{C}_{21} & \bar{C}_{22} & \bar{C}_{23} \\ \bar{C}_{31} & \bar{C}_{32} & \bar{C}_{33} \end{bmatrix}^{(k)} \quad (24.10d)$$

Зависимости напряжение-деформация слоя k -ый в местных материальных координатах имеют следующий вид:

$$\{\sigma\}^{(k)} = C^{(k)} \{\varepsilon\}^{(k)} \quad (24.11a)$$

$$\{\sigma_l\}^{(k)} = \{(\sigma_L \quad \sigma_T \quad \tau_{LT})^{(k)}\}^T \quad (24.11b)$$

$$\{\varepsilon_i\}^{(k)} = \{(\varepsilon_L \quad \varepsilon_T \quad \gamma_{LT})^{(k)}\}^T \quad (24.11c)$$

$$C^{(k)} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & 0 \\ C_{12} & C_{22} & 0 \\ 0 & 0 & C_{33} \end{bmatrix}^{(k)} \quad (24.11d)$$

$$C_{11}^{(k)} = \frac{E_L^{(k)}}{1 - \mu_{LT}^{(k)} \mu_{TL}^{(k)}} \quad (24.11e)$$

$$C_{12}^{(k)} = \frac{E_L^{(k)} \mu_{LT}^{(k)}}{1 - \mu_{LT}^{(k)} \mu_{TL}^{(k)}} = \frac{E_T^{(k)} \mu_{TL}^{(k)}}{1 - \mu_{LT}^{(k)} \mu_{TL}^{(k)}} \quad (24.11f)$$

$$C_{22}^{(k)} = \frac{E_T^{(k)}}{1 - \mu_{LT}^{(k)} \mu_{TL}^{(k)}} \quad (24.11g)$$

$$C_{33}^{(k)} = G_{LT}^{(k)} \quad (24.11h)$$

Взаимосвязь между деформациями в местных материальных координатах и деформациями в цилиндрических координатах имеет следующий вид:

$$\{\bar{\varepsilon}\}^{(k)} = T_\varepsilon^{(k)} \{\varepsilon\}^{(k)} \quad (24.12a)$$

$$m^{(k)} = \cos \alpha^{(k)}, n^{(k)} = \sin \alpha^{(k)} \quad (24.12b)$$

$$T_\varepsilon^{(k)} = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & -mn \\ n^2 & m^2 & mn \\ 2mn & -2mn & m^2 - n^2 \end{bmatrix}^{(k)} \quad (24.12c)$$

Для изучения изменения углов Круижер и др. (2006 г.) предложили формулу для армированных слоев:

$$\alpha^{(k)} = \alpha_0^{(k)} + (\varepsilon_{\theta\theta} - \varepsilon_{zz}) \sin \alpha_0^{(k)} \cos \alpha_0^{(k)} + \gamma_{z\theta} \cos^2 \alpha_0^{(k)} \quad (24.13)$$

где $\alpha_0^{(k)}$ – это начальный угол намотки армированного слоя k .

Взаимосвязь между деформациями в местных материальных координатах и деформациями в цилиндрических координатах имеет следующий вид:

$$\{\bar{\sigma}\}^{(k)} = T_\sigma^{(k)} \{\sigma\}^{(k)} \quad (24.14)$$

где

$$T_\sigma^{(k)} = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & -2mn \\ n^2 & m^2 & 2mn \\ mn & -mn & m^2 - n^2 \end{bmatrix}^{(k)} .$$

Подставив уравнение (24.11a), уравнение (24.12a) и уравнение (24.14) в уравнение (24.10a),

$$\{\bar{\sigma}\}^{(k)} = T_{\sigma}^{(k)} C^{(k)} T_{\varepsilon}^{(k)-1} \{\bar{\varepsilon}\}^{(k)} \quad (24.15)$$

Отношение $\bar{C}^{(k)}$ к $C^{(k)}$ можно получить следующим образом:

$$\bar{C}^{(k)} = T_{\sigma}^{(k)} C^{(k)} T_{\varepsilon}^{(k)-1} \quad (24.16)$$

24.3.6 Граничные условия

Неизвестные постоянные определяются из условий контактных поверхностей между различными слоями, дополненных уравнениями равновесия.

Условия контактных поверхностей для радиального смещения

$$u_r^{(1)}(r_2) = u_r^{(4)}(r_2) \quad (24.17)$$

Условия краевого напряжения

$$\sigma_r^{(1)}(r_0) = -p_0 \quad (24.18)$$

$$\sigma_r^{(4)}(r_4) = 0 \quad (24.19)$$

Два армированных слоя вызовут неоднородности радиального и касательного напряжения на переходе от одного изотропного слоя к другому. Разрывы радиальных напряжений должны уравнивать разрывы касательных напряжений в данных двух армированных слоях:

$$-\sigma_r^{(1)}(r_1) \cdot r_1 + \sigma_r^{(4)}(r_3) \cdot r_3 = \sigma_{\theta}^{(3)} \cdot (r_3 - r_2) + \sigma_{\theta}^{(2)} \cdot (r_2 - r_1) \quad (24.20)$$

Уравновешенность крутящего момента:

$$2\pi \sum_{k=1}^4 \int_{r_{k-1}}^{r_k} \tau_{z\theta}^{(k)}(r) r^2 dr = 0 \quad (24.21)$$

Уравновешенность осевых сил:

$$2\pi \sum_{k=1}^4 \int_{r_{k-1}}^{r_k} \sigma_z^{(k)}(r) r dr = \pi r_0^2 p_0 \quad (24.22)$$

Для 4-слойных труб RTP шесть (6) неизвестных постоянных $A^{(1)}$, $B^{(1)}$, $A^{(4)}$, $B^{(4)}$, $C = C^{(1)} = C^{(4)}$, $D = D^{(1)} = D^{(4)}$ можно получить совместное уравнение, как показано ниже:

$$\begin{Bmatrix} A^{(1)} \\ B^{(1)} \\ A^{(4)} \\ B^{(4)} \\ C \\ D \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} e_{11} & e_{12} & e_{13} & e_{14} & 0 & 0 \\ e_{21} & e_{22} & e_{23} & e_{24} & e_{25} & e_{26} \\ e_{31} & e_{32} & 0 & 0 & 0 & e_{36} \\ 0 & 0 & e_{43} & e_{44} & 0 & e_{46} \\ e_{51} & e_{52} & e_{53} & e_{54} & e_{55} & e_{56} \\ e_{61} & e_{62} & e_{63} & e_{64} & e_{65} & e_{66} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -p_0 \\ 0 \\ r_0^2 p_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (24.23)$$

24.3.7 Критерий разрушения

При теоретическом анализе рассматриваются два вида разрушения армированных лент: разрушение волокна (растяжение) и разрушение матрицы (сочетание поперечного растяжения и сдвига). Разрушения футеровочной обделки и покрытия не учитываются.

Неповрежденная матрица упругости может быть выражена как:

$$C = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \quad (24.24)$$

Как только достигается следующий критерий, начинается разрушение матрицы:

$$f_f = \varepsilon_L > \varepsilon_L^{f,t} \quad (24.25)$$

где $\varepsilon_L^{f,t} = \sigma_L^{f,t} / C_{11}$.

Аналогичным образом, начало разрушения матрицы определяется по формуле:

$$f_m = \varepsilon_T > \varepsilon_T^{f,t} \quad (24.26)$$

где $\varepsilon_T^{f,t} = \sigma_T^{f,t} / C_{22}$.

24.3.8 Расчет давления разрыва

Методика расчета давления разрыва описана ниже:

- Необходимо решить шесть неизвестных постоянных аналитического решения с помощью формулы (24.23);
- Деформации четырех слоев получают по формулам (24.8) и (24.9);
- Напряжения четырех слоев получают по формулам (24.2) и (24.10);
- Напряжения армированных слоев в местных материальных координатах получают по формуле (24.14).

Упомянутый выше критерий разрушения позволяет определить, разрушаются ли трубы RTP под определенным давлением. На основании результатов расчета можно

сделать вывод, что в первую очередь разрушается волокно внутреннего армированного слоя, а давление разрыва определяется, когда начинается разрушение волокна.

24.4 Анализ методом конечных элементов (FEA)

Модель конечных элементов также разработана для моделирования механических свойств трубы RTP под внутренним давлением. Повреждение армированных лент моделируется с помощью предложенной Линде и др. [11] (2004 г.) модели, которая реализована в подпрограмме UMAT ABAQUS. Закон возникновения разрушения и развития повреждения – это две основные составляющие модели UMAT. Критерий возникновения разрушения такой же, как критерий разрушения, используемый при теоретическом анализе. В следующем разделе объясняется закон развития повреждений.

Когда происходит разрушение волокна, переменная повреждения волокна d_f изменяется в соответствии со следующим уравнением:

$$d_f = 1 - \frac{\varepsilon_{11}^{f,t}}{f_f} e^{(-C_{11} \varepsilon_{11}^{f,t} (f_f - \varepsilon_{11}^{f,t}) L^c / G_f)} \quad (24.27)$$

где L^c – характерная длина, связанная с местоположением. Закон эволюции переменной повреждения матрицы d_m выражается следующим образом:

$$d_m = 1 - \frac{\varepsilon_{22}^{f,t}}{f_m} e^{(-C_{22} \varepsilon_{22}^{f,t} (f_m - \varepsilon_{22}^{f,t}) L^c / G_m)} \quad (24.28)$$

Армированные слои считаются поперечно-изотропными. Когда повреждение прогрессирует, матрица эффективной упругости сокращается на две переменные d_f и d_m , как показано в Таблице 24.5. Для улучшения скорости сходимости используется метод, основанный на вязкой регуляризации для регуляризации переменных повреждений. Регуляризованные переменные повреждения хранятся как переменные, зависящие от решения, SDV3 и SDV4, соответственно.

Таблица 24.5 Коэффициенты ухудшения

Компоненты матрицы упругости	Коэффициенты ухудшения
C_{11}, C_{13} и C_{31}	$1 - d_f$
C_{22}, C_{23} и C_{32}	$1 - d_m$
C_{12}, C_{21} и C_{44}	$(1 - d_f)(1 - d_m)$
C_{33}, C_{55} и C_{66}	1

Модель конечных элементов длиной 760 мм строится в системе цилиндрических координат с использованием программы нелинейного анализа методом конечных элементов ABAQUS/Standard. 8-узловый линейный блок, сокращенное подынтегральное выражение C3D8R используется для создания сетки трубопровода RTP. ПЭВП моделируется как изотропный эластичный материал. Разрушение ПЭВП не учитывается при анализе, потому что в первую очередь повреждаются армированные слои. Сетка модели включает 10 000 элементов футеровки, 20 000 композитных элементов и 10 000 элементов покрытия. Для ограничения всех 6 степеней свободы каждого конца в контрольной точке использовалась кинематическая связь.

В совершенной модели FEA без дефектов разрушения обычно начинаются вблизи

границ модели, и многие виды разрушения начинаются одновременно. Сложно определить, какой вид вызывает разрушение. Для изучения вида разрушения перед анализом в зону возникновения разрушения совершенной модели FEA был добавлен первоначальный дефект. Для модели FEA с дефектом начальное разрушение и его прогрессирование происходили рядом с дефектом. Волокно во втором слое армированной ленты сначала разрушилось в продольном направлении, затем матрица в третьем слое армированной ленты разрушилась в поперечном направлении. На основании сравнения с результатами экспериментов сделан вывод, что вид разрушения трубы RTP можно предсказать по эволюции повреждения волокна, как показано на Рис. 24.5, и эволюции повреждения матрицы, как показано на Рис. 24.6. Угол повреждения волокна и матрицы близок к 45 градусам, что аналогично углам разрушения испытываемых образцов, как показано на Рис. 24.2.

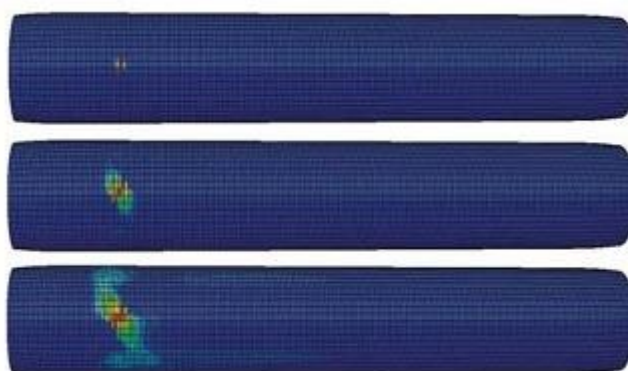


Рисунок 24.5 Развитие повреждения волокна 2-го слоя (контурный график SDV3)

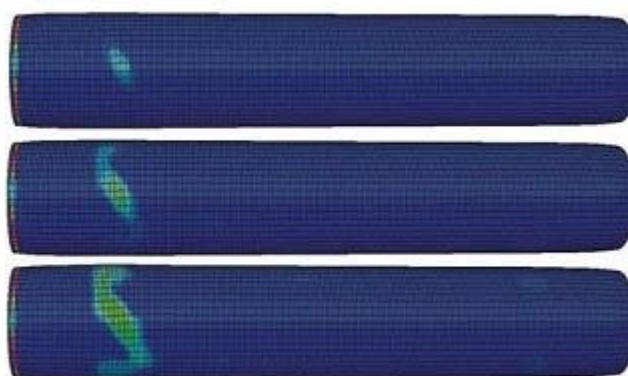


Рисунок 24.6 Развитие повреждения матрицы 3 (контурный график SDV4)

24.5 Сравнение результатов

Механические характеристики труб RTP перед началом разрушения оцениваются с помощью аналитического решения и анализа методом конечных элементов. На Рис. 24.7 показаны прогнозируемые тангенциальные деформации, осевые деформации и углы кручения. Расчетные значения аналитического решения и анализа конечных элементов согласуются при давлении ниже 10 МПа. Отклонения увеличиваются по мере увеличения внутреннего давления, что, возможно, связано с различными граничными условиями и определением начального дефекта модели конечных элементов. Кроме того, это также может быть связано с допущениями, используемыми в аналитическом решении. Хотя

внутренний и внешний армированные слои создают соответственно положительный и отрицательный крутящий момент, они не уравновешены друг с другом, на что указывает наличие угла кручения.

В Таблице 24.6 сравнивается давление разрыва из аналитического решения, анализа КЭ и экспериментальных данных. Давление разрыва, прогнозируемое аналитическим решением, на 26% выше, чем по экспериментальным данным. Для сравнения, давление разрыва из анализа КЭ намного ближе к результатам экспериментального исследования и всего на 18% больше, чем по экспериментальным данным. Разница в результатах аналитического решения и по данным экспериментального исследования может быть вызвана граничными условиями, используемыми в аналитическом решении, которые не согласуются с условиями проведения эксперимента. В анализе КЭ ограничено шесть степеней свободы на обоих концах модели, что более сходно с фактическими условиями эксперимента.

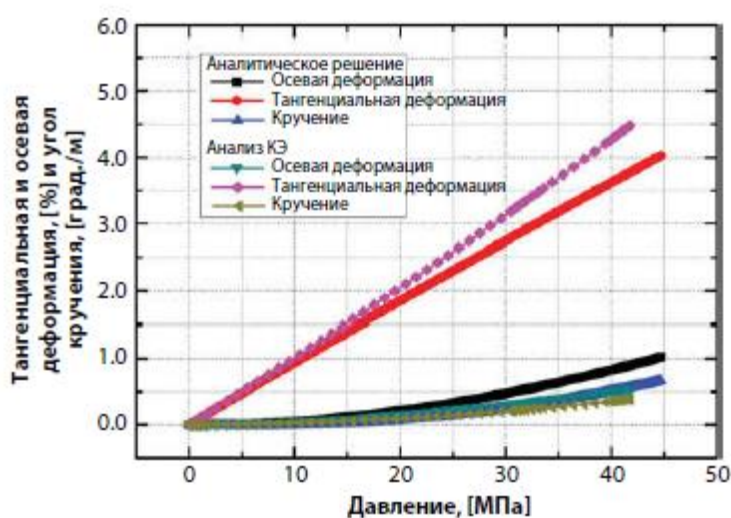


Рисунок 24.7 Сравнение анализа с анализом КЭ труб RTP под внутренним давлением

Таблица 24.6 Давление разрыва при использовании различных методов

Как показывает аналитическое решение, в первую очередь разрушается волокно во втором слое. Аналогичное изменение характеристик наблюдается при анализе КЭ и в экспериментальных данных. Анализ КЭ также может обеспечить прогноз развития трещины после возникновения разрушения. Направление трещины согласно анализу КЭ такое же, как по результатам эксперимента, что указывает на способность модели для анализа КЭ прогнозировать изменение характеристик после первоначального разрушения.

Методы	Аналитическое решение	Анализ конечных элементов	Испытание на разрыв
Результаты, (МПа)	44,7	41,8	35,4

Использованная литература

1. М. Ксиа, Х. Такаянаги и К. Кеммочи. «Анализ многослойных намоточных композитных труб под внутренним давлением». Composite structures, 53. Стр. 483–491, 2001 г.
2. М. П. Круижер, Л. Л. Варнет, Р. Аккерман. «Моделирование вязкоупругих свойств армированных сталью термопластичных труб». Composites. Часть А, 37, стр. 356–367, 2006 г.

3. С. Кобаяши, Т. Имаи и С. Вакаяма. «Оценка прочности на разрыв гибридных композитных труб FW-CFRP с учетом пластической деформации футеровки». Composites. Часть А, 38, стр. 1344, 1353, 2007 г.
4. Дж. Й. Чжэнг, Х. Ли и П. Ксу. «Анализ краткосрочных механических свойств пластиковой трубы, армированной стальной проволокой с перекрестной спиральной навивкой». Journal of Pressure Vessel Technology, 131, 2009 г.
5. А. Ондер, О. Сайман, Т. Доган, Н. Таракчиоглу. «Разрывная нагрузка композитных сосудов под давлением». Composite structures, 89. Стр. 159–166, 2009 г.
6. Н. Ф. Найт. «Пользовательская модель материала для анализа прогрессирующего разрушения». NASA/CR-2006-214526, 2006 г.
7. П. Ксу, Дж. Й. Чжэнг, П.Ф. Лиу. «Анализ конечных элементов при давлении разрыва композитных резервуаров для хранения водорода». Materials and Design, 30. Стр. 2295–2301, 2009 г.
8. П.Ф. Лиу, Дж. Й. Чжэнг. «Последние разработки в области моделирования повреждений и анализа методом конечных элементов для композитных ламинатов: обзор». Materials and Design, 31. Стр. 3825–3834, 2010 г.
9. П. Линде, Дж. Плейтнер, Х. Бозр и К. Кармоне. «Моделирование и имитация материалов с металлическими волокнами». Конференция пользователей ABAQUS, стр. 421–439, 2004 г.
10. М. П. Круижер, Л. Л. Варнет, Р. Аккерман. «Анализ механических свойств армированной термопластической трубы (RTP)». Composites. Часть А, 36, стр. 291–300, 2005 г.
11. ASTM D 1599-99. «Стандартный метод испытаний на устойчивость пластиковых труб, трубок и фитингов к кратковременному гидравлическому давлению». Американское общество по испытанию материалов, 2003 г.

25

Неметаллические связанные гибкие трубы, находящиеся под внешним давлением

25.1 Введение

В последние несколько десятилетий повышенное внимание уделяется послекритическому поведению трубопроводов, изготовленных из ламинированных композитных материалов, подверженных внешнему давлению, при прогибе/разрушении и после разгибания. Двухмерная нелинейная формулировка была использована для анализа реакции трубы на деформацию под внешним давлением. Первоначальные геометрические несовершенства, остаточные напряжения и начальная жесткая анизотропия влияют на сопротивление внешнему давлению трубопровода [1]. С помощью теории анизотропных пластин первого порядка и метода Ритца построена модель сгиба толстостенной композитной трубы под внешним давлением. Более низкая изгибающая нагрузка была достигнута за счет применения деформации сдвига, особенно для толстостенных труб [2].

Влияние предварительной деформации на разрушающее давление арочного типа конструкции было изучено. Для нахождения предварительных деформаций до сгиба были предложены математические формулировки [3]. Для расчета эквивалентных параметров жесткости для труб, армированных стальными нитями, часто применялись прямоугольные модели или модели с прямоугольным расширением с круговым внутренним диаметром [4]. Теоретические модели, основанные на толстостенных трубах, были построены для изучения характеристик разрушения труб при комбинированном натяжении, сгибе и внешнем давлении. Теория потокового состояния J2 с изотропным упрочнением была применена для моделирования пластических свойств стали. Теоретическое прогнозирование продемонстрировало хорошее соответствие с решением методов конечных элементов [5].

Армированный термопластик (АТ) - один из типичных неметаллических связанных гибких труб. Разрушение трубы АТ, которая подвергается внешнему давлению, описанному в настоящей главе, основано на материалах аналитического решения и КЭ-анализа, выполненных Байом и другими авторами. [6, 7].

25.2 Аналитическое решение разрушения

25.2.1 Кинематика

На рис. 25.1 показано аналитическое решение разрушения двумерного кольца трубы из армированного термопласта со средним радиусом R и общей толщиной t [8]. Кольцо АТ состоит из четырех слоев, и предполагается, что между каждым слоем отсутствует относительное скольжение. Внешнее давление P равномерно воздействует на внешнюю поверхность поперечного сечения АТ. Начало полярной системы координат располагается в центре кольца. Координата z — это радиальное расстояние, измеренное от средней поверхности (показано на рисунке пунктирной линией) трубы. Рисунок 25.2 иллюстрирует деформацию поперечного сечения трубы под действием поперечной

нагрузки. Смещение точек на средней поверхности может быть выражено в модели переменными w и v . Переменная w обозначает смещение по радиальному направлению, а v - по окружному.

Ниже приведена взаимосвязь между смещением и деформацией [9–12]:

$$\varepsilon_{\theta}^L = \frac{v' + w}{R + z} \quad (25.1)$$

$$\varepsilon_{\theta}^N = \frac{1}{2} \left(\frac{v' + w}{R} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{v - w'}{R} \right)^2 \quad (25.2)$$

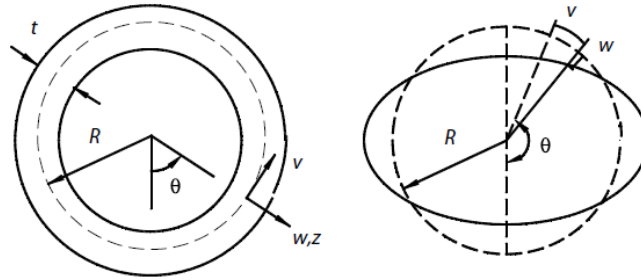


Рисунок 25.1 Система координат и геометрические параметры.

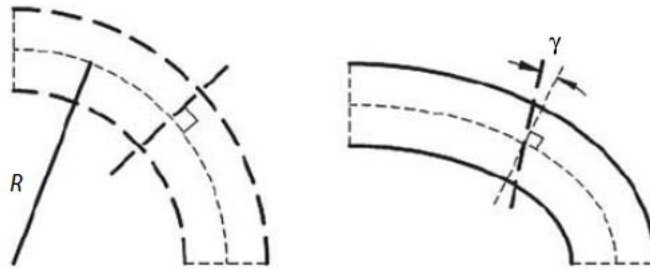


Рисунок 25.2 Изображение деформации при сдвиге.

$$k_{\theta} = \frac{v' - w''}{R^2} / \sqrt{1 - \left(\frac{v - w'}{R} \right)^2} \quad (25.3)$$

$$\varepsilon_{\theta} = \varepsilon_{\theta}^L + \varepsilon_{\theta}^N + z \left(k_{\theta} + \frac{\gamma'_{\theta}}{R} \right) \quad (25.4)$$

$$\gamma_{r\theta} = \gamma \quad (25.5)$$

где $(\cdot)$ указывает на дифференциал переменных по отношению к θ . Нормальная деформация и деформация сдвига в анализе обозначаются буквой ε_{θ} и $\gamma_{\theta r}$, соответственно ε_{θ}^L и ε_{θ}^N обозначают линейную и нелинейную часть нормальной деформации в окружном направлении, а k_{θ} - изменение кривизны поперечного сечения. Общая номинальная деформация в конечном итоге выражается Ур. (25.5).

25.2.2 Материалы каждого слоя

25.2.2.1 Полиэтилен

Полиэтилен (ПЭ) стал одним из наиболее широко используемых и признанных термопластичных материалов для изготовления труб с момента его первого применения в качестве материала для изготовления труб в середине 1950-х годов. Учитывая механические свойства полиэтилена - сложное сочетание упругости, вязкости, пластичности и некоторых других свойств, для упрощения составляющей модели учитываются только упругие и пластические деформации [13].

25.2.2.2 Армированный слой

На рисунке 25.3 показаны армированные слои, состоящие из полиэтиленовых и арамидных нитей плетеного кабеля; предполагается, что они однородны. Усиленные слои разделены на множество однородных элементов и отрегулированы на объемные элементы, как показано на рисунке 25.4. Площадь арамидного слоя соответствует площади двух форм элементов. Эквивалентная жесткость используется для выражения параметров жесткости усиленных слоев в местной системе координат, которые представляют собой параметры жесткости ПЭ, умноженные на коэффициент масштабирования.

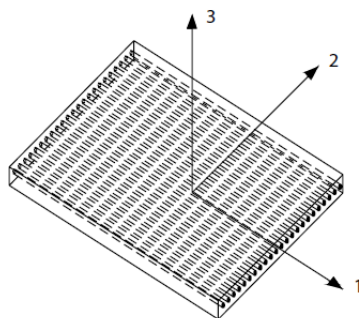


Рисунок 25.3 Локальная система координат армированных лент.

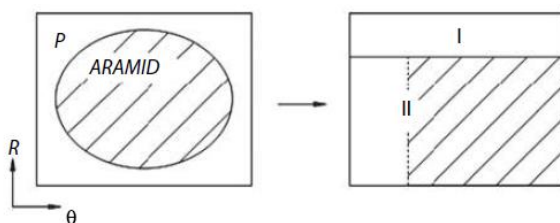


Рисунок 25.4 Величина, представляющая элемент.

Следует отметить, что жесткость при сжатии и сдвиге арамидных нитей не учитывается, а соотношение параметров жесткости в разных направлениях считается постоянным.

Механические параметры армированного слоя представлены в следующих формулах Ур. (25.6) до (25.8).

$$\begin{aligned}
E_1 &= E_{PE} V_{PE} \\
E_2 &= E_{PE} (1 - V_I) \\
E_3 &= E_{PE} \left(1 - \frac{V_A}{V_I} \right)
\end{aligned} \quad (25.6)$$

$$\begin{aligned}
G_{12} &= G_{PE} \left(1 - \frac{V_A}{V_I} \right) \\
G_{23} &= G_{PE} (1 - V_I) \\
G_{31} &= G_{PE} \left(1 - \frac{V_A}{V_I} \right)
\end{aligned} \quad (25.7)$$

Матрица гибкости усиленного слоя выражена в виде,

$$\bar{S} = T \cdot S \cdot T^T \quad (25.8)$$

Детализированные выражения матрицы S и T можно встретить в работе Байя [7].

25.2.2.3 Текучесть материала

Напряжения в плоском состоянии используются для армированных слоев (1, 2, 13 и 23 равны нулю), а соотношение напряжения и деформации по направлению приведено ниже.

$$\varepsilon_\theta = \bar{S}_{2,2} \cdot \sigma_\theta + \bar{S}_{2,6} \cdot \tau_{12} \quad (25.9)$$

Для моделирования пластического поведения полиэтилена используется постепенно нарастающая теория потокового состояния-J2 с изотропным упрочнением.

$$d\varepsilon_{ij}^p = \frac{1}{H} \frac{9}{4\sigma_e^2} (s_{ij} \cdot d\sigma_{ij}) s_{ij} \quad (25.10)$$

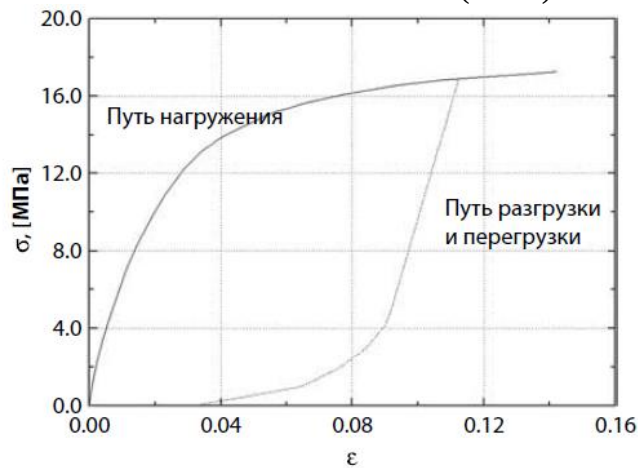


Рисунок 25.5 соотношение между напряжением и деформацией ПВП.

где,

$$\sigma_e^2 = \frac{3}{2} s_{ij} s_{ij} \quad (25.11)$$

и H в уравнении (25.10) могут быть определены путем проведения калибровки по результатам испытания на одноосное растяжение.

На рисунке 25.5 показана замеренное напряжение между напряжением и деформацией ПНД, полученного в результате испытания. Путь разгрузки показан пунктирной линией. В аналитической модели предполагается, что при разгрузке материал вернется в упругое состояние и при повышении эквивалентного напряжения до максимального эквивалентного напряжения, возникшего при испытании.

Соотношение напряжения и деформации в постепенно нарастающей форме составляет

$$\dot{\varepsilon}_{\theta} = \frac{1}{E} [-\nu + Q(-2\sigma_{\theta}^2)] \dot{\sigma}_{\theta} \quad (25.12)$$

где

$$Q = \begin{cases} 0, & \sigma_e \leq \sigma_{\max} \\ \frac{1}{4\sigma_e^2} \left(\frac{E}{E_t} - 1 \right), & \sigma_e \geq \sigma_{\max} \end{cases} \quad (25.13)$$

Пластическая деформация, вызванная деформацией сдвига, не учитывается, так как она незначительна; в результате чего повышается эффективность вычислений.

25.2.3 Принцип возможных перемещений

Принцип возможных перемещений может быть использован в статике для решения задачи равновесия АТ. Уравнения, приведенные ниже, должны быть соблюдены в случае, если труба АТ находится в состоянии равновесия:

$$2R \int_0^{\pi} \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} (\dot{\sigma}_{\theta} \delta \dot{\varepsilon}_{\theta} + \tau_{r\theta} \delta \dot{\gamma}_{r\theta}) d\theta dz = \dot{P} \delta \dot{V} \quad (25.14)$$

где $(\cdot)$ обозначает виртуальное приращение переменных. Правая сторона (25.14) — это виртуальное приращение работы за счет нагрузки давления, т.е. продукта изменения давления и виртуального объема.

$$\delta \dot{V} = R \int_0^{2\pi} \left[\delta \dot{w} + \frac{1}{2R} (2\dot{w} \delta \dot{w} + 2\dot{v} \delta \dot{v} + \dot{w} \delta \dot{v}' + \dot{v} \delta \dot{w}' - \dot{v} \delta \dot{w}' - \dot{w}' \delta \dot{v}) \right] d\theta \quad (25.15)$$

Предполагается, что деформация трубы симметрична относительно оси $\theta = 0$. Переменные $(\omega, \nu, \text{ и } \gamma)$ являются функциями и могут быть приближены следующими последовательностями расширений:

$$\begin{aligned}
w &\cong Ra_0 + R \sum_{n=1}^N a_n \cos(n\theta) + R \sum_{n=1}^N b_n \sin(n\theta) \\
v &\cong R \sum_{n=2}^N c_n \cos(n\theta) + R \sum_{n=2}^N d_n \sin(n\theta) \\
\gamma &\cong R \sum_{n=1}^N e_n \cos(n\theta) + R \sum_{n=1}^N f_n \sin(n\theta)
\end{aligned} \tag{25.16}$$

Замена уравнения (25.15) и уравнения (25.16) на уравнение (25.14), нелинейные алгебраические уравнения $6N-1$ могут быть получены путем решения следующих неизвестных уравнений:

$$\{\dot{a}_0, \dot{a}_1, \dots, \dot{a}_N, \dot{b}_1, \dot{b}_2, \dots, \dot{b}_N, \dot{c}_2, \dot{c}_3, \dots, \dot{c}_N, \dot{d}_2, \dot{d}_3, \dots, \dot{d}_N, \dot{e}_1, \dot{e}_2, \dots, \dot{e}_N, \dot{f}_1, \dot{f}_2, \dots, \dot{f}_N\}.$$

Для правильного определения предела неустойчивости давления, можно также выполнить напорную нагрузку, указав увеличение объема, вложенного в трубу, по длине единицы измерения. Далее P является дополнительной неизвестной переменной со следующим дополнительным уравнением:

$$\dot{v} = \pi R^2 + R \int_0^{2\pi} \left[\dot{w} + \frac{1}{2R} (\dot{v}^2 - \dot{v}\dot{w}' + \dot{v}'\dot{w} + \dot{w}^2) \right] d\theta \tag{25.17}$$

Таким образом, создается ряд нелинейных алгебраических уравнений, неизвестных $\{a_0, a_1, \dots, a_N, b_1, b_2, \dots, b_N, c_2, c_3, \dots, c_N, d_2, d_3, \dots, d_N, e_1, e_2, \dots, e_N, f_1, f_2, \dots, f_N, P\}$ содержащих $6N$

25.2.4 Изменение радиуса и толщины стенок

Средний радиус трубы сокращается, в то время как толщина стенки увеличивается во время деформации под воздействием внешнего давления, и оба изменения способствуют устойчивости трубы к разрушению под воздействием внешнего давления. Если игнорировать изменение среднего радиуса и толщины стенок до сгиба, которое обычно используется при анализе тонкостенных труб, то это может привести к значительным ошибкам в проектировании АТ. Следовательно, деформация до сгиба в виде изменения среднего радиуса и изменения толщины стенок вносится в аналитическую модель.

Изменение среднего радиуса, произведенное увеличением внутреннего давления p_i , может быть вычислено по формуле,

$$\dot{\varepsilon}_{Ri} = \frac{\dot{p}_i R_{i-1}}{E_t A_{i-1} + \frac{E_t I_{i-1}}{R_{i-1}^2}} \tag{25.18}$$

где EA - жесткость при растяжении, а EI - жесткость при сгибе трубы. Средний радиус и толщина стенок:

$$R = R_0 \left(1 - \sum_{i=1}^N \varepsilon_{Ri} \right) \quad (25.19)$$

$$t_j = t_{j0} \left(1 + v \sum_{i=1}^N \varepsilon_{Ri} \right) \quad (25.20)$$

где указатель «0» обозначает начальные значения переменных, а j - номер слоя. В начале каждого этапа загрузки в R и t вносятся изменения.

25.2.5 Аналитический метод

Метод интеграции Гаусса применяется для упрощения интегрирования. Поперечное сечение дискретизировано до l и m элементов в r и θ направлениях соответственно. Рисунок 25.6 иллюстрирует распределение интеграции Гаусса в одной четвертой части поперечного сечения.

Первоначальные отклонения вносятся путем добавления небольших начальных смещений, т.е. w и v, к идеальной трубе. Первоначальные смещения производят определенную степень начальной овальности (D_0) и определяются следующим:

$$\bar{w} = \Delta_0 \cos(2\theta), \quad \bar{v} = \frac{\Delta_0}{2} \sin(2\theta) \quad (25.21)$$

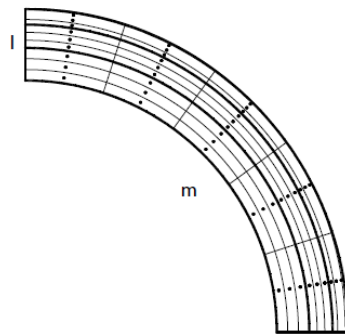


Рисунок 25.6 Распределение точек интеграла Гаусса.

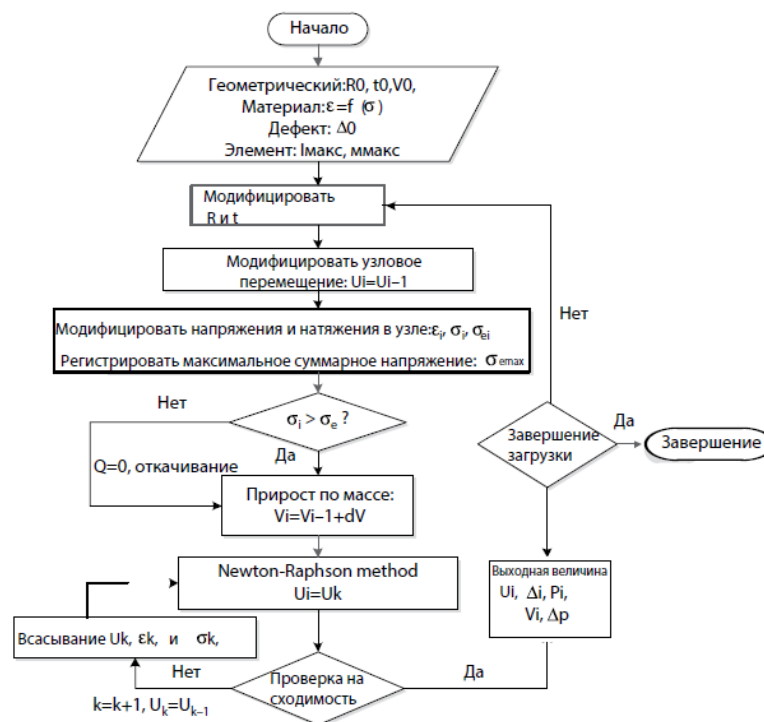


Рисунок 25.7 Схема-алгоритм проведения процедуры аналитического решения.

Метод Ньютона-Рафсона используется для итерационного решения нелинейных алгебраических уравнений $6N$. Как показано на рис. 25.7, необходимые параметры должны быть определены заранее, включая геометрические размеры, параметры материалов, начальные дефекты и распределение интегральных точек Гаусса. На первом этапе загрузки уравнения $6N$ сначала приводятся с исходными значениями. Когда задаются новые значения объема, переменные в скобках будут решены итерационно до тех пор, пока не будет выполнен признак сходимости. На каждом шаге нагрузки происходит обновление среднего радиуса и толщины стенок, а также деформации, напряжения и эквивалентного напряжения.

В начале каждого этапа нагрузки обновляются значения смещения, деформации и напряжения и регистрируется максимальная эквивалентная $\sigma_{\text{макс}}$ напряжения. Переменные значения в конце предыдущего этапа нагрузки устанавливаются в качестве исходных значений для следующего шага. Загрузка или разгрузка элемента на следующем этапе выбирается путем сравнения значений σ_e и $\sigma_{\text{макс}}$. MATLAB используется для решения задач анализа по следующей схеме.

25.3 КЭ-анализ

25.3.1 Введение

Разрушение АТ анализируется путем сравнения метода КЭ с аналитическим методом. Для моделирования разрушения АТ производится отбор общей программы ABAQUS, предназначенной для коммерческого использования.

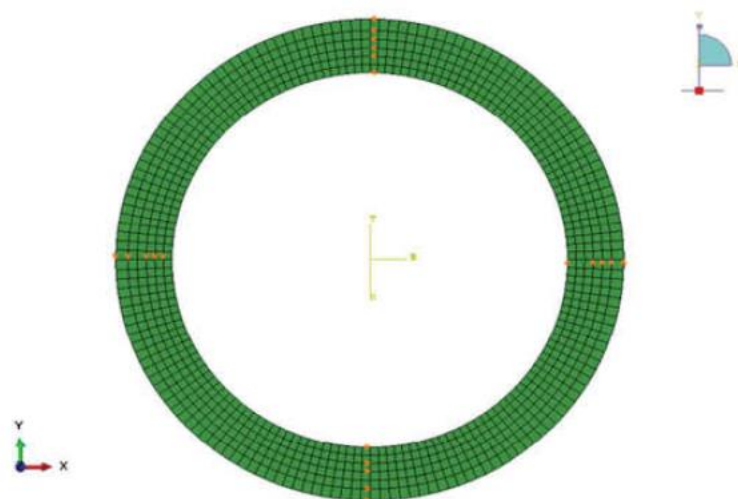


Рисунок 25.8 КЭ модель кабельного сечения АТ.

25.3.2 Модель КЭ

Для проверки аналитического решения разработана конечно-элементная модель ABAQUS. Для моделирования поперечного сечения трубы используется 8-узловой элемент CPS8R второго порядка с пониженным плоским напряжением интегральной плоскости. Как и в аналитическом решении, осевое напряжение не учитывается. На рис. 25.8 показано, что поперечное сечение разделено на 6 элементов по толщине и 160 элементов по окружности.

По оси поперечного сечения формируются два граничных условия симметрии с гидростатическим давлением, воздействующим на внешнюю поверхность. Для моделирования пластического свойства материала принята теория пластичности потока J2 с изотропным упрочнением. Волокна в этой модели не рассматриваются, так как они подвергаются сжатию, а их жесткость при сжатии незначительна.

Согласно анализу собственного значения, форма колебания, соответствующая наименьшему собственному значению, представляет собой форму овала. Узловые смещения этой формы колебания добавлены к идеальной трубе для получения первоначального несоответствия трубы, затем умножаются на небольшой коэффициент масштабирования. Метод Рикса предназначен для анализа реакции на сгиб конструкции, имеющей большие деформации до сгибания и пластичность материала.

25.4 Пример анализа разрушения

25.4.1 Введение

Пример анализа разрушения для трубы АТ был выполнен с использованием как аналитического метода, так и метода КЭ-анализ.

25.4.2 Исходные данные

В качестве примера был использован АТ со средним радиусом 55,6 мм и общей толщиной стенки 13,8 мм ($D/t = 8,06$). Первоначальная овальность 0,1% была введена в трубу.

Таблица 25.1 Основные характеристики АТ для анализа разрушения.

№ слоя	Толщина [мм]	Количество нитей	Угол намотки	коэффициент Пуассона	Δ_0

			нитей [°]		
1	6.3	—	—	0.45	0.001
2	2.25	106	55	0.45	0.001
3	2.25	106	55	0.45	0.001
4	3	—	—	0.45	0.00

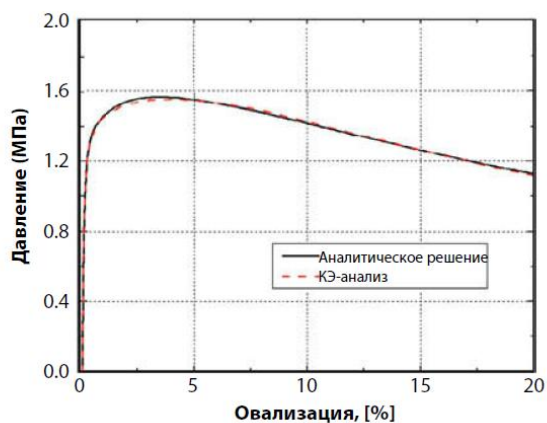


Рисунок 25.9 Давление разрушения – кривые овальности.

Для сравнения представлены результаты анализа аналитического подхода и КЭ-подхода. Некоторые важные параметры, используемые при анализе, приведены в таблице 25.1. Соотношение Пуассона для каждого слоя берется в качестве постоянной величины.

25.4.3 Кривые овальности давления

На рис. 25.9 показаны кривые разрушения давления-овальности АТ, полученные в результате применения аналитического и КЭ подходов. До достижения максимального давления разрушения происходит быстрый подъем давления, в то время как изменение овальности практически незаметно. Однако после достижения максимального давления разрушения происходит снижение давления по мере того, как овальность увеличивается гораздо быстрее. Результаты, полученные с помощью двух подходов, показывают хорошее соответствие с максимальной разницей в 1,0%, где овальность составляет 2%. Давление разрушения, вычисленное аналитическим решением, выше, чем у модели КЭ. Это можно объяснить с помощью использования предпосылки плоского сечения в аналитической модели.

На рисунке 25.10 показаны изменения деформации в четырех ключевых точках в результате изменения овальности во время деформации АТ. Четыре ключевых положения в поперечном сечении показаны на Рисунке 25.11 и представляют собой положения, в которых максимальная деформация наиболее вероятна. Следует заметить, что элементы в точках 1 и 4 подвергаются сжатию в процессе загрузки, а элементы в точках 2 и 3 сначала сжимаются, а затем удлиняются.

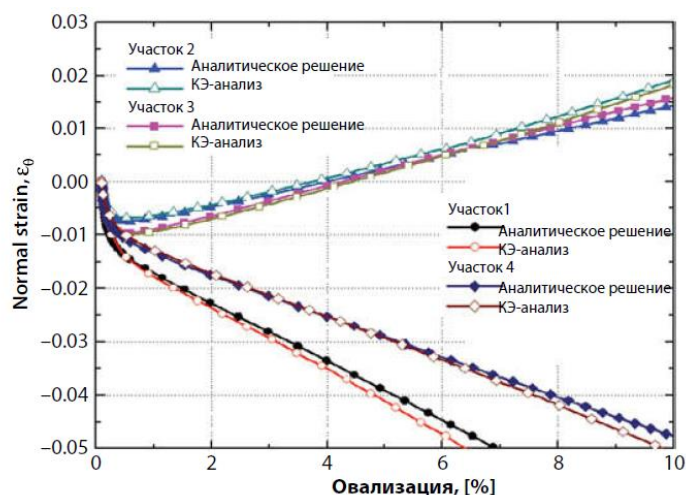


Рисунок 25.10 Изменение стандартной деформации с овальностью в ключевых позициях.

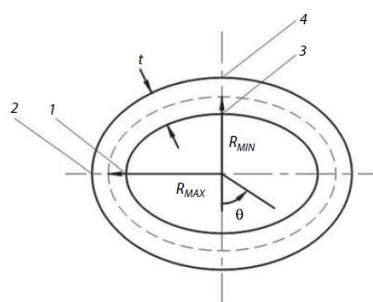


Рисунок 25.11 Возможные участки максимального натяжения

Результаты, полученные с помощью аналитического подхода и КЭ-подхода, демонстрируют сходные тенденции, но напряжение аналитического подхода значительно ниже, по сравнению с КЭ-подходом. Это объясняется тем, что дополнительные ограничения из предпосылки плоского сечения в определенной степени ограничивают деформацию в аналитической модели. Максимальная разница в деформации между двумя подходами составляет менее 6% в случае, если деформация меньше 10%.

25.5 Анализ чувствительности

Аналитическая модель предназначена для изучения влияния нескольких важных факторов на давление разрушения, в том числе начальных дефектов, деформации сдвига и предварительной деформации разрушения.

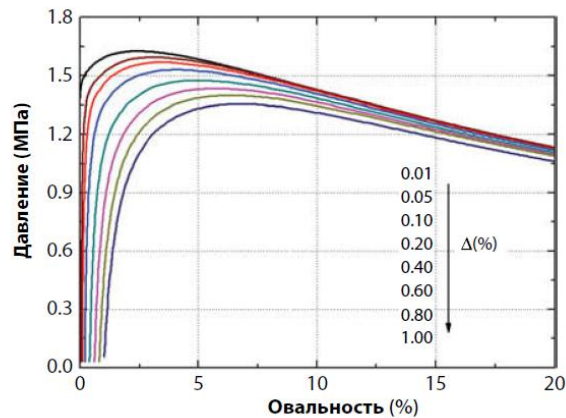


Рисунок 25.12 Эффект от начального несовершенства на кривой АТ давления-овальности.

25.5.1 Эффект от начального несовершенства

Все трубы, применяемые в инженерной практике, имеют начальные несовершенства. В данном разделе на основе аналитического метода проводится изучение влияния начальных геометрических несовершенств.

На рисунке 25.12 показано влияние начальных несовершенств на реакцию разрушения давление-овальности с АТ с размерами, приведенными в табл. 25.1. Овальность трубы со значительными начальными несовершенствами будет увеличиваться быстрее. Между тем, предельное давление будет снижаться. Давление разрушения для трубы с показателем $\Delta_0 = 0,01\%$ на 20% выше, чем для трубы с показателем $\Delta_0 = 1,0\%$.

25.5.2 Эффект деформации сдвига

Как известно, деформация сдвига оказывает большое влияние на давление разрушения трубы при большей толщине стенок. Деформация при сдвиге обычно не учитывается при анализе тонкостенных труб, но может вызвать значительную погрешность для АТ. Модель, показанная на рисунке 25.2, включает в себя деформацию сдвига, что позволяет свободно изменять угол. Для наглядности эффекта деформации сдвига для сравнения была создана аналитическая модель без деформации сдвига. В данной модели, плоскость, перпендикулярная средней поверхности до деформации, должна быть перпендикулярна средней поверхности (0), и, таким образом, обычная деформация в направлении кольца выражается в виде уравнения. (25.22).

$$\varepsilon_{\theta} = \varepsilon_{\theta L} + \varepsilon_{\theta N} + \frac{z}{1 + z/R} k_{\theta} \quad (25.22)$$

На рисунке 25.13 приведены кривые разрушения давления-овальности, полученные в результате применения двух методов. Проводится анализ АТ с тремя D/t ($D/t = 6,0, 8,06$ и $10,0$). Толщина и структура этих труб одинакова, но их средние радиусы различаются. Из этого видно, что при небольшой деформации кривые, полученные двумя методами, совпадают. Однако более высокое давление разрушения можно достичь с помощью модели без деформации сдвига. Более существенная разница наблюдается для труб с более высоким соотношением D/t , при этом разница составляет 4,5%, 3,6% и 2,8% от $D/t = 6,0, 8,06$ и $10,0$, соответственно.

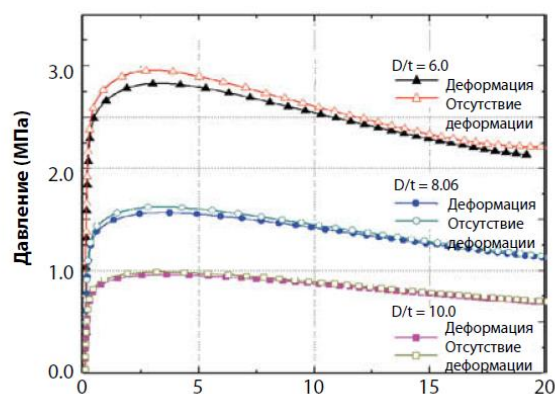


Рисунок 25.13 Эффект от деформации сдвига на кривой давления-овальности.

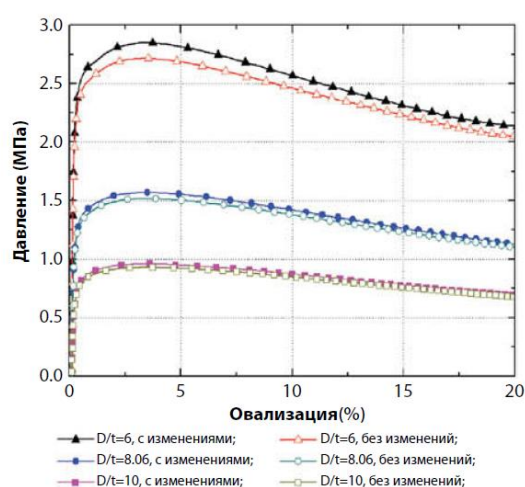


Рисунок 25.14 Эффект от изменения R и t на кривой давление-овальность.

25.5.3 Эффект от предварительной деформации при потере устойчивости

Во время процесса разгрузки средний радиус трубы сокращается, в то время как толщина стенок увеличивается. Оба эти изменения приводят к уменьшению соотношения диаметра к толщине, что способствует сопротивлению внешнего давления. В данном разделе аналитическим методом рассматриваются воздействие предварительной деформации в виде изменения среднего радиуса и толщины стенок. Модель, показанная на рис. 25.1, включает изменение R и t в этапах нагрузки. Для того чтобы продемонстрировать влияние предварительной деформации, для сравнения разработана другая аналитическая модель, исключая изменения.

На Рисунке 25.14 показано воздействие изменения радиуса трубы и толщины стенок на кривые давление-овальность. Кривые давления-овальности, показанные на рисунке, рассчитаны на основе трех соотношений диаметра по толщине стенки для АТ ($D/t = 6,0, 8,06$ и $10,0$) с учетом аналитических моделей, включающих и исключаящих изменение R и t . Толщина и структура АТ для всех случаев одинаковы и приведены в таблице 25.1, но среднее значение радиуса различно. При небольшой деформации эффект изменения R и t на конфигурацию кривой весьма незначителен. При одинаковой овальности вычисляется более высокое давление, когда учитывается изменение R и t , и разница возрастает для АТ с более высоким отношением D/t . Так как соотношение D/t между диаметром и толщиной варьируется от 6,0, 8,06 до 10,0, то разница в давлении составляет 5,3%, 3,4% и 2,1%, соответственно.

Использованная литература

1. М. К. Йех, и С. Кириакидис, о разрушении неэластичных толстостенных трубок под внешним давлением. Журнал "Технология энергетических ресурсов", 108, 35, 1986.
2. К. Янг, С. С. Панг и другие, Анализ деформации толстостенных композитных труб под внешним давлением. Журнал композитных материалов, 31 (4), 409-426, 1997.
3. Чэнг П. Двухмерная нелинейная теория и упругопластическая стойкость кольцевых дуг. Докторская диссертация, Чжэцзянский университет, 2005.
4. Ю. Чжу, Изучение неустойчивости армирования пластмассовых труб с использованием стальных проволок под нагрузкой внешнего давления. Магистерская диссертация, Чжэцзянский университет, 2007.
5. С. Гонг и Л. Юань и др., Реакция на прогиб морских трубопроводов при совместном натяжении, сгибе и внешнем давлении. Журнал Чжэцзянского университета-науки, А 12 (8), 627-636, 2011 год.
6. Ю. Бай, Н. Ванг, П. Ченг, Б. Ю., М. Фаузи Бадаруддин и М. Ашри, Разрушение армированной термопластичной трубы под внешним давлением. ООАИ (Океанская, оффшорная и арктическая инженерия) 2011-49324, 2011.
7. Ю. Бай, Н. Ванг и П. Ченг, Разрушение термопластичной трубы под внешним давлением. ICPTT2012, 2012г.
8. К. Аржоманди и Ф. Тахер, Новый взгляд на внешнее давление в многослойных трубопроводах. Журнал- Морские сооружения, 2011г.
9. Е. Корона и С. Кириакидис, Асимметрические формы разрушения труб при комбинированном сгибании и внешнем давлении. Журнал инженерной механики, 126, 1232, 2000.
10. С. Кириакидис и Е. Корона, Механика морских трубопроводов. Том 1: Сгибание и разрушение. Словения, Эльзевир, 2007 год.
11. А. Табьей, Изгиб композитных цилиндрических раковин средней толщины при дестабилизирующих нагрузках. Журнал термопластичных композитных материалов, 8 (4), 365-374, 1995.
12. М. Айдогду, Новая теория деформации сдвига для ламинированных композитных пластин. Журнал Композитные структуры, 89 (1), 94-101, 2009.
13. Ч. Чжан и И. Д. Мур, Нелинейно-механическая реакция полиэтилена высокой плотности. Часть II: Одноосное построение определяющей модели. Журнал, Полимерная инженерия и наука, 37 (2), 414-420, 1997г.

Неметаллические связанные гибкие трубы при изгибе

26.1 Введение

За последние несколько десятилетий для анализа реакции металлических цилиндрических труб на чистый изгиб было приложено немало усилий. Бразье [1] показал, что оваллизация вследствие изгиба вызывает ухудшение изгибной жесткости и, в конечном счете, приводит к максимальному предельному моменту. Райснер и Вайничке [2] проверили работу Бразье, используя более полную формулировку. Рассматривая влияние нелинейных характеристик материала, Геллин [3] изучал выпучивание бесконечно длинной цилиндрической оболочки при чистом изгибе и исследовал бифуркацию в области пластических деформаций от овализованного состояния. Кириакидес и его коллеги работали с металлическими трубами при различных нагрузках, включая внешнее давление, чистый изгиб и сочетание нагрузок. Шоу и Кириакидес [4, 5] выполнили анализ неупругого деформирования труб при циклическом изгибе и выбрали различные модели нелинейно-упрочняющейся пластичности для изучения развития оваллизации поперечного сечения. Джу и Кириакидес [6, 7] исследовали неустойчивости локализации и бифуркации цилиндрических оболочек при изгибе путем экспериментов и аналитических решений. Корона, Ли и Кириакидес [8] вновь обратились к проблеме неупругого изгиба труб, включив эффект анизотропии материала. Хауч и Бай [9] изучали изгибающий момент металлических труб, подвергнутых изгибу и осевому растяжению, и предсказали критический изгибающий момент труб, подвергнутых давлению, осевому растяжению и изгибу. Караманос [10] исследовал неустойчивость оваллизации и бифуркации неустойчивость длинных тонких упругих труб с использованием метода нелинейных конечных элементов. Юань, Гонг и др. [11] исследовали эллиптическое выпучивание металлических труб при изгибе и сочетаниях нагрузок.

Армированные термопластичные трубы (RTP) являются одной из разновидностей неметаллических связанных гибких труб. Благодаря их высокой рентабельности, превосходной коррозионной стойкости и простоте установки, RTP все чаще используются как на суше, так и на море. Существует несколько исследований, посвященных свойствам армированных волокном композитных труб при изгибе; однако исследования характеристик труб RTP при изгибе все еще находятся на начальной стадии. Корона и Родригес [12] исследовали реакцию и первое разрушение длинных диагонально армированных композитных труб при чистом изгибе; учитывалась реакция нелинейного докритического состояния, возможность бифуркации оболочки и критерий разрушения материала для выявления разрушения материала во время реакции докритического состояния. Ксиа и др. [13] разработали аналитические процедуры для оценки реакции многослойных композитных труб, изготовленных с применением метода намотки волокна, и подвергнутых чистому изгибу. Было изучено действие анизотропии материала и направления волокон на реакцию трубы на изгибающий момент. Чжэн и его коллеги провели множество исследований пластиковых труб, армированных стальной проволокой с поперечной намоткой (PSP); для получения ортотропных параметров армированных

слоев [14] для изучения выпучивания PSP под внешним давлением была использована единичная модель. Кроме того, Ли, Чжэн, Ши и др. предложили аналитическое решение для прогнозирования моментов потери устойчивости труб PSP при изгибе. [15]. Круижер и др. [16] изучали свойства RTP при скручивающей нагрузке с учетом кордового провисания армированных слоев при анализе. Бай и др. [17, 18, 19, 20] исследовали реакцию RTP на внешнее давление, внутреннее давление и осевые нагрузки соответственно.

Ввиду многослойности конструкции трубы RTP обычно имеют достаточно большое отношение диаметра к толщине стенки (обычно менее 15). Неустойчивость оваллизации вызвана снижением жесткости при изгибе и представляет собой наиболее вероятный вид разрушения при изгибе. Цель данной главы – изучить неустойчивость оваллизации RTP при чистом изгибе с использованием аналитического решения и метода конечных элементов.

В аналитическом решении сначала дается несколько предположений о трубах RTP. Для оболочек средней толщины учитываются эффекты докритической деформации при потере устойчивости и деформации поперечного сдвига на основе нелинейной теории колец. Для определения равновесного состояния трубы принимается принцип виртуальной работы, а для решения уравнений равновесия используется метод Ньютона-Рафсона. Для того чтобы учесть нелинейный эффект материалов, ПЭВП рассматривается как упруго-пластичный материал по теории течения J_2 . Для учета влияния армированных волокном слоев с углом намотки $\pm 54,7^\circ$ предлагается упрощенный метод с использованием коэффициента уменьшения. Между тем создается детальная модель ABAQUS FE для получения реакции RTP при чистом изгибе; полученные двумя методами результаты сравниваются с данными испытаний по контролю на изгиб.

Более того, с помощью аналитического решения изучается несколько параметров, влияющих на реакцию на изгиб. Поскольку ранее не проводилось много исследований на тему свойств RTP при изгибе, предложенные в данной главе методы могут служить справочным материалом при проектировании и применении труб RTP. Аналитическое решение и анализ методом конечных элементов (FEA) в данной главе цитируются из статьи «Свойства армированных термопластичных труб при изгибе» [21].

26.2 Аналитическое решение

26.2.1 Допущения

При рассмотрении действия изгиба устанавливаются следующие допущения:

1. Труба RTP состоит из внутреннего слоя, наружного слоя и промежуточных слоев; промежуточные слои включают два армирующих слоя с номинальным углом винтовой намотки $\pm 54,7^\circ$;
2. Материалы, включая ПЭВП и скрученные арамидные волокна, являются непрерывными, однородными и не имеют дефектов;
3. Слои идеально связаны, то есть отсутствует скольжение между слоями и поверхностями арамидных волокон и матрицы.

26.2.2 Кинематика

На Рис. 26.1 показана труба RTP с бесконечно длинной круглой стенкой средней толщины под действием нагрузки чистого изгиба. Труба имеет средний радиус R и среднюю толщину t . При анализе предполагается наличие идеальной связи трех слоев трубы RTP, а также равномерность кривизны и деформации поперечного сечения по всей длине под действием чистого изгиба.

Как показано на Рис. 26.2, для описания нелинейной деформации поперечного сечения задана полярная система координат. Смещения точки на срединной поверхности

поперечного сечения обозначаются как (w, v) и показывают смещения в радиальном и окружном направлениях соответственно.

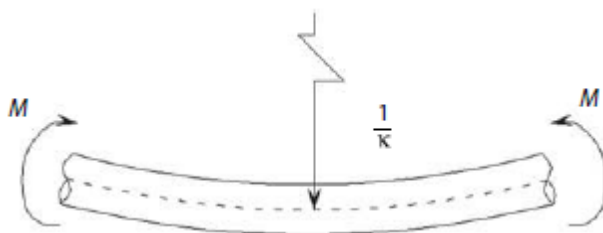


Рисунок 26.1 RTP бесконечной длины под действием чистого изгиба



Рисунок 26.2 Деформация поперечного сечения

Предположение Кирхгофа о том, что «плоское сечение остается плоским и перпендикулярным срединной поверхности», принимается для осевого направления. Учитывая относительно умеренное отношение диаметра к толщине стенки (D/t) трубы RTP, в формулировку включается влияние поперечного сдвига на поперечное сечение, а угол γ_θ рассматривается как деформация поперечного сдвига по толщине стенки. Следует помнить, что в данном случае принимаются конечные вращения и малая деформация.

Связь между деформацией и смещением выражается следующим образом:

Осевая деформация:

$$\varepsilon_x = \varepsilon_x^0 + \zeta \kappa \quad (26.1)$$

$$\zeta = (R + w) \cos \theta - v \sin \theta + z \cos \theta \quad (26.2)$$

где ε_x^0 – осевая деформация в центре трубы, а ζ – расстояние, показанное на Рис. 26.2.

Окружная деформация выражается следующим образом:

$$\varepsilon_\theta = \left(\frac{v' + w}{R} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{v' + w}{R} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{v - w'}{R} \right)^2 + z \cdot \left(\kappa_\theta + \frac{\gamma'_\theta}{R} \right) \quad (26.3)$$

$$\kappa_{\theta} = \left(\frac{v' - w''}{R^2} \right) / \sqrt{1 - \left(\frac{v - w'}{R} \right)^2} \quad (26.4)$$

где $(*) \equiv (*)_{,\theta}$ и означает дифференцирование по θ .

Деформация поперечного сдвига определяется следующим образом:

$$\gamma_{\theta r} = \gamma_{\theta} \quad (26.5)$$

26.2.3 Модели материала

26.2.3.1 Механические характеристики ПЭВП

Полиэтилен (ПЭ) широко используется в качестве материала для трубопроводных сетей, так как не подвержен электрохимической или биологической коррозии, обладает гладкостью, легкостью и превосходной гибкостью [22]. При рассмотрении различных преимуществ полиэтиленовых трубопроводов для успешного проектирования и эксплуатации особое внимание следует уделять механическим свойствам полиэтилена. В отличие от металлических материалов, полиэтилен обладает такими сложными свойствами, как эластичность, пластичность и вязкость, а их проявление сильно зависит от температуры, времени и условий нагружения.

Многочисленные исследования были посвящены моделированию механических характеристик полиэтилена в различных условиях. Чжан и Мур [23, 24] изучали свойства ползучести, релаксации и характеристики при нагрузке и разгрузке полиэтилена высокой плотности (ПЭВП) и моделировали ПЭВП с помощью вязкоупругих и вязкопластичных материалов с использованием модели Бондера. Колак и Дусунчели [25] исследовали вязкоупругие и вязкопластичные свойства ПЭВП с применением модифицированной теории вязкопластичности. При анализе полиэтиленовых труб также широко используются простые модели. Круижер и др. [18] моделировали полиэтилен как линейно-эластичный материал, используя секущий модуль упругости при анализе полиэтиленового слоя труб RTP. Дхар и Мур [26] использовали линейную упругую модель, основанную на секущем модуле упругости в определенное истекшее время, чтобы оценить местный изгиб полиэтиленовых труб со стенками профильного типа. Фредриксон и др. [27] моделировали ПЭВП как эластичный идеально-пластичный материал для анализа пластиковых сеток из ПЭВП и получили упругие характеристики путем испытания образцов. Чжен и др. [14, 15] при анализе свойств PSP (пластиковые трубы, армированные стальной проволокой со спирально-крестовой намоткой) рассматривали ПЭВП как линейно-упругий материал.

В данной главе для исследования предполагается непрерывный и краткосрочный процесс гибки; таким образом, исключаются зависящие от времени свойства ПЭВП, и в качестве материала ПЭВП выбирается упругопластичная модель. Для того чтобы изучить кривую напряжения-деформации ПЭВП, были проведены испытания на растяжение PE100 (ПЭВП, используемый в трубах RTP) в соответствии со стандартом ISO527-2012 [28] при скорости нагружения 1 мм/мин. Перед испытанием необработанный материал PE100 был расплавлен и отлит в гантелеобразной форме. Физические размеры образца соответствовали стандарту. Испытания проводились на машине для испытаний на растяжение, способной обеспечивать растягивающее усилие до 25 кН. Образец и испытательная машина показаны на Рис. 26.3, а результаты показаны на Рис. 26.4.



Рисунок 26.3 Испытания на растяжение образцов ПЭВП

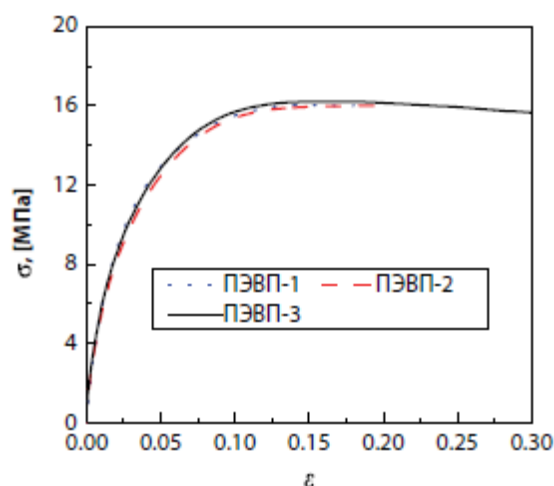


Рисунок 26.4 Данные по напряжениям и деформациям согласно испытаниям на растяжение ПЭВП

Нелинейное соотношение между напряжением и деформацией материала ПЭВП можно описать с помощью следующей формулы:

$$\frac{\sigma}{\varepsilon} = E_{PE} \left[1 - 0.7 \frac{\sigma}{\sigma_0} + 0.001 \left(\frac{\sigma_0}{\sigma} \right)^2 \right] \quad (26.6)$$

где E_{PE} – это модуль упругости ПЭВП, рассчитываемый как секущий модуль при деформации 0,25% и 0,05% в соответствии с ISO527-2012. σ_0 определяется как предел текучести ПЭВП при падении тангенциального модуля упругости до 10% от E_{PE} .

26.2.3.2 Механические характеристики армированного волокном слоя

На Рис. 26.5 показан армированный волокном слой в упрощенном виде. Армированные слои представляют собой комбинацию матрицы (ПЭВП) и скрученных арамидных волокон с углом намотки $\pm 54,7^\circ$. Данный угол намотки обеспечивает сопротивление внутреннему давлению, а армированные слои мало влияют на осевую прочность и жесткость трубы. Кроме того, арамидное волокно имеет низкую прочность на сжатие и на изгиб [29]. Следовательно, арамидные волокна мало влияют на жесткость термопластичной трубы на изгиб [30], и исключить жесткость арамидного волокна

представляется разумным; тогда армированный слой считается гомогенной матрицей, в то время как коэффициент уменьшения вводится для учета влияния объема волокон в каждом слое. Данное допущение подтверждается далее при анализе КЭ и данных испытаний.

Метод единицы представительного объема [14] используется для получения коэффициента уменьшения. Девять параметров i -го армированного слоя можно определить следующим образом:

$$E_1 = E_{PE} V_{PE} + E_f V_f \quad (26.7)$$

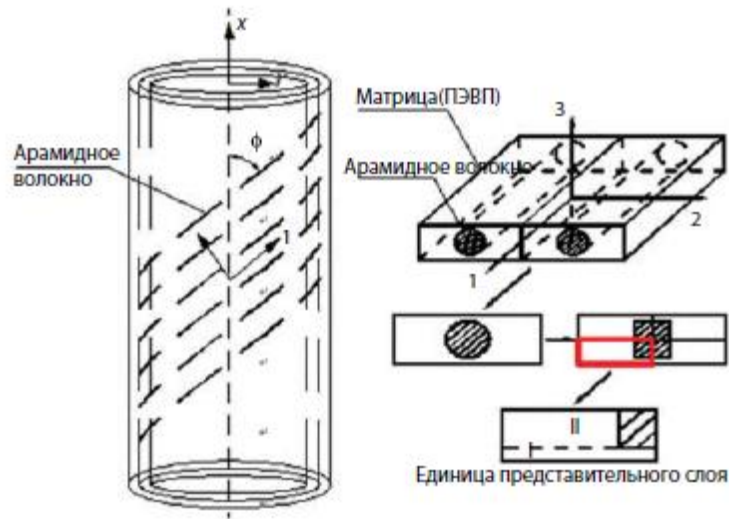


Рисунок 26.5 Армированный слой в упрощенном виде

$$E_2 = E_{PE}(1 - V_1) + \frac{E_f E_{PE} V_1}{E_{PE} \frac{V_f}{V_1} + E_f \left(1 - \frac{V_f}{V_1}\right)}$$

$$E_3 = E_{PE} \left(1 - \frac{V_f}{V_1}\right) + \frac{E_f E_{PE} \frac{V_f}{V_1}}{E_{PE} V_f + E_f (1 - V_1)}$$

$$G_{12} = \frac{G_f G_{PE} \frac{V_f}{V_1}}{G_{PE} V_1 + G_f (1 - V_1)} + G_{PE} \left(1 - \frac{V_f}{V_1}\right) \quad (26.8)$$

$$G_{23} = \frac{G_f G_{PE} V_I}{G_{PE} \frac{V_f}{V_I} + G_f \left(1 - \frac{V_f}{V_I}\right)} + G_{PE} (1 - V_I)$$

$$G_{31} = \frac{G_f G_{PE} \frac{V_f}{V_I}}{G_{PE} V_I + G_f (1 - V_I)} + G_{PE} \left(1 - \frac{V_f}{V_I}\right)$$

$$\nu_{12} = \nu_{PE} V_{PE} + \nu_f V_f \quad (26.9)$$

$$\nu_{13} = \nu_{PE} V_{PE} + \nu_f V_f$$

$$\nu_{23} = \frac{\nu_{PE} (V_I - V_f) \frac{E_f}{E_{PE}} + \nu_f V_f}{\frac{V_f}{V_I} + \frac{E_f}{E_{PE}} \left(1 - \frac{V_f}{V_I}\right)} + \nu_{PE} (1 - V_I)$$

где E_{PE} , μ_{PE} , G_{PE} обозначают модуль Юнга, коэффициент Пуассона и модуль сдвига матрицы ПЭВП. E_f , μ_f , G_f обозначают модуль Юнга, коэффициент Пуассона и модуль сдвига арамидного волокна. Здесь $E_f = 0$ и $G_f = 0$. V_{PE} , V_f , V_I обозначают объемную долю матрицы, волокна и участка I, как показано на Рис. 26.5.

Матрица гибкости определяет соотношение между векторами напряжений и деформаций для i -го армированного слоя и может быть выражена следующим образом:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix}^i = [S]^i [\sigma]^i = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\frac{\nu_{21}}{E_2} & -\frac{\nu_{31}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & -\frac{\nu_{32}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{13}}{E_1} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{31}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix}^i \cdot \begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix}^i \quad (26.10)$$

Затем матрица гибкости из формулы (26.10) преобразуется в общую цилиндрическую систему координат:

$$[\bar{S}]^i = [T] \cdot [S]^i \cdot [T]^T \quad (26.11)$$

где

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos^2 \varphi & \sin^2 \varphi & 0 & 0 & 0 & \cos \varphi \sin \varphi \\ \sin^2 \varphi & \cos^2 \varphi & 0 & 0 & 0 & -\cos \varphi \sin \varphi \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ -2 \cos \varphi \sin \varphi & 2 \cos \varphi \sin \varphi & 0 & 0 & 0 & \cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi \end{bmatrix} \quad (26.12)$$

С учетом действия σ_x , σ_θ и $\tau_{\theta r}$, извлекается следующая матрица ослабленной жесткости:

$$[\bar{C}]^i = \left\{ \begin{bmatrix} \bar{S}_{11} & \bar{S}_{12} & \bar{S}_{14} \\ \bar{S}_{21} & \bar{S}_{22} & \bar{S}_{24} \\ \bar{S}_{41} & \bar{S}_{42} & \bar{S}_{44} \end{bmatrix}^i \right\}^{-1} = \begin{bmatrix} \bar{C}_{11} & \bar{C}_{12} & \bar{C}_{13} \\ \bar{C}_{21} & \bar{C}_{22} & \bar{C}_{23} \\ \bar{C}_{31} & \bar{C}_{32} & \bar{C}_{33} \end{bmatrix}^i \quad (26.13)$$

Для оценки степени коэффициента уменьшения выбирается окружная жесткость, влияющая на овализацию поперечного сечения:

$$K^i = \bar{C}_{22}^i / E_{\text{Матрица}}^i \quad (26.14)$$

где $E_{\text{Матрица}}^i$ обозначает модуль Юнга матрицы для i -го слоя.

26.2.4 Конститутивная модель для трубы RTP

Внутренний и наружный слои (ПЭВП) моделируются как упруго-пластичный материал, а армированные слои обрабатываются как гомогенный матричный материал (ПЭВП) с заданным коэффициентом уменьшения K^i .

Здесь рассматриваются только три составляющих напряжения. При инкрементном потоке J_2 с изотропным упрочнением, скорость пластической деформации может быть выражена следующим образом:

$$\begin{Bmatrix} \dot{\sigma}_x \\ \dot{\sigma}_\theta \\ \dot{\tau}_{\theta r} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} \\ D_{21} & D_{22} & D_{23} \\ D_{31} & D_{32} & D_{33} \end{bmatrix}^i \begin{Bmatrix} \dot{\epsilon}_x \\ \dot{\epsilon}_\theta \\ \dot{\gamma}_{\theta r} \end{Bmatrix} \quad (26.15)$$

где D_{ij} обозначает элемент жесткости матрицы жесткости, а выражения прописаны в приложении; i обозначает i -й слой трубы.

$$E = E_{PE} \cdot K^i, \quad E_t = E_{PE,t} \cdot K^i \quad (26.16)$$

где E – это модуль упругости, E_i – касательный модуль i -го слоя трубы, а $K^i = 1$ для внутреннего и наружного слоев.

26.2.5 Принцип виртуальной работы

Условия равновесия достигаются за счет принципа виртуальной работы. Для условия изгибающей нагрузки формула задачи трех напряжений может быть выражена следующим образом:

$$\sum_i \int_0^{2\pi} \int_{t_1^i}^{t_2^i} (\hat{\sigma}_x \delta \dot{\varepsilon}_x + \hat{\sigma}_\theta \delta \dot{\varepsilon}_\theta + \hat{\tau}_{\theta r} \delta \dot{\gamma}_{\theta r}) (R+z) dz d\theta = \delta \dot{W}_e \quad (26.17)$$

где $\hat{\sigma}_x = \sigma_x + \dot{\sigma}_x$ и т.д. $(*)$ обозначает виртуальное приращение переменных $(*)$ и $(\dot{*}) = \dot{(*)} + (*)$, а t_1^i, t_2^i – значения координат в радиальном направлении для i -го слоя.

Переменные w , v и $\gamma_{\theta r}$ являются функциями θ и выражаются с помощью разложения в тригонометрический ряд, как показано ниже:

$$w \cong Ra_0 + R \left[\sum_{n=1}^N a_n \cos(n\theta) + b_n \sin(n\theta) \right] \quad (26.18)$$

$$v \cong R \sum_{n=2}^N [c_n \cos(n\theta) + d_n \sin(n\theta)] \quad (26.19)$$

$$\gamma_{\theta r} \cong R \sum_{n=1}^N [e_n \cos(n\theta) + f_n \sin(n\theta)] \quad (26.20)$$

Подстановка формул (26.18–26.20) в (26.17) позволяет получить нелинейные алгебраические уравнения $6N$. Для решения системы уравнений применяется метод Ньютона-Рафсона. Для решения неизвестных переменных $6N$ $\{a_0, a_1, \dots, a_N, b_1, \dots, b_N, c_1, \dots, c_N, d_1, \dots, d_N, e_1, \dots, e_N, f_1, \dots, f_N\}$ используется итерационный процесс с применением MATLAB. В численном расчете поперечное сечение трубы разбивается на l и m элементы в радиальном и окружном направлениях соответственно. Для выполнения интегрирования используется метод интегрирования Гаусса. Анализ чистого изгиба осуществляется путем задания инкремента кривизны; таким образом, инкремент кривизны κ выбирается в качестве шага нагружения.

На Рис. 26.6 показана блок-схема процедуры расчета. Для запуска программы необходимо ввести требующуюся информацию, а именно начальные геометрические размеры, начальные несовершенства, параметры материала и т.д. Для заданного шага нагружения с определенной кривизной узловые смещения оценивались по предыдущему шагу, и инкремент деформации можно определить по соотношению между смещением и деформацией; тогда состояние напряжения можно получить с помощью конститутивных моделей. Впоследствии нелинейные алгебраические уравнения $6N$ решались методом Ньютона-Рафсона. После достижения сходимости схемы Ньютона-Рафсона фактические смещения, деформации и напряжения обновлялись автоматически. Наконец, изгибающий момент при текущей кривизне можно рассчитать как показано ниже:

$$M = \sum_i \int_0^{2\pi} \int_{t_1^i}^{t_2^i} \hat{\sigma}_x \zeta (R+z) dz d\theta \quad (26.21)$$

26.3 Анализ КЭ

Программное обеспечение для нелинейных конечных элементов ABAQUS используется в численном моделировании изгиба трубы RTP. Овализация трубы бесконечной длины равномерна по всей длине трубопровода. Для проверки аналитического решения используется относительно короткая длина 20 мм, чтобы минимизировать вычисления.

Для материала ПЭВП и матрицы выбирается трехмерный твердотельный элемент (C3D8I), поскольку данный тип элемента более экономичен, нежели элементы второго порядка, и обеспечивает относительно высокую точность [31]. Намоточные арамидные волокна моделируются с помощью ферменного элемента (T3D2). Модель упруго-пластичного материала с критериями фон-Мизеса используется для ПЭВП, в то время как арамидное волокно моделируется как линейно-эластичный материал с удаленной прочностью на сжатие, так что волокна могут выдерживать и поддерживать растяжение. Ферменные элементы заложены в твердотельные элементы для моделирования идеального состояния связи.

Как показано на Рис. 26.7, симметричные граничные условия по осевому направлению применяются на одном конце трубы, а на другом конце обеспечиваются ограничивающие условия кинематической связи. Подобные ограничения могут обеспечить равномерное вращение на конце и свободную овализацию поперечного

сечения. Процесс гибки достигается за счет вращения конца трубы. Нелинейный статический анализ выбран для эффектов большого смещения.

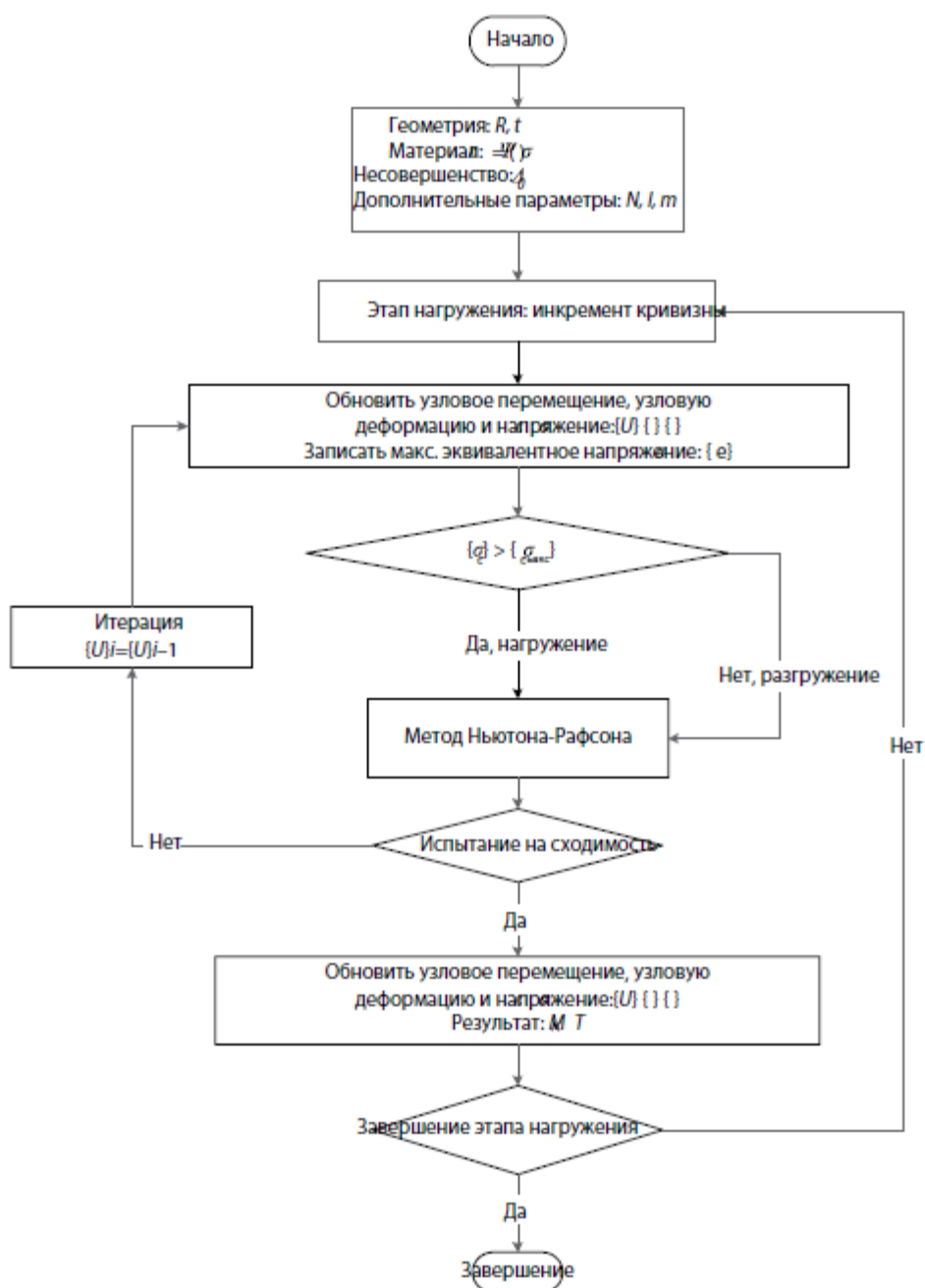


Рисунок 26.6 Блок-схема методики расчета

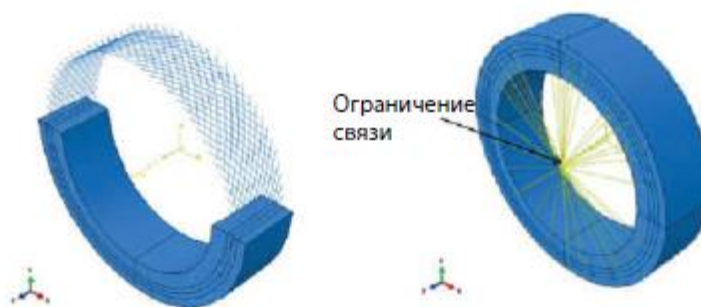


Рисунок 26.7 ABAQUS-модель трубы RTP

26.4 Испытание опытным путем

Для проверки аналитического решения и упрощенного армированного слоя было разработано и проведено типичное испытание на четырехточечный изгиб для трех 2,5-дюймовых труб RTP. Общая овальность образцов составляет около 0,5%. Схема эксперимента показана на Рис. 26.8.

Приложение двухточечной нагрузки к образцу должно было вызвать состояние чистого изгиба в испытываемом участке. При испытании на четырехточечный изгиб нагружающая балка сначала испытывает возрастающую приложенную нагрузку $2F$, а затем движется вперед с определенной скоростью. Смещение нагрузочной балки Δ можно измерить с помощью датчика смещения. По условиям нагружения трубы можно увидеть, что испытываемый участок находится под чистым изгибом. Поскольку приспособление для нагружения требует ручного управления, процесс нагружения должен быть стабильным и постоянным. Кроме того, скорость смещения нагрузочной балки должна составлять примерно 0,2–0,4 мм/с в соответствии со скоростью нагружения при испытании материала. После измерения смещения под нагрузкой Δ , с помощью следующего выражения можно получить угол наклона жесткой зоны относительно горизонтальной линии θ_0 :

$$\Delta - \left[l \cdot \tan \theta_0 + (2r + D_0) - \frac{(2r + D_0)}{\cos \theta_0} \right] = 0 \quad (26.22)$$

где r – это диаметр вала, D_0 – наружный диаметр жесткого участка, l – горизонтальное расстояние между точкой нагружения и опорой.

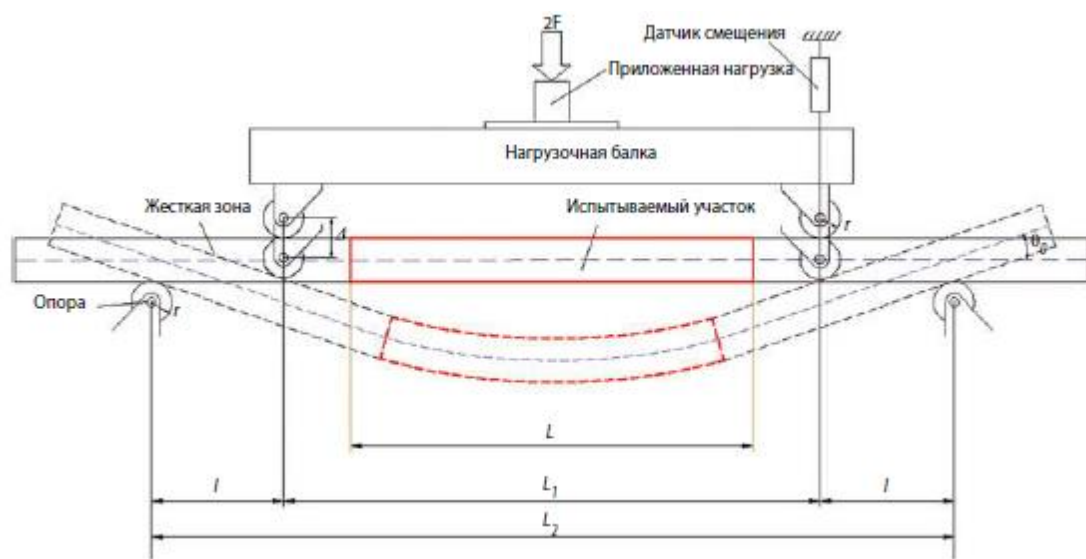


Рисунок 26.8 Схема проведения испытания на изгиб образца

Кривизну κ и момент M испытываемого участка можно рассчитать с помощью формул (26.23) и (26.24) соответственно.

$$\kappa = \frac{2\theta_0}{L} \quad (26.23)$$

$$M = \frac{F}{\cos \theta_0} \cdot \left(\frac{l}{\cos \theta_0} - (2r + D_0) \tan \theta_0 \right) \quad (26.24)$$

где L – длина испытываемого участка, а F – половина силы, дающей нагрузку.

Таким образом, зависимость кривизны от момента можно получить с помощью испытания на четырехточечный изгиб. Далее в этой главе сравниваются данные результатов аналитического решения и анализа конечных элементов.

26.5 Обсуждение результатов

На Рис. 26.9(а) показано сравнение зависимости момента от кривизны между испытанием на изгиб, аналитическим решением и анализом КЭ. В аналитическом решении и анализе КЭ была введена исходная овальность 0,5%. Если не учитывать некоторые колебания в данных испытаний ввиду ручного процесса нагружения, результаты показывают хорошее совпадение, особенно на этапе подъема. Таким образом, аналитическое решение, включая метод упрощения армированного слоя, является обоснованным. Можно сделать вывод, что армированные волокном слои с углом намотки $54,7^\circ$ мало влияют на жесткость при изгибе. Изменение кривизны-момента показывает нелинейность с увеличением изгиба из-за нелинейностей материала и геометрической деформации (главным образом оваллизации поперечного сечения). После достижения максимального изгибающего момента происходит сокращение момента, а кривизна при этом увеличивается и расхождение между аналитическим решением и анализом КЭ увеличивается.

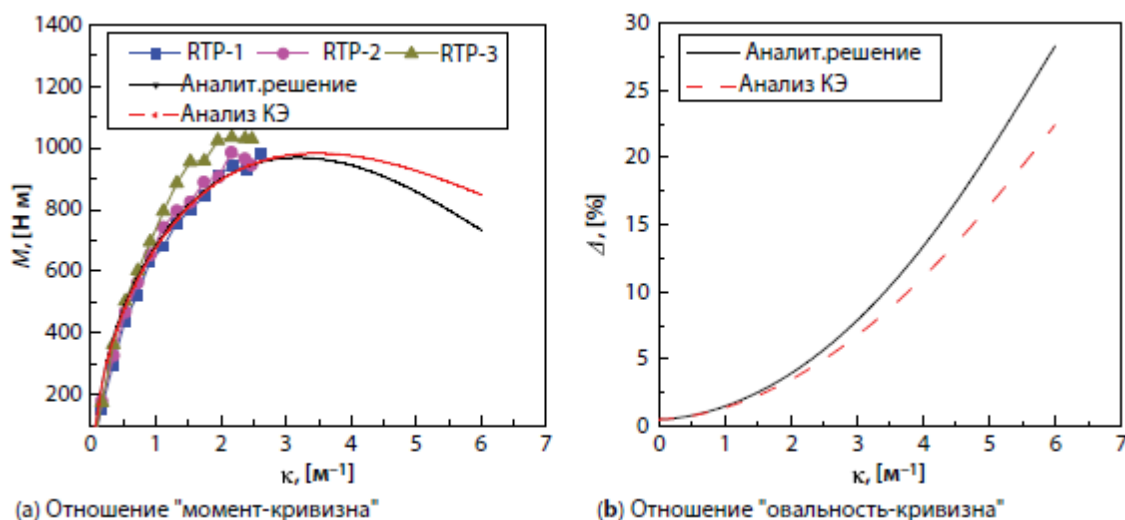


Рисунок 26.9 Сравнение результатов испытания на изгиб, аналитического решения и анализа КЭ

На Рис. 26.9(б) сравнивается отношение овальности к кривизне из аналитического решения и из анализа КЭ. Разница между двумя методами, очевидно, увеличивается после достижения максимального изгибающего момента, совпадая с изменением отношения момента к кривизне. Вкратце, результаты отношений момент-кривизна и овальность-кривизна совпадают очень хорошо до того, как достигается предельное состояние (максимальный изгибающий момент, M_c). Таким образом, аналитическое решение и предлагаемый упрощенный метод армированного слоя позволяют надежно оценить неустойчивость оваллизации труб RTP. Расхождению в результатах на этапе после неустойчивости могут способствовать следующие причины:

- Аналитическое решение упрощает 3-х мерную задачу до 2-х мерного примера за счет использования нелинейной теории колец. В расчетах учитываются только три составляющие (σ_x , σ_θ и $\tau_{\theta r}$). Отсутствие вторичных компонентов напряжения, включая радиальное напряжение, вызовет ухудшение жесткости сечения, выдерживающего оваллизацию. Кроме того, допущение линейной поперечной деформации сдвига $\tau_{\theta r}$ может также привести к расхождениям, поскольку фактическая деформация сдвига по толщине стенки демонстрирует нелинейность для оболочек средней толщины.

- б. Упрощенный метод армированного слоя отличается в данных двух методах: аналитическое решение исключает прочность арамидных волокон для упрощения, в то время как модель ABAQUS учитывает влияние арамидных волокон под напряжением. На Рис. 26.10 показано распределение напряжения волокна при численном моделировании в предельном состоянии ($\kappa = 3,475 \text{ м}^{-1}$) и кривизне концов ($\kappa = 6 \text{ м}^{-1}$). Максимальное напряжение возникает около центральной нейтральной оси изгиба, а напряжение в волокне вдали от нейтральной оси малое. Следовательно, намоточные арамидные волокна слабо влияют на жесткость при изгибе. Однако данные волокна могут влиять на деформацию овальности, особенно в кольцевом направлении при большой деформации.

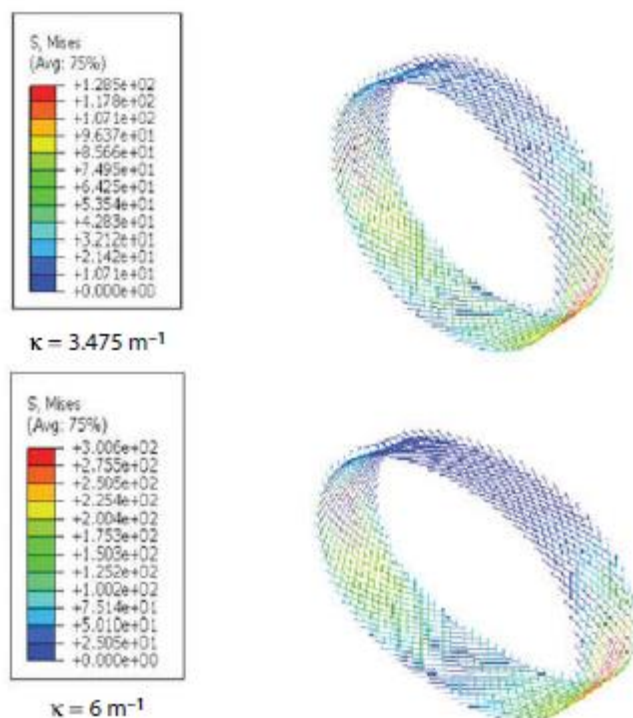


Рисунок 26.10 Распределение напряжения волокна при анализе КЭ

26.6 Параметрические исследования

На основе аналитического решения исследуется влияние нескольких важных параметров. Для параметрических исследований была выбрана 4-дюймовая труба RTP. Размеры 4-дюймовой RTP указаны в Таблице 26.1.

26.6.1 Толщина стенки

Толщина стенки трубы часто определяется сопротивлением гидростатическому давлению (армированные слои), коррозионной стойкостью (внутренний ПЭ слой) и требованиями к механической защите (наружный ПЭ слой). Для изображения результата изменения толщины стенки выбраны семь случаев с разной толщиной стенки и одинаковым наружным диаметром ($D = 125 \text{ мм}$). Предельный изгибающий момент (M_c) и соответствующая критическая кривизна (κ_c) при изменении отношения D/t (диаметр/толщина) показаны на Рис. 26.11. Предельная стойкость к изгибу и критическая кривизна уменьшаются с увеличением отношения D/t , а скорости уменьшения M_c и κ_c снижаются при увеличении D/t . Влияние толщины стенки на стойкость к изгибу очевидно, поскольку при изменении D/t от 7 до 13 уменьшение M_c и κ_c составляет 52% и 42% соответственно.

Таблица 26.1 Размеры 4-дюймовой трубы RTP

№ слоя	Внутренний радиус, (мм)	Толщина стенки, (мм)	Количество волокон и угол намотки, (°)	Состав материала
№ 1 (внутренний слой)	48,7	6,3	-	ПЭВП
№ 2 (армированный слой)	55	2,25	106 (54,7)	Арамидное волокно и матрица (ПЭВП)
№ 3 (армированный слой)	57,25	2,25	106 (-54,7)	
№ 4 (наружный слой)	59,5	3	-	ПЭВП

Примечание: площадь на проволоку при расчете составляет 1,164 мм².

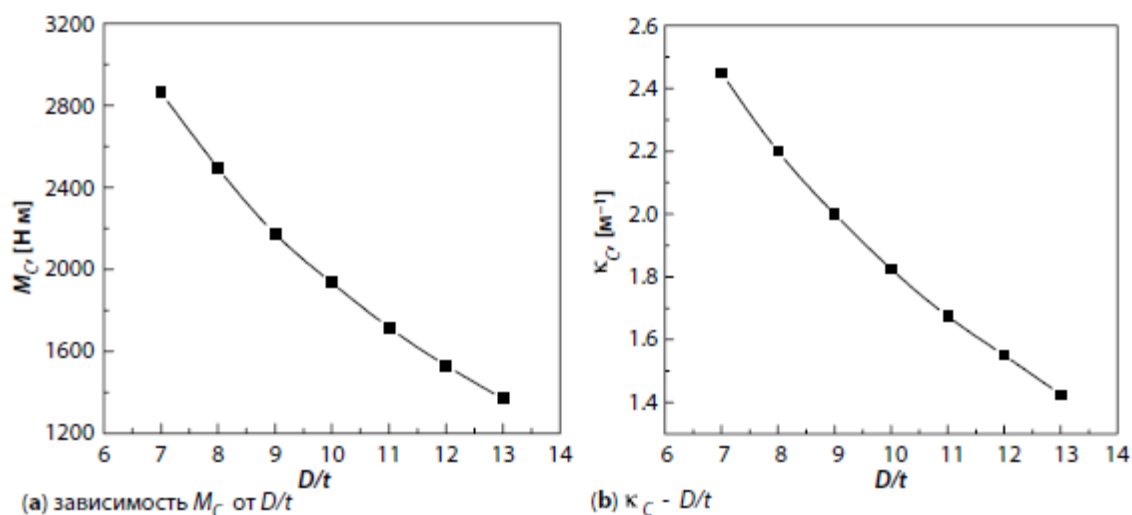


Рисунок 26.11 Влияние толщины стенки

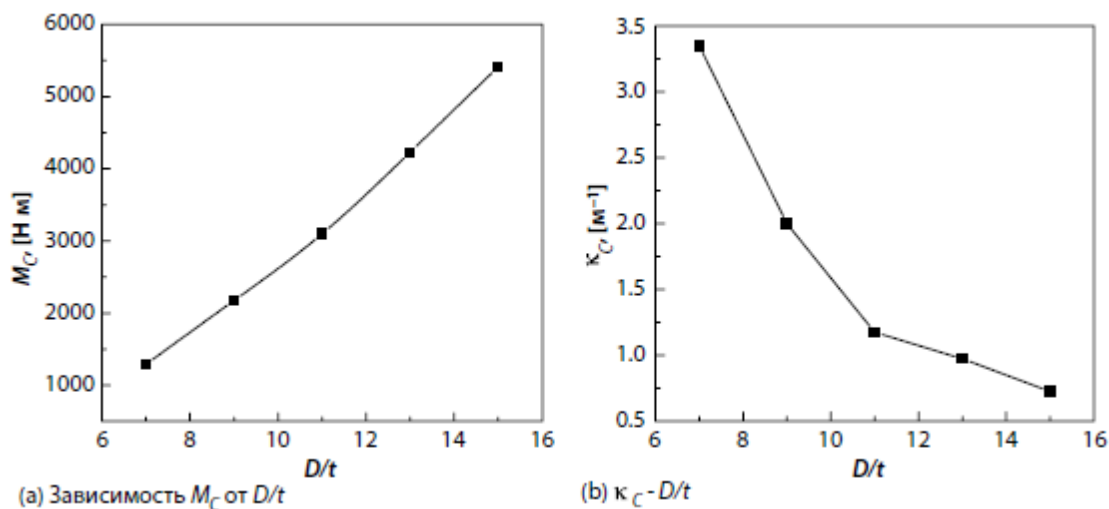


Рисунок 26.12 Влияние диаметра

26.6.2 Диаметр трубы

Диаметр трубы – один из наиболее важных параметров при проектировании трубопровода и фактор прямого действия, определяющий пропускную способность трубопровода. При

рассмотрении транспортной способности приоритет отдается большому диаметру, хотя с ним могут возникать проблемы при транспортировке трубопровода, наматывании, установке и т. п. Для расчета влияние диаметра на механические свойства трубы при изгибе было отобрано несколько труб с разными наружными диаметрами и одинаковой толщиной стенки (как указано в Таблице 26.1). Результаты, полученные с помощью аналитического решения, показаны на Рис. 26.12: при увеличении D/t предельный момент (M_C) увеличивается, а критическая кривизна (κ_C) уменьшается. Когда D/t находится в диапазоне от 7 до 13, M_C четырехкратно увеличивается, а κ_C уменьшается на 73%. Данные показывают, что диаметр имеет большое влияние на стойкость к изгибу.

26.6.3 Отношение диаметра к толщине (D/t)

Отношение D/t является важным параметром оценки сопротивления трубы к смятию под внешним давлением. Однако стойкость к изгибу зависит не только от отношения D/t . На Рис. 26.13 показана предельная стойкость для шести примеров с разными радиусами и одинаковым отношением D/t ($D/t = 9$), где R обозначает выбранный радиус, а $R_0 = 100$ мм. При одинаковом отношении D/t предельный момент увеличивается по мере увеличения радиуса трубы; скорость увеличения возрастает при большем размере радиуса. Когда критическая кривизна понижается, скорость уменьшения замедляется по мере увеличения радиуса.

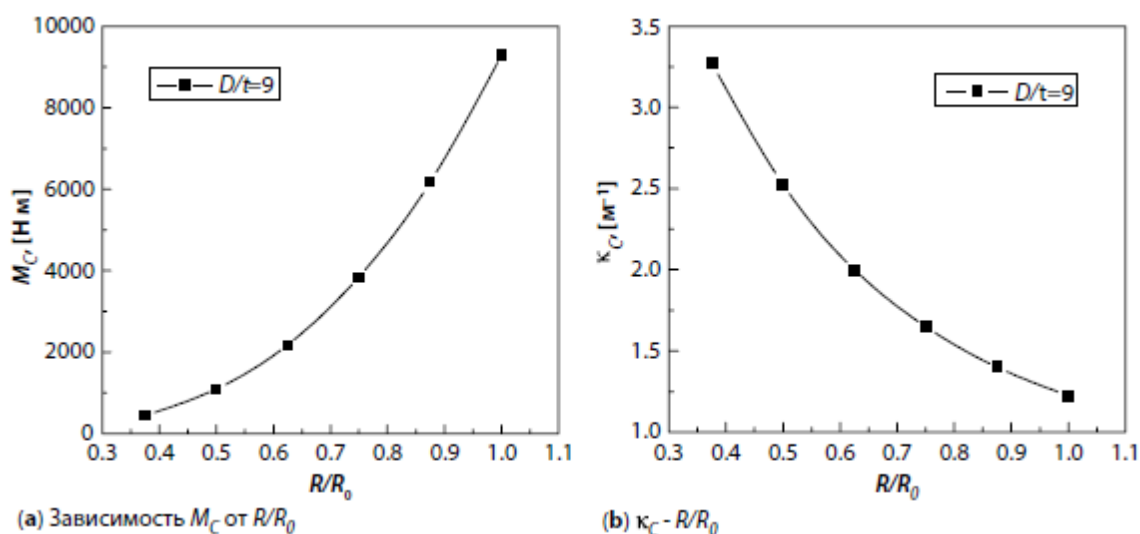


Рисунок 26.13 Влияние отношения D/t

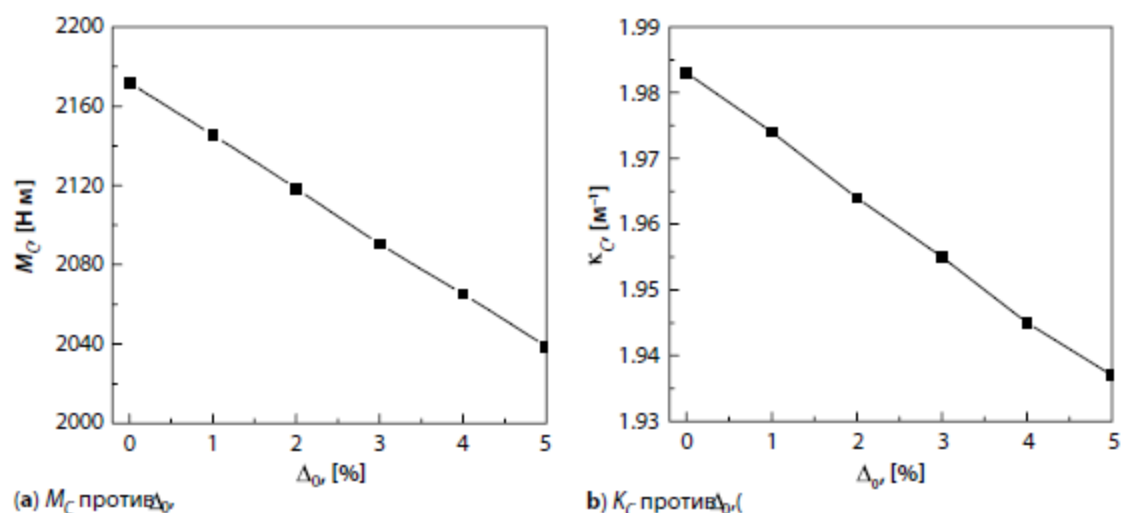


Рисунок 26.14 Влияние исходной овальности

26.6.4 Исходная овальность

Поскольку идеального поперечного сечения трубы не существует, исходная овальность (Δ_0) является наиболее часто используемым параметром при представлении начальных геометрических несовершенств трубы. Влияние исходной овальности на реакцию на изгиб связано с направлением оси изгиба и большей оси эллипса; наиболее опасная ситуация возникает, когда данные две оси совпадают. Данный локалитет анализируется при нескольких различных степенях исходной овальности (от 0% до 5%). Как показано на Рис. 26.14, предельный момент и критическая кривизна уменьшаются почти линейно при увеличении исходной овальности. В заключение, влияние исходной овальности на стойкость трубы к изгибу представляется незначительным. Падение предельного момента и критической кривизны с исходной овальностью 5% находится в пределах 6,1% и 2,3% соответственно.

26.7 Заключение

В настоящем исследовании показана неустойчивость овализации RTP при чистом изгибе. На основании нелинейной теории колец, с применением результатов влияния деформации поперечного сдвига и упрощенного метода для армированного слоя, предлагаемое аналитическое решение позволяет оценивать неустойчивость овализации RTP при изгибе. Выполнено сравнение аналитического решения, численного моделирования с использованием ABAQUS и испытания на изгиб, в результате чего подтвердилась точность нашего аналитического решения при прогнозировании реакции неустойчивости овализации при чистом изгибе. Исходя из сравнения и рассмотрения результатов, можно сделать следующие основные выводы:

1. Намоточное волокно с углом 54,7° в армированном слое мало способствует жесткости на изгиб; гибкость труб RTP почти такая же, как у неармированной трубы из ПЭВП.
2. Предлагаемое аналитическое решение позволяет точно спрогнозировать неустойчивость овализации RTP при изгибе. Несмотря на наличие определенных расхождений после достижения предельного состояния овализации, для них имеется объяснение: i) допущения модели, включая допущение о двухмерности и допущение о линейной деформации сдвига по толщине стенки; ii) упрощенный метод для армированного слоя, который влечет некоторые расхождения в характеристиках после предельного состояния.

3. Толщина стенки, как и диаметр трубы, имеют существенное влияние на стойкость трубы RTP к изгибу: диаметр является наиболее значимым фактором, предельный изгибающий момент больше для большего диаметра, а соответствующая критическая кривизна меньше; толщина стенки также влияет, и предельный изгибающий момент и критическая кривизна значительно увеличиваются при увеличении толщины стенки.
4. Исходная овальность, которая является самым значимым несовершенством трубы, имеет относительно небольшое влияние на стойкость трубы RTP к изгибу. Ухудшение предельного изгибающего момента и критической кривизны приблизительно линейно зависит от степени исходной овальности (менее 5%). Таким образом, если изначально ограничить величину исходной овальности трубы, отрицательный эффект будет незначительным.

Результаты расчетов продемонстрировали способность предложенной теоретической модели обеспечить прогноз реакции неустойчивости оваллизации трубы RTP при чистом изгибе. Таким образом, исследование содержит обоснованные рекомендации по техническому применению труб RTP. Дальнейшую работу следует посвятить изучению бифуркационного выпучивания или локального повреждения при изгибе.

Использованная литература

1. Л. Г. Бразье. «Об изгибе тонких цилиндрических оболочек и других тонких сечений». Труды Лондонского королевского общества, 1927 г.
2. Э. Рейсснер, Х. Дж. Вайничке. «Конечный чистый изгиб круглых цилиндрических труб». *Quarterly Applied Mathematics*, 20, 305–319, 1963 г.
3. С. Геллин. «Пластическое выпучивание длинных цилиндрических оболочек при чистом изгибе». *International Journal of Solid and Structures*, 16 (5), 397–407, 1980 г.
4. П. К. Шоу, С. Кириакидес. «Неупругий анализ тонкостенных труб при циклическом изгибе». *Int. J. Solid. Struct.* 21, 1073–1100, 1985 г.
5. С. Кириакидес, П. К. Шоу. «Неупругое изгибание труб при циклическом изгибе». *ASME J. Технология сосудов под давлением*, 109 (2), 169–178, 1987 г.
6. С. Кириакидес, Г. Т. Джу. «Неустойчивости бифуркации и локализации в цилиндрических оболочках при изгибе. Часть I. Эксперименты». *International Journal of Solids and Structures*, 29, 1117–1142, 1992 г.
7. Г. Т. Джу, С. Кириакидес. «Неустойчивости бифуркации и локализации в цилиндрических оболочках при изгибе. Часть II. Прогнозы». *International Journal of Solids and Structures*, 29, 1143–1171, 1992 г.
8. Э. Корона, Л. Х. Ли, С. Кириакидес. «Влияние анизотропии текучести на выпучивание круглых труб при изгибе». *International Journal of Solids and Structures*, 43, 7099–7118, 2006 г.
9. С. Р. Хауч, Й. Бай. «Стойкость труб к изгибающему моменту». *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 122, 243–252, 2000 г.
10. С. А. Караманос. «Неустойчивости изгиба упругих трубок». *International Journal of Solids and Structures*, 39, 2059–2085, 2002 г.
11. Юань Л., Гонг С. Ф., Цзинь В. Л. и др. «Анализ характеристик выпучивания подводных трубопроводов во время глубоководных работ по укладке труб». *China Ocean Engineering*, 23 (2), 303–316, 2009 г.
12. Э. Корона, А. Родригес. «Изгиб длинных композитных круглых цилиндров с поперечными слоями». *Composite Engineering*, 5 (2), 163–182, 1995 г.
13. М. Ся, Х. Такаянаги и К. Кеммочи. «Характеристики армированных волокном многослойных труб при изгибе». *Composite Structures*, 56, 201–210, 2002 г.

14. Дж. Й. Чжэн, Х. Ф. Лин и Ю. Б. Лу. «Анализ напряжений пластиковой трубы, армированной поперечно-спирально намотанной стальной проволокой». Труды конференции по трубопроводам и сосудам под давлением, 23–27 июля, Ванкувер, Британская Колумбия, Канада, 2006 г.
15. Х. Ли, Дж. Чжэн, Ф. Дж. Ши и др. «Анализ устойчивости пластиковой трубы, армированной поперечно намотанной стальной проволокой, при изгибе». Труды конференции по трубопроводам и сосудам под давлением, Прага, Чешская Республика, 26,30 июля 2009 г.
16. М. П. Круиджер, Л. Л. Варнет и Р. Аккерман «Анализ механических свойств армированной термопластичной трубы (RTP)». Композит: Часть А, 35, 291–300, 2005 г.
17. Й. Бай, Н.С. Ванг, П. Ченг. «Разрушение RTP (армированной термопластичной трубы) под действием внешнего давления». Международная конференция по трубопроводам и бестраншейным технологиям, 2012 г.
18. Й. Бай, Ф. Ксу, П. Ченг. «Исследование механических свойств армированной термопластичной трубы (RTP) под внутренним давлением». Материалы 22-ой (2012 г.) Международной конференции по морской и полярной инженерии, 109–116, 2012 г.
19. Й. Бай, Й. Ванг, П. Ченг. «Анализ армированных термопластичных труб (RTP) при осевых нагрузках». Международная конференция по трубопроводам и бестраншейным технологиям, 2012 г.
20. Й. Бай, Н.С. Ванг, П. Ченг. «Смятие RTP (армированной термопластичной трубы) под действием внешнего давления». Международная конференция по трубопроводам и бестраншейным технологиям, 19–21 октября, Ухань, Китай, 2012 г.
21. Й. Бай, Б. Б. Йу, П. Ченг и др. «Характеристики армированной термопластичной трубы при изгибе [J]». Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 137 (2), 021701, 2015 г.
22. Институт пластиковых труб. Справочник по полиэтиленовым трубам. 2-ое издание, Ирвинг, Техас, 2008 г.
23. С. Чжанг, И. Д. Мур. «Нелинейный механический отклик полиэтилена высокой плотности. Часть I: Экспериментальное исследование и оценка модели». Polymer Engineering and Science, 37 (2), 404–413, 1997 г.
24. С. Чжанг, И. Д. Мур. «Нелинейный механический отклик полиэтилена высокой плотности. Часть II: Одноосное конститутивное моделирование». Polymer Engineering and Science, 37 (2), 414–420, 1997 г.
25. О. У. Колак, Н. Дусунчели. «Моделирование вязкоупругих и вязкопластических свойств полиэтилена высокой плотности (ПЭВП)». Journal of Engineering Materials and Technology 128, 572–578, 2006 г.
26. А. С. Дар, И. Д. Мур. «Оценка локального изгиба полиэтиленовых труб с профильными стенками». Journal of Transportation Engineering, 132, 898–906, 2006 г.
27. Д. В. Фредрикссон, Дж. К. ДеКью и И. Цукров. «Разработка методов структурного моделирования для оценки пластиковых сеток из полиэтилена высокой плотности, используемых в морской аквакультуре». Ocean Engineering, 34, 2124–2137, 2007 г.
28. ISO527-2012. Пластмассы. Определение свойств при растяжении. 2012 г.
29. Б. Баля. «Проектирование и анализ волоконных композитных труб». Ближневосточный технический университет, магистерская работа, 2004 г.
30. А.Г. Гибсон, Дж. М. Линден, Д. Элдер и др. «Системы неметаллических трубопроводов для нефтегазовой отрасли». Plastics, Rubber and Composites, 40 (10), 465–480, 2011 г.
31. ABAQUS 6.10, 2010. ABAQUS анализ руководства пользователя. Dassault Systemes.

Приложение

$$D_{11} = \{(1 + \nu + 18Q\tau_{\theta r}^2)[1 + Q(2\sigma_{\theta} - \sigma_x)^2] - 18Q^2\tau_{\theta r}^2(2\sigma_{\theta} - \sigma_x)^2\} \cdot \frac{E}{D} \quad (\text{A.1})$$

$$D_{12} = \{-(1+\nu+18Q\tau_{\theta r}^2)[- \nu+Q(2\sigma_x-\sigma_\theta)(2\sigma_\theta-\sigma_x)] + 18Q^2\tau_{\theta r}^2(2\sigma_x-\sigma_\theta)(2\sigma_\theta-\sigma_x)\} \cdot \frac{E}{D} \quad (A.2)$$

$$D_{13} = \{6Q\tau_{\theta r}(2\sigma_\theta-\sigma_x)[- \nu+Q(2\sigma_x-\sigma_\theta)(2\sigma_\theta-\sigma_x)] - 6Q\tau_{\theta r}(2\sigma_x-\sigma_\theta)[1+Q(2\sigma_\theta-\sigma_x)^2]\} \cdot \frac{E}{2D} \quad (A.3)$$

$$D_{21} = D_{12} \quad (A.4)$$

$$D_{22} = \{(1+\nu+18Q\tau_{\theta r}^2)[1+Q(2\sigma_x-\sigma_\theta)^2]-18Q^2\tau_{\theta r}^2(2\sigma_x-\sigma_\theta)^2\} \cdot \frac{E}{D} \quad (A.5)$$

$$D_{23} = \{-6Q\tau_{\theta r}(2\sigma_\theta-\sigma_x)[1+Q(2\sigma_x-\sigma_\theta)^2] + 6Q\tau_{\theta r}(2\sigma_x-\sigma_\theta)[- \nu+Q(2\sigma_x-\sigma_\theta)(2\sigma_\theta-\sigma_x)]\} \cdot \frac{E}{2D} \quad (A.6)$$

$$D_{31} = \{3Q\tau_{\theta r}(2\sigma_\theta-\sigma_x)[- \nu+Q(2\sigma_x-\sigma_\theta)(2\sigma_\theta-\sigma_x)] - 3Q\tau_{\theta r}(2\sigma_x-\sigma_\theta)[1+Q(2\sigma_\theta-\sigma_x)^2]\} \cdot \frac{E}{D} \quad (A.7)$$

$$D_{32} = \{-3Q\tau_{\theta r}(2\sigma_\theta-\sigma_x)[1+Q(2\sigma_x-\sigma_\theta)^2] + 3Q\tau_{\theta r}(2\sigma_x-\sigma_\theta)[- \nu+Q(2\sigma_x-\sigma_\theta)(2\sigma_\theta-\sigma_x)]\} \cdot \frac{E}{D} \quad (A.8)$$

$$D_{33} = \{[1+Q(2\sigma_x-\sigma_\theta)^2][1+Q(2\sigma_\theta-\sigma_x)^2] - [- \nu+Q(2\sigma_x-\sigma_\theta)(2\sigma_\theta-\sigma_x)]^2\} \cdot \frac{E}{D} \quad (A.9)$$

где

$$D = (1+\nu+18Q\tau_{\theta r}^2)\{ [1+Q(2\sigma_x-\sigma_\theta)^2] [1+Q(2\sigma_\theta-\sigma_x)^2] - [- \nu+Q(2\sigma_x-\sigma_\theta)(2\sigma_\theta-\sigma_x)]^2 \} - 18Q^2\tau_{\theta r}^2\{(2\sigma_x-\sigma_\theta)^2 + (2\sigma_\theta-\sigma_x)^2 + 2\nu(2\sigma_x-\sigma_\theta)(2\sigma_\theta-\sigma_x)\}$$

$$Q = \begin{cases} 0, & \sigma_e < \sigma_{e,\text{макс.}} \\ \frac{1}{4\sigma_e^2} \left(\frac{E}{E_t} - 1 \right), & \sigma_e \geq \sigma_{e,\text{макс.}} \end{cases}$$

ν – коэффициент Пуассона материала, σ_e – эквивалентное напряжение, а $\sigma_{e,\text{макс}}$ – максимальное эквивалентное напряжение в истории нагружения.

Неметаллические связанные гибкие трубы при сложном растяжении и внутреннем давлении

27.1 Введение

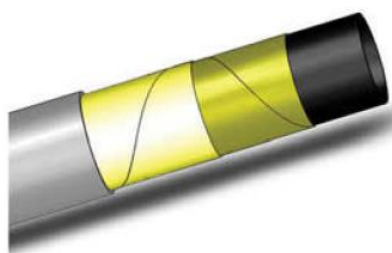
Армированные термопластиковые трубы (RTP) - это тип неметаллических связанных гибких композитных труб. Являясь альтернативой обычным стальным трубам, RTP все чаще применяются в нефтегазовой промышленности благодаря своей стойкости к коррозии и внутреннему давлению. Типичная конструкция RTP включает в себя внутренний слой, внешний слой и четное количество слоев армирования в середине. Внутренний слой обеспечивает герметичность и коррозионную стойкость, в то время как внешний слой обеспечивает внешнюю защиту [1].

Проблема прогнозирования поведения многослойных композиционных труб с вращающимися спирально навитыми компонентами при различных нагрузках рассматривалась многими исследователями. Некоторые из существующих моделей основаны на классической теории многослойных пластин и считают материал эластичным. Воздействия различных углов ветра для нитевидных намотанных труб при различных условиях нагрузки, включая двухосную нагрузку давлением, нагрузку кольцевым давлением и растягивающей нагрузкой, были основаны на классической теории многослойности и различных экспериментах [2]. Основываясь на классической теории многослойных пластин, типичные сэндвич-трубы можно рассматривать как трехмерные, цилиндрические и ортотропные. Получено точное решение по теории упругости для анализа напряжений и деформаций многослойных нитевидных композитных труб, подверженных различным нагрузкам: внутреннему давлению [3], изменению внутреннего давления и температуры [4] и чистому изгибу [5]. При применении классической теории многослойности и обобщенной модели плоской деформации в формулировке задачи упругости, была разработана аналитическая процедура, которая учитывает внутреннее давление, осевое усилие и силу тела из-за вращения, а также изменения температуры и влажности во всем теле [6] для прогнозирования поведения армированных волокном композитных сосудов под давлением. Модель, основанная на характеристике плоской деформации, была использована для изучения крутильного поведения длинномерных армированных термопластиковых труб, подвергнутых внутреннему давлению [1]. Для изучения механического поведения RTP при внутреннем давлении была предложена теоретическая модель, основанная на классической теории трехмерного слоения [7]. На основе трехмерной анизотропной упругости проведен анализ напряжений для многослойных композитных труб, изготовленных намоткой нити при смешанных нагрузках внутреннего давления, градиента температуры [8], циклического внутреннего давления и температурного нагрузки [9].

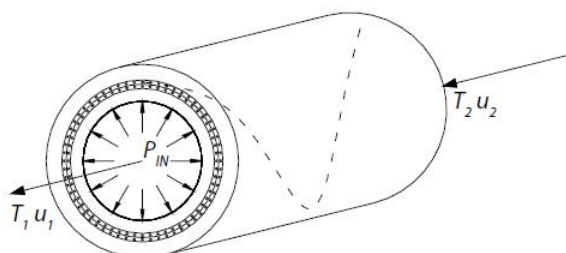
Для оценки осесимметричной реакции нагрузки, включая растяжение, кручение, внутреннее и внешнее давление и т. д., были предложены многочисленные формулировки, в основном посвященные гибким трубам и оптическим кабелям. Представлен нелинейный анализ, учитывающий как материальную нелинейность, так и геометрическую

нелинейность для спирально бронированных оптических кабелей при растяжении и кручении. Затем для упрощения численного анализа выводится линейная матрица жесткости [10]. Для локального осесимметричного анализа подводных кабелей при растяжении и кручении была введена модель, использующая теорию Лав для тонких стержней и толстых цилиндров для описания спиральных проволоочных броней и однородных пластических слоев [11]. Представлена нелинейная формулировка осесимметричного отклика подводных кабелей и гибких труб на растяжение, крутящий момент, внутреннее и внешнее давление и решены нелинейные алгебраические уравнения итерационным алгоритмом [12]. Теоретические и экспериментальные исследования поведения поперечных сечений подводных кабелей, подверженных растягиванию, крутящему моменту, внутреннему и внешнему давлению и внешним контактирующим телам, проводились с использованием кинематики криволинейных балок и теории тонких оболочек для моделирования спирально навитых броней и трубок соответственно [13]. На основе теории, первоначально предложенной Кириакидесом и его коллегами, была предложена двумерная теоретическая модель для изучения поведения RTP при комбинированном внешнем давлении и напряжении [14].

Поведение спирально намотанных армирующих проволок в различных многослойных композитных трубах привлекло внимание исследователей в последние годы ввиду значительного влияния целостности проволок на срок службы трубы. Нелинейная статическая конечно-элементная модель была разработана для моделирования неустойчивости проволоочных броней несвязанных гибких труб, подвергнутых осевому сжатию, где проволоочные брони могут проявлять локализованное боковое или радиальное отклонение при выходе гибкой трубы из строя при сжатии [15]. Механические характеристики одиночной растяжимой проволоочной брони в стенке гибкой трубы, подвергнутой продольному сжатию и изгибу, были исследованы для изучения режима разрушения поперечной проволоки [16]. Математическая постановка задачи базировалась на равновесии криволинейной балки и учитывала большие прогибы. Проведен комплекс экспериментальных испытаний гибких труб, подвергнутых различным сочетаниям нагрузок: чистое растяжение; кручение в сочетании с растяжением; растяжение в сочетании с внутренним давлением; кручение в сочетании с напряжением и внутренним давлением. Полученные результаты хорошо согласуются с оценками конечно-элементной модели. Во всех этих испытаниях специально измерялись наведенные деформации во всех проволоках внешней брони трубы при растяжении [17]. В исследовании структурного отклика гибкой трубы при чистом растяжении с несколькими оборванными проволоками в растягивающих слоях брони была представлена конечно-элементная модель, способная представить каждую растягивающуюся проволоочную броню и локализованные дефекты [18]. Прогнозы конечно-элементной модели были подтверждены экспериментами, и результаты показали перераспределение сил и высокую концентрацию напряжений в проводах.



(a) Пример RTP



(b) Нагрузки на модель RTP

Рисунок 27.1 Принципиальная схема армированной термопластиковой трубы

При определенных условиях во время глубоководной установки или эксплуатации RTP может подвергаться напряжению, сопровождаемому внутренним давлением. Таким образом, метод прогнозирования поведения RTP при сложном растяжении и внутреннем давлении имеет решающее значение. В данной главе представлена теоретическая модель (аналитическое решение), полученная на основе модели оптического кабеля [10] и конечно-элементной модели для изучения поведения RTP при сложном растяжении и внутреннем давлении. Поскольку аналитическое решение рассматривает арматурные проволоки как независимые структурные компоненты, можно изучить поведение одной спиральной проволоки. В аналитическом решении упрощается поперечное сечение трубы. Уравнения равновесия выводятся на основе принципа стационарной потенциальной энергии. Задача решается итерационной процедурой с использованием метода Ньютона-Рафсона. Конечно-элементная модель строится с помощью программного обеспечения ABAQUS для моделирования поведения RTP. В обоих методах рассматривается материальная нелинейность, сравниваются и обсуждаются результаты обоих методов. Отношение нагрузки к деформации трубы и механическое поведение одной арматурной проволоки можно получить с помощью обоих методов. Затем на основе аналитического решения проводится параметрическое исследование влияния различных параметров на поведение RTP при сложном растяжении и внутреннем давлении.

Типичный элемент RTP показан на рис.27.1. T_1 , T_2 представляют осевые нагрузки напряжения, действующие на трубу, в то время как u_1 и u_2 представляют осевые смещения. P_{in} представляет собой внутреннее давление, равномерно распределенное по внутренней поверхности RTP.

27.2 Нелинейное аналитическое решение

27.2.1 Фундаментальные предположения

Исследуемый в данной главе RTP, состоит из четырех слоев: самого внутреннего слоя, самого внешнего слоя и двух армирующих слоев с углом винтовой намотки $\pm 55^\circ$, как показано на рис. 27.2. Самые внутренние и самые внешние слои сделаны из простого ПЭВП, а армирующие слои представляют собой комбинацию матрицы ПЭВП и высокопрочных кевларовых проводов. Количество кевларовых проводов в каждом армирующем слое равно n .

Для аналитического решения приняты следующие фундаментальные допущения.

1. Самый внутренний слой, самый внешний слой и два армирующих слоя свариваются методом термообработки в процессе производства. В результате четыре слоя можно считать идеально связанными

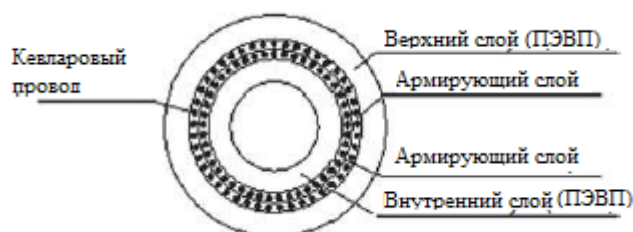
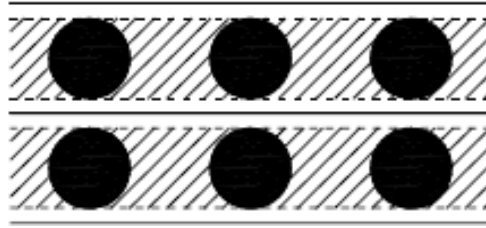
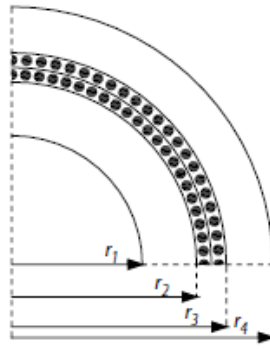


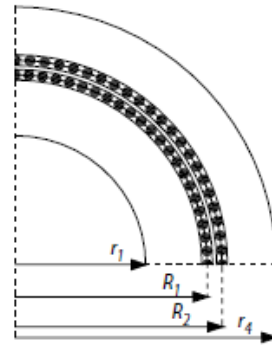
Рисунок 27.2 Поперечное сечение RTP.



(а) Армирующие слои



(с)Модель RTP



(с)Аналитическая модель RTP

Рисунок 27.3 Упрощение армирующих слоев

2. Кевларовые провода встроены в армирующие ленты, но не прикреплены к матрице из ПЭВП. Поэтому между матрицей из ПЭВП и кевларовыми проволоками нет адгезионного соединения.
3. Учитывается только осевая деформация проволоки, а деформации изгиба и скручивания не учитываются.
4. Материал ПЭВП, используемый в четырех слоях, одинаковый.
5. Радиальное смещение и осевое смещение RTP допускаются, в то время как вращательное смещение ограничено.

27.2.2 Упрощение армирующих слоев

Два армирующих слоя моделируются так, как показано на рис. 27.3. Каждый армирующий слой разделен на три слоя, как показано на рис.27.3(а). Сплошные круги представляют собой спирально намотанные кевларовые провода. Матрица между кевларовыми проводами (теневая часть) состоит из спирального ПЭВП, который разделяет угол намотки кевларовых проводов, но изготовлен из другого материала и с другим поперечным сечением, так что кевларовые проводов разделены проволоками из ПЭВП. Поскольку количество кевларовых проводов равно n в каждом армирующем слое, то количество проводов в каждом армирующем слое составляет $2n$. Верхняя и нижняя части матрицы состоят из простого ПЭВП, которые являются изотропными.

RTP, показанный на рис.27.3(б), упрощен как труба, состоящая из трех изотропных слоев ПЭВП, разделенных двумя слоями проводов, как показано на рис. 27.3(в). Радиус каждого слоя показан на рис. 27.3(б)–(с). R_1 и R_2 представляют собой радиус шага внутреннего армирующего слоя и внешнего армирующего слоя соответственно.

27.2.3 Кинематика одиночного провода

Геометрия одиночного спирального провода i ($i = 1, 4, n$) в недеформированном (точка O) и деформированном (точка O') положениях получена по ссылке [19], как показано на рис. 27.4. В данной главе символы с простым надстрочным индексом относятся к деформированному состоянию. Параметры одиночного провода i обозначаются нижним индексом i . PL_1 представляет собой длину шага и представляет собой длину осевой линии трубы, проецируемой на один оборот спиральной проволоки. R_1 - радиус шага одиночного провода i . Угол между спиральными проводами и осевой линией трубы - угол свивки α_i и l_i длина провода.

Осевая деформация RTP определяется таким образом:

$$\varepsilon_z = \frac{\Delta u}{L} \quad (27.1)$$

Где $\Delta u = u_1 - u_2$ и L длина элемента трубы. Как для кевларовых, так и для ПЭВП проводов, учитывается только осевая деформация, а деформации изгиба и скручивания не учитываются. Осевая деформация i определяется таким образом:

$$\varepsilon_i^a = \frac{l_i' - l_i}{l_i} \quad (27.2)$$

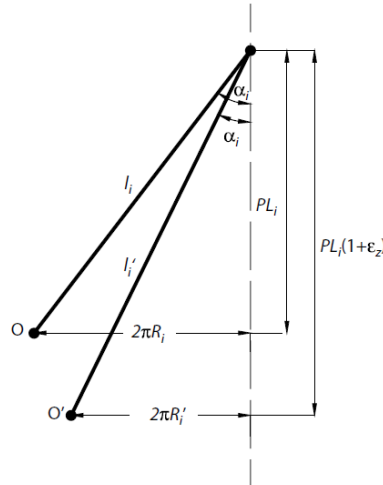


Рисунок 27.4 Геометрия одиночного спирального провода

В осевой деформации провода i , ε_i^a можно выразить следующим образом [19]:

$$\varepsilon_i^a = [(1 + \varepsilon_z)^2 \cos^2 \alpha_i + \beta_i^2 \sin^2 \alpha_i]^{1/2} - 1 \quad (27.3)$$

Где радиальное сжатие определяется параметром

$$\beta_i = \frac{R_i'}{R_i} \quad (27.4)$$

Деформированный угол свивки, α_i' можно описать следующим образом:

$$\frac{\cos \alpha'_i}{\cos \alpha_i} = \frac{1 + \varepsilon_z}{1 + \varepsilon_i^\alpha} \quad (27.5)$$

$$\frac{\tan \alpha'_i}{\tan \alpha_i} = \frac{\beta_i}{1 + \varepsilon_z} \quad (27.6)$$

$$\frac{\sin \alpha'_i}{\sin \alpha_i} = \frac{\beta_i}{1 + \varepsilon_i^\alpha} \quad (27.7)$$

Из приведенных выше уравнений очевидно, что параметр β_i , обозначающий изменение радиуса шага провода i , является важным промежуточным параметром в плане определения деформированного состояния трубы.

27.2.4 Деформация поперечного сечения

Когда RTP подвергается сложному напряжению и внутреннему давлению, на радиальное изменение поперечного сечения влияют следующие три аспекта:

1. Поперечное сечение сжимается ввиду эффекта Пуассона, когда труба вытянута в осевом направлении.
2. Поперечное сечение сжимается в результате сжатия, оказываемого спиральными проволоками в армирующих слоях.
3. Поперечное сечение расширяется за счет внутреннего давления, действующего на внутреннюю поверхность трубы.

На рис. 27.5(а) показано типичное поперечное сечение RTP с двумя армирующими слоями. Как показано на рис. 27.5(б), труба моделируется в виде толстого цилиндра с осевым удлинением ε_z , внутреннее давление P_{in} и радиальное давление P_1 , P_2 при определении радиального изменения используют теорию упругости. P_1 and P_2 обозначают радиальное сжимающее давление спиральных проволок во внутреннем армирующем слое и внешнем армирующем слое в положениях $r = R_1$ и $r = R_2$ соответственно.

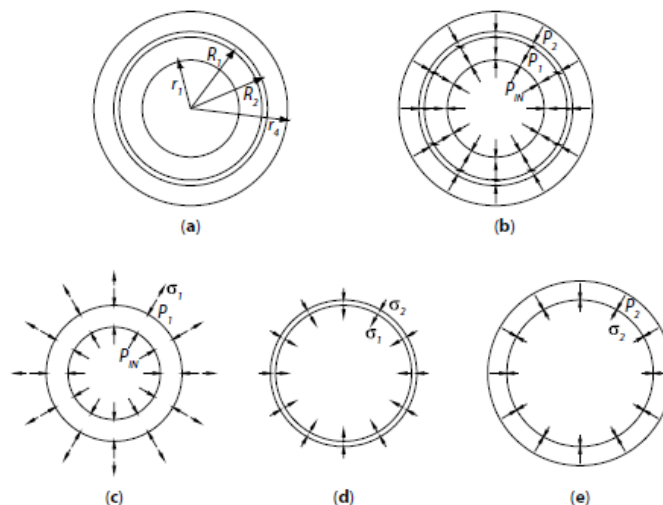


Рисунок 27.5 Поперечное сечение RTP при сложном растяжении и внутреннем давлении.

Модель аналитического решения основана на следующих допущениях:

Во-первых, четыре слоя RTP считаются идеально связанными, так что разбег поперечного сечения в этом анализе игнорируется. Во-вторых, предполагается, что материал ПЭВП, используемый в четырех слоях, является одним и тем же. В-третьих, поскольку площадь поперечного сечения кевларового провода меньше, чем общая площадь поперечного сечения трубы, существование кевларового провода не учитывается при определении радиального изменения поперечного сечения.

Для рассмотрения сжатия спиральных проволок среднее радиальное давление имеет вид, как показано [19]:

$$P_1 = \frac{1}{2\pi R_1'} \left[\frac{nN_{Kevlar} \tan \alpha_1 \sin \alpha_1'}{R_1(1 + \varepsilon_z)} + \frac{nN_{PEW} \tan \alpha_1 \sin \alpha_1'}{R_1(1 + \varepsilon_z)} \right] \quad (27.8a)$$

$$P_2 = \frac{1}{2\pi R_2'} \left[\frac{nN_{Kevlar} \tan \alpha_2 \sin \alpha_2'}{R_2(1 + \varepsilon_z)} + \frac{nN_{PEW} \tan \alpha_2 \sin \alpha_2'}{R_2(1 + \varepsilon_z)} \right] \quad (27.8b)$$

α_1 и α_2 обозначают угол свивки проводов во внутреннем армирующем слое и наружном армирующем слое. N_{Kevlar} и N_{PEW} обозначает осевое усилие одного кевлара и провод ПЭВП, соответственно. Предполагая, что кевларовый провод и провод ПЭВП являются эластичными материалами

$$N_{Kevlar} = A_{Kevlar} E_{Kevlar} \varepsilon_{Kevlar}^a \quad (27.9a)$$

$$N_{PEW} = A_{PEW} E_{PEW} \varepsilon_{PEW}^a \quad (27.9b)$$

где A_{Kevlar} и A_{PEW} обозначают площадь поперечного сечения кевларовой проволоки и проволоки из ПЭВП соответственно. E_{Kevlar} и E_{PEW} соответственно обозначают модуль Юнга кевларового провода и провода из ПЭВП.

Задача решается путем разрезания всего поперечного сечения трубы при $r = R_1$ и $r = R_2$, как показано на рис. 27.5 (с, d и e). Все поперечное сечение разделено на три части. Задача остается эквивалентной до тех пор, пока давления σ_1 и σ_2 , создаваемые на стыке $r = R_1$ и $r = R_2$, действуют на три цилиндра как внешние нагрузки. Все три длинных и толстостенных цилиндра, подверженных равномерному внутреннему или внешнему давлению, представляют собой задачи плоской деформации и могут быть решены одним и тем же методом с разными граничными условиями.

Символы u и v обозначают соответственно радиальное смещение и тангенциальное смещение. Учитывая симметрию геометрии и нагрузки, $v = 0$. Напряжения:

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}, \quad \varepsilon_\theta = \frac{u}{r}, \quad \gamma_{r\theta} = 0 \quad (27.10)$$

Уравнение равновесия упрощается таким образом:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0 \quad (27.11)$$

Закон Гука:

$$\sigma_r = (\lambda + 2G)\varepsilon_r + \lambda\varepsilon_\theta + \lambda\varepsilon_z \quad (27.12a)$$

$$\sigma_\theta = (\lambda + 2G)\varepsilon_\theta + \lambda\varepsilon_r + \lambda\varepsilon_z \quad (27.12b)$$

$$\sigma_z = (\lambda + 2G)\varepsilon_z + \lambda\varepsilon_r + \lambda\varepsilon_\theta \quad (27.12c)$$

В приведенных выше уравнениях,

$$\lambda = \frac{\nu E_c}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad (27.13a)$$

$$G = \frac{E_c}{2(1+\nu)} \quad (27.13b)$$

Где E_c и ν соответственно обозначают модуль Юнга и коэффициент Пуассона в четырех слоях ПЭВП, составляющих толстый цилиндр.

Подставляя уравнение (27.10) в уравнение (27.12), закон Гука для этой задачи получается следующим образом:

$$\sigma_r = (\lambda + 2G)\frac{du}{dr} + \frac{\lambda u}{r} + \lambda\varepsilon_z \quad (27.14a)$$

$$\sigma_\theta = (\lambda + 2G)\frac{u}{r} + \lambda\frac{du}{dr} + \lambda\varepsilon_z \quad (27.14b)$$

Где ε_z - постоянная (предположение о плоской деформации). Подставляя уравнение (27.14) в уравнение (27.11), дифференциальное уравнение выводится в виде

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad (27.15)$$

Решение выглядит следующим образом

$$u = C_1 r + \frac{C_2}{r} \quad (27.16)$$

где C_1 и C_2 являются константами интегрирования. Выражения для напряжений можно получить таким образом:

$$\sigma_r = C_3 - \frac{C_4}{r^2} \quad (27.17a)$$

$$\sigma_\theta = C_3 + \frac{C_4}{r^2} \quad (27.17b)$$

где C_3 и C_4 являются произвольными константами. И отношения между C_1 , C_2 и C_3 , C_4 являются

1. Для самого внутреннего цилиндра граничные условия таковы:

$$(\sigma_r)_{r=r_1} = -P_{IN}, \quad (\sigma_r)_{r=R_1} = \sigma_1 - P_1 \quad (27.19)$$

Из граничных условий можно определить константы:

$$C_1 = \frac{1}{2(\lambda + G)} \left[\frac{r_1^2 P_{IN} - R_1^2 (P_1 - \sigma_1)}{R_1^2 - r_1^2} - \lambda \varepsilon_z \right] \quad (27.20a)$$

$$C_2 = \frac{1}{2G} \frac{r_1^2 R_1^2 (P_{IN} - P_1 + \sigma_1)}{R_1^2 - r_1^2} \quad (27.20b)$$

$$C_3 = \frac{r_1^2 P_{IN} - R_1^2 (P_1 - \sigma_1)}{R_1^2 - r_1^2} \quad (27.20c)$$

$$C_4 = \frac{r_1^2 R_1^2 (P_{IN} - P_1 + \sigma_1)}{R_1^2 - r_1^2} \quad (27.20d)$$

Тогда радиальное смещение в положении $r = R_1$ выводится из самого внутреннего цилиндра таким образом:

$$u_{r=R_1(inner)} = \frac{R_1}{2(\lambda + G)} \left[\frac{r_1^2 P_{IN} - R_1^2 (P_1 - \sigma_1)}{R_1^2 - r_1^2} - \lambda \varepsilon_z \right] + \frac{1}{2G} \frac{r_1^2 R_1^2 (P_{IN} - P_1 + \sigma_1)}{R_1^2 - r_1^2} \quad (27.21)$$

2. Для среднего цилиндра граничные условия таковы:

$$(\sigma_r)_{r=R_1} = \sigma_1, \quad (\sigma_r)_{r=R_2} = -\sigma_2 \quad (27.22)$$

Из граничных условий можно определить константы

$$C_1 = \frac{1}{2(\lambda + G)} \left[\frac{R_1^2 \sigma_1 + R_2^2 \sigma_2}{R_1^2 - R_2^2} - \lambda \varepsilon_z \right] \quad (27.23a)$$

$$C_2 = \frac{1}{2G} \frac{R_1^2 R_2^2 (\sigma_1 + \sigma_2)}{R_1^2 - R_2^2} \quad (27.23b)$$

$$C_3 = \frac{R_1^2 \sigma_1 + R_2^2 \sigma_2}{R_1^2 - R_2^2} \quad (27.23c)$$

$$C_4 = \frac{R_1^2 R_2^2 (\sigma_1 + \sigma_2)}{R_1^2 - R_2^2} \quad (27.23d)$$

Радиальное смещение в положении $r = R_1$ и $r = R_2$ затем выводится из среднего цилиндра в виде

$$u_{r=R_1(middle)} = \frac{R_1}{2(\lambda + G)} \left[\frac{R_1^2 \sigma_1 + R_2^2 \sigma_2}{R_1^2 - R_2^2} - \lambda \varepsilon_z \right] + \frac{1}{2G} \frac{R_2^2 R_1 (\sigma_1 + \sigma_2)}{R_1^2 - R_2^2} \quad (27.24a)$$

$$u_{r=R_2(middle)} = \frac{R_2}{2(\lambda + G)} \left[\frac{R_1^2 \sigma_1 + R_2^2 \sigma_2}{R_1^2 - R_2^2} - \lambda \varepsilon_z \right] + \frac{1}{2G} \frac{R_1^2 R_2 (\sigma_1 + \sigma_2)}{R_1^2 - R_2^2} \quad (27.24b)$$

3. Для самого внешнего цилиндра граничные условия таковы:

$$(\sigma_r)_{r=R_4} = 0, \quad (\sigma_r)_{r=R_2} = P_2 - \sigma_2 \quad (27.25)$$

Из граничных условий можно определить константы:

$$C_1 = \frac{1}{2(\lambda + G)} \left[\frac{(P_2 - \sigma_2) R_2^2}{R_2^2 - r_4^2} - \lambda \varepsilon_z \right] \quad (27.26a)$$

$$C_2 = \frac{1}{2G} \frac{(P_2 - \sigma_2) r_4^2 R_2^2}{R_2^2 - r_4^2} \quad (27.26b)$$

$$C_3 = \frac{(P_2 - \sigma_2) R_2^2}{R_2^2 - r_4^2} \quad (27.26c)$$

$$C_4 = \frac{(P_2 - \sigma_2) r_4^2 R_2^2}{R_2^2 - r_4^2} \quad (27.26d)$$

Радиальное смещение в положении $r = R_2$ затем выводится из самого внешнего цилиндра в виде

$$u_{r=R_2(outer)} = \frac{R_2}{2(\lambda + G)} \left[\frac{(P_2 - \sigma_2) R_2^2}{R_2^2 - r_4^2} - \lambda \varepsilon_z \right] + \frac{1}{2G} \frac{(P_2 - \sigma_2) r_4^2 R_2^2}{R_2^2 - r_4^2} \quad (27.27)$$

Для поперечного сечения трубы радиальное смещение в положении $r = R_1$ и $r = R_2$ производные от трех цилиндров должны быть одинаковыми:

$$u_{r=R_1(inner)} = u_{r=R_1(middle)} \quad (27.28a)$$

$$u_{r=R_2(middle)} = u_{r=R_2(outer)} \quad (27.28b)$$

Затем давление, создаваемое между внутренним и внешним цилиндрами, определяется следующим образом:

$$\sigma_1 = \frac{1}{(2G + \lambda) R_1^2 (r_1^2 - r_4^2)} \left((((P_1 - 2P_{IN}) R_1^2 + (-P_1 - P_2 + 2P_{IN}) r_4^2 - P_2 R_2^2) G + ((P_1 - P_{IN}) R_1^2 - r_4^2 (P_1 + P_2 - P_{IN})) \lambda) r_1^2 + ((P_1 R_1^2 + (-P_1 + P_2) r_4^2 + P_2 R_2^2) G + P_2 r_4^2 \lambda) R_1^2 \right) \quad (27.29a)$$

$$\sigma_2 = \frac{1}{(2G + \lambda) R_2^2 (r_1^2 - r_4^2)} \left((((P_1 + P_2 - 2P_{IN}) r_4^2 - R_2^2 (P_1 - P_2 - 2P_{IN})) G - ((-P_1 - P_2 + P_{IN}) r_4^2 + R_2^2 (P_1 - P_{IN})) \lambda) r_1^2 + ((P_1 R_1^2 - P_2 R_2^2) r_4^2 - P_1 R_1^2 R_2^2 - P_2 R_2^4) G - P_2 R_2^2 r_4^2 \lambda \right) \quad (27.29b)$$

Подставляя уравнение (27.29) обратно в уравнение (27.21) и уравнение (27.27), радиальные сокращения β_1 и β_2 при $r = R_1$ и $r = R_2$ получаются следующим образом:

$$\begin{aligned}
\beta_1 &= \frac{R'_1}{R_1} = \frac{R_1 + u_{r=R_1}}{R_1} = 1 + \frac{u_{r=R_1}}{R_1} \\
&= \frac{1}{R_1^2(2G + \lambda)(r_1^2 - r_4^2)(R_1^2 - r_1^2)(\lambda + G)G} (2(R_1 - r_1)((r_1^2 - r_4^2)R_1^2 G^3 \\
&\quad + (\frac{1}{4}P_1 R_1^4 + (((\frac{3}{2} - \frac{1}{2}\varepsilon_z)\lambda - \frac{1}{2}P_{IN} + \frac{1}{4}P_1)r_1^2 + \frac{1}{2}r_4^2(\varepsilon_z - 3)\lambda + (\frac{1}{4}P_2 + \frac{1}{4}P_1)r_4^2 \\
&\quad + \frac{1}{4}P_2 R_2^2)R_1^2 + \frac{1}{4}((P_1 + P_2 - 2P_{IN})r_4^2 + P_2 R_2^2)r_1^2)G^2 + \frac{1}{4}\lambda(((- \varepsilon_z + 2)\lambda \\
&\quad + P_1 - P_{IN})r_1^2 + ((\varepsilon_z - 2)\lambda + P_1 + P_2)r_4^2)R_1^2 + 2((P_1 + P_2 - \frac{3}{2}P_{IN})r_4^2 \\
&\quad + \frac{1}{2}P_2 R_2^2)r_1^2)G + \frac{1}{4}r_1^2 r_4^2 \lambda^2 (P_1 + P_2 - P_{IN}))(R_1 + r_1)) \quad (27.30a)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\beta_2 &= \frac{R'_2}{R_2} = \frac{R_2 + u_{r=R_2}}{R_2} = 1 + \frac{u_{r=R_2}}{R_2} \\
&= \frac{1}{2R_2^2(2G + \lambda)(r_1^2 - r_4^2)(\lambda + G)G} (4R_2^2(r_1^2 - r_4^2)G^3 \\
&\quad + ((-2R_2^2(\varepsilon_z - 3)\lambda + (R_2^2 + r_4^2)(P_1 + P_2 - 2P_{IN}))r_1^2 + 2R_2^2 r_4^2(\varepsilon_z - 3)\lambda \\
&\quad + (R_2^2 + r_4^2)(P_1 R_1^2 + P_2 R_2^2))G^2 + ((-R_2^2(\varepsilon_z - 2)\lambda + (P_1 + P_2 - P_{IN})R_2^2 \\
&\quad + 2(P_1 + P_2 - \frac{3}{2}P_{IN})r_4^2)r_1^2 + (R_2^2(\varepsilon_z - 2)\lambda + P_1 R_1^2 + P_2 R_2^2)r_4^2)\lambda G \\
&\quad + r_1^2 r_4^2 \lambda^2 (P_1 + P_2 - P_{IN})) \quad (27.30b)
\end{aligned}$$

27.2.5 Уравнение равновесия

Метод, предложенный по ссылке [19] для получения уравнений равновесия для оптических кабелей, расширен для применения к RTP. Предполагается, что RTP является статической консервативной системой. Исходя из принципа стационарной потенциальной энергии, для достижения равновесия необходимо выполнить следующее уравнение:

$$\delta U + \delta V = 0 \quad (27.31)$$

Где

$$\delta U = \sum_{i=1}^n \delta U_i + \delta U_{ic} + \delta U_{mc} + \delta U_{oc} \quad (27.32)$$

$$\delta V = -T_1 \delta(\Delta u) \quad (27.33)$$

В приведенных выше уравнениях U - энергия внутренней деформации, а V - потенциал внешних нагрузок. Нижние индексы i , ic , mc , oc обозначают номер провода, самый внутренний слой, средний слой и самый внешний слой RTP соответственно. Как показано на рис. 27.1, $T_1 = T_2$.

Для проводов в трубе при изгибе учитывается только осевая деформация, в то время как деформации проволоки при изгибе и скручивании не учитываются, как указано выше. Следовательно, дополнительная энергия внутренней деформации одиночной проволоки равна i

$$\delta U_i = E_i \iiint_{V_i} \varepsilon_i^\alpha \delta \varepsilon_i^\alpha dV_i \quad (27.34)$$

Где $\delta \varepsilon_i^a$ изменение осевой деформации выводится из уравнения. (27.35):

$$\delta \varepsilon_i^a = \cos \alpha_i \cos \alpha_i' \delta \varepsilon_z \quad (27.35)$$

Для трех изотропных слоев ПЭВП внутренняя энергия деформации самого внутреннего слоя, среднего слоя и самого внешнего слоя выражается соответственно как

$$\delta U_{ic} = \delta(\Delta u) N_{ic} \quad (27.36a)$$

$$\delta U_{mc} = \delta(\Delta u) N_{mc} \quad (27.36b)$$

$$\delta U_{oc} = \delta(\Delta u) N_{oc} \quad (27.36c)$$

где N_{ic} , N_{mc} и N_{oc} обозначают осевые нагрузки, действующие на три слоя ПЭВП. Для линейно упругого материала,

$$N_{ic} = A_{ic} E_c \varepsilon_z \quad (27.37a)$$

$$N_{mc} = A_{mc} E_c \varepsilon_z \quad (27.37b)$$

$$N_{oc} = A_{oc} E_c \varepsilon_z \quad (27.37c)$$

где A_{ic} , A_{mc} и A_{oc} обозначает площадь поперечного сечения три слоя ПЭВП. Затем уравнение (27.32) можно упростить до

$$\delta U = \delta(\Delta u) \left[\sum_{i=1}^{4n} (N_i \cos \alpha_i') + N_{ic} + N_{mc} + N_{oc} \right] \quad (27.38)$$

Подставляя уравнение (27.32) и уравнение (27.33) в уравнение (27.31), уравнения равновесия получаются таким образом:

$$T_1 = -T_2 = \sum_{i=1}^{4n} (N_i \cos \alpha_i') + N_{ic} + N_{mc} + N_{oc} \quad (27.39)$$

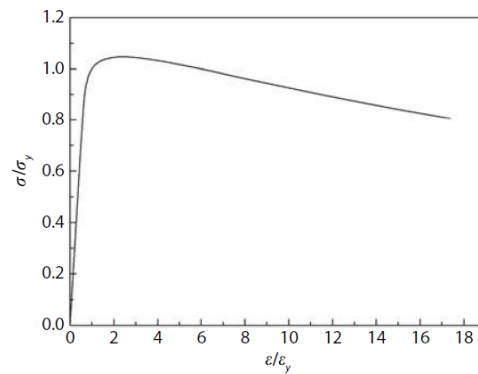


Рисунок 27.6 Соотношение напряжений и деформаций ПЭВП.

27.2.6 Конститутивная модель

Нелинейно-упругопластическое конститутивное соотношение ПЭВП, используемое для трех слоев из простого ПЭВП в данной главе, показано на рис. 27.6 (σ_y и ε_y обозначают предел текучести и деформацию текучести). Для двух слоев проводов из кевлара и ПЭВП предполагается, что кевларовые провода и провода из ПЭВП являются линейно эластичными. Модуль Юнга кевлара значительно выше по сравнению с модулем Юнга ПЭВП.

27.2.7 Метод решения

Совмещая уравнение (27.2) с уравнением (27.9) и уравнение (27.30), нелинейные уравнения β_1 , β_2 решаются методом Ньютона-Рафсона. Процедура решения показана на рис. 27.7, а программа выполняется с помощью MATLAB. В качестве входных данных задаются геометрические параметры, данные о материале и внутреннем давлении. Труба натягивается за счет осевого смещения нагрузки. Материальная нелинейность ПЭВП решается путем регулирования приращений осевого смещения в процессе нагружения. Пока приращение смещения достаточно мало, коэффициенты жесткости можно считать постоянными, а модуль Юнга E_s ПЭВП в приведенных выше уравнениях можно заменить тангенциальным модулем E_t . В аналитическом решении ПЭВП в матрице моделируются как провода ПЭВП. Хотя ПЭВП является нелинейно пластичным материалом, провода ПНД считаются эластичными для удобства программирования в MATLAB. Деформированная геометрия трубы предыдущего шага задается в качестве начальной геометрии трубы следующего шага. По мере увеличения осевого смещения шаг за шагом накапливается приращение напряжения.

27.3 Конечно-элементная модель

Для моделирования нелинейного поведения RTP при комбинированной нагрузке напряжения и внутреннего давления с помощью программного обеспечения ABAQUS и CATIA создана конечно-элементная модель, основанная на модели RTP при чистом растяжении [20]. Анализ выполнен в ABAQUS. CATIA используется для построения модели спиральных кевларовых проводов, которые затем импортируются в ABAQUS.

23.3.1 Проектирование модели и создание сетки

На рис. 27.8 показана модель для анализа RTP. Цилиндр трубы разделен на четыре слоя: самый внутренний слой, самый внешний слой и два армирующих слоя. Спиральные кевларовые провода построены с CATIA и импортированы в ABAQUS. Кевларовые провода расположены вокруг центральной оси трубы. ПЭВП часть трубы, включающая в себя самый внутренний слой, самый внешний слой и матрицу в трубе, назначается 8-узловым кирпичом 1, уменьшенной интеграцией твердых элементов (C3D8R). Спиральные кевларовые провода формируются в CATIA и импортируются в ABAQUS. Кевларовые провода назначаются 2-узловыми линейными 3-D ферменными элементами (T3D2), поскольку предполагается, что провода подвергаются только осевым нагрузкам, а не изгибным или крутильным нагрузкам.

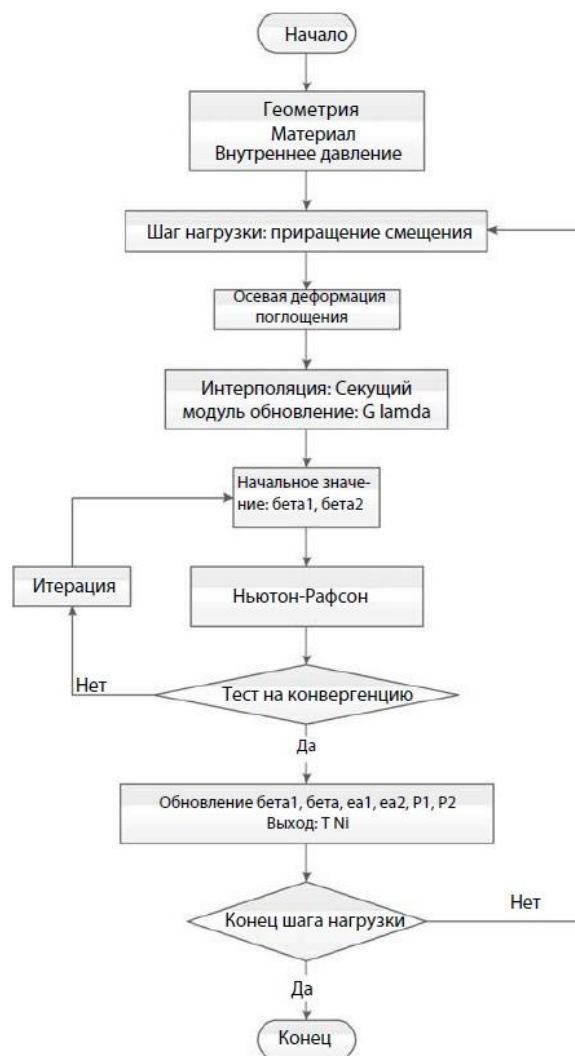


Рисунок 27.7 Блок-схема аналитического решения.



Рисунок 27.8 Модель RTP в ABAQUS.



Рисунок 27.9 Кевларовые провода в ABAQUS.

27.3.2 Материалы

Модель в ABAQUS в основном выполнена из двух материалов: ПЭВП и кевлара. Самый внутренний слой, самый внешний слой и матрица в двух армирующих слоях назначаются ПЭВП, который является нелинейно упругопластичным. Соотношение напряжений и деформаций показано на рис. 27.6. Кевларовые провода считаются линейно упругими с довольно большим модулем Юнга. В кевларовых проводах сжатие отсутствует.

27.3.3 Ограничения

Чтобы решить проблему связи между кевларовыми проводами и трубой, кевларовые провода встроены в матрицу. На рисунке 27.9 показаны внутренние кевларовые провода, встроенные в матрицу внутреннего армирующего слоя. Как показано на рис. 27.10, обе

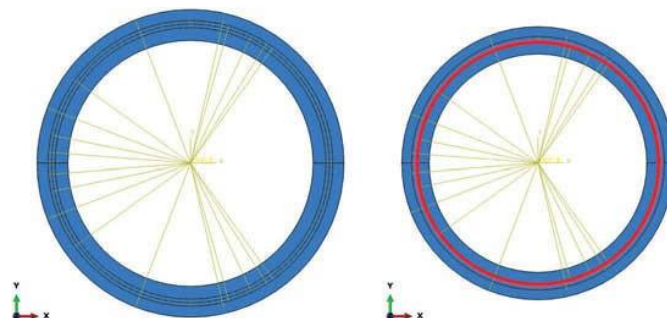


Рисунок 27.10 Ограничения RTP на концах труб.

концевые секции цилиндра соединены с опорными точками в центре концевых секций. За исключением радиального направления, все остальные степени свободы ограничены, что означает, что радиальное сжатие участка трубы допускается. В опорных точках применяются граничные условия и нагрузки.

27.3.4 Граничные условия и нагрузки

В опорных точках применяются граничные условия и нагрузки. Одна контрольная точка фиксирована и ограничена во всех степенях свободы. Принудительное смещение в осевом направлении трубы применяется в другой контрольной точке, в то время как все остальные степени свободы фиксированы. Равномерное внутреннее давление постоянно прикладывается к внутренней поверхности трубы, в то время как труба подвергается монотонному возрастающему осевому смещению. Тогда можно получить отношение сжатие-растяжение при определенном внутреннем давлении.

27.4 Результаты и обсуждение

Как аналитическое решение, так и анализ численного моделирования АКЭ используются для конкретного RTP при комбинированной нагрузке внутреннего давления и напряжения. Внутреннее давление P_{IN} - 10 МПа, оставаясь постоянным в процессе нагрузки. Результаты, включающие соотношение сжатие-растяжение, напряжения в кевларовых проводах и радиальную деформацию поперечного сечения, полученные двумя методами, сравниваются и обсуждаются.

27.4.1 Отношение сжатие-растяжение

На рис. 27.11 показано соотношение сжатие-растяжения RTP при внутреннем давлении 10 МПа. После короткой эластичной стадии RTP показывает пластическую стадию. Кривая сохраняет устойчивый восходящий тренд. Две кривые, полученные двумя методами, показывают близкое совпадение в пределах 30% удлинения трубы (длина трубы составляет 1000 мм). Когда расширение превышает 30%, кривая АКЭ идет выше, чем аналитическое решение.

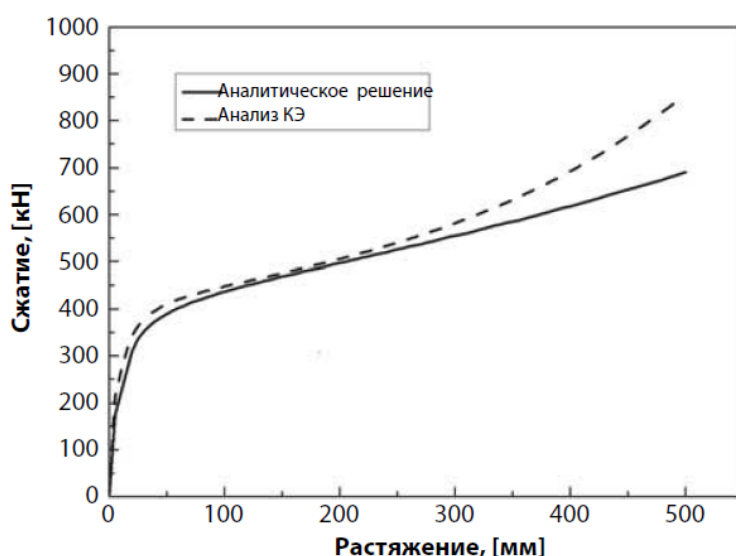


Рисунок 27.11 Соотношение сжатие-растяжение RTP.

27.4.2 Напряжение в кевларовых проводах

Распределение напряжений в кевларовых проводах при 50% удлинении трубы от ABAQUS показано на рис.27.12. Распределение напряжений в проводах во внутреннем армирующем слое и наружном армирующем слое показывает незначительную неравномерность.

Данные из средней части трубы извлекаются, чтобы показать напряжение в проводах в процессе нагрузки. На рис. 27.13 показана зависимость между осевым напряжением кевларовых проводов и удлинением трубы. Несмотря на разницу в величине, напряжения кевларовых проводов от двух методов показывают ту же тенденцию. По мере удлинения трубы напряжение в кевларовом проводе увеличивается. Напряжения кевларовых проводов в двух армирующих слоях, полученные из аналитического решения и численного моделирования, показывают совпадение на начальной стадии (в пределах 10% удлинения) и значительное расхождение на пластической стадии. Напряжение в кевларовых проводах, полученное из АКЭ, увеличивается с большей скоростью, чем в аналитическом растворе.

27.4.3 Радиальная деформация

Для получения радиального смещения поперечного сечения выбираются уникальные узлы в концевом поперечном сечении, как показано на рис. 27.14(а). Смещения в направлении X в точках извлекаются и используются в качестве ориентиров для изменения радиуса. На рис. 27.14(б) показана радиальная деформация поперечного сечения, и можно получить близкое совпадение между аналитическим решением и результатами АКЭ.

Однако по мере увеличения удлинения разница между результатами двух методов становится очевидной. Это также можно объяснить разницей в напряжении кевларового провода, полученной двумя способами. На рисунке, r_0 - это исходный внешний радиус трубы, r_4 равен r_4 до деформации.

27.4.4 Обсуждение

Под постоянным внутренним давлением и увеличенным удлинением матрица ПЭВП между кевларовыми проволоками сжимается, и кевларовые провода испытывают натяжение. В модели конечных элементов

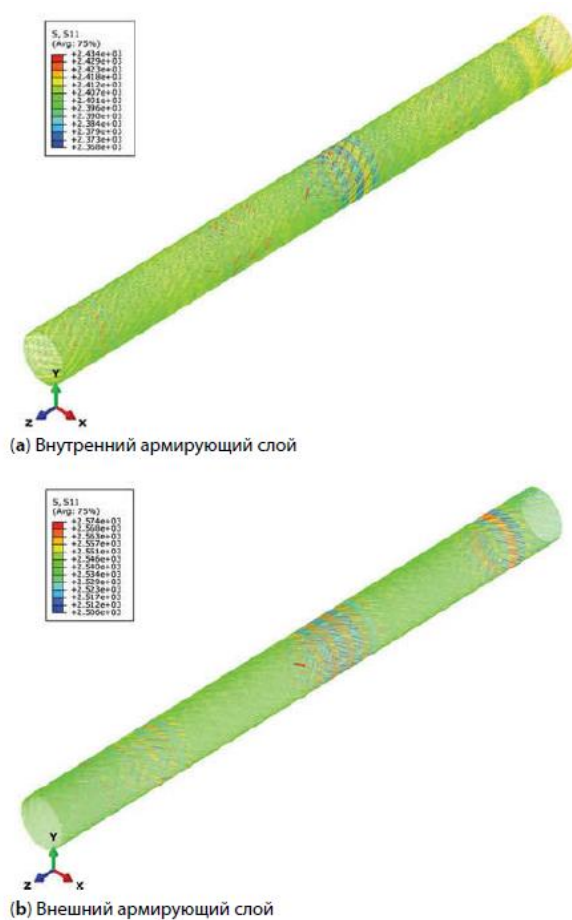


Рисунок 27.12 Распределение напряжений кевларовых проводов в армирующих слоях.

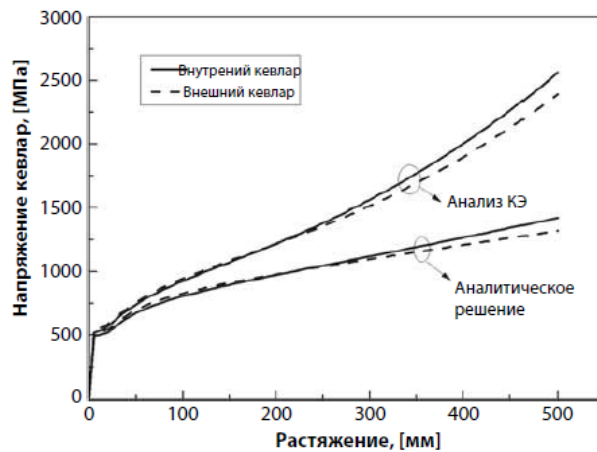


Рисунок 27.13 Поведение кевларовых проводов аналитического решения и АКЭ.

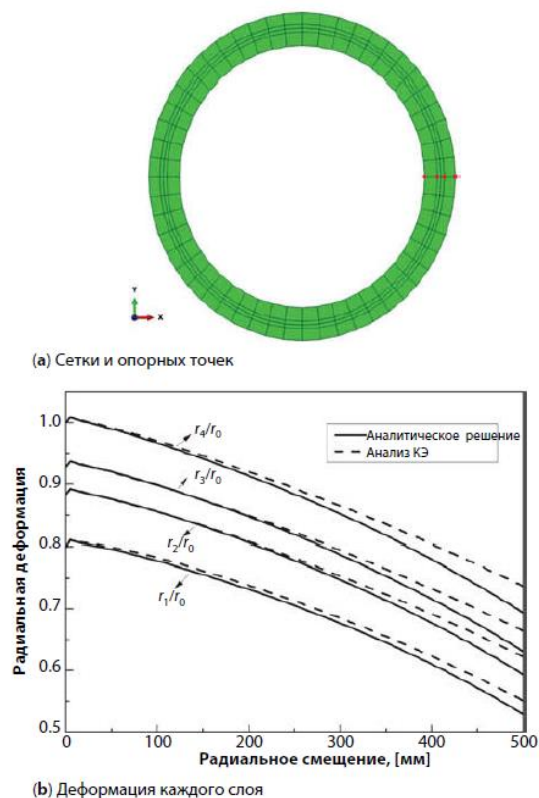


Рисунок 27.14 Радиальная деформация для анализа радиальных перемещений.

при дальнейшем сокращении поперечного сечения кевларовые провода скручиваются как канат, и напряжение в кевларовых проводах значительно увеличивается, когда матрица ПЭВП между кевларовыми проводами больше не может сжиматься. Увеличение кевларовых проволок способствует повышению сопротивления трубы растяжению, и кривая соотношения сжатие-растяжение увеличивается с большей скоростью, чем на начальном этапе. Однако в аналитическом решении матрица ПЭВП между кевларовыми проводами моделируется как провода ПЭВП, а площадь поперечного сечения проводов ПЭВП задается постоянной в процессе нагрузки. Таким образом, в аналитическом решении не было бы значительного увеличения напряжения кевларовых проводов. Относительное удлинение в инженерном применении обычно меньше 10%, поскольку

RTP считается недействительным при большем удлинении [20]. Результаты, полученные с помощью обоих методов, совпадают, как показано на рис. 27.13 и рис. 27.14, в пределах 10% удлинения трубы (удлинение 100 мм).

27.5 Параметрическое исследование

На основе аналитического решения, подтвержденного конечно-элементной моделью, исследовано влияние важных параметров, включая внутреннее давление, угол укладки, количество кевларовых проводов, исследовано влияние соотношения диаметра и толщины на поведение RTP при сложном растяжении и внутреннем давлении.

27.5.1 Внутреннее давление

Поскольку аналитическое решение позволяет получить кривую сжатия-растяжения RTP при сложном растяжении и внутреннем давлении, то можно найти влияние внутреннего давления на растягивающую жесткость RTP, как показано на рис. 27.15. По мере увеличения внутреннего давления увеличивается как жесткость трубы на растяжение, так и напряжение в кевларовых проводах. Это можно объяснить тем, что кевларовые провода сконструированы в RTP таким образом, чтобы увеличить внутреннее сопротивление трубы давлению. На рис. 27.16 показано влияние внутреннего давления на напряженное поведение кевларовых проводов. По мере увеличения внутреннего давления увеличивается вклад кевларовых проводов.

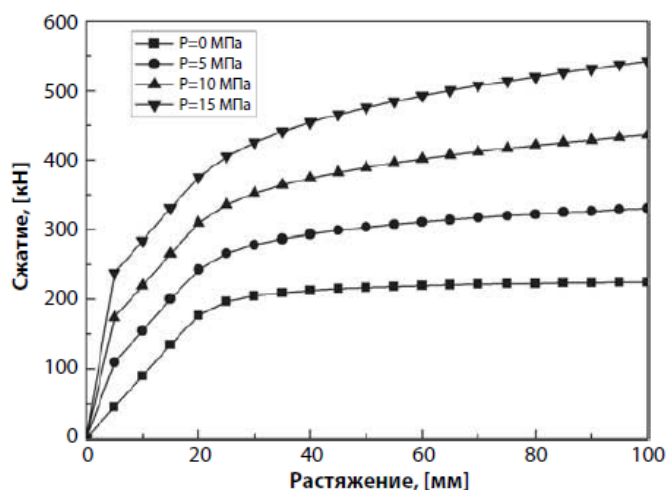


Рисунок 27.15 Воздействие внутреннего давления на соотношение сжатия-растяжения.

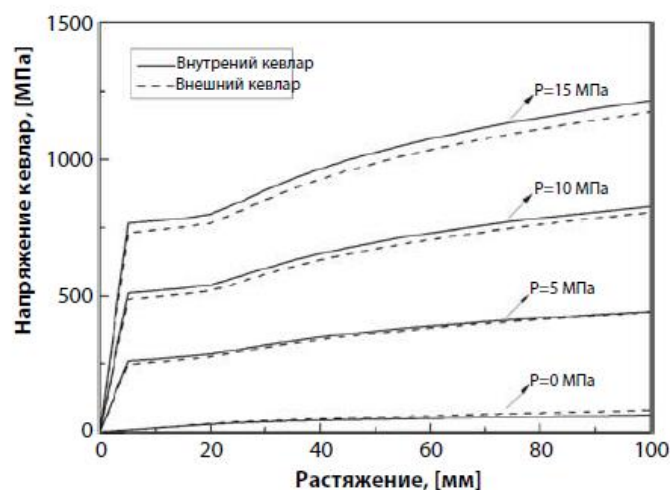


Рисунок 27.16 Воздействие внутреннего давления на напряженное поведение кевларовых проводов.

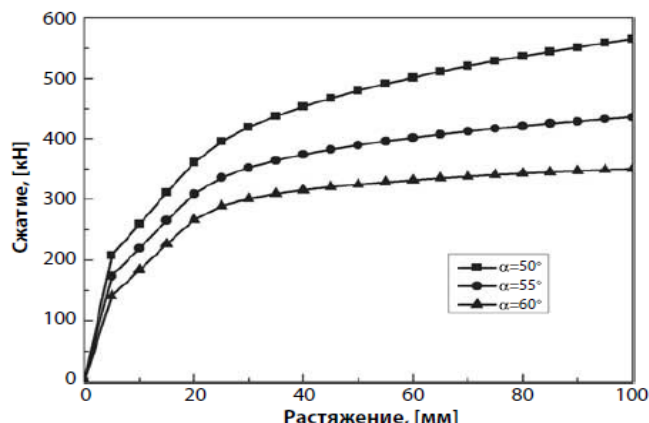


Рисунок 27.17 Воздействие угла свивки на соотношение сжатия-растяжения RTP.

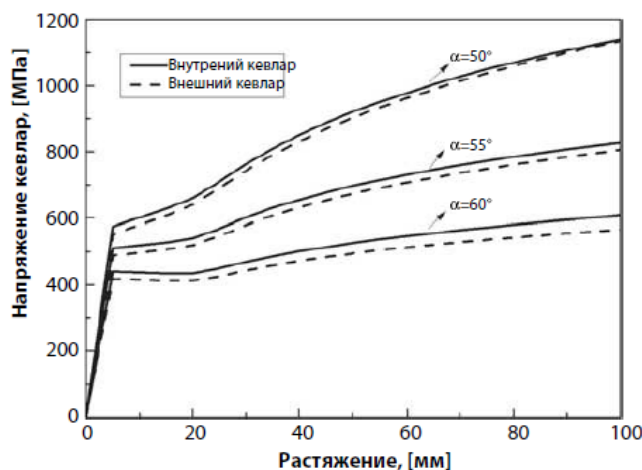


Рисунок 27.18 Воздействие угла свивки на поведение кевларовых проводов.

27.5.2 Угол свивки

RTP обычно проектируются с углом свивки 55° , чтобы наилучшим образом противостоять внутреннему давлению [2]. На рис. 27.17 и 27.18 показано влияние угла укладки на поведение RTP при сложном растяжении и внутреннем давлении. По мере увеличения угла свивки уменьшается как растягивающая жесткость трубы, так и напряжение в кевларовых проводах.

27.5.3 Соотношение диаметра к толщине

Влияние отношения диаметра к толщине показано на рис. 27.19 и рис. 27.20. По мере увеличения отношения D/t осевое напряжение в кевларовых проводах увеличивается. Таким образом, отношение сжатие-растяжение RTP при совместном растяжении и повышении внутреннего давления, то есть растягивающая жесткость RTP увеличивается с увеличением отношения D/t .

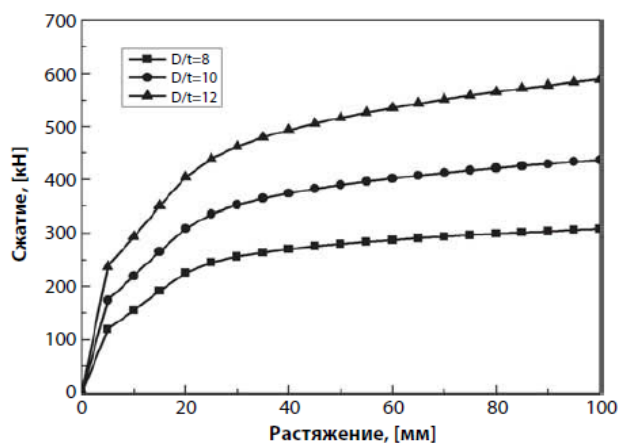


Рисунок 27.19 Влияние соотношения D/t на отношение сжатие-растяжение RTP.

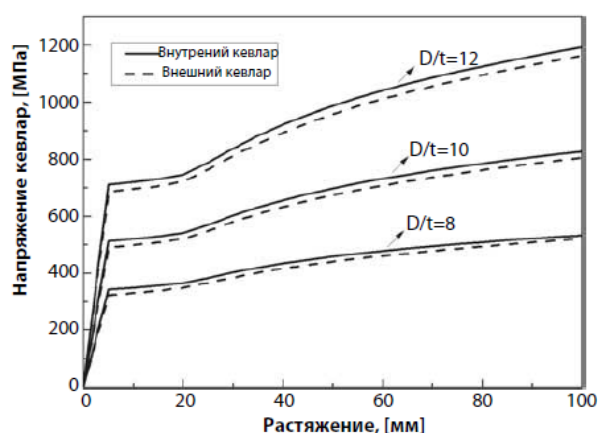


Рисунок 27.20 Воздействие D/t на поведение кевларовых проводов.

27.5.4 Количество кевларовых проводов

Интересные результаты получены при изменении количества проводов в RTP. Увеличение количества кевларовых проводов не может существенно увеличить жесткость RTP при растяжении, когда труба подвергается растяжению и внутреннему давлению (рис. 27.21). Это можно объяснить поведением кевларовых проводов, показанных на рис. 27.22. По мере увеличения количества проводов напряжение в одном проводе уменьшается, таким образом, общее напряжение остается неизменным. Таким образом, в практическом машиностроении бесполезно увеличивать количество проводов для увеличения жесткости трубы на растяжение, если другие параметры не изменяются.

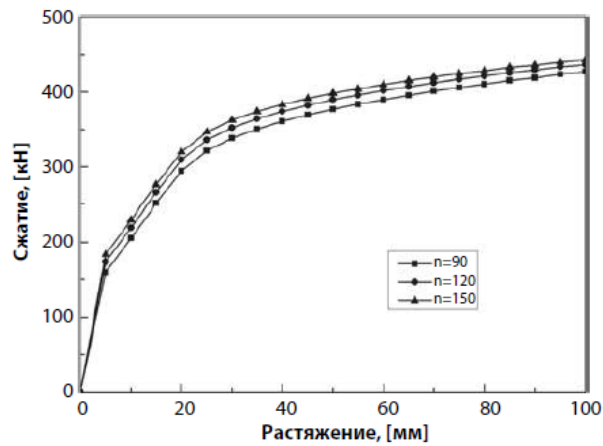


Рисунок 27.21 Влияние количества проводов Кельвара на соотношение сжатие-растяжение.

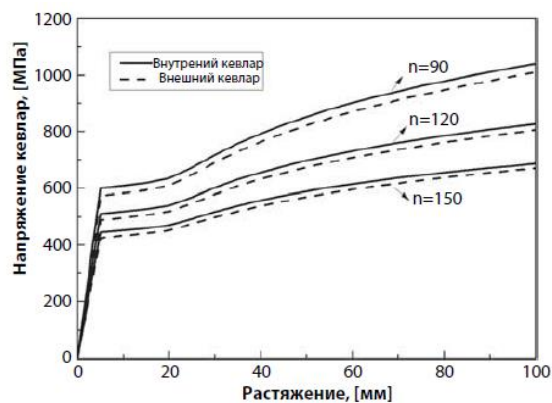


Рисунок 27.22 Воздействие количества проводов кеврала на поведение одиночного провода кевлара.

27.6 Заключение

В данной главе представлена теоретическая модель (аналитическое решение), полученная на основе модели оптического кабеля [10] и конечно-элементной модели для изучения поведения RTP при сложном растяжении и внутреннем давлении. Аналитическое решение рассматривает армирующие провода как независимые структурные компоненты, таким образом, чтобы изучить поведение одного спирального провода. Кроме того, в теоретической модели упрощается поперечное сечение трубы. Уравнения равновесия выводятся на основе принципа стационарной потенциальной энергии и решаются итерационной процедурой с использованием метода Ньютона-Рафсона. Конечно-элементная модель строится с помощью программного обеспечения ABAQUS для моделирования поведения RTP. В обоих методах рассматривается материальная нелинейность. Результаты обоих методов сравниваются и обсуждаются. Отношение нагрузки к деформации трубы и механическое поведение одного арматурного провода можно получить с помощью обоих методов. Затем на основе аналитического решения проводится параметрическое исследование влияния различных параметров на поведение RTP при сложном растяжении и внутреннем давлении.

Использованная литература

1. М П Крюйер, Л Л Варнет, Р Аккерман. Анализ механических свойств армированной термопластиковой трубы (RTP) [J]. Композиты, часть А: прикладная наука и производство, 36(2), 291-300, 2005.
2. М. Розенов. Угол воздействия ветра, усиленного стекловолокном полиэфира нити, намотанной трубы [J]. Композиты, 15(2), 144-152, 1984.
3. М.Ся, Х.Такаянаги, К.Кеммочи. Анализ многослойных композитных труб с намоткой нити под внутренним давлением[J]. Композитные конструкции, 53(4), 483-491, 2001.
4. М. Ся, К. Кеммочи, Х.Такаянаги. Анализ многослойной трубы, армированной намотанной нитью при комбинированном внутреннем давлении и термомеханической нагрузке[J]. Композитные конструкции, 51(3), 273-283, 2001.
5. М.Ся, Х.Такаянаги, К.Кеммочи. Изгибное поведение нитевидных армированных волокнами сэндвич-труб[J]. Композитные конструкции, 56(2), 201-210, 2002.
6. Л.Парнас, Н.Катырчи. Проектирование волокнисто-армированных композитных сосудов высокого давления при различных условиях нагружения[J]. Композитные конструкции, 58(1), 83-95, 2002.
7. И.Бай, Ф.Сюй, П.Чэн. Исследование механических свойств армированной термопластиковой трубы (RTP) под внутренним давлением[с]. Двадцать вторая Международная морская и полярная инженерная конференция. Международное общество морских и полярных инженеров, 2012.
8. Х.Бакайян, Х.Хоссейни, Э.Амери. Анализ многослойных нитевидно-намотанных композитных труб при комбинированном внутреннем давлении и термомеханическом нагружении с тепловыми вариациями[J]. Композитные конструкции, 88(4), 532-541, 2009.
9. Р.Ансари, Ф.Алисафари, П.Гаеди. Динамический анализ многослойных намотанных нитями композитных труб, подвергнутых циклическому внутреннему давлению и циклической температуре[J]. Композитные конструкции, 92(5), 1100-1109, 2010.
10. Р.Н.Кнапп. Нелинейный анализ спирально-бронированного кабеля с неоднородными механическими свойствами при растяжении и кручении[с]. 75-конференция ОКЕАН. IEEE, 155-164, 1975.
11. А. Кустодио, М.А.Ваз, С.Ф. Естеген Исследование отклика подводных кабелей на осесимметричные нагрузки[J]. 15-й бразильский Конгресс машиностроения, 22-26 мая 1999 г.
12. А.Б. Кустодио, М.А.Ваз. Нелинейная формулировка осесимметричного отклика подводных кабелей и гибких труб[J]. Прикладные исследования океана, 24(1), 21-29, 2002.
13. С. Савик, С. Брусет. Теоретические и экспериментальные исследования осесимметричного поведения сложных пупочных сечений[J]. Прикладные исследования океана, 27(2): 97-106, 2005.
14. Г Бай, В.Сюй, П.Чжен и соавторы. Поведение армированной термопластиковой трубы (RTP) при комбинированном внешнем давлении и растяжении[J]. Суда и морские сооружения, 9(4): 1-11, 2014.
15. М.А.ВАЗ, Н.Риццо. Конечно-элементная модель неустойчивости броневой проволоки гибкой трубы[J]. Морские сооружения, 24(3), 275-291, 2011.
16. Н. Остергард, А. Ликегор, Дж.Х. Андреасен. Анализ несовершенства гибких трубчатых бронепроводов при сжатии и изгибе[J]. Прикладные исследования океана, 38, 40-47, 2012.
17. Дж. Р. Де Соуза, С. Маглута, Н.Ройтман и соавторы. Исследование отклика гибкой трубы на комбинированные осесимметричные нагрузки[с]. ASME 32-й Международной конференции 2013 на океанском шельфе и в арктической техники. Американское общество инженеров-механиков, 2013.

28

Неметаллические связанные гибкие трубы под внешним давлением и изгибом.

28.1 Общая часть

В этой главе описана двухмерная математическая модель композиционной трубы, которая включает деформацию сдвига и предварительный продольный изгиб, которая необходима для анализа разрушения армированных термопластичных труб (RTP) при чистом внешнем давлении, при чистом изгибающем моменте или под смешанным внешним давлением и в изгибающем моменте. Модели RTP разработаны на основе моделей стальных труб, предложенных Кириакидесом и его коллегами. В данном разделе представлен теоретический анализ разрушения RTP при кратковременном гидростатическом внешнем давлении, в изгибающем моменте или под смешанным внешним давлением и в изгибающем моменте. Было рассмотрено влияние соотношений радиуса-толщины, начальной овальности и напряжения, деформации с предварительным изгибом и модули упругости. Посредством подбора эмпирических данных разработаны формулы разрушения RTP под чистым внешним давлением, при чистом изгибающем моменте или под смешанным внешним давлением и в изгибающем моменте. Хорошая согласованность расчетов основанных на формулах и на анализах конечных элементов подтверждает достоверность формул.

28.2 Введение

Композиционные материалы все чаще используются в производстве подводных трубопроводов ввиду их выдающихся преимуществ. Армированные термопластичные трубы (RTP) представляют собой своего рода неметаллические связанные гибкие трубы, широко используемые в нефтегазовой промышленности. Фрост и Гибсон [9] рассмотрели применение RTP при транспортировке нефтепромысловых жидкостей и газа и преимущество RTP по сравнению с обычными ПЭ трубами.

Разведка и добыча нефти и газа постоянно увеличивается в подводных районах, и в морских проектах по добыче нефти и газа подводные трубопроводы играют очень важную роль. При монтаже и эксплуатации подводные трубопроводы обычно сталкиваются с сочетанием изгиба и внешнего давления. При монтаже трубопровод сталкивается одновременно с изгибом и внешним давлением в области изгиба трубопровода. На неровном морском дне трубопровод будет изгибаться под действием внешнего давления. В этой главе анализируется поведение RTP при сочетании изгиба и внешнего давления.

Существует множество работ по анализу устойчивости и механике композиционных материалов. Геллин показал зависимость между деформацией и перемещением бесконечно длинных цилиндрических оболочек при чистом изгибе и исследовал влияние нелинейного поведения материала на изгиб. Корона и Кириакидес [6]

изучали реакцию и стабильность длинных, относительно толстостенных металлических трубок при сочетании изгиба и внешнего давления с помощью экспериментального подхода и численных расчетов. Было обнаружено, что реакция и критические нагрузки смятия зависят от траектории нагружения. Они также изучили режимы смятия труб при одинаковой нагрузке, и было обнаружено, что начальная овальность влияет на окончательный режим потери устойчивости. [7]. Караманос и другие авторы [12] использовали нелинейную формулировку конечных элементов для исследования реакции относительно толстых труб на внешнее давление и изгиб. Были представлены три траектории нагружения и принят критерий устойчивости, применимый к любой траектории нагружения. Бай [2] проанализировал трубу при сочетании внешнего давления, растяжения и изгиба с помощью анализа методом конечных элементов и представил уравнения, учитывающие различные материалы, геометрию и различные дефекты для прогнозирования огибающих взаимодействия. Ксиа, Такаяанаги и Кеммочи [16] изучили многослойные трубы, армированные волокнами методом намотки при чистом изгибе. Биорсет и другие авторы [3] исследовали способность титановых труб к смятию /продольному изгибу, подверженным изгибающему моменту и к внешнему давлению, выполнив серию нелинейных анализов методом конечных элементов. Ченг [8] дал математические формулировки для конструкции дуги предварительной деформации под действием внешнего давления. Барский и Крузелецкий [5] исследовали устойчивость оболочек при общем изгибе и внешнем давлении. Эффекты анизотропии и жесткости на поперечный сдвиг были учтены с использованием аналитической модели, основанной на теории глубокой оболочки. Были использованы двухмерная теоретическая модель и трехмерная модель конечных элементов, и было обнаружено хорошее соответствие между моделями. Лу [13] использовал прямоугольную модель, а также прямоугольную внешнюю и внутреннюю модель круга, чтобы рассчитать параметры эквивалентной жесткости для материалов в трубах армированных стальными волокнами. Такано [14] исследовал изгиб умеренно толстых анизотропных цилиндров и вывел соотношение смещения-деформации. Ванг и другие [15] исследовали потенциал труб для глубоководных колонн путем изменения ориентации волокон, последовательности укладки, комбинаций волоконной матрицы и материалов футеровки под внешним давлением. Гонг и другие [11] [11] изучали реакцию морских трубопроводов на изгиб при сочетании растяжения, изгиба и внешнего давления. Арджоманди и Тахери [1] использовали метод конечных элементов для изучения продольного изгиба и реакции многослойных труб после изгиба под действием чистой изгибающей нагрузки.

28.3 Аналитическое решение

28.3.1 Кинематика

На Рис. 28.1. показана RTP труба под нагрузкой сочетания изгиба и внешнего давления; труба считается бесконечно длинной, круглой и умеренно толстостенной, со средним радиусом R и средней толщиной t . Кривизна и деформация поперечного сечения однородны по длине при чистом изгибе. В анализе предполагается, что три уровня RTP идеально связаны. Как показано на Рис. 28.2, установлена полярная система координат для описания нелинейной деформации поперечного сечения. Смещения точки на средней поверхности поперечного сечения обозначаются как (w, v) , которые представляют смещения в радиальном и окружном направлениях соответственно. Предположение Кирхгофа о том, что «плоское сечение остается плоским и перпендикулярно средней поверхности», принимается в осевом направлении. Принимая во внимание, относительно умеренное отношение диаметра к толщине (D/t) RTP, влияние поперечного сдвига на поперечное сечение включено в формулировку, и угол γ_θ устанавливается как деформация поперечного сдвига по толщине. Следует отметить, что здесь приняты конечные

повороты и малая деформация. Связь между деформацией и смещением выражается следующим образом:

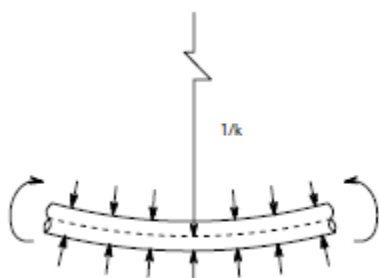


Рисунок 28.1 Труба, находящаяся под нагрузкой изгиба и внешнего давления



Рисунок 28.2. Деформация поперечного сечения.

Осевую деформацию можно описать как:

$$\varepsilon_x = \varepsilon_x^0 + \zeta \kappa \quad (28.1)$$

$$\zeta = (R + W) \cos \theta - v \sin \theta + Z \cos \theta \quad (28.2)$$

где ε_x^0 - осевая деформация в центре трубы, и ζ обозначает расстояние, показанное на рисунке 28.2.

Окружная деформация выражается как:

$$\varepsilon_{\theta} = \left(\frac{v' + w}{R} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{v' + w}{R} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{v - w'}{R} \right)^2 + z \cdot \left(\kappa_{\theta} + \frac{\gamma'_{\theta}}{R} \right) \quad (28.3)$$

$$\kappa_{\theta} = \left(\frac{v' - w'}{R^2} \right) / \sqrt{1 - \left(\frac{v - w'}{R} \right)^2} \quad (28.4)$$

где $(*)_{,\theta}$ и обозначает дифференцирование применительно к θ .

Деформация поперечного сдвига определяется как:

$$\gamma_{\theta r} = \gamma_{\theta} \quad (28.5)$$

28.3.2 Упрощение материалов

Покрывтия и футеровки труб изготовлены из ПЭВП (полиэтилен высокой плотности). Свойства, изменяющиеся с течением времени ПЭВП исключены, и для материала ПЭВП выбрана упругопластическая модель. Как показано на рисунке 28.3, армированные слои представляют собой комбинацию матрицы (ПЭВП) и скрученные арамидные волокна с углом намотки $\pm 54,7^\circ$. Такой типичный угол намотки предназначен для усиления сопротивления внутреннему давлению, а усиленные слои мало влияют на осевую прочность и жесткость трубы. Кроме того, арамидные волокна обладают низкой прочностью на сжатие и низкой сопротивляемостью на изгиб [4]. Следовательно, арамидные волокна мало влияют на жесткость термопластической трубы при изгибе, и имеются разумные основания исключить жесткость арамидных волокон при упрощении армированного слоя. Также, армированный слой считается однородным материалом, и соответственно вводится коэффициент уменьшения, для того чтобы учесть влияние волокон в каждом слое. Данное предположение было тщательно проверено и полностью подтверждается численным моделированием с использованием программы ABAQUS и проверочным испытанием [17].

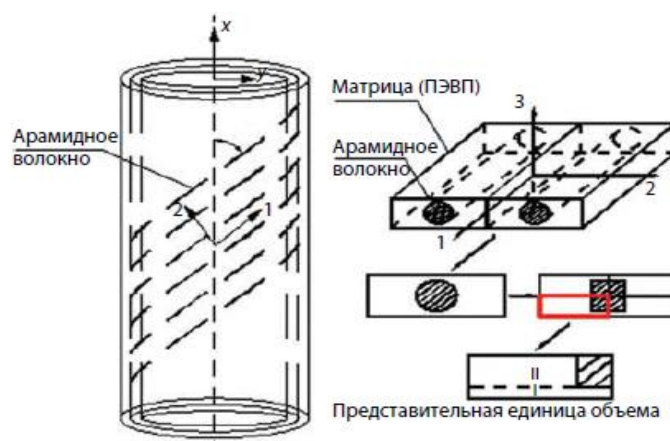


Рисунок 28.3 Упрощение армированного слоя.

Метод единицы представительного объема [13] используется для получения коэффициента уменьшения. Девять параметров армированного слоя можно определить как:

$$E_1 = E_{PE} V_{PE} + E_f V_f \quad (28.6a)$$

$$E_2 = E_{PE} (1 - V_1) + \frac{E_f E_{PE} V_1}{E_{PE} \frac{V_f}{V_1} + E_f \left(1 - \frac{V_f}{V_1}\right)} \quad (28.6b)$$

$$E_3 = E_{PE} \left(1 - \frac{V_f}{V_1}\right) + \frac{E_f E_{PE} \frac{V_f}{V_1}}{E_{PE} V_f + E_f (1 - V_1)} \quad (28.6c)$$

$$G_{12} = \frac{G_f G_{PE} \frac{V_f}{V_1}}{G_{PE} V_1 + G_f (1 - V_1)} + G_{PE} \left(1 - \frac{V_f}{V_1}\right) \quad (28.7a)$$

$$G_{23} = \frac{G_f G_{PE} V_1}{G_{PE} \frac{V_f}{V_1} + G_f \left(1 - \frac{V_f}{V_1}\right)} + G_{PE} (1 - V_1) \quad (28.7b)$$

$$G_{31} = \frac{G_f G_{PE} \frac{V_f}{V_1}}{G_{PE} V_1 + G_f (1 - V_1)} + G_{PE} \left(1 - \frac{V_f}{V_1}\right) \quad (28.7c)$$

$$\nu_{12} = \nu_{PE} V_{PE} + \nu_f V_f \quad (28.8a)$$

$$\nu_{13} = \nu_{PE} V_{PE} + \nu_f V_f \quad (28.8b)$$

$$\nu_{23} = \frac{\nu_{PE} (V_1 - V_f) \frac{E_f}{E_{PE}} + \nu_f V_f}{\frac{V_f}{V_1} + \frac{E_f}{E_{PE}} \left(1 - \frac{V_f}{V_1}\right)} + \nu_{PE} (1 - V_1) \quad (28.8c)$$

где E_{PE} , μ_{PE} , G_{PE} обозначают модуль Юнга, коэффициент Пуассона и модуль сдвига матрицы ПЭВП. E_f , μ_f , G_f обозначают модуль Юнга, коэффициент Пуассона и модуль сдвига арамидного волокна и $E_f = 0$, $G_f = 0$. V_{PE} , V_f , V_1 обозначают объемную долю матрицы, волокна и сечения I, как показано на рисунке 28.4.

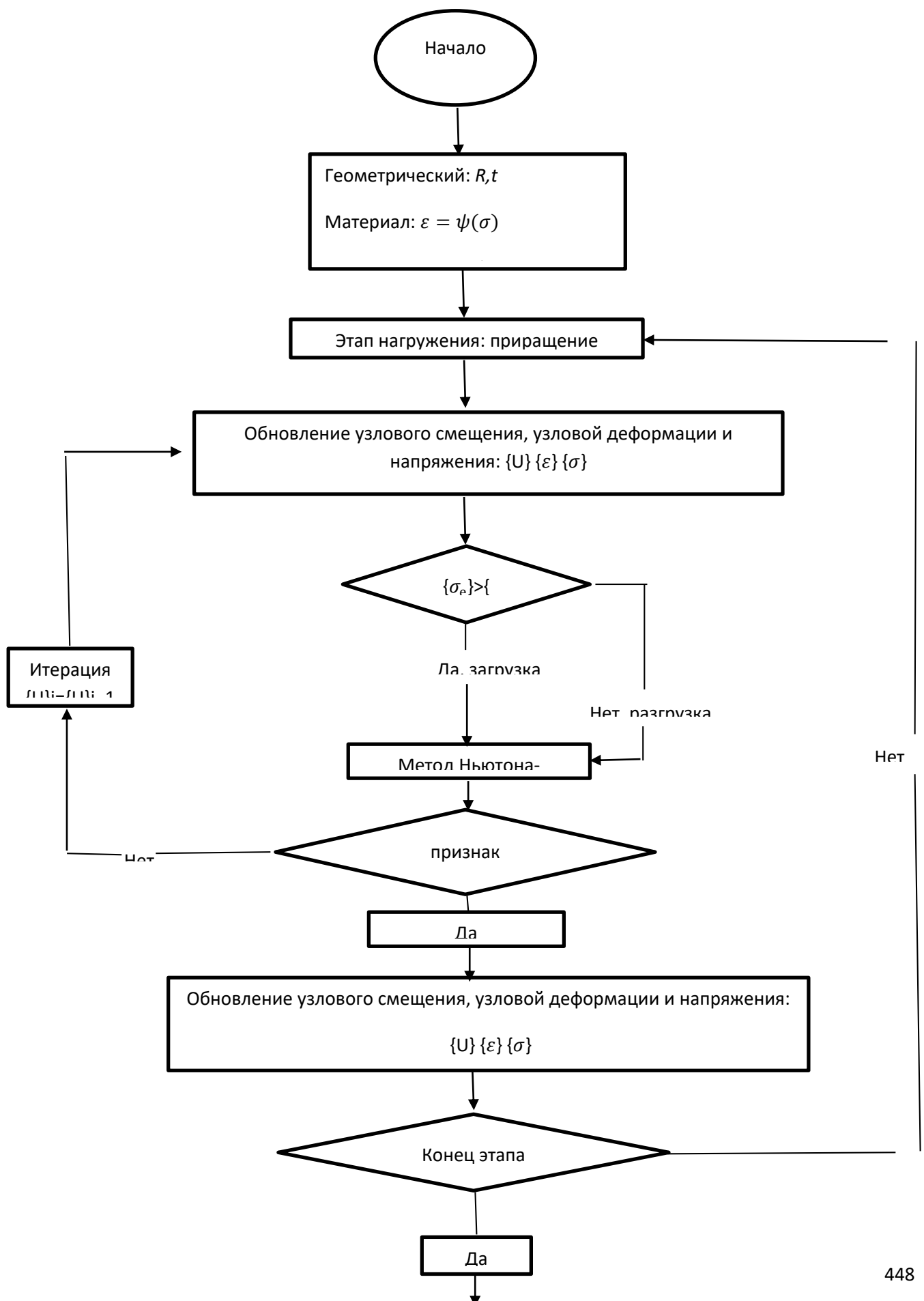


Рисунок 28.4 Блок-схема вычислительной процедуры

Матрица гибкости определяет соотношение между векторами напряжений и деформаций для i -го армированного слоя и может быть выражена как:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix}^i = [S]^i [\sigma]^i = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\frac{\nu_{21}}{E_2} & -\frac{\nu_{31}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & -\frac{\nu_{32}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{13}}{E_1} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{31}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix}^i \cdot \begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix}^i \quad (28.9)$$

Матрица гибкости в уравнении (28.9), затем преобразуется в глобальную цилиндрическую систему координат:

$$[\bar{S}]^i = [T] \cdot [S]^i \cdot [T]^T \quad (28.10)$$

где,

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos^2 \varphi & \sin^2 \varphi & 0 & 0 & 0 & \cos \varphi \sin \varphi \\ \sin^2 \varphi & \cos^2 \varphi & 0 & 0 & 0 & -\cos \varphi \sin \varphi \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ -2 \cos \varphi \sin \varphi & 2 \cos \varphi \sin \varphi & 0 & 0 & 0 & \cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi \end{bmatrix} \quad (28.11)$$

Учитывая влияние σ_x , σ_θ , и $\tau_{\theta r}$, извлекается следующая матрица ухудшенной жесткости:

$$[\bar{C}]^i = \left\{ \begin{bmatrix} \bar{S}_{11} & \bar{S}_{12} & \bar{S}_{14} \\ \bar{S}_{21} & \bar{S}_{22} & \bar{S}_{24} \\ \bar{S}_{41} & \bar{S}_{42} & \bar{S}_{44} \end{bmatrix} \right\}^{-1} = \begin{bmatrix} \bar{C}_{11} & \bar{C}_{12} & \bar{C}_{13} \\ \bar{C}_{21} & \bar{C}_{22} & \bar{C}_{23} \\ \bar{C}_{31} & \bar{C}_{32} & \bar{C}_{33} \end{bmatrix}^i \quad (28.12)$$

Окружная жесткость, влияющая на овализацию поперечного сечения используется для оценки коэффициента уменьшения:

$$K^i = \bar{C}_{22}^i / E_{\text{Matrix}}^i \quad (28.13)$$

где E_{Matrix}^i обозначает модуль Юнга матрицы i слоя.

28.3.3 Модель состояния

Внутренние и внешние слои труб ПЭВП смоделированы как эластично-пластичный материал, а армированные слои рассматриваются как однородный материал матрицы (ПЭВП) с заданным коэффициентом уменьшения K^i . Нелинейное соотношение между напряжением и деформацией материалов ПЭВП характеризуется с использованием следующей формулы:

$$\frac{\sigma}{\varepsilon} = E_{PE} \left[1 - 0.7 \frac{\sigma}{\sigma_0} + 0.001 \left(\frac{\sigma_0}{\sigma} \right)^2 \right] \quad (28.14)$$

где E_{PE} – модуль упругости ПЭВП и рассчитывается как секущий модуль при деформации 0,25% и 0,05% в соответствии с ИСО527-2012. σ_0 определяется, как предел текучести ПЭВП когда касательный модуль упругости падает до 10% E_{PE} .

Предположительно рассматривается поток с изотропным упрочнением в случае трех компонентов напряжения, интенсивность пластической деформации может выражаться следующим образом:

$$\begin{Bmatrix} \dot{\sigma}_x \\ \dot{\sigma}_\theta \\ \dot{\tau}_{\theta r} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} \\ D_{21} & D_{22} & D_{23} \\ D_{31} & D_{32} & D_{33} \end{bmatrix}^i \begin{Bmatrix} \dot{\varepsilon}_x \\ \dot{\varepsilon}_\theta \\ \dot{\gamma}_{\theta r} \end{Bmatrix} \quad (28.15)$$

где D_{ij} обозначает компонент прочности матрицы жёсткости, выражения указаны в приложении; i обозначает i -ый слой трубы.

$$E = E_{PE} \cdot K^i, \quad E_t = E_{PE,t} \cdot K^i \quad (28.16)$$

где E - модуль упругости, E_t - касательный модуль упругости i -ый слой трубы $K^i = 1$ для внутренних и внешних слоев.

28.3.4 Принцип виртуальной работы

Уравнения равновесия выводятся с помощью принципа виртуальной работы. Для этой проблемы уравнение (28.17) должен быть выполнен когда труба находится в состоянии равновесия. $(\bullet)$ обозначает виртуальное приращение показателей и $(\bullet) = (\bullet + \bullet)$

$$\int_0^{2\pi} \left(\sum_{i=1}^{N_l} \int_{t_1(i)}^{t_2(i)} (\dot{\sigma}_x \delta \dot{\epsilon}_x + \dot{\sigma}_\theta \delta \dot{\epsilon}_\theta + \dot{\tau}_{\theta r} \delta \dot{\gamma}_{\theta r}) (R+z) dz \right) d\theta = \delta \dot{W}_e \quad (28.17)$$

Показатели w , v и γ_θ являются функциями θ и выражаются с помощью тригонометрических рядов следующим образом:

$$w \cong Ra_0 + R \left[\sum_{n=1}^N a_n \cos(n\theta) + b_n \sin(n\theta) \right] \quad (28.18)$$

$$v \cong R \sum_{n=2}^N [c_n \cos(n\theta) + d_n \sin(n\theta)] \quad (28.19)$$

$$\gamma_{\theta r} \cong R \sum_{n=1}^N [e_n \cos(n\theta) + f_n \sin(n\theta)] \quad (28.20)$$

28.3.5

Изменение радиуса и толщины стенки

Во время деформации из-за внешнего давления средний радиус трубы уменьшается, а толщина стенки увеличивается. Оба изменения способствуют сопротивлению внешнего давления. Изменение среднего радиуса и толщины стенки до потери устойчивости при анализе тонкостенных труб не учитывается, но может привести к значительным ошибкам для РТР из-за толщины стенки. Деформации до потери устойчивости в виде изменения среднего радиуса и изменения толщины стенки добавляются в аналитическую модель, для того, чтобы учесть влияние толщины стенки.

Изменение среднего радиуса, вызванное увеличением давления p_i можно рассчитать путем:

$$\dot{\epsilon}_{Ri} = \frac{\dot{p}_i R_{i-1}}{E_t A_{i-1} + \frac{E_t I_{i-1}}{R_{i-1}^2}} \quad (28.21)$$

где EA обозначает жёсткость при растяжении, а EI обозначает жёсткость при изгибе стенки трубы:

$$R = R_0 \left(1 - \sum_{i=1}^N \varepsilon_{Ri} \right) \quad (28.22)$$

$$t_j = t_{j0} \left(1 + \nu \sum_{i=1}^N \varepsilon_{Ri} \right) \quad (28.23)$$

Нижний индекс 0 обозначает начальное значение показателей, а j - номер слоя. В начале каждого этапа загрузки показатели R и t уточняются.

28.3.6 Метод решения

Для различных траектории нагружения замена уравнению 28.18 на уравнения (28.20) и (28.17) образует различные нелинейные алгебраические уравнения. Чистый анализ изгиба достигается посредством приращения кривизны; таким образом, приращение кривизны выбирается как этап нагружения. Нагрузка от давления может быть достигнута путем приращения объема заключенный трубами на единицу длины. Затем P превращается в дополнительно неизвестный знак, и тогда потребуются дополнительное уравнение (28.24). Блок-схема методики расчета показана на рисунке 28.4.

$$\dot{v} = \pi R^2 + R \int_0^{2\pi} \left[\dot{w} + \frac{1}{2R} (\dot{v}^2 - \dot{v} \dot{w}' + \dot{v}' \dot{w} + \dot{w}^2) \right] d\theta \quad (28.24)$$

28.4 Конечно-элементная модель

Конечно-элементная модель разработана в рамках программы ABAQUS для подтверждения аналитического решения. Для моделирования труб выбрана трехмерная, восьми узловой твердый и элемент пониженной интеграции, и C3D8R. Относительно небольшая длина трубы (10 мм) используется для предотвращения «бифуркационной неустойчивости» и для снижения вычислительных затрат. Труба дискретизирована на 200 элементов в окружном направлении и на 5 элементов в продольном направлении. В трубе арамидные волокна смоделированы как эластичные материалы с использованием элемента T3D2. Провода не выдерживают напряжения сжатия.

На рисунке 28.5 показана конечно-элементная модель и глобальная система координат. Один из торцевых поверхностей проложены в условиях симметричного пограничного состояния относительно плоскости X-Y. Другая торцевая поверхность соединена с контрольной точкой 3, 4 и 5 направлением. Внешнее давление прикладывается к внешней поверхности стенки трубы (торцевые поверхности не включены), и изгиб осуществляется путем принудительного поворота контрольной точки на определенный угол. Для ограничения свободного движения труб добавляется ограничивающий фактор U2 к двум точкам по вертикальной оси симметрии и ограничивающий фактор U1 добавляется к двум точкам по длине оси. Для описания пластического поведения материала принята теория пластичности J2 с изотропным упрочнением.

Труба изгибается до фиксированной кривизны на путях K и P , а затем постепенно нагружается внешнее давление, при этом кривизна сохраняется непрерывно. Труба нагружается внешним давлением на путях K и P и постепенно изгибается, поддерживая непрерывное давление.

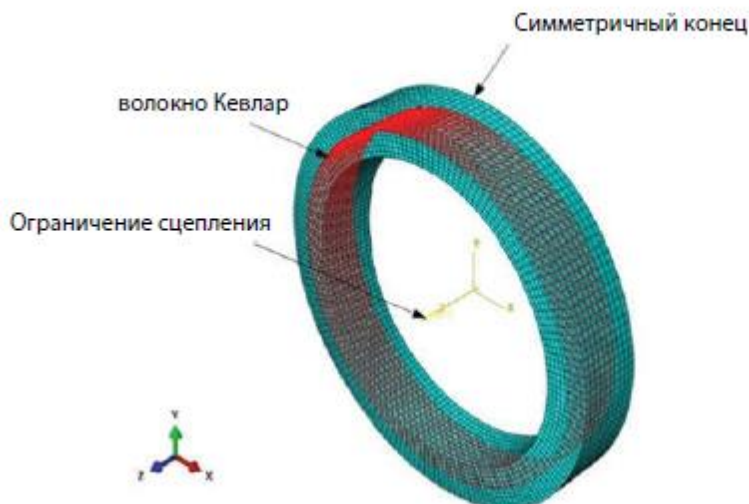


Рисунок 28.5 Конечно-элементная модель и глобальная система координат.

28.5 Результаты и обсуждения

28.5.1 Смятие RTP под внешним давлением

На основании уравнения равновесия (28.17), для чистого внешнего давления траектория нагружения $(x + a)^n = \delta W_e$ может быть указано следующим образом:

$$\delta \dot{W}_e = \dot{P} \delta \dot{V} = \dot{P} R \int_0^{2\pi} [\delta \dot{w} + \frac{1}{2R} (2\dot{w} \delta \dot{w} + 2\dot{v} \delta \dot{v} + \dot{w} \delta \dot{v}' + \dot{v}' \delta \dot{w} - \dot{v} \delta \dot{w}' - \dot{w}' \delta \dot{v})] d\theta \quad (28.25)$$

Установлены серия нелинейных алгебраических уравнений, содержащих 6N неизвестна $\{a_0, a_1, \dots, a_N, b_1, b_1, \dots, b_N, c_2, c_3, \dots, c_N, d_2, d_3, \dots, d_N, e_1, e_2, \dots, e_N, f_1, f_2, \dots, f_N, P\}$

Предыдущие работы над моделями формулы расчета смятия в основном были сосредоточены на стальных и полиэтиленовых трубах. Серия формул представлены в ИСО/ТО 10400-2007 для расчета внешнего давления в нефтепроводе, в которых используется соответствующая формула для расчета внешнего давления в трубопроводе в соответствии с отношением радиуса к толщине. Морской стандарт DNV-OS-F101 рекомендует модель формулы расчета (уравнение 17.26) для стальных труб с меньшими параметрами, и в настоящее время она широко используется при проектировании стальных трубопроводов в океане. Компания Pipelife Co. предлагает формулу потери устойчивости (уравнение 28.27) для полиэтиленовых труб под внешним давлением, используя коэффициент умноженный на классическую прочность при упругом изгибе.

$$(p_c(t) - p_{el}(t))(p_c(t)^2 - p_p(t)^2) = p_c(t) \cdot p_{el}(t) \cdot f_0 \cdot \frac{D}{t} \quad (28.26)$$

$$p_{buc} = \frac{2E}{1-\nu^2} \left(\frac{s}{D_0} \right)^3 \cdot k \quad (28.27)$$

Вместо уравнения 28.27 была разработана упрощенная формула смятия RTP труб. В общей сложности были выполнены 378 аналитических примеров для определения коэффициента k_p и для изучения различных эффектов D на показатель t , и для изучения начальной овальности трубы, модуля упругости материала и предельных напряжений как показано в уравнении 28.

$$p_{buc} = 24 \frac{\sum E_i I_i}{D_0^3} k_p \quad (28.28)$$

$$E_i = E_{matrix} \cdot \frac{V_{matrix}}{V_i} \quad (28.29)$$

где D_0 - средний диаметр поперечного сечения, I_i - момент инерции слоя i , E_i - эквивалентный модуль упругости слоя i , E_{matrix} - модуль упругости матрицы, V_i - объем слоя i , V_{matrix} - объем матрицы в слое i .

На рисунке 28.6 представлена связь между k_p и относительной толщиной радиуса. Некоторые данные здесь опущены из-за ограничений в публикации. Согласно рисункам 28.7–28.9 для $\Delta_0 = 0.005$, k_p , относительная толщина радиуса D_0/t и радиус E/s_0 могут быть хорошо согласованы с искривленной поверхностью, как показано на рисунке 28.10, где максимальная погрешность составляет 1,90%.

При изменении Δ_0 подогнанная поверхность перемещается вверх и вниз. Таким образом, есть возможность задать криволинейную поверхность для $\Delta_0 = 0.005$ в качестве точки отсчета с помощью формулы $f(\Delta)$. Остальные формулы соответствующие Δ_0 могут быть достигнуты с помощью копулы $g(\Delta)$. Коэффициент k_p может быть указан следующим образом:

$$k_p = f(\Delta) \cdot g(\Delta)$$

Согласно рисунка 28.10, $f(\Delta)_{sta}$ можно подогнать по формуле. Самая лучшая форма формулы может быть показана как: $a_1 + \frac{b_1}{X_1} + \frac{c_1}{X_1} + \frac{d_1}{X_2}$. Где X_1 – относительная толщина радиуса, D_0/t и X_2 – радиус модуля абсолютной упругости и текучести E/σ_0 , при $\Delta_0 = 0.005$, $f(\Delta) = f(\Delta)_{sta}$, $g(\Delta) = 1.0$. При $\Delta_0 = 0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05$ группа рассеянных точек для $g(\Delta)$ могут быть нарисованы используя формулу данных $f(\Delta)_{sta}$, как показано на рисунке 28.11. Самая лучшая форма $g(\Delta)$ может быть выражена как $a_2 + b_2 * X_3 + C_3 * X_3^{0.5}$ где X_3 начальная овальность Δ_0 .

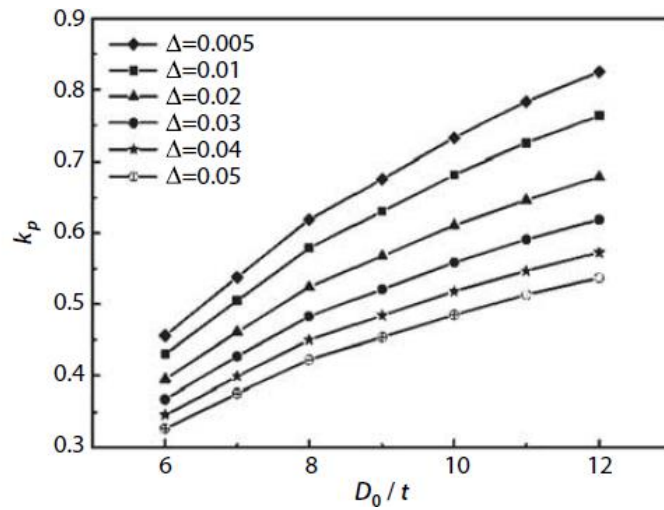


Рисунок 28.6 Отношение между k_p и D_0/t для $E=1232.8$ МПа, $\sigma_0 = 21.2$ МПа.

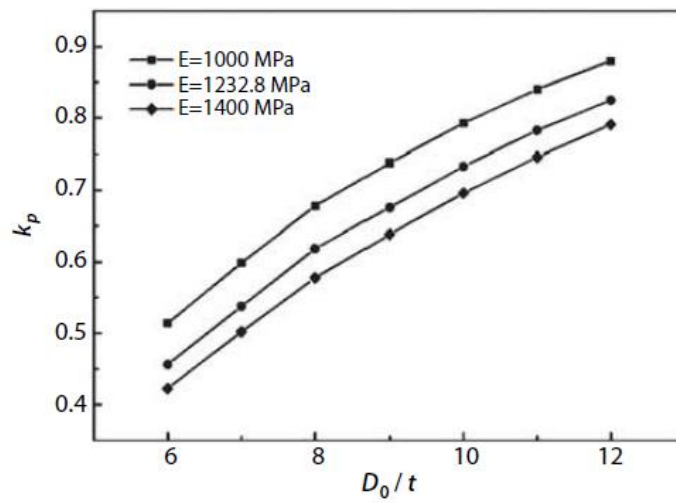


Рисунок 28.7 Отношение между k_p и D_0/t для $\Delta_0=0.005$ МПа, $\sigma_0 = 21.2$ МПа.

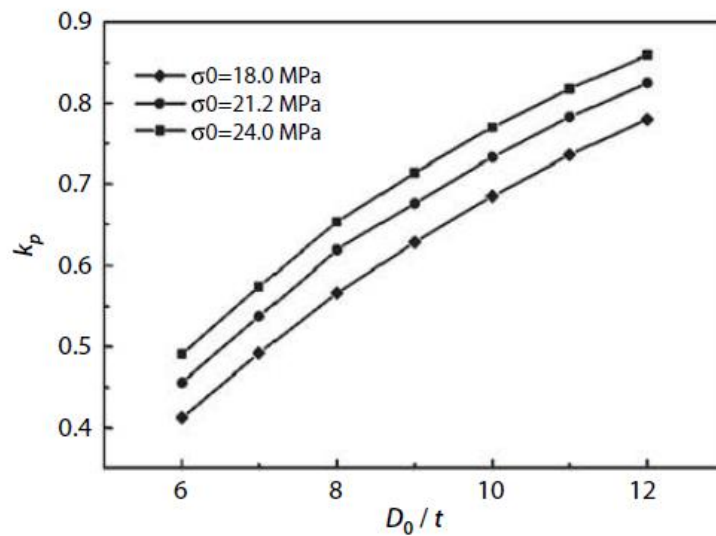


Рисунок 28.8 Отношение между k_p и D_0/t для $\Delta_0=0.005$ МПа, $E = 21.2$ МПа

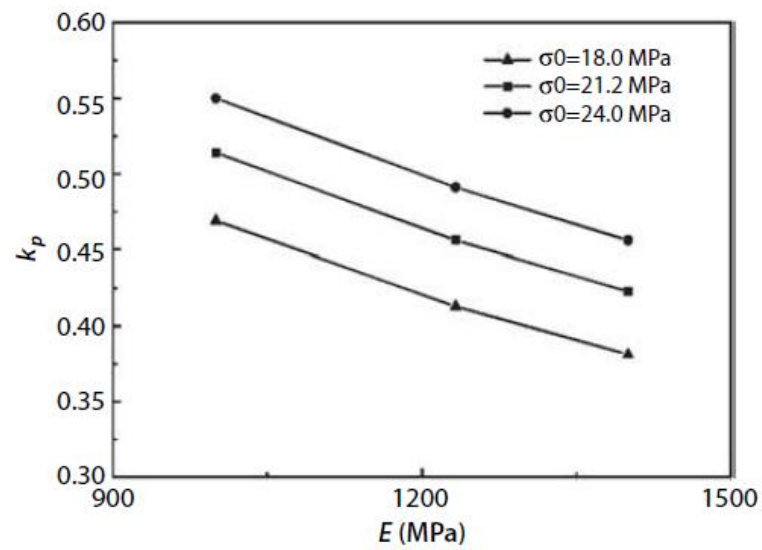


Рисунок 28.9 Отношение между k_p и E для $\Delta_0=0.005$, $D_0/t=6$.

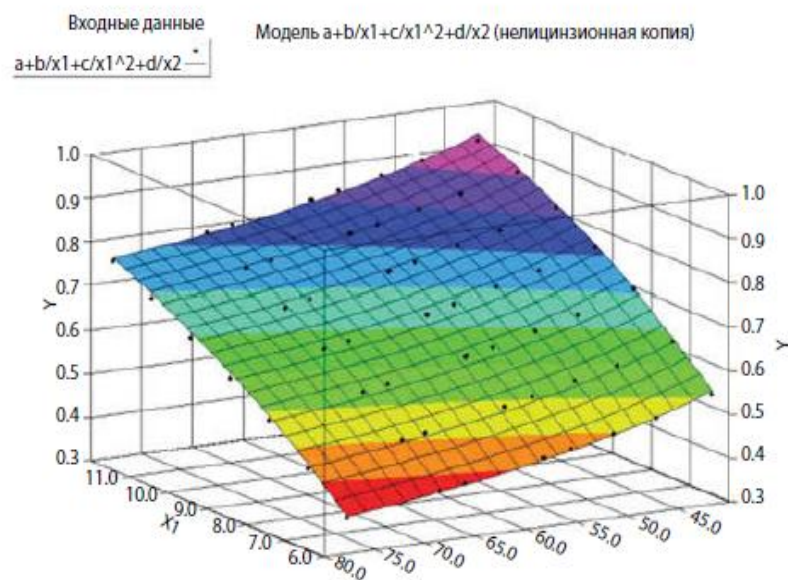


Рисунок 28.10 Отношение между k_p и E для $\Delta_0=0.005$

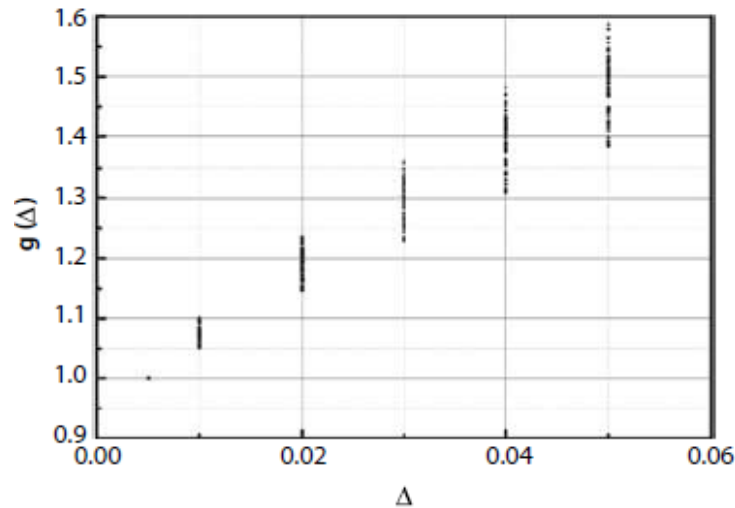


Рисунок 28.11 Разрозненные точки данных для $g(\Delta)$

Посредством подбора данных параметры $a_1, a_1, b_1, c_1, d_1, b_2$ и c_2 получаются с максимальной погрешностью в 4.63%, и коэффициент k_p можно выразить следующим образом:

$$k_p = \left[1.052 - 7.322 \left(\frac{t}{D_0} \right) + 12.675 \left(\frac{t}{D_0} \right)^2 + 16.797 \left(\frac{\sigma_0}{E} \right) \right] \times (1.166 + 1.857\Delta_0 - 2.673\Delta_0^{0.5}) \quad (28.30)$$

Если $\Delta_0 < 0.005$, то Δ_0 определяется как 0.005.

Для конечно-элементного анализа случайным образом подбираются трубы RTP разных размеров, это нужно, для того, чтобы проверить достоверность формул.

Толщина стенки t - 13.8 мм, начальная овальность Δ_0 0 - 0.005, $E = 1232.8$ МПа и $\sigma_0 = 21.2$ МПа. Однако коэффициенты D_0/t разные. Выполнен конечно-элементный анализ и результаты сравниваются с упрощенной формулой (28.30), как показано в таблице 28.1.

Результаты расчетов основаны на формуле и конечно-элементные анализы хорошо согласуются. Погрешность всех результатов в пределах 5%. Таким образом, формула, предложенная в этой главе, может точно определить силу смятия RTP ($6 < D_0/t < 12$) при кратковременной нагрузке внешним давлением.

28.5.2 Смятие RTP под чистым изгибом

На основании уравнения равновесия (28.17), уравнение равновесия для чистой траекторий нагружения изгиба может быть указан следующим образом:

$$\int_0^{2\pi} \left(\sum_{i=1}^{N_l} \int_{t_1(i)}^{t_2(i)} (\sigma_x \delta \dot{\epsilon}_x + \sigma_\theta \delta \dot{\epsilon}_\theta + \tau_{\theta r} \delta \dot{\gamma}_{\theta r}) (R+z) dz \right) d\theta = \delta \dot{W}_e = 0 \quad (28.31)$$

Таблица 28.1 Сравнение нагрузки смятия между конечно-элементным анализом (КЭА) и формулой для различных отношении диаметра к толщине.

D_0/t	$\Delta_0 = 0.005$		Погрешность (%)
	КЭА	Формула	
6	4.873	4.633 ($k_p = 0.466$)	-4.93
7	3.566	3.423 ($k_p = 0.546$)	-4.01
8	2.605	2.534 ($k_p = 0.615$)	-2.72
9	1.975	1.996 ($k_p = 0.674$)	1.06
10	1.571	1.567 ($k_p = 0.725$)	-0.25
11	1.239	1.246 ($k_p = 0.769$)	0.56
12	0.997	1.009 ($k_p = 0.807$)	1.20

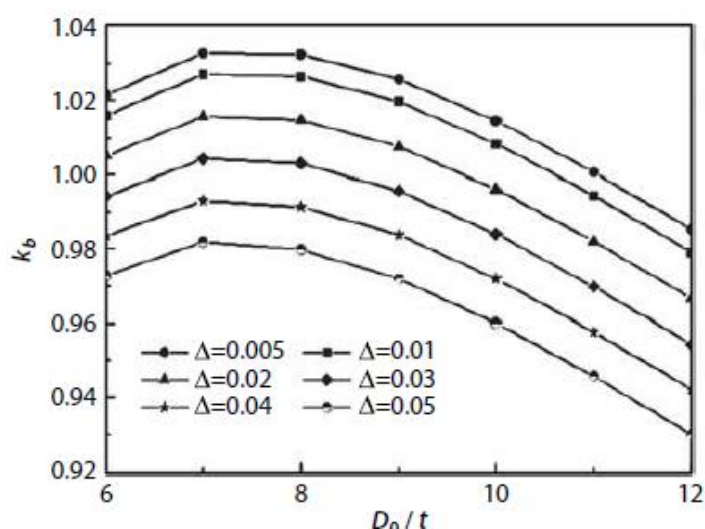


Рисунок 28.12 Связь между k_b и D_0/t для $E = 1232.8$ МПа, $S_0 = 21.2$ МПа.

Установлены серия нелинейных алгебраических уравнений, содержащих $6N$ неизвестных $\{a_0, a_1, \dots, a_N, b_1, \dots, b_N, c_1, \dots, c_N, d_1, \dots, d_N, e_1, \dots, e_N, f_1, \dots, f_N\}$.

Аналогичный метод основанный на формуле 28.27 был использован для получения формулы для гибкой трубы RTP при изгибе, как показано в уравнении 28.32 и в уравнении 28.33.

$$M_{buc} = M_0 \cdot k_b \quad (28.32)$$

$$M_0 = \sum_f \sigma_0^f (D_0^f)^2 t^f \quad (28.33)$$

где σ_0^f – напряжение слоя f соответствующий деформации 5%, D_0^f – средний диаметр слоя f и t^f – толщина стенки слоя f .

Для того, чтобы получить коэффициент k_b связь между k_b и радиусом относительной толщины D_0/t , начальной овальности D_0 , модуля упругости E , и напряжения текучести σ_0 показаны на рисунках 28.12 – 28.15.

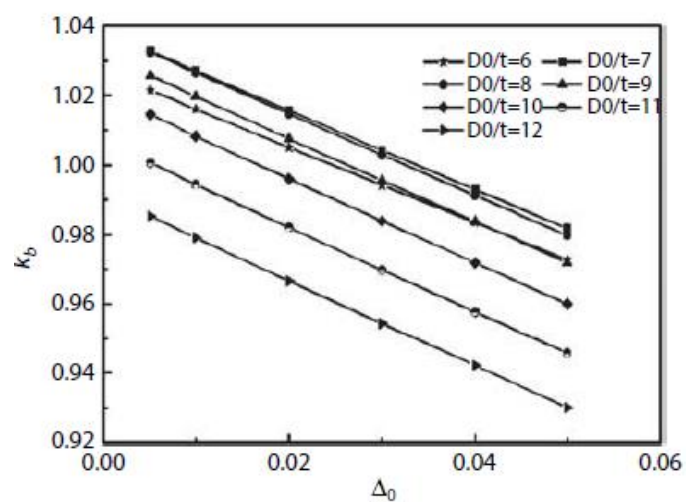


Рисунок 28.13 Связь между k_b и D_0 для $E = 1232.8$ МПа, $S_0 = 21.2$ МПа.

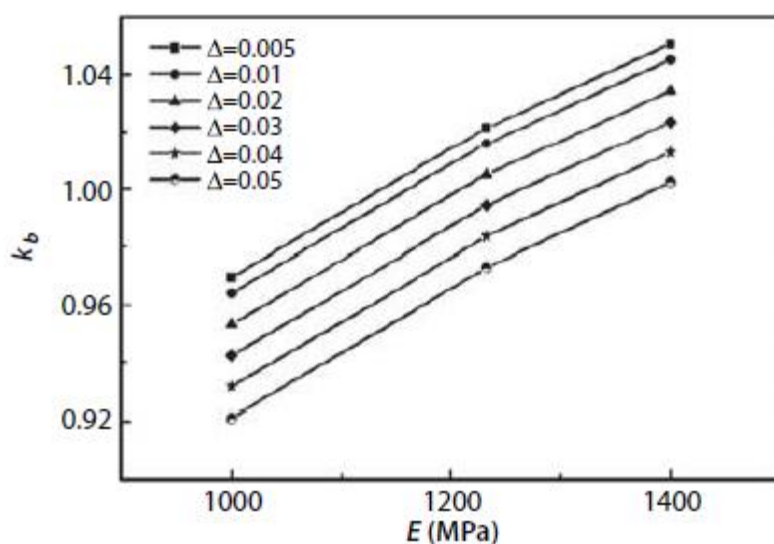


Рисунок 28.14 Связь между k_b и E для $S_0 = 21.2$ МПа, $D_0/t = 6$.

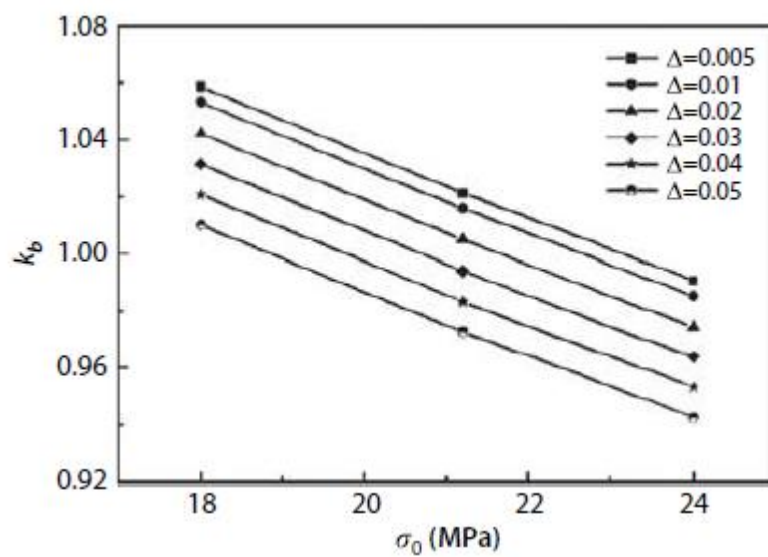


Рисунок 28.15 Связь между k_b и S_0 для $E = 1232.8$ МПа, $D_0/t = 6$.

Таблица 28.2 Сравнение результатов расчета RTP при изгибе.

D_0/t	$\Delta_0 = 0.005$		Погрешность (%)
	КЭА	Формула	
6	1840	1820 ($k_b = 1.021$)	−1.05
7	2425	2408 ($k_b = 1.033$)	−0.68
8	3152	3099 ($k_b = 1.032$)	−1.66
9	3890	3769 ($k_b = 1.026$)	−3.10
10	4531	4532 ($k_b = 1.014$)	0.03
11	5382	5345 ($k_b = 1.000$)	−0.69
12	6138	6203 ($k_b = 0.985$)	1.07

Посредством подбора данных уравнение 28.34 вычисляет данные 378 групп с максимальной погрешностью 4,42%.

$$k_b = -7.741 \times 10^{-3} \cdot \frac{D_0}{t} - 1.81 \cdot \Delta_0 + 5.061 \times 10^{-3} \cdot \frac{E}{\sigma_0} + 0.788 \quad (28.34)$$

$$\text{If } \Delta_0 < 0.005, \Delta_0 = 0.005.$$

Смятие RTP при изгибе рассмотрено с помощью КЭА и аналитического анализа. Результаты анализа перечислены в таблице 28.2 и погрешность всех результатов находится в пределах 5%. Формула с приемлемой точностью вычисляет предел прочности RTP при изгибающем усилии против смятия.

28.5.3 Смятие RTP при смешанном изгибе и под внешним давлением

В данном раздел RTP первые для изгиба путем смешанной нагрузки до выбранного значения кривизны при нулевом внешнем давлении. Затем, кривизна фиксируется, и давление применяется до тех пор, пока труба не смята (обозначен как траектория нагружения κ -Р). Были выбраны в общей сложности 70 групп (случаев) для анализа с комбинацией выбранной кривизны ($\kappa = 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2.0$) и относительной толщиной радиуса ($D_0/t = 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12$). Модуль упругости - 1232.8 МПа, напряжение текучести - 21.2 МПа и начальная овальность - 0.01. На рисунке 28.16 показаны результаты анализов.

Площадь взаимодействия смятия генерируется для траектории нагружения κ -Р. На рисунке 28.17 показана основная особенность площади смятия. Показатели P и M нормированны пределом напряжения P_{buc} и M_{buc} соответственно. На рисунке 28.17 объем площади смятия можно разделить на две части. На линии ab труба смялась во время фазы нагружения давлением. Вначале труба изгибается до определенной кривизны с соответствующим моментом M и момент M увеличивается по мере увеличения кривизны, пока труба не смята. Затем применяются давление, приводящий к падению в моменте по мере увеличения давления до определенного значения. На линии b -с смятие трубы происходит до применения давления, момент увеличивается до предела, а затем

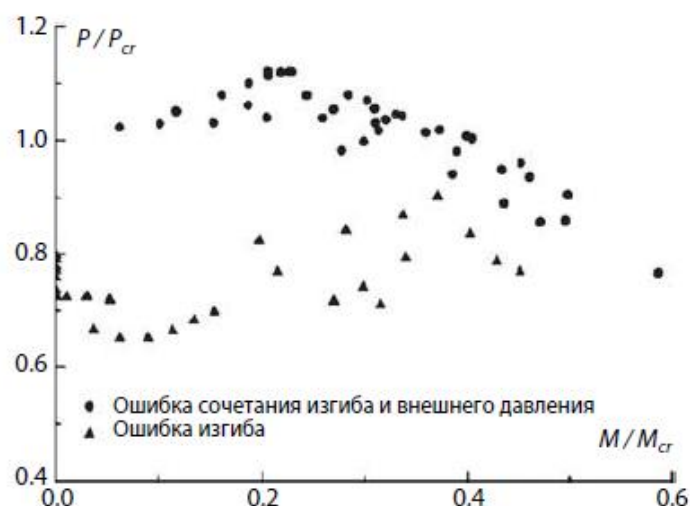


Рисунок 28.16 Прогнозируемые данные смятия RTP



Рисунок 28.17 Приближительное взаимодействие объема смятия на RTP

падает по мере увеличения кривизны. Точка b – критическая точка, которая предсказывает разрушение трубы при смешанном изгибе и внешнем давлении. Следует отметить, что кривизна b - c не встречается в технических условиях.

Предлагается простая расчетная формула на основе взаимодействия площади смятия a - b . Как показано на рисунке 28.18, предлагаемая формула контролируется в безопасном диапазоне. Это немного консервативно, но имеет смысл в инженерном проектировании.

$$0.397 \frac{M}{M_{buc}} + \frac{P}{P_{buc}} = 1 \quad (28.35)$$

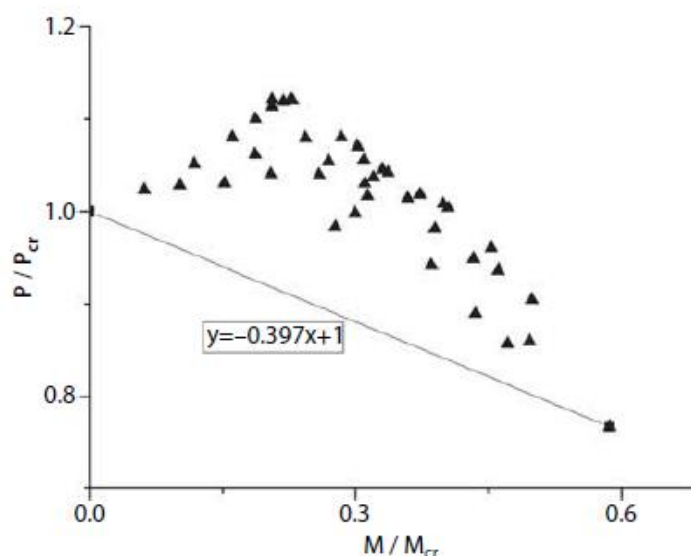


Рисунок 28.18 Эмпирическая формула смятия RTP.

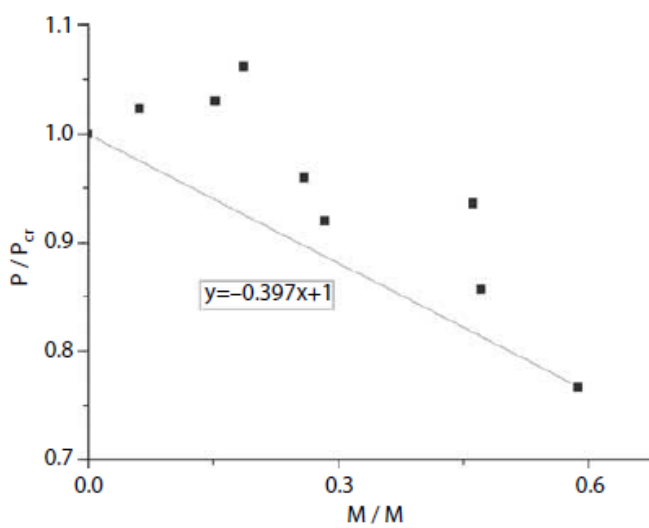


Рисунок 28.19 Сравнение формулы и анализа КЭМ.

Конечно-элементная модель моделируется для проверки точности формулы, сравнение результатов формул и конечно-элементного моделирования показаны на рисунке 28.19. Формула может обеспечить точные и безопасные результаты для инженерного использования.

28.6 Заключение

В данной главе представлены аналитические решения смятия RTP под внешним давлением, при изгибе, при смешанном внешнем давлении и изгибе. Для каждого условия предлагается формула предела прочности, основанная на большом количестве подбора данных. Также описаны эффекты отношения радиуса к толщине, начальной овальности, предельного напряжения и модуля упругости.

Трёхмерная конечно-элементная модель разработана для проверки результатов, рассчитанных на основе аналитического решения. Результаты расчетов хорошо согласуются с КЭМ для случаев чистого внешнего давления и нагружения изгиба. Погрешность всех результатов в пределах 5%. Формула может обеспечить точную нагрузку смятия RTP ($6 < D_0/t < 12$). Для смешанного внешнего давления и изгибающей

нагрузки исследуется только траектория нагружения κ -Р. Взаимодействие площади смятия показывает что смятие трубы происходит когда момент достигает предельного значения. Инженерная формула разрабатывается на основе покрытия. Формула немного консервативна, но имеет смысл для инженерного использования.

Использованная литература

1. К. Арджоманди, Ф.Тахери. Стойкость к изгибу многослойных труб. *Морское строительство*, 48, 17–31, 2012.
2. И. Бай, РТ. Игланд, Т.Моан. Смятие трубы при смешанном внешнем давлении, растяжении и изгибе. *Морские сооружения*, 10, 389–410, 1997.
3. А. Биорсет, С. Ремсет, Б. Лейра, СМ. Ларсен. 2003. Титановые трубы, подверженные изгибающему моменту и внешнему давлению. *Компьютеры и конструкции*. 81, 2691–704, 2003.
4. Б. Баля, Разработка и анализ композитных труб изготовленных методом намотки нити.. Ближневосточный технический университет, магистерская работа , 2004.
5. М. Барский, Ж. Крузелецкий. Оптимальная конструкция корпусов от коробления при общем изгибе и внешнем давлении. *Тонкостенные конструкции*, 43, 1677–98, 2005.
6. Е.Корона, С.Кириакидес. О смятии неупругих труб при смешанном изгибе и давлении. *Международный журнал твердых частиц и структур* 24, 505–35, 1988.
7. Е.Корона, С.Кириакидес. Асимметричные режимы смятия труб при смешанном изгибе и внешнем давлении. *Журнал инженерной механики*, 126, 1232–9, 2000.
8. П. Чэнг. Плоская нелинейная теория и упругопластическая устойчивость сосновых круговых арок: Чжэцзянский университет, 2005.
9. СР. Фрост, АГ. Гибсон. Армированные термопластические трубы (RTP) в нефтегазовой промышленности. *Книга-Институт материалов*, 759, 731–740, 2001.
10. С. Геллин. Пластическая потеря устойчивости длинных цилиндрических гильз при чистом изгибе. *Международный журнал твердых частиц и структур*, 16:397–407, 1980.
11. С.Ф. Гонг, Л. Юан, В.Л. Джин.. Реакция на продольный изгиб морских трубопроводов при смешанном растяжении, изгибе и внешнем давлении. *Журнал науки А Чжэцзянского университета*, 12, 627–36, 2011.
12. С. Караманос, Дж.Тассоулас. Устойчивость глубоководных трубопроводов при смешанной нагрузке. Конференция оффшорных технологий, 1991.
13. Ю.Б. Лу. Исследование механических свойств пластиковых труб, армированных стальной проволокой с крестовой намоткой: Чжэцзянский университет, 2006.
14. А.Такано. Устойчивость тонких и умеренно толстых анизотропных цилиндров при смешанном кручении и осевом сжатии. *Тонкостенные конструкции*, 49, 304–16, 2011.
15. СДж. Ванг, С. Кришна, В.М.Евгений. “Изготовление композиционной арматуры для снижения веса райзеров морской добычи”. *Прикладная механика и материалы* 66, 1416–1421, 2011.
16. М.Ксиа, Х.Такаянаги. Реакция многослойных труб, армированных волокнами методом намотки на изгиб. *Композитные конструкции*. 56, 201–10, 2002.
17. Б.Б. Иу. Исследование нелинейных механизмов продольного изгиба гибкой трубы из армированного волокнами композиционного материала во время монтажа [диссертация]. Ханчжоу: Чжэцзянский университет, 2013.

29

Гибкие трубы, армированные стекловолокном под внутренним давлением

29.1 Введение

При проектировании трубопроводов внутреннее давление гибких труб, армированных стекловолокном является важным параметром для анализа предельной прочности, и данный вопрос постоянно привлекает внимание ученых. Касательно несвязанных гибких труб, Бай и другие его коллеги исследовали механические свойства термопластичной армированной трубы из стальной ленты под внутренним давлением и предложили аналитический метод для несвязанных гибких труб. Аналитические результаты хорошо согласуются с результатами конечных элементов. Была создана числовая модель подводного шлангокабеля под внутренним давлением и напряжением и было проанализировано влияние различных параметров на подводный шлангокабель [2]. В отличие от несвязанных гибких труб, связанные гибкие трубы имеют различные механические свойства под внутренним давлением. Ксиа и другие его коллеги провели анализ напряжений и деформаций на многослойных композитных трубах с намотанной нитью с тремя различными углами наклона под внутренним давлением и отметили, что напряжение и деформация трубы сильно зависят от последовательности укладки [3]. Кобаяши и другие сравнили распределение напряжения и деформации на основе настоящих анализов и конечно-элементных моделей и заявили о прочности на разрыв пластмассовых гибридных композитных труб, изготовленных методом намотки нити и армированных углеродным волокном и остаточную прочность после удара. Аналитические прогнозы хорошо согласуются с экспериментальными результатами [4]. Безошибочный расчет прочности на разрыв армированных термопластичных труб (RTP), основанный на трехмерной анизотропной теории упругости был предложен Байем и другими его коллегами и был проверен конечно-элементным методом [5]. Ксионг и другие описали анализ механического поведения пластиковых труб, армированных спирально намотанной стальной проволокой под чистым внутренним давлением и сравнили конечно-элементным методом. Эти два метода хорошо согласуются друг с другом. На Рисунке 29.1 показана типичная конструкция гибкой трубы, армированной стекловолокном.

Аналитический анализ и конечно-элементный анализ в этой главе приводятся из научной работы «Анализ гибких труб, армированных стекловолокном под внутренним давлением»[7].



Рисунок 29.1 Типичная конструкция гибкой трубы, армированной стекловолокном (представлено OPR Inc.).

29.2 Аналитическое решение

29.2.1 Предположения

Для упрощения аналитического решения сделаны следующие предположения о конструкциях и свойствах материалов гибких труб, армированных стекловолокном.

1. Внутренние и внешние слои изготовлены из полиэтилена, в то время как армированные слои изготовлены из полиэтилена и стекловолокна;
2. Стекловолокно и полиэтилен представляют собой сплошные однородные материалы без пустот и трещин;
3. Стекловолокно плотно прилегает к матрице, и при деформации отсутствует относительное скольжение. Слои плотно скреплены без относительного скольжения; точки контакта между слоями сплошные и не меняют формы;
4. Как и до сжатия поперечное сечение продолжает оставаться перпендикулярным к средней оси трубы после деформации;
5. Свойства материала остаются неизменными во время композитного процесса и не зависят от времени или температуры;
6. И полиэтилен и стекловолокно обладают линейной упругостью с минимальной деформацией и без начального напряжения.

29.2.2 Анализ напряжения

Поля перемещений гибкой трубы, армированной стекловолокном в цилиндрической системе координат выражается следующей формулой:

$$u_r = u_r(r), u_\theta = u_\theta(r, z), u_z = u_z(z) \quad (29.1)$$

где r , θ и z - радиальное, кольцевое и осевое направление. u_r , u_θ , u_z - радиальное, кольцевое и осевое смещение соответственно.

Определяющее соотношение k -ого слоя по цилиндрическому координату дается следующим образом:

$$\begin{bmatrix} \sigma_z \\ \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{\theta r} \\ \tau_{zr} \\ \tau_{z\theta} \end{bmatrix}^{(k)} = \begin{bmatrix} \bar{C}_{11} & \bar{C}_{12} & \bar{C}_{13} & 0 & 0 & \bar{C}_{16} \\ \bar{C}_{21} & \bar{C}_{22} & \bar{C}_{23} & 0 & 0 & \bar{C}_{26} \\ \bar{C}_{31} & \bar{C}_{32} & \bar{C}_{33} & 0 & 0 & \bar{C}_{36} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{C}_{44} & \bar{C}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{C}_{45} & \bar{C}_{55} & 0 \\ \bar{C}_{16} & \bar{C}_{26} & \bar{C}_{36} & 0 & 0 & \bar{C}_{66} \end{bmatrix}^{(k)} \begin{bmatrix} \varepsilon_z \\ \varepsilon_\theta \\ \varepsilon_r \\ \gamma_{\theta r} \\ \gamma_{zr} \\ \gamma_{z\theta} \end{bmatrix}^{(k)} \quad (29.2)$$

где $\bar{C}_{ij}$ - матрица внеосевой жесткости.

Соотношение деформация-перемещение следующее:

$$\begin{aligned} \varepsilon_r^{(k)} &= \frac{\partial u_r^{(k)}}{\partial r}, \quad \varepsilon_\theta^{(k)} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta^{(k)}}{\partial \theta} + \frac{u_r^{(k)}}{r}, \\ \varepsilon_z^{(k)} &= \frac{\partial u_z^{(k)}}{\partial z}, \quad \gamma_{z\theta}^{(k)} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_z^{(k)}}{\partial \theta} + \frac{\partial u_\theta^{(k)}}{\partial z}, \\ \gamma_{zr}^{(k)} &= \frac{\partial u_z^{(k)}}{\partial r} + \frac{\partial u_r^{(k)}}{\partial z}, \\ \gamma_{\theta r}^{(k)} &= \frac{1}{r} \frac{\partial u_r^{(k)}}{\partial \theta} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\theta^{(k)}}{r} \right) \end{aligned} \quad (29.3)$$

При отсутствии объемных сил уравнение равновесия в цилиндрической системе можно описать как:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_r^{(k)}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta r}^{(k)}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{zr}^{(k)}}{\partial z} + \frac{\sigma_r^{(k)} - \sigma_\theta^{(k)}}{r} &= 0, \\ \frac{\partial \tau_{\theta r}^{(k)}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_\theta^{(k)}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{z\theta}^{(k)}}{\partial z} + \frac{2\tau_{\theta r}^{(k)}}{r} &= 0, \\ \frac{\partial \tau_{zr}^{(k)}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{z\theta}^{(k)}}{\partial \theta} + \frac{\partial \sigma_z^{(k)}}{\partial z} + \frac{\tau_{zr}^{(k)}}{r} &= 0 \end{aligned} \quad (29.4)$$

Используя уравнение (29.3) вместо уравнения (29.1) соотношение деформация-перемещение упрощается следующим образом:

$$\varepsilon_r^{(k)} = \frac{\partial u_r^{(k)}}{\partial r}, \quad \varepsilon_\theta^{(k)} = \frac{u_r^{(k)}}{r}, \quad \varepsilon_z^{(k)} = \frac{\partial u_z^{(k)}}{\partial z},$$

$$\gamma_{z\theta}^{(k)} = \frac{\partial u_{\theta}^{(k)}}{\partial z}, \gamma_{zr}^{(k)} = 0, \gamma_{\theta r}^{(k)} = r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_{\theta}^{(k)}}{r} \right) \quad (29.5)$$

Используя уравнение (29.4) вместо уравнения (29.1), (29.2) и (29.5), уравнение равновесия можно упростить следующим образом::

$$\frac{\partial \sigma_r^{(k)}}{\partial r} + \frac{\sigma_r^{(k)} - \sigma_{\theta}^{(k)}}{r} = 0, \quad \frac{\partial \tau_{\theta r}^{(k)}}{\partial r} + \frac{2\tau_{\theta r}^{(k)}}{r} = 0 \quad (29.6)$$

Поля перемещений могут быть выражены как,

$$\begin{aligned} u_r^{(k)} &= A^{(k)} r + \frac{B^{(k)}}{r}, \\ u_{\theta}^{(k)} &= C^{(k)} z r, \\ u_z^{(k)} &= D^{(k)} z + E^{(k)} \end{aligned} \quad (29.7)$$

Используя уравнение (29.5) вместо уравнения (29.7) деформацию можно упростить следующим образом:

$$\begin{aligned} \varepsilon_r^{(k)} &= A^{(k)} - \frac{B^{(k)}}{r^2}, \quad \varepsilon_{\theta}^{(k)} = A^{(k)} + \frac{B^{(k)}}{r^2}, \\ \varepsilon_z^{(k)} &= D^{(k)}, \\ \gamma_{z\theta}^{(k)} &= C^{(k)} r, \quad \gamma_{zr}^{(k)} = 0, \gamma_{\theta r}^{(k)} = 0 \end{aligned} \quad (29.8)$$

Деформации слоев, армированных стекловолокном следующие:

$$\begin{aligned} \varepsilon_r^{(k)} &= A^{(k)} - \frac{B^{(k)}}{r_k^2}, \quad \varepsilon_{\theta}^{(k)} = A^{(k)} + \frac{B^{(k)}}{r_k^2}, \\ \varepsilon_z^{(k)} &= D^{(k)} \\ \gamma_{z\theta}^{(k)} &= C^{(k)} r_k, \quad \gamma_{zr}^{(k)} = 0, \quad \gamma_{\theta r}^{(k)} = 0 \end{aligned} \quad (29.9)$$

Определяющее соотношение k -ого слоя по цилиндрическому координату дается следующим образом:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_z \\ \sigma_\theta \\ \tau_{z\theta} \end{Bmatrix}^{(k)} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} \\ Q_{21} & Q_{22} & Q_{23} \\ Q_{31} & Q_{32} & Q_{33} \end{bmatrix}^{(k)} \begin{Bmatrix} \varepsilon_z \\ \varepsilon_\theta \\ \gamma_{z\theta} \end{Bmatrix}^{(k)} \quad (29.10)$$

Определяющее соотношение k -ого слоя по локальному координату дается следующим образом:

$$\begin{Bmatrix} \bar{\sigma}_L \\ \bar{\sigma}_T \\ \bar{\tau}_{LT} \end{Bmatrix}^{(k)} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{13} \\ \bar{Q}_{21} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{23} \\ \bar{Q}_{31} & \bar{Q}_{32} & \bar{Q}_{33} \end{bmatrix}^{(k)} \begin{Bmatrix} \bar{\varepsilon}_L \\ \bar{\varepsilon}_T \\ \bar{\gamma}_{LT} \end{Bmatrix}^{(k)} \quad (29.11)$$

Напряжения в стекловолокне достигаются путем уравнении (29.10) и (29.11) по цилиндрическому и локальному координату соответственно. Поскольку модуль упругости стекловолокна во внутреннем и внешних слоях намного выше, чем у полиэтилена, гибкая труба, армированная стекловолокном повреждается, когда осевое напряжение стекловолокна достигает максимального растягивающего напряжения. Когда осевое напряжение достигает максимального значения, внутреннее давление P является давлением разрыва гибкой трубы, армированной стекловолокном.

29.2.3 Граничные условия

Следующие уравнения могут быть получены с учетом непрерывности граничных условий:

Условия краевого напряжения:

$$\sigma^{(1)}(r_0) = -P_0, \quad \sigma_r^{(n)}(r_a) = 0 \quad (29.12)$$

$$\tau_{\theta r}^{(1)}(r_0) = \tau_{zr}^{(1)}(r_0), \quad \tau_{\theta r}^{(n)}(r_n) = \tau_{zr}^{(n)}(r_n) \quad (29.13)$$

Граничные условия для радиального смещения:

$$u_r^{(k)}(r_k) = u_r^{(k+1)}(r_k) \quad (29.14)$$

$$u_\theta^{(k)}(r_k) = u_\theta^{(k+1)}(r_k) \quad (29.15)$$

$$\tau_{zr}^{(k)}(r_k) = \tau_{zr}^{(k+1)}(r_k) \quad (29.16)$$

$$\sigma_r^{(k)}(r_k) = \sigma_r^{(k+1)}(r_k) \quad (29.17)$$

$$\tau_{\theta r}^{(k)}(r_k) = \tau_{\theta r}^{(k+1)}(r_k) \quad (29.18)$$

Равновесие осевых сил:

$$\sum_{k=1}^n \int_{r_{k-1}}^{r_k} \sigma_z^{(k)} \cdot 2\pi r dr = \pi r_0^2 P_0 \quad (29.19)$$

Равновесие крутящего момента:

$$\sum_{k=1}^n \int_{r_{k-1}}^{r_k} \tau_{z\theta}^{(k)} \cdot r^2 dr = 0 \quad (29.20)$$

Уравнения (29.13), (29.15), (29.16) и (29.18) постоянно находятся при осесимметричной нагрузке. Уравнение (2n + 2) достигается путем непрерывности граничных условий.

29.3 Конечно-элементный анализ

Конечно-элементный анализ разработан для моделирования механического поведения гибкой трубы, армированной стекловолокном под внутренним давлением. Критерий отказа такой же, как критерий отказа, используемый в теоретическом анализе; гибкая труба, армированная стекловолокном повреждается, когда стекловолокно достигает максимального растягивающего напряжения.

В таблице 29.1 приведены параметры сечения гибких труб, армированных стекловолокном, включая размеры различных слоев и углы намотки армированных слоев. Свойства материалов каждого слоя гибкой трубы, армированной стекловолокном, приведены в Таблице 29.2.

Модель конечных элементов длиной 1000 мм строится в цилиндрической системе координат с использованием программы ABAQUS/Standard нелинейного анализа методом конечных элементов. Когда композитная труба конечной длины находится под нагрузкой внутреннего давления, поперечное сечение трубы будет расширяться и кольцевое напряжение слоев, армированных стекловолокном, уменьшается, как показано на Рисунке 29.2. Явление, при котором стекловолокна ломаются в осевом направлении, является основной формой окончательного разрушения. Когда гибкая труба, армированная стекловолокном находится под внутренним давлением происходит большая деформация усадки в осевом направлении. Поэтому граничные условия модели устанавливаются так, что один конец фиксирован, а другой конец свободен в осевом направлении. Распределение смещения в радиальном и осевом направлениях труб показано на рисунке 29.3.

Таблица 29.1 Параметры сечения гибких труб, армированных стекловолокном.

Внутренний диаметр (мм)	Наружный диаметр (мм)	Толщина стенки внутреннего полиэтиленового слоя (мм)	Толщина стенки наружного полиэтиленового слоя (мм)	Общая толщина стенок армированных слоев (мм)	Количество армированных слоев (мм)	Толщина стенок каждого армированного слоя (мм)	Угол намотки (градус)
150	205.6	11	9	7.8	26	0.3	55

Таблица 29.2 Свойства материалов каждого слоя гибкой трубы, армированной стекловолокном

ПЭ внутреннего и внешнего слоев				
Модуль упругости			коэффициент Пуассона	
1100 МПа			0.4	
Армированные слои				
Модуль упругости (E11)	Модуль упругости (E22 = E33)	коэффициент Пуассона (12)	коэффициент Пуассона (13)	коэффициент Пуассона (23)
28000 МПа	3200 МПа	0.3	0.3	0.3

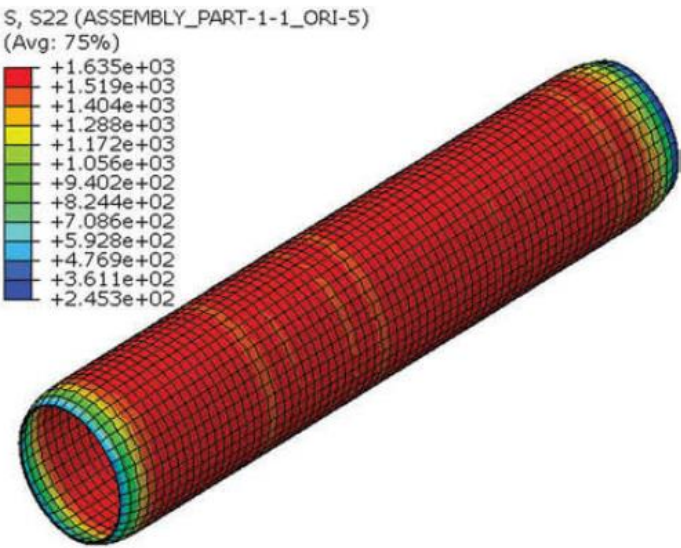
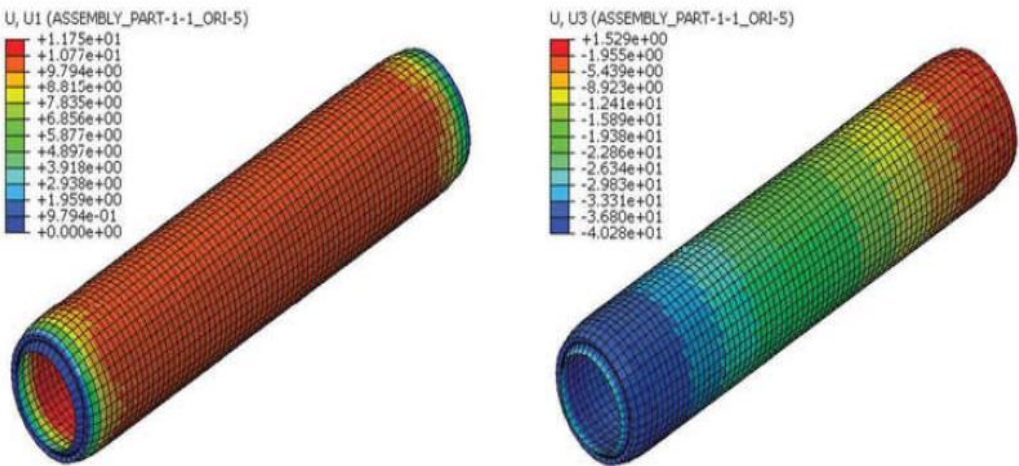


Рисунок 29.2 Распределение кольцевых напряжений армированных слоев для гибких труб, армированной стекловолокном под внутренним давлением.



(а) Радиальное направление

(б) Осевое направление

Рисунок 29.3 Распределение смещения в радиальном и осевом направлениях гибких труб, армированных стекловолокном

Максимальное напряжение в слоях стекловолокна 750 МПа в направлении намотки используется в качестве критерия разрушения. Результаты анализа напряжений ABAQUS находятся в цилиндрической системе координат, и они преобразуются в направление намотки для оценки путем выполнения преобразования координат.

29.4 Результаты и обсуждения

На Рисунке 29.4 показано распределение напряжения S11 в поперечном сечении гибкой трубы, армированного стекловолокном под нагрузкой внутреннего давления. Максимальные и минимальные напряжения находятся сверху и снизу для внешнего полиэтиленового слоя, и слева и справа от трубы для внутреннего полиэтиленового слоя. Видно, что смещение в направлении x максимальное, в то время как смещение в направлении y минимальное в левой и правой точках поперечного сечения трубы. На Рисунке 29.5 показано распределение кольцевых напряжений в поперечном сечении гибкой трубы, армированного стекловолокном.

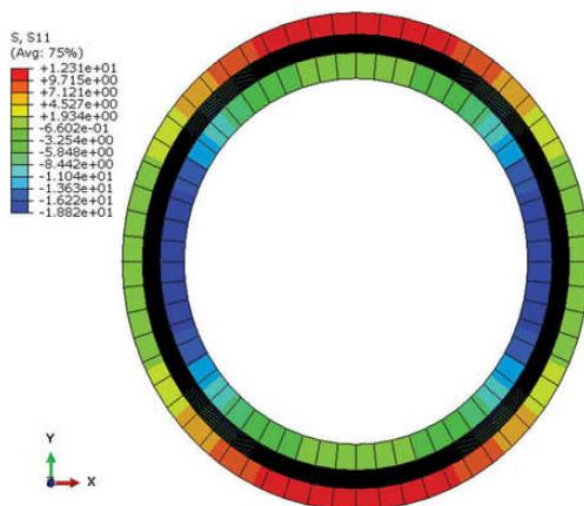


Рисунок 29.4 Распределение напряжения S11 по поперечному сечению трубы.

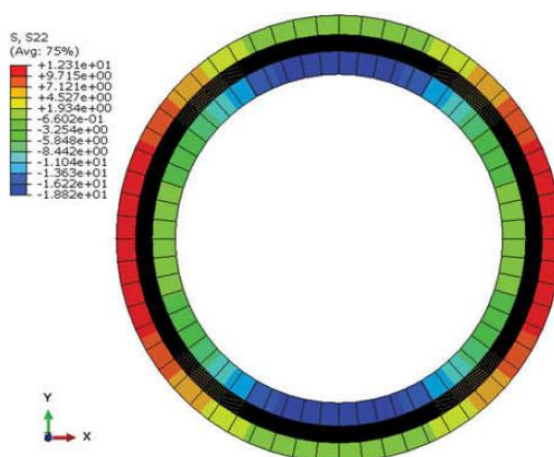


Рисунок 29.5 Распределение напряжений в поперечном сечении трубы S22.

На Рисунке 29.6 показано изменение максимального осевого напряжения во внутреннем стекловолокне 26-слойной стекловолоконной трубы в зависимости от нагрузки внутреннего давления. Когда осевое напряжение стекловолокна достигает 750 МПа, подаваемое внутреннее давление составляет 60,4 МПа, это означает, что давление разрыва 26-слойной гибкой трубы, армированной стекловолокном составляет 60,4 МПа. Относительная разница между КЭМ и аналитическим решением составляет 3,1%.

На Рисунке 29.7 показана связь осевого напряжения и внутреннего давления для различных слоев стекловолокна гибких труб, армированных стекловолокном. Номер слоя обозначен от внутреннего слоя к внешнему. Например, самый внутренний армированный слой - это слой 1, а самый внешний армированный слой - это слой 26. Осьевые напряжения армированных слоев линейно увеличиваются с увеличением внутреннего давления. Осьевое напряжение различных слоев уменьшается в радиальном направлении от внутреннего слоя к внешнему.

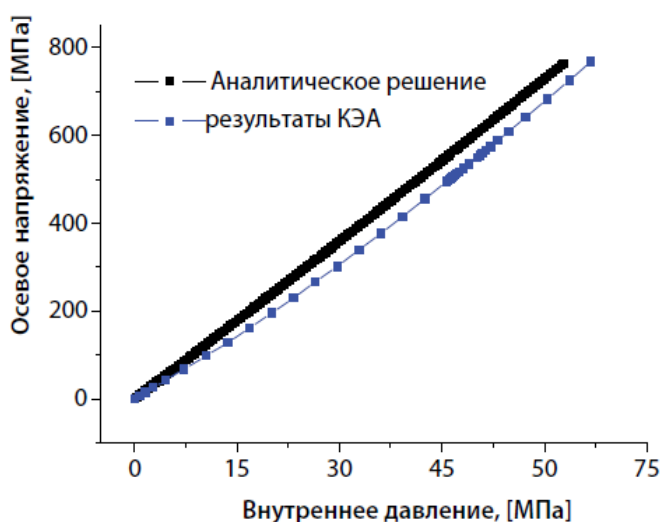


Рисунок 29.6 Разница между конечно-элементным методом и аналитическим решением

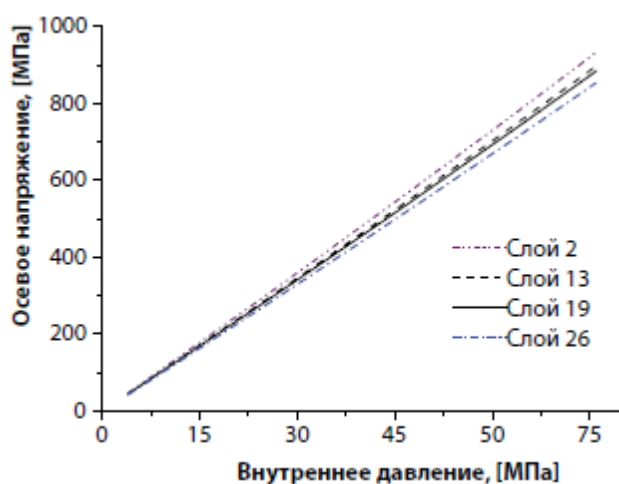


Рисунок 29.7 Аналитические решения осевого напряжения для различных слоев стекловолокна.

Рисунок 29.8 показывает связь между кольцевым напряжением и внутренним давлением для различных слоев стекловолокна гибких труб, армированных стекловолокном. По мере увеличения внутреннего давления увеличивается кольцевое напряжение армированных слоев. Кольцевое напряжение разных слоев уменьшается от внутреннего слоя к внешнему.

29.5 Угол намотки

Угол намотки слоя стекловолокна является важным параметром при проектировании поперечного сечения гибких труб, армированного стекловолокном. На Рисунке 29.9 показано изменение давления разрыва с углом намотки гибких труб, армированного стекловолокном. Для угла намотки от 5 до 65 градусов способность выдерживать внутреннее давление линейно увеличивается, когда угол намотки стекловолокна составляет менее 40 градусов. Однако же, давление разрыва стремительно повышается, когда угол намотки составляет более 40 градусов и менее 57 градусов. Давление разрыва стремительно падает, если угол намотки больше 57 градусов. Можно увидеть, что стекловолокно с углом намотки от 55 до 60 градусов применим для проектирования.

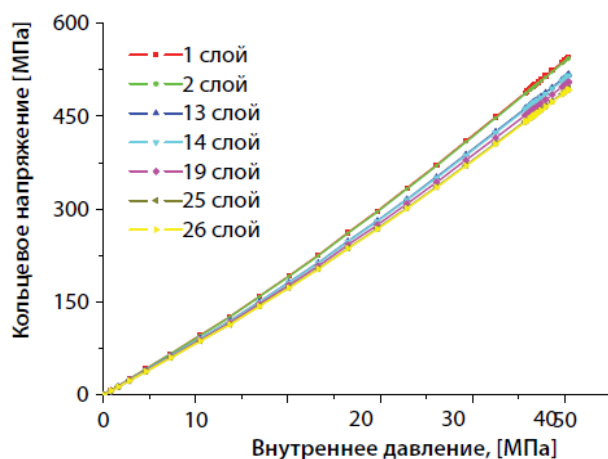


Рисунок 29.8 Результаты конечно-элементного анализа кольцевых напряжений для различных слоев стекловолокна.

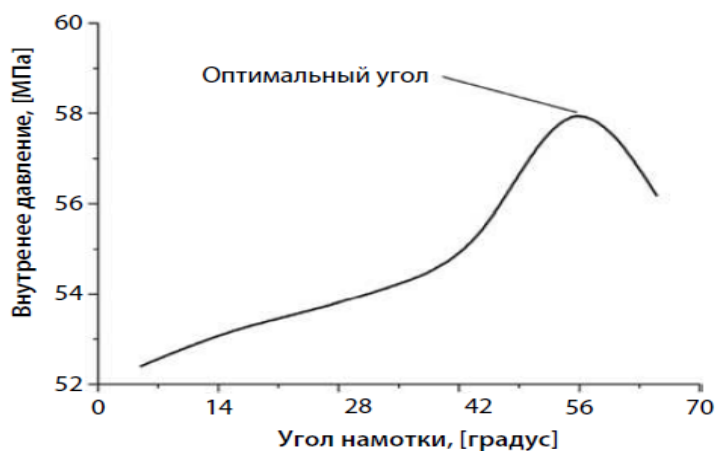


Рисунок 29.9 Влияние угла намотки на внутреннее давление.

29.6 Заключение

По результатам аналитических решений и конечно-элементных анализов сделаны следующие выводы:

- a. Модуль упругости стекловолокна намного выше, чем у полиэтилена, используемого во внутреннем и внешнем слоях. Когда стекловолокно достигает максимального растягивающего напряжения гибкая труба, армированная стекловолокном считается поврежденным.
- b. Аналитические решения и решения методом конечных элементов хорошо согласуются. Относительная разница между конечно-элементным методом и аналитическим решением составляет 3,13%.
- c. Осевые и кольцевые напряжения армированных слоев увеличиваются с увеличением внутреннего давления. Осевые и кольцевые напряжения уменьшаются в радиальном направлении
- d. Слой стекловолокна с углом намотки от 55 до 60 градусов подходит для конструкции поперечного сечения.

Использованная литература

1. И.Бай, В.Чен, Х. Ксионг и другие “Анализ термопластичной армированной трубы из стальной ленты под внутренним давлением”. *Суда и морские сооружения*, 1–8, 2015.
2. И. Бай, И. Лу, П. Чэнг, “Аналитический прогноз поведения шлангокабеля при смешанном напряжении и внутреннем давлении”. *Морское строительство*, 109, 135–144, 2015.
3. М. Ксиа, К. Кеммочи, Х. Такаянаги, “Анализ многослойной трубы, армированной и намотанной волокном, при смешанном внутреннем давлении и термомеханической нагрузке”. *Композитные конструкции*, 51(3), 273–283, 2001.
4. С.Кобаяши, Т.Имай, С.Вакайама, “Анализ оценки прочности на разрыв пластмассовых гибридных композитных труб, изготовленных методом намотки нити и армированных углеродным волокном с учетом пластической деформации футеровки”. *Композиты, Часть А*, 38, 1344–1353, 2007.
5. И.Бай, Ф.Ксю, П.Чэнг и другие, “Разрывная способность армированной термопластической трубы (RTP) при внутреннем давлении”. *Материалы 30-й Международной конференции ASME 2011 по морской, прибрежной и арктической инженерии, Роттердам*, OMAE-49325, 2011.
6. Х. Ксионг, И.Бай, Х.Киао и другие, “Анализ механических свойств пластиковой трубы, армированной стальной проволокой с поперечно-спиральной навивкой (PSP), под внутренним давлением”. *Материалы 34-й Внутренней конференции ASME 2015 года по морской, прибрежной и арктической инженерии, Ньюфаундленд*, OMAE2015–41580, 2015.
7. И.Бай, С.Лин, П.Фанг, “Анализ гибких труб, армированных стекловолокном под внутренним давлением ”.

30

Гибкие трубы, армированные стекловолокном (FGRFP) под внутренним давлением

30.1 Введение

Подводные трубопроводы играют важную роль в морской системе сбора и транспортировки нефтегазовых продуктов. Они используются для транспортировки нефти, газа и других жидких продуктов и для соединения всей системы хранения и транспортировки нефти и газа с морскими нефтяными и газовыми месторождениями. Подводные гибкие трубы впервые использовались в качестве подводного трубопровода нового типа в Америке в 1970-х годах, и в последние годы сыграли большую роль в эксплуатации нефтяных месторождений в океане. Данные трубопроводы имеют хорошую целостность и гибкость, а также имеют высокую приспособляемость. В дополнение к своей способности транспортировать единые вещества, на которые не способны стальные подводные трубы, подводные гибкие трубы особенно подходят для транспортировки агрессивных жидкостей. Они используются в качестве соединительной трубы между устьем скважины и платформой при эксплуатации морских месторождений нефти и газа или в качестве глубоководных стояков и подводных трубопроводов и т.д.

Подводные гибкие композитные трубы можно разделить на несвязанные (армированные стальной лентой) гибкие композитные трубы или связанные (армированные неметаллическим материалом) гибкие композитные трубы, которые являются армированными термопластическими трубами. Стекловолокно имеет такие характеристики, как высокая сопротивляемость к растяжению, и является высокопрочным легким конструкционным материалом. Несмотря на это, полиэтилен обладает высокой коррозионной стойкостью. Следовательно, гибкие трубы, армированные стекловолокном сочетают в себе высокие характеристики прочности стекловолокна и коррозионную стойкость, гибкость ПЭ, что позволяет использовать его в области транспортировки нефти и природного газа. По сравнению с обычными несвязанными (армированными стальной лентой) гибкими композитными трубами, они могут быть более устойчивыми к коррозии и иметь более низкие производственные затраты. Кроме того, в них газ быстро не накапливается, а процесс изготовления проще. Они более низкозатратны и имеют большую инженерную ценность. Гибкие трубы, армированные стекловолокном, содержат меньше слоев стекловолокна, но обладают такой же жесткостью и прочностью.

Механические свойства гибких труб, армированных стекловолокном и их поведение при изгибе является важным свойством при проектировании трубопроводов и привлекают к себе большое внимание. Бай, Ван и другие [1] исследовали поведение продольного изгиба армированных термопластичных труб (RTP) под внешним давлением и предложили теорию двумерных колец. Теоретические результаты хорошо согласуются с

результатами конечных элементов. Гонг [2] создал численную модель композитных конструкций для глубоководных многослойных труб под внешним давлением и проанализировал влияние различных параметров на композитные трубы. Крюер предложил упрощенный метод анализа, в котором RTP был упрощен до внешнего слоя, армированных слоев и внутреннего слоя [3].

В данной главе создается модель конечного элемента для 6-дюймового FGRFP с коммерческим программным обеспечением ABAQUS и анализируются такие параметры, как начальная овальность, начальный эксцентриситет стенки, отношение диаметра к толщине внешнего и внутреннего слоев, свойства материала и т.д. На основе результатов анализа даются некоторые предложения по проектированию и инженерному применению гибких труб, армированных стекловолокном. Модель конечных элементов взята из исследования «Анализ гибких труб, армированных стекловолокном под внешним давлением».

30.2 Анализ конечных элементов

30.2.1 Введение

На рисунке 30.1 показана овальная деформация поперечного сечения трубы, когда труба находится под внешним давлением, и увеличение овальной деформации при увеличении внешнего давления. После того, как внешнее давление достигнет предельного уровня для несущей способности трубы, деформация поперечного сечения быстро возрастет, в это время несущая способность резко снизится, что означает, что труба неустойчива. В этом состоянии нагрузка, прикладываемая на трубу, постоянна по длине трубы, смещения, напряжения и деформации трубы такие же и в осевом направлении трубы. Таким образом, используется 2D-кольцо с определенным дефектом для анализа поведения гибкой трубы при изгибе под действием внешнего давления.

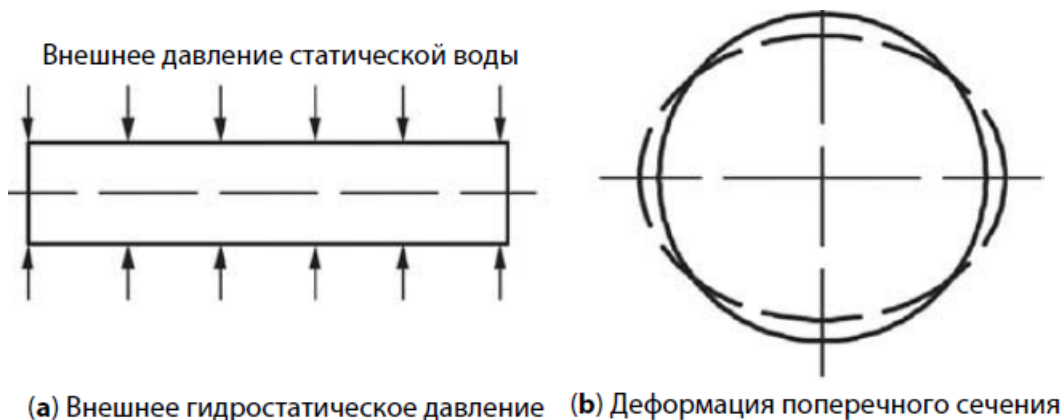


Рисунок 30.1 Деформация поперечного сечения трубы из-за внешнего давления.

Для анализа гибких труб, армированных стекловолокном под внешним давлением сделаны нижеследующие предположения:

- Стекловолокно и полиэтилен - это сплошные, однородные, анизотропные материалы. Вязкоупругость полиэтилена здесь не учитывается.
- На границе раздела каждый слой является непрерывным, и он остается безупречным во время анализа;

- Стекловолокно тесно связано с матрицей, и при деформации отсутствует относительное скольжение. Слои плотно скреплены без относительного скольжения; точки контакта между слоями сплошные и не меняют формы.

30.2.2 Геометрические параметры и свойства материала

В таблице 30.1 перечислены размеры 6-дюймовых гибких труб, армированных стекловолокном (FGRFP), а параметры каждого уровня используются для создания конечно-элементной модели FGRFP. Внешний и внутренний слои выполнены из полиэтилена, а армированные слои из стекловолокна. Угол намотки стекловолокна составляет 55 градусов. Свойства материала каждого слоя приведены в Таблице 30.2.

Таблица 30.1 Размеры гибких труб, армированных стекловолокном

Описание	Наружный диаметр	Внутренний диаметр	Толщина стенки внутреннего слоя	Толщина стенки внешнего слоя	Толщина стенки армированного слоя	К-во слоев	Толщина слоя	Угол намотки
Единица измерения	мм	мм	мм	мм	мм		мм	градус
FGRFP	205.6	150	11	9	7.8	26	0.3	55

Таблица 30.2 Свойства материалов каждого слоя

Внутренний слой				
Модуль упругости			коэффициент Пуассона	
1100 МПа			0.4	
Армированные слои				
Модуль упругости (E11*)	Модуль упругости (E22 = E33)	коэффициент Пуассона (12)	коэффициент Пуассона (13)	коэффициент Пуассона (23)
32,8 ГПа	2,5 ГПа	0.30	0.30	0.58
Наружный слой				
Модуль упругости			коэффициент Пуассона	
1100 МПа			0.4	

*Примечание: 11 - направление волокна, 22 - направление поперек волокна.

30.2.3 Конечно-элементное моделирование

Модель конечных элементов длиной 200мм создана для гибкой трубы, армированной стекловолокном используя программное обеспечение ABAQUS/Standard нелинейный анализ конечных элементов. Граничные условия показаны на рисунке 30.2 следующим образом: ограничения поперечного сечения с одной стороны трубы соединены с опорной точкой, другая сторона поперечного сечения является симметричным ограничением. Боковое смещение точек 1 и 2 (вверх и вниз) ограничено, а вертикальные смещения ограничены в точках 3 и 4 (слева и справа).

Конечно-элементная модель поведения трубы при изгибе состоит из двух этапов: На первом этапе к идеальной трубе добавляется изначальное несовершенство; На втором этапе к трубе применяется внешнее давление. Для того, чтобы достичь нисходящую ветвь зависимости нагрузки от деформации, на втором шаге выбирается шаг статистического анализа регулирования длины дуги. Сила трения между каждым слоем гибких труб, армированных стекловолокном не учитывается, поскольку каждый слой связан, и относительное движение между слоями не возникает. На рисунке 30.3 показана модальная

деформация первого порядка гибких труб, армированных стекловолокном под нагрузкой внешнего давления.

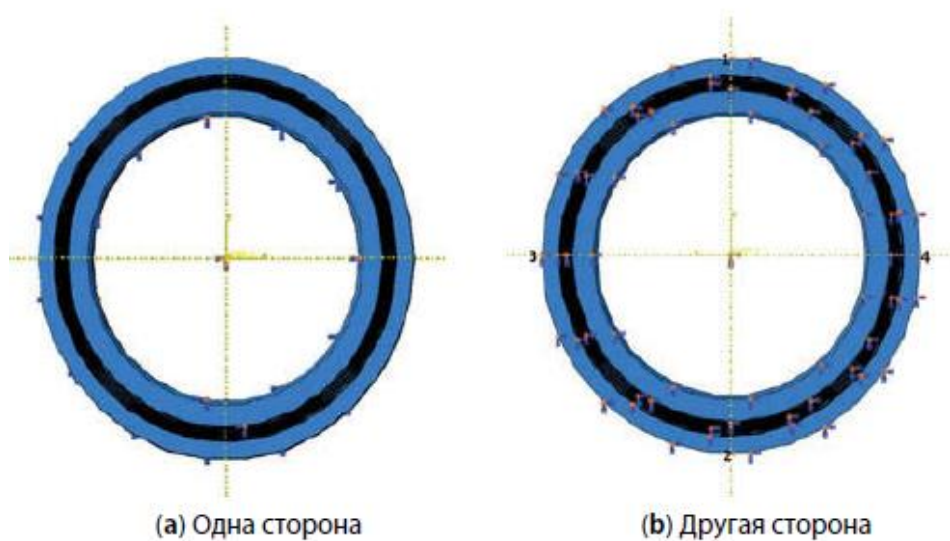


Рисунок 30.2 Граничные условия обоих торцевых сечений.

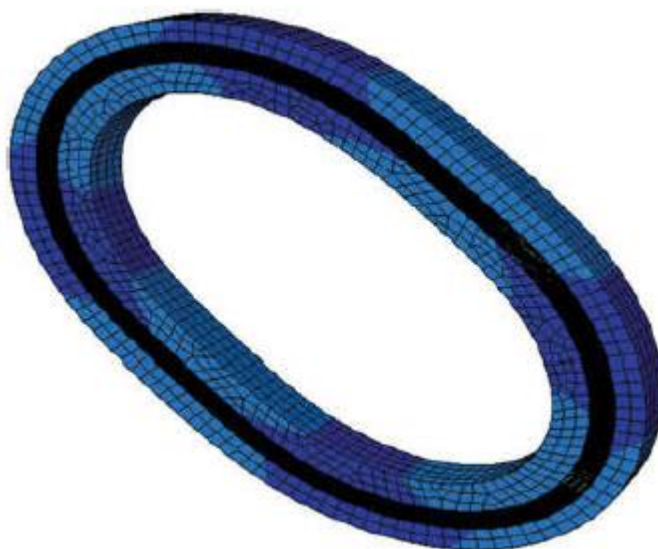


Рисунок 30.3 Модальная деформация первого порядка

30.3 Результаты и обсуждения

30.3.1 Введение

На рисунке 30.4 показана зависимость давления от овальности для гибких труб, армированных стекловолокном (FGRFP) под нагрузкой внешнего давления. Овальность увеличивается линейно с увеличением гидростатического внешнего давления до того, как возникает неустойчивость FGRFP. После того, как труба становится неустойчивой, овальность трубы быстро увеличивается, в то время как, несущая способность снижается. В этом случае внешняя нагрузка FGRFP выше 6 МПа, она переходит в пластическое состояние. Точка X на кривой является критической точкой потери устойчивости для FGRFP, в данном случае это соответствует изгибающей нагрузке 6.54Мпа. Когда

овальность достигает 0,07%, труба начинает пластически разрушаться, и в это время овальность быстро увеличивается.

следующих разделах обсуждается влияние таких параметров, как начальное несовершенство, геометрия и свойства материала на поведение трубы при изгибе.

30.3.2 Начальное несовершенство

Первоначальное несовершенство включает в себя начальную овальность и эксцентричность толщины внешнего слоя.

30.3.2.1 Начальная овальность

Начальная овальность трубы обычно определяется как Δ_0 :

$$\Delta_0 = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{D_{\max} + D_{\min}} \quad (30.1)$$

где $D_{\max}$ – максимальный диаметр трубы и $D_{\min}$ – минимальный диаметр, как показано на рисунке 30.5.

На рисунке 30.6 показана кривая давление-овальность для начальных овальностей 0.25%, 0.52%, 0.70%, 1.0% и 1.25%. Изгибающая нагрузка FGRFP уменьшается с 6,79 МПа до 6,03 МПа, в то время как начальная овальность увеличивается с 0,25% до 1,25%, изгибающая нагрузка не чувствительна к начальной овальности.

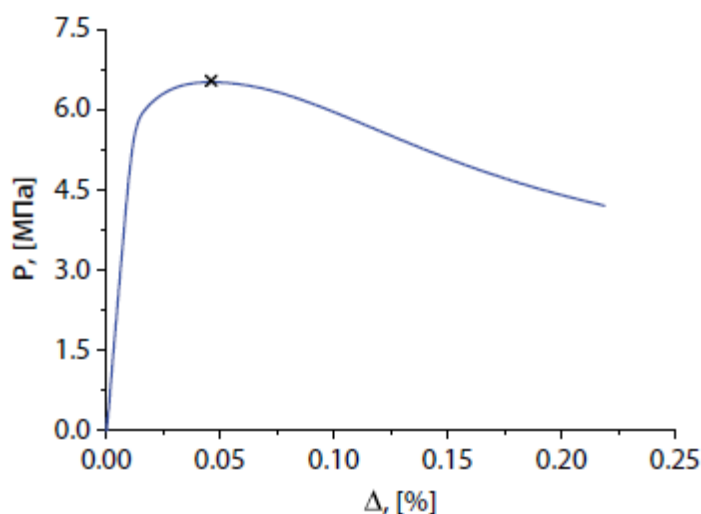


Рисунок 30.4 Кривая давление-овальность

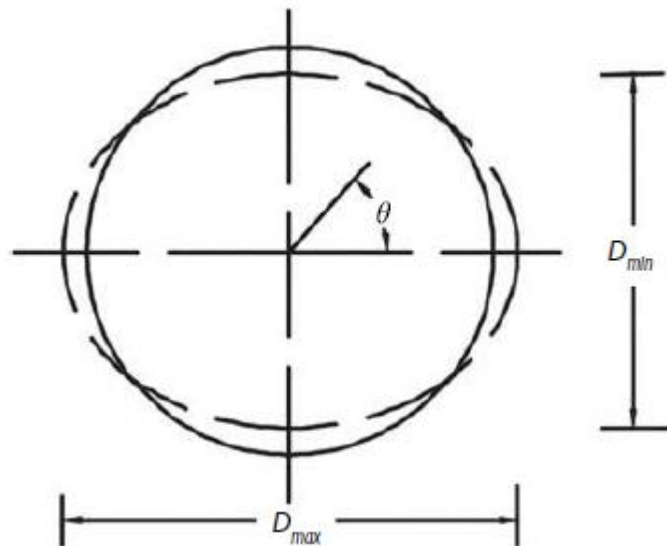


Рисунок 30.5 Начальная овальность

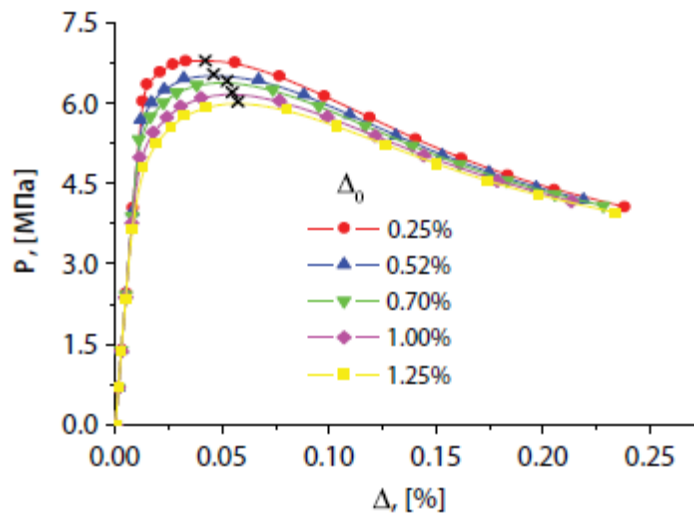


Рисунок 30.6 Кривая давление-овальность для различных начальных овальностей.

30.3.2.2 Начальный эксцентриситет стенки

Начальный эксцентриситет стенки внешнего полиэтиленового слоя является одним из начальных дефектов трубы. Начальный эксцентриситет стенки наружного полиэтиленового слоя определяется следующим образом:

$$e_0 = \frac{t_{\max} - t_{\min}}{t_{\max} + t_{\min}} \quad (30.2)$$

где $t_{\max}$ – максимальная толщина, $t_{\min}$ – минимальная толщина слоя ПЭ. На рисунке 30.7 показаны определения этих параметров.

На Рисунках 30.8–30.10 показана деформация FGFRP под действием нагрузки внешней деформации с различными начальными эксцентриситетами стенок.

На деформацию FGFRP под внешним давлением влияет начальная овальность, когда труба является непрерывно однородной с разным эксцентриситетом по толщине.

При наличии эксцентриситета по толщине труба становится нестабильной с самой слабой точки.

На Рисунке 30.11 показана кривая давление-овальность для эксцентриситета стенки 0.0%, 10.0%, и 20.0%. Когда эксцентриситет стенки увеличивается с 0,0% до 20,0%, изгибающая нагрузка FGRFP под внешним давлением снижается с 6,54 МПа до 5,28 МПа. Когда эксцентриситет по толщине превышает 10,0%, способность трубы выдерживать внешнее гидростатическое давление начинает медленно снижаться. На этапах установки и производства следует избегать эксцентриситета по толщине FGRFP.

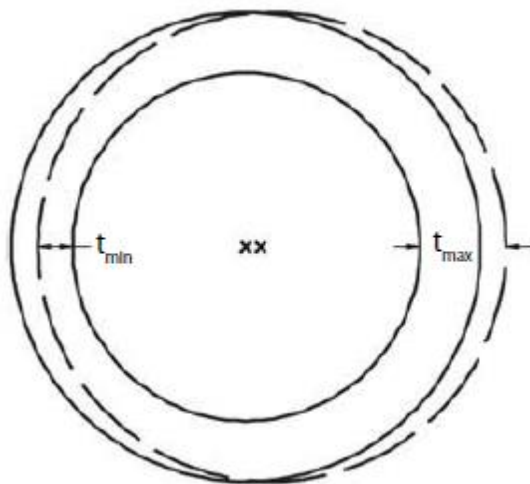


Рисунок 30.7 Начальный эксцентриситет стены.



Рисунок 30.8 Деформация FGRFP при эксцентриситете стенки 0,0%.

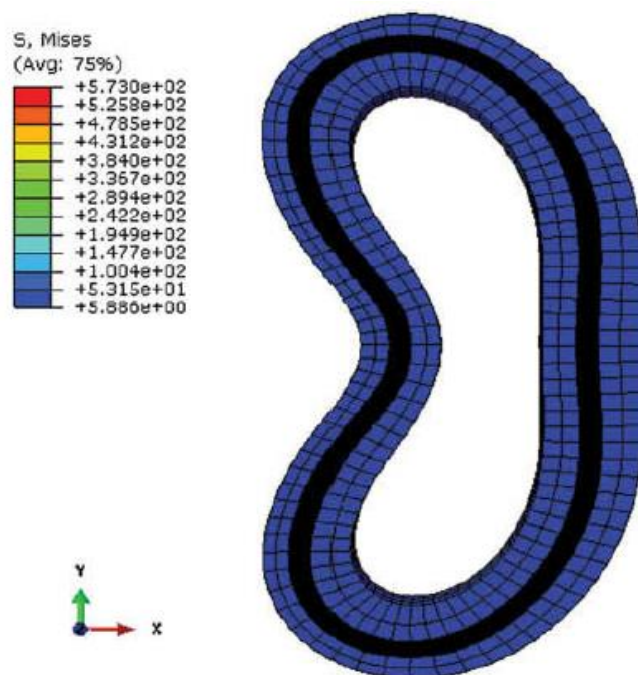


Рисунок 30.9 Деформация FGRFP при эксцентриситете стенки 10,0%.

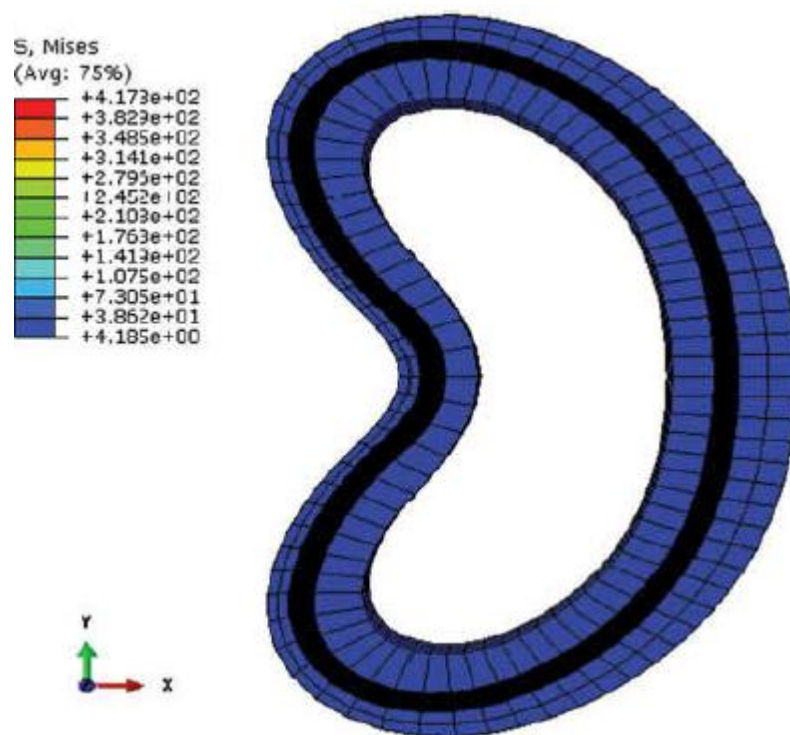


Рисунок 30.10 Деформация FGRFP при эксцентриситете стенки 20,0%.

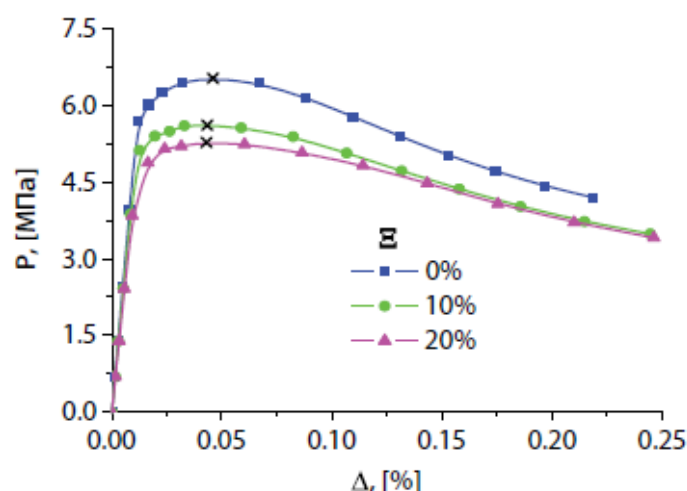


Рисунок 30.11 Кривая давление-овальность FGRFP при различных эксцентриситетах стенки.

30.3.3 Геометрические конфигурации

Геометрические конфигурации в основном включают в себя соотношение диаметра к толщине полиэтилена, как для внешних, так и для внутренних слоев.

30.3.3.1 Диаметр относительной толщины D_1/t_1 внешнего полиэтиленового слоя

На Рисунке 30.12 показано влияние наружного диаметра на относительную толщину (D_1/t_1) внешнего полиэтиленового слоя на нагрузку продольного изгиба трубы. Внешний диаметр FGRFP составляет 200 мм, 205,6 мм и 210 мм, в то время как соотношение D_1/t_1 соответствующего внешнего полиэтиленового слоя составляет 32,3, 22,8 и 18,8 соответственно. Как показано на Рисунке, когда диаметр относительной толщины внешнего полиэтиленового слоя уменьшается с 32,3 до 18,8, изгибающая нагрузка увеличивается на 37,0%, с 5,59 МПа до 7,66 МПа. Этот результат показывает, что диаметр относительной толщины внешнего полиэтиленового слоя для FGRFP оказывает большое влияние на способность трубы выдерживать внешнее гидростатическое давление. По мере уменьшения диаметра относительной толщины внешнего полиэтиленового слоя, давление неустойчивости стекловолоконной трубы увеличивается. При проектировании FGRFP целесообразно уменьшить диаметр относительной толщины внешнего полиэтиленового слоя.

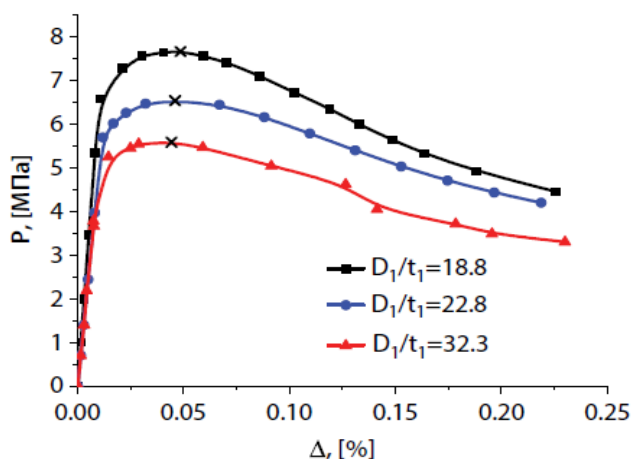


Рисунок 30.12 Кривая давление-овальность FGFRP для различных соотношении D/t внешних слоев.

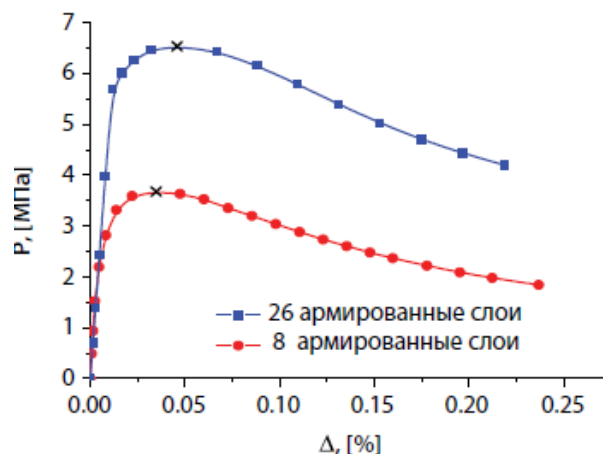


Рисунок 30.13 Кривая давление-овальность для разного количества армированных слоев.

30.3.3.2 Количество армированных слоев

В данной главе приведены итоги деформации FGRFP с 8 и 26 армированными слоями под действием гидростатического внешнего давления. Изгибающая нагрузка FGRFP с 8-ю армированными слоями составляет 3,68 МПа, в то время как изгибающая нагрузка для 26 слоев составляет 6,54 МПа. С увеличением количества армированных слоев способность противостоять продольному изгибу увеличивается на 77,7%, а соответствующая овальность снижается с 4,6% до 3,5% (как показано на Рисунке 30.13). Чем больше количество армированных слоев, тем больше способность противостоять изгибу, и разница становится чрезвычайно очевидной. Для удовлетворения проектных требований, можно изменить количество армированных слоев.

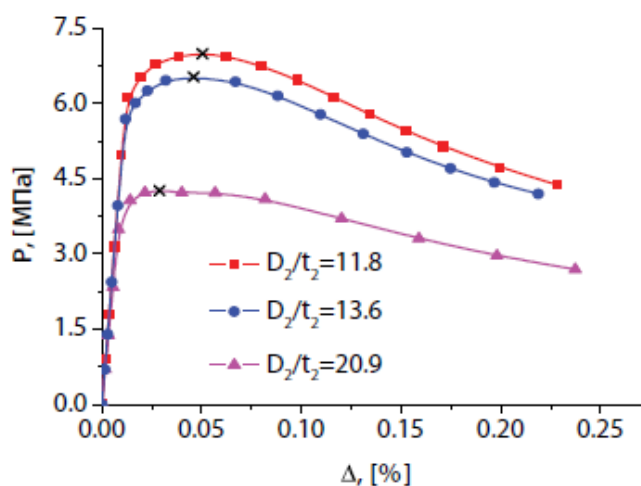


Рисунок 30.14 Кривая давление-овальность для различных соотношений D_2/t_2 внутреннего полиэтиленового слоя.

Таблица 30.3 Физические свойства материалов, используемых для внутренних и внешних слоев

	ПП	ПА	ПЭ
Модуль упругости	1570 МПа	1575 МПа	1100 МПа
коэффициент Пуассона	0.4	0.4	0.4

30.3.3.3 Диаметр относительной толщины $D2/t2$ внутреннего слоя

В данном разделе для внутреннего полиэтиленового слоя выбраны внутренние диаметры 147 мм, 150 мм, 157 мм и внутренний диаметр относительной толщины ($D2/t2$) 11,8, 13,6 и 20,9. На Рисунке 30.14 показано кривая соотношения между внешним давлением и овальностью для различных диаметров относительной толщины внутренних слоев, показывающая, что при увеличении диаметра относительной толщины внутреннего полиэтиленового слоя с 11,8 до 20,9 изгибающая нагрузка стекловолоконной трубы уменьшается на 39,0%, с 7,0 МПа до 4,3 МПа. При этом соответствующая овальность также снижается с 5,0% до 2,9%. Результаты показывают, что диаметр относительной толщины внутреннего полиэтиленового слоя имеет большое влияние на способность стекловолоконной трубы противостоять изгибу. По мере увеличения $D2/t2$ внутреннего полиэтиленового слоя, изгибающая нагрузка стекловолоконной трубы уменьшается. Способность FGRFP противостоять изгибу увеличивается, когда $D2/t2$ внутреннего полиэтиленового слоя уменьшается.

30.3.4 Материал

В данном разделе ПЭ, ПП и ПА используются в качестве материалов внутренних и внешних слоев, для исследования влияния материала на изгибающую нагрузку FGRFP. В таблице 30.3 перечислены физические свойства материалов, используемых для внутренних и внешних слоев. Как показано на рисунке 30.15, изгибающая нагрузка FGRFP, внутренние и внешние слои которого состоят из ПЭ, ПП, ПА, составляют 6,54 МПа, 8,04 МПа и 8,53 МПа соответственно. Модули упругости материалов внутреннего и внешнего слоев для трех труб- ПА>ПП>ПЭ. С увеличением модуля упругости материалов увеличивается жесткость материала и способность трубы противостоять изгибу. Для сведения, изгибающая нагрузка чистой ПЭ трубы – 4.64 МПа. Способность противостоять нагрузке внешнего давления снижается без слоя, армированного стекловолокном.

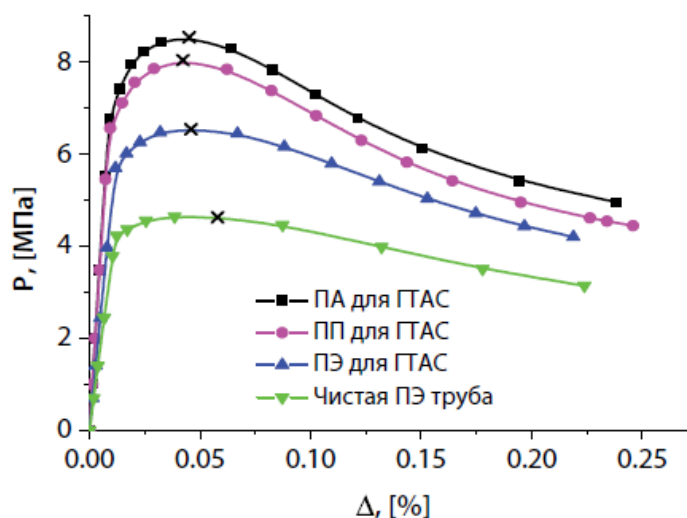


Рисунок 30.15 Кривая давление-овальность FGRFP для различных материалов

30.5 Заключение

Для гибкой трубы, армированной стекловолокном:

1. Начальная овальность внешнего полиэтиленового слоя мало влияет на изгибающую нагрузку FGRFP, в то время как начальный эксцентриситет стенки внешнего полиэтиленового слоя оказывает большое влияние на изгибающую нагрузку. Следовательно, следует избегать первоначального эксцентриситета стенки в FGRFP во время проектирования и производства.
2. Количество армированных слоев и диаметр относительной толщины внешнего слоя и внутреннего слоя имеют большое влияние на изгибающую нагрузку FGRFP. При уменьшении диаметра относительной толщины, изгибающая нагрузка FGRFP увеличивается. При проектировании FGRFP диаметр относительной толщины внешнего полиэтиленового слоя должно быть уменьшено. Увеличение количества армированных слоев приводит к увеличению способности трубы противостоять изгибающей нагрузке, и данное изменение становится очевидным. С увеличением диаметра относительной толщины внутреннего полиэтиленового слоя, изгибающая нагрузка FGRFP уменьшается. Рекомендуется увеличить количество армированных слоев и уменьшить диаметр относительной толщины внутреннего полиэтиленового слоя, чтобы увеличить способность FGRFP противостоять изгибу.
3. Способность FGRFP противостоять изгибу выше, чем у труб из чистого полиэтилена. Для внутренних и внешних слоев следует использовать композиционные материалы с более высоким модулем упругости, для того, чтобы повысить устойчивость к внешнему давлению.

Использованная литература

1. И. Бай, Н. Ванг, П. Чэнг, “Смятие RTP (армированной трубы из термопласта) под действием внешнего давления”. Международная конференция по трубопроводам и бестраншейным технологиям, Ухань, Китай, Октябрь 19–22, 2012.
2. С. Гонг, К. Ху, “Анализ смятия и изгиба композитных конструкций для глубоководных многослойных труб под внешним давлением”. Журнал Чжэцзянского университета (технические науки), 9, 012, 2014.
3. М.П. Крюер, Л. Л. Варнет, Р. Аккерман, “Анализ механических свойств армированной термопластичной трубы (RTP)”. Выпезки из части А: Прикладная наука и производство, 36(2), 291–300, 2005.
4. И. Бай, С. Лин, П. Фанг, “Анализ гибкой трубы, армированной стекловолокном под внешним давлением”.

31

Связанная гибкая труба из стальной проволоки под внутренним давлением

31.1 Введение

Полимерно-армированная труба из стальной проволоки (также называемая PSP), является одной из наиболее типичных связанных гибких труб из стальной проволоки. В настоящее время он все чаще используется в нефтяной и в газовой области, в энергетике, в химической промышленности, и в коммунальном оборудовании благодаря своей высокой экономической эффективности, отличной коррозионной стойкости и простоте в установке. Как показано на рисунке 31.1, PSP состоит из двух слоев полиэтилена: полиэтилена высокой плотности (ПЭ) и внешнего полиэтиленового покрытия. Каркас из высокопрочной стальной проволоочной сетки зажат между облицовкой и внешним полиэтиленовым покрытием и вставлен с помощью высокопрочного клея, так что матрица из полиэтилена и каркас из стальной проволоки интегрируются друг с другом. Полиэтиленовая матрица связанных гибких труб из стальной проволокой, не только заключает в себя часть внешней силы, но также обладает отличной коррозионной стойкостью, также каркас из стальной проволоки в трубе выдерживает большую часть нагрузки давления.

Механическая реакция композитных труб под внешним давлением изучается многими исследователями. Ксиа и другие [1] провели анализ нагрузки многослойных композитных труб, изготовленных методом намотки волокна под внутренним давлением на основе теории упругости с трехмерной анизотропией. Парнас и Катирци [2] также провели анализ нагрузки сосудов высокого давления, подвергшихся внутреннему давлению, осевой силе и массовой силе. Крюер и другие. [3] разработали многослойную модель «обобщённого плоского деформированного состояния» основанной на характеристике плоской деформации армированной термопластической трубы (RTP) под гидростатическим давлением. Жанг и другие [4] вывели уравнение нормальной силы для каждого слоя многослойных труб и проанализировали напряжение и деформацию на каждом слое. Кобаяши и другие [5] предложили упругопластический анализ композитных труб, армированных методом намотки углеродного волокна с применением теории частично пластичных толстостенных цилиндров. Жэнг и другие [6] представили аналитическую процедуру, основанную на трехмерной анизотропной упругости и критерии разрушения максимального напряжения, который спрогнозировал кратковременное давление разрыва PSP. Ксю и другие [7] создали трехмерную параметрическую конечную модель цилиндрической части композитного сосуда для изучения эволюции поведения разрушения и разрушающего давления композитных сосудов. В основную программу включены различные критерии отказа, такие как максимальное напряжение, критерии Хоффмана, Цай-Хилла и Цай-Ву. Найт [8] создал модель деградации материала, основанную на методе дисконтирования слоев в подпрограмме UMAT (программное обеспечение ABAQUS), и применил ее для анализа прогрессирующего разрушения двумерной пластины. Лиу и другие [9] опубликовали

обзор последних разработок в области эволюции повреждений и отказов с использованием анализа методом конечных элементов композитных конструкций.

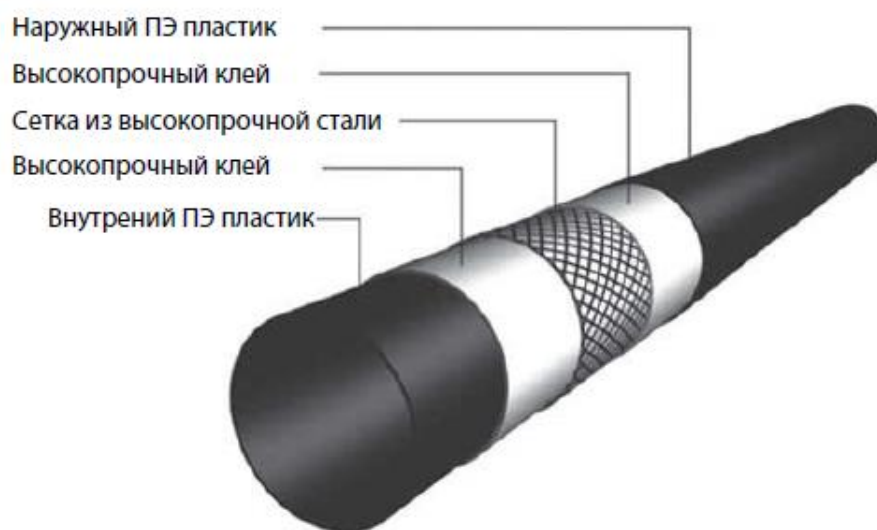


Рисунок 31.1 Композитная структура связанных гибких труб из стальной проволоки.

Однако очень мало исследований механических свойств связанных гибких труб из стальной проволоки, подверженной внутреннему давлению. Когда стенка трубы толстая, напряжения в радиальном и тангенциальном направлениях неравномерно распределяются по толщине, и теория тонкой оболочки здесь уже неприменима. В данной главе разрабатывается четырехслойное аналитическое решение для прогнозирования давления разрыва связанных гибких труб из стальной проволоки, в котором математическая модель для внутреннего и внешнего полиэтиленового слоя выводится в соответствии с обобщённым плоским деформированным состоянием, а модель для двух армированных слоев разработаны трехмерной (3D) анизотропной упругостью. Аналитическое решение фокусируется на деформации каждого слоя, на угле намотки и на модели разрушения. Также разрабатывается трехмерная модель конечных элементов для исследования механических свойств и конечного давления разрушения. Для проверки точности методов, во-первых, деформации, полученные в результате анализа КЭ, сравниваются с деформациями, полученными в аналитическом решении. Затем на основе метода баланса сил выводятся упрощенные инженерные формулы для давления разрыва. И в конце, давления разрыва, вычисленных с помощью трех вышеуказанных методов сравниваются с экспериментальными данными.

31.2 Аналитическое решение

31.2.1 Общая часть

Толстостенная труба используется для математической модели связанных гибких труб из стальной проволоки. Деформация трубы во всех направлениях считается равномерной под действием нагрузок. Для соотношения напряжений и деформаций для каждого слоя используется теория упругой механики, а упругие параметры композитной однослойной пластины рассчитываются с помощью уравнения Халпина-Цая. Неизвестные коэффициенты математических моделей определяются уравнением виртуальной работы и условиями границ раздела.

Для упрощения моделей сделаны нижеследующие предположения о деформации и свойствах материала:

- Поперечное сечение всегда перпендикулярно оси трубы.
- Деформации всех слоев непрерывны на границе раздела, и границы раздела остаются идеальными под нагрузкой.
- Внутренние полиэтиленовые покрытия и внешние покрытия являются однородными, сплошными и изотропными.
- Армированные слои являются однородными, сплошными и трансверсально изотропными.
- ПЭВП и стальная проволока моделируются как линейно-упругие материалы и имеют небольшие деформации без начального напряжения.
- Стальные проволоки не скользят под нагрузкой.
- Деформация в осевом направлении равномерна, поскольку внутреннее давление симметрично.
- Напряжения и деформации (кроме осевого направления) неоднородны и зависят от радиальных координат.

31.2.2 Анализ напряжений и деформаций

На рисунке 31.2 показана цилиндрическая система координат, использованная для анализа. Координатная ось r , θ , z обозначает радиальное, кольцевое и осевое направление соответственно. На рисунке обозначена система координат армированных слоев местного материала (L , T , r), где L - направление намотки, T - направление, перпендикулярное арамидной нити в плоскости и r - нормальное направление, то же, что и в цилиндрической системе координат. Связь между системой координат местных материалов и цилиндрической системой координат показана на рисунке 31.3.

Математические решения основаны на модели разработанной Ксиа и другими, для прогнозирования кратковременного давления разрыва РТР путем применения трехмерной анизотропной упругости и критерия максимального разрушения при напряжении. Функции напряжения и деформации каждого слоя получены с помощью теории упругой механики.

Деформация внутреннего и внешнего полиэтиленовых слоев может быть получен следующим образом:

$$\varepsilon_r^{(k)} = A^{(k)} - \frac{B^{(k)}}{r^2}, \quad \varepsilon_\theta^{(k)} = A^{(k)} + \frac{B^{(k)}}{r^2}, \quad \varepsilon_z^{(k)} = D, \quad (31.1a)$$

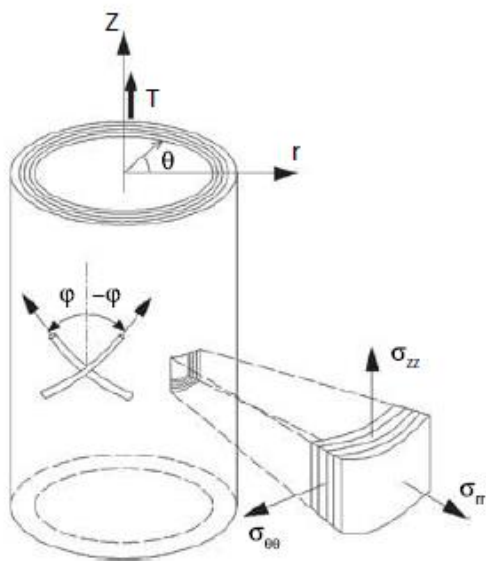
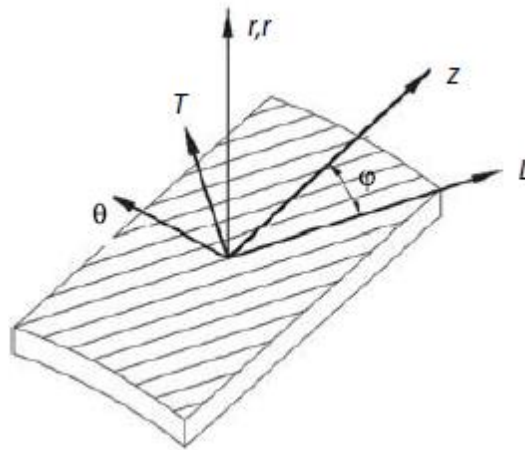


Рисунок 31.2 Цилиндрическая система координат



(L, T, r) : Система координат местного материала
(z, theta, r) : Цилиндрическая система координат

Рисунок 31.3 Связь двух систем координат.

$$\gamma_{z\theta}^{(k)} = Cr, \quad \gamma_{zr}^{(k)} = 0, \quad \gamma_{\theta r}^{(k)} = 0. \quad (31.1b)$$

Напряжение армированного слоя выражается следующим образом:

$$\begin{aligned} \varepsilon_r^{(k)} &= \beta^{(k)} A^{(k)} r^{\beta^{(k)}-1} - \beta^{(k)} B^{(k)} r^{-\beta^{(k)}-1} + \alpha_1^{(k)} D + 2\alpha_2^{(k)} Cr, \\ \varepsilon_\theta^{(k)} &= A^{(k)} r^{\beta^{(k)}-1} + B^{(k)} r^{-\beta^{(k)}-1} + \alpha_1^{(k)} D + \alpha_2^{(k)} Cr, \\ \varepsilon_z^{(k)} &= D, \quad \gamma_{z\theta}^{(k)} = C^{(k)} r, \quad \gamma_{zr}^{(k)} = 0, \quad \gamma_{\theta r}^{(k)} = 0. \end{aligned} \quad (31.2)$$

где,

$$\beta^{(k)} = \sqrt{\frac{C_{22}^k}{C_{33}^k}}, \quad \alpha_1^k = \frac{C_{12}^k - C_{13}^k}{C_{33}^k - C_{22}^k}, \quad \alpha_2^k = \frac{C_{12}^k - C_{13}^k}{C_{33}^k - C_{22}^k}. \quad (31.3)$$

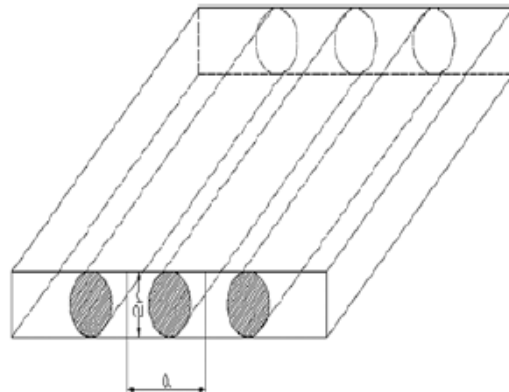


Рисунок 31.4 Упрощенный композитный слой.

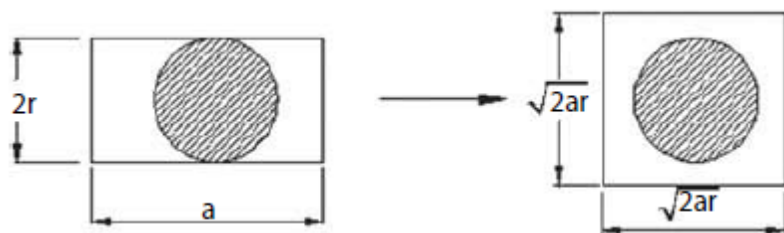


Рисунок 31.5 Базовая единица композитного слоя.

C_{mn}^k - параметр, представляющий матрицу жесткости k слоя в системах координат.

31.2.3 Упрощение армированных слоев

Армирующий слой рассматривается как трехмерный анизотропный эластичный материал, который точно отображает фактические напряжения и деформации гибких труб под внутренним давлением. Матричные элементы модуля упругости материала E_i , μ_{ij} , G_{ij} ($i, j = L, T, r$) используются для определения свойств материала трехмерного альтернативного слоя, и их значения рассчитываются по формуле Халпина-Цая. Матричный элемент в направлении L может быть вычтен точно для композитов из стальной проволоки с однонаправленной ориентацией в локальной координате. Для учета эффекта упрочнения стальной проволоки вводится коэффициент опыта, в то время как распределение стальной проволоки в направлениях T и r одинаковы, а E_{st} более чем в 20 раз больше чем E_{pe} .

Упрощенный слой композита в локальной системе координат показан на рисунке 31.4. Выбирается репрезентативная единица из армированного слоя и включает круглую стальную проволоку в рамках прямоугольной матрицы. Длина - это прямолинейное расстояние между стальными проволоками, а ширина - это диаметр стальных проволок. Как показано на рисунке 31.5, в соответствии с равенством площадей прямоугольник переводится в квадрат.

В соответствии с совместимостью деформации модуль Юнга в направлении L , E_L определяется следующим:

$$E_L = E_{pe} A_{pe} + E_{st} (1 - A_{pe}) \quad (31.4a)$$

где, A_{pe} площадь сечения PE матрицы в локальной системе координат.

Точно так же выражается коэффициент Пуассона и модуль сдвига,

$$\mu_{LT} = \mu_{Lr} = \mu_{pe} A_{pe} + \mu_{st} (1 - A_{pe}) \quad (31.4b)$$

$$G_{rT} = \frac{G_{ST} G_{PE}}{G_{PE} A_{PE} + G_{ST} (1 - A_{PE})} \quad (31.4c)$$

Элемент модуля упругости для других материалов выражается следующим образом:

$$\frac{M}{M_m} = \frac{1 + \zeta \eta V_{st}}{1 - \eta V_{st}} \quad (31.4d)$$

$$\eta = \left(\frac{M_{st}}{M_m} - 1 \right) / \left(\frac{M_{st}}{M_m} + \xi \right) \quad (31.4e)$$

$$\xi_E = 2, \xi_G = 1 \quad (31.4f)$$

где M представляет собой элементы модуля упругости материала (E , G , μ в направлениях T и r), M_m и M_{st} – элементы модуля упругости ПЭВП и стальной проволоки, реагирующие на M . ξ – количественный параметр усиления стальной проволоки в зависимости от геометрических условий и условий нагружения. Для n – слойной связанной гибкой трубы из стальной проволоки существует $2n + 2$ неизвестных коэффициентов, а именно $A(1)$, $A(2)$, ..., $A(n)$, $B(1)$, $B(2)$, ..., $B(n)$, C , D . Эти $2n + 2$ неизвестных коэффициента получены из принципа виртуальной работы и граничных условий. Когда стальная проволока достигает своего предельного напряжения, гибкая труба считается «разрывной», поскольку деформационная способность полиэтилена намного выше в армирующих слоях, чем у стальной проволоки.

31.3 Конечно-элементный анализ

31.3.1 Общая часть

Также была разработана трехмерная модель конечных элементов для изучения влияния механических свойств и конечного давления разрушения связанных гибких труб из стальной проволоки используя нелинейный метод анализа конечных элементов программного обеспечения ABAQUS/Standard. Модель состоит из трубы, разделенной на четыре слоя, представляющих внутреннюю облицовку, два армированных слоя и внешнюю оболочку. В таблице 31.1 показаны физико-механические свойства материалов, используемых для различных слоев гибкой трубы.

31.3.2 Моделирование ABAQUS

На рисунке 31.6 показана сеточная модель связанной гибкой трубы из стальной проволоки, и стальная проволока в армирующем слое. Отрезок трубы длиной 1600 мм, длина которого в пять раз превышает шаг винта стальной проволоки, выбирается для учета влияния граничных ограничений. Линейный 8-узловой кирпич и уменьшенный интегрирующий элемент C3D8R используется для создания сетки трубы. ПЭВП моделируется как изотропный эластичный материал. Укрепляющий элемент T3D2 используется для зацепления стальной проволоки. Конфигурация стальной проволоки устанавливается в системе CATIA, а затем импортируется в модель ABAQUS. В конечном итоге внедряется встроенная команда для вставки провода в матрицу. Кинематическое соединение используется для ограничения всех 6 степеней свободы одного конца трубы относительно контрольной точки, а граничное условие фиксированных всех 6 степеней свободы применяются к другому концу. На внутреннюю поверхность прикладывается возрастающее давление, а к опорным точкам прикладывается сосредоточенная сила.

Таблица 31.1 Физико-механические свойства материалов для PSP.

Материал	Плотность (g/ cm ³)	Модуль Юнга (МПа)	Коэффициент Пуассона μ	Предел текучести (МПа)
ПЭВП	0.96	1002	0.45	>25
Стальная проволока	7.8	210000	0.26	2100



(а) Моделирование полимерно-армированной трубы из стальной проволоки

(б) Моделирование армированной стальной проволоки

Рисунок 31.6 Сетчатые модели конечных элементов PSP и стальной проволоки.

Когда применяется нагрузка внутреннего давления, деформации и разрушения становятся осесимметричными и однородными. Для изучения режима отказа и прогнозирования модели отказа выбирается репрезентативная точка. Данная точка выбирается из стальной проволоки внутреннего слоя в центральной поперечной области модели. Разрушение ПЭВП не рассматривается, поскольку его предельная деформация слишком велика по сравнению со стальной проволокой.

Стальная проволока считается линейно упругим материалом. Предельное напряжение и деформация стальной проволоки 2100,0 МПа и 1,0%. Хотя деформационная способность полиэтилена очень высока и может достигать более 30% во время механического анализа на разрыв, он моделируется как эластичный и идеально пластичный материал. Первоначальный отказ и прогрессирующий отказ происходит для КЭ модели в случае, когда стальная проволока достигает предельной деформации. В самом начале повреждается стальная проволока во внутреннем армирующем слое в продольном направлении. По сравнению с аналитическими решениями и экспериментальными данными, полученными позднее, сделан вывод, что режим разрушения связанной гибкой трубы из стальной проволоки можно предсказать по эволюции разрыва стальной проволоки.

31.4 Результаты анализа

31.4.1 Сравнение деформации

Перед возникновением разрушения под нагрузкой внутреннего давления на основе аналитического решения и анализа методом конечных элементов, описанных в последнем разделе был проведен анализ механических свойств для связанных гибких труб из стальной проволоки.

На рисунке 31.7 показано изменение деформации стальной проволоки, вычисленное по аналитическому решению и конечно-элементным методом с применением внутреннего давления. Деформация стальной проволоки, вычисленная методом конечных элементов, хорошо согласуется с аналитическим решением. При использовании обоих методов, очевидно, что деформация внутренней стальной проволоки больше, чем деформация внешней стальной проволоки, и это указывает на то, что из-за разрыва внутренней проволоки сначала выйдет из строя внутренний армирующий слой.

На рисунке 31.8 показаны осевые и кольцевые деформации слоев ПЭВП, вычисленные с помощью аналитического решения, и конечно-элементного анализа, в котором оба метода не очень хорошо согласуются друг с другом, как показано на рисунке 31.7. Осевая деформация, вычисленная с помощью КЭА, примерно на 7% больше, чем вычисленная с помощью аналитического решения, а кольцевая деформация с помощью аналитического решения примерно на 5% больше, чем у КЭА. Небольшие отклонения существуют и в радиальном направлении. Расхождения между двумя разными методами связаны с различными граничными условиями и с упрощением свойств материала для армирующих слоев в аналитическом решении.

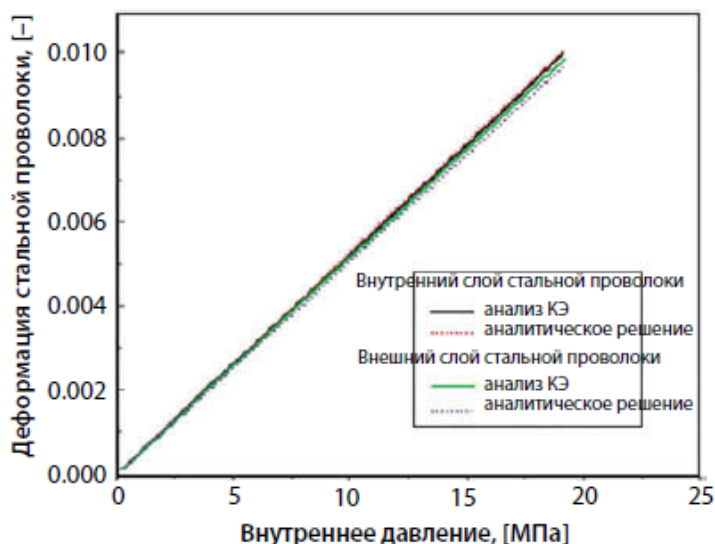


Рисунок 31.7 Сравнение расчетной деформации стальной проволоки под внутренним давлением.

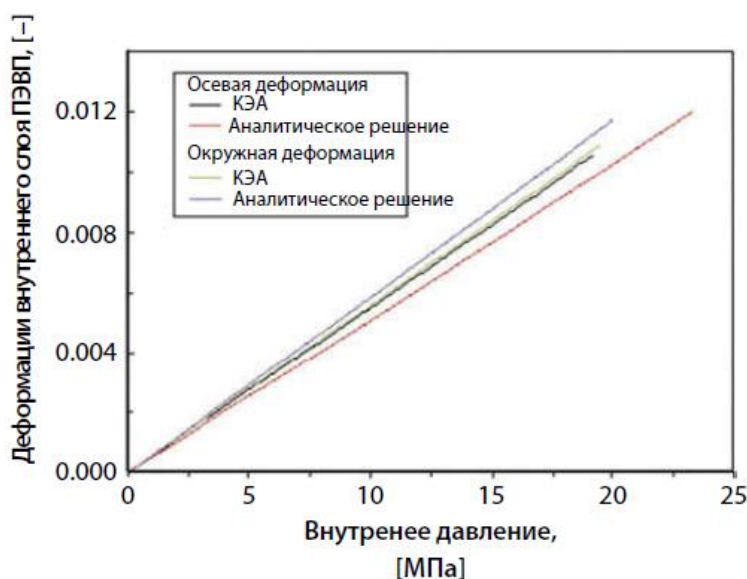


Рисунок 31.8 Сравнение осевой и окружной деформации под внутренним давлением.

31.4.2 Влияние угла намотки

Основная функция армирующих слоев стальной проволоки противостоять внутреннему давлению. Угол намотки может иметь большое влияние на способность противостоять внутреннему давлению. Исходя из того, что применяемое внутреннее давление является постоянным, изменение угла намотки вовлекает за собой изменение распределения деформации и напряжения. Это очевидно, что угол намотки, который приводит к наибольшей деформации стальной проволоки, является оптимизационным выбором.

На рисунке 31.9 показано влияние угла намотки на деформации стальной проволоки и ПЭВП на основе расчетов, с использованием аналитического решения. Когда угол намотки увеличивается от 0° до 20° , изменение в осевой деформации стальной проволоки очень маленькое, в то время как изменение кольцевой деформации большое. Поскольку угол намотки очень близок к осевому направлению (0°), стальная проволока в основном выдерживает только осевое давление. При увеличении угла намотки с 20° до 50° деформация стальной проволоки быстро увеличивается, в то время как деформация обруча быстро снижается, поскольку изменение угла умеренно распределяет напряжение стальной проволоки в осевом и кольцевом направлениях. В дополнение к этому, осевая деформация сначала уменьшается, но затем увеличивается, поскольку эффект ослабления в осевом направлении больше, чем усиление в кольцевом направлении, вызванное углом намотки, который отклоняется от осевого направления на ранней стадии, и прямо противоположный в более поздний период. Когда угол намотки больше 50° , деформация стальной проволоки и кольцевая деформация ПЭВП уменьшаются, а осевая деформация ПЭВП быстро увеличивается. По мере приближения угла намотки к направлению обруча способность проволоки выдерживать осевые нагрузки ослабевает, а способность выдерживать радиальное давление увеличивается.

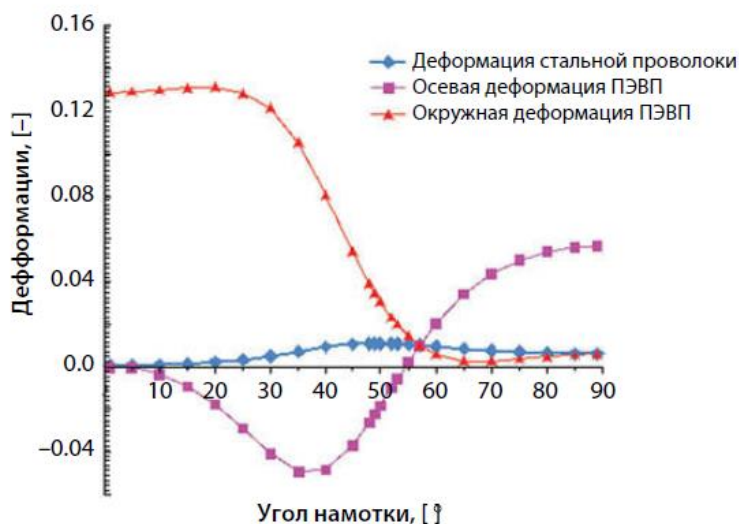


Рисунок 31.9 Кривая угла деформации-намотки для связанных гибких труб из стальной проволоки.

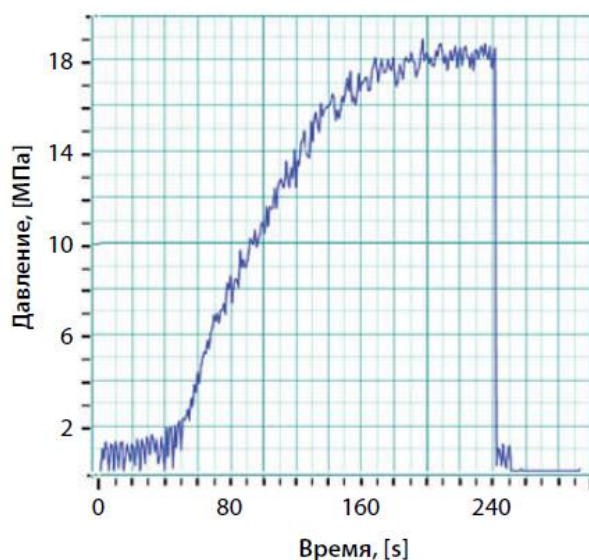


Рисунок 31.10 История испытаний внутреннего давления.

Когда угол намотки достигает $57,2^\circ$, три изгиба перекрываются в одной точке. Вся деталь деформируется разумно и равномерно. Это оптимальный угол намотки. Угол намотки не изменяется под действием гидравлического давления, и также не происходит никакого сдвига и скручивания. Деформации будут развиваться пропорционально во всех направлениях.

31.5 Испытания

31.5.1 Общая часть

Сходные результаты анализа как аналитического решения, так и КЭА в последнем разделе показывают, что механические свойства и отказ давления разрыва связанной гибкой из стальной проволокой, предсказуемы, как и жесткой трубы. Для проверки результатов анализа проводится экспериментальное испытание давления разрыва, с использованием тех же материалов и поперечного сечения, которые использовались в аналитическом решении и КЭА. Физико-механические свойства образцов приведены в таблице 31.1.

31.5.2 Результаты испытаний

Испытание разрыва было проведено в соответствии с процедурой А, АОИМ D1599. Время процесса нагружения короткое, поскольку ПЭВП является вязкоупругим материалом. Оба конца образцов длиной 0,96 м были герметизированы многоразовыми стальными обжимными фитингами, и образцы свободно деформировались в каждом направлении под внутренним давлением. Во время испытания внутреннее давление увеличивалось равномерно и непрерывно (3,6 л/с) до тех пор, пока образец не разрушился. Температуру испытания контролировали на уровне $23 \pm 2^\circ\text{C}$.

Было проведено пять испытаний на разрыв, и история примененных внутренних давлений для образца 1 показана на рисунке 31.10. Режим отказов из-за давления разрыва показаны на рисунке 31.11. Давления разрыва для всех пяти образцов перечислены в таблице 31.2, из которой видно, что значения давлений разрыва очень похожи.



Рисунок 31.11 Режим отказа образцов под внутренним давлением.

Таблица 31.2 Значение давления разрыва пяти образцов [2].

Номер образца	1	2	3	4	5
Давление разрыва (МПа)	18.79	18.86	18.52	18.40	18.80

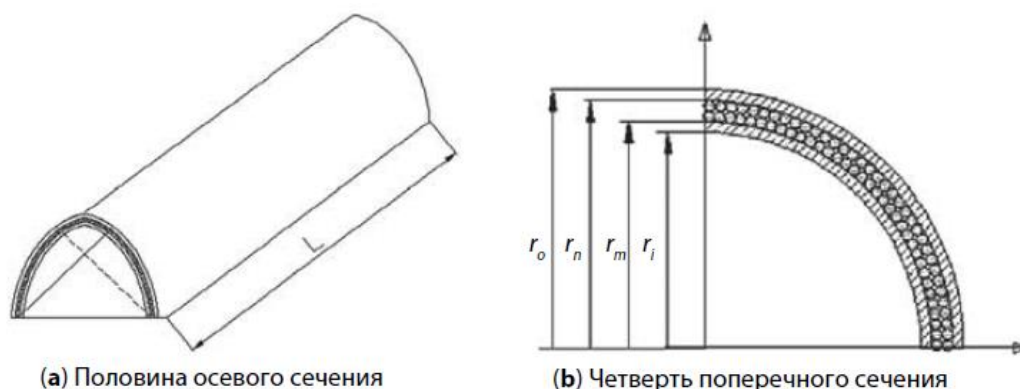


Рисунок 31.12 Модель для связанных гибких труб из стальной проволоки. модель для связанных гибких труб из стальной проволоки

31.6 Формула инженерного давления разрыва

Рисунок 31.12 иллюстрирует модель для связанных гибких труб из стальной проволоки. В цилиндрической системе координат длина сегмента трубы L [мм] выбирается из бесконечно длинной трубы, N - количество стальных проволок, проходящих через поперечное сечение в осевом направлении, и выражается следующим образом:

$$N = \frac{nLt\alpha}{\pi D_{st}} \quad (31.5)$$

где n - количество армирующих слоев стальной проволоки, D_{st} - средний радиус армирующих слоев и α - угол намотки от осевого направления.

Таблица 31.3 Сравнение давления разрыва

Методы	Аналитическое решение	КЭА	Инженерная формула	Тест разрыва
Результаты (МПа)	19.10	19.15	19.38	18.67

Согласно методу равновесия сил, уравнение равновесия осевой нагрузки имеет следующий вид:

$$\frac{\pi n d^2}{4} E_{st} \varepsilon_{st} \cos \alpha + \pi E_{pe} \varepsilon_z \left(r_o^2 - r_i^2 - \frac{n d^2}{4 \cos \alpha} \right) = \pi r_i^2 p \quad (31.6)$$

где: n - количество стальных проволок; r_i - внутренний радиус (мм); r_o - внешний радиус (мм) как показано на рисунке 31.12. (b); d - диаметр проволоки (мм); α - угол намотки от осевого направления ($^\circ$); ε_{st} - деформация стальной проволоки; ε_z - деформация в осевом направлении; p - внутреннее давление (МПа).

Баланс нагрузки в кольцевом направлении приводит к уравнению равновесия кольцевой нагрузки, которое выражается следующим образом:

$$\frac{\pi N d^2}{2} E_{st} \varepsilon_{st} \sin \alpha + E_{pe} \varepsilon_\theta \left[2(r_o - r_i)L - \frac{\pi N d^2}{2 \sin \alpha} \right] = 2r_i L p \quad (31.7)$$

Основываясь на балансе геометрической деформации, длина осевого, кольцевого и намоточных направлений соответствует теореме Пифагора. Уравнение деформации может быть выражено следующим образом:

$$[\pi D_{st} (1 + \varepsilon_{st}) / \sin \theta]^2 = [\pi D_{st} (1 + \varepsilon_\theta)]^2 + [\cot \theta \times \pi D_{st} (1 + \varepsilon_z)]^2 \quad (31.8)$$

Заменив предельное напряжение проводов (соответствующее времени, когда деформация составляет 1%) на приведенные выше уравнения, мы получаем четыре неизвестных величины, включая давление разрыва P . Эти четыре неизвестных величины получены из уравнений. 31.5 - 31.8.

В таблице 31.3 показаны сравнения прогнозируемых разрывных давлений с результатами испытаний. Давления разрыва, прогнозируемые аналитическими решениями и КЭА, совпадают с экспериментальными результатами. Давление разрыва, прогнозируемые по инженерной формуле, всего на 3,8% больше, чем по результатам испытаний. Следует отметить, что давление разрыва, прогнозируемое как аналитическим решением, так и методом КЭА, полностью совпадают с результатами испытаний, это указывает на то, что использование этих двух методов является целесообразным. Инженерная формула является надежным инструментом при прогнозировании давления разрыва и может соответствовать техническим требованиям.

Использованная литература

1. М. Ксиа, Х. Такаянагт, и К. Кеммочи, Анализ многослойных композитных труб изготовленный методом намотки волокна под внутренним давлением, Композитные конструкции, Том 53, стр. 483–491, 2001.

2. Л. Парнас, Н. Катирчи, Проектирование композитных сосудов высокого давления из армированного волокна, Композитные конструкции Том 58, стр.. 83–95, 2002.
3. М.П. Крюер, Л.Л. Варнет, и Р. Аккерман, Анализ механических свойств армированной термопластичной трубы (RTP), Композиты, Часть А, 36, стр. 291–300, 2005.
4. И. Жанг, Кс.М. Фан, и Д.Р. Конг, Исследование механической модели многослойной трубы., Нанкинский университет. Научные технологии Том. 23. №. 5, стр. 446–449, 1999.
5. С. Коюаяши, Т. Имай, и С. Вакаяма, Оценка прочнотчи на разрыв полимерных гибридных композитных труб, изготовленных методом намотки нити и армированных углеродным волокном, с учетом пластической деформации футеровки, Композиты, Часть А, 38, стр. 1344–1353, 2007.
6. Дж.И. Чжэн, Кс. Ли, и П. Ксю, Анализ краткосрочных механических свойств полимерных труб, армированных стальной проволокой с перекрестной спиральной навивкой, Журнал технологии сосудов давления, Том. 131, 2009.
7. П. Ксю, Дж.И. Чжэн, апи П.Ф. Лиу, Конечно-элементный анализ давления разрыва композитных резервуаров для хранения водорода, материалов и конструкции, Том. 30, стр. 2295–2301, 2009.
8. Н.Ф. Найт, Определяемая пользователем модель материала для анализа прогрессирующих отказов, NASA/CR-2006-214526, 2006.
9. П.Ф. Лиу, и Дж.И. Чжэн, Последние разработки в области моделирования повреждений и анализа методом конечных элементов для композитных материалов: Обзор, Материалы и дизайн, Том. 31, стр. 3825–3834, 2010.

32

Связанная гибкая труба из стальной проволоки под внешним давлением

32.1 Введение

Механика композитных труб интенсивно исследуется на протяжении многих лет. Шридхаран [1] изучил неустойчивость продольного изгиба толстых композитных труб под статическим давлением воды, используя энергетический метод для анализа анизотропии композитных труб. Сато [2] проанализировал продольный изгиб конструкции труба в трубе под внешним давлением с условием плоскодеформированного состояния, используя принцип потенциальной энергии в окружном, радиальном и тангенциальном направлениях. Арджоманди исследовал продольный изгиб конструкции труба в трубе под действием гидростатического давления и представил упрощенное уравнение для предельного внешнего давления «многослойной» конструкции [3, 4]. Корона исследовал реакцию и стабильность длинных толстостенных металлических трубок при смешанном изгибе и внешнем давлении [5, 6]. Ченг исследовал влияние радиуса трубы и толщины стенки на изгиб и критическую нагрузку труб под внешним давлением [7]. Гонг исследовал симметричную реакцию на изгиб толстостенных труб при смешанном растяжении, изгибе и внешнем давлении [8, 9]. Бай исследовал механическое действие армированных термопластичных труб под действием внешнего давления [10].

Связанная гибкая труба из стальной проволоки (или полимерно-армированная труба из стальной проволоки, PSP) часто испытывает внешнее давление в подводных инженерных системах. Поэтому исследуются механические свойства PSP под внешним давлением. В данной главе основные моменты заключаются в следующем:

- Метод конечных элементов подтверждает, что стальная проволока в PSP мало способствует сопротивлению на внешнее давление.
- При упрощении армированного слоя по модели Халпина-Цая целесообразно исключить жесткость стальной проволоки; учитывается только влияние объемной доли на свойства композитного слоя.
- Экспериментальные значения хорошо согласуются с результатами аналитического решения и конечно-элементного анализа.

В данной главе математическая модель приводится из исследования «Механические свойства труб, армированных стальной проволокой под внешним давлением», которая была принята Журналом армированных и композитных пластмасс.

32.2 Аналитические решения

32.2.1 Основные предположения

- Стальные проволоки и ПЭВП представляют собой сплошные однородные изотропные материалы без дефектов. Вязкоупругость ПЭВП не рассматривается.
- Каждый слой сохраняет равномерную непрерывную деформацию. В процессе загрузки имеется компактный механический контакт, но нет смещения между слоями.
- Имеются небольшие деформации на слоях армированных стальной проволокой и на слоях ПЭВП. На трубе нет начального напряжения.
- Между стальной проволокой и связующим материалом ПЭВП имеется тесный контакт.

32.2.2 Нелинейная теория колец

Труба может быть толстостенной и бесконечно длинной. Поперечное сечение трубы показано на рисунке 32.1. Цилиндрическая система координат устанавливается с исходной точкой в центре кольца. r , θ и x – радиальные, окружные и продольные направления. R – средний радиус внешней поверхности и внутренней поверхности.

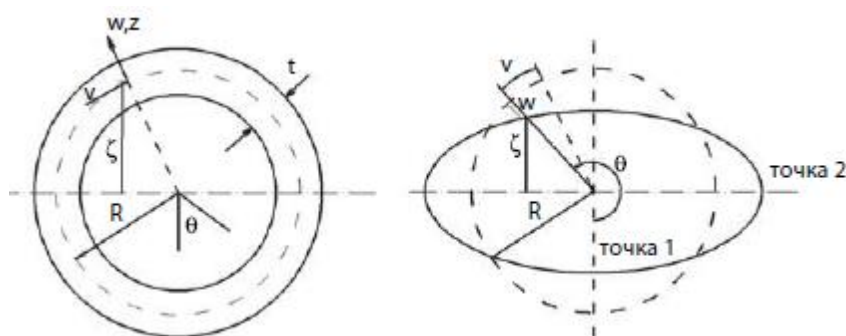


Рисунок 32.1 Деформация поперечного сечения под внешним давлением.

Смещения центральной линии в r и θ направлениях равны на w и v . z – z – расстояние от точки поперечного сечения до центральной линии поперечного сечения. ζ – расстояние от точки центральной линии до нейтральной оси поперечного сечения. На основе нелинейной теории колец [11] предполагается, что плоские поверхности при деформации остаются плоскими. $\gamma\theta$ – деформация поперечного сдвига, как показано на рисунке 32.2. На рисунке верхняя внешняя поверхность трубы определена как точка 1, а горизонтальная внешняя поверхность трубы определена как точка 2. Соотношение между деформацией и перемещением выражаются уравнениями (32.1) – (32.6), где $(\bullet)'$ указывает дифференциал переменных относительно θ .

$$\varepsilon_x = \varepsilon^0 + \zeta K \quad (32.1)$$

$$\varepsilon_0 = \varepsilon_\theta^0 + z \cdot \left(K_\theta + \frac{\gamma_\theta'}{R} \right) \quad (32.2)$$

$$\gamma_{\theta r} = \gamma_\theta \quad (32.3)$$

$$\zeta = (R + W) \cdot \cos \theta - V \cdot \sin \theta + z \cdot \cos \theta \quad (32.4)$$

$$\xi_E = 2, \quad \xi_G = 1 \quad (32.5)$$

$$K_{\theta} = \frac{V' - W''}{R^2} \bigg/ \sqrt{1 - \left(\frac{V' - W''}{R} \right)^2} \quad (32.6)$$

$$e = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{d_{\max} + d_{\min}} \quad (32.7)$$

Определение эллиптичности трубы выражается уравнением (32.7). Дефект, когда напряжение и деформация поперечного сечения равны нулю, определяется уравнением (32.8). Окружная деформация показана в уравнении (39.9).

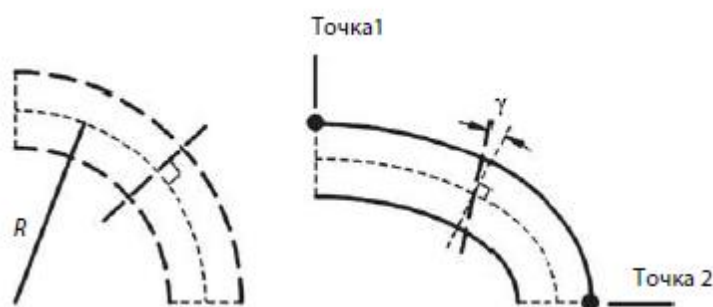


Рисунок 32.2 Деформация сдвига поперечного сечения (одна четверть трубы).

Максимальный диаметр поперечного сечения - $d_{\max}$, а минимальный диаметр поперечного сечения - $d_{\min}$. $w_0(\theta)$ - Начальное радиальное смещение и $R(\theta)$ - расстояние от средней линии начального поперечного сечения до начала координат. $\varepsilon_{\theta 0}$ – начальная окружная деформация.

$$w_0(\theta) = \Delta_0 \cos(2\theta) \quad (32.8)$$

$$\varepsilon_{\theta} = \varepsilon_{\theta}^0 + z \cdot k_{\theta} - \varepsilon_{\theta 0} \quad (32.9)$$

32.2.3 Определяющее соотношение материала

Термопластический полиэтилен высокой плотности (ПЭВП, ПЭ100) используется в качестве материала для внутренних/внешних слоев труб из-за их коррозионной стойкости, отличной гибкости и т. д. В отличие от металлических материалов, ПЭВП эластичен, пластичен и вязок, и его действие сильно зависит от температуры, времени и условий нагрузки. В данном исследовании предполагается, что процесс деформации является непрерывным и краткосрочным. Таким образом, вязкоупругость и характеристика ползучести ПЭВП не учитываются, и для материалов ПЭВП подбираются упругопластические модели. Как показано на рисунке 32.3, испытание на разрыв ПЭ100 (ПЭВП в PSP) было выполнено в соответствии со стандартом ИСО527-2012. Из уравнения (32.10), теория пластического течения J2 с изотропным упрочнением используется для моделирования пластического определяющего отношения в поэтапной форме.

$$\begin{bmatrix} \dot{\sigma}_x \\ \dot{\sigma}_\theta \\ \dot{\tau}_{\theta r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} \\ D_{21} & D_{22} & D_{23} \\ D_{31} & D_{32} & D_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\varepsilon}_x \\ \dot{\varepsilon}_\theta \\ \dot{\gamma}_{\theta r} \end{bmatrix} \quad (32.10)$$

Армированные слои из стальной проволоки являются комбинацией ПЭВП и каркаса из стальной проволоочной сетки. Стальная проволока предназначена для улучшения сопротивления трубы внутреннему давлению. Программное обеспечение конечных элементов ABAQUS используется для моделирования трубы из чистого полиэтилена и PSP, и для проверки влияния стальной проволоки на сопротивление внешнему давлению. Результат показан на рисунке 32.4; Изгиб внешнего давления-эллиптичности двух моделей почти одинаковы. Это указывает на то, что стальная проволока в PSP мало влияет на сопротивление внешнему давлению. При упрощении армированного слоя целесообразно исключить жесткость стальных проволок. Армированный слой из стальной проволоки считается однородным материалом, и для учета влияния стальной проволоки вводится понижающий коэффициент.

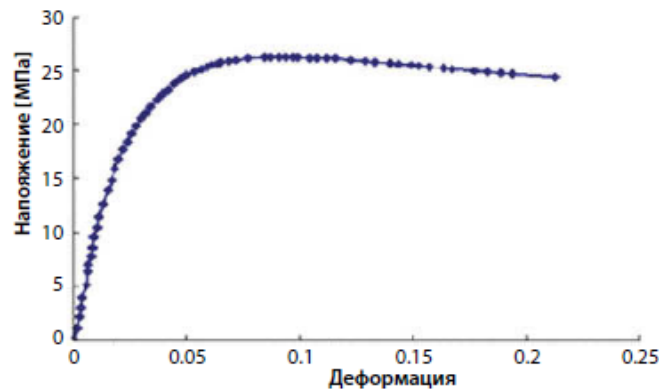


Рисунок 32.3 Напряжение растяжения при деформации изгиба ПЭ100.

Глобальные и локальные системы координат показаны на рисунке 32.5. В глобальной системе координат r , x , θ представляют собой радиальное, осевое и тороидальное направления. В локальной системе координат L , T , r – представляют собой направление наматывания стальной проволоки, направление плоскости вертикальное к стальной проволоке, и радиальное направление трубы. Армированные слои из стальных проволок считаются изотропным материалом, и пять эффективных модулей представляют материальное соотношение с использованием модели Халпина-Цая следующим образом:

$$E_L = E_{PE} V_{PE} + E_{st} (1 - V_{PE}) \quad (32.11)$$

$$\mu_{L2} = \mu_{PE} V_{PE} + \mu_{st} (1 - V_{PE}) \quad (32.12)$$

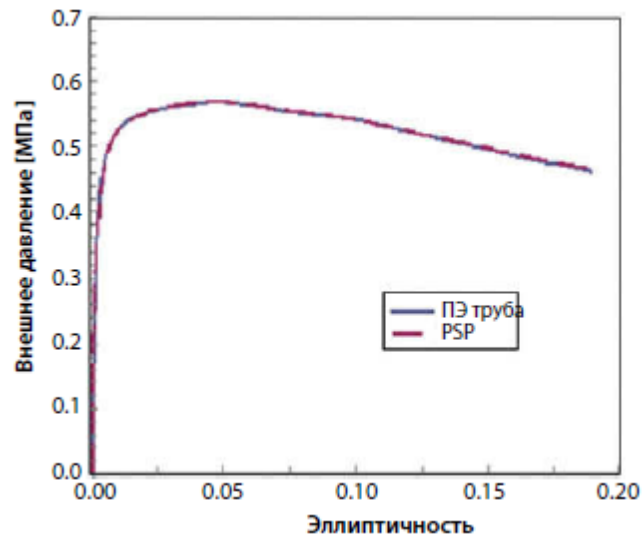


Рисунок 32.4 Изгиб эллиптичности внешнего давления сраниваемых труб из ПЭ и PSP.

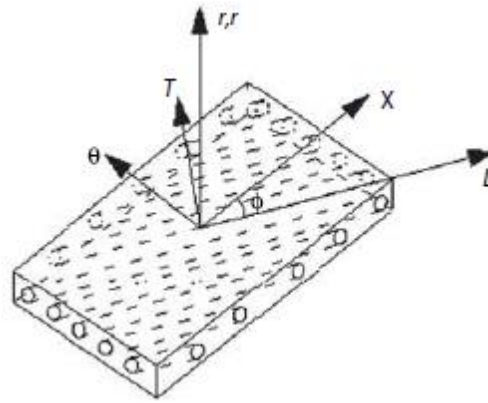


Рисунок 32.5 Глобальная и локальная система координат.

где, E_L , μ_{L2} обозначает модуль упругости и коэффициент Пуассона по направлению намотки проволоки в локальной системе координат. V_{PE} – объемная доля ПЭВП. Ниже показана модель Халпина-Цая для модуля упругости (E_2 , μ_{2L} , G_{L2}) перпендикулярных по направлению намотки проволоки..

$$\frac{M}{M_m} = \frac{1 + \zeta \eta V_{st}}{1 - \eta V_{st}} \quad (32.13)$$

$$\eta = \left(\frac{M_{st}}{M_m} - 1 \right) / \left(\frac{M_{st}}{M_m} + \zeta \right) \quad (32.14)$$

$$\zeta_E = 2, \zeta_G = 1 \quad (32.15)$$

где M – представляет один из параметров E_2 , μ_{2L} , G_{L2} . M_{st} и M_m – количество стальной проволоки и ПЭВП. ζ - эмпирический коэффициент. Матрица жесткости трубы в общей цилиндрической системе координат может быть достигнут путем преобразования модуля упругости в армированном слое. Эквивалентный фактор учитывается в определяющем

соотношении армированного слоя, поскольку окружная жесткость является ключевым фактором, влияющим на овальность поперечного сечения.

32.2.4 Принцип виртуального рабочего уравнения

Состояние равновесия и деформация под действием нагрузки могут быть получены из принципа виртуальной работы.

$$\sum_f \int_0^{2\pi} \int_{t_1^f}^{t_2^f} (\dot{\sigma}_x \delta \dot{\varepsilon}_x + \dot{\sigma}_\theta \delta \dot{\varepsilon}_\theta + \dot{\tau}_{\theta r} \delta \dot{\gamma}_{\theta r}) (R+z) dz d\theta = \delta \dot{W}_e \quad (32.16)$$

$$\delta \dot{W}_e = \hat{P} \delta \dot{V} = \hat{P} R \int_0^{2\pi} [\delta \dot{w} + \frac{1}{2R} (2\dot{w} \delta \dot{w} + 2\dot{v} \delta \dot{v} + \dot{w} \delta \dot{v}' + \dot{v}' \delta \dot{w} - \dot{v} \delta \dot{w}' - \dot{w}' \delta \dot{v})] d\theta \quad (32.17)$$

где, $\hat{\sigma}_x = \sigma_x + \dot{\sigma}_x$, $(*)$ – представляет возможное приращение переменных величин $(*)$, $(\hat{*}) = (*) + (\dot{*})$, t_1^f, t_2^f – значение координат вдоль радиального направления i -слоя. Перемещение w , v и угла γ_θ являются функциями θ и выражаются с помощью следующих тригонометрических рядов.

$$w \cong R a_0 + R \sum_{n=1}^N a_n \cos(n\theta) + R \sum_{n=1}^N b_n \sin(n\theta) \quad (32.18)$$

$$v \cong R \sum_{n=2}^N c_n \cos(n\theta) + R \sum_{n=2}^N d_n \sin(n\theta) \quad (32.19)$$

$$\gamma_\theta \cong R \sum_{n=1}^N e_n \cos(n\theta) + R \sum_{n=1}^N f_n \sin(n\theta) \quad (32.20)$$

Заменив соотношение смещение-деформация (уравнения (32.1) - (32.6)), ряд перемещений (уравнения (32.18) - (32.20)) и уравнение (32.17) на уравнение (32.16), нелинейные алгебраические уравнения $6N-1$ получаются путем решения приращений неизвестных $\dot{a}_i$ to $\dot{f}_i$. Чтобы правильно идентифицировать неустойчивость давления, используется нагрузка давления для определения прироста объема, заключенного в трубе, на единицу длины. Теперь, ряд нелинейных алгебраических уравнений теперь содержат $6N$ неизвестных.

При деформации под внешним давлением, средний радиус трубы уменьшается с увеличением толщины стенки. Докритическая деформация при продольном изгибе добавляется в виде среднего радиуса приращения и приращения толщины стенки в теоретической модели, как показано в уравнениях (32.21) - (32.23).

$$\dot{\varepsilon} R = R_0 \left(1 - \sum_{l=1}^N \dot{\varepsilon}_{R,l} \right) \quad (32.21)$$

$$t = t_0 \left(1 + \mu \sum_{l=1}^N \dot{\varepsilon}_{R,l} \right) \quad (32.22)$$

$$\dot{\varepsilon}_{R,l} = \frac{\dot{P}_l R_{l-1}}{E_t A_{l-1} + \frac{E_t I_{l-1}}{R_{l-1}^2}} \quad (32.23)$$

где, $\dot{P}_l$ - приращение внешнего давления l-й ступени нагрузки. R_0 - начальный радиус и t_0 - начальная толщина стенки.

Первоначальные дефекты в идеальной трубе появляются с первоначальными смещениями при применении внешнего давления, т.е. w_0 и v_0 . Первоначальные смещения создают определенную степень начальной овальности (Δ_0) и даются следующим образом:

$$w_0(\theta) = \Delta_0 \cos(2\theta) \quad (32.24)$$

$$\varepsilon_\theta = \varepsilon_\theta^0 + z \cdot k_\theta - \varepsilon_{\theta 0} \quad (32.25)$$

где $w_0(\theta)$ - начальное радиальное смещение, $R(\theta)$ - расстояние от средней линии начального поперечного сечения до начала координат. $\varepsilon_{\theta 0}$ - начальная окружная деформация.

Интегрирование по формуле Гаусса используется для интегрирования. Как показано на рисунке 32.6, поперечное сечение дискретизируется до l элементов, а m элементы вдоль направления r и θ . Для решения неизвестных переменных $6N$ применяется метод Ньютона – Рафсона. Уравнения $6N$ $\{a_0, a_1, \dots, a_N, b_1, b_1, \dots, b_n, c_2, c_3, \dots, c_N, d_2, d_3, \dots, d_N, e_1, e_2, \dots, e_N, f_1, f_2, \dots, f_N, p\}$ изначально сбалансированы начальными значениями при первой нагрузке. Когда определены новые значения объема, новые значения переменных, в фигурных скобках, будут решаться до тех пор, пока не будет удовлетворен критерий сходимости. На каждом этапе нагружения обновляются средний радиус, толщина стенки, деформация, а также, напряжение и эквивалентное напряжение.

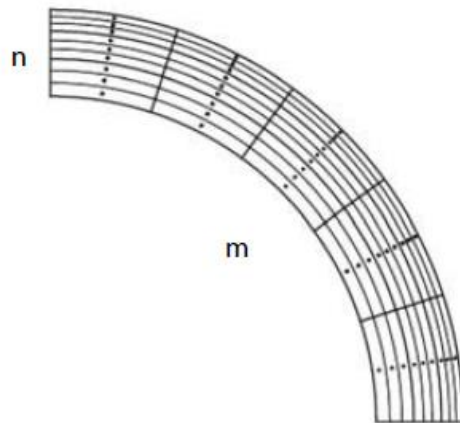


Рисунок 32.6 Распределение точек интегрирования Гаусса (одна четверть трубы).

32.3 Численное моделирование

Нелинейная модель конечных элементов была создана с использованием программного обеспечения ABAQUS. С помощью команды «Разделить» трубопровод разделен на четыре слоя (внутренний, внешний и два составных слоя). Для обоснования

теоретической модели и для эффективности расчетов принята относительно короткая длина трубы (20 мм). Для моделирования трубы выбран трехмерный объемный элемент C3D8I.

Каркас сетки из стальной проволоки создан с помощью программного обеспечения САПР. Модель упруго-пластичного материала, наряду с критериями фон Мизеса используется для ПЭВП, в то время как стальная проволока моделируется как линейно-упругий материал с удаленной способностью к сжатию. Для обеспечения идеального скрепления, элементы фермы (T3D2H) встраиваются в сплошные элементы. Симметричные граничные условия осевого направления (Z ось) применяются на одном конце трубы, а симметричные граничные условия ($U_3 = U_{R1} = U_{R2} = 0$) устанавливаются на другом конце. Эти ограничения применяют равномерное вращение на концах и допускают свободную овализацию поперечного сечения.

Нагрузка внешним давлением делится на два этапа. Во-первых, выбирается тип пертурбация-потеря устойчивости и модальное смещение умножается на наименьший показатель как начальные дефекты. Затем, характеристики потери устойчивости трубы под внешним давлением достигаются с помощью статического анализа дуги. На рисунках 32.7 и 32.8 показаны нефограммы деформации матрицы PSP и стальной проволоки, соответственно.

Максимальный диаметр ($d_{\max}$) и минимальный диаметр поперечного сечения ($d_{\min}$) получаются путем смещения четырех точек (вверх, вниз, влево, вправо), двух точек в вертикальном направлении, и двух точек в горизонтальном направлении поперечного сечения. Затем вычисляется эллиптичность трубы уравнением (32.7).

Кривая эллиптичность-внешнее давление с дефектом начальной эллиптичности 0,1% показана на рисунке 32.9. Когда эллиптичность меньше 1%, внешнее давление резко возрастает с увеличением эллиптичности. Внешнее давление становится стабильным, когда эллиптичность составляет от 1% до 5%. Когда эллиптичность достигает 5%, труба изгибается, и внешнее давление падает. Два изгиба аналитического решения и метода конечных элементов почти идеально перекрываются. Когда эллиптичность составляет 4,82%, максимальное внешнее давление при КЭА достигает 0,566 МПа. Когда эллиптичность составляет 4,88%, максимальное внешнее давление при аналитическом решении достигает 0,558 МПа. Разница между двумя максимальными внешними давлениями составляет 1,4%.

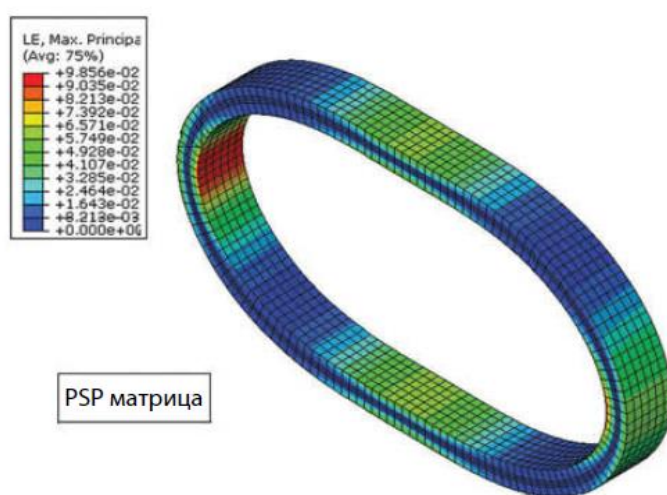


Рисунок 32.7 Нефограмма деформации матрицы трубы при внешнем гидростатическом давлении.

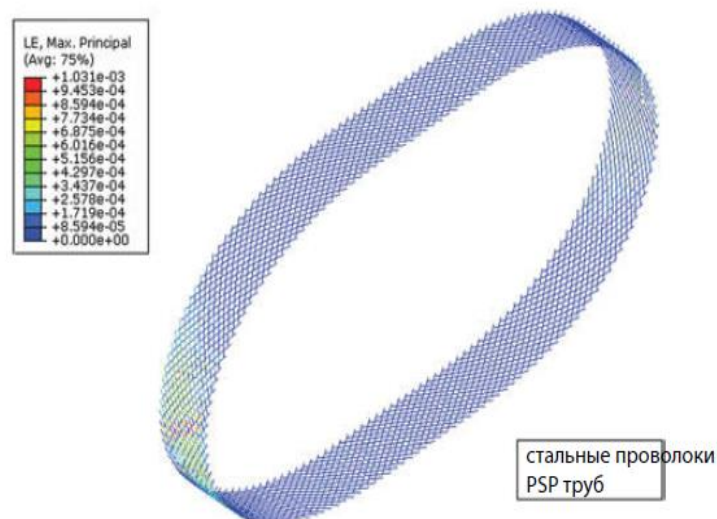


Рисунок 32.8 Нефограмма деформации стальных проволок под действием внешнего гидростатического давления.

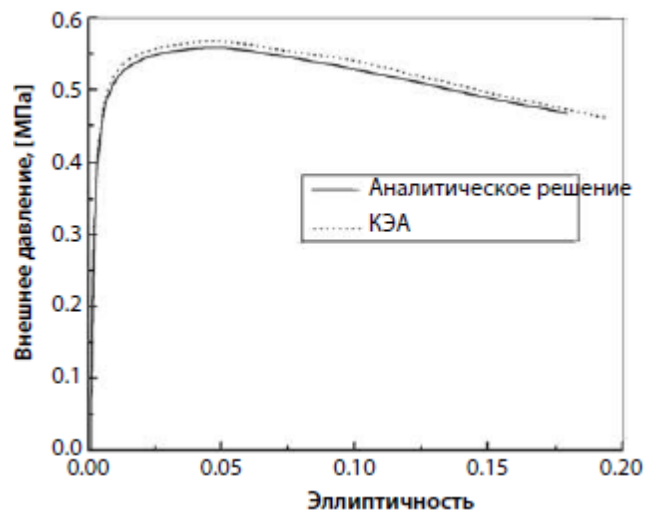
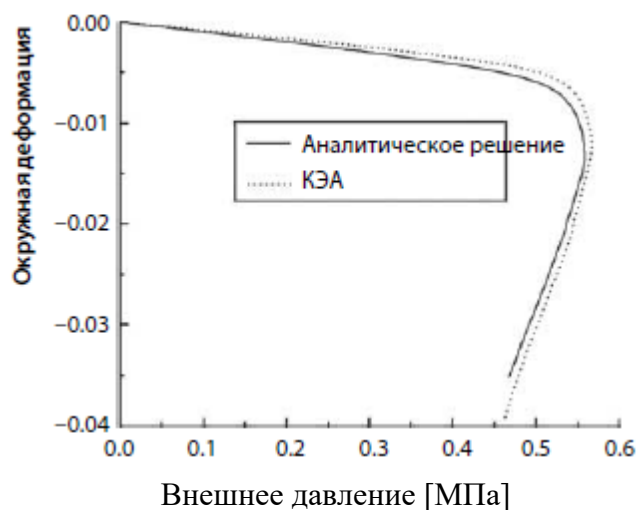
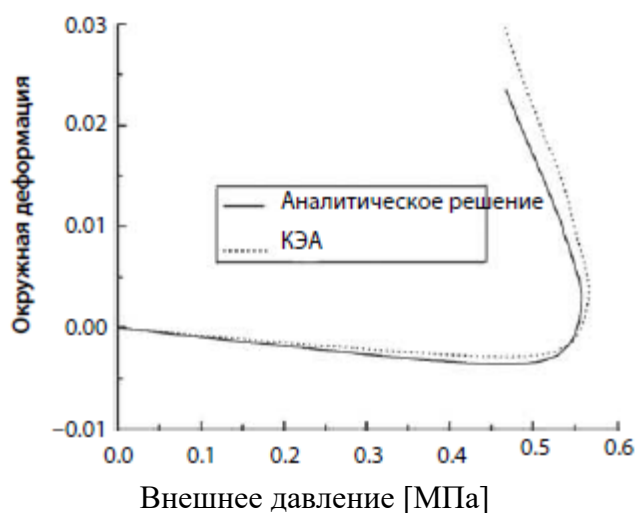


Рисунок 32.9 Кривая эллиптичность - внешнее давление

Кривая соотношения окружная деформация – внешнее давление на точках 1 и 2 (верхняя точка 1 и горизонтальная точка 2 на внешней поверхности трубы, показаны на рисунке 32.2), также показаны на рисунке 32.10 (а) и (б) соответственно. КЭА очень хорошо согласуется с аналитическим решением. Есть определенные различия между результатами двух методов, в КЭА в связи с учетом напряжения действующего на стальную проволоку, в аналитическом решении в эквивалентной обработке упрочняющего слоя. При увеличении внешнего давления окружная деформация точек 1 и 2 будет отрицательной. Увеличение окружной деформации происходит медленно, в то время как внешнее давление растет быстро, это приводит к уменьшению среднего радиуса и к увеличению толщины стенки, и все поперечное сечение находится в состоянии сжатия. Когда внешнее давление превышает максимальное значение, наблюдается сжатие в точке 1 (окружная деформация уменьшается) и растяжение в точке 2 (окружная деформация увеличивается).



(а)Верхняя точка на внешней поверхности трубы



б) Горизонтальная точка на внешней поверхности трубы

Рисунок 32.10 Кривая осевой деформации под внешним давлением

32.4 Экспериментальное испытание

Для эксперимента по гидростатическому внешнему давлению воды были выбраны два образца PSP. Длина труб составляет около 920 мм, что в пять раз превышает диаметр трубы. Основная информация образцов (1) и (2) представлена в Таблице 32.1.

Экспериментальные испытания относятся к рекомендуемому практическому руководству API17B-2008 и АОИМ D 2924-2006. Изменения объемов труб в процессе экспериментов не учитывались. Основные экспериментальные этапы включают в себя:

1. Получение геометрических параметров труб, таких как длина, диаметр и начальная эллиптичность;
2. Установку и испытание экспериментального оборудования: герметизацию сосудов давления, проверку уплотняющих способностей и состояния приборов;
3. Предварительное напряжение 0.03 МПа в сосуде высокого давления;
4. Давление нагрузки на постоянный уровень и производство записи значений, до тех пор, пока оно не уменьшится. После этого можно получить окончательное экспериментальное значение внешнего давления в трубах.

На рисунке 32.11 показана изогнутая труба PSP после экспериментального испытания на сопротивление внешнему давлению. Повреждение двух труб происходит из-за неустойчивости продольного изгиба, вызванной овализацией среднего поперечного сечения под внешним давлением. Изгибы образцов (1) и (2) внешнего давления-времени показаны на рисунках 32.12 (а) и (б). Как видно из рисунка 32.12, экспериментальное внешнее давление двух образцов сначала увеличивается, а затем уменьшаются. Когда изгиб становится стабильной, уменьшения сужаются.

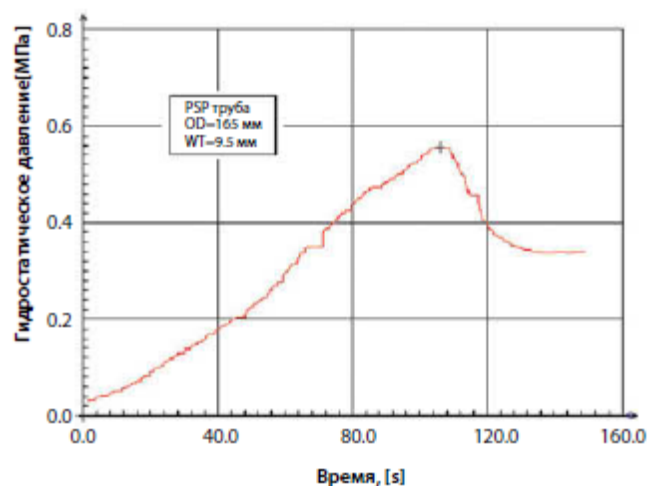
Таблица 32.1 Геометрические параметры образцов

№ слоя	Внутренний радиус	Толщина	Номер стальной проволоки	Угол намотки	Начальная эллиптичность %	
					①	②
№1	73мм	4мм	-	-	0,31	0,59
№2	77мм	1мм	153	+57°		
№3	78мм	1мм	153	-57°		
№4	79мм	3.5мм	-	-		

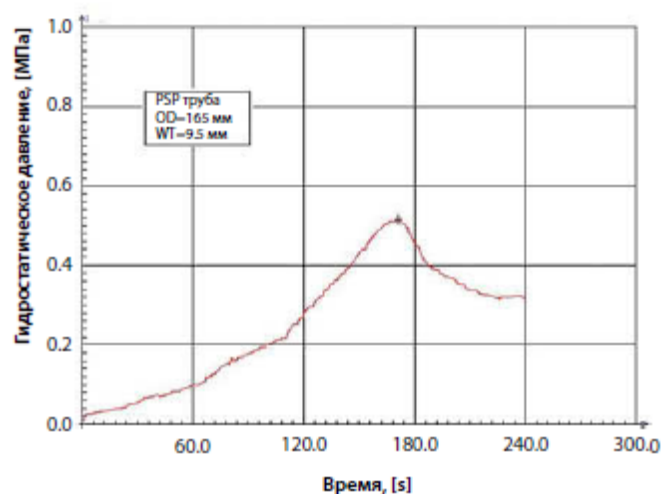


Рисунок 32.11 Перекошенная PSP труба после эксперимента на сопротивление давлению.

Как показано в Таблице 32.2, максимальное экспериментальное внешнее давление образцов (1) и (2) составляет 0,565 МПа и 0,524 МПа соответственно. Результаты аналитического решения для образцов (1) и (2) составляют 0,536 МПа и 0,514 МПа. Разница между экспериментальным испытанием и аналитическим решением труб составляет 5,1% и 1,9%. КЭА для образцов (1) и (2) составляет 0,544 МПа и 0,522 МПа, а разница между КЭА и экспериментальными данными составляет 3,7% и 0,3% соответственно. Аналитическое решение и КЭА немного ниже, чем было в экспериментальных данных. Это может быть связано с тем, что концы экспериментальных труб зафиксированы циркулярно, и это ограничивает развитие овализации и улучшает сопротивление внешнему давлению.



(a) Образец (1)



(b) Образец(2)

Рисунок 32.12 Кривая внешнее давление – время

Таблица 32.2 Сравнение неустойчивости внешнего давления для различных методов.

Образец	Экспериментальные данные	Аналитические решения	КЭА
①	0.565 МПа	0.536 МПа	0.544 МПа
②	0.524 МПа	0.514 МПа	0.522 МПа

32.5 Заключение

В данном исследовании представлена неустойчивость при продольном изгибе PSP под действием внешнего давления. Предложенный теоритический метод дает возможность оценить неустойчивость при продольном изгибе PSP под внешним давлением используя нелинейную теорию колец и вводя результаты деформации поперечного сдвига, а также используя метод упрощения армированного слоя. Был проведен эксперимент внешнего давления, сравнение аналитических решений и КЭА с использованием программного обеспечения ABAQUS. Результаты трех методов хорошо согласуются друг с другом. На основании результатов и обсуждений сделаны следующие основные выводы:

1. Создана чистая модель ПЭ и PSP под внешним давлением. Между этими моделями разница во внешнем давлении-эллиптичности не превышает 0.2%. Стальная проволока оказывает лишь незначительное влияние на сопротивление внешнему давлению.

2. Кривая эллиптичность-внешнее давление и кривая внешнее давление – окружная деформация аналитических решений и КЭА хорошо согласуются, и разница составляет 1.4%, что свидетельствует о том, что эквивалентный метод на армированном слое в аналитическом решении является целесообразным и правильным.
3. Результаты аналитических решений неустойчивости при продольном изгибе, КЭА и экспериментальных методов хорошо согласуются. Аналитическое решение и КЭА являются высоконадежными и очень полезны при практическом проектировании.

Использованная литература

1. С. Шридхарам, А. Касаги. Потеря устойчивости при продольном изгибе и смятие композитных цилиндров средней толщины под действием гидростатического давления. Композиты Часть В: Инженерия, 28 (5), 583–596, 1997.
2. М. Сато, М. Х. Пател. Точная и упрощенная оценка критического давления потери устойчивости в упругой области конструктивных поперечных сечений труба в трубе под внешним гидростатическим давлением. Журнал науки и технологии о море, 12(4), 251–262, 2007.
3. К. Арджоманди, Ф. Тахери, Предел упругой потери устойчивости связанных и несвязанных труб при внешнем гидростатическом давлении. Журнал механики материалов и конструкций, 12, 91–408, 2010.
4. К. Арджоманди, Ф. Тахери, Новый взгляд на способность многослойных труб к внешнему давлению, Морские сооружения 24, 23–42, 2011.
5. Е. Корона, А. Родригес, Изгиб длинных диагонально-поперечных композитных круглых цилиндров. Композитная инженерия, 5(2), 163–182, 1995.
6. Е. Корона, С. Кириякидес. Асимметричные режимы смятия труб при комбинированном изгибе и внешнем давлении. Журнал инженерной механики, 126, 1232–1239, 2000.
7. П. Чэнг. Плоская нелинейная теория и упруго-пластическая устойчивость круговых арок. Кандидатская диссертация, Чжэцзянский университет, 2005 г.
8. С. Ф. Гонг, Б. Сан, С. Бао, И. Бай. Распространение изгиба морских трубопроводов под внешним давлением. Морские сооружения, 29 (1), 115–130, 2012.
9. С. Ф. Гонг, К. Ни, Л. Юан, В. Л. Джин. Реакция на прогиб морских трубопроводов при комбинированном растяжении и изгибе. Структурная инженерия и механика, 41 (6), 805–822, 2012.
10. И. Бай, Н.С. Ванг, П. Чэнг. Смятие RTP (армированной трубы из термопласта) под действием внешнего давления. ICPTT. Лучшая трубопроводная инфраструктура для лучшей жизни, АОИМ, 725–743, 2013.
11. С. Геллин, Пластическая потеря устойчивости длинных гильз при чистом изгибе. Международный журнал твердых тел и структур. 16, 397–407, 1980.

Связанная гибкая труба из стальной проволоки под изгибом и внешним давлением

33.1 Введение

Полимерно-армированные трубы из стальной проволоки (PSP) обладают отличной коррозионной стойкостью и высокой стойкостью к давлению благодаря термопластичным защитным слоям и армированному слою спирально намотанной высокопрочной стальной проволоки [1]. В настоящее время они широко используются при транспортировке нефти и газа на суше и имеют большие потенциальные перспективы в применении в морских условиях благодаря своей высокой несущей способности и высокой износостойкости [2]. Разновидность композитных труб, термопластичные трубы, армированные волокном (RTP) были тщательно исследованы. Родригес [3] изучал реакцию и первый неудачный исход длинных диагонально-поперечных композитных труб при чистом изгибе. Бай и Ксю [4] исследовали механические свойства RTP при комбинированном внешнем давлении и растяжении, используя теорию, изначально предложенную Кириакидесом. В дополнение, его команда изучали потерю устойчивости RTP при изгибе и кручении, основываясь на линейную теорию колец. Крюиджер и другие [5] анализировали вращательное действие RTP и обнаружили, что разница в провисании шнура между двумя слоями волокна была вызвана сложным вращательным действием. Сатоши и другие изучили упругопластические свойства пластиковых труб, армированных методом намотки углеродного волокна, используя соотношения Хенки и функции деформационного упрочнения Людвики. Для того, чтобы спрогнозировать разрывную способность трубы, его команда предложила теоритическую модель, рассматривающую пластиковую футеровку, на основе критерия максимальной деформации отказа [6].

Однако, очень мало научных исследований по пластмассовым трубам, армированным стальной проволокой (связанные гибкие трубы из стальной проволоки), по сравнению с обычными стальными трубами [7], поскольку PSP все еще не очень распространены в промышленности. Большинство статей о PSP посвящены производству, установке и применению трубы. Последние несколько лет, все чаще в литературе исследуются механические свойства PSP. На основании эквивалентного метода прочности, формула кратковременного разрывного давления PSP была выведена Лу [8]. Эксперименты показали относительную погрешность в пределах от $-11,9\%$ до $7,4\%$ между расчетными результатами и экспериментальными данными. Чжэн [9] исследовал деформацию, критическое давление потери устойчивости и вид разрушения PSP при различных температурах. По сравнению с полиэтиленовой трубой, кратковременное разрывное давление PSP при комнатной температуре, кольцевая жесткость и критическое давление потери устойчивости были на 129%, 19% и 57% выше. Исследования потери устойчивости PSP под внешним давлением также проводились Чжэном [10]. На основе метода собственных значений и нелинейного метода были получены критические давления потери устойчивости и форма потери устойчивости PSP. Ли [11] изучал

вязкоупругое действие PSP. Линейная вязкоупругая механическая модель PSP была создана на основе структурных характеристик, вязкоупругости связующего материала и связующей смолы. Кроме того, была получена связь между напряжением и деформацией в отличии от времени каждого слоя.

Как новый вид композитных труб, существует мало исследований механического действия PSP при чистом изгибе. Таким образом, данная тема будет исследована в настоящей работе. Целью данной работы является исследование овализационной неустойчивости PSP при чистом изгибе. Свойства материалов ПЭВП считаются упруго-пластическими с использованием теории пластического течения J2, для того, чтобы объединить эффект нелинейности материалов. В теоретическом методе прочность стальной проволоки в PSP не учитывается. Армированный слой упрощается за счет понижающего коэффициента. Чтобы исследовать механическое поведение PSP при чистом изгибе, принят принцип виртуальной работы для определения положения равновесия поперечного сечения PSP. Для решения уравнений равновесия используется метод Ньютона-Рафсона. Модель программного обеспечения ABAQUS разработана для проверки достоверности и точности теоретической модели. Для проведения эксперимента по чистому изгибу были выбраны два образца PSP. Экспериментальные значения хорошо согласуются с результатами теоретического анализа и с результатами программы ABAQUS. Надежность теоретического анализа и ABAQUS будет полезна для будущего практической инженерии.

Кроме того, лишь несколько исследований посвящены несущей способности PSP при смешанной нагрузке, трубы PSP часто подвергаются смешанному изгибу и внутреннему давлению в процессе эксплуатации.

В данной главе, аналитические формулы для PSP при смешанном изгибе и внешнем давлении рекомендованы на основании линейно-упругих предположении и проводятся соответствующие эксперименты. Результаты, которые получены двумя методами сравниваются и обсуждаются. Математическая модель и экспериментальные данные в данной главе получены из исследования «Действие термопластических труб, армированных стальной проволокой при смешанном и изгибе и внутреннем давлении».

33.2 Аналитическое решение

PSP - это композитная труба, состоящая из нескольких слоев. Нижеследующие предположения предложены для того, чтобы изучить реакцию PSP при смешанном изгибе и внешнем давлении:

1. PSP, которая исследуется в данной главе, состоит из внутреннего слоя, внешнего слоя и среднего слоя. Средний слой включает в себя два армированных слоя со спирально намотанными стальными проволоками.
2. Материалы, включая ПЭВП и стальную проволоку являются непрерывными, однородными и изотропными, без начальных дефектов во время производства.
3. Слои хорошо связаны, что означает, что нет никаких скольжений между слоями и намотанными стальными проволоками.
4. Поперечное сечение трубы приобретет овальную форму только под действием чистой изгибающей нагрузки. Хотя внутреннее давление и может ограничивать овализацию поперечного сечения, влияние овализации поперечного сечения не учитывается.
5. Имеется небольшая деформация на армированном слое из стальной проволоки и на слое ПЭВП. На трубе нет начального напряжения.
6. Эффект вязкоупругости полиэтилена не рассматривается в теоретическом анализе.

33.2.1 Принцип виртуальной работы

Как показано на рисунке 33.1 (а) рассматриваемый PSP является бесконечно длинной, круглой и относительно толстостенной трубой. Кривизна и деформация поперечного сечения являются однородными по длине под действием чистой изгибающей нагрузки. При анализе принимается предположение Кирхгофа о том, что «плоское сечение остается плоским и перпендикулярным к средней поверхности». При чистой изгибающей нагрузке в поперечном сечении существует только нормальное напряжение. После деформации центральная ось трубы станет кривой в плоскости, как показано на Рисунке 33.1 (b).

Под воздействием чистой изгибающей нагрузки осевая деформация точки на расстоянии y_w до средней поверхности может быть выражен следующим образом:

$$\varepsilon_z = \frac{(R_w + |y_w|)d\theta_w - R_w d\theta_w}{R_w d\theta_w} = \frac{|y_w|}{R_w} \quad (33.1)$$

где, R_w – радиус кривизны средней поверхности, $d\theta_w$ обозначает обрuch 1. Поскольку PSP анизотропен, осевое напряжение выражается следующим образом:

$$\sigma_z = E_{zi} \varepsilon_z = E_{zi} \frac{|y_w|}{R_w} \quad (33.2)$$

где, E_{zi} обозначает модуль упругости по оси PSP.

Двумерное кольцо со средним диаметром D_m и общей толщиной t используется для моделирования поперечного сечения PSP. Кольцо состоит из четырех слоев, между которыми отсутствует относительное скольжение. Как показано на рисунке 33.2, D_o – внешний диаметр, D_k – диаметр внешнего армированного слоя, D_j – диаметр внутреннего армированного слоя, и D_i – внутренний диаметр.

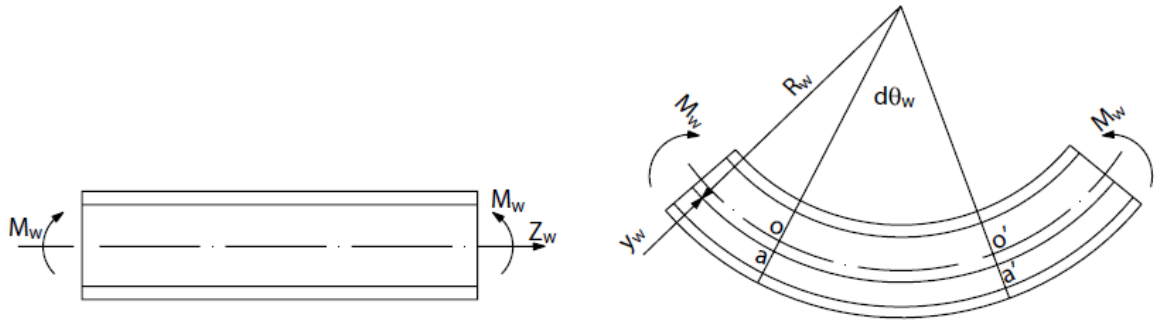


Рисунок 33.1 Деформация PSP при чистом изгибе.

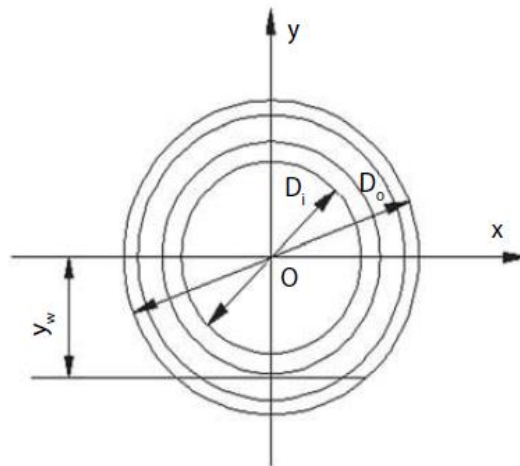


Рисунок 33.2 Поперечное сечение PSP.

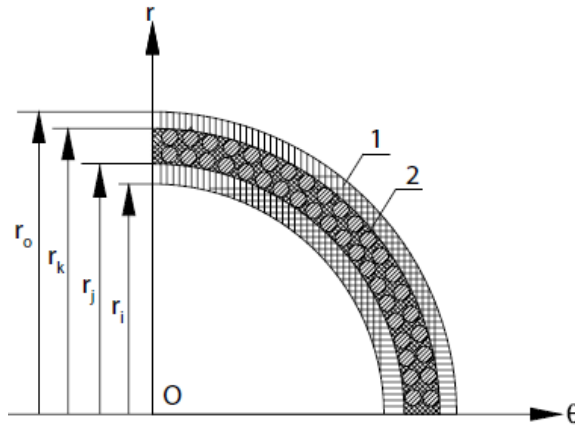


Рисунок 33.3 Четверть поперечного сечения.

Таким образом, максимальное продольное растягивающее напряжение внешнего полиэтиленового слоя составляет:

$$\sigma_{z1} = E_{z1} \varepsilon_{z1} = E_{z1} \frac{|D_o|}{2R_w} \quad (33.3)$$

Продольное растягивающее напряжение стальной проволоки составляет:

$$\sigma_{st} = E_{st} \varepsilon_{st} = E_{st} \varepsilon_{Z2} \cos \alpha = E_{st} \frac{|D_j + D_k|}{4R_w} \cos \alpha \quad (33.4)$$

Четверть поперечного сечения трубы, как показано на рисунке 33.3, используется в аналитическом анализе. Устанавливается полярная система координат с начальными координатами расположенного в центре кольца в. Координатные оси r и θ обозначают радиальные и окружные направления. Три слоя определяются как, внутренний слой ($r_i \leq r \leq r_j$), средний слой ($r_j \leq r \leq r_k$) и внешний слой ($r_k \leq r \leq r_o$). N – общее количество намотанных проволок. D_m – диаметр средней плоскости среднего слоя. α – угол намотки между стальными проволоками и осью внутренней трубы. Геометрически, шаг спиральных проволок Γ равен на:

$$\Gamma = \pi D_m / \tan \alpha = \frac{\pi (r_i + r_o)}{\tan \alpha} \quad (33.5)$$

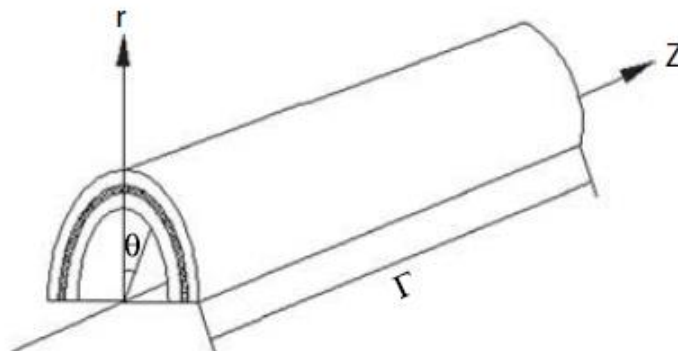


Рисунок 33.4 Половина осевого сечения.

Цилиндрическая система координат применяется к части трубы с шагом $\Gamma = 1$, как показано на рисунке 33.4. Координатная ось Z обозначает осевое направление.

33.2.2 Давление разрыва PSP в осевом направлении

На основании баланса сил в осевом направлении, мы получаем следующее:

$$\frac{\pi N d^2}{4 \cos \alpha} (\sigma_g - 0.1 \sigma_{st}) \cos^2 \alpha + (\sigma_p - 0.1 \sigma_{z1}) \left[\pi (r_0^2 - r_i^2) - \frac{\pi N d^2}{4 \cos \alpha} \right] = \pi r_i^2 p \quad (33.6)$$

где, 0.1 - коэффициент опыта, предоставленный производителем.

d: Диаметр стальной проволоки, мм

N: Общее количество намотанных стальных проволок

ri: Диаметр внутренней трубы, мм

ro: Диаметр наружной трубы, мм

α : Угол намотки между стальными проволоками и осевым направлением, ($^\circ$)

σ_g : Напряжение смятия стальной проволоки, МПа

σ_p : Напряжение смятия ПЭВП, МПа

Давление разрыва PSP в осевом направлении получается, когда $\sigma_g = \sigma_{bg}$ и $\sigma_p = \sigma_{bp}$, где σ_{bp} представляет собой предел прочности стальной проволоки и σ_{bp} представляет собой напряжение смятия ПЭВП.

$$p_B^z = \frac{N d^2 \left[(\sigma_{bg} - 0.1 \sigma_{st}) \cos^2 \alpha - \sigma_{bp} + 0.1 \sigma_{z1} \right]}{4 r_i^2 \cos \alpha} + (\sigma_{bp} - 0.1 \sigma_{z1}) (K^2 - 1) \quad (33.7)$$

где $K = r_0 / r_i$

33.2.3 Давление разрыва PSP в окружном направлении

На основании баланса сил в окружном направлении мы получаем следующее:

$$\frac{\pi N d^2}{2 \sin \alpha} (\sigma_g - 0.1 \sigma_{st}) \sin^2 \alpha + \sigma_p \left[2(r_0 - r_i) \Gamma - \frac{\pi N d^2}{2 \sin \alpha} \right] = 2 r_i \Gamma p \quad (33.8)$$

Давление разрыва PSP в окружном направлении получается, когда $\sigma_g = \sigma_{bg}$ и $\sigma_p = \sigma_{bp}$. σ_p представляет собой предел прочности стальной проволоки и σ_{bp} представляет собой напряжение смятия ПЭВП.

$$p_B^\theta = \frac{N d^2 \left[(\sigma_{bg} - 0.1 \sigma_{st}) \sin^2 \alpha - \sigma_{bp} \right]}{4 r_i (r_i + r_o) \cos \alpha} + \sigma_{bp} (K - 1) \quad (33.9)$$

где $K = r_0 / r_i$. Таким образом, при кратковременном изгибающем моменте разрывное давление PSP - минимум осевого давления разрыва и окружного давления разрыва [12], а именно:

$$P_B = \min(P_B^Z, P_B^\theta) \quad (33.10)$$

Предел прочности стальных проволок и расчетных сил ПЭВП получаются из растягивающегося эксперимента для образцов мягкой стальной проволоки с медным покрытием и ПЭВП.

33.2.4 Конститутивная модель для материалов

Полиэтилен высокой плотности (ПЭВП, ПЭ100) широко используется в качестве материалов для внутренних/внешних слоев труб, благодаря антикоррозийной защите, отличной гибкости и т.д. ПЭВП включает в себя эластичность, пластичность и вязкость, и его действие также сильно зависит от температуры, времени и условий нагрузки. В данном исследовании предполагается, что процесс изгиба является непрерывным и краткосрочным; в результате свойства вязкоупругости и ползучести ПЭВП не учитываются, и для материалов ПЭВП выбирается упруго-пластическая модель. Испытания на растяжение ПЭ100 (ПЭВП, используемый в PSP) и стальной проволоки проводились в соответствии со стандартом ИСО527-2012 [13]. Результаты показаны на рисунке 33.5 и в таблице 33.1.

Модель Рамберга-Осгуда используется для описания нелинейных соотношений напряжения и деформации материала. Из уравнения (33.11), теория пластического течения J2 с изотропным упрочнением используется для моделирования уравнения пластического состояния в поэтапной форме.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \left[1 + \frac{3}{7} \left| \frac{\sigma}{\sigma_y} \right|^{n-1} \right] \quad (33.11)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\sigma}_x \\ \dot{\sigma}_\theta \\ \dot{\tau}_{\theta r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} \\ D_{21} & D_{22} & D_{23} \\ D_{31} & D_{32} & D_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\varepsilon}_x \\ \dot{\varepsilon}_\theta \\ \dot{\gamma}_{\theta r} \end{bmatrix} \quad (33.12)$$

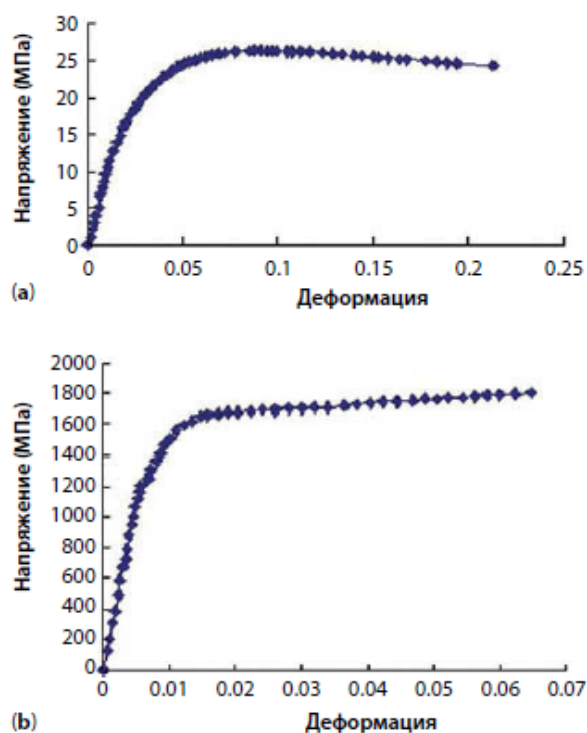


Рисунок 33.5 Растягивающее напряжение - кривая деформация ПЭ100 (а) и стальной проволоки (б).

Таблица 33.1 Механические свойства ПЭ100 и стальных проволок.

Компонент	Плотность (кг / м ³)	Модуль упругости (МПа)	коэффициент Пуассона	Предел прочности (МПа)
ПЭ100	940	1002	0.45	26.5
Стальная проволока	7800	210000	0.26	1807.62

Армированные слои из стальной проволоки представляют собой комбинацию матрицы ПЭВП и каркаса из стальной проволоочной сетки. Армированные слои из стальной проволоки разработаны для улучшения сопротивления труб внутреннему давлению для применения на суше. Программное обеспечение конечных элементов ABAQUS использовалось для моделирования труб из чистого полиэтилена и PSP, для проверки влияния стальной проволоки на изгиб. Результаты показаны на рисунке 33.6, изгибающий момент – кривизна кривой двух моделей почти одинаковы в начальном разделе. Разница критического изгибающегося момента с двумя моделями составляет – 0,69%. Будет целесообразно исключить жесткость стальной проволоки, в упрощении армированного слоя при изгибе. Армированный слой из стальной проволоки рассматривается как однородный материал матрицы ПЭВП, и для учета влияния объема стальной проволоки вводится понижающий коэффициент.

Для определения параметра жесткости армированного слоя используется метод эквивалентной жесткости. Здесь, $E_s=0$, $G_s=0$. Девять механических параметров определенных армированных слоев выражаются уравнениями. (33.12) - (33.14).

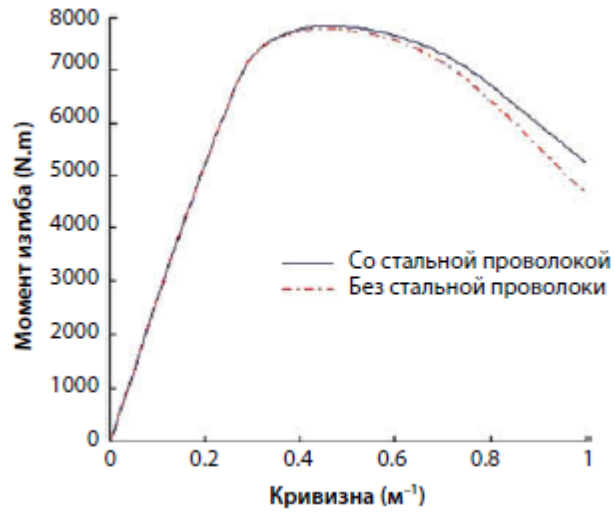


Рисунок 33.6 Изгибающий момент – соотношение кривизны PSP и ПЭ труб.

$$\left. \begin{aligned} E_1 &= E_{PE} V_{PE} + E_s V_s \\ E_2 &= E_{PE} (1 - V_I) + \frac{E_{s,2} E_{PE} V_I}{\left(\frac{E_{PE} V_s}{V_I} \right) + E_{s,2} \left(1 - \frac{V_s}{V_I} \right)} \\ E_3 &= E_{PE} \left(1 - \frac{V_s}{V_I} \right) + \frac{E_{s,3} E_{PE} \frac{V_s}{V_I}}{E_{PE} V_s + E_{s,3} (1 - V_I)} \end{aligned} \right\} \quad (33.13)$$

$$\left. \begin{aligned} \mu_{12} &= \mu_{s,12} V_f + \mu_{PE} V_{PE} \\ \mu_{13} &= \mu_{s,13} V_f + \mu_{PE} V_{PE} \\ \mu_{23} &= \frac{\mu_{s,23} V_f + \mu_{PE} \frac{E_{s,23}}{E_{HDPE}} (V_I - V_f)}{\frac{V_f}{V_I} + \frac{E_{s,23}}{E_{PE}} \left(1 - \frac{V_f}{V_I} \right)} + \mu_{PE} (1 - V_I) \end{aligned} \right\} \quad (33.14)$$

$$\left. \begin{aligned} G_{12} &= \frac{G_{s,12} G_{PE} \frac{V_s}{V_I}}{G_{PE} V_I + G_{s,12} (1 - V_I)} + G_{PE} \left(1 - \frac{V_s}{V_I} \right) \\ G_{23} &= \frac{G_{s,23} G_{PE} V_I}{G_{PE} \frac{V_s}{V_I} + G_{s,23} \left(1 - \frac{V_s}{V_I} \right)} + G_{PE} (1 - V_I) \\ G_{31} &= \frac{G_{s,31} G_{PE} \frac{V_s}{V_I}}{G_{PE} V_I + G_{s,31} (1 - V_I)} + G_{PE} \left(1 - \frac{V_s}{V_I} \right) \end{aligned} \right\} \quad (33.15)$$

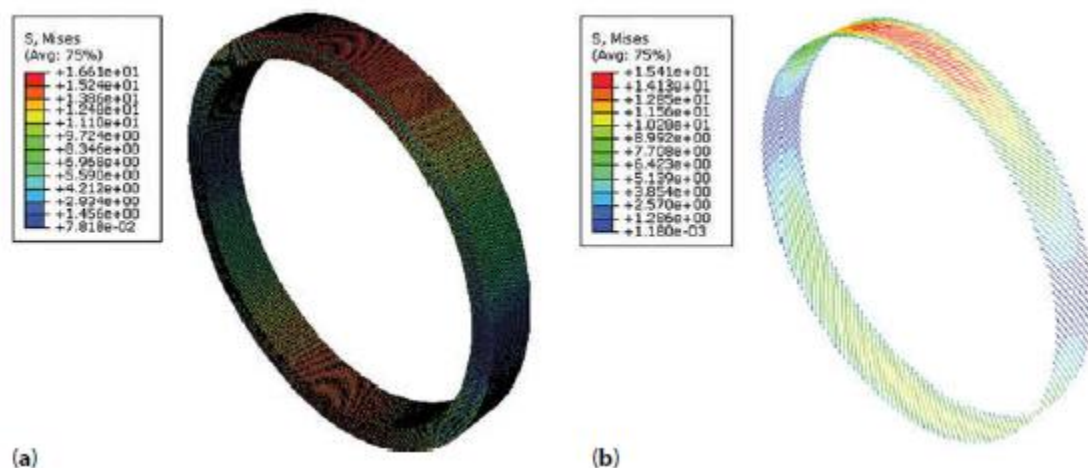


Рисунок 33.7 Нефограмма при искривлении изгиба с 0,2 м 1: матрица ПЭВП (а) и стальная проволока (б).

33.3. Численное моделирование

Нелинейная модель конечных элементов была создана на основе программного обеспечения ABAQUS. С помощью команды «Порция» трубопровод можно разделить на четыре тесных контактных слоя (внутренний, внешний и два армированных слоя). Для проверки теоретической модели принята короткая длина трубы (20 мм). Для обеспечения эффективных и точных расчетов, для моделирования трубы выбран трехмерный твердотельный элемент C3D8I. Каркас из стальной проволоочной сетки создан с помощью программного обеспечения CATIA. Для ПЭВП используется упругопластичная модель материала с критериями фон Мизеса и стальная проволока смоделирована как линейно-упругий материал и мощность компрессии исключена. Элементы фермы (T3D2H) встраиваются для обеспечения идеального скрепления. Симметричные граничные условия относительно осевого направления (ось Z) применяются на одном конце трубы, а симметричные граничные условия ($U_3 = U_{R1} = U_{R2} = 0$) устанавливаются на другом конце. Такого рода ограничения могут применить равномерное вращение на конце и обеспечить свободную овализацию поперечного сечения. Изгибающая нагрузка может быть получена путем вращения на конце трубы. Выбран нелинейный статический анализ (опция нефограммы). На рисунке 33.7 показана нефограмма искривления при изгибе матрицы ПЭВП и стальной проволоки.

33.4 Экспериментальный тест на чистый изгиб

33.4.1 Тест

Для подтверждения теоретического метода и численных расчетов были проведены типовые испытания на четырехточечный изгиб. Подробная размерность указана в Таблице 33.2. Схема экспериментов показана на рисунке 33.8, двухточечная нагрузка может вызвать чистый изгиб на испытательном участке.

Для экспериментов по четырехточечному изгибу нагружающая балка сначала подвергается возрастающей приложенной нагрузке $2F$, а затем движется вперед с определенной скоростью ($\sim 0,2\text{--}0,4$ мм / с). Смещение нагрузочной балки D может быть получено с помощью датчика смещения. Согласно схеме изгиба, испытательный участок трубы находится под чистым изгибом. Жесткое сечение обеспечивается стальными

элементами окружающих трубу. Угол наклона жесткого сечения относительно горизонтальной линии θ_0 может быть получен следующим образом:

$$\Delta - \left[l \cdot \tan \theta_0 + (2r + D_0) - \frac{(2r + D_0)}{\cos \theta_0} \right] = 0 \quad (33.16)$$

где r - диаметр ролика, D_0 - наружный диаметр жесткого сечения, l - горизонтальное расстояние между точкой нагружения и опорой. Кривизну k и изгибающий момент M тестируемого участка можно рассчитать по уравнениям (33.16) и (33.17) соответственно. Где L - длина тестируемого участка, F - половина нагрузки. Затем с помощью четырехточечного экспериментального теста можно получить соотношение изгибающего момента и кривизны.

Таблица 33.2 Размеры экспериментальных образцов.

Слой	Внутренний радиус (мм)	Толщина (мм)	Количество стальной проволоки и угла намотки (градус)	Состав материала
Внутренний слой	73	4.5	-	ПЭВП
Армированный слой	77.5	1	160 (54.7)	Стальные проволоки и ПЭВП
Армированный слой	78.5	1	160 (-54.7)	Стальные проволоки и ПЭВП
Наружный слой	79.5	3	-	ПЭВП

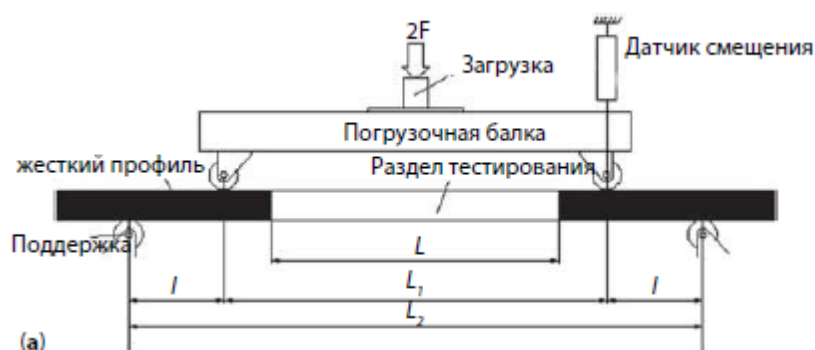




Рисунок 33.8 Схема (а), экспериментальное фото (б) и точка изгиба (в) испытания на изгиб.

$$\kappa = \frac{2\theta}{L} \quad (33.17)$$

$$M = \frac{F}{\cos\theta_0} \cdot \left(\frac{l}{\cos\theta_0} - (2r + D_0)\tan\theta_0 \right) \quad (33.18)$$

33.4.2 Результаты и обсуждения

На рисунке 33.9 показано сравнение соотношения изгибающего момента и кривизны между экспериментом, теоретическим методом и численным моделированием. Результаты относительно хорошо согласуются друг с другом. Падение изгибающего момента означает прогиб трубы при испытании. Предельный изгибающий момент составляет ~4500 Н•м, соответствующая кривизна составляет ~0.6 m⁻¹. Разница между двумя экспериментальными кривыми с PSP-1 и PSP-2 объясняется различием исходного состояния трубы и скорости силового нагружения.

Результаты теоретического метода и численного моделирования очень хорошо согласуются, особенно на этапе подъема и предельной кривизны изгиба. Таким образом, теоретический метод упрощения армированного слоя оказался целесообразным. Этот момент можно проверить с помощью нефограммы при изгибе (рис. 33.7), где напряжение матрицы ПЭВП намного выше, чем у стальной проволоки. Это означает, что каркас из стальной проволоочной сетки мало влияет на жесткость при изгибе. Теоретический метод расчета и упрощенный метод армированного слоя может дать надежный результат оценки PSP до достижения предельного изгибающего момента.

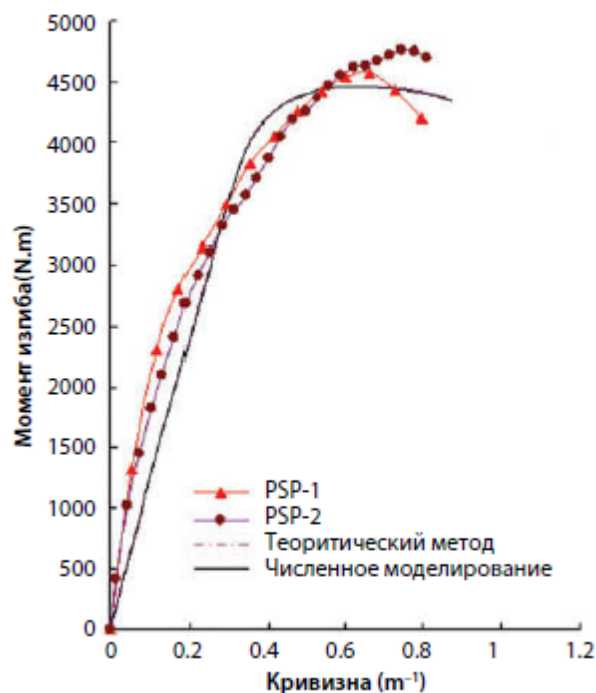


Рисунок 33.9 Соотношение изгибающего момента и кривизны эксперимента, теоритического метода и численного моделирования.

Разница между изгибающим моментом-кривизной и экспериментом и теоретическим методом составляет - ~5%. Теоретический метод упрощает трехмерную задачу до двумерной задачи с помощью нелинейных теорий колец. В расчете учитываются только три компонента (σ_x , σ_q , t_{qr}). Игнорирование компонентов вторичного напряжения, таких как радиальное напряжение, может привести к снижению жесткости сечения при изгибе. Экспериментальный опыт показывает, что в конце PSP есть смещения и в горизонтальном и в вертикальном направлениях, в то время как, в теоретическом методе смещение наблюдается только во вращении.

33.5 Смешанное внутреннее давление и экспериментальный тест изгиба.

Для проверки результатов аналитического анализа были разработаны и проведены экспериментальные испытания для исследования предельного давления разрыва PSP при смешанном изгибе и внутреннем давлении на трех трубах PSP в соответствии с АОИМ D1599 [14]. Используемые трубы PSP имеют длину 2000 мм и оба конца герметизированы стальными прессованными фитингами многоразового применения. Геометрические параметры образцов труб приведены в Таблице 33.3. В таблице 33.4 показаны физико-механические свойства двух видов материалов (ПЭВП и стальной проволоки). ПЭВП – это матрица конструкции (включает внутреннюю часть, покрытие и клей) со стальными проволоками, заделанными в матрицу.

Риисунок 33.3 Геометрические параметры PSP.

Параметр	Значение
Внутренний радиус, [мм]	73

Наружный радиус, [мм]	82.5
Толщина внутреннего полиэтиленового слоя, [мм]	4
Толщина внешнего полиэтиленового слоя, [мм]	3
Толщина внутреннего армированного слоя, [мм]	1
Толщина внешнего армированного слоя, [мм]	1.5
Длина PSP, [мм]	2000
Количество стальных проволок	153*2
Угол намотки стальных проволок	[°] $\pm$ 54.7

Таблица 33.4 Физико-механические свойства PSP

Материал	ПЭВП	Стальная проволока
Плотность, [кг / м ³]	940	7800
Модуль Юнга E, [МПа]	1002	210000
Коэффициент Пуассона, μ	0.45	0.26
Предел текучести σ , [МПа]	25	2100
Диаметр, [мм]	-	1.0

33.5.1 Испытательные оборудования

Как показано на рисунке 33.10, система тестирования состоит из системы сжатия, взрывозащиты, несущего каркаса и автоматической системы регистрации. Нагнетательный насос в компрессорной системе регулируется для получения постоянной возрастающей скорости давления. Давление повышалось равномерно и непрерывно (расход 3,6 л / с) до тех пор, пока образец не разрушился. PSP закреплен к несущему каркасу с определенной кривизной, в то время как необходимый изгибающий момент нагружен на трубу. Автоматическая система записи записывает давление и время.

33.5.2 Тестовая процедура

Предельное давление разрыва PSP достигается в соответствии с процедурами, перечисленными ниже.

- Держите образец PSP при комнатной температуре не менее 2 часов.
- Поместите образец PSP на несущий каркас с определенным радиусом изгиба.
- Полностью заполните образец PSP водой и подключите его к системе сжатия.
- Перед испытанием отрегулируйте скорость нагружения, чтобы время нагружения длилось более 60 с. Начинайте нагрузку по установленной скорости. Равномерно увеличивайте давление и продолжайте, до тех пор, пока образец не разрушится. Во время процесса компьютер автоматически записывает историю давления. Если общее время нагружения составляет менее 60 с, резкое снижение давления приводит к отказу. Если разлом происходит около стыка (в пределах 50 мм), испытание прекращается без целевых данных, и требуется другое испытание.
- Запишите давление разрыва и положение разлома.
- Замените образец трубы на другой и отрегулируйте радиус изгиба каркаса в 1,5 раза, 2 раза и предельное значение (без изгиба) образца трубы на минимальный радиуса изгиба (МРИ).
- Заново повторите шаги с а. до е.

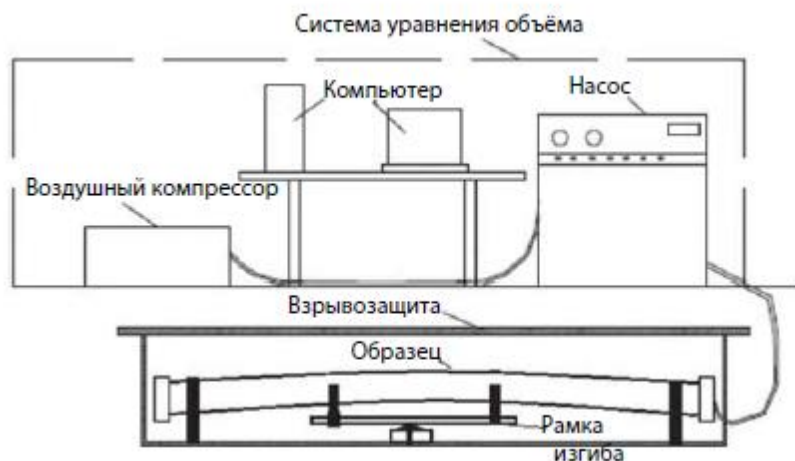


Рисунок 33.10 Оборудование для эксперимента разрыва давления

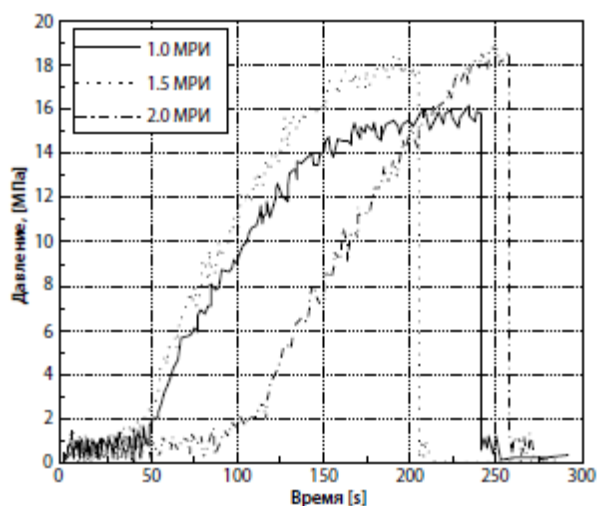


Рисунок 33.11 Результаты испытаний



Рисунок 33.12 Частично разрушенная труба

33.5.3 Результаты испытаний

На рисунке 33.11 показаны данные испытаний для трех различных радиусов изгиба. Как показано на рисунке, история давления разделена на три фазы: стадия стабилизации давления, стадия повышения давления и стадия разлома трубы. На стадии стабилизации давления труба медленно откачивает воздух. Давление на этой стадии практически постоянное. После этого давление переходит на вторую стадию, на стадию повышения давления. Давление стремительно растет, пока труба не выйдет из строя. Когда давление внезапно падает, труба выходит из строя лишь частично, как показано на рисунке 33.12.

Это на стадии разлома трубы. Некоторые стальные проволоки вокруг разрушенного отверстия могут треснуть.

33.6 Сравнение результатов

В таблице 33.5 перечислены вычисленные и испытанные значения разрывов давления для трех различных кривизны изгиба. Вычисленные аналитическим методом давления разрыва очень близки к экспериментальным данным. Максимальная относительная погрешность (отклонение) не превышает 5%. Хорошее согласование результатов указывает на то, что аналитический метод надежен при анализе PSP при сочетании нагрузок изгиба и внутреннего давления.

Очевидно, что в обоих методах давление разрыва PSP увеличивается с увеличением радиуса изгиба (уменьшением кривизны). Это подтверждает, что давление разрыва уменьшается, когда к PSP применяется больше изгибов. Это главным образом связано с тем, что при изгибе стальной проволоки легче достичь предельного значения.

На рисунке 33.13 показано, что разница в давлениях разрыва между 2 МРИ и 1,5 МРИ меньше, чем разница между 1 МРИ и 1,5 МРИ. Когда радиус изгиба бесконечен, и труба находится только под внутренним давлением, в эксперименте давление разрыва составляет 18,7 МПа, и очень близок к результату испытаний, когда радиус изгиба составляет 2 МРИ с абсолютным значением разницы 0,06 МПа.

В дополнение, все аналитические данные больше, чем данные испытаний. Основная причина заключается в том, что в аналитическом анализе предполагается, что материалы являются линейно упругими, тогда как в действительности они являются упругопластическими. Тем не менее, инженерная формула разрыва давления является надежным и подходит для прогнозирования давления разрыва.

Таблица 33.5 Сравнение давления разрыва

Радиус изгиба, [м]	Аналитическое решение, [МПа]	Экспериментальные данные, [МПа]	Отклонения
1 МРИ	15.35	15.81	2.91%
1.5 МРИ	17.31	18.07	4.21%
2 МРИ	18.29	18.64	1.88%

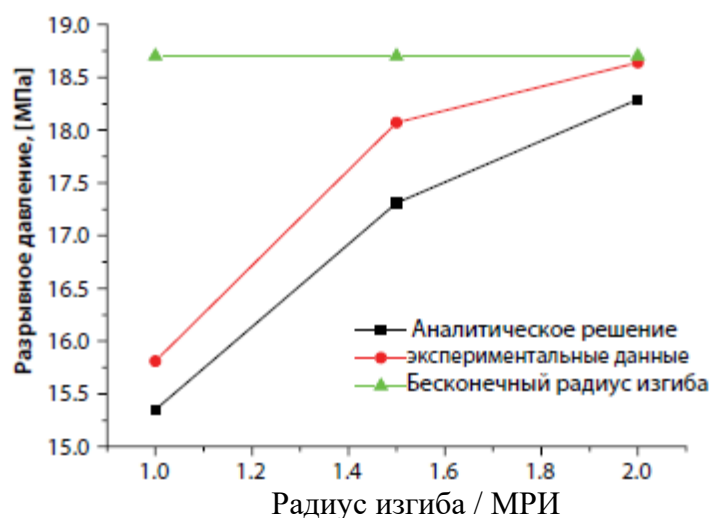


Рисунок 33.13 Сравнение двух методов

33.7 Заключение

В данном исследовании представлена оваллизация неустойчивости PSP при чистом изгибе. Предложенный теоретический метод дает возможность оценить неустойчивость при продольном изгибе PSP под внешним давлением используя нелинейную теорию колец и вводя результаты деформации поперечного сдвига, а также используя метод упрощения армированного слоя. Сравнения проводились между теоретическим методом, расчетом КЭА с помощью программного обеспечения ABAQUS и экспериментом на изгиб. Результаты этих методов хорошо согласуются друг с другом.

Влияние стальной проволоки на жесткость при изгибе может быть незначительным. Кривая изгибающий момент–кривизна по теоретическому методу и по расчетам программы ABAQUS хорошо согласуется до критического изгибающего момента, что наглядно демонстрирует то, что эквивалентный метод для армированного слоя в теоретическом методе является целесообразным и правильным. Критический изгибающий момент и результаты теоретического метода, программы ABAQUS и результаты экспериментов хорошо согласуются. Результаты теоретического метода и программы ABAQUS являются высоконадежными, что существенно полезно в практической инженерии, для прогнозирования реакции PSP на неустойчивость оваллизации при чистом изгибе.

В данной главе также исследуется давление разрыва PSP при сочетании изгиба и внутреннего давления. Исходя из линейных материалов, предложены формулы для оценки давления разрыва PSP при сочетании изгиба и внутреннего давления в инженерных приложениях. Кроме того, для проверки аналитических результатов проводятся экспериментальные исследования PSP при изгибе и внутреннем давлении. Сравнения подтвердили точность предложенного метода при прогнозировании допустимой нагрузки PSP при сочетании изгиба и внутреннего давления. Таким образом, работа в данном исследовании имеет смысл и дает разумные рекомендации по инженерному применению PSP.

Использованная литература

1. Дж.Чжэн, И.Лу, Кс.Лин, П.Ксю, Д.Чэн, Кс.Хэ, Т.Шао. Экспериментальное исследование механических свойств пластиковых труб, армированных поперечно-спиральной намоткой из стальной проволоки. Журнал технологии изготовления сосудов высокого давления, 130(2), 021401, 2008.
2. Т. Хуан. Исследование механизмов пластиковых труб, армированных поперечно-спиральной намотанной стальной проволокой. 2014.
3. Е. Корна и А. Родригес, “Изгиб длинных диагональных композитных круглых цилиндров», Композитная инженерия. 5 (2), стр. 163–182, 1995.
4. И. Бай, В.П. Ксю, П. Чэнг, НС Ванг, В.Д Руан. Действие армированных термопластичных труб (RTP) при сочетании давления и растяжения. Морские сооружения на суше. 9, 464–474, 2014.
5. М. Круйджэр, Л. Варнет, Р. Аккерман. Анализ механических свойств армированной термопластичной трубы (RTP). Композиты Часть А: Прикладная наука и производство. 36, 291–300, 2005.
6. С. Кобаяши, Т. Имай, С. Вакаяма. Анализ оценки прочности на разрыв полимерных гибридных композитных труб, изготовленных методом намотки нити и армированных углеродным волокном с учетом пластической деформации футеровки”. Композиты, Часть А, Прикладная наука и производство 38, 1344–1353, 2007.
7. А. Манес, Р. Поркаро, Х. Илштадт, Е. Левольд, Лангсет М., Борвик Т. Действие подводного стального водопровода, подвергнутого изгибу и растяжению. Морские сооружения на суше. 7, 371–387, 2012.
8. И. Лу. Механические свойства пластиковых труб армированных поперечно-спиральной стальной проволокой.. 2006.

9. Дж.И. Чжэн и другие. Экспериментальные исследования механических свойств пластиковых труб, армированных поперечно-спиральной стальной проволокой. Пластмассы Китая Том. 20, №. 6, 2006.
10. Дж.И. Чжэн и другие. Анализ численного моделирования изгиба пластиковых труб, армированных стальной проволокой методом намотки под внешним давлением. Пластмассы Китая. Том. 22, №. 4, 2008.
11. М. Калман, Л. Юй, М. Сеймур, Дж. Эрн. Квалификация композитных армирующих материалов для несвязанных гибких труб, ОТС-23185, 2012.
12. Ю. С. Фернандо и другие, Экспериментальная оценка конструкции Металл – металлическое уплотнение для гибких труб высокого давления. ОТС-23110, 2012.
13. ИСО, ИСО527–2012, Пластмассы - определение свойств при растяжении, Женева, Швейцария.
14. Американское общество по испытанию материалов, АОИМ D 1599-19999, Стандартный метод испытаний на устойчивость к кратковременному гидравлическому разрушению пластиковых труб, трубопровода и фитингов, 2011, Американский национальный стандарт.

34

Конструкция поперечного сечения и исследование связанной гибкой трубы из стальной проволоки

34.1 Введение

Связанные гибкие трубы из стальной проволоки, также известные как пластиковые трубы, армированные поперечно-спиральной намоткой из стальной проволоки широко используются в нефтегазовой промышленности, в коммунальном оборудовании и т.д., благодаря своей хорошей коррозионной стойкости, низкой стоимости производства и простоте установки. Типичная конструкция связанной гибкой трубы из стальной проволоки состоит из трех компонентов. Внутренняя облицовка и внешнее покрытие обычно изготавливаются из полиэтилена высокой плотности, в то время как каркас из высокопрочной стальной проволоочной сетки, находится между облицовкой и покрытием. Для соединения матрицы ПЭВП и каркаса из стальной проволоочной сетки используется высокоэффективный клей. Следовательно, граница раздела между слоями считается полностью соединенной.

За последние несколько десятилетий многие исследователи изучали механические свойства композитных труб. Ксиа и другие [1,2] предложили аналитический метод для изучения механической реакции и предельной прочности многослойных композитных труб изготовленных методом намотки волокна под изгибом, внутренним давлением, внешним давлением и т.д. Чжэн и другие [3] использовали последовательную и параллельную модель для получения упругих параметров композитного слоя и успешно спрогнозировали механические свойства связанных гибких труб из стальной проволоки, при различных нагрузках с соответствующими экспериментами. Ли и др. [4] изучили характеристику при потере устойчивости связанных гибких труб из стальной проволоки при изгибе и показали, что увеличение толщины композитного слоя является эффективным способом улучшения стойкости к изгибу связанных гибких труб из стальной проволоки. Инженерная формула для прогнозирования давления разрыва была разработана Ксионгом и другими [5], и результаты показывали небольшую погрешность по сравнению с конечно-элементной моделью. Ли [6] изучал вязкоупругую характеристику связанных гибких труб из стальной проволоки, и на основании структурных характеристик, вязкоупругости материала матрицы и связующей смолы была создана линейная вязкоупругая механическая модель.

34.2 Конструкция поперечного сечения

34.2. 1Процесс конструкции

В процессе конструкции связанных гибких труб из стальной проволоки необходимо учитывать все сопутствующие факторы, для того, чтобы оптимизировать и гарантировать надежность и безопасность проектируемой трубы. Важными факторами являются

транспортируемый продукт, функциональные требования, окружающая инфраструктура и среда эксплуатируемых трубопроводов, а также условия эксплуатации и монтажа и т. д. Основная идея процесса проектирования состоит в том, чтобы определить конфигурацию поперечного сечения с помощью анализа давления разрыва, а затем изучить другие прочностные характеристики, для того, чтобы спроектировать связанную гибкую трубу из стальной проволоки, которая будет отвечать всем требованиям Заказчика.

Процедура проектирования выполняется по следующим шагам:

- Шаг 1. Выбор материала.
Материал полимерного слоя обычно определяется в зависимости от свойств транспортируемого продукта.
- Шаг 2. Эскизный проект.
Для того, чтобы сократить расчетный период, расчетное давление разрыва используется для определения базовой конфигурации поперечного сечения гибкой трубы.
- Шаг 3. Проверка прочностных характеристик.
После определения конфигурации поперечного сечения гибкой трубы будет получено напряжение отказа, давление сжатия и т. д. и будет подтверждено, что проектные требования выполнены. В противном случае конфигурация будет изменена.
- Шаг 4. Проверка с помощью конечно-элементной модели.

На рисунке 34.1 показана схема технологического процесса детального проектирования связанных гибких труб из стальной проволоки.

34.2.2 Параметры конструкции

В таблице 34.1 перечислены параметры поперечного сечения, которые необходимо определить для проектирования связанных гибких труб из стальной проволоки.

В процессе производства стальная проволока наматывается с определенной силой предварительного напряжения, для того, чтобы убедиться, что стальная проволока частично осела в матрице. Толщина внутренней облицовки должна быть достаточно большой, чтобы не допустить разрушения в процессе намотки. Как правило, соотношение толщины внутренней облицовки к общей толщине стенки трубы превышает 0,4. Соотношение общей толщины стенки трубы к внутреннему радиусу трубы больше 0,1. Наружное покрытие обычно тоньше внутренней облицовки. Диаметр стальной проволоки зависит от спецификации, которая обычно составляет 0,5 мм, 0,8 мм, 1,0 мм или 1,2 мм. На основании исследования чувствительности, проведенного Ксионгом и другими [5], оптимальный угол намотки составляет 57,2 градуса, при котором не происходит никаких скручиваний и сдвигов.

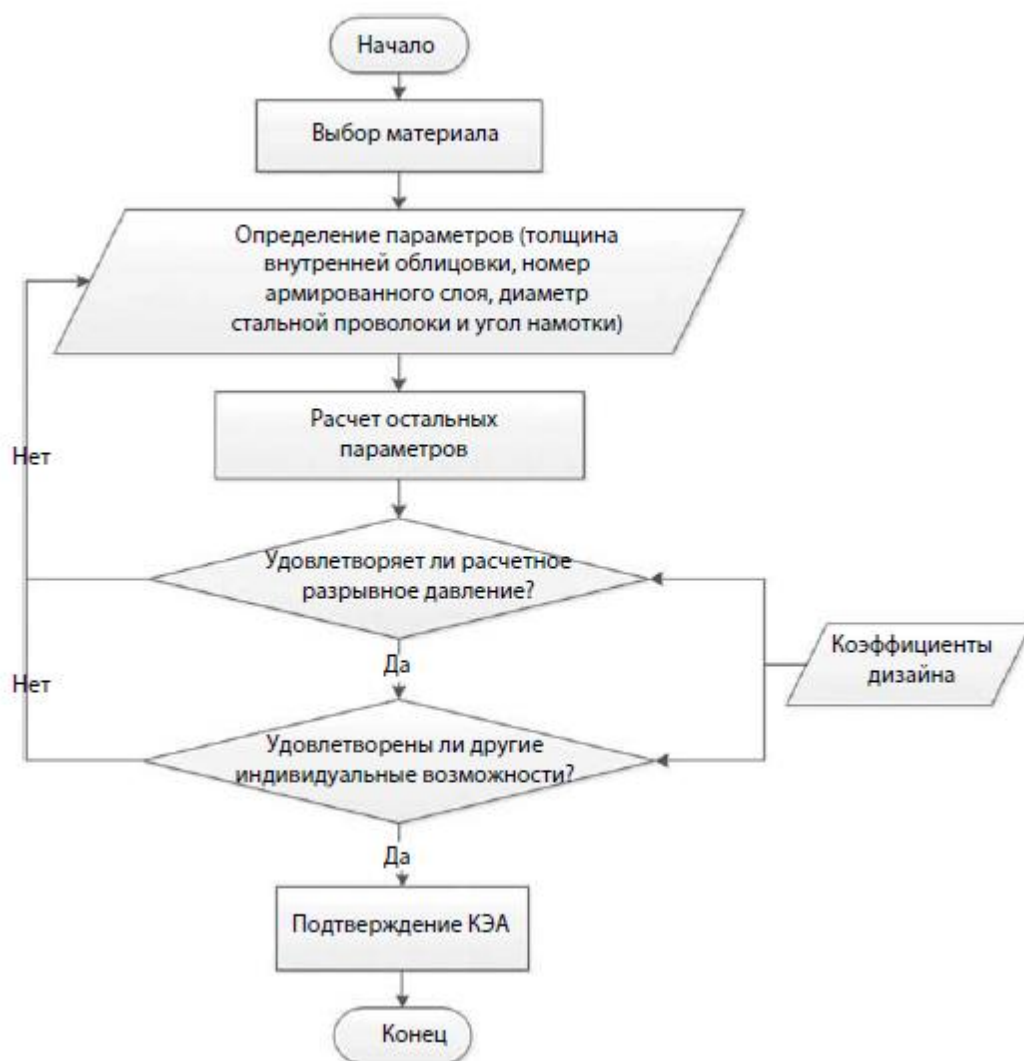


Рисунок 34.1 Методика проектирования связанных гибких труб из стальной проволоки.

Таблица 34.1 Параметры конструкции поперечного сечения

Параметры	Символ	Единица измерения
Внутренний радиус	Ri	мм
Толщина внутренней облицовки	ti	мм
Общая толщина трубы	t	мм
Количество армированного слоя	n	-
Количество стальной проволоки в одном слое	N	-
Угол намотки	α	°
Диаметр стальной проволоки	dst	мм
Толщина наружного покрытия	to	мм

После определения толщины внутренней облицовки, количества армированных слоев, диаметра стальной проволоки и угла намотки другие параметры могут быть вычислены по следующим уравнениям:

Общая толщина армированного слоя:

$$T_j = (d_{st} + 2 \times b) \times n \quad (34.1)$$

Количество стальной проволоки в одном слое:

$$N = 2\pi \cos \alpha \left(R_i + T_i + \frac{T_j}{2} \right) / (d_{st} + 2 \times b) \quad (34.2)$$

где, T_i и T_j - толщина внутренней облицовки и армированного слоя, соответственно. d_{st} – диаметр стальной проволоки, n – количество армированных слоев, b обозначает толщину покрытия стальной проволоки, предоставленный производителем, α и R_i - угол намотки и внутренний радиус.

34.2.3 Свойства и возможности

- **Эластичные свойства**

Подробное описание упругих параметров для монослоя можно отнести к Чжэну и другим [3]. Общая матрица жесткости связанной гибкой трубы из стальной проволоки получается путем комбинирования матриц жесткости каждого слоя $Q(k)$ и объемного соотношения каждого слоя $V(k)$, на основе метода предложенного Чоу и другими [7], который определяется по формуле:

$$Q_{ij} = \sum_{k=1}^4 V^{(k)} \left\{ Q_{ij}^{(k)} - \frac{Q_{i3}^{(k)} Q_{j3}^{(k)}}{Q_{33}^{(k)}} + \frac{Q_{i3}^{(k)} \sum_{l=1}^4 \frac{V^{(l)} Q_{3j}^{(l)}}{Q_{33}^{(l)}}}{Q_{33}^{(k)} \sum_{l=1}^4 \frac{V^{(l)}}{Q_{33}^{(l)}}} \right\}, (i, j = 1, 2, 3, 6) \quad (34.3)$$

где $V^{(2)} = V^{(3)} = t_c/2t$, $V^{(1)} = t_i/t$, $V^{(4)} = t_o/t$. и t_i , t_c , t_o обозначают толщину внутреннего слоя, армированного слоя и внешнего слоя. t - общая толщина трубы.

$$Q_{ij} = Q_{ji} = 0, (i = 1, 2, 3, 6; j = 4, 5) \quad (34.4)$$

$$Q_{ij} = \frac{\sum_{k=1}^4 \frac{V^{(k)}}{\Delta_k} Q_i^{(k)}}{\sum_{k=1}^4 \sum_{l=1}^4 \frac{V^{(k)}}{\Delta_k} \frac{V^{(l)}}{\Delta_l} (Q_{44}^{(k)} Q_{55}^{(l)} - Q_{45}^{(k)} Q_{54}^{(l)})}, (i, j = 4, 5) \quad (34.5)$$

где, $\Delta_k = \begin{vmatrix} Q_{44}^{(k)} & Q_{45}^{(k)} \\ Q_{54}^{(k)} & Q_{55}^{(k)} \end{vmatrix}$. Общая матрица гибкости $\bar{S}$ является обратной по отношению к общей матрице жесткости $\bar{Q}$. Коэффициенты упругости для связанных гибких труб из стальной проволоки выражаются следующим образом:

$$E_{\theta} = \frac{1}{S_{11}}, E_z = \frac{1}{S_{22}}, E_r = \frac{1}{S_{33}} \quad (34.6)$$

$$\mu_{\theta z} = -\frac{S_{12}}{S_{11}}, \mu_{\theta r} = -\frac{S_{13}}{S_{11}}, \mu_{zr} = -\frac{S_{23}}{S_{22}} \quad (34.7)$$

$$G_{\theta z} = \frac{1}{S_{66}}, G_{\theta r} = \frac{1}{S_{55}}, G_{zr} = \frac{1}{S_{44}} \quad (34.8)$$

- **Давление разрыва**

В соответствии с балансом сил в осевом направлении, осевое давление разрыва связанной гибкой трубы из стальной проволоки, выражается следующим образом [5]:

$$p_B^z = \frac{nNd^2(\sigma_{bg} \cos^2 \alpha - \sigma_{bp})}{4r_i^2 \cos \alpha} + \sigma_{bp}(K^2 - 1) \quad (34.9)$$

$$K = \frac{r_0}{r_i} \quad (34.10)$$

где: N - количество стальных проволок в одном слое. n – количество армированных слоев, r_i – внутренний радиус, [мм], r_0 – внешний радиус, [мм], d – диаметр стальной проволоки, [мм], α – угол намотки с осевого направления, $[\circ]$, α_{bp} – удельная нагрузка ПЭВП, [МПа], α_{bg} - предел текучести стальной проволоки, [МПа].

Аналогичным образом, кольцевое давление разрыва связанной гибкой трубы из стальной проволоки, определяется по следующей формуле:

$$p_B^{\theta} = \frac{Nd^2(\sigma_{bg} \sin^2 \alpha - \sigma_{bp})}{4r_i(r_i + r_o) \cos \alpha} + \sigma_{bp}(K - 1) \quad (34.11)$$

Кратковременное давление разрыва определяется как минимальное значение кольцевого давления разрыва и осевого давления разрыва.

$$p_B = \min(p_B^z, p_B^{\theta}) \quad (34.12)$$

- **Давление смещения**

Поперечное сечение трубы может деформироваться эллиптически под действием внешнего давления. Эллиптическая деформация постепенно увеличивается по мере увеличения нагрузки. Как показано на Рисунке 34.2, когда нагрузка достигает предельной несущей способности трубы, эллиптическая деформация резко увеличивается, а несущая способность трубы резко уменьшается. Данный вид разрушения определяется как разрушение из-за потери устойчивости.

Для трубы изготовленного из изотропного материала формула расчета критического внешнего давления следующая:

$$P_{cr} = \frac{2E}{1-\mu^2} \left(\frac{t}{D_m} \right)^3 \quad (34.13)$$

Уравнение (34.13) не может быть напрямую использовано для анизотропной трубы. Однако окружная жесткость анизотропной точки выражается как $E_\theta h^3 / 12(1 - \mu_{\theta z} \mu_{z\theta})$. Уравнение критического внешнего давления для связанных гибких труб из стальной проволоки получается путем изменения жесткости трубы в уравнении (34.13):

$$P_{cr} = \frac{2E_\theta}{1 - \mu_{\theta z} \mu_{z\theta}} \left(\frac{t}{D_o} \right)^3 \quad (34.14)$$

где, индексы r , θ и z представляют три направления цилиндрических координат. E_θ - модуль упругости в окружном направлении, μ , t и D_o - коэффициент Пуассона, толщина трубы и наружный диаметр.

- **Минимальный радиус изгиба**

Минимальный радиус изгиба (МРИ) связанной гибкой трубы из стальной проволоки выражается следующим образом:

$$R_{crit,b} = \frac{R_o \times D_m \times \mu_{zr}}{0.28 \times t} \quad (34.15)$$

$$k = \frac{1}{R_{crit,b}} \quad (34.16)$$

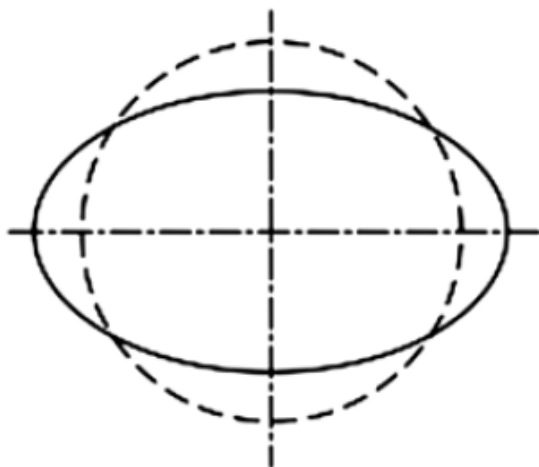


Рисунок 34.2 Деформация под внешним давлением

где μ_{zr} является коэффициентом Пуассона плоскости Z-R, D_m – средний диаметр трубы и R_0 , t обозначают внешний радиус и общую толщину. k – максимальная кривизна.

Хуан и другие [8] исследовали влияние некоторых ключевых параметров, таких как количество стальных проволок, угол намотки, диаметр стальной проволоки и толщина внутренней стенки на МРИ. Было предложено модифицированное уравнение для минимального изгиба с добавлением поправочного коэффициента, основанного на результатах анализа чувствительности:

$$R_{crit,b} = \frac{R_0 \times D_m \times \mu_{zr}}{0.28 \times t} \times \frac{1}{\varepsilon} \quad (34.17)$$

$$\varepsilon = -0.0006112 \times n \times N + 0.00109 \times \alpha + 0.01206 \times d + 0.0386 \times t_i + 1.335 \quad (34.18)$$

где, N – количество стальных проволок на одном слое, α – угол намотки, d и t_i обозначают диаметр стальной проволоки и толщина внутренней облицовки.

- **Давление разрыва Смешанный изгиб**

Наряду с предположением Кирхгоффа о том, что «плоское сечение остается плоским и перпендикулярным к средней поверхности», в этом разделе используется метод принятый в главе 33. Кривизна и деформация поперечного сечения является однородным по длине под действием чистой изгибающей нагрузки.

На рисунке 34.3 показаны определения диаметра связанных гибких труб из стальной проволоки, которая используется в следующих уравнениях. Максимальная деформация растяжения армированного слоя, подвергаемого чистому изгибу, выражается следующим образом:

$$\varepsilon_{z2} = \frac{32MD_1}{\pi(E_{z1}(D_0^4 - D_1^4) + E_{z2}(D_1^4 - D_2^4) + E_{z3}(D_2^4 - D_3^4))} \quad (34.19)$$

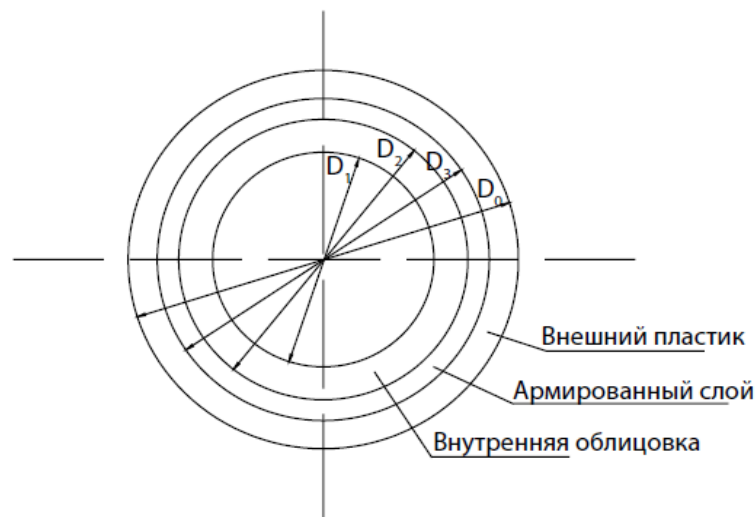


Рисунок 34.3 Определение диаметра связанной гибкой трубы из стальной проволоки

Максимальное продольное растягивающее напряжение внешнего полиэтиленового слоя:

$$\sigma_{z1} = \frac{32E_{z1}MD_0}{\pi(E_{z1}(D_0^4 - D_1^4) + E_{z2}(D_1^4 - D_2^4) + E_{z3}(D_2^4 - D_3^4))} \quad (34.20)$$

где E_{z1} , E_{z2} и E_{z3} - осевой модуль упругости внутренней облицовки, армированного слоя и внешнего пластикового слоя. Продольная деформация растяжения стальной проволоки тогда равна:

$$\varepsilon_{st} = \varepsilon_{z2} \cos \alpha \quad (34.21)$$

Напряжение стальной проволоки:

$$\sigma_{st} = E_{st} \varepsilon_{st} \quad (34.22)$$

Подобно кратковременному давлению разрыва, осевое давление разрыва при изгибе определяется следующим образом:

$$p_B^z = \frac{nNd^2[(\sigma_{bg} - 0.1\sigma_{st})\cos^2 \alpha - \sigma_{bp} + 0.1\sigma_{z1}]}{4r_i^2 \cos \alpha} + (\sigma_{bp} - 0.1\sigma_{z1})(K^2 - 1) \quad (34.23)$$

$$K = \frac{r_0}{r_i} \quad (34.24)$$

где: N – количество стальных проволок на одном слое. n – количество армированных слоев.

Кольцевое давление разрыва связанной гибкой трубы из стальной проволоки определяется следующим образом:

$$p_B^\theta = \frac{nNd^2[(\sigma_{bg} - 0.1\sigma_{st})\sin^2 \alpha - \sigma_{bp}]}{4r_i(r_i + r_o) \cos \alpha} + \sigma_{bp}(K - 1) \quad (34.25)$$

Давление разрыва при изгибе выражается по нижеследующей формуле:

$$p_B = \min(p_B^z, p_B^\theta) \quad (34.26)$$

34.3 Исследование

В данном разделе, проведено исследование связанной гибкой трубы из стальной проволоки, для того, чтобы проиллюстрировать процесс ее проектирования. В качестве примера выбрана гибкая труба диаметром 5,67 дюйма, с проектным сроком службы 20 лет, с проектной температурой 20 ° C и проектным давлением 12,0 МПа. Выбранные параметры материалов показаны в Таблице 34.2.

Таблица 34.2 Параметры материалов

Параметры материалов	ПЭ100	Стальная проволока
Плотность, [кг / м ³]	940	7800
Модуль Юнга, [МПа]	1002	210000
коэффициент Пуассона	0.45	0.26
Предел прочности, [МПа]	25	2100

Таблица 34.3 Проектный коэффициент

Допустимая вероятность отказа	Внутреннее давление	Изгиб	Внешнее давление	Внутреннее давление смешанный изгиб
7.64E-6	1.69	2.03	2.57	2.69

Исходя из проектных требований, толщина внутренней облицовки, диаметр стальной проволоки и толщина покрытия стальной проволоки принимаются равными 3,5 мм, 1 мм и 0,125 мм соответственно. Угол намотки - 57 °, количество армированных слоев - 2. Общая толщина армированного слоя и количество стальных проволок в одном армированном слое рассчитываются по уравнениям (34.1) и (34.2), а расчетные значения составляют 2,5 мм и 153. Толщина внешнего покрытия принята 3 мм.

Индивидуальные проектные коэффициенты определяются с помощью анализа надежности, который подробно описан в главе 4 данной книги. Предполагается, что сопротивление и нагрузка распределены равномерно, вместо использования сбора данных, в данной главе использованы расчетные коэффициенты, которые рассчитаны и сведены в Таблицу 34.3.

В соответствии с уравнениями (34.9) - (34.12) осевое давление разрыва составляет 22,30 МПа, а окружное давление разрыва составляет 18,25 МПа. Таким образом, давление разрыва - 18,25 МПа. С учетом проектного коэффициента 1,69 для давления разрыва, расчетное давление разрыва составляет 10,80 МПа, что ниже расчетного давления 12,0 МПа. Следовательно, проектные требования не удовлетворены.

Толщина внутренней облицовки изменена до 4 мм, в то время как другие параметры остаются неизменными, для того, чтобы увеличить расчетное давление разрыва. Для данного случая, вычисленное давление разрыва составляет 21.22 МПа, и проектное давление разрыва составляет 12,56 МПа, с проектным коэффициентом 1,69, выше проектного давления 12,0 МПа, толщина внутренней облицовки 4 мм, что соответствует проектным требованиям.

На основании результатов проверки проектного давления, проектные размеры связанных гибких труб из стальной проволоки приведены в Таблице 34.4.

В таблице 34.5 показаны расчетные возможности гибкой трубы при различных условиях нагрузки, а в таблице 34.6 показаны проектные прочностные характеристики с учетом проектных коэффициентов, перечисленных в таблице 34.3 соответственно.

34.4 Проверка по конечно-элементной модели

Для разных проектных прочностных характеристик используются разные конечно-элементные модели, для проверки разработанной связанной гибкой трубы из стальной проволоки. В конечно-элементных моделях полимерные слои моделируются объемными элементами, а стальная проволока - балочными элементами. В модели используется объемный элемент C3D8R и элемент фермы T3D2, если иное не определено. Стальная проволока встраивается в матрицу с помощью алгоритма ABAQUS «встроенная область». Контрольная точка создается в середине поперечного сечения на левом конце для эффективного управления нагрузкой и границей. Все узлы в поперечном сечении левого конца в «кинематическом соединении» с опорной точкой. На рисунке 33.4 показана трехмерная конечно-элементная модель связанной гибкой трубы из стальной проволоки, в которой половина слоев полиэтилена высокой плотности удалена для лучшего обзора.

В аналитическом решении используются линейные свойства материалов, а в модели конечных элементов используются упругопластические отношения ПЭВП и стальной проволоки.

Критерий разрыва устанавливается как напряжение по Мизесу стальной проволоки или полимерного слоя, в зависимости от того, какое из них быстрее достигает предела

прочности. На рисунке 34.5 показана контурная графика напряжения по Мизесу внешнего армированного слоя при отказе разрыва. Граничные условия влияют на результаты двух торцевых сторон, поэтому результаты выбираются из средней части трубы.

Таблица 34.4 Геометрические параметры

Параметры	Значение
Внутренний радиус	73.0
Толщина внутренней облицовки	4.0
Общая толщина армированного слоя	2.5
Количество армированного слоя	2
Количество стальной проволоки в одном слое	153
Угол намотки, [°]	57
Диаметр стальной проволоки	1.0
Толщина наружного покрытия	3.0

Таблица 34.5 Индивидуальные способности при разных нагрузках.

Давление разрыва	МРИ	Давление смятия	Давление разрыва под 1.5 МРИ
21.22 МПа	1.358м	0.54 МПа	17.31 МПа

Таблица 34.6 Проектные прочностные характеристики при различных нагрузках.

Проектное давление разрыва	Проектный МРИ	Проектное давление смятия	Проектное давление разрыва под 1.5 МРИ
12.56 МПа	0.669м	0.21 МПа	6.43 МПа



Рисунок 34.4 Конечно-элементная модель связанной гибкой трубы из стальной проволоки



Рисунок 34.5 Давление разрыва связанной гибкой трубы из стальной проволоки, [МПа].

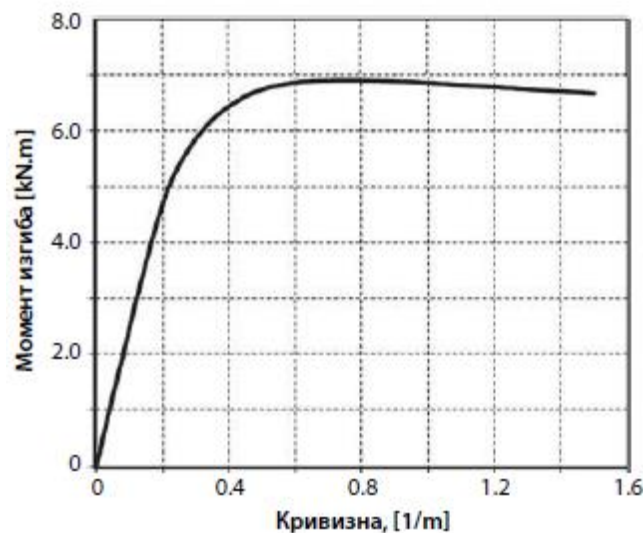


Рисунок 34.6 Связь между изгибающим моментом и кривизной

Кольцевая модель создана для прогнозирования изгибной способности связанной гибкой трубы из стальной проволоки. В данной модели твердые элементы (C3D8I) используются из-за их превосходства в зацеплении в радиальном направлении. Связь между кривизной и изгибающим моментом для слоев полиэтилена показана на рисунке 34.6. Максимальная кривизна изгиба (или минимальный радиус изгиба) трубы определяется как кривизна изгиба, соответствующая максимальному изгибающему моменту, вершине кривизны.

Критерии отказа для гибких труб при смешанном изгибе под внутренним давлением устанавливается как критерий для чистого внутреннего давления, при котором напряжение по Мизесу стальной проволоки или полимерного слоя достигает своей предельной прочности. На рисунке 34.7 показан контурный график напряжения по Мизесу в момент разрыва давления при радиусе изгиба 1,5 МРИ.

Связь между овальностью и внешним давлением показана на рисунке 34.8. Овальность увеличивается по мере увеличения внешнего давления, и пиковой точкой является максимальное внешнее давление, которое труба может выдержать.

В таблице 34.7 представлены результаты конечно-элементного анализа связанных гибких труб из стальной проволокой, в сравнении с результатами аналитического решения. Различия в результатах между двумя методами находятся в пределах 10,0%, что подтверждает точность прогноза пропускной способности, разработанной связанной гибкой трубы из стальной проволоки.

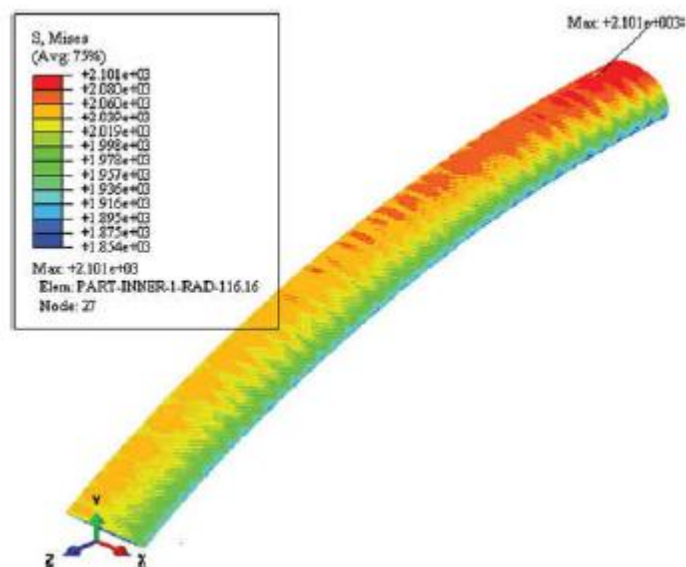


Рисунок 34.7 Давление разрыва PSP под 1.5 МРИ, [МПа].

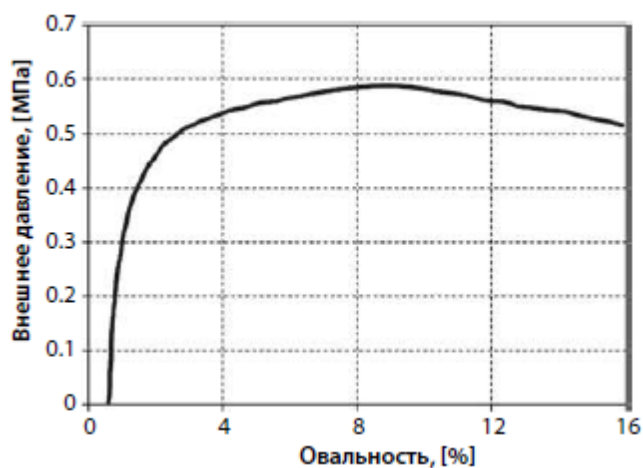


Рисунок 34.8 Связь между внешним давлением и овальностью связанных гибких труб из стальной проволоки.

Таблица 34.7 Сравнение между аналитическим решением и КЭА.

Нагрузки	Аналитическое решение	КЭА	Разница
Давление разрыва, [МПа]	21.22	20.88	1.6%
МИР, [м]	1.36	1.35	0.89%
Давление разрыва, [МПа]	0.54	0,58	6.9%
Давление разрыва под радиусом изгиба 1.5 МРИ, [МПа]	17.31	17.41	0.60%

34.5 Заключение

В данной главе представлен процесс конструкции поперечного сечения и связанной гибкой трубы из стальной проволоки. Во-первых, конфигурация и параметры поперечного

сечения задаются исходя из проектных требований. Затем, для того, чтобы проверить, удовлетворяет ли выбранное поперечное сечение проектным требованиям или нет используется аналитическое решение давления разрыва. После выбора параметров поперечного сечения, вычисляются другие индивидуальные характеристики, включая внешнее давление, изгиб и давление разрыва при изгибе. В конце, для проверки точности аналитического решения разрабатываются разные модели конечных элементов для разной мощности.

Сравнение результатов аналитического решения и КЭА показывает, что аналитическое решение является достаточно эффективным и точным для прогнозирования различных характеристик связанных гибких труб из стальной проволоки.

Использованная литература

1. М. Ксиа, Х. Такаянаги и К. Кеммочи, Анализ многослойных композитных труб, изготовленных методом намотки волокна. Композитные конструкции, 53(4), 483–491, 2001.
2. М. Ксиа, К. Кеммочи и Х. Такаянаги, Анализ многослойных композитных труб, изготовленных методом намотки волокна при смешанном внутреннем давлении и термомеханической нагрузке Композитные конструкции, 51(3), 273–283, 2001.
3. Дж. Чжэн, Кс. Лин и И. Лу, Анализ напряжения пластиковых труб, армированных стальной проволокой с поперечно-спиральной навивкой. Международная конференция по технологии сосудов под давлением-11 Конференция, 2006.
4. К. Ли, и другие. Анализ устойчивости пластиковых труб, армированных спирально намотанной стальной проволокой под изгибом. АОИМ 2009 Конференция по трубопроводам и сосудам высокого давления. Американское общество инженеров-механиков,, 2009.
5. К. Ксионг и другие. Анализ механических свойств пластиковой трубы, армированной стальной проволокой с поперечно-спиральной навивкой (PSP), под внутренним давлением. Океанская, оффшорная и арктическая инженерия, 2015.
6. К. Ли, Исследование вязкоупругих действий пластиковых труб, армированных стальной проволокой с поперечной намоткой. Институт химико-технологического оборудования. Ханчжоу, Китай: Чжэцзянский университет, 2008.
7. П. С. Чоу, Дж. Карлеоне и С. М. Хсю, Модуль упругости слоистых областей. Журнал композитных материалов, 6(1), 80–93, 1972.
8. Т. Хуан, Исследование механизмов пластиковых труб, армированных стальной проволокой с поперечно-спиральной навивкой. Колледж строительства и архитектуры, Ханчжоу, Китай: Чжэцзянский университет, 2008.
9. Рекомендуемое практическое руководство API, Спецификация несвязанных гибких труб, Рекомендуемое практическое руководство API 17J, Четвертое издание, Американский институт нефти, 2014 г.
10. Дж.. А. Витз, Анализ поперечных сечений гибких стояков. Морские сооружения, 9(9), 885–904, 1996.

Оценка повреждений связанных гибких труб из стальной проволоки

35.1 Введение

Связанные гибкие трубы из стальной проволоки представляют собой новый вид композитных конструктивных труб и имеют большой потенциал для применения в подводных трубопроводах, благодаря хорошей коррозионной стойкости и относительно низкой стоимости изготовления и монтажа.

Типичная конструкция связанной гибкой трубы из стальной проволоки, состоит из внутреннего/внешнего термопластического полиэтиленового слоя высокой плотности (HDPE) и армированного слоя каркаса из многослойной стальной проволоочной сетки. Армированный слой из стальной проволоки значительно увеличивает способность трубы выдерживать внутреннее давление [1].

Гибкие трубы повреждаются во время производства слоев, установки или при внешнем воздействии [2, 3]. Такие дефекты, как коррозия, выбоины, царапины и вмятины посторонними предметами, в большинстве случаев являются причиной выхода из строя трубопровода. В последнее десятилетие оценка повреждений трубопровода с покрытием изучалась с использованием различных методов [4, 5]. Однако подробный анализ механизма отказа гибких трубопроводов по-прежнему отсутствует из-за неполных данных. В данной главе с помощью численного анализа и конечно-элементного анализа представлено влияние следующих параметров дефекта на кратковременную разрывную способность связанных гибких труб из стальной проволоки:

- Угол намотки стальной проволоки
- Диаметр стальной проволоки
- Недостаточная стальная проволока
- Поврежденный внутренний или внешний полиэтиленовый слой
- Отслоение поверхностного слоя

35.2 Аналитический метод

35.2.1 Основные предположения

В отличие от обычных слоистых композитных конструкций, связанные гибкие трубы из стальных проволок представляют собой новый тип сложной конструкции. С инженерной точки зрения, труба считается сплошным средним телом. Некоторые основные предположения, упрощающие модели поперечного сечения трубы и теоретические расчеты, перечислены ниже:

- Стальная проволока и матрица ПЭВП плотно связаны во время деформации, поэтому на границе раздела нет относительного проскальзывания;
- Между слоями нет относительного проскальзывания;

- Поперечное сечение перпендикулярно радиальной оси трубы как до, так и после сжатия;
- Поскольку модуль упругости стальной проволоки намного больше, чем у полиэтилена, труба под внутренним давлением выходит из строя, когда стальная проволока достигает максимальной прочности на разрыв;
- Стальная проволока и ПЭВП являются сплошными и однородными, без отверстий и трещин;
- Механические характеристики стальной проволоки и ПЭВП являются линейно упругими с небольшими деформациями и отсутствием начального напряжения.

35.2.2 Взаимосвязь напряжения и деформации

Геометрия связанной гибкой трубы из стальной проволоки, для анализа методом конечных элементов указана в таблице 35.1. N - общее количество намотанных стальных проволок, α – угол намотки между стальной проволокой и осевым напряжением, ($^{\circ}$). Rst – радиус стальной проволоки. ПЭ100 используется как ПЭВП для материала матрицы, а в таблице 35.2 перечислены типичные свойства материалов ПЭ100. Армирующим материалом является стальная проволока с медным покрытием, характеристики которой приведены в Таблице 35.3.

Таблица 35.1 Параметры трубы

Ri (мм)	Rj (мм)	Rk (мм)	Rl (мм)	Rst (мм)	α ($^{\circ}$)	N
73.0	77.0	79.5	82.5	0.5	57.0	153*2

Таблица 35.2 Физико-механические свойства ПЭ100.

Плотность, гре (кг/м3)	Модуль Юнга, Ере (МПа)	Коэффициент Пуассона, $\mu_{ре}$	Предельная прочность, (МПа)	Хре
940	1002	0.45	25	

Для гибкой трубы, находящейся под симметричной нагрузкой (например под внутренним давлением), напряжение и деформация слоев трубы не зависят от θ . Точно также радиальная и осевая деформации не зависят от z и r. На рисунке 35.1 показаны глобальные координаты (a) и четверть поперечного сечения (b) гибкой трубы. Символы r, θ и z обозначают радиальное, окружное и осевое направление в системе координат.

Символы u_r , u_{θ} , и u_z представляют собой радиальные, окружные и осевые смещения и выражаются следующим образом:

$$u_r = u_r(r) \quad (35.1)$$

$$u_z = u_z(z) \quad (35.2)$$

$$u_{\theta} = u_{\theta}(r, z) \quad (35.3)$$

Связь смещения-деформации внутреннего и внешнего полиэтиленовых слоев в цилиндрических координатах выражается следующим образом:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_r^{(k)} &= \frac{\partial u_r^{(k)}}{\partial r}, \quad \varepsilon_\theta^{(k)} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta^{(k)}}{\partial \theta} + \frac{u_r^{(k)}}{r}, \quad \varepsilon_z^{(k)} = \frac{\partial u_z^{(k)}}{\partial z}, \\
r_{z\theta}^{(k)} &= \frac{1}{r} \frac{\partial u_z^{(k)}}{\partial \theta} + \frac{\partial u_\theta^{(k)}}{\partial z}, \quad r_{zr}^{(k)} = \frac{\partial u_z^{(k)}}{\partial r} + \frac{\partial u_r^{(k)}}{\partial z}, \\
r_{\theta r}^{(k)} &= \frac{1}{r} \frac{\partial u_r^{(k)}}{\partial \theta} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\theta^{(k)}}{r} \right).
\end{aligned} \tag{35.4}$$

Таблица 35.3 Физико-механические свойства стальной проволоки.

Плотность, ρ_{st} (кг/м ³)	Модуль Юнга, E_{st} (МПа)	Коэффициент Пуассона, μ_{st}	Предельная прочность, X_{st} (МПа)
7800	210000	0.26	2100

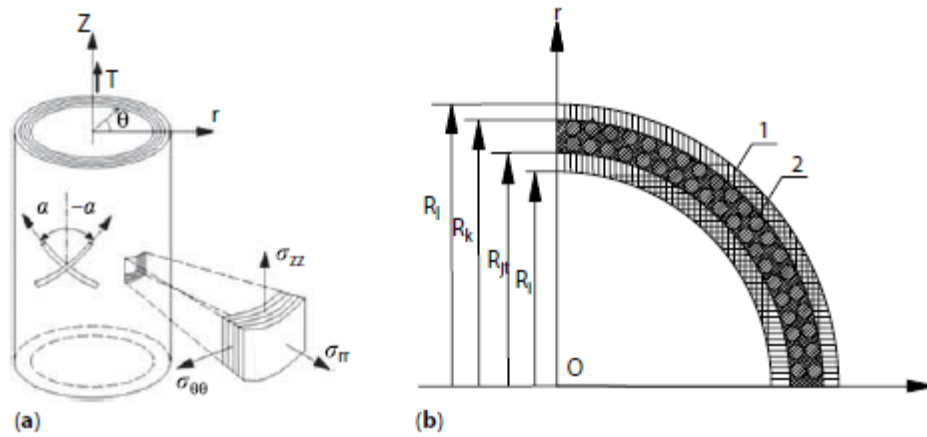


Рисунок 35.1 Глобальные координаты (а) и четверть поперечного сечения (б) гибкой трубы.

Связь смещения-деформации упрощается следующим образом:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_r^{(k)} &= \frac{\partial u_r^{(k)}}{\partial r}, \quad \varepsilon_\theta^{(k)} = \frac{u_r^{(k)}}{r}, \quad \varepsilon_z^{(k)} = \frac{\partial u_z^{(k)}}{\partial z}, \\
r_{z\theta}^{(k)} &= \frac{\partial u_\theta^{(k)}}{\partial z}, \quad r_{zr}^{(k)} = 0, \quad r_{\theta r}^{(k)} = r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\theta^{(k)}}{r} \right).
\end{aligned} \tag{35.5}$$

Замыкающее соотношение напряжение-деформация к слоя выражается следующим образом:

$$\{\bar{\sigma}\}^{(k)} = \bar{C}^{(k)} \{\bar{\varepsilon}\}^{(k)} \tag{35.6a}$$

$$\{\bar{\sigma}\}^{(k)} = \{(\sigma_z, \sigma_\theta, \sigma_r, \tau_{\theta r}, \tau_{zr}, \tau_{z\theta})\} \tag{35.6b}$$

$$\{\bar{\varepsilon}\}^{(k)} = \{(\varepsilon_z, \varepsilon_\theta, \varepsilon_r, \gamma_{\theta r}, \gamma_{zr}, \gamma_{z\theta})\} \quad (35.6c)$$

$$\bar{C}^{(k)} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \quad (35.6d)$$

где, $\bar{C}^k$ - матрица жесткости и $\bar{S}^k$ - матрица гибкости

$$\bar{S}^{(k)} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_k} & -\frac{\mu_k}{E_k} & -\frac{\mu_k}{E_k} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\mu_k}{E_k} & \frac{1}{E_k} & -\frac{\mu_k}{E_k} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\mu_k}{E_k} & -\frac{\mu_k}{E_k} & \frac{1}{E_k} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_k} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_k} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_k} \end{bmatrix}^{(k)}. \quad (35.7)$$

Без учета объемной силы уравнение баланса сил в цилиндрической системе координат отображается как:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_r^{(k)}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta r}^{(k)}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{zr}^{(k)}}{\partial z} + \frac{\sigma_r^{(k)} - \sigma_\theta^{(k)}}{r} &= 0, \\ \frac{\partial \tau_{\theta r}^{(k)}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_\theta^{(k)}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{z\theta}^{(k)}}{\partial z} + \frac{2\tau_{\theta r}^{(k)}}{r} &= 0, \\ \frac{\partial \tau_{zr}^{(k)}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{z\theta}^{(k)}}{\partial \theta} + \frac{\partial \sigma_z^{(k)}}{\partial z} + \frac{\tau_{zr}^{(k)}}{r} &= 0. \end{aligned} \quad (35.8)$$

Подставляя уравнения (35.1–35.3), (35.5) и (35.6) на (35.8), уравнение баланса сил преобразовывается в:

$$\frac{\partial \sigma_r^{(k)}}{\partial r} + \frac{\sigma_r^{(k)} - \sigma_\theta^{(k)}}{r} = 0, \quad \frac{\partial \tau_{\theta r}^{(k)}}{\partial r} + \frac{2\tau_{\theta r}^{(k)}}{r} = 0. \quad (35.9)$$

Смещение рассматривается следующим образом:

$$u_r^{(k)} = A^{(k)} r + \frac{B^{(k)}}{r}, \quad (35.10)$$

$$u_\theta^{(k)} = C^{(k)} z r, \quad (35.11)$$

$$u_z^{(k)} = D^{(k)} z + E^{(k)}, \quad (35.12)$$

Подставляя уравнение (35.8) на уравнение (35.4), деформация выражается следующим образом:

$$\varepsilon_r^{(k)} = A^{(k)} - \frac{B^{(k)}}{r^2}, \quad \varepsilon_\theta^{(k)} = A^{(k)} + \frac{B^{(k)}}{r^2}, \quad \varepsilon_z^{(k)} = D^{(k)} \quad (35.13)$$

$$\gamma_{z\theta}^{(k)} = C^{(k)} r, \quad \gamma_{zr}^{(k)} = 0, \quad \gamma_{\theta r}^{(k)} = 0 \quad (35.14)$$

Армирующие слои

Материал армирующего слоя макроскопически изотропен, и определяющее соотношение в цилиндрической системе координат выражается следующим образом:

$$\{\varepsilon\}^{(k)} = [S]^{(k)} \{\sigma\}^{(k)} \quad (35.15)$$

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{\theta} \\ \varepsilon_z \\ \varepsilon_r \\ \gamma_{zr} \\ \gamma_{r\theta} \\ \gamma_{z\theta} \end{bmatrix}^{(k)} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_{\theta}} & -\frac{\mu_{\theta z}}{E_{\theta}} & -\frac{\mu_{\theta z}}{E_{\theta}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\mu_{z\theta}}{E_z} & \frac{1}{E_z} & -\frac{\mu_{zr}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\mu_{r\theta}}{E_r} & -\frac{\mu_{rz}}{E_r} & \frac{1}{E_r} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{zr}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{\theta r}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{\theta z}} \end{bmatrix}^{(k)} \begin{bmatrix} \sigma_{\theta} \\ \sigma_z \\ \sigma_r \\ \tau_{zr} \\ \tau_{r\theta} \\ \tau_{z\theta} \end{bmatrix}^{(k)} \quad (35.16)$$

Определяющее соотношение в локальной системе координат выражается следующим образом:

$$\{\bar{\varepsilon}\}^{(k)} = [\bar{S}]^{(k)} \{\bar{\sigma}\}^{(k)} \quad (35.17)$$

$$\begin{bmatrix} \bar{\varepsilon}_T \\ \bar{\varepsilon}_L \\ \bar{\varepsilon}_r \\ \bar{\gamma}_{Lr} \\ \bar{\gamma}_{rT} \\ \bar{\gamma}_{LT} \end{bmatrix}^{(k)} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_T} & -\frac{\mu_{TL}}{E_T} & -\frac{\mu_{Tz}}{E_T} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\mu_{LT}}{E_L} & \frac{1}{E_L} & -\frac{\mu_{Lr}}{E_L} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\mu_{rT}}{E_r} & -\frac{\mu_{rL}}{E_r} & \frac{1}{E_r} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{Lr}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{Tr}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{TL}} \end{bmatrix}^{(k)} \cdot \begin{bmatrix} \bar{\sigma}_T \\ \bar{\sigma}_L \\ \bar{\sigma}_r \\ \bar{\tau}_{Lr} \\ \bar{\tau}_{rT} \\ \bar{\tau}_{LT} \end{bmatrix}^{(k)} \quad (35.18)$$

Матрица соответствия E_i, μ_{ij}, G_{ij} ($i, j = T, L, r$) определяется эмпирической формулой Халпина-Цая. В глобальной системе координат напряжение и деформация преобразуются с T_{ε}^k

$$\{\varepsilon\}^{(k)} = T_{\varepsilon}^{(k)} \{\bar{\varepsilon}\}^{(k)} \quad (35.19)$$

где,

$$T_{\varepsilon}^{(k)} = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & 0 & 0 & 0 & -mn \\ n^2 & m^2 & 0 & 0 & 0 & mn \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m & n & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -n & m & 0 \\ 2mn & -2mn & 0 & 0 & 0 & m^2 - n^2 \end{bmatrix} \quad (35.20)$$

где, $m = \cos \alpha$, $n = \sin \alpha$ и α являются углами намотки стальных проволок.

$$\{\sigma\}^{(k)} = T_{\sigma}^{(k)} \{\bar{\sigma}\}^{(k)} \quad (35.21)$$

$$T_{\sigma}^{(k)} = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & 0 & 0 & 0 & -2mn \\ n^2 & m^2 & 0 & 0 & 0 & 2mn \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m & n & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -n & m & 0 \\ mn & -mn & 0 & 0 & 0 & m^2 - n^2 \end{bmatrix} \quad (35.22)$$

где, $[\bar{S}](k)$ и $[S](k)$ достигнуты из уравнения (35.17–35.22)

$$[S]^{(k)} = T_{\sigma}^{(k)} [\bar{S}]^{(k)} T_{\varepsilon}^{(k)-1} \quad (35.23)$$

Уравнения равновесия

Когда труба находится под внутренним давлением, граничные условия для напряжений выражается следующим образом:

$$\sigma_r^{(1)}(r_0) = -p \quad (35.24)$$

$$\sigma_r^{(4)}(r_4) = 0 \quad (35.25)$$

где p – внутреннее давление. Граничные условия смещения будут следующими:

$$u_r^{(K)}(r_K) = u_r^{(K+1)}(r_K) \quad (35.26)$$

Когда труба находится под внутренним давлением, нагрузка слоя, армированного стальной проволокой, вызывает мутации в радиальном и в кольцевом напряжениях k и $k + 1$ слоя ПЭВП.

Существует равновесие между радиальным напряжением слоя ПЭВП и кольцевым напряжением волокнистого слоя.

$$\begin{aligned} -\sigma_r^{(1)}(r_1) \cdot r_1 + \sigma_r^{(4)}(r_3) \cdot r_3 \\ = \sigma_\theta^{(3)} \cdot (r_3 - r_2) + \sigma_\theta^{(2)} \cdot (r_2 - r_1) \end{aligned} \quad (35.27)$$

Интегральное уравнение крученного равновесия:

$$2\pi \sum_{k=1}^4 \int_{r_{k-1}}^{r_k} \tau_{z\theta}^{(k)}(r) r^2 dr = 0 \quad (35.28)$$

Уравнение равновесия осевой силы:

$$2\pi \sum_{k=1}^4 \int_{r_{k-1}}^{r_k} \sigma_z^{(k)}(r) r dr = \pi r_0^2 p_0 \quad (35.29)$$

Поскольку C_k и D_k являются равными для всех слоев, количество неизвестных составляет $2n + 2$ для n -слоя связанной гибкой трубы из стальной проволоки, армированного волокном, а именно, $A^{(1)}, A^{(2)}, \dots, A^{(n)}, B^{(1)}, B^{(2)}, \dots, B^{(n)}, C, D$. Неизвестные решаются уравнениями (35.24–35.29).

35.3 Конечно-элементный анализ

На рисунке 35.2 показано распределение сетки модели ABAQUS для связанной гибкой трубы из стальной проволоки. Трехмерный деформируемый твердотельный элемент C3D8R используется для дискретизации внутреннего, армирующего и внешнего слоев. Во избежание влияния от граничных условий, обычно для анализа методом конечных элементов гибкой трубы под внутренним давлением выбирается длина модели в 5–7 раз превышающий шаг спирали. В данном примере использована модель длиной 1600 мм. Элементы фермы T3D2 используются для стальной проволоки в конечно-элементной модели. Программное обеспечение CATIA используется для построения модели спирально намотанной стальной проволоки для конечно-элементной модели ABAQUS.



Рисунок 35.2 Модель сетки ABAQUS из связанной гибкой трубы из стальной проволоки.

35.4 Сравнение аналитического метода и КЭА

На рисунке 35.3 показаны результаты деформации под действием внутреннего давления методом конечно-элементного анализа. Поскольку предел прочности стальной проволоки составляет 2100 МПа с соответствующей упругой деформацией приблизительно 1,0%, тогда как деформация ПЭВП без разрушения может составлять более 20,0%. Предел деформации 1% используется в качестве критерия отказа стальной проволоки. Как показано на рисунке, стальная проволока достигает своего предельного состояния (деформация 1,0%), когда внутреннее давление увеличивается до 19,4 МПа. На рисунке 35.4 показано сравнение деформации стальной проволоки, вычисленное между КЭА и аналитическим решением. Разнообразие деформаций стальной проволоки с увеличением внутреннего давления в обоих методах почти одинаковы, что указывает на точность теории аналитического метода. Деформация внутренней стальной проволоки чуть крупнее, чем у наружной проволоки, и соответствует результатам испытаний. Как аналитические, так и результаты испытаний показывают, что отказ внутренней стальной проволоки является критерием разрушения трубы.

Отклонения между аналитическим результатом и результатом КЭА находятся в пределах 7% для осевых деформаций, и 5% для окружных деформаций. На рисунке 35.5 показано изменение деформации внутренней стальной проволоки при внутреннем давлении. Отклонения могут быть связаны с граничными условиями, а также с упрощением композитного слоя в аналитическом решении. В таблице 35.4 показано сравнение кратковременной разрывной способности для различных методов.



Рисунок 35.3 Распределение деформации трубы под внутренним давлением.

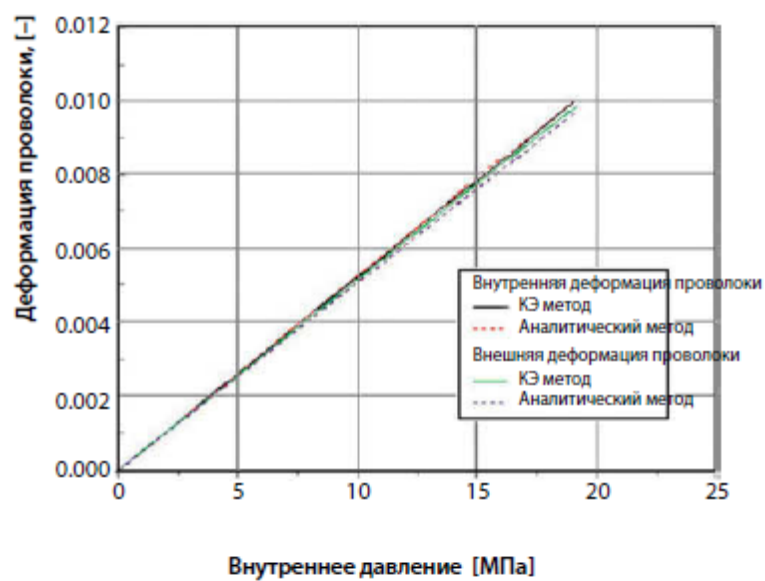


Рисунок 35.4 Сравнение деформации стальной проволоки между КЭА и аналитическим решением.

$$P_B = \min(P_z, P_\theta)$$

$$\pi n R_{st}^2 E_{st} \varepsilon_{st} \cos \alpha + \pi E_{pe} \varepsilon_z \left(R_l^2 - R_i^2 - \frac{n R_{st}^2}{\cos \alpha} \right) = \pi R_i^2 p_z$$

$$2\pi N R_{st}^2 E_{st} \varepsilon_{st} \sin \alpha + E_{pe} \varepsilon_\theta \left[2(R_l - R_i)L - \frac{2\pi N R_{st}^2}{\sin \alpha} \right] = 2R_i L p_\theta$$

$$N = \frac{n L \operatorname{tg} \alpha}{2\pi R_i}.$$

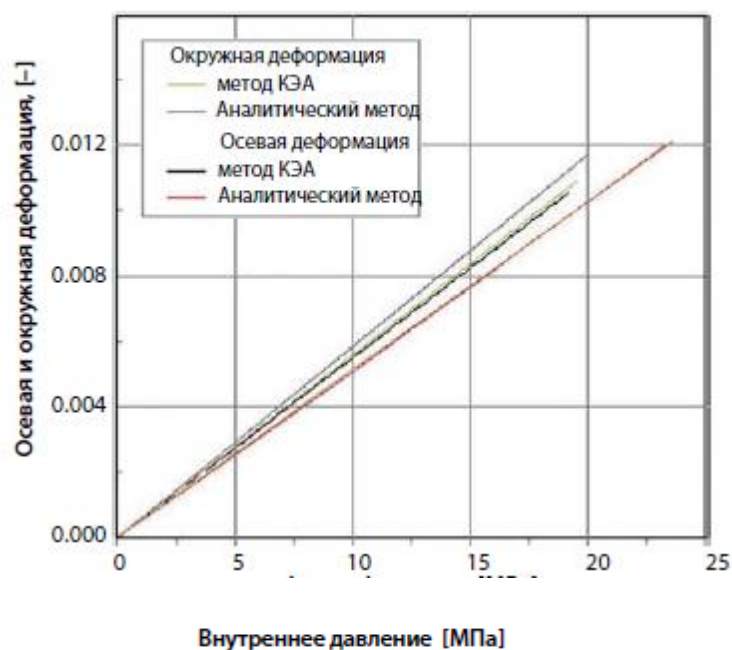


Рисунок 35.5 Изменение деформации внутренней стальной проволоки при внутреннем давлении.

Таблица 35.4 Сравнение кратковременной разрывной способности для различных методов.

	Аналитический метод	Метод КЭА	Инженерные формулы
Кратковременная разрывная способность (МПа)	19.10	19.00	19.28

Примечание: результат инженерных формул получается из уравнения минимального значения осевого и кругового баланса.

35.4.1 Влияние угла намотки стальной проволоки

Влияние угла намотки стальной проволоки в армирующем слое было исследовано аналитическим методом и решено с помощью MATLAB (математическая лаборатория). Стальная проволока принимает на себя большую часть нагрузки от внутреннего давления связанной гибкой трубы. Угол намотки стальной проволоки является одним из ключевых факторов критерия отказа гибкой трубы. На рисунке 35.6 показано изменение деформации стальной проволоки в зависимости от угла намотки стальной проволоки в диапазоне 0–90 градусов. Деформация внутренней стальной проволоки достигает своего максимального значения 1,08%, когда угол намотки составляет приблизительно 50°, что является рекомендуемым наилучшим углом намотки. Углы намотки 54–60° выбраны для проверки обычно используемого на практике угла намотки 57°. На рисунке 35.7 показана кратковременная разрывная способность связанной гибкой трубы из стальной проволоки с использованием аналитического метода и инженерных формул для различных углов намотки.

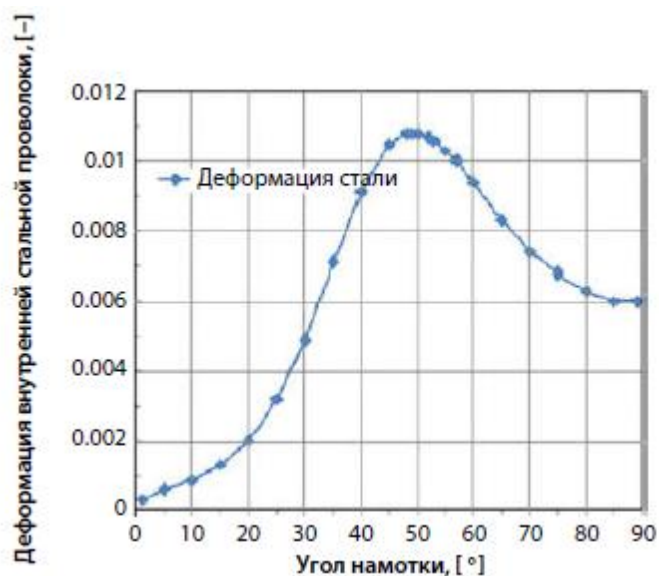


Рисунок 35.6 Изменение деформации внутренней стальной проволоки в зависимости от угла намотки.

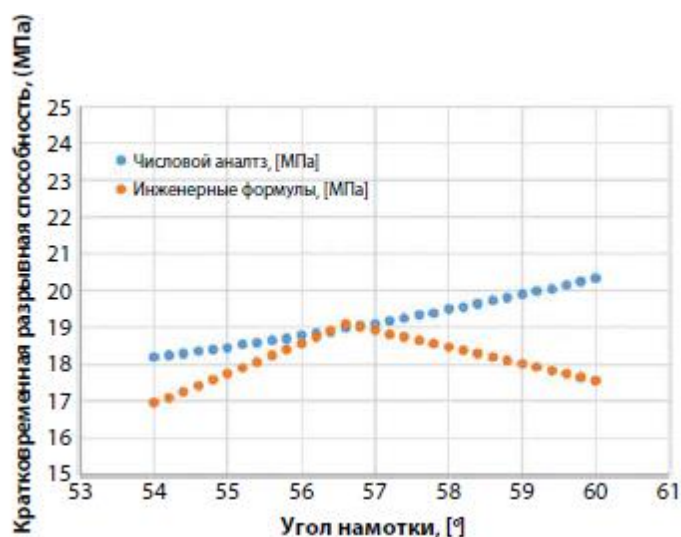


Рисунок 35.7 Кратковременная разрывная способность при углах намотки 54–60° с использованием численного анализа и инженерных формул.

35.4.2 Влияние диаметра стальной проволоки

Отклонение диаметра стальной проволоки определяется стандартами и правилами. Стальная проволока с номинальным диаметром 1,00 мм может иметь отклонение $\pm 0,02$ мм. На рисунке 35.8 показана кратковременная разрывная способность гибкой трубы из стальной проволоки разного диаметра. Разрывная способность вычисляется с помощью конечно-элементного анализа программного обеспечения ABAQUS на основе 20 случайных диаметров стальной проволоки. Отклонение разрывной способности находится в диапазоне $\pm 5\%$. На рисунке 35.9 показано влияние отсутствия стальной проволоки на кратковременную разрывную способность.

35.4.3 Влияние отсутствия стальной проволоки

В таблице 35.5 приведена разрывная способность гибкой трубы с различным количеством недостающих стальных проволок во внутреннем и внешнем слоях на основе КЭА. Разрывная способность бездефектной стали гибкой трубы при тех же параметрах составляет 19,0 МПа. Как показано на рисунке 35.6, кратковременная разрывная способность гибкой трубы для различных отсутствующих стальных проволок оценивается криволинейной регрессией следующим образом:

Разрывная способность = $19.026 - 0.0543 \cdot \text{количество недостающих стальных проволок}$

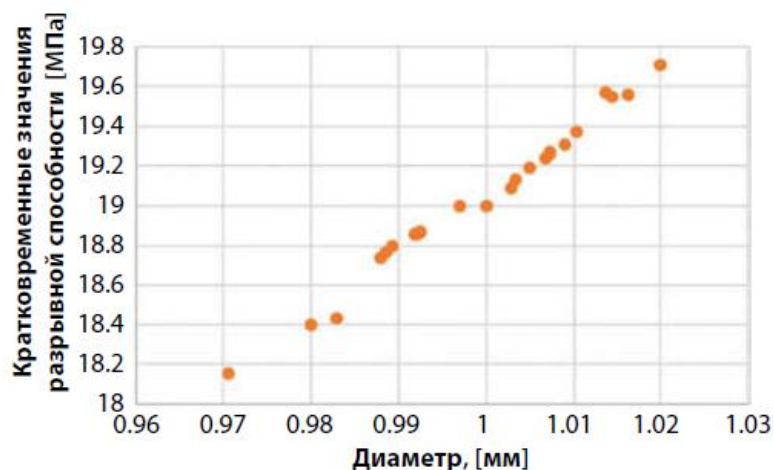


Рисунок 35.8 Значения разрывной способности с диаметрами стальных проволок.

Таблица 35.5 Разрывная способность при разном количестве стальных проволок.

Количество стальной проволоки во внутреннем слое	Количество стальной проволоки в наружном слое	Разрывная способность [МПа]	Отклонения
152	153	18.96	0.2%
152	152	18.94	0.3%
151	152	18.88	0.6%
151	151	18.85	0.8%
150	151	18.75	1.3%
150	150	18.66	1.8%
149	150	18.59	2.2%
149	149	18.58	2.2%
148	149	18.53	2.42%
148	148	18.52	2.5%
147	148	18.42	3.1%
147	147	18.40	3.2%



Рисунок 35.9 Влияние отсутствия стальной проволоки на кратковременную разрывную способность.

35.4.4 Влияние повреждений внутренних и внешних полиэтиленовых слоев

На основе КЭА программного обеспечения ABAQUS исследуется влияние поврежденного внутреннего и внешнего полиэтиленового слоя на кратковременную разрывную способность связанных гибких труб из стальной проволоки. На рисунке 35.10 показаны гибкие трубы с бездефектным полиэтиленовым слоем и поврежденным полиэтиленовым слоем модели ABAQUS. Подробные размеры трубы указаны в таблице 35.1. В модели ABAQUS используется отрезок трубы длиной 1600 мм.

Предполагается, что дефект находится в центре всей трубы, а радиальная длина дефекта не может быть больше толщины слоя, иначе произойдет утечка. В данном примере внутренний полиэтиленовый слой имеет дефект с осевой длиной 40 мм, радиальной длиной 4 мм и дугой 9°, в то время как внешний полиэтиленовый слой имеет дефект с осевой длиной 40 мм, радиальной длиной 3 мм и дугой 9°. Бездефектная гибкая труба выходит из строя под внутренним давлением 19,0 МПа, а напряжение стальной проволоки достигает предела прочности 2100 МПа.

На рисунке 35.11 показано распределение напряжений внутреннего и внешнего слоев стальной проволоки для дефектной трубы под внутренним давлением. Наибольшие напряжения стальной проволоки 2119 МПа и 2131 МПа возникают в местах, близких к дефектам внутреннего и внешнего полиэтиленового слоя. Дефекты внутреннего и внешнего полиэтиленового слоя приводят к тому, что напряжения в стальной проволоке быстро возрастают под действием внутреннего давления, а кратковременная разрывная способность гибкой трубы с дефектом на 6% ниже, чем у бездефектной трубы.

35.4.5 Влияние межповерхностных отслоений слоев

Связанные гибкие трубы со стальной проволокой сделаны из гранул ПЭВП и являются сырьевым материалом. Производственный процесс включает в себя высокотемпературную экструзию основного слоя трубы, наматывание проволоки на поверхность основной трубы и нанесение клея и внешнего слоя ПЭВП. Во время процесса экструзии основных труб, изменение температуры происходит очень сложно. Температура экструзии напрямую связана с течением расплава пластикового литьевого материала и сильно влияет на качество продукта. Температура должна находиться между

температурой вязкого течения и температурой понижения. Если температура слишком низкая, пластикации будет недостаточно, а при слишком высокой температуре полимер может разрушиться. Кроме того, когда температура экструзии основной трубы слишком низкая, смачиваемость слоя связывающей смолы будет плохой. Основная труба и слой связывающей смолы не будут хорошо интегрированы и могут вызвать повреждение межповерхностного отслаивания. Когда температура экструзии основной трубы повышается, средняя прочность связи увеличивается. Однако, когда температура слишком высокая, прочность связи снижается из-за увеличения термического напряжения в межповерхностном слое.

Испытание прочности отслаивания обычно используется в качестве метода проверки качества межповерхностного соединения связанных гибких труб из стальной проволоки. О качестве соединения слоев судят по вязкости границ раздела после отслаивания. Факторы, которые влияют на соединение межповерхностных слоев, включают толщину соединяющего вещества, тип и прочность сцепления связующей смолы, количество слоев, условия обработки и другие.

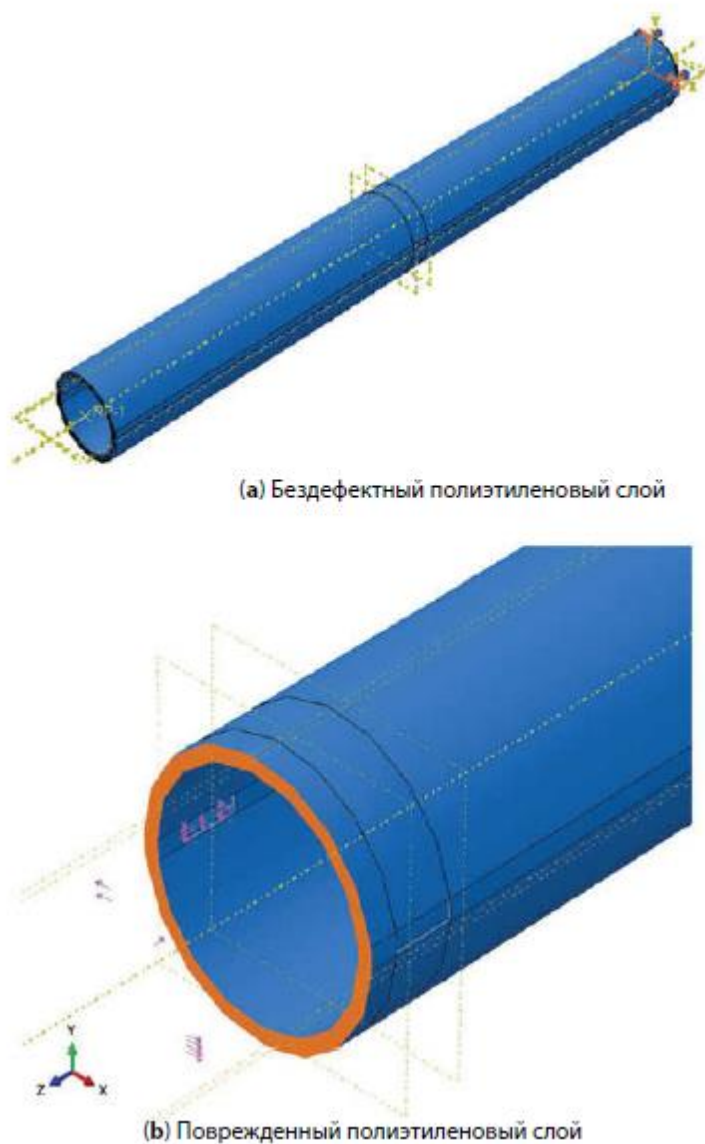


Рисунок 35.10 Модели ABAQUS гибкой трубы с бездефектным и поврежденным слоем.

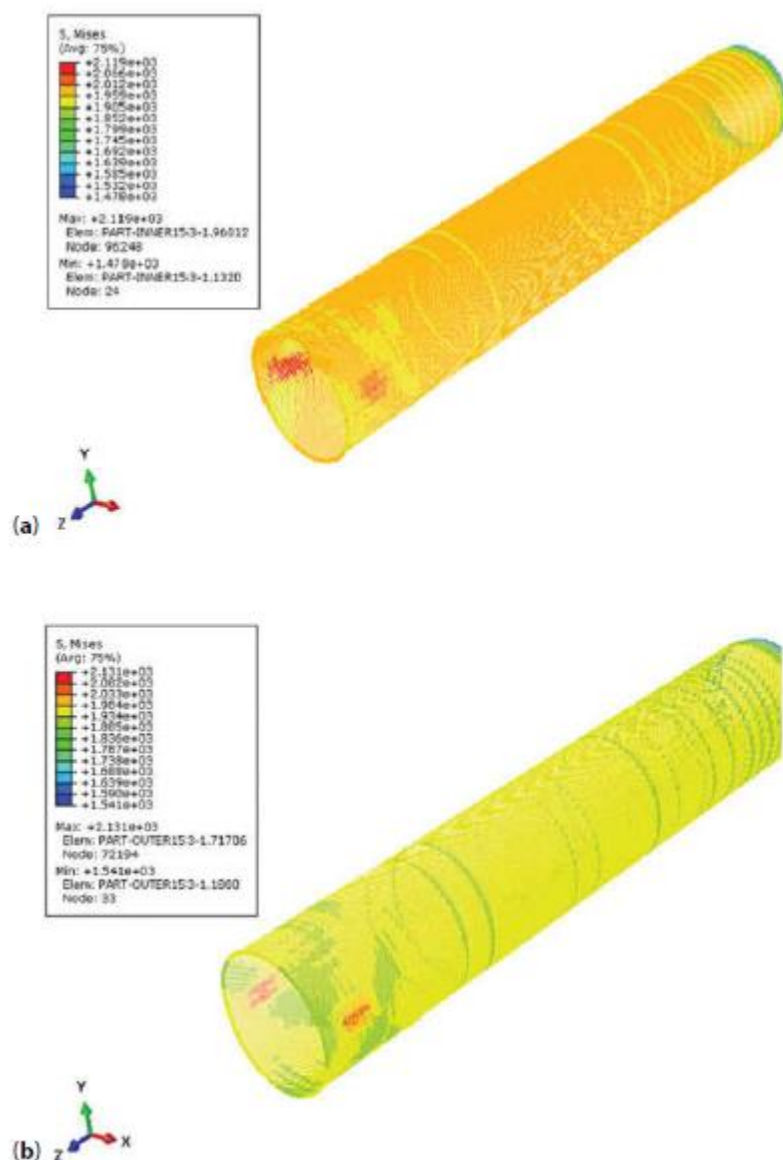


Рисунок 35.11 Распределение напряжений внутреннего (а) и внешнего (б) слоя стальной проволоки.

Эффект от отслаивания межповерхностных слоев анализируется на основе дефектного слоя связанной гибкой трубы из стальной проволоки, выполненного КЭА программного обеспечения АВАQUS. Предполагается, что между слоями существует свободный контакт, и коэффициент трения установлен для моделирования межповерхностного отслаивания. Кратковременная разрывная способность дефектной гибкой трубы сравнивается с бездефектной гибкой трубой. Для моделирования АВАQUS выбрана труба длиной 1600 мм. Установлено, что бездефектная гибкая труба выходит из строя, когда напряжение стальной проволоки достигает 2100 МПа, при нагрузке внутреннего давления 19 МПа.

На рисунке 35.12 показано, что напряжение внутренней стальной проволоки составляет 2073,7 МПа, в то время как напряжение внешнего полиэтиленового слоя составляет 18,8 МПа для трубы с дефектом межповерхностного отслаивания. На рисунке 35.13 показано, что максимальное напряжение стальной проволоки составляет 2084,2 МПа, а максимальное напряжение внешнего полиэтиленового слоя составляет 18,8 МПа для бездефектной гибкой трубы с теми же параметрами. Результаты показывают, что межповерхностное отслаивание мало влияет на кратковременную разрывную

способность. Это может быть связано с низким напряжением сдвига, созданного на межповерхностном слое под действием внутреннего давления, которое является осесимметричной нагрузкой.



Рисунок 35.12 Распределение напряжений внутреннего слоя стальной проволоки.



Рисунок 35.13 Распределение напряжения в бездефектной трубе.

35.5 Заключение

В процессе производства связанной гибкой трубы из стальной проволоки, могут возникнуть различные дефекты, и оценка повреждений этих дефектов очень важна для целостности и срока службы гибкого трубопровода. В данной главе сравнивалось влияние различных типов дефектов на кратковременную разрывную способность гибких труб с помощью КЭА и аналитического анализа, а результаты суммированы ниже.

Влияние недостающей стальной проволоки на кратковременную разрывную способность исследуется методом конечных элементов. С увеличением количества недостающих стальных проволок кратковременная разрывная способность значительно и пропорционально уменьшается.

Расчетная кратковременная разрывная способность изменяется только на 10% для углов намотки 54–60°.

Отклонение разрывной способности составляет $\pm 5\%$ для стальной проволоки диаметром 1,00 мм с отклонением $\pm 0,02$ мм.

Кратковременная разрывная способность гибкой трубы для различных отсутствующих стальных проволок оценивается с помощью криволинейной регрессии.

Разрывная способность уменьшается с увеличением количества недостающих стальных проволок.

Для поврежденных внутренних и внешних полиэтиленовых слоев, осевое и периферийное повреждение мало влияет на кратковременную разрывную способность. Увеличение радиальных дефектов приводит к соответствующему снижению кратковременной разрывной способности; однако спад ограничен.

Влияние межповерхностного отслаивания слоя на кратковременную разрывную способность изучается с помощью создания модели несвязанных гибких труб из стальной проволоки. Обнаружено, что межповерхностное отслаивание слоев мало влияет на кратковременную разрывную способность трубы.

Использованная литература

1. Дж. Чжэн, И. Лу, К. Ли, К. Лин, И. Джу, П. Ксю, Д. Чэн, К. Хэ, Т. Шао. Экспериментальное исследование механических свойств пластиковых труб, армированных поперечно-спиральной стальной проволокой. Журнал технологии сосудов под давлением, 130 (2), 021401, 2008.
2. Дж. Плювинадже и М.Х. Элвани, Безопасность, надежность и риски связанные с водными, нефтегазовыми трубопроводами, Шпрингер, 2008.
3. А.М. Круз, Е. Краусманн Повреждение морских нефтегазовых объектов в результате ураганов «Катрина» и «Рита»: Обзор. Журнал предотвращения потерь в обрабатывающих отраслях, 21 (6), 620–626, 2008 г.
4. К.А. Макдональд, А. Кошам, С.Р. Александр, П. Хопкинс. Оценка механических повреждений морских трубопроводов - два тематических исследования. Анализ технических отказов, 14, 1667–1679, 2007.
5. К. Бай, и И. Бай, Проектирование, анализ и установка подводных трубопроводов, Галф профешинал паблишинг , 2014.

36

Повреждение связанной гибкой трубы из стальной проволоки, нанесенное третьей стороной

36.1 Введение

Наряду с увеличением спроса на энергию в последние несколько десятилетий, спрос на транспортные трубопроводы также вырос, и безопасность трубопроводов стала более важной. Связанные гибкие трубы из стальных проволок, также известные как термопластичные трубы, армированные стальной проволокой (PSP) широко используются на суше и на море. Простая конструкция связанных гибких труб из стальных проволок, обуславливает их низкую стоимость производства и простоту монтажа. Трубопровод обычно закладывается под землей и может подвергаться ударным нагрузкам, в том числе падающим предметам, земляным работам. Следовательно, удары, которым может подвергаться труба, имеют большое значение при изучении срока службы трубопровода. Способность трубы воспринимать нагрузки и энергию и преобразовывать их в пластическую деформацию вызывает особый интерес в инженерной практике.

Механическая реакция трубопровода на ударную нагрузку широко исследована в литературе. Втерзбикки и Сух [1] предложили аналитический метод деформации трубы в виде вмятин с помощью трехмерной модели оболочки. Однако, осевая нагрузка и изгиб не были включены в их исследование. Фатт и Вежбицкий [2] представили метод, который упростил проблему до эквивалентной одномерной задачи. Зейноддини и другие [3–5] исследовали влияние предварительного осевого нагружения на динамические характеристики стальной трубы при ударной нагрузке и провели соответствующие эксперименты и разработали численную модель, для полного изучения режимов отказа и механических свойств трубы. Результаты показали, что предварительная нагрузка на трубу может снизить ее сопротивление ударной нагрузке. Нг и Шен [6] провели в общей сложности 52 испытания на удар и изучили влияние различных уровней внутреннего давления и опор фундамента. Джонс и Берч [7] провели эксперименты, задействовав удары по стальной проволоке, находящейся под давлением, оба конца которой были полностью зажаты в среднем или в четвертичном расположении пролета. Кроме того, они обсудили ранее предложенные эмпирические уравнения. Совместная конечно-элементная модель почва-конструкция-жидкость была создана Арабзаде и Зейноддини [8] для исследования подводных трубопроводов при динамических ударных нагрузках. В исследование были включены такие параметры, как глубина заделки трубы и свойства почвы. Зейноддини и другие [9] численно смоделировали трубопровод под воздействием боковых ударных нагрузок, опираясь на гибкий слой, и использовали различные наборы экспериментальных данных, доступных в литературе, для проверки моделирования. Фарид и Мэй [10] провели полномасштабное испытание на ударную прочность труб из мягкой стали. Они обнаружили, что удар был ограничен зоной удара и не затронул другие поврежденные участки. Кавсар и другие [11] численно проанализировали влияние

различных ударов по форме объекта и углы воздействия на идентификацию и свойства трещин.

В данной главе механические характеристики подземных труб под воздействием ударной нагрузки изучаются с помощью конечно-элементных моделей. Полиэтиленовая труба и связанная гибкая труба из стальной проволокой, с одинаковыми размерами, нагрузкой и граничными условиями используются для исследования различий в механических свойствах труб из разных материалов. Параметры, включая энергию удара и глубину заглубления, рассматриваются для исследования характеристик динамического отклика PSP.

36.2 Параметры трубопровода, почвы и трамбовки.

В таблица 36.1 показаны геометрия и основные параметры полиэтиленовых труб и PSP. Модель Друкера-Прагера была выбрана для моделирования грунта из-за ее хороших характеристик при ударных нагрузках. В данной модели критерием текучести является то, что напряжение сдвига в любой точке достигает определенного значения, в то время как по данному моделируется, что текучесть материала при напряжении не зависит от главного напряжения. Модель Друкера-Прагера выражается следующим образом:

$$f = \sqrt{J_2} + \alpha I_1 - k = 0 \quad (36.1)$$

где, J_2 и I_1 второй инвариант девиаторного напряжения и первый инвариант тензора напряжений, соответственно, выраженные следующим образом:

Таблица 36.1 Геометрия трубопровода.

Количество слоев	Внутренний радиус	Толщина	Количество проволок (угол намотки)	Материал
№1	225мм	10мм	-	ПЭВП
№2	235мм	2мм	192мм (56.5°)	Стальная проволока с медным покрытием и матрица ПЭВП
№3	237мм	2мм	192мм (56.5°)	Стальная проволока с медным покрытием и матрица ПЭВП
№4	239мм	11мм	-	ПЭВП

Таблица 36.2 Физико-механические параметры почвы.

Плотность	Коэффициент Пуассона	Модуль упругости	Угол внутреннего трения	Связность
1960 кг/м ³	0.2	14 МПа	20°	30КПа

Таблица 36.3 Материальные параметры трамбовки

Плотность	коэффициент Пуассона	Модуль упругости
7900 кг/м ³	0.3	210 ГПа

$$J_2 = \frac{1}{2} s_{ij} s_{ij}, I_1 = \frac{1}{3} \sigma_{kk} \quad (36.2)$$

α и k - сцепление и угол внутреннего трения параметров почвы. Они выражаются следующим образом:

$$\alpha = \frac{2 \sin \varphi}{\sqrt{3}(3 - \sin \varphi)}, k = \frac{6c \cos \varphi}{\sqrt{3}(3 - \sin \varphi)} \quad (36.3)$$

Конкретные физические параметры почвы показаны в следующей таблице 36.2. Материальные параметры трамбовки приведены в таблице 36.3.

36.3 Конечно-элементная модель

Динамическая реакция заглубленного трубопровода при ударной нагрузке включает в себя структурную нелинейность, нелинейность материала, нелинейность контакта, соединение трамбовки-почвы-трубы и т. д. Динамический анализ методом конечных элементов подходит для моделирования сложных взаимодействий. Исходя из того, что почва является однородным, ударный процесс представляет собой полусимметричную структуру под нагрузкой, как показано на рисунке 36.1. Радиус и высота трамбовки цилиндра составляет 1 м и 0,5 м. Трамбовка не находится точно над трубой, H означает вертикальное расстояние между трубой и трамбовкой, а L означает горизонтальное расстояние между трубой и трамбовкой. Длина грунта по вертикали и горизонтали составляет 6 м и 12 м, что перекрывает влияние грунта при ударной нагрузке.

Элемент C3D8R используется для почвы во избежание явления блокировки при сдвиге, в то время как элемент C3D4 используется для трамбовки. Для повышения точности анализа методом конечных элементов сетка грунта вокруг трубопровода уточняется. На рисунке 36.2 показана модель конечных элементов для анализа.

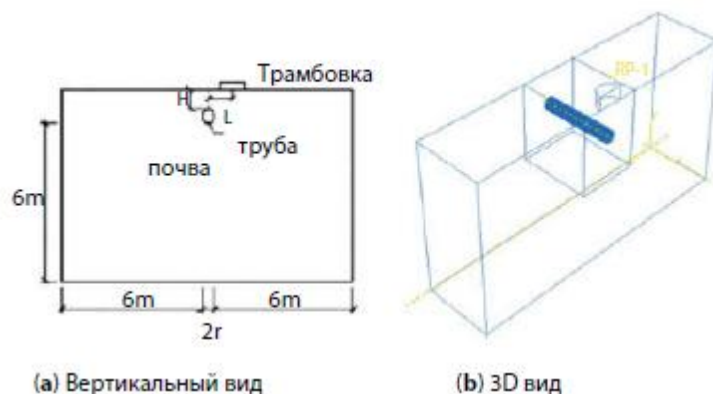
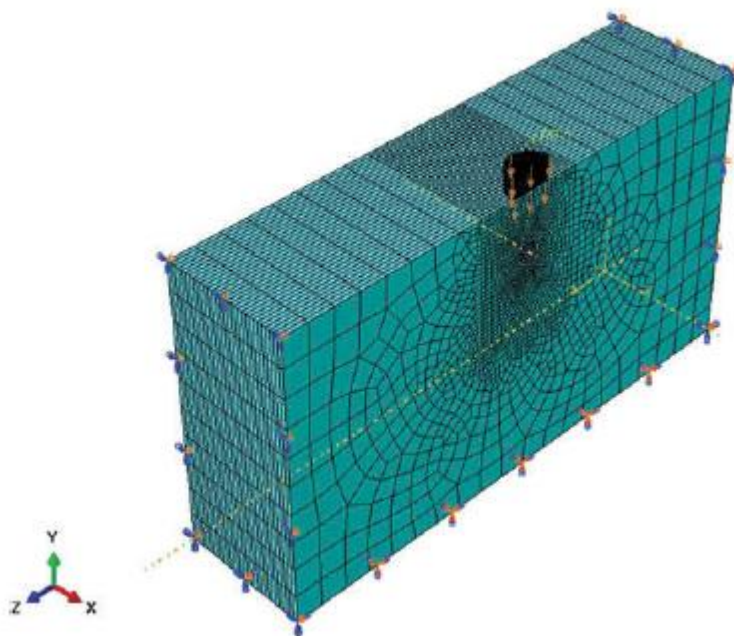


Рисунок 36.1 Геометрическая модель



36.4 Нагрузка и граничные условия

Зафиксированы три смежные грани почвы. Между трубой и почвой существует «общий контакт», а коэффициент тангенциального трения составляет 0,6. Утрамбовка осуществляется установкой начальной скорости в точке отсчета трамбовки. Связь между скоростью и энергией удара нижеследующая:

$$E = \frac{1}{2}mv^2 \quad (35.4)$$

где, E – энергия удара, m - масса веса, и v - начальная скорость трамбовки.

36.5 Результаты анализов

Во-первых, на основе анализа методом конечных элементов проводится сравнение динамических реакции заглубленных полиэтиленовых труб и PSP при ударной нагрузке. Затем обсуждаются эффекты энергии удара и глубина заглубления PSP для анализа повреждений нанесенных третьей стороной заглубленного PSP.

36.5.1 Динамическая реакция

При анализе сторонних повреждений полиэтиленовой трубы и PSP начальная скорость трамбовки и кинетическая энергия приняты равными 20 м/с и 302 кДж соответственно. На рисунке 36.3 показана общая кинетическая энергия двух труб. Эффект связи между 0–0,02 с является сильным и впоследствии становится устойчивым. Две кривые кинетической энергии практически совпадают, что позволяет предположить, что армирование стальной проволокой мало влияет на ударопрочность. На рисунках 36.4 и 36.5 показано распределение деформации двух труб при максимальном ударе и в конечном установившемся состоянии. Распределения деформации двух труб являются аналогичными. На рисунке 36.6 показаны деформации стальных проволок в PSP при максимальном ударе и в конечном установившемся состоянии. Максимальная деформация стальной проволоки 0,2%.

На рисунке 36.7 показана зависимость между вертикальной силой удара и временем удара. Тенденции изменения обеих кривых в основном одинаковы. PSP испытывает большую силу удара, поскольку стальная проволока увеличивает общую жесткость трубы.

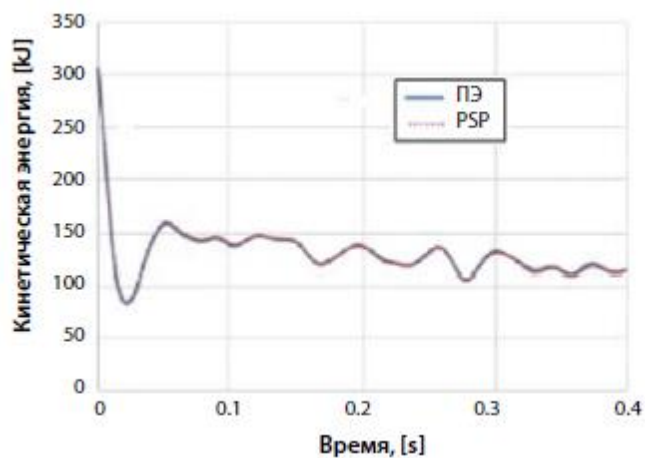


Рисунок 36.3 Кинетическая энергия полиэтиленовой трубы и PSP.

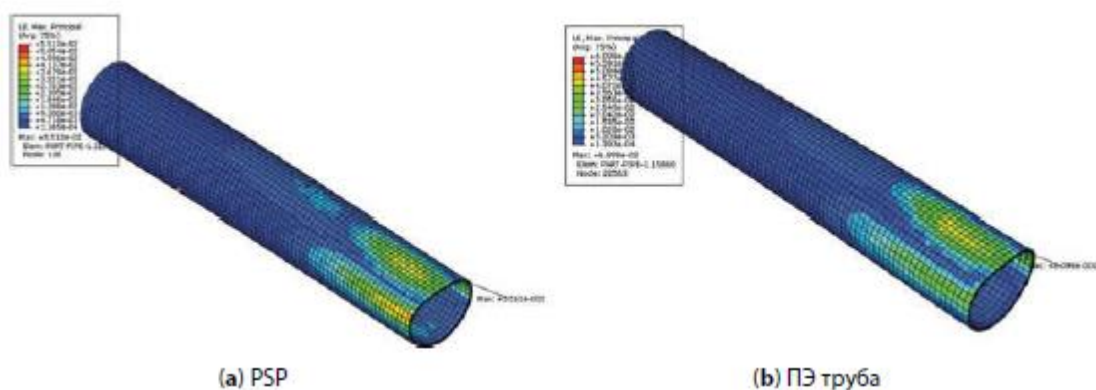


Рисунок 36.4 Распределение деформации при максимальном воздействии.

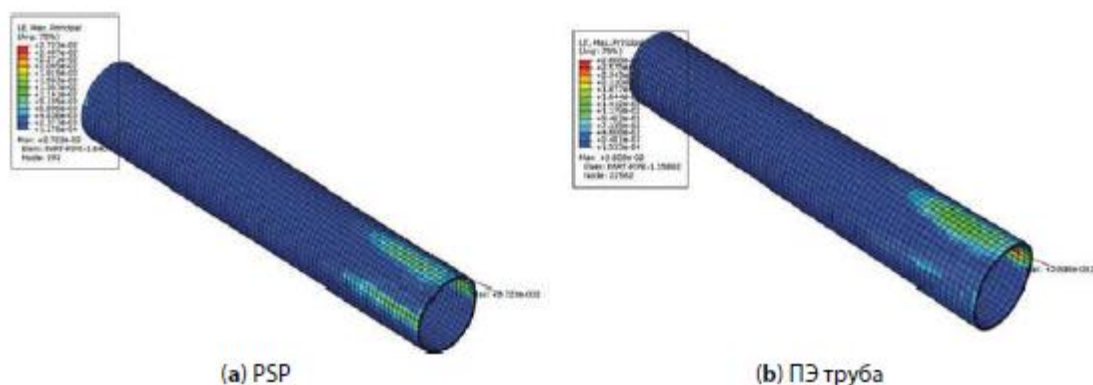


Рисунок 36.5 Распределение деформации трубы в конечном установившемся состоянии.

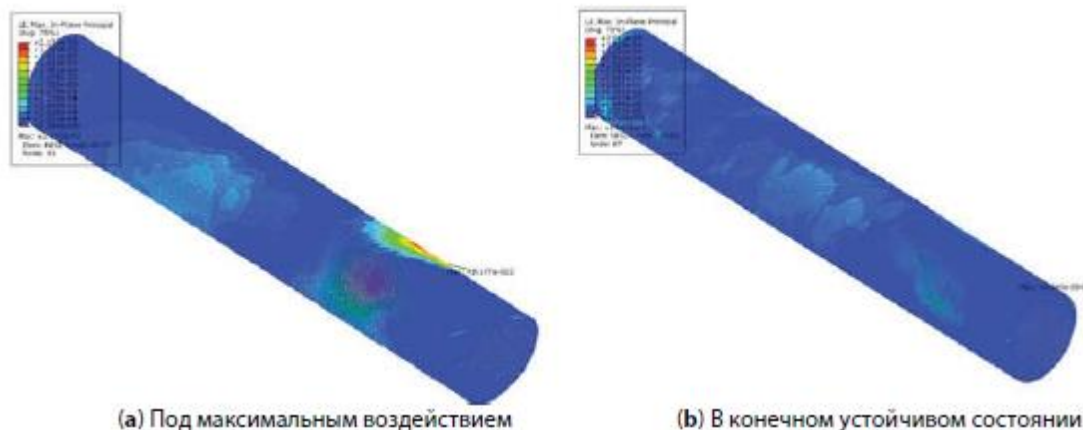


Рисунок 36.6 Распределение деформации стальной проволоки в PSP.

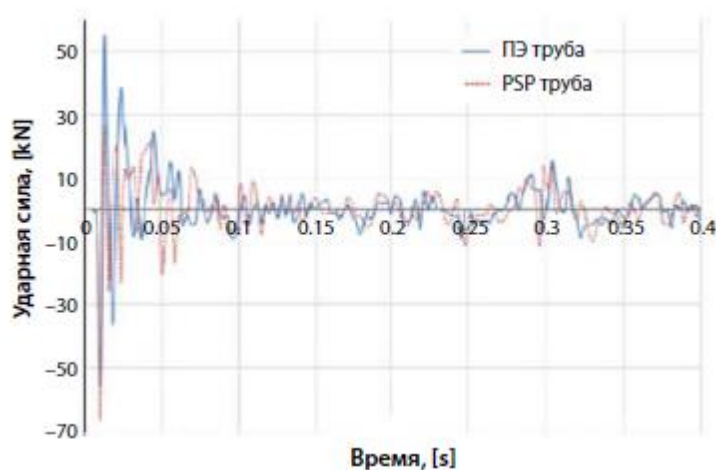


Рисунок 36.7 Зависимость от вертикального удара и времени труб PSP и PE.

На рисунке 36.8 показаны смещения двух узлов сверху и внизу поперечного сечения трубы. Можно увидеть, что тенденция изменения для двух труб почти одинаковы. Под воздействием удара верхний узел разрушается первым и производит большое смещение, но нижний узел создает вибрацию сцепления с почвой, поэтому смещение двух узлов в конечном итоге выравнивается.

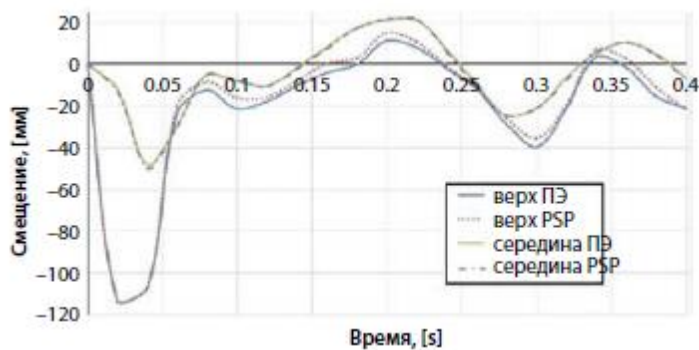


Рисунок 36.8 Взаимосвязь смещения и времени с верхними и нижними узловыми точками.

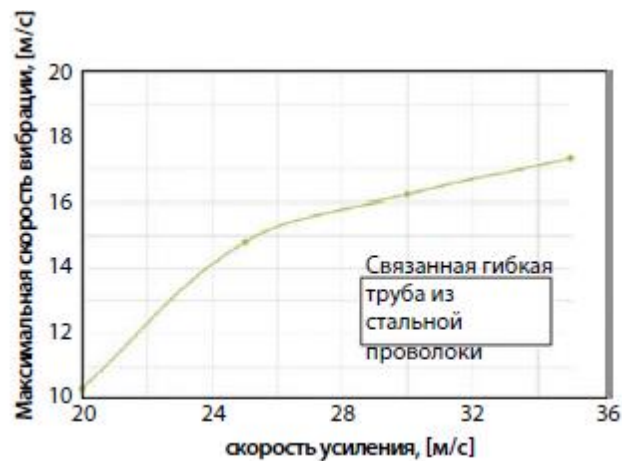


Рисунок 36.9 Соотношение между скоростью трамбовки и максимальной скоростью вибрации.

36.5.2 Скорость трамбовки

КЭА для PSP выполняется для случаев, когда горизонтальное расстояние между трамбовкой и PSP составляет 0м, а толщина грунта над трубой составляет 1м. Скорости трамбовки составляют 20м/с, 25м/с, 30м/с, 35м/с, а соответствующие энергии удара составляют 302 кДж, 474 кДж, 687 кДж, 929 кДж соответственно. На рисунке 36.9 показана связь между скоростью трамбовки и максимальной скоростью вибрации трубы. С увеличением скорости трамбовки скорость вибрации трубы также увеличивается, но не линейно.

36.5.3 Глубина заглубления

Для случая, когда расстояние по горизонтали между трамбовкой и PSP составляет 0м, а скорость трамбовки составляет 40м/с, КЭА выполняется при заглубленных глубинах 0,8м, 1,0м, 1, м, 1,4м и 1,6м. На рисунке 36.10 показано смещение узла в верхней части поперечного сечения трубы в зависимости от времени. Можно увидеть, что по мере уменьшения глубины заглубления трубы, резко увеличивается смещение. Когда заглубленные глубины составляют 1,2 м, 1,4 м и 1,6 м, узел в конечном итоге возвращается в исходное положение. Когда заглубленные глубины составляют 0,8 м, 1,0 м, узел сохраняет большое смещение в течение всего времени, что означает, что труба разрушилась и не может восстановить свою первоначальную форму.

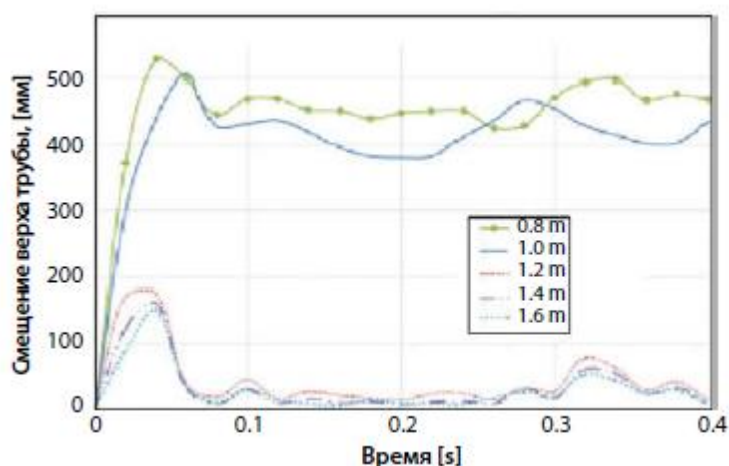


Рисунок 36.10 История смещений верхней части трубы PSP с различными глубинами заглубления.

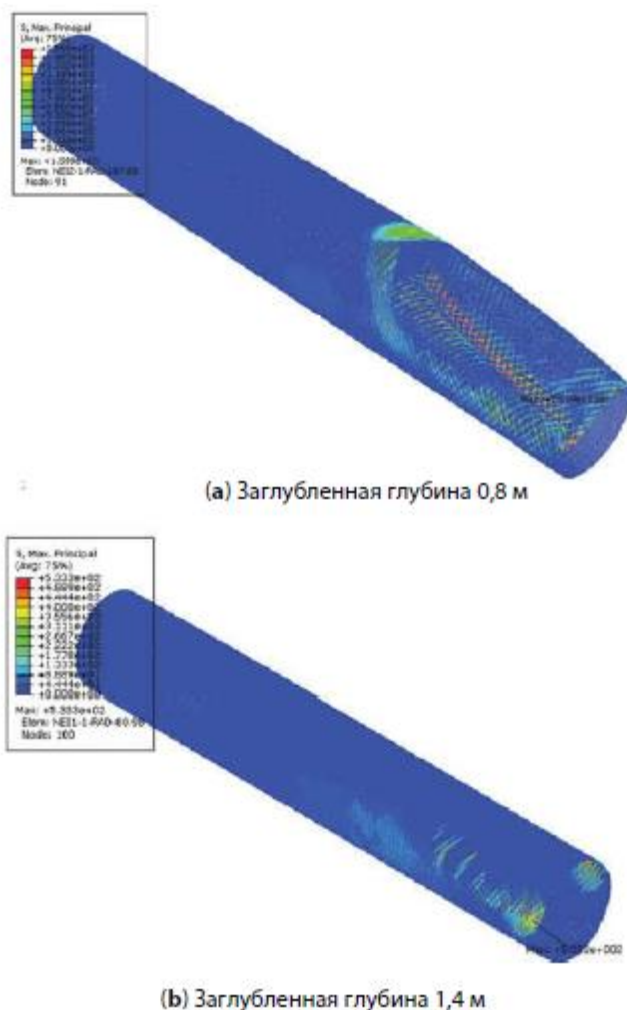


Рисунок 36.11 Распределение напряжений стальной проволоки при ударной нагрузке.

На рисунке 36.11 показано распределение напряжений стали в PSP при ударной нагрузке для заглубленных глубин 0,8 и 1,4 м. Очевидно, что заглубленная труба PSP длиной 0,8м обрушилась, а максимальное напряжение стальной проволоки составляет 1531МПа. Однако, когда заглубленная глубина составляет 1,4м, нет явной деформации трубы, и максимальное напряжение стальной проволоки составляет 533 МПа.

36.6 Заключение

В данной главе анализируются динамические характеристики труб PSP и ПЭ с учетом энергии трамбовки и глубины заглубленного грунта. Подробные данные приведены ниже:

1. Суть динамической реакции заглубленных труб при динамическом уплотнении заключается в соотношении между динамическим контактом и взаимной связью системы, состоящей из трамбовки-почвы-трубы.
2. Модели труб PSP и PE демонстрируют схожую тенденцию в изменении кинетической энергии с течением времени, что позволяет предположить, что стальная проволока мало влияет на удар.

3. Вибрационная скорость трубы нелинейно возрастает с увеличением скорости трамбовки. Это может быть результатом нелинейности материалов и сцепления трубы с грунтом.
4. Труба испытывает меньшую силу удара с увеличением глубины. Труба разрушается при глубине заглубления менее 1 м.

Использованная литература

1. Т. Виердзбикки, и М. С. Сию, «Вдавливание труб при комбинированной нагрузке». Международный журнал механических наук 30(3), 229–248, 1988.
2. Х. Фатт, Т. Виердзбикки, Анализ вмятин цилиндрических оболочек кольцевой жесткости [J]. Международный журнал оффшорной и полярной инженерии, 1 (02), 1991.
3. М. Зейноддини, Д. Е. Хардинг и Дж.. А. Р. Парке, «Динамическая характеристика предварительно нагруженных в осевом направлении трубчатых стальных элементов морских сооружений, подвергшихся ударным повреждениям». Морское строительство 26 (10), 963–978, 1999.
4. М. Зейноддини, Г. А. Р. Парке, и Дж. Е. Хардинг, «Предварительно нагруженные в осевом направлении стальные трубы, подверженные боковым ударам: экспериментальное исследование». Международный журнал ударной инженерии 27 (6), 669–690, 2002.
5. М. Зейноддини, Д. Е. Хардинг, и Дж.. А. Р. Парке, «Предварительно нагруженные в осевом направлении стальные трубы, подвергшиеся боковым ударам (численное моделирование)». Международный журнал ударной инженерии 35 (11), 1267–1279, 2008г.
6. С. С. Нг, и В. К. Шен, «Влияние боковых ударных нагрузок на разрушение трубопроводов под давлением, поддерживаемых фундаментом». Труды Института инженеров-механиков, часть E: Журнал технологического машиностроения 220 (4), 193–206, 2006.
7. Дж. Норман, и Р. С. Бирч, «Низкоскоростной удар трубопроводов под давлением». Международный журнал ударной инженерии 37 (2), 207–219, 2010 г.
8. Х. Арабзаде, и М. Зейноддини, «Динамическая реакция подводных трубопроводов под давлением, подвергающихся поперечным ударным нагрузкам». Процедура инженерии 14, 648–655, 2011.
9. М. Зейноддини и другие «Реакция подводных трубопроводов на удары падающих предметов: эффекты гибкости дна». Международный журнал ударной инженерии 62, 129–141, 2013.
10. Ф. Шамсун, и И. Май, «Реакция труб из низкоуглеродистой стали при ударах с большой массой и низкой скоростью». АОИМ 2014 33-я Международная конференция по проектированию океанов, шельфа и арктики. Американское общество инженеров-механиков, 2014.
11. Кавсар, М. Уддин и другие «Оценка риска падения предметов на корродированный подводный трубопровод». Морское строительство 106, 329–340, 2015.

Указатель

Старение, 11, 20, 22, 29–49, 64, 359, 368, 374

Аналитическое моделирование, 117–118

Аналитическое решение, 130–134, 140, 145, 146, 154, 155, 158–161, 167, 168, 177, 200, 212, 240–251, 293–297, 299, 300, 304, 312–316, 320, 321, 334, 381–389, 391, 392, 394–403, 407–416, 418, 419–422, 424, 431–443, 445–449, 452, 457–464, 471, 473, 474, 476–480, 482–484, 500–508, 510, 514–522, 524, 525, 528–535, 552, 554, 555, 565, 566

Вспомогательные части, 97, 103

Вспомогательный, 10, 16, 36, 51–73, 104, 111

Система вентиляции кольцевого пространства, 48, 61–63, 106

Анти-Н₂S (противосероводородный), 44

Рекомендуемое практическое руководство API 17B, 10, 112, 113, 212, 240, 335

Рекомендуемое практическое руководство API 17K, 10, 70, 237, 239, 258, 369, 370

Диапазон применения, 10

Армирующий элемент, 97, 109, 113, 115

Осевая жёсткость, 116, 187, 339, 359

Осевое растяжение, 5, 39, 138, 145, 181, 205, 269, 270, 273, 281, 305, 306, 307, 309, 407, 431

Осесимметричные нагрузки, 171, 172, 174, 187, 199, 200, 203, 205, 208, 212, 215, 219, 311, 335, 344

Жёсткость при изгибе, 4, 46, 55, 91, 94, 109, 115–120, 129, 152, 154, 157, 159, 167, 187, 188, 191, 192, 196, 197, 240–242, 262, 283, 284, 286, 287, 336, 357, 399, 412, 419, 424, 459, 463, 537, 542

Изгиб, 4, 7, 17, 20, 29, 40, 46, 48, 55, 57–59, 91, 94, 96, 97, 99, 100, 104, 105, 109, 111, 114–120, 122–124, 126, 129, 152, 154, 157, 159, 167, 171–174, 187–197, 199, 212, 214, 225, 230, 240–242, 262, 283–291, 311–

321, 323–331, 333–339, 357, 360, 361, 374, 393, 399, 407–424, 429, 430, 432, 433, 441, 444, 455–474, 513, 527–543, 548–551, 553–555, 575

Связанная гибкая труба, 358, 544

Давление разрыва, 320, 353, 380, 391, 500, 508, 510, 540, 541

Испытания на разрыв, 380, 508

Каркасный слой, 10, 17, 98, 100, 134, 149, 201, 202, 212, 213, 218

Учебный пример, 117, 211–220, 226–230, 333–340, 543–555

Окружная жесткость, 415, 462, 518, 548

Традиционный метод упругих деформаций, 465

Давление смятия, 61, 99, 106, 165–168, 218, 240, 241, 256, 258, 260–266, 324, 326, 328, 331, 334–336, 339, 402–405, 544, 548

Сочетание изгиба и внешнего давления, 323–331, 335, 456, 457, 471, 472, 513

Сочетание изгиба и внутреннего давления, 528, 538, 542

Смешанное внешнее давление, 324, 430, 455–474, 527

Смешанная нагрузка, 172, 178, 201–203, 311, 312, 324, 340, 361, 407, 408, 430, 445, 471, 528, 540

Сложное растяжение, 200–202, 206, 208, 324, 393, 429–453, 456, 513

Элемент, 10, 16, 24, 29, 30, 34–36, 39, 42, 48, 51, 52, 55, 57, 59, 64–69, 71, 76, 97, 105, 109, 113–118, 120, 123, 124, 131, 135, 159, 161, 172, 175, 179, 181, 187–189, 191, 199–202, 211, 214, 215, 218, 219, 226, 239, 299, 334, 344, 361, 363, 415, 420, 429, 431, 438, 452, 462, 508, 543

Ограниченное смятие, 150, 151, 163, 168, 169, 216

Критическая кривизна, 120, 188, 192–194, 196, 421–424

Овализация поперечного сечения, 529

Конструкция поперечного сечения, 211–220, 333–340, 543–555

- Кривизна, 4, 55, 91, 109, 115, 116, 119, 120, 122–125, 172–174, 179, 188, 190–194, 196, 214, 227–229, 240, 241, 283, 285–287, 290, 311, 312, 324, 325, 327, 330, 331, 335, 395, 409, 416, 418–424, 457, 463, 464, 471, 472, 529, 533–540, 542, 549, 553, 554
- Анализ повреждений, 344–351
- Дефекты, 17, 31, 55, 56, 343, 372, 373, 390, 430, 514, 520, 557, 569, 572, 573
- Кривые ухода параметров, 47
- Критерии конструирования, 15–24, 29, 51, 54, 55, 64, 65, 70, 111, 112, 113, 149, 225, 255, 361–363
- Расчётные формулы, 333, 472
- Расчётные коэффициенты надежности, 82
- Отношение диаметра к толщине (D/t), 151, 180, 183–184, 405, 410, 457
- Анализ собственных значений, 401
- Эластомер, 5, 55, 97, 115, 118, 357–359, 361–368, 373, 374
- Эллиптичность, 515, 517, 520–523, 525
- Концевые фитинги, 13, 17, 39, 48, 51, 60, 62–73, 103, 104, 239, 270, 274, 365–367, 380
- Нагрузка на окружающую среду, 20, 78, 224, 333
- Эквивалентная жёсткость, 393, 395, 456, 533
- Экспериментальное испытание, 146, 168, 256–258, 270–273, 284, 324–326, 334, 379–381, 430, 508–509, 523–525, 535–542
- Внешнее давление, 5, 10, 16, 17, 35, 99, 112, 118, 130, 132, 149–169, 171, 176, 193, 212, 213, 216, 255–267, 323–331, 333–335, 337, 339, 340, 361, 365, 374, 393–408, 422, 430, 436, 455–474, 487–497, 513–525, 527, 528, 543, 548, 554, 555
- Характер разрушения, 293, 305–307, 392
- Критерии отказа, 299, 308, 344, 353, 378, 481, 500
- Вид разрушения, 15–25, 29, 31, 36, 37, 40, 45, 48, 52, 55, 61, 65, 75, 76, 83, 85, 98, 106, 112, 117, 129, 130, 145, 149, 165–167, 211, 212, 219, 220, 289, 335, 361, 371, 373, 374, 378, 390, 408, 430, 500, 505, 508, 509, 528, 548, 575
- Модель разрушения, 83, 85, 117, 500
- Усталостное повреждение, 56, 62, 111, 124, 224, 230
- Усталость, 12, 17, 24, 34, 36, 40, 45–49, 52, 55–57, 61, 62, 92, 97, 100, 101, 104, 106, 111, 117, 118, 124–126, 172, 214, 223–230, 284, 374
- Развитие повреждения нитей, 390
- Гибкая труба, армированная стекловолокном (FGRFP), 475–484, 487–497
- Анализ конечных элементов (FE), 123–126, 134–137, 145, 146, 200–207, 212, 218–219, 249–252, 258–262, 273–276, 283–287, 303–305, 312, 316–319, 326–329, 331, 334, 339, 344, 391, 392, 394, 400–403, 412, 416–420, 484, 488–490, 500, 514, 522, 525, 554, 555, 568, 569, 571
- Анализ конечных элементов (FEA), 130, 137, 145, 151–154, 156, 172, 177, 205, 206, 220, 300–304, 312, 320, 324, 345, 361, 363, 378, 389–391, 392, 401, 408, 419, 445, 455, 456, 468, 469, 471, 473, 475, 476, 480–481, 490, 500, 504–508, 510, 557, 558, 564–566, 572, 578
- Конечно-элементная модель (FEM), 43, 118, 134, 135, 137, 138, 140, 142, 144, 145, 155, 156, 161, 168, 171, 178, 188, 202, 203, 212, 219, 255, 260, 262, 263, 266, 269, 273, 275, 279, 281, 284, 291, 300, 316, 320, 326, 327, 329, 331, 339, 340, 343, 363, 389, 390, 391, 401, 430, 431, 442–448, 452, 456, 464, 473, 474, 476, 480, 488, 490, 500, 504, 520, 535, 541, 544, 552, 553, 555, 565–572, 576–578
- Матрица гибкости, 244, 396, 414, 461, 547, 560
- Гибкие композитные материалы (FCP), 4, 5, 7–11, 13–16, 20–22, 25, 26, 29, 34, 35, 40, 41, 43–45, 62, 68–72, 82, 83, 293, 323, 324, 343, 351, 429, 487
- Гибкие резиновые трубы, 357–375
- Испытание на изгиб с приложением сосредоточенной нагрузки в четырёх точках, 418, 419, 536

Четырёхточечный изгиб, 418, 419, 535, 536

Газопроницаемость, 41, 48, 115

Метод интегрирование Гаусса, 399, 416, 519

Геометрические характеристики, 43, 55, 78, 79, 83, 84, 94, 121, 134, 135, 152, 162, 188–191, 199, 202, 211, 213, 215, 216, 218, 263, 264, 266, 269, 284, 315, 334, 337, 345, 394, 400, 404, 419, 423, 430, 433, 442, 456, 489, 491, 494–496, 510, 523, 538, 552, 558, 576

Общий анализ, 55, 124, 125, 223

Спиральный слой, 100, 120, 132, 134, 136, 145, 146, 152, 172, 188–197, 201, 205, 283, 284, 337

Спиральная проволока, 172, 187, 188, 191–194, 196, 284, 430, 431, 433–435, 444, 452, 530

Полиэтилен высокой плотности (ПЭВП), 7, 31, 34, 43, 83, 99, 161–164, 211, 235, 238, 241, 242, 244, 246, 247, 249–251, 253, 256, 295, 297–304, 336, 344, 345, 377–379, 381, 390, 397, 408–413, 415, 416, 421, 424, 426, 431–433, 435, 436, 441–444, 446, 448, 458, 460, 462, 499, 501, 504–508, 514, 516, 518, 520, 528, 529, 531–533, 535–538, 543, 547, 552, 557, 558, 563, 564, 569, 570, 576

Начальное несовершенство, 168, 255, 260, 263, 264, 267, 329, 399, 400, 401, 403, 404, 416, 490–492, 519

Начальная овальность, 257, 264, 324, 399, 401, 419, 423, 424, 455, 456, 465, 468, 471, 473, 488, 491, 492, 497, 519

Межповерхностное отслоение, 569, 571–573

Внутреннее давление, 5, 9, 10, 16–18, 31, 33, 34, 39, 45, 46, 48, 64, 68, 75, 99, 112, 117, 124, 129–145, 150, 161, 171, 176, 177, 179–185, 199–208, 212, 215–219, 223, 235–253, 293–309, 311–321, 333, 334, 335, 344, 347, 351, 352, 353, 359–361, 365, 374, 377–392, 399, 408, 412, 429–452, 459, 475–484, 499–510, 516, 527–543, 554, 557, 558, 563, 565–567, 569, 571, 572, 576

Изотропное упрочнение, 393, 396, 401, 415, 462, 464, 516, 532

Теория пластического течения J2, 393, 396, 401, 464, 516, 528, 532

Теория слоистых пластин, 283, 429

Угол свивки, 9, 17, 100, 109, 152, 173, 180–184, 191, 214, 262, 336, 433–435, 448, 450,

Предельное состояние, 3–26, 76, 77, 79–81, 83, 85, 255, 420, 424

Расчётные нагрузки, 117, 124, 217, 218, 224, 552

Наливной шланг, 92, 94, 95, 359, 360, 369

Свойства материала, 29, 45–47, 78, 79, 83, 84, 114, 118, 124, 164, 274, 284, 287, 300, 315, 330, 335, 345, 379, 381, 476, 480, 488, 489, 491, 501, 503, 507, 550, 558

Выбор материала, 11, 15, 56, 66, 111, 212, 335, 367, 544

Развитие повреждения матрицы, 390

Механические характеристики, 132, 134, 172, 199, 200, 202, 206, 208, 220, 249, 259, 260, 269, 273, 274, 281, 284, 287–291, 293, 299, 305, 309, 323, 324, 329, 331, 334, 344, 391, 410, 412, 430, 431, 452, 475, 480, 506, 508, 513, 514, 527, 528, 543, 558, 575, 576

Механические свойства, 23, 31, 34, 40, 52, 113–117, 134, 212, 235, 240, 272, 274, 283, 311, 335, 345, 346, 378, 379, 389, 422, 475, 488, 500, 504, 505, 508, 528, 533, 538, 558, 559

Металлическая лента, 269, 284, 344, 350

Закон Майнера, 225–226

Минимальный радиус изгиба, 55, 104, 316, 339, 361, 539, 548

Нелинейное аналитическое решение, 431–442

Нелинейные характеристики, 94, 117, 442

Неметаллическая связанная гибкая труба, 5, 377–391, 393–406, 407–424, 429–453, 455–473

Отсутствие скольжения, 188–192, 194–196

Непостоянство оваллизации, 283, 284, 407, 408, 420, 424, 528, 541, 542

Параметрическое исследование, 153, 180–184, 263–266, 431, 448–455

Коэффициент проницаемости, 42, 43

Изготовление труб, 63

Полимерно-армированная труба из стальной проволоки, 311, 378, 408, 411, 476, 499, 500, 505, 513, 514, 516, 517, 520, 523, 525, 527–534, 537–542, 554, 575–583

Пластическая деформация, 395, 397, 415, 462

Полимерная оболочка, 5, 36, 39, 43, 61, 66, 98, 99, 102, 103, 106, 112

Этап после неустойчивости, 420

Деформация перед потерей устойчивости, 393, 398, 401, 403, 405, 408, 455, 456, 463, 519

Вероятностная модель, 83–85

Чистый изгиб, 188, 192, 283–287, 289, 291, 313, 324, 407, 408, 409, 416, 418, 424, 429, 455–457, 463, 468, 527–529, 535–538, 541, 542, 549

Коэффициент ослабления, 352–354, 408, 412, 415, 459, 462, 517, 528, 533

Восстановление, 237

Надёжность, 22, 24–26, 46, 75–87, 95, 136, 168, 201, 213, 255, 260, 262, 266, 269, 275, 281, 283, 323, 324, 329, 331, 335, 340, 351, 358, 528, 542, 544, 551

Метод единицы представительного объема, 412, 459

Метод Рикса, 259, 401

Водоотделяющие колонны, 3–5, 12, 13, 17, 30, 58, 59, 91–94, 97, 100, 110, 113, 117, 124, 129, 150, 172, 199, 223, 224, 359, 369, 371, 487

Анализ рисков, 374

Армированные термопластиковые трубы (RTP), 5, 7, 11, 34, 35, 82–85, 254, 255, 263, 323, 324, 334, 377–381, 388–392, 394, 397, 398, 400–402, 404–406, 408–411, 415–421, 424, 429–435, 440–446, 448–453, 455–

457, 463, 465, 468, 469, 471–475, 487, 488, 499, 501, 513, 527

Герметик, 97, 109, 113, 114

Простой метод, 212

Упрощённое уравнение, 305, 513

Упрощённое оценивание, 255, 262, 266

Скольжение, 97, 100, 116, 117, 119, 120, 122, 123, 153, 172, 187, 188, 192, 194–196, 199, 200, 254, 284, 334, 394, 409, 476, 489, 501, 529

Кривые S-N, 225

Гибкая труба, армированная сталью (SRFP), 5, 9, 161, 235–253, 255–266, 269–281, 283–291, 293–309, 311–319, 323–330, 333–340, 343–353

Труба, армированная сталью, 23

Стальная лента, 7, 9, 10, 30, 35, 98, 161–164, 167, 235, 238, 239, 242, 246–251, 253, 254, 256, 261, 262, 264–266, 270, 272–276, 278–281, 284, 285, 287, 289–291, 293–295, 300–307, 309, 311–320, 324, 327, 329–331, 333–340, 344–354, 475, 487

Связанная гибкая труба из стальной проволоки, 5, 499–509, 513–525, 527–541, 543–555, 557–572, 575–583

Стальная проволока, 5, 7, 10, 41, 43, 82, 83, 97, 100, 115, 214, 235, 252, 283, 325, 329, 347, 359, 366, 378, 475, 499–509, 513–525, 527–541, 543–555, 557–572, 575–583

Характеристики при растяжении, 188

Испытание на растяжение, 162–164, 256, 270, 271, 274, 284, 300, 302, 327, 397, 411, 516, 532

Растяжение, 5, 16, 39, 46, 47, 55, 57–60, 64, 66, 69, 93, 94, 100, 103–106, 113, 115, 116, 118, 120, 122–126, 130, 138, 139, 145, 171–185, 188, 193, 199–208, 212, 215, 218–220, 224, 227, 228, 237, 239, 252, 269–282, 293–309, 323, 324, 330, 333, 335, 343, 367, 374, 388, 393, 407, 416, 420, 429–452, 456, 475, 513, 522, 527, 544

Растяжение и внутреннее давление, 177, 199–208, 429–453

Растягивающая нагрузка, 172–177, 188, 205, 269, 270, 273, 293, 295, 299, 303–307, 309, 323, 431

Толстая труба, 131, 132, 145, 456

Тонкая труба, 131, 132, 145, 200

Тонкостенная цилиндрическая конструкция, 212

Изменение во времени, 227–229

Скручивание, 20, 100, 112, 117, 118, 120, 124, 130, 136, 143, 171, 172, 176–180, 182–185, 191, 199, 212, 218, 248, 284, 304, 311, 333, 334, 343, 359, 361, 374, 391, 430, 444, 508, 527, 546, 564

Разложение в тригонометрический ряд, 415, 463

Несвязанная гибкая труба, 5, 6, 7, 10, 12, 15–19, 29–36, 39–41, 43, 45, 62–67, 91–105, 109–125, 129–145, 149–169, 171–185, 187–197, 199–208, 211–220, 223–230, 240, 255, 262, 272, 283, 284, 324, 335, 344, 357, 358, 367, 430, 475

Неопределённости, 24, 75, 76, 78, 79, 84

Виртуальная работа, 131, 159, 168, 172, 175, 176, 200, 215, 397, 398, 408, 415, 462, 501, 504, 518, 528, 529

Угол намотки, 134–136, 138, 139, 146, 211, 246, 293, 294, 305, 306, 309, 310, 314, 333, 335, 336, 377, 408, 409, 412, 419, 421, 431, 432, 458, 480, 483, 484, 489, 500, 507–510, 546, 547, 549, 551, 563, 567, 572

Также представляют интерес

Ознакомьтесь с другими изданиями от Scrivener Publishing

Безотходное проектирование, 2 издание, М. Хан и М.Р. Ислам, ISBN 9781119184898. В данной книге описывается как развивать безотходную технику естественным путем, которые являются действительно устойчивыми, с использованием методов, которые были разработаны для обеспечения устойчивости, таких как солнечное кондиционирование воздуха, естественное опреснение, зеленое строительство, биотопливо без химикатов, топливные элементы, энергия, возобновляемая с научной точки зрения и новые математические и экономические модели. ТЕПЕРЬ ДОСТУПНО!

Основы бурения, М. Энамул Хоссейн, ISBN 9781119083566. Этот обязательный учебник является наиболее полным инструментом обучения технологии бурения из когда-либо созданных, он необходим любому студенту, опытному инженеру или любому инженеру, переходящему в энергетический сектор. ТЕПЕРЬ ДОСТУПНО!

Этика в университете, Джеймс Дж. Спейт, ISBN 9781118872130. Изучение возможности неэтичного поведения всего академического персонала, как профессионалов, так и непрофессионалов, в данном инновационном исследовании используются задокументированные примеры того, когда начала возникать эта проблема этики, и как сегодня ориентироваться в запутанной этической академической среде. ТЕПЕРЬ ДОСТУПНО!

Моделирование метода сопротивления, Вилон С.. Чин, ISBN 9781118925997. Известный во всем мире инженер-нефтяник, автор последней статьи из серии «Достижения в нефтяной инженерии» представляет передовые новые методы в разработке резервуаров, такие как алгоритмы удельного сопротивления, которые моделируют инструмент катушки переменного тока и реакцию устройства бокового каротажа и микроподушки постоянного тока, чтобы облегчить расширенную интерпретацию и «временную запись», интегрированные с моделями потока Дарси для насыщения через закон Арчи, чтобы обеспечить общее описание удельных сопротивлений поля, которые варьируются в зависимости от пространства и времени. ТЕПЕРЬ ДОСТУПНО!

Справочник по контролю за загрязнением окружающей среды для инженеров нефтегазовой отрасли, под редакцией Николая Павловича Черемиснова, ISBN 9781119117612. Данное руководство предназначено для студентов, инженеров-нефтяников, менеджеров по окружающей среде, инженеров-экологов и инженеров-химиков с практической информацией и методами расчета для контроля загрязнения, управления, технологий и практики, а также в качестве удобного источника информации об оборудовании и терминологии процессов, а также обзоры правил США и Европейского сообщества в нефтегазовом секторе. ТЕПЕРЬ ДОСТУПНО!

Обратный осмос: Дизайн, процессы и приложения для инженеров, 2-е издание, Джейн Кучера, ISBN 9781118639740. Это наиболее полный и актуальный обзор «зеленого» процесса обратного осмоса в промышленных приложениях, полностью обновленный в этом новом издании, чтобы охватить все процессы и оборудования, необходимые для проектирования, эксплуатации и устранения неисправностей систем обратного осмоса. ТЕПЕРЬ ДОСТУПНО!