

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»

На правах рукописи

СОЛОВЫХ ДАНИЛА ЯНИСОВИЧ

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ  
ПРИВОДНЫХ БАРАБАНОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ДЛЯ ГОРНОЙ  
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

**Специальность 05.05.06 – «Горные машины»**

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание ученой степени кандидата технических наук

**Научный руководитель:**

Доктор технических наук, профессор

Вержанский Александр Петрович

Москва - 2018

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ .....	8
1.1. Конструкции барабанов ленточных конвейеров для горных предприятий.....	8
1.2. Методы прочностного расчета элементов барабанов ленточных конвейеров	21
1.3. Методы расчета деталей машин и конструкций на усталостную прочность и долговечность .....	33
1.4. Цель и задачи исследования .....	42
1.5. Выводы по главе .....	43
2. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ И ЦИФРОВОЙ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ АНАЛИЗА НА ЭВМ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СВАРНОГО СОЕДИНЕНИЯ ОБЕЧАЙКИ ПРИВОДНОГО БАРАБАНА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА .....	45
2.1. Математическая модель формирования давления ленты на обечайку приводного барабана ленточного конвейера с учетом изменяющегося коэффициента сцепления .....	45
2.2. Разработка цифровой модели приводного барабана ленточного конвейера для анализа напряженно-деформированного состояния сварного шва его обечайки ..	57
2.3. Выводы по главе.....	64
3. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ СВАРНОГО ШВА ОБЕЧАЙКИ БАРАБАНА.....	65
3.1. Выбор детерминированной модели усталостного разрушения сварного шва обечайки барабана ленточного конвейера.....	65
3.2. Вероятностная модель первой стадии усталостного разрушения сварного шва обечайки барабана ленточного конвейера.....	72
3.3. Вероятностная модель процесса роста усталостной трещины.....	79

3.4. Полная функция распределения ресурса сварного шва обечайки барабана ленточного конвейера .....	82
3.5. Выводы по главе.....	89
<b>4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СВАРНОГО ШВА И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЕГО УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ.....</b>	<b>91</b>
4.1. Цели и методика экспериментального исследования сварного шва обечайки барабана ленточного конвейера.....	91
4.2. Исследование распределения макродефектов в образцах сварного шва обечайки барабана ленточного конвейера.....	95
4.3. Выбор метода упрочнения сварного шва и исследование его твердости и микроструктуры .....	100
4.4. Выводы по главе.....	108
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....</b>	<b>110</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>112</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ А .....</b>	<b>123</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....</b>	<b>124</b>

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность работы.** Ленточные конвейеры широко распространены на горных предприятиях России, поскольку внедрение поточной технологии на шахтах, рудниках и карьерах повышает технический уровень и эффективность горного производства. Характерной тенденцией современного развития ленточных конвейеров в России и за рубежом является значительное увеличение их длины и производительности. При этом постоянно возрастают требования к надежности и долговечности ленточных конвейеров а, следовательно, и к наиболее ответственным и нагруженным его узлам.

Приводной барабан является одним из наиболее нагруженных элементов ленточного конвейера. На мощных длинных конвейерах нагрузка на барабан от ленты может достигать порядка 1000 кН и более. Барабан является сварной конструкцией, а сварные швы являются ее слабым местом.

Напряженно-деформированное состояние элементов приводного барабана ленточного конвейера носит сложный объемный характер: нормальные нагрузки сочетаются со значительными касательными, причем они являются переменными по углу обхвата лентой барабана, являясь вместе с тем циклическими.

Из-за отсутствия метода, в настоящее время расчет усталостной долговечности сварных соединений приводного барабана на нагрузки такого вида не производится. При изготовлении барабана толщина его обечайки принимается завышенной, что часто не повышает долговечность, но увеличивает металлоемкость барабана и его опорной конструкции.

Как показывает опыт эксплуатации, одной из причин отказов барабанов является усталостное разрушение элементов барабана. Это приводит к простоям конвейеров и значительным экономическим затратам, так как ремонт приводного барабана является длительной и дорогостоящей операцией.

Таким образом, разработка метода расчета усталостной долговечности приводных барабанов ленточных конвейеров для горной промышленности является актуальной научной задачей.

**Степень научной разработанности темы исследования.** Вопросам расчета надежности и долговечности элементов ленточных конвейеров посвящены теоретические и экспериментальные исследования докторов технических наук Шахмейстера Л.Г., Монастырского В.Ф., Дмитриева В.Г., Галкина В.И., кандидатов технических наук Дьяченко В.П., Рыбкина и других исследователей. Ими, по большей части, были даны оценки структурной надежности функционирования отдельных элементов ленточных конвейеров и конвейеров в целом. Однако до настоящего времени в технической литературе не нашли освещения вопросы, связанные с оценкой долговечности элементов ленточных конвейеров, содержащих сварные швы. К таким элементам, в частности, относятся барабаны ленточного конвейера, содержащие до 20 и более сварных швов. Поэтому научные исследования особенностей функционирования сварных швов барабанов ленточных конвейеров являются актуальными.

**Целью работы** является разработка метода, позволяющего рассчитать усталостную долговечность обечайки приводного барабана ленточного конвейера в зависимости от конструкции барабана, его назначения, материала и эксплуатационных параметров конвейера.

**Идея работы** заключается в том, что в разработанной математической модели, позволяющей рассчитать усталостную долговечность обечайки приводного барабана, при формировании нагрузок учитывается переменный характер коэффициента сцепления по дуге обхвата лентой поверхности барабана и случайный характер распределения макродефектов в зоне сварного шва.

**Задачи исследования:**

- анализ причин отказов приводных барабанов ленточных конвейеров для горной промышленности;
- разработка математической модели расчета давления по поверхности барабана при переменном коэффициенте сцепления ленты с его поверхностью;
- создание цифровой модели приводного барабана ленточного конвейера, позволяющей определить объемное напряженно-деформированное состояние во всех элементах барабана;

- разработка математической модели для определения функции распределения ресурса сварного соединения;

- установление закона распределения макродефектов в сварном шве и разработка метода оценки усталостной долговечности обечайки барабана ленточного конвейера;

- апробация и реализация диссертационного исследования в ведущих организациях по проектированию и производству ленточных конвейеров.

### **Научные положения, выносимые на защиту:**

1. Аналитическая зависимость, устанавливающая характер изменения давления по поверхности контакта ленты с поверхностью приводного барабана конвейера с учетом зависимости коэффициента сцепления от давления.

2. Цифровая модель объемного напряженно-деформированного состояния приводного барабана, позволяющая установить форму деформированной поверхности обечайки приводного барабана и определить необходимые напряжения для расчета ее усталостной долговечности.

3. Математическая модель для оценки усталостной долговечности обечайки приводного барабана ленточного конвейера, учитывающая переменный характер распределения напряжений в зоне сварного шва и их изменение во времени при вращении барабана, параметры кривой усталости металла сварного шва, рассеивание усталостных свойств металла и его трещиностойкость, длину сварного шва и пр.

**Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций** подтверждается теоретическими исследованиями с использованием математического анализа, теории вероятностей и математической статистики, теоретической и прикладной механики, достаточным объемом экспериментальных данных. Сходимость экспериментальных данных к теоретическим оценивалось по критерию Пирсона и обеспечивается при уровне значимости 0,12 (при доверительной вероятности 0,88).

**Научная новизна работы** состоит в установлении аналитической зависимости коэффициента сцепления ленты с барабаном от давления и

разработке математической модели, устанавливающей связь между усталостной долговечностью обечайки приводного барабана, и напряжением, действующим в зоне ее сварного шва, параметрами сварного шва, физико-механическими свойствами материала обечайки.

**Научное значение работы** заключается в разработке метода расчета усталостной долговечности обечайки приводного барабана ленточного конвейера с учетом его конструктивного исполнения, материала для его изготовления и уровня нагружения.

**Практическое значение работы** заключается в том, что разработанный метод расчета усталостной долговечности приводных барабанов позволяет принимать решения по повышению долговечности и надежности ленточных конвейеров. Результаты и выводы диссертационной работы целесообразно применять на предприятиях и в организациях, занимающихся проектированием, изготовлением и эксплуатацией ленточных конвейеров при расчете тяжелонагруженных приводных барабанов.

**Реализация результатов диссертационной работы.** Результаты и выводы диссертационной работы приняты к реализации в плановых проектно-конструкторских разработках ООО «Объединенные машиностроительные технологии» (ООО «ОМТ») и АО «ПромТяжМаш» (АО «ПТМ») по совершенствованию приводных барабанов ленточных конвейеров.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты диссертационного исследования докладывались на Международных научных симпозиумах «Неделя горняка» (2012-2013 гг.), на семинарах кафедры ТМР и ГОТиМ НИТУ «МИСиС» (2010, 2013, 2018 гг.).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано четыре работы в изданиях, входящих в перечень утвержденных ВАК Минобрнауки России.

**Объем и структура работы.** Диссертационная работа представлена на 125 страницах основного текста и состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников из 110 наименований, двух приложений, включает 51 рисунка и 10 таблиц.

## **1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ**

В главе описаны конструкции приводных барабанов ленточных конвейеров, наиболее часто применяемых в горной промышленности, отмечаются особенности конструкций, их достоинства и недостатки.

В главе рассмотрены также теоретические исследования, связанные с особенностями формирования нагрузок, действующих на обечайку приводного барабана и вызывающих усталостные явления.

### **1.1. Конструкции барабанов ленточных конвейеров для горных предприятий**

Барабаны ленточных конвейеров обычно изготавливаются сварными и состоят из обечайки, вала и торцевых дисков со ступицами. В настоящее время предложено множество различных конструкций барабанов и их вариаций.

На Рисунке 1.1 приведена конструкция барабана ЗАО «Узловской машиностроительный завод» («УМЗ»). Аналогичные конструкции барабанов выпускают Александровский и Краснолучский машиностроительные заводы. Торцевые диски усиливаются ребрами жесткости. Соединение ступиц с валом обычно шпоночное. В отдельных случаях обечайку в средней по ее ширине части усиливают дополнительными дисками (Рисунок 1.2 [2]) или кольцами жесткости. Ребра жесткости на торцевых дисках могут быть расположены как снаружи, так и во внутренней части барабана. Обечайка барабана выполняется, как правило, в виде сварной трубы из листовой стали.

Александровский машиностроительный завод изготавливает для подземных ленточных конвейеров (типа 1Л80У) с шириной ленты  $B = 800$  мм барабан, вид которого приведен на Рисунке 1.3. Для конвейеров 2Л80У и 2Л80У-01 выпускаются барабаны с усиливающим шпангоутом в виде кольца жесткости в средней части (Рисунок 1.4). Для конвейеров с шириной ленты свыше 800 мм

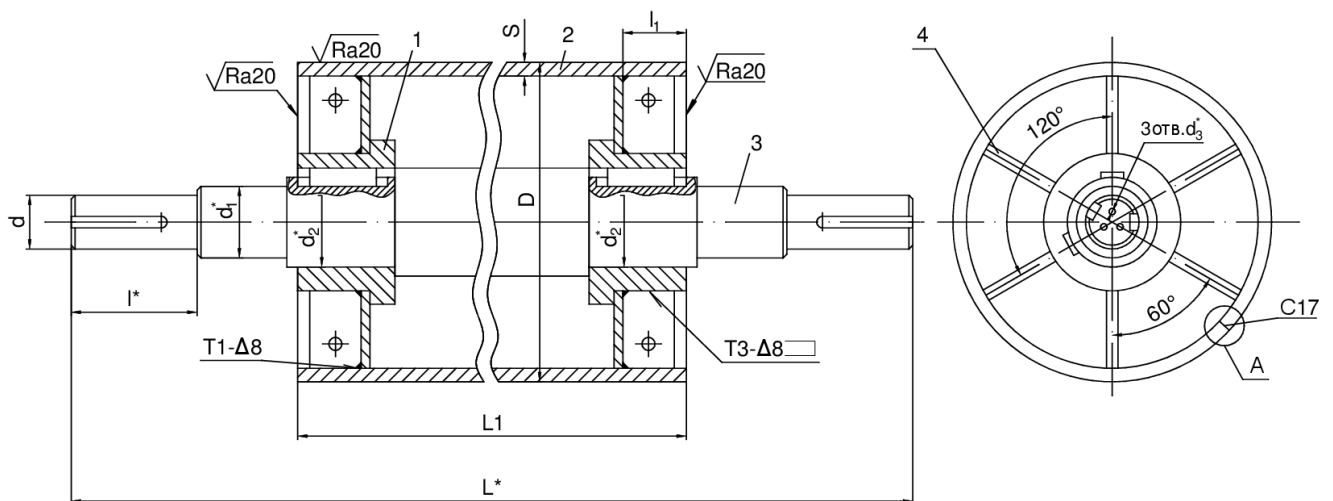


торцевые диски барабанов усиливаются ребрами жесткости, причем, чем больше ширина ленты, тем больше ширина ступицы барабана и ребер жесткости на торцевых дисках и меньше расстояние между торцевыми дисками. Краснолучский машиностроительный завод выпускает аналогичные типы барабанов (Рисунок 1.5).

Кроме барабанов со сплошным валом известны конструкции с осью-трубой и без вала (с цапфами). Конструкции с осью-трубой [31] могут предусматривать установку дополнительных дисков жесткости в средней части обечайки. На Рисунке 1.6 показана конструкция барабана с осью-трубой, опирающейся на цапфы [82] (два варианта). Заметим, что крепление цапф к ступицам, в отличие от вала, обычно клиновое.

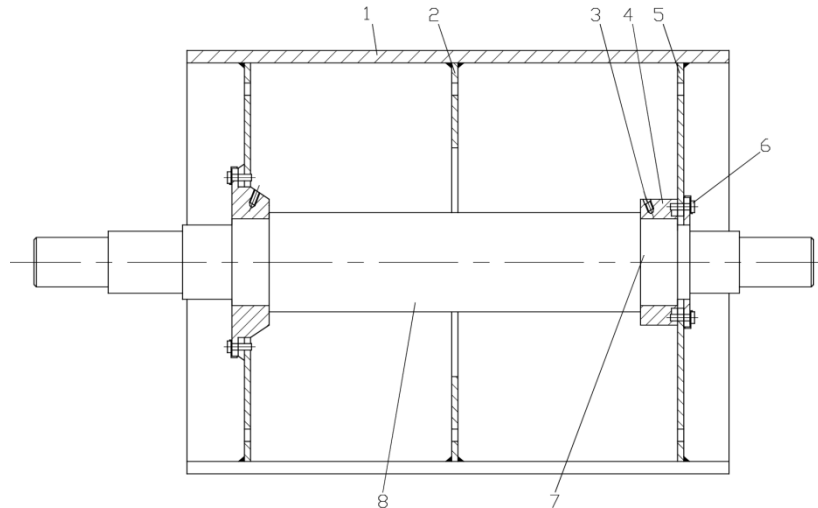
Такой барабан рекомендуется для лент шириной  $2000 \div 3000$  мм и тяговых усилий порядка  $1,0 \div 1,5$  МН. Необходимый при этом вал диаметром 500 мм заменен мощной полый осью. Опора барабана на цапфы позволяет избежать применения подшипников большого диаметра.

В ряде конструкций барабанов ленточных конвейеров, опирающихся только на цапфы, отсутствуют вал и ось [66]. В этом случае торцевые диски, как правило, выполняют мощными, литыми или штампованными из листовой стали, чашеобразными.

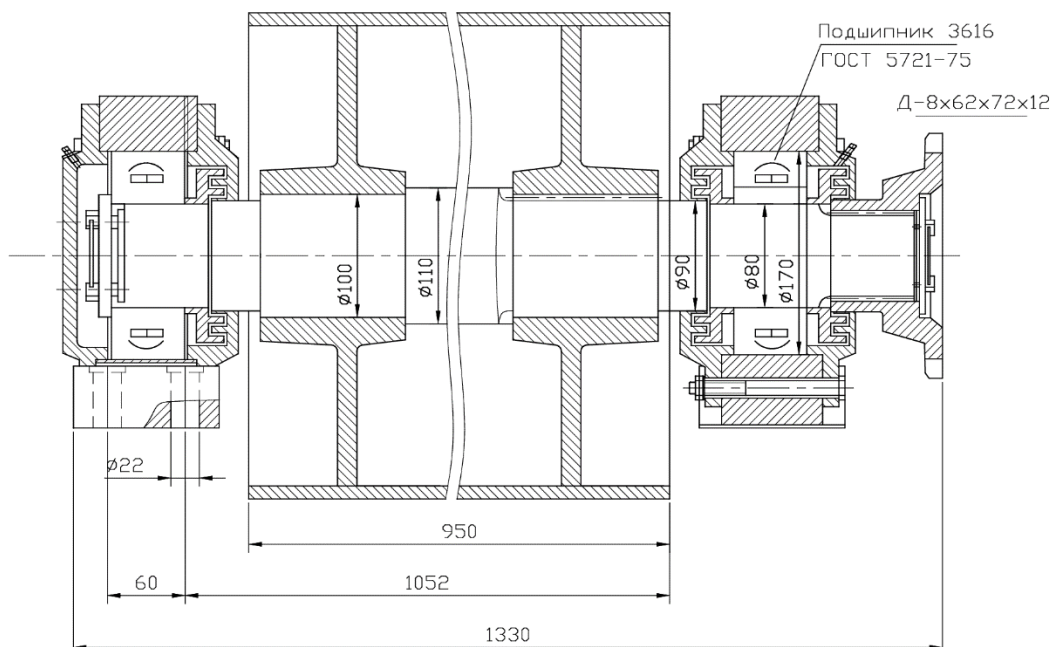


**Рисунок 1.1 - Барабан ленточного конвейера: 1 - ступица; 2 - обечайка; 3 - вал; 4 - торцевые диски; 5 - ребра жесткости; 6 - шпоночное соединение**

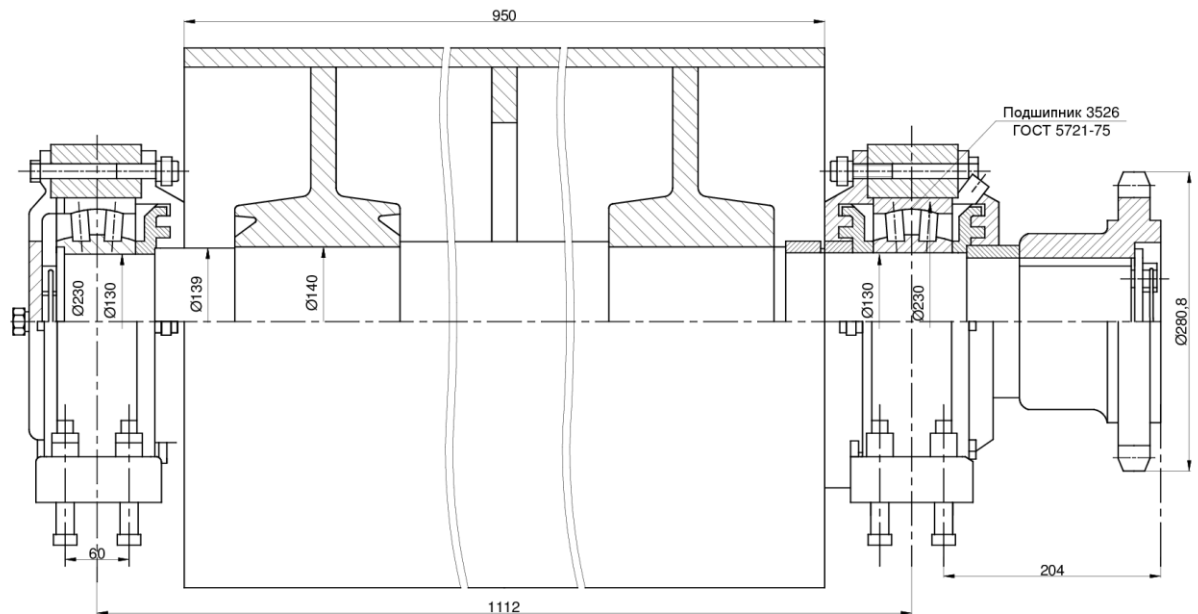
Разработано множество вариантов крепления торцевых дисков к ступицам и к обечайке барабана. На Рисунке 1.2 показаны варианты болтового соединения дисков со ступицами. Возможны также клиновые соединения и соединения, включающие распорные упругие элементы, например, из резины. В последнем случае крутящий момент передается от вала к обечайке через упругие элементы.



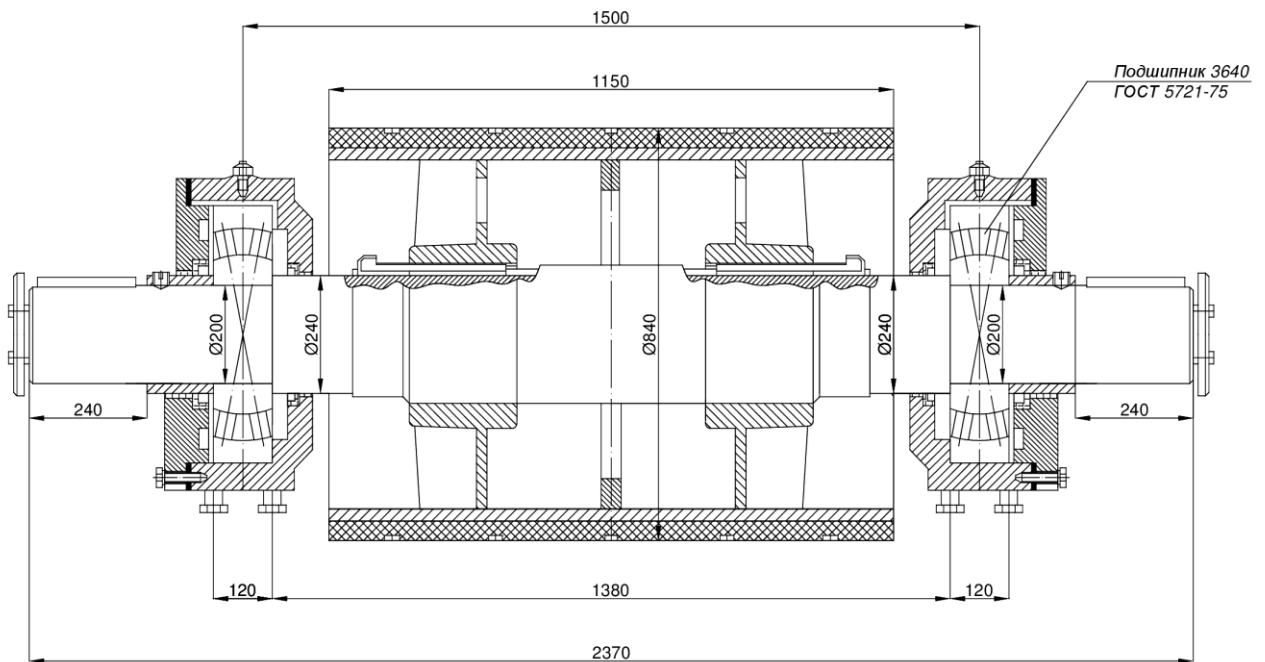
**Рисунок 1.2 - Барабан ленточного конвейера с дополнительным диском: 1 – обечайка; 2 – усиливающий диск; 3 – стопорный винт; 4 – ступица; 5 – торцевое кольцо; 6 – крепежный винт; 7 – шейка вала; 8 – вал**



**Рисунок 1.3 - Барабан ленточного конвейера 1Л80У Александровского машиностроительного завода**



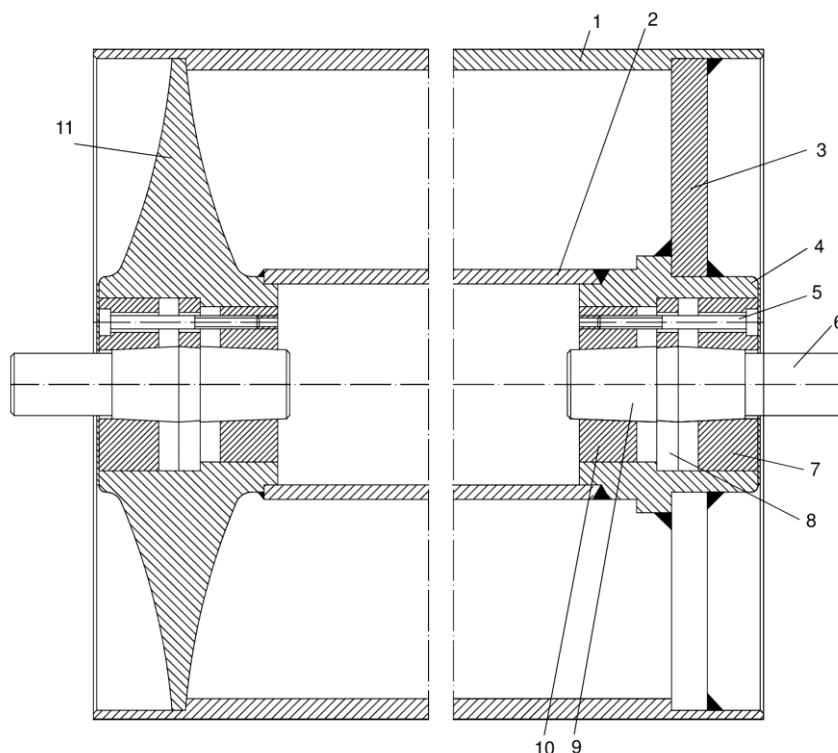
**Рисунок 1.4 - Барабан ленточных конвейеров 2Л80У и 2Л80У-01 Александровского машиностроительного завода**



**Рисунок 1.5 - Барабан ленточного конвейера 2ЛН100У Краснолужского машиностроительного завода**

Известны конструкции барабанов, в которых торцевые диски являются продолжением обечайки (Рисунок 1.7) и приварены к ней встык.

Ряд технических решений предусматривает вставку внутрь обечайки барабана жесткой цельной литой основы (Рисунок 1.8, а) или сварной коробчатой конструкции (Рисунок 1.8, б).



**Рисунок 1.6 - Барабан ленточного конвейера с осью-трубой: 1 - обечайка; 2 - ось-труба; 3 - торцевой диск; 4 - ступица; 5 - стяжной винт; 6 - шейка цапфы; 7 - втулка; 8 - ребро цапфы; 9 - цапфа; 10 - втулка; 11 - литой торцевой диск со ступицей**

Известны конструкции барабанов, в которых торцевые диски являются продолжением обечайки (Рисунок 1.7) и приварены к ней встык.

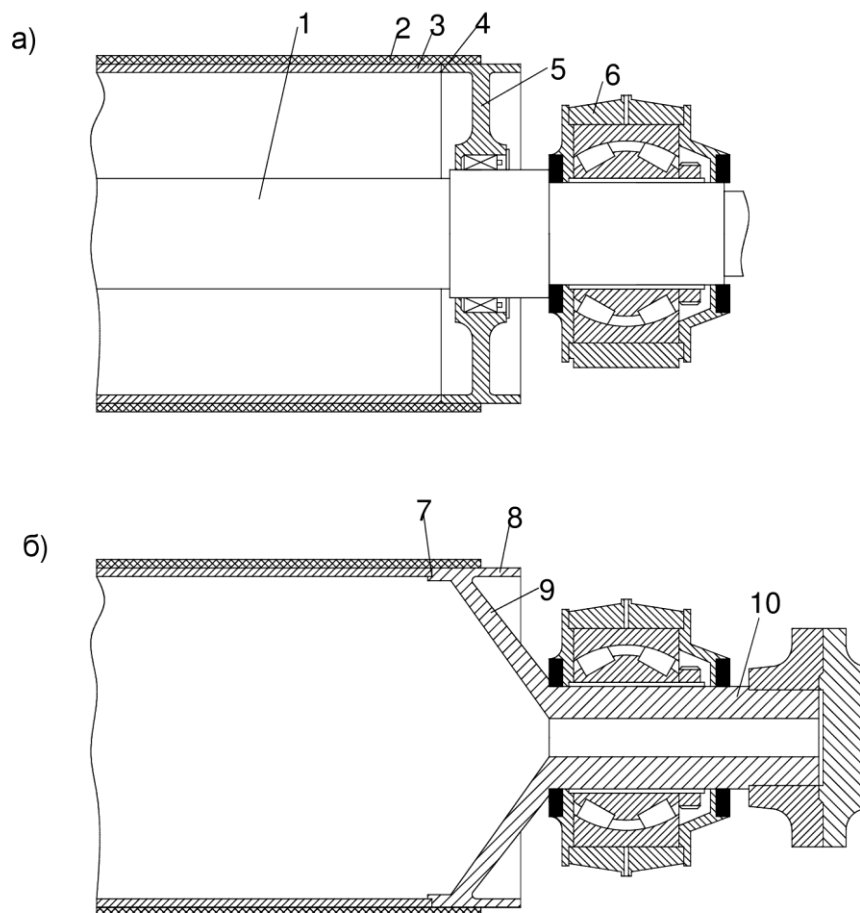
Ряд технических решений предусматривает вставку внутрь обечайки барабана жесткой цельной литой основы (Рисунок 1.8, а) или сварной коробчатой конструкции (Рисунок 1.8, б).

В работе [24] предложена конструкция барабана с жесткой основой, набранной из шестигранных труб, расположенных вдоль обечайки и образующих правильный многогранник, названная «сотовой» конструкцией. Однако в этом случае между основой-многогранником и цилиндрической обечайкой необходимо устанавливать элементы, имеющие форму сегментов окружности, что делает данную конструкцию весьма сложной при изготовлении.

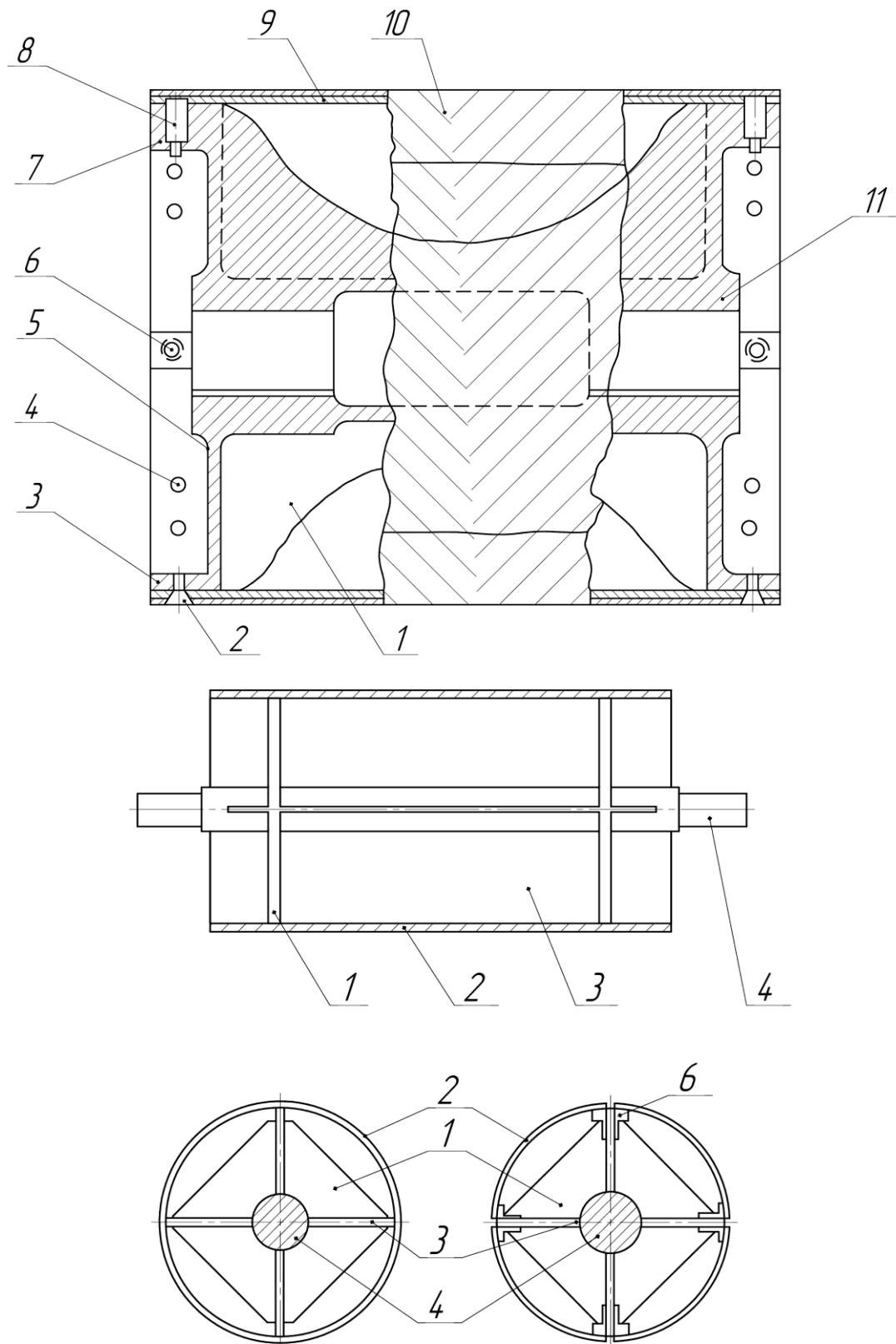
Предложен ряд конструкций барабанов с планчатой обечайкой, набранной из плоских или трубчатых элементов. Однако такие барабаны имеет смысл использовать только на коротких конвейерах с небольшим натяжением ленты.

В научно-технической литературе упоминаются также барабаны ленточных конвейеров цельной литой конструкции. В особо стесненных условиях применяются мотор-барабаны. Известны также конструкции барабанов, набираемых из отдельных дисков, а также выполненных в виде шнека [24].

Подшипниковые узлы барабанов обычно устанавливаются на концах вала (Рисунок 1.7). В них используются двухрядные шариковые или с коническими роликами самоустанавливающиеся подшипники. В некоторых конструкциях конвейерных барабанов подшипники установлены не на концах вала, а под торцевыми дисками. При опоре торцевых дисков на самоустанавливающиеся подшипники снижаются напряжения изгиба в дисках, но конструкция подшипникового узла становится сложнее [31].



**Рисунок 1.7 - Барабан ленточного конвейера со сваркой торцевого диска и обечайки**  
**встык: а - неприводной со штампованным диском; б - приводной с литым диском; 1 - вал;**  
**2 - лента; 3 - обечайка; 4, 7 - сварные швы; 5, 8 - торцевые диски; 6 - подшипниковый**  
**узел; 9 - коническая часть диска; 10 - цилиндрическая часть диска**



**Рисунок 1.8 - Барабаны ленточного конвейера с жесткой (а) литой основой и сварной (б) конструкцией: а: 1 - ребра жесткости; 2 - винт; 3 - опорный выступ; 4 - резьбовые отверстия; 5 - торцевые диски; 6 - отверстия под штыри; 7 - утолщения под штыри; 8 - штыри; 9 - обечайка; 10 - футеровка; 11 - литое основание; б) 1 - ребро жесткости; 2 - обечайка; 3 - продольная металлическая перегородка; 4 - вал; 5 - сварной шов; 6 – уголки**

В целях решения задачи по повышению сцепления конвейерной ленты с барабаном появляются такие конструктивные особенности, как, например, нанесение выступов на металлическую обечайку, а также различные способы крепления резиновой футеровки к поверхности обечайки. Само по себе наличие футеровки на барабане практически не влияет на результаты его прочностного расчета. Однако ряд технических решений предусматривает сверление в обечайке барабана отверстий для крепления футеровки, что создает в обечайке очаги концентрации напряжений и должно учитываться при расчетах обечаек на прочность.

Вместе с тем большинство рассмотренных выше конструкций барабанов не получили распространения на конвейерах, эксплуатируемых в горной промышленности. Наиболее сложной конструкцией является барабан для конвейеров с шириной ленты 2000 мм ГПКИ «Союзпроммеханизация» (Рисунок 1.9), включающий двойные торцевые диски с ребрами жесткости, а также два шпангоута в виде кольца, опирающиеся не на вал, а на внутреннюю трубу. Однако в большинстве случаев для использования в конвейерах, эксплуатируемых в горной промышленности, проектируются и выпускаются достаточно простые и унифицированные конструкции барабанов.

Например, в настоящее время ОАО «Объединенные машиностроительные технологии» (ОАО «ОМТ») проектирует ленточные конвейеры с двумя конструктивными типами барабанов, которым соответствуют два типоразмерных ряда. Первый тип барабанов диаметром 400-1000 мм предназначен для конвейеров с шириной ленты 800-1000 мм (Рисунок 1.10), второй тип барабанов усиленной конструкции диаметром 1250-2000 мм предназначен для конвейеров с шириной ленты 1000-2000 мм (Рисунок 1.11). Характеристики этих барабанов приведены соответственно в Таблицах 1.1 и 1.2. Условные обозначения размеров элементов барабана, принятые в указанных таблицах, показаны на Рисунке 1.12.

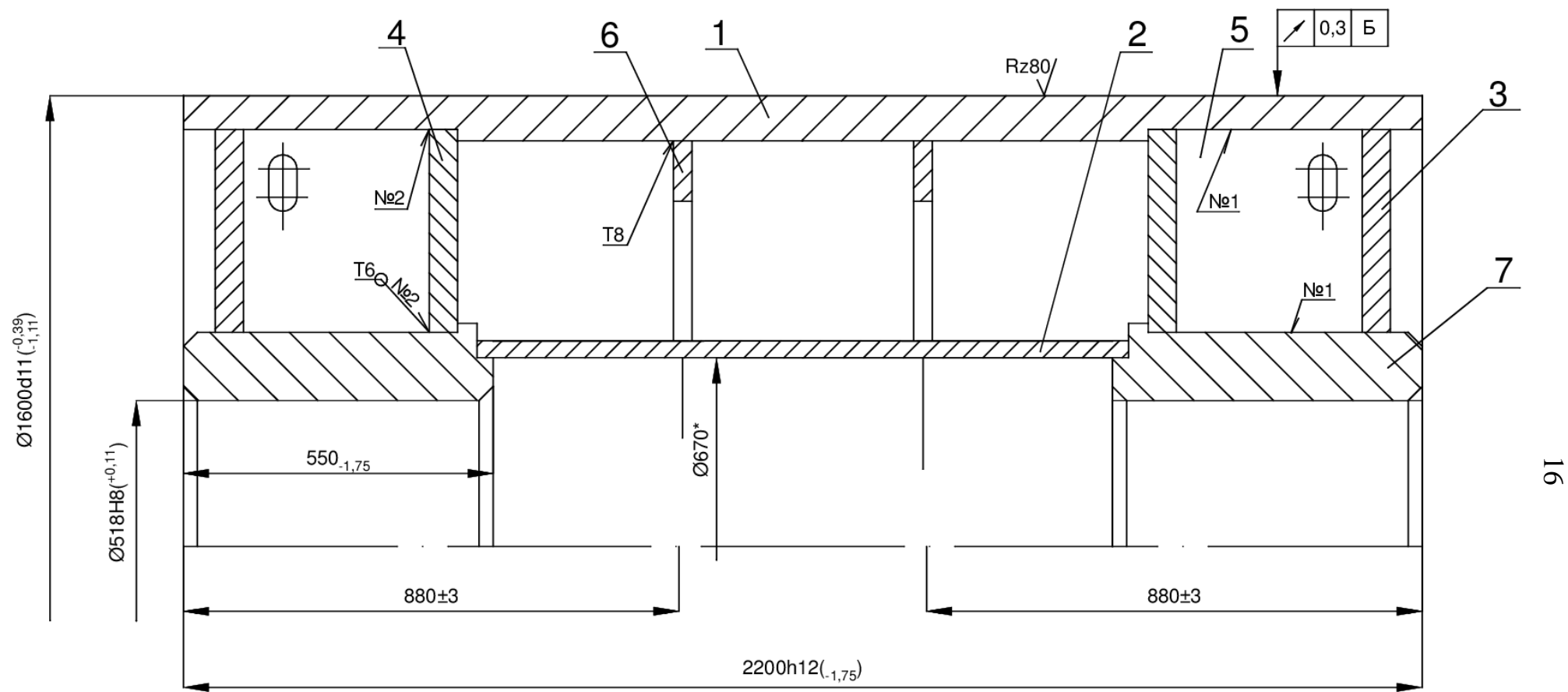


Рисунок 1.9 - Приводной барабан ленточного конвейера конструкции ГПКИ «Союзпроммеханизация»: 1 - обечайка; 2 - внутренняя труба; 3 - наружный торцевой диск; 4 - внутренний торцевой диск; 5 - ребро жесткости (8 шт. в одном торце); 6 – шпангоут в виде кольца; 7 – ступица



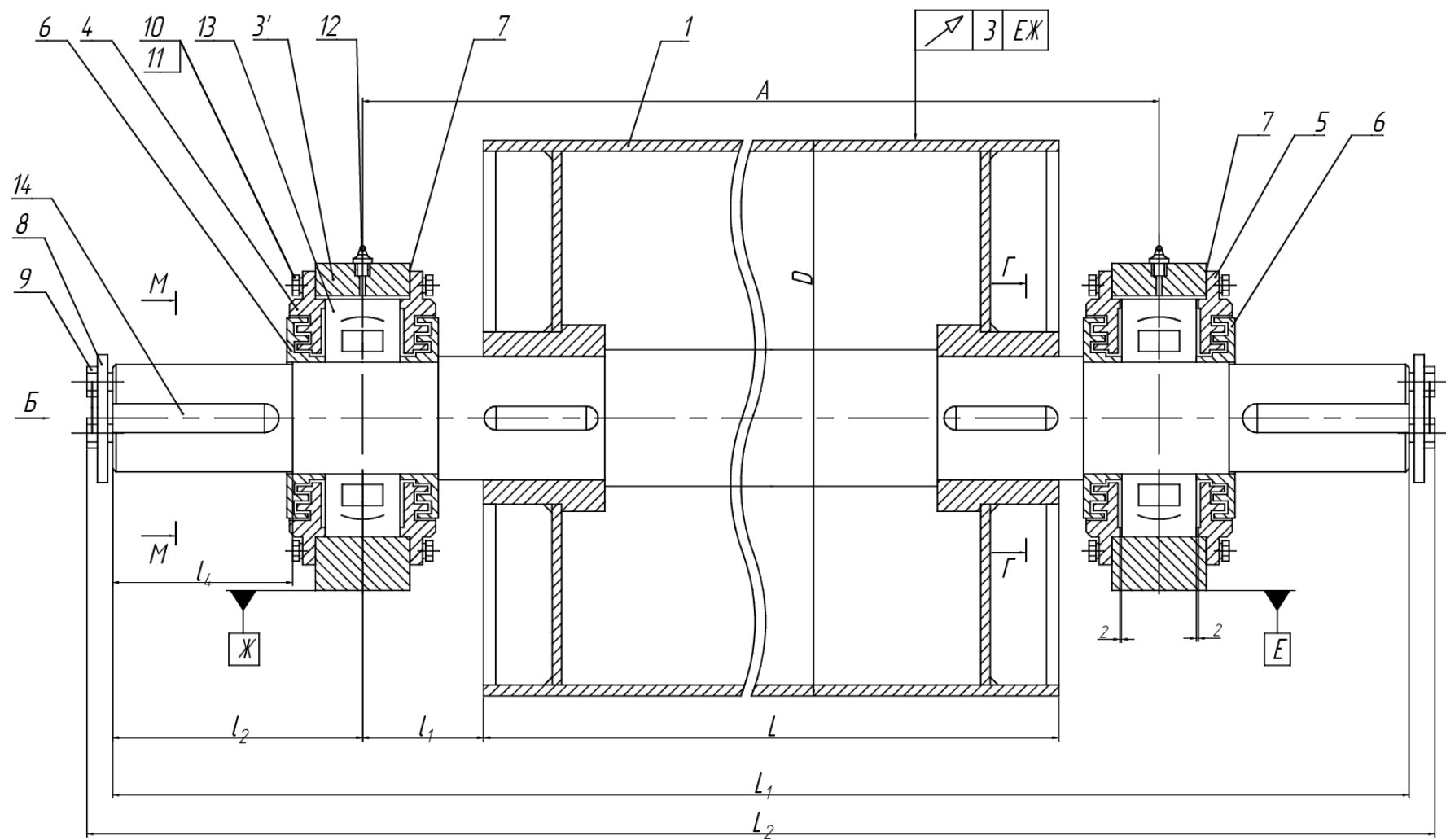


Рисунок 1.10 - Барабан ленточного конвейера для ленты шириной 0,8 – 1,0 м конструкции ОАО «ОМТ»



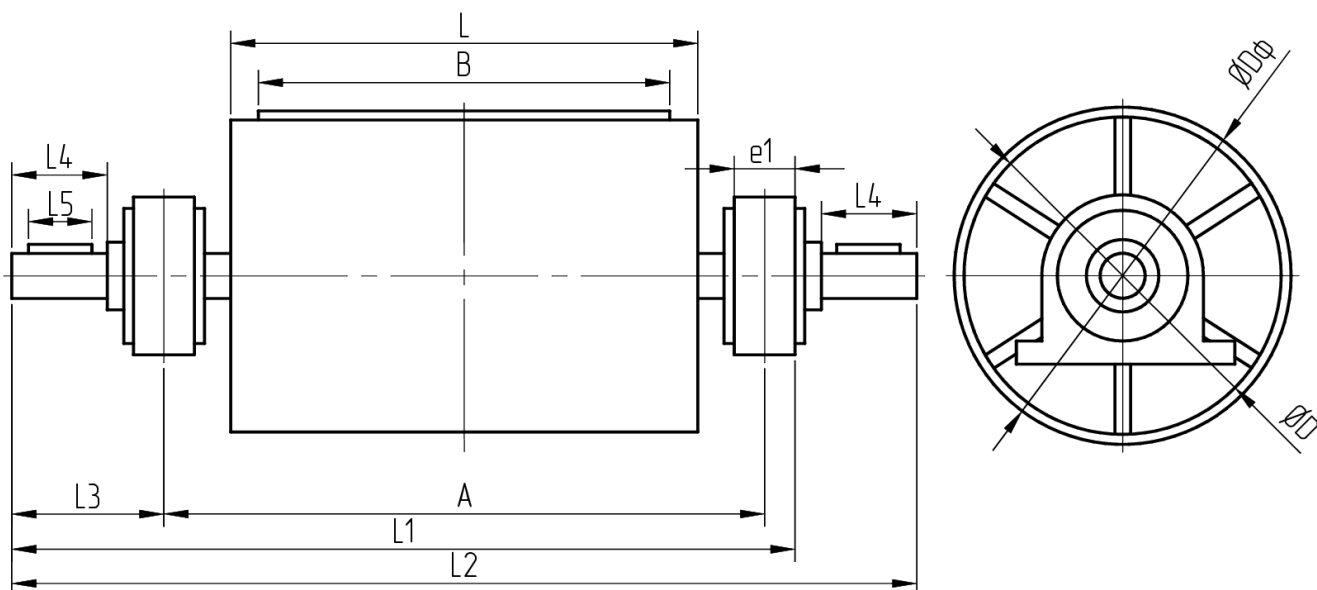
**Таблица 1.1 - Характеристика приводных барабанов для конвейеров с шириной ленты 800 – 1000 мм\***

Ширина ленты <i>B</i> , мм	Типоразмер приводного барабана	Допустимые			Условное обознач. подшипника	Размеры, мм											Кол. шпонок	Масса, кг		
		Крут. момент <i>M<sub>кр</sub></i> , даН·м	Ок-руж. усилие <i>P<sub>доп</sub></i> , даН	Нагр. на барабан <i>S<sub>б,доп</sub></i> , даН		<i>D</i>	<i>D<sub>φ</sub></i>	<i>A</i>	<i>L</i>	<i>L<sub>1</sub></i>	<i>L<sub>2</sub></i>	<i>L<sub>3</sub></i>	Консоль вала		Шпоночное соединение			Вращающихся частей	Общая	
													<i>d</i> (по <i>m6</i> )	<i>L<sub>4</sub></i>	<i>b</i> (по <i>h9</i> )	<i>t</i>				<i>L<sub>5</sub></i>
800	8040Г-60	120	600	1440	3612	400	-	1350	950	1599	-	190	50	110	14	53,5	100	1	185	222
	8050Г-80	290	1160	2700	3616	500				1654		235	70	140	20	74,5	125	2	261	330
	8063Г-100	600	1900	4500	3620	630				1708,5		280, 5	90	170	25	95	140		383	484
	8063Ф-100	830	2480	4000								335	110	210	28	116	180		448	558
	8080Ф-120	1600	3810	6400	3624	800	840			1774		400	150	250	36	158	220		652	860
	8080Ф-160	3400	8095	13500	3632					1868	2150	400	150	250	36	158	220	886	1378	
	8080Ф-160-2									-										976
1000	10040Г-60	115	575	1370	3612	400	-	1580	1150	1829	-	190	50	110	14	53,5	100	1	215	251
	10050Г-80	280	1120	2600	3616	500				1884		235	70	140	20	74,5	125	2	300	370
	10063Г-100	580	1840	4280	3620	630				1938,5		280, 5	90	170	25	95	140		425	535
	10063Ф-100	800	2390	3800								2004	335	110	210	28	116		180	497
	10080Ф-120	1600	3810	6300	3624	800	840			2098		400	150	250	36	158	220		753	961
	10080Ф-160	3400	8095	13700	3632					-	2380	400	150	250	36	158	220	1027	1520	
	10080Ф-160-2									-								1077	1570	
	100100Ф-180	5300	1019 5	16200	3636	1000	1040			2173	-	470	170	300	40	179	250	2	1399	2010
	100100Ф-180-2									-	2520	-	4	1508	2120					
	100125Ф-200	10200	1580 0	25400	3640	1250	1290			2239	-	530	190	350	45	205	320	2	1958	2680
	100125Ф-200-2									-	2640							-	4	2125

\* Пример условного обозначения приводного барабана для конвейера с шириной ленты  $B = 1000$  мм, диаметром  $D = 800$  мм, футерованного, с подшипниками диаметром  $d_{п} = 160$  мм: Барабан приводной 10080Ф-160; то же, с двумя консолями: 10080Ф-160-2

Таблица 1.2 - Характеристика приводных барабанов для конвейеров с шириной ленты свыше 1000 мм

Ширина ленты В, мм	Типоразмер приводного барабана	Допустимые			Условное обознач. подшипника	Размеры, мм												Масса, кг	
		Крут. момент $M_{кр}$ , даН·м	Ок-руж. усилие $P_{дон}$ , даН	Нагр. на барабан $S_{б,дон}$ , даН		$D$	$D_{\phi}$	$A$	$L$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	Консоль вала		Шпоночное соединение			Вращающихся частей	Общая
													$d$ (по $m6$ )	$L_4$	$b$ (по $h6$ )	$t$	$L_5$		
1200	120125Ф-200	9700	15040	24000	3640	1250	1290	1900	1400	2559	-	530	190	350	45	205	320	2258	2980
	120125Ф-200-2									2960	2425							3120	
	120160Ф-220-2	13900	16950	27000	3644	1600	1640			-	2980	540	200	215	3053	3910			
	120160Ф-280-2	23400	28540	45600	3656					3140	620	260	410	56	279	360	4013	5500	
1400	140125Ф-200	10500	16280	25800	3640	1250	1290	2000	1600	2659	-	530	190	350	45	205	320	2450	3170
	140125Ф-200-2									3060	2577							3320	
	140160Ф-280	20000	24400	50000	3656	1600	1640			2987,5	-	620	260	410	56	279	360	4271	5700
	140160Ф-280-2									3440	4704							6400	
1600	160125Ф-200	10500	16280	21250	3640	1250	1290	2200	1800	2859	-	530	190	350	45	205	320	2660	3380
	160125Ф-200-2									3260	2927							3540	
	160125Ф-280	20000	31000	45000	3656					3187,5	-	620	260	410	56	279	360	3733	5230
	160125Ф-280-2									3640	4194							5680	
	160160Ф-400-2	40000	48780	100000	3680	1600	1640	2400		-	4000	800	380	550	80	411	500	8602	12800
2000	200125Ф-200	7940	12310	25250	3640	1250	1290	2800	2200	3462	-	532	190	350	45	205	320	4130	4700
	200125Ф-200-2									3860	545	4190						5200	
	200125Ф-220	8600	13340	28400	3644Г					3476	-	532	200			215		4091	5250
	200125Ф-220-2									3880	4191	5050							
	200160Ф-280	20000	24400	50500	3656	1600	1640			3591	-	620	260	410	56	279	360	6853	8400
	200160Ф-280-2									4040	7063							8310	
	200160Ф-400	55000	67000	126300	3680Х					3835	-	800	380	550	80	411	500	10575	14100
	200160Ф-400-2									4400	11155							14800	
	200200Ф-400	63000	61700			2000	2040			3835	-							11755	15500
	200200Ф-400-2									4400	12355							15900	



**Рисунок 1.12 - Условные обозначения размеров элементов барабана, принятые в Таблицах 1.1 и 1.2.**

Анализ Таблиц 1.1 и 1.2 показывает, что максимально допустимые натяжения ленты в точке набегания на барабан составляют примерно  $0,16 \div 0,25$  прочности на разрыв имеющихся лент соответствующей ширины.

Значение допустимого коэффициента сцепления ленты с барабаном  $\mu$  составляет, согласно допустимым окружным усилиям, не более 0,34. Большие значения коэффициента сцепления допускаются лишь в отдельных случаях. Среднее давление ленты на барабан находится в пределах  $0,02 \div 0,36$  МПа.

## **1.2. Методы прочностного расчета элементов барабанов ленточных конвейеров**

Рассмотрим существующие методы расчета конструктивных элементов конвейерных барабанов на прочность и долговечность.

Как отмечается в работах [24, 33, 34, 88], приводной барабан ленточного конвейера является одним из наиболее нагруженных элементов. На мощных длинных конвейерах нагрузки на барабан могут составлять сотни тысяч Ньютонов. Напряженно-деформированное состояние элементов барабана носит сложный объемный характер: нормальные нагрузки сочетаются со

значительными касательными, причем они являются переменными по углу обхвата лентой барабана, являясь вместе с тем циклическими. Из-за отсутствия методики прочностного расчета барабана при изготовлении необоснованно завышают коэффициенты запасов прочности конструкции, в результате она получается более тяжелой, однако ее надежность при этом существенно не увеличивается. Утяжеление барабана влечет за собой соответственно утяжеление таких конструкций, как стрелы отвалообразователей, приводные станции и пр.

Как показывает опыт эксплуатации ленточных конвейеров, основными причинами поломок приводного барабана являются износ и выкрашивание футеровки, а на барабанах без футеровки – износ обечайки; другие причины поломок – разрушение сварного шва по образующей обечайки, сварного шва, соединяющего опорные диски с обечайкой, разрушение сварных швов у ступиц вала, а также разрушение (в виде трещин) дисков в радиальном направлении и ребер жесткости, приваренных к опорным дискам [62].

В работах [33, 34] предложены методы расчета конструктивных элементов конвейерных барабанов на прочность. В основе расчета обечайки приводного барабана ленточного конвейера лежит теория Б.З. Власова. В ней рассмотрен изгиб замкнутой цилиндрической оболочки для случаев действия следующих нагрузок: контурной, радиальной и касательной (равномерно распределенных по длине оболочки и на небольшом участке ее ширины). В качестве расчетной конструкции принята модель, изображенная на Рисунке 1.13. Расчеты выполнены при следующих допущениях: барабан жестко посажен на вал, расстояние между опорными дисками равно ширине ленты, натяжение постоянно по ширине ленты, сцепление ленты с барабаном происходит по всей дуге обхвата, усилие передается в соответствии с формулой Эйлера. При решении задачи деформации обечайки барабана, дисков и вала рассмотрены совместно.

Распределенные радиальные и касательные нагрузки на обечайку приводного барабана разложены в тригонометрический ряд Фурье относительно середины дуги обхвата лентой барабана и представлены в виде рядов:

$$z(\alpha, \beta) = - \left[ \frac{S_{c6} e^{\mu \beta_0} \operatorname{sh} \beta}{\pi \mu L R} + \sum_{n=0}^{\infty} z'_n \cos n\beta + z'' \sin n\beta \right], \quad (1.1)$$

$$y(\alpha, \beta) = -\mu z(\alpha, \beta),$$

где

$$z'_n = \frac{2S_{c6} e^{\mu \beta_0}}{\pi(n^2 + \mu^2)LR} (\mu \operatorname{sh} \mu \beta_0 \cos n\beta_0 + n \operatorname{ch} \mu \beta_0 \sin n\beta_0), \quad (1.2)$$

$$z''_n = \frac{2S_{c6} e^{\mu \beta_0}}{\pi(n^2 + \mu^2)LR} (\mu \operatorname{ch} \mu \beta_0 \sin n\beta_0 + n \operatorname{sh} \mu \beta_0 \cos n\beta_0),$$

где  $\alpha, \beta$  – безразмерные координаты.

Эти же формулы применимы и для неприводных барабанов, в случае  $\mu = 0$ ;  $S_{нб} = S_{сб} = S$ ;  $y(\alpha, \beta) = 0$ .

Здесь введены следующие обозначения:  $R$  – радиус окружности, срединной поверхности цилиндрической оболочки;  $X, Y, Z$  – положительные направления поверхностных сил;  $u, v, \omega$  – положительные направления перемещений вдоль образующей барабана, вдоль дуги его окружности и вдоль радиуса соответственно.

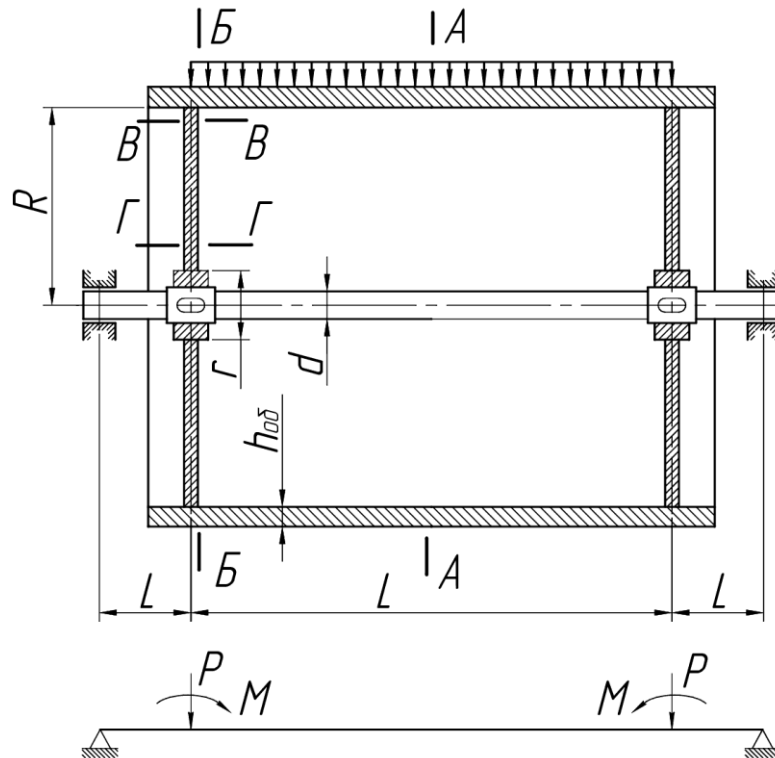


Рисунок 1.13 - Расчетная модель барабана [33]

Для решения системы дифференциальных уравнений теории упругости вводится обобщенная функция напряжений  $\Phi(\alpha, \beta)$ , удовлетворяющая дифференциальному уравнению:

$$\nabla^2 \nabla^2 \nabla^2 \nabla^2 \Phi - \frac{1 - \nu^2}{c^2} \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \alpha^4} = \frac{R}{D_{06}} z(\alpha, \beta) - \frac{R^4}{D_{06}} y(\alpha, \beta), \quad (1.3)$$

при

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial \alpha^2} + \frac{\partial^2}{\partial \beta^2}; \quad D_{06} = \frac{E h_{06}^3}{12(1 - \nu^2)}; \quad c = \frac{h_{06}^2}{12R^2}; \quad (1.4)$$

где  $\nu$  – коэффициент Пуассона.

Общее решение уравнения ищется в виде:

$$\Phi = \Phi_0 + \Phi_z + \Phi_y, \quad (1.5)$$

где  $\Phi_0$  – общее решение однородного уравнения;  $\Phi_z, \Phi_y$  – частные решения.

Перемещения и силовые факторы в оболочке определяются зависимостями:

$$\begin{aligned} u &= \left( \frac{\partial^3}{\partial \alpha \partial \beta^2} - \nu \frac{\partial^3}{\partial \alpha^3} \right) (\Phi_0 + \Phi_z) - \frac{\partial^2 \Phi_y}{\partial \alpha \partial \beta} - \frac{1 + \nu}{1 - \nu} c^2 \frac{\partial^2}{\partial \alpha \partial \beta} \nabla^2 \nabla^2 \Phi_y; \\ v &= - \left( \frac{\partial^3}{\partial \beta^2} + (2 + \nu) \frac{\partial^3}{\partial \alpha^3 \partial \beta} \right) + 2(1 + \nu) \frac{\partial^2 \Phi_y}{\partial \alpha^2} + \\ &+ \frac{\partial^2 \Phi_y}{\partial \beta^2} + c^2 \left( \frac{\partial^2}{\partial \beta^2} + \frac{2}{1 - \nu} \frac{\partial^2}{\partial \alpha^2} \right) \nabla^2 \nabla^2 \Phi_y, \\ \omega &= \nabla^2 \nabla^2 (\Phi_0 + \Phi_z) - (2 + \nu) \frac{\partial^3 \Phi_y}{\partial \alpha^2 \partial \beta} - \frac{\partial^3 \Phi_y}{\partial \beta^3}. \end{aligned} \quad (1.6)$$

Задача решена на ЭВМ для приводного и неприводного барабанов.

Исследование напряженного состояния обечайки барабана показало, что максимальные внутренние усилия и напряжения в ней действуют в среднем и крайних сечениях; угловая координата опасных точек  $\beta \approx 75 \div 80^\circ$ .

На Рисунке 1.14 приведены эпюры внутренних усилий и приведенных напряжений в меридиональном сечении ( $\beta = 80^\circ$ ) оболочки неприводного барабана ( $R = 80$  см;  $L = 140$  см;  $r_0 = 20$  см;  $h_{06} = 0,5$  см;  $h_d = 0,5$  см;  $l = 30$  см;  $d = 20$  см;  $2\beta_0 = 180^\circ$ ;  $S = 100$  кН). Ввиду симметрии показаны эпюры для половины барабана.



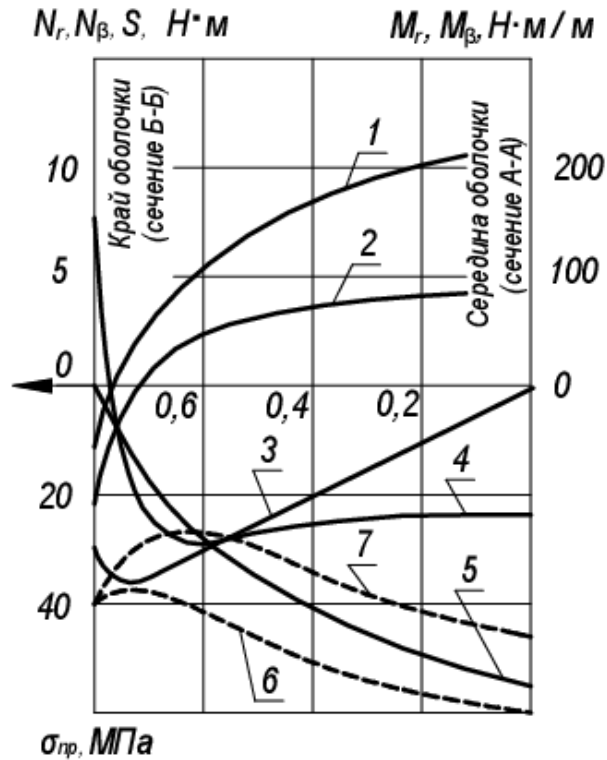


Рисунок 1.14 - Эпюры внутренних усилий в меридианном направлении при  $\beta = 80^\circ$ :  
 1 -  $M_\beta$ ; 2 -  $M_r$ ; 3 -  $S$ ; 4 -  $N_\beta$ ; 5 -  $N_r$ ; 6 -  $\sigma'_{пр}$ ; 7 -  $\sigma''_{пр}$  [33]

В работе [34] приведена система уравнений для определения перемещений и силовых факторов в диске. Считается, что изгиб вала приводного барабана при угле обхвата лентой  $2\beta_0 = \pi$  вызван силами  $P$  и  $P'$  действующими соответственно в плоскостях  $\beta = 0$  и  $\beta = \pi/2$  в местах посадки дисков (Формула 1.7).

$$P = \frac{1}{2} S_{сб} (e^{2\mu\beta_0} + 1) \sin\beta_0, \quad (1.7)$$

$$P' = \frac{1}{2} S_{сб} (e^{2\mu\beta_0} - 1) \cos\beta_0.$$

В указанных сечениях со стороны дисков на вал передаются моменты, которые определяются из условий равновесия диска:

в плоскости  $\beta = 0$ :

$$M = \frac{4\pi D_D}{R} A, \quad (1.8)$$

в плоскости  $\beta = \pi/2$ :

$$M = \frac{4\pi D_D}{R} A'. \quad (1.9)$$

Нужно отметить, что с такой упрощенной системой сил, действующих на барабан, нельзя согласиться – она противоречит методам приведения сил и моментов, действующих на твердое тело, принятым в механике.

Углы поворота среднего сечения подступичной части вала в плоскостях  $\beta = 0$  и  $\beta = \pi/2$  определяются по следующей формуле:

$$\begin{aligned}\varphi_o &= -\left(\frac{Pl^2}{2EI} + \frac{ML}{2EI}\right), \\ \varphi'_o &= -\left(\frac{P'l^2}{2EI} + \frac{M'L}{2EI}\right),\end{aligned}\tag{1.10}$$

где  $I = \frac{\pi d^4}{64}$  – осевой момент инерции сечения вала;  $P$  – радиальная нагрузка на один подшипник:

$$P = \frac{1}{2} S_{сб} \sqrt{e^{4\mu\beta_o} - 2e^{2\mu\beta_o} \cos 2\beta_o + 1}.\tag{1.11}$$

Для неприводных барабанов  $P = T \sin \beta_o$ .

Плоское напряженное состояние и изгиб диска, нагруженного контурными силами, описываются однородными уравнениями:

$$\nabla^2 \nabla^2 F_i = 0 \quad (i = 1, 2),\tag{1.12}$$

где

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial \rho^2} + \frac{\partial}{\partial \rho} + \frac{\partial^2}{\rho^2 \partial \beta^2},\tag{1.13}$$

где  $\rho = r/R$  – относительный радиус;  $\beta$  – полярный угол;  $F_1 = \omega(\rho, \beta)$  – функция прогибов;  $F_2 = \omega(\beta, \rho)$  – функция напряжений.

Постоянные, содержащиеся в функциях  $F_1(\rho, \beta)$ ,  $F_2(\rho, \beta)$  определяются из следующих краевых условий:

- на контуре сопряжения диска с оболочкой ( $\rho = 1, \alpha = \alpha_0 = \frac{L}{2R}$ ):

$$\begin{aligned}u_{об} &= -\omega_d; \quad \omega_{об} = -u_d; \quad u_{об} = -v_d; \quad \theta_{об} = \theta_d; \\ M_{1об} &= M_{1д}; \quad V_{1об} = -N_{1д}; \quad S'_{об} = -S_d; \quad N_{1об} = -V_{1д};\end{aligned}\tag{1.14}$$

- на внутреннем контуре диска ( $\rho = \rho_o = \frac{r_B}{R}$ ):

$$\begin{aligned} n = 1: u_d = v_d = 0; \omega_d = -r_b \sqrt{\varphi_o^2 + (\varphi'_o)^2}; \theta_d = \sqrt{\varphi_o^2 + (\varphi'^1_o)^2}; \\ n > 1: u_d = v_d = \omega_d = 0. \end{aligned} \quad (1.15)$$

Установлено, что с достаточной для инженерных расчетов точностью можно отдельно вычислять максимальные напряжения, либо в точке с координатой  $\beta = 0^\circ$  ( $\sigma'_{пр}$ ), либо в точке с координатой  $\beta = 75 \dots 80^\circ$  ( $\sigma''_{пр}$ ).

Оценка прочности диска в сечении  $\Gamma-\Gamma$  основана на предположении о жестком закреплении диска на наружном контуре. При этом момент, передаваемый на диск со стороны вала, можно определить по формуле:

$$M = \frac{Pl}{1 + \frac{2SI'}{Lh_d^2}} \quad (1.16)$$

где  $I = \frac{\pi d^4}{64}$  – осевой момент инерции сечения вала между ступицами;  
 $s$  – коэффициент:

$$s = -\frac{3(1-\nu)}{\pi} \left( \ln \frac{r_o}{R} - \frac{R^2 - r_o^2}{R^2 + r_o^2} \right). \quad (1.17)$$

При

$$\frac{2Sl}{Lh_d^2} < \frac{l^4 \sin \beta_o}{h_{об}}, \quad (1.18)$$

проверку прочности в сечении  $\Gamma-\Gamma$  можно проводить по формуле:

$$\sigma_{max} = \frac{P}{\pi R_o h_d} \left( \frac{3l}{h_d + \frac{2SI'}{Lh_d^3}} \frac{R^2 - r_o^2}{R^2 + r_o^2} + \frac{3 + \nu}{4} \right). \quad (1.19)$$

В работе [34] рассмотрены также вопросы расчета барабанов ленточных конвейеров в случае, когда обечайка усилена кольцевым шпангоутом (Рисунок 1.15) шириной  $b_k$  и толщиной  $h_k$ . Исследования показали, что подкрепляющее кольцо уменьшает внутренние усилия и напряжения в оболочке. На Рисунке 1.16 приведены эпюры внутренних усилий и напряжений по образующей ( $\beta = 80^\circ$ ) обечайки, усиленной достаточно жестким кольцевым шпангоутом.

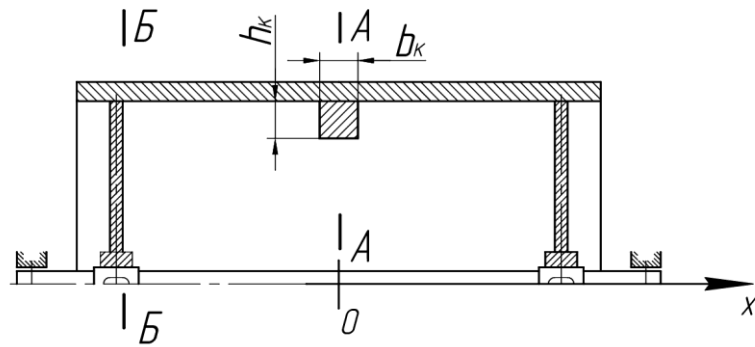


Рисунок 1.15 - Схема барабана с кольцевым шпангоутом [34]

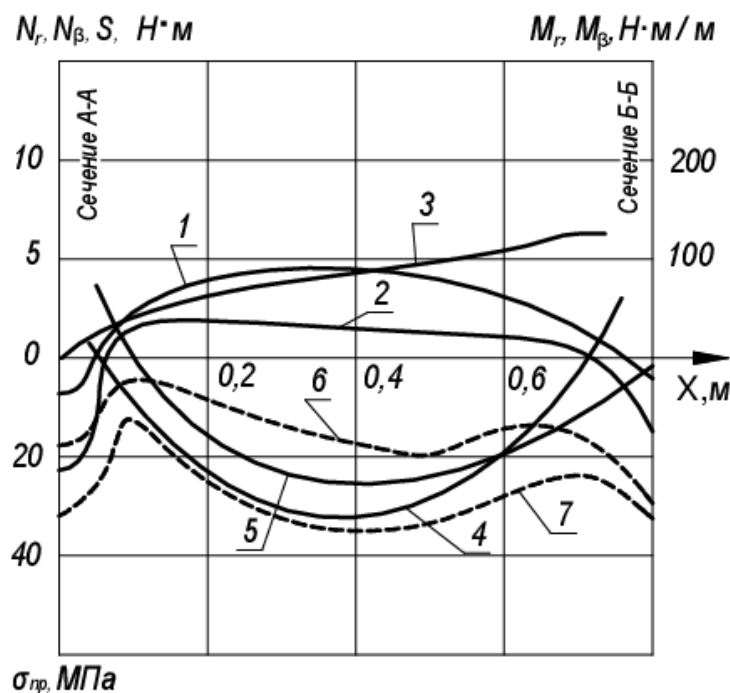


Рисунок 1.16 - Усилия, действующие в элементах барабана: 1 -  $M_\beta$ ; 2 -  $M_r$ ; 3 -  $S$ ; 4 -  $N_\beta$ ; 5 -  $N_r$ ; 6 -  $\sigma'_{пр}$ ; 7 -  $\sigma''_{пр}$  [34]

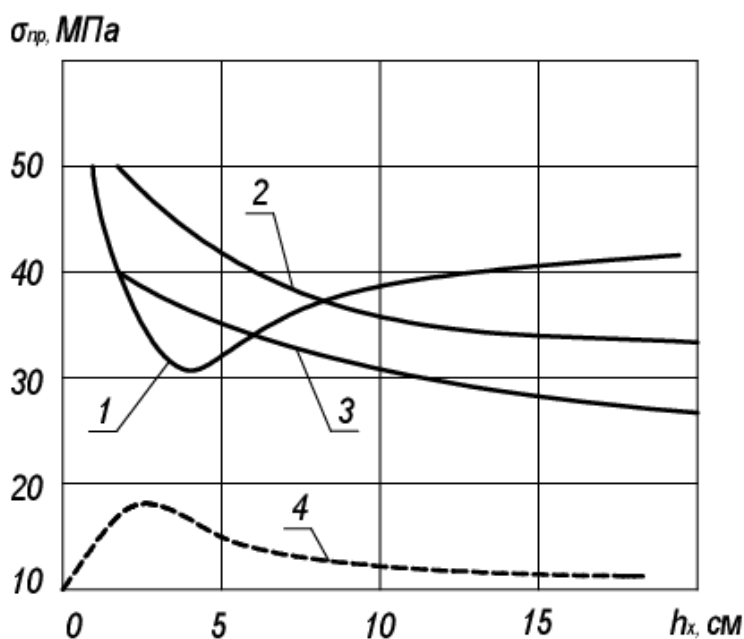
Влияние подкрепляющего кольца на напряженное состояние торцевых дисков менее существенно. Ужесточая обечайку, кольцо уменьшает усилия, передаваемые на диски со стороны обечайки, но не меняет картину напряженного состояния дисков. На усилия и напряжения, вызванные изгибом вала, кольцо также не оказывает влияния. Таким образом, когда прочность конструкции определяется на внутреннем контуре диска, установка подкрепляющего кольца нецелесообразна.

На Рисунке 1.17 приведены также зависимости максимальных напряжений в сечениях барабана от размеров кольца. С увеличением жесткости кольца напряжения в

сечениях  $B-B$  и  $B-V$  уменьшаются, стремясь к некоторой постоянной величине; зависимость максимальных напряжений в сечении  $A-A$  имеет минимум.

Размеры кольца рекомендуется выбирать такими, чтобы была обеспечена равнопрочность конструкции.

Следует отметить, что в проанализированных выше работах [33, 34] не рассматривается задача усталостной долговечности конструктивных элементов барабана. Не учитывается, что в опасных по действующим напряжениям точках напряжения носят знакопеременный характер, а не являются постоянной статической нагрузкой. Однако, в этом случае имеет значение не только максимальное, но и минимальное значение напряжений в опасных точках, а пики напряжений сопоставляются не с пределом прочности материала, а с пределом выносливости при циклическом нагружении.



**Рисунок 1.17 - Зависимость внутренних напряжений и усилий от толщины кольца:  
1 -  $\sigma_{A-A}$ ; 2 -  $\sigma_{B-B}$ ; 3 -  $\sigma_{B-V}$ ; 4 - напряжение в кольце  $\sigma_k$  ( $b_k = 1$  см) [34]**

Фактически в принятом в этих работах подходе не учитывается факт вращения барабана в процессе его эксплуатации и полный размах возникающих при этом в его обечайке напряжений.

Кроме того, в работе [34], как уже указывалось, действующие на барабан нагрузки представлены в виде сосредоточенных сил, что является весьма грубым

допущением. К тому же, и сам метод приведения распределенных вдоль окружности обечайки барабана сил к двум сосредоточенным вызывает сомнения.

Вместе с тем анализ характера нагружения обечайки приводного барабана при переменном коэффициенте сцепления ленты с его поверхностью приведен в работах [4, 27]. Отмечается, что при переменном коэффициенте сцепления нарушается экспоненциальный характер изменения давления по углу обхвата лентой поверхности барабана, и это меняет напряженно-деформированное состояние обечайки. Предлагается исходную кривую зависимости  $\mu(\pi)$  аппроксимировать на интервале рабочих значений давления  $[p_1, p_2]$  выражением:

$$\mu(p) = \mu_0 \left( \frac{p}{p_0} \right)^a, \quad (1.20)$$

где  $\mu_0 = \mu(p_0)$ ;  $p_0$  – среднегеометрическое давление, зависящее от давлений  $p_1$  и  $p_2$ :

$$p_0 = \sqrt{p_1 p_2}. \quad (1.21)$$

Для определения давления ленты на барабан  $p(\alpha)$  в зависимости от текущего угла обхвата  $\alpha$  получена формула:

$$p(\alpha) = \left[ \frac{1}{4} K_\mu \alpha_{об} + \sqrt{[p_{ср}] - \frac{1}{48} K_\mu^2 \alpha_{об}^2} - K_\mu (\alpha_{об} - \alpha) \right] \times \\ \times \left( \frac{1}{4} K_\mu \alpha_{об} + \sqrt{[p_{ср}] - \frac{1}{48} K_\mu^2 \alpha_{об}^2} \right) + \frac{1}{4} K_\mu^2 (\alpha_{об} - \alpha)^2. \quad (1.22)$$

Располагая нормальными давлениями  $p(\alpha)$ , касательные нагрузки  $\tau_K(\alpha)$  определяются по формуле:

$$\tau_K(\alpha) = \mu \cdot p(\alpha) = \frac{dp(\alpha)}{d(\alpha)}. \quad (1.23)$$

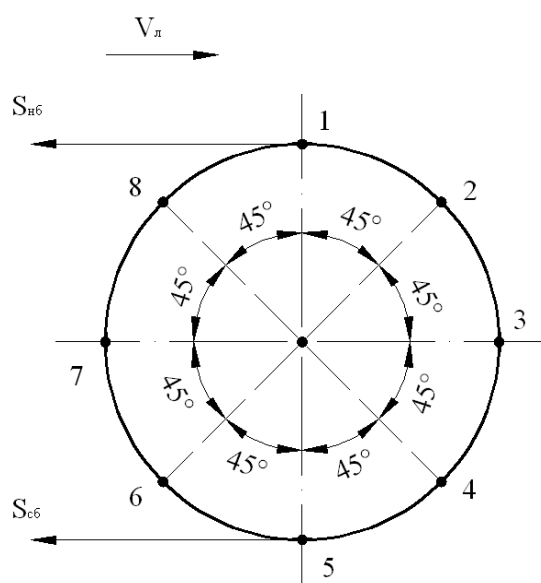
На основании этих формул получено выражение:

$$\tau_K(\alpha) = \left[ \frac{1}{4} K_\mu \alpha_{об} + \sqrt{[p_{ср}] - \frac{1}{48} K_\mu^2 \alpha_{об}^2} K_\mu - \frac{1}{2} K_\mu^2 (\alpha_{об} - \alpha) \right]. \quad (1.24)$$

Необходимо отметить, что при использовании предложенной [27] аппроксимации вида (1.20) требуется внимательный контроль границ рассматриваемой области, так как небольшие отклонения от заданного диапазона могут привести к тому, что вместо падающей экспоненциальной зависимости давления от текущего угла  $\alpha$  будет иметь место возрастающая параболическая зависимость давления от этого угла, что не очень удобно.

В работе [24] выполнены экспериментальные исследования напряжений, возникающих в обечайке приводного барабана, а также их моделирование на ЭВМ методом конечных элементов.

Исследования проводились методом тензометрирования (Рисунок 1.18), при этом измерялись напряжения вдоль образующей обечайки барабана (осевые) и тангенциальные напряжения в ней по дуге окружности. При этом моделирование на ЭВМ напряженно-деформированного состояния обечайки с достаточной точностью подтвердило результаты экспериментальных исследований.

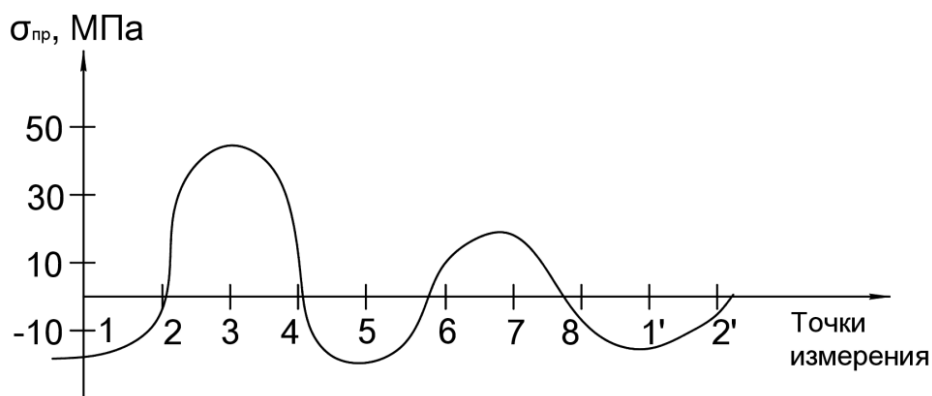


**Рисунок 1.18 - Точки установки тензометрических датчиков на обечайке барабана [24]**

Для экспериментальных исследований был использован барабан длиной 310 мм, диаметром 200 мм, с диаметром вала 35 мм, толщиной обечайки 7 мм. Угол обхвата обечайки лентой составлял  $180^\circ$ . Усилие в точке набегания ленты на барабан изменялось в диапазоне  $5,0 \div 9,0$  кН, крутящий момент привода барабана – в диапазоне  $0,2 \div 0,6$  кН·м.

Тензометрические датчики, ориентированные вдоль оси и вдоль окружности обечайки, располагались в 8 октантах окружности (точки 1-8 на Рисунке 1.18). Пример графика измерения приведенного напряжения в точках среднего по ширине барабана сечения обечайки за один оборот, построенного по данным работы [24], приведен на Рисунке 1.19.

Следует отметить, что график, приведенный на Рисунке 1.19, не отражает закономерного характера изменения напряжений в материале обечайки, поскольку при его построении был нарушен порядок обработки экспериментальных записей процессов нагружения при расчетах на усталостную долговечность. Сначала путем схематизации графиков изменения всех составляющих тензора напряжений должны быть определены их эквивалентные амплитуды, а затем уже единая приведенная амплитуда напряжений согласно одной из применяемых теорий прочности (см. раздел 1.3). Использованный в работе [24] метод, по всей видимости, заимствован из работы [33], в которой производится расчет обечайки барабана на статическую прочность.



**Рисунок 1.19 - Изменение величины приведенных напряжений в материале обечайки барабана вдоль ее окружности; 1-8 – точки установки тензодатчиков (см. Рисунок 1.18) [24]**

Кроме того, в работе [24] выполнен расчет усталостной долговечности обечайки барабана. Приведенные напряжения, являющиеся результатом действия осевых и тангенциальных нормальных напряжений, определялись на основе IV теории прочности. Предел прочности материала обечайки принят равным



$\sigma_B = 400$  МПа, предел выносливости при циклическом нагружении –  $\sigma_{-1} = 130$  МПа. При этом учтены случайные колебания грузопотока, поступающего на конвейер.

В работе [24] также проанализировано напряженно-деформированное состояние обечайки барабана с сотовым наполнением в виде шестигранных труб и ее усталостная долговечность. В условиях повышения гибкости современных конвейерных лент и допустимого давления при их поперечном сжатии применение такого типа барабанов может стать актуальным.

В работах [24, 33, 34] коэффициент сцепления ленты с барабаном принят равным  $0,2 \div 0,3$ , при этом он считается постоянным независимым от давления ленты на барабан. Однако экспериментально установлено, что этот коэффициент в значительной степени зависит от давления, более того, при изменении коэффициента сцепления по углу обхвата соотношение между нормальным давлением и удельной касательной нагрузкой на обечайку барабана изменяется не в соответствии с формулой Эйлера, а более сложным образом.

### **1.3. Методы расчета деталей машин и конструкций на усталостную прочность и долговечность**

Для выполнения расчетов на усталостную прочность и долговечность затруднительно использовать непосредственно записи реальных процессов нагружения. Поэтому их подвергают различным видам обработки. В основе обработки лежит переход от реального процесса нагружения к схематизированному, по определенным правилам в виде последовательности циклов регулярного нагружения, имеющих переменные параметры. Различные методы схематизации процессов нагружения приведены, например, в работе [69]. Применение некоторых методов схематизации регламентировано ГОСТ 25.101-83.

В результате обработки процесса строится блок нагружения (его называют также расчетным блоком нагружения) со значительно меньшим числом параметров, чем реальный процесс нагружения.

Как известно, в задачах усталостного разрушения при простом (одноосном) нагружении важнейшее значение имеют параметры цикла напряжений: амплитуда  $\sigma_\alpha$  и среднее напряжение  $\sigma_m$ :

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}, \\ \sigma_\alpha &= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}.\end{aligned}\tag{1.25}$$

Если знаки  $\sigma_{max}$  и  $\sigma_{min}$  различны, цикл называют знакопеременным. Если одно из напряжений  $\sigma_{max}$  и  $\sigma_{min}$  равно нулю, цикл называют пульсационным или отнулевым.

Для характеристики вида цикла напряжений используется коэффициент асимметрии цикла  $R$ :

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}.\tag{1.26}$$

Для знакопеременного цикла  $R < 0$ , для пульсационного  $R = 0$ , для симметричного относительно нуля  $R = -1$ .

Зависимость циклической долговечности от уровня  $\sigma_\alpha$  для симметричного цикла характеризует кривая усталости (кривая Велера). Обычно в логарифмических координатах ее аппроксимируют прямой линией (Рисунок 1.20). Уравнение кривой усталости в этом случае имеет вид:

$$\sigma_\alpha^m N = \begin{cases} \sigma_{-1}^m N_0, & \sigma_\alpha \geq \sigma_{-1} \\ \infty, & \sigma_\alpha < \sigma_{-1} \end{cases}.\tag{1.27}$$

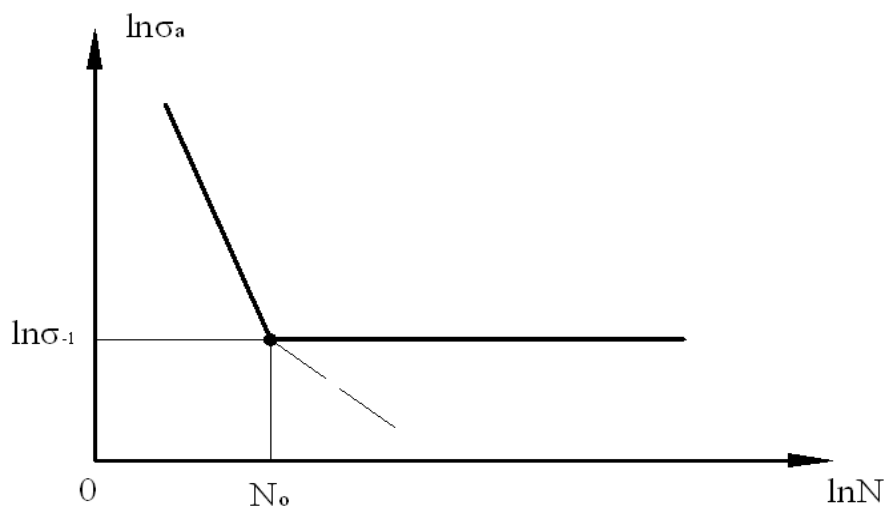
где  $N_0$  – базовое число циклов нагружения при незначительных напряжениях (принимают в различных случаях  $N_0 = 10^6 \div 10^8$  циклов);

$\sigma_{-1}$  – предел выносливости при симметричном цикле нагружения;

$m$  – показатель степени (для сталей колеблется в пределах от 4 до  $(8 \div 16)$ );

$N$  – число циклов нагружения, которое выдержит изделие при данном уровне напряжений  $\sigma_\alpha$ .

При этом считается, что напряжения с амплитудой  $\sigma_\alpha < \sigma_{-1}$  не вызывают усталостных повреждений. Действительно, иногда кривая усталости имеет горизонтальный участок при  $\sigma_\alpha < \sigma_{-1}$  (Рисунок 1.20). Но чаще имеется продолжение кривой усталости, но с меньшим углом наклона. Этот факт учитывают в скорректированных теориях суммирования усталостных повреждений.



**Рисунок 1.20 - Кривая усталости Велера**

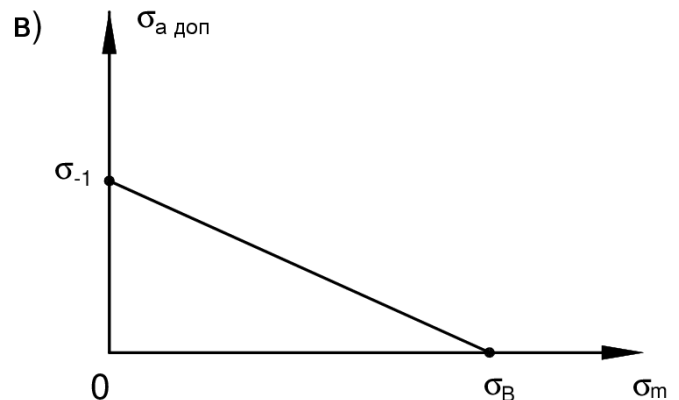
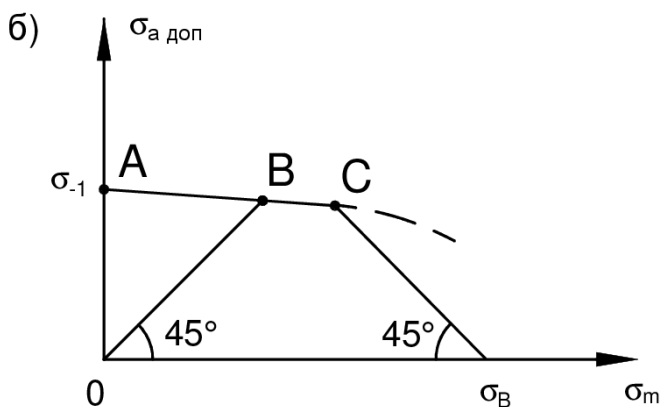
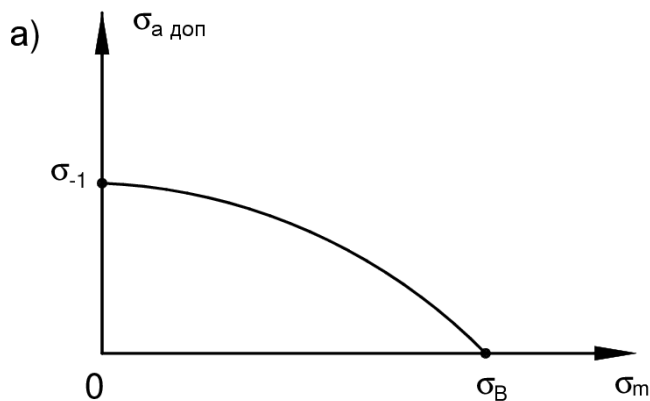
Для несимметричных циклов нагружения в уравнениях (1.25) используют так называемое приведенное амплитудное напряжение, которое определяется диаграммой предельных амплитуд — зависимостью предельной амплитуды напряжений в точке  $(\sigma_{-1}; N_0)$  кривой Велера от уровня среднего напряжения  $\sigma_m$  (Рисунок 1.21, а). Эта кривая описывается либо параболой второго порядка, либо отрезками прямых линий (Рисунок. 1.21, б), либо одной прямой линией (схема Гудмана) (Рисунок 1.21, в).

Аппроксимация параболической кривой требует большого числа испытаний на циклическую долговечность при различных значениях коэффициента асимметрии цикла нагружения  $R$  и по Гудману пригодна только для хрупких материалов. Чаще всего используют аппроксимацию, приведенную на Рисунке 1.21, б. Сначала определяют точку  $B$ , проводя испытания при пульсационном цикле. Если материал достаточно хрупкий, то точка  $C$  должна лежать на линии, проведенной по углом  $45^\circ$  из точки  $\sigma_\alpha = 0, \sigma_m = \sigma_B$  (материал разрушится при

$\sigma_\alpha + \tau_m = \sigma_B$ ), а отрезок  $AC$  можно заменить прямой линией, продолжив  $AB$ . Считая  $AC$  прямой линией, записывают условно добавку к фактической амплитуде напряжений:

$$\sigma_{\alpha_{\text{пр}}} = \sigma_\alpha + \psi_\sigma \sigma_m, \quad (1.28)$$

где  $\psi_\sigma$  – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла.



**Рисунок 1.21 - Различные аппроксимации диаграммы предельных амплитуд напряжения:  $\sigma_B$  - предел прочности материала при одноосном статическом нагружении**

После этого можно уровень  $\sigma_m$  не учитывать.

Аналогично при расчетах циклической прочности по касательным напряжениям:

$$\tau_{\alpha_{\text{пр}}} = \tau_\alpha + \psi_\tau \tau_m. \quad (1.29)$$

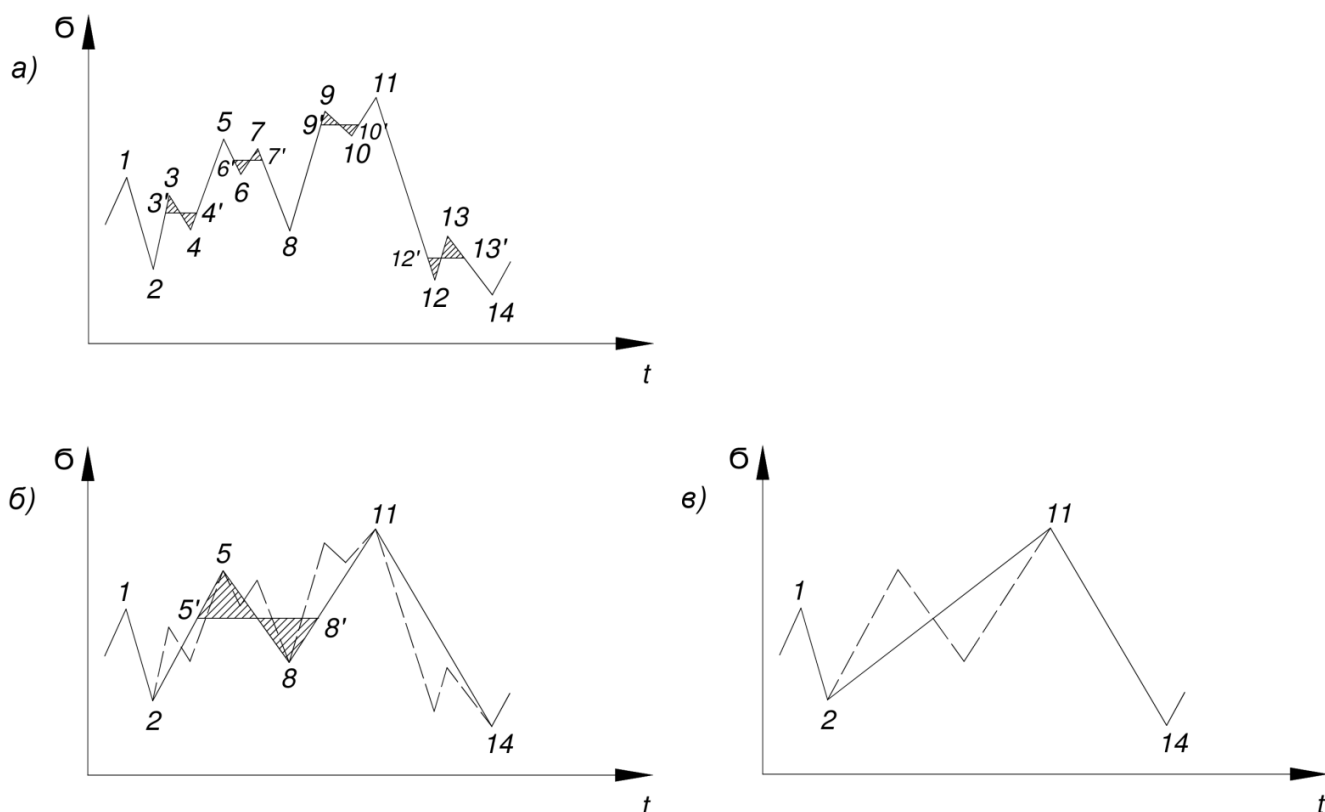
Для сталей величины  $\psi_\sigma$  и  $\psi_\tau$  имеют порядок 0,1 и 0,2, соответственно, а  $\sigma_{-1} \approx (0,4 \div 0,5) \sigma_B$ .

Среди множества предложенных методов схематизации реальных циклов нагружения в настоящее время наиболее рациональными считаются метод полных циклов и метод «падающего дождя». Причем последний, более сложный, но и лучше поддающийся программированию на ЭВМ реализаций случайного процесса нагружения в реальном времени. Он дает возможность параллельного построения петель гистерезиса, отражающих рассеивание энергии колебаний в материале.

Поскольку один оборот барабана ленточного конвейера весьма мал по времени в сравнении со средним периодом изменения нагрузки на привод, не имеет смысла описывать процесс его нагружения как непрерывно изменяющийся. Скорее, это серия повторяющихся блоков нагружения со случайно изменяющимися параметрами. Поэтому целесообразно ограничиться рассмотрением лишь метода схематизации блоков нагружения, называемого методом полных циклов.

Метод полных циклов заключается в следующем (Рисунок 1.22) [69]. Сначала в реальном процессе нагружения выделяют циклы нагрузки с наименьшим размахом и подсчитывают для них  $\sigma_a$  и  $\sigma_m$ , считая, что  $\sigma_{max}$  и  $\sigma_{min}$  – это нагрузки при пике и впадине цикла. Удаляя циклы малого размаха, упрощают процесс и при втором просмотре процесса (упрощенного) повторяют процедуру выделения циклов с наименьшим размахом. В результате нескольких таких просмотров получают простой цикл или полуцикл нагрузки с наибольшим размахом и подсчитывают его параметры. При суммировании усталостных повреждений выделенные циклы (полуциклы) нагружения учитывают как независимые последовательные блоки нагружения с различными амплитудами, средними напряжениями и периодами, а значит и частотами.

В некоторых работах исследовался вопрос возможности сложения разночастотных блоков нагружения как независимых. В дальнейшем возможность их последовательного сложения как независимых не подвергалась сомнению.



**Рисунок 1.22 - Схематизация случайного процесса нагружения по методу полных циклов:**  
**а - исходный процесс нагружения; б - упрощенный процесс после первого просмотра;**  
**в - упрощенный процесс после второго просмотра; штриховые линии – процесс перед**  
**очередным просмотром; заштрихованные треугольники – выделенные при просмотре**  
**циклов наименьшего размаха**

Все изложенное выше относится к случаю простого (одноосного) нагружения. При двух- и трехосном нагружении возникает вопрос о таком критерии прочности, который учитывал бы все действующие нормальные и касательные напряжения, являющиеся компонентами тензора напряжений. При регулярном (обычно имеется в виду гармоническом) нагружении можно выделить два случая.

В первом случае все нормальные и касательные напряжения изменяются во времени синфазно, т.е. не только с одним периодом, но и с совпадением во времени экспериментальных значений. В этом случае используются те же критерии прочности, что и при статическом сложном напряженном состоянии. Для оценки прочности при статическом сложном напряженном состоянии предложено несколько критериев (эквивалентных напряжений), определяемых по различным теориям прочности [69]. Наибольшую точность из пяти классических

теорий прочности для сталей дают III теория прочности (теория максимально допустимого октаэдрического касательного напряжения) и IV теория прочности (теория максимально допустимой потенциальной энергии деформаций). Последняя переходит в III теорию прочности в случае абсолютно несжимаемого материала, для которого коэффициент Пуассона равен 0,5.

Хотя для сталей этот коэффициент несколько меньше обычного, при расчете их прочности используют III теорию прочности, как более простую, а различие в результатах расчета компенсируют принимаемым отношением  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  к  $\sigma_B$  (поскольку эти величины обычно выражают в долях от  $\sigma_B$ ).

Согласно IV теории прочности, для плоского напряженного состояния эквивалентное нормальное напряжение определяется, как:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sqrt{2}}. \quad (1.30)$$

где  $\sigma_1, \sigma_3$  – наибольшее и наименьшее главные нормальные напряжения.

Согласно III теории прочности можно вести расчет и по эквивалентному касательному напряжению, которое называют октаэдрическим:

$$\sigma_{\text{экв}} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2. \quad (1.31)$$

Примером является испытание при одновременном изгибе и кручении вала, когда процессы изгиба и кручения изменяются во времени независимо друг от друга. В этом случае хорошее согласование с экспериментальными данными дает гипотеза «эллипса предельных напряжений», согласно которой (в рамках III и IV теорий прочности):

$$\left(\frac{\sigma_{\text{экв}}}{\sigma_{-1}}\right)^2 = \left(\frac{\sigma_{\alpha}}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\alpha}}{\tau_{-1}}\right)^2. \quad (1.32)$$

При нерегулярном сложном напряженном состоянии, ввиду отсутствия другой достаточно убедительной теории, используют приведенные выше способы определения эквивалентного напряжения для синфазных изменений компонентов тензора напряжений.

Во втором случае сложного напряженного состояния нормальные и касательные напряжения при экспериментальном определении циклической

прочности при регулярном нагружении изменяются не синфазно, т.е. независимы друг от друга. Для этого случая общепринятых рекомендаций в научно-технической литературе нет.

Однако для расчета усталостной долговечности деталей и конструкций машин важное значение имеет также способ суммирования усталостных повреждений от различных составляющих процесса нагружения. Согласно линейной гипотезе суммирования повреждений (согласно гипотезе Майнера), условием разрушения является:

$$\lambda \sum_{i=1}^r \frac{n_i}{N_i} \geq 1, \quad (1.33)$$

где  $\lambda$  – число блоков нагружения до появления трещины,  $r$  – число ступеней блока с амплитудами  $\sigma_{\alpha i} > \sigma_{-1}$ ,  $n_i$  – число циклов с амплитудой  $\sigma_{\alpha i}$  в блоке нагружения;  $N_i$  – число циклов до разрушения, определенное для амплитуды  $\sigma_{\alpha i}$  по кривой усталости.

Многочисленные экспериментальные исследования показали, что необходимо учитывать и повреждающее действие амплитуд напряжений  $\sigma_{\alpha i} < \sigma_{-1}$ . Поэтому в настоящее время получила наибольшее распространение скорректированная линейная модель накопления повреждений Серенсена-Когаева [69], согласно которой условие разрушения выглядит, как:

$$\begin{aligned} \lambda \sum_{i=1}^r \frac{n_i}{N_i} &= \alpha_p, \\ \alpha_p &= \frac{\sigma_{\alpha \max} \xi - 0,5 \sigma_{-1g}}{\sigma_{\alpha \max} - 0,5 \sigma_{-1g}} \geq 0,1, \\ \xi &= \sum_{i=1}^r \frac{\sigma_{\alpha i}}{\sigma_{\alpha \max}} v_i / \sum_{i=1}^r v_i, \end{aligned} \quad (1.34)$$

где:  $r$  – число ступеней с амплитудами  $\sigma_{\alpha i} > \sigma_{-1g}$ ,  $r_1$  – число ступеней после отбрасывания амплитуд  $\sigma_{\alpha} < 0,5 \sigma_{-1g}$ , не оказывающих повреждающего действия,  $v_i$  – относительное число повторения амплитуд напряжений  $\sigma_{\alpha i}$  в полном блоке нагружения,  $\tau_{\alpha \max}$  – наибольшее из амплитуд  $\tau_{\alpha i}$ .



Величина  $\alpha_p$  меньше единицы.

Таким образом, метод схематизации блока нагружения обечайки барабана за один оборот и метод определения эквивалентного напряжения ввиду сложного напряженного состояния должны быть взаимосвязаны. Более того, необходимо схематизировать блоки нагружения по нормальным и касательным напряжениям также в их взаимосвязи во времени.

В работе [58] приведен большой экспериментальный материал по усталостной долговечности стыков сварных швов листов различной толщины из низкоуглеродистой строительной стали.

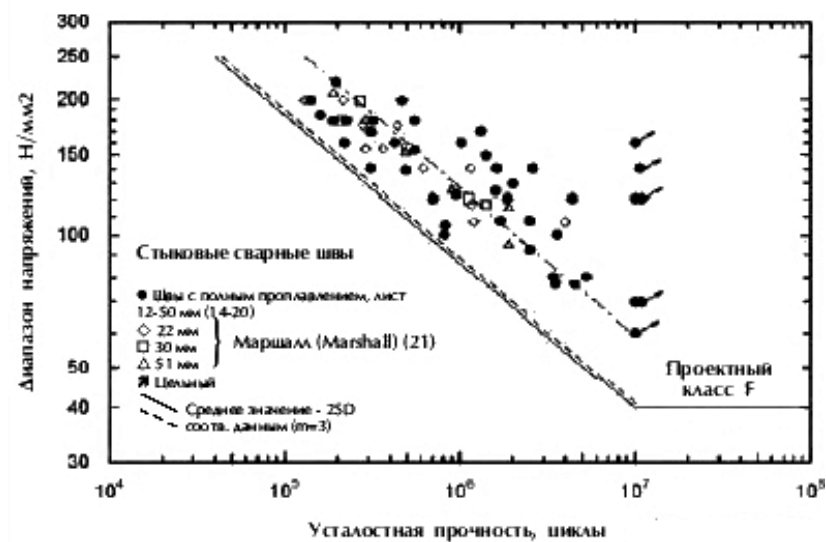


Рисунок 1.23 - Результаты испытаний усталостной прочности листов, сваренных встык [58]

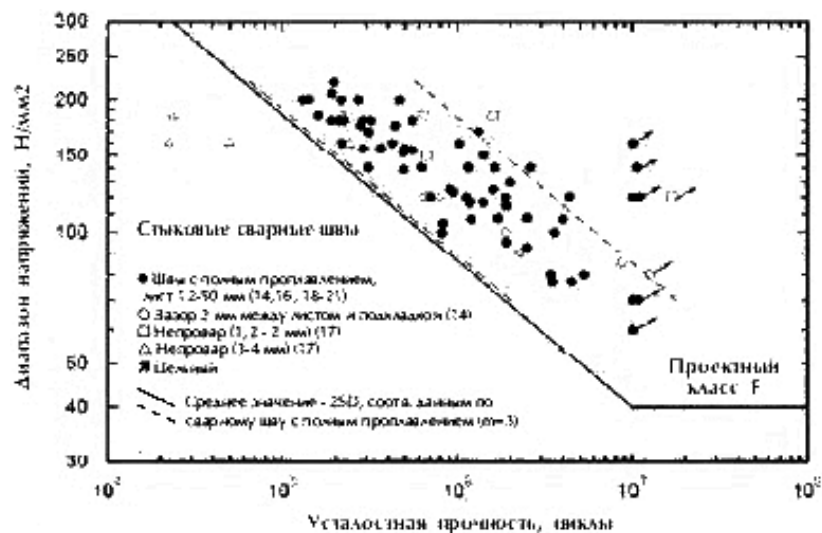


Рисунок 1.24 - Влияние трещин, возникающих при неполном проплавлении, на усталостных характеристики стыковых сварных швов [58]

Из приведенных в работе [58] графиков следует, что экспериментальные точки характеризуются большим рассеиванием. Поэтому необходимо при расчете усталостной долговечности пользоваться не детерминированной кривой усталости, а вероятностной моделью, учитывающей рассеивание числа циклов нагружения до разрушения при неизменной амплитуде напряжений.

Существующие нормы по расчету сварных конструкций на выносливость не учитывают возможности зарождения и развития усталостной трещины до критических размеров. Тем самым не учитывается снижение несущей способности катета шва в период эксплуатации за счет развития трещины, что не позволяет рассчитать остаточный ресурс конструкции и продолжительность ее безопасной эксплуатации.

В работе [8] проведено исследование кинетики напряженно-деформированного состояния элементов решетчатых конструкций в зоне концентрации напряжений в процессе однократного и циклического нагружения. Определена характеристика циклической и статической трещиностойкости основных зон сварного шва. Получены аналитические зависимости для определения коэффициента интенсивности напряжений в исследуемых конструктивных элементах.

Усталостная долговечность оценивалась числом циклов  $N$ , которое выдерживает конструкция до момента достижения предельного состояния.

#### **1.4. Цель и задачи исследования**

На основании выполненного анализа современного состояния теоретических и экспериментальных работ по оценке усталостной долговечности сформулированы цель и основные задачи исследования барабанов ленточных конвейеров.

**Целью работы** является разработка метода, позволяющего рассчитать усталостную долговечность обечайки приводного барабана ленточного конвейера в зависимости от конструкции барабана, его назначения, материала и эксплуатационных параметров конвейера.

### **Задачи исследования**

- анализ причин отказов приводных барабанов ленточных конвейеров для горной промышленности;
- разработка математической модели расчета давления по поверхности барабана при переменном коэффициенте сцепления ленты с поверхностью барабана;
- создание цифровой модели приводного барабана ленточного конвейера, позволяющей определить объемное напряженно-деформированное состояние во всех элементах барабана;
- разработка математической модели для определения функции распределения ресурса сварного соединения;
- установление закона распределения макродефектов в сварном шве и разработка метода оценки усталостной долговечности обечайки барабана ленточного конвейера;
- апробация и реализация диссертационного исследования в ведущих организациях по проектированию и производству ленточных конвейеров.

### **1.5. Выводы по главе**

1. На основании характеристик серийно выпускаемых для горной промышленности приводных барабанов ленточных конвейеров установлено, что среднее давление ленты на барабан находится в пределах  $0,02 \div 0,36$  МПа.
2. Одной из причин отказов приводных барабанов является усталостное разрушение их элементов. Это приводит к простоям ленточных конвейеров и значительным экономическим затратам, так как ремонт приводного барабана является длительной и дорогостоящей операцией.
3. Напряженно-деформированное состояние элементов приводного барабана ленточного конвейера носит сложный объемный характер: нормальные нагрузки сочетаются со значительными касательными, причем они являются

переменными по углу обхвата лентой барабана, являясь вместе с тем циклическими.

4. Наиболее нагруженным элементом обечайки приводного барабана, подвергающейся циклическим деформациям, является сварное соединение, выполненное по ее образующей.

5. Из анализа полученных рядом авторов методов расчета приводных барабанов видно, что в них не рассматривается задача усталостной долговечности конструктивных элементов барабана, а также не учитывается, что в опасных по действующим напряжениям точках напряжения носят знакопеременный характер, а не являются постоянной статической нагрузкой. Соответственно в них не рассматриваются вопросы возможности зарождения усталостной трещины и ее развития до критических размеров. Тем самым не учитывается снижение несущей способности катета шва в период эксплуатации за счет развития трещины, что не позволяет рассчитать остаточный ресурс приводного барабана и продолжительность его безопасной эксплуатации.

## **2. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ И ЦИФРОВОЙ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ АНАЛИЗА НА ЭВМ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СВАРНОГО СОЕДИНЕНИЯ ОБЕЧАЙКИ ПРИВОДНОГО БАРАБАНА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА**

Во второй главе рассмотрены вопросы, связанные с анализом нагрузок, действующих на поверхности приводного барабана конвейера. Определенные при этом в обечайке напряжения и деформации использованы в дальнейшем для оценки долговечности.

Разработана математическая модель, описывающая характер изменения натяжения в ленте при изменении угла обхвата барабана лентой. При этом на основании экспериментальных данных коэффициент сцепления ленты с барабаном принимался переменным. С использованием математической модели в пакете прикладных программ ANSYS создана цифровая модель, которая позволила определить напряжения и деформации сварного шва за один оборот барабана.

Исследовано влияние внешних факторов и конструктивных параметров конвейера на величины напряжений и деформаций, возникающих в обечайке приводного барабана ленточного конвейера, имеющей сварной шов.

### **2.1. Математическая модель формирования давления ленты на обечайку приводного барабана ленточного конвейера с учетом изменяющегося коэффициента сцепления**

Для расчета усталостной долговечности барабана необходимо располагать его напряженно-деформированным состоянием и, в частности, напряженным состоянием обечайки, на которой расположен сварной шов. Напряженно-деформированное состояние приводного барабана определяется в основном его конструкцией, натяжениями на набегающей  $S_{нб}$  и сбегающей  $S_{сб}$  ветвях ленты и

характером изменения натяжения по дуге обхвата. При установлении связи между углом обхвата лентой поверхности барабана и натяжениями на набегающей и сбегающей ветвях приводного барабана обычно используют известное соотношение, полученное Л. Эйлером:

$$\frac{S_{нб}}{S_{сб}} = e^{\mu\alpha}, \quad (2.1)$$

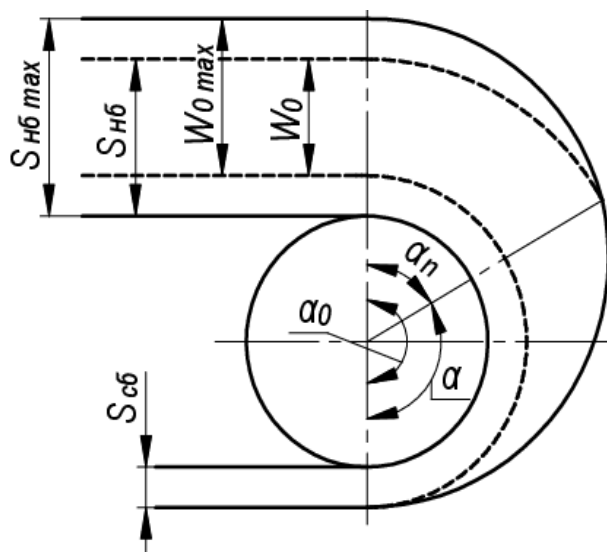
где  $\alpha$  – угол обхвата лентой приводного барабана (Рисунок 2.1);  $\mu$  – коэффициент сцепления между лентой и барабаном.

Тяговое усилие приводного барабана равно:

$$W_o = S_{нб} - S_{сб} = S_{сб}(e^{\mu\alpha} - 1). \quad (2.2)$$

Данные соотношения записаны для случая, когда угол скольжения ленты по барабану равен углу обхвата, при этом реализуется максимальное тяговое усилие.

Таким образом, характер изменения натяжения по дуге обхвата принимается экспоненциальным.



**Рисунок 2.1 - Характер изменения натяжения ленты на приводном барабане:  $\alpha_0$  - угол обхвата,  $\alpha$  - угол скольжения,  $\alpha_n$  - угол покоя**

Соотношение (2.1) выведено Л. Эйлером для идеальной нерастяжимой нити. В действительности конвейерная лента обладает упругими свойствами и имеет на ветви с большим натяжением большую упругую вытяжку, чем на ветви с меньшим натяжением. Поэтому во время вращения барабана происходит постоянное упругое проскальзывание ленты от меньшего натяжения к большему,

отличающееся от буксования тем, что в точке набегания лента и поверхность барабана имеют одинаковую скорость, а при буксовании лента отстает от поверхности барабана по всему контакту. Теоретически и экспериментально установлено, что при передаче тягового усилия гибкому тяговому органу со стороны набегающей ветви и ленты образуется дуга относительного покоя  $\alpha_{\text{п}}$ , в пределах которой натяжение  $S_{\text{нб}}$  остается постоянным, и со стороны сбегающей ветви ленты – дуга скольжения, на которой передается сила тяги [78]. Полная дуга обхвата лентой приводного барабана состоит из этих двух участков  $\alpha_0 = \alpha_{\text{ск}} + \alpha_{\text{п}}$  (Рисунок 2.1). Таким образом, формула Эйлера применительно к упругой ленте принимает вид:

$$\frac{S_{\text{нб}}}{S_{\text{сб}}} = e^{\mu\alpha_{\text{ск}}}. \quad (2.3)$$

Выражение (2.3) предполагает равномерное распределение натяжения по ширине ленты.

Из формулы (2.3) следует выражение для тягового усилия:

$$W_0 = S_{\text{сб}}(e^{\mu\alpha_{\text{ск}}} - 1) = S_{\text{нб}} \frac{e^{\mu\alpha_{\text{ск}}} - 1}{e^{\mu\alpha_{\text{ск}}}}. \quad (2.4)$$

Угол относительного скольжения можно определить по формуле:

$$\alpha_{\text{ск}} = \frac{1}{\mu} \ln \frac{S_{\text{нб}}}{S_{\text{сб}}}. \quad (2.5)$$

От отношения дуг скольжения и покоя зависит запас силы трения на барабане, характеризующий беспробуксовочный режим работы приводного барабана. Если запас силы трения (дуга относительного покоя  $\alpha_{\text{п}}$ ) велик, то общее упругое проскальзывание ленты относительного приводного барабана мало. С уменьшением запаса силы трения проскальзывание увеличивается, и после достижения некоторого предела (при  $\alpha_{\text{ск}} \cong \alpha_{\text{п}}$ ) происходит срыв сцепления и начинается пробуксовка ленты относительно барабана. Следовательно, тяговое усилие  $W_0$  передается на дуге скольжения, а дуга  $\alpha_{\text{п}} = \alpha_0 - \alpha$  оказывается нерабочей, выполняя роль своеобразного резерва силы тяги.

Запас силы трения при том же натяжении определяют из выражения:

$$\frac{W_{o\max}}{W_o} = \frac{e^{\mu\alpha_0} - 1}{e^{\mu\alpha_{ск}} - 1}. \quad (2.6)$$

На практике, чтобы исключить пробуксовку ленты и обеспечить устойчивую работу привода, вводят коэффициент запаса по тяговой способности привода  $K_T$ . Обычно принимают  $K_T = 1,3 \div 1,5$ . При этом значение  $S_{сб}$  при тяговом усилии  $W_o$  определяют по формуле:

$$S_{сб} = \frac{W_o K_T}{e^{\mu\alpha} - 1}. \quad (2.7)$$

Выполненные в последнее время исследования взаимодействия конвейерной ленты с эластичными футеровками [88] показывают, что при такой футеровке некоторая часть тягового усилия передается и на дуге относительного покоя. При этом величина этой передаваемой части тягового усилия зависит от ряда факторов, основным из которых является соотношение жесткости ленты на растяжение  $E_d$  и жесткости футеровки на сдвиг  $G$ . Чем больше жесткость ленты на растяжение и меньше жесткость футеровки на сдвиг, тем большая часть тягового усилия передается на дуге относительного покоя  $\alpha_n$ .

Однако, минимальное значение жесткости футеровки на сдвиг ограничивается усталостным износом материала футеровки при ее многократном нагружении. Поэтому рекомендуют подбирать такие параметры футеровки, при которых достигаются высокие тяговые свойства привода при допустимом по эксплуатационным качествам фрикционном износе обкладки ленты и футеровки барабана при их взаимодействии [88].

Применение на барабане футеровки меняет распределение нормальных и касательных напряжений между футеровкой и обечайкой и существенно усложняет решение задачи. Поэтому в данной работе исследовано напряженное состояние обечайки барабана для случая, когда футеровка отсутствует.

Угол покоя  $\alpha_n$  при исследовании принят близким к нулю, что соответствует максимально напряженному состоянию барабана.

Как следует из уравнения (2.2) коэффициент сцепления ленты с барабаном  $\mu$  существенно влияет на максимальное тяговое усилие, реализуемое приводом. В



тоже время, если тяговое усилие  $W_o$  задано, из Формулы (2.8) следует, что чем больше тяговый фактор  $e^{\mu\alpha}$ , тем ближе значение  $S_{нб}$  к  $W_o$ , и, следовательно, прочность ленты используется полнее.

$$S_{нб} = W_o \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}. \quad (2.8)$$

Например, если  $W_o = 20\,000$  даН, то при  $e^{\mu\alpha} = 4 \cdot S_{нб} \approx 27\,000$  даН, а при  $e^{\mu\alpha} = 8 \cdot S_{нб} \approx 22\,000$  даН, соответственно уменьшается и потребная прочность ленты.

В последнее время заметна тенденция значительного увеличения производительности и длины транспортирования ленточными конвейерами в одном ставе (до 10 км и более). С увеличением длины транспортирования возрастают тяговые усилия и, несмотря на увеличивающиеся диаметры барабанов, давление на резинотросовые ленты достигает величины  $10 \div 15$  даН/см<sup>2</sup>, т. е. примерно на порядок выше, чем для тканевых лент.

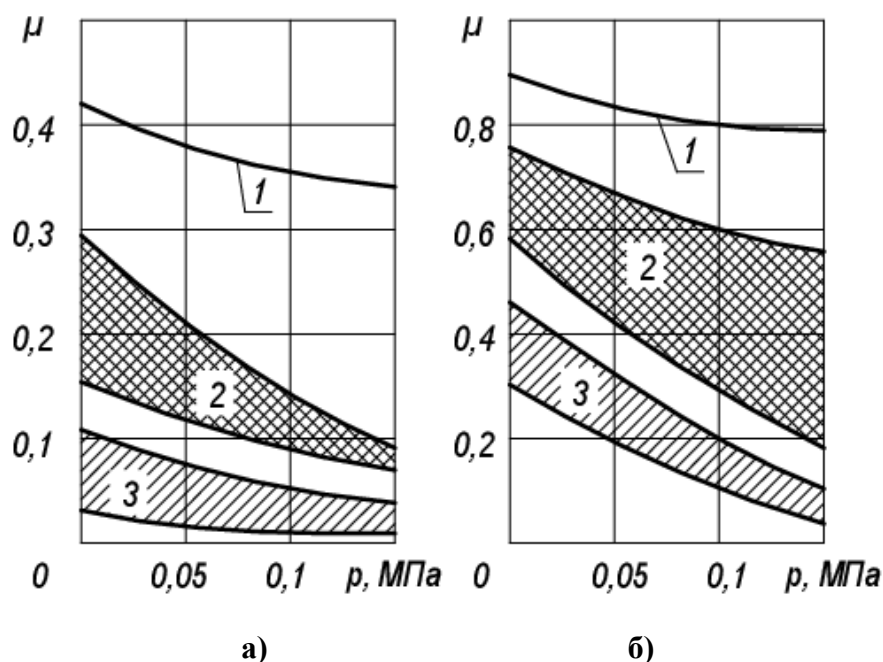
Повышение скорости транспортирования также определенным образом влияет на характер взаимодействия ленты с барабаном.

До недавнего времени считалось, что основными факторами, влияющими на коэффициент сцепления ленты с барабаном, являются условия работы конвейера и свойства контактирующей пары лента-поверхность барабана. При выводе соотношения (2.1) коэффициент сцепления был принят постоянным и, в частности, независимым от натяжения. Однако, результаты исследований последних лет показали, что на коэффициент сцепления кроме отмеченных факторов влияют также давление, скорость проскальзывания ленты, твердость обкладок ленты и футеровок, влажность их поверхностей, температура и другие.

На Рисунке 2.2 приведены графики зависимости коэффициента сцепления  $\mu$  от давления ленты на барабан  $p$ , заимствованные из работы [88], при этом на графиках давление  $p$  определено по формуле:

$$p = \frac{S_{нб} + S_{сб}}{BD}, \quad (2.9)$$

где  $B$  – ширина ленты, м;  $D$  – диаметр барабана, м.



**Рисунок 2.2 - Зависимость коэффициента сцепления от давления резиноканевой ленты:**  
**а - гладкий стальной барабан; б - барабан, футерованный резиной: 1 - сухой; 2 - влажный;**  
**3 - мокрый с присутствием глины**

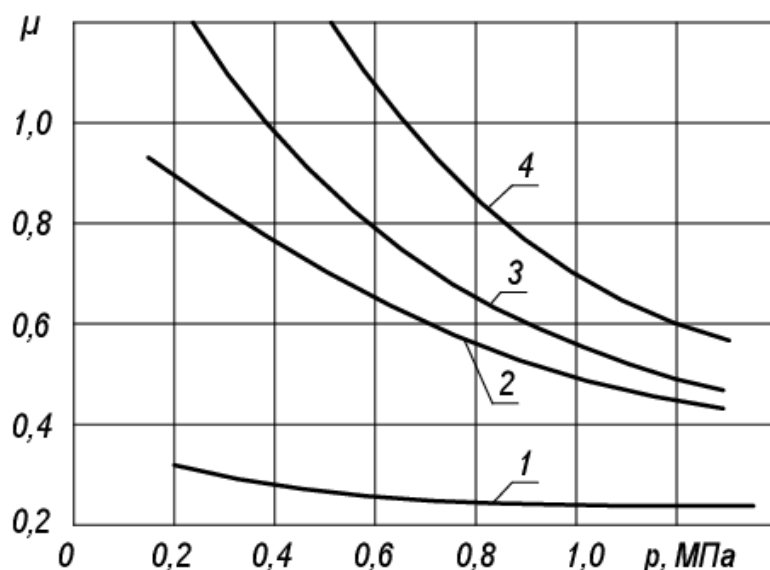
На Рисунке 2.3 приведены экспериментальные зависимости коэффициента сцепления  $\mu$  от давления  $p$  (К. Гриммер, Д. Торман), полученные для резиноканевой ленты ST 5400 (Германия).

В работе [88] предложена формула для определения зависимости коэффициента сцепления  $\mu$  от  $\mu_0$  и  $p$ , которая имеет вид:

$$\mu = \frac{\mu_0 (1 + a \omega_{\text{ск}}^{0,4})}{p^{0,167}}, \quad (2.10)$$

где  $\mu_0$  – некоторое постоянное значение коэффициента сцепления при  $p \rightarrow \infty$  (Рисунок 2.3);  $\omega_{\text{ск}}$  – скорость скольжения ленты по барабану (1, 2, 3, 4 –  $\omega_{\text{ск}} \cong 0$ ; 0,2; 1,0; 2,5 см/с (Рисунок 2.3)).

Как видно из графиков, коэффициент сцепления  $\mu$  существенно зависит от давления ленты на барабан, а, следовательно, согласно формуле (2.9), от переменного натяжения ленты по дуге обхвата. Таким образом, для определения напряженного состояния элементов барабана необходимо установить характер изменения натяжения по поверхности барабана при переменном коэффициенте сцепления ленты с поверхностью барабана.



**Рисунок 2.3 - Зависимость коэффициента сцепления от давления для резинокросовой ленты: 4 - сухой чистый барабан; 3 - влажный барабан; 2 - мокрый барабан; 1 - мокрый барабан с глиной**

В литературе описаны различные виды аппроксимирующих зависимостей коэффициента сцепления от давления [88 и др.], приводящие к различному распределению давления по поверхности барабана. Так в работе [27] на основании анализа экспериментальных данных принята зависимость  $\mu(p)$  в виде:

$$\mu(p) = \frac{k_m}{\sqrt{p}}, \quad (2.11)$$

где  $k_m$  – некоторый коэффициент, не зависящий от давления.

В то же время, теоретические и экспериментальные исследования трения резины по металлу многих авторов, приведенные в работе [82], показали, что физический смысл имеет анализ зависимости от давления не только коэффициента трения, но и удельной силы трения:

$$\tau_{тр} = \mu \cdot p. \quad (2.12)$$

При этом простейшая зависимость имеет вид:

$$\tau_{тр} = a + bp, \quad (2.13)$$

и тогда:

$$\mu = \frac{a}{p} + b, \quad (2.14)$$

где  $b$  значение коэффициента трения при давлении  $p \rightarrow \infty$ .

В работе [88] также сделано предположение о том, что имеется некоторое ненулевое значение  $\mu_o$  при  $p \rightarrow \infty$ , и предлагается формула, согласно которой связь между давлением и коэффициентом сцепления нелинейная:

$$\mu = \mu_o + \frac{\mu_1}{p^2}, \quad (2.15)$$

где  $\mu_1$  – некоторый безразмерный коэффициент, определяемый при некотором  $S > 0$ .

Однако при анализе изменения натяжения ленты по дуге обхвата барабана авторами используется упрощенная линейная зависимость:

$$\mu = \mu_o - K_p, \quad (2.16)$$

которая рекомендуется для определенного диапазона давлений.

Отметим, что формулы (2.11) и (2.15) предложены для аппроксимации экспериментальных зависимостей, полученных в существенно различных диапазонах изменения давления (соответственно  $p = 0,02 \div 0,12$  МПа и  $p = 0,4 \div 1,4$  МПа). Решим задачу по установлению единой непрерывной зависимости между давлением и коэффициентом сцепления, которая была бы справедлива как для диапазона давлений для резинотканевых лент, так и резинотросовых лент. Для того, чтобы получить общую непрерывную зависимость для области низких и высоких давлений и проверить возможность стыковки этих зависимостей, примем, что коэффициент сцепления состоит из двух слагаемых:

$$\mu = \mu_o + \varphi(p), \quad (2.17)$$

где  $\varphi(p)$  – некоторая убывающая функция давления.

Чтобы привести экспериментальные графики к одному масштабу, воспользуемся следующим приемом. Построим график для величины:

$$\varepsilon(p) = \frac{\frac{\Delta\varphi}{\varphi}}{\frac{\Delta p}{p}}, \quad (2.18)$$

где  $\Delta\varphi/\varphi$  – относительное приращение функции  $\varphi(p)$ ;  $\Delta p/p$  – относительное приращения аргумента  $p$ .

Переходя от приращений к дифференциалам, заметим, что в пределе при очень малых приращениях аргумента  $dp \rightarrow 0$  справедливо выражение:

$$\varepsilon(p) = \frac{d\varphi}{dp} \cdot \frac{p}{\varphi(p)} = \frac{d(\ln \varphi)}{d(\ln p)}. \quad (2.19)$$

Если величина  $\varepsilon$  близка к некоторой постоянной, не зависящей от давления величине, то тогда из выражения (2.18) имеем:

$$\varphi(p) \cong K \cdot (p)^\varepsilon, \quad (2.20)$$

где  $K$  – постоянный коэффициент.

Далее обратимся к экспериментальным данным и по ним построим зависимость величины  $\varepsilon$  от давления (Рисунок 2.4). При обработке экспериментальных данных, приведенных выше, в области низких давлений принималось  $\Delta p = 0,01$  МПа, в области высоких давлений  $\Delta p = 0,1$  МПа. Объединенный график зависимости  $\varepsilon(p)$  приведен на Рисунке 2.5.

Поскольку  $\varphi(p)$  – убывающая функция, то  $\varepsilon < 0$ . Для удобства график построен для величины  $m = -\varepsilon$ .

На основании экспериментальных данных в области низких давлений определить предельную величину  $\mu_0$  не представляется возможным, поэтому для них учитывалось, что  $\mu_0 \ll \varphi(p)$  и тогда согласно формуле (2.17)  $\mu \cong \varphi(p)$ .

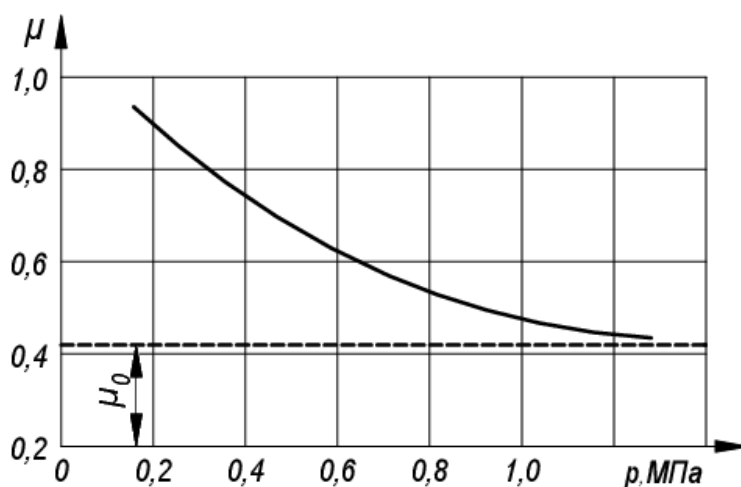


Рисунок 2.4 - Характер изменения коэффициента сцепления  $\mu$  в зависимости от давления  $p$

Из графика (Рисунок 2.5) следует, что в достаточно большом диапазоне давлений ( $p = 0,1 \div 0,4$  МПа) величина  $m(p)$  изменяется весьма медленно (от 0,85 до 1,0), поэтому при расчетах в этом диапазоне ее можно принимать приближенно постоянной. Тогда, согласно формуле (2.20):

$$\varphi(p) \cong \frac{\mu_1}{p^m}, \quad (2.21)$$

где  $m \cong \text{const}$ , при этом:

$$\mu(p) \cong \mu_o + \frac{\mu_1}{p^m}. \quad (2.22)$$

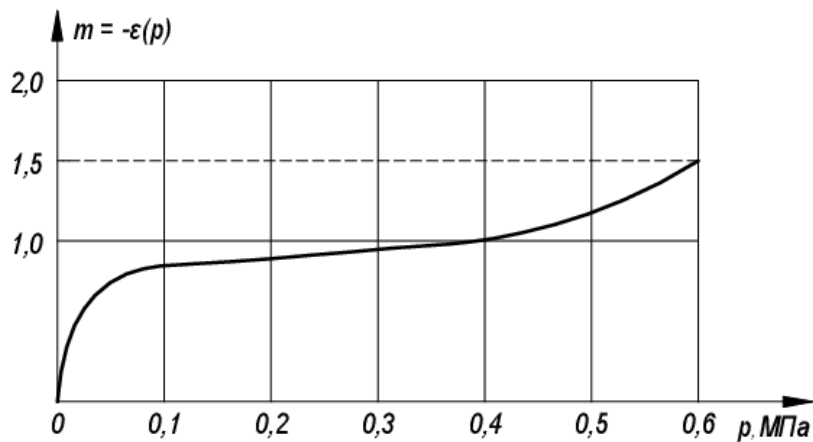


Рисунок 2.5 - Объединенный график зависимости  $m(p) = -\varepsilon(p)$

Поскольку изменение натяжения по углу обхвата лентой обечайки барабана описывается известным дифференциальным уравнением  $dS = \mu S d\alpha$ , то для изменения давления, запишем:

$$dp = \mu(p) \cdot p d\alpha = \left( \mu_o p + \frac{\mu_1}{p^{m-1}} \right) d\alpha, \quad (2.23)$$

или, разделяя переменные, имеем:

$$\int \frac{dp}{p \left( \mu_o + \frac{\mu_1}{p^m} \right)} = \int d\alpha. \quad (2.24)$$

Учитывая пределы интегрирования для давления и угла обхвата, имеем:

$$\int_{p_{сб}}^{p_{нб}} \frac{p^{m-1} dp}{\mu_o p^m + \mu_1} = \int_0^{\alpha_{об}} d\alpha. \quad (2.25)$$

Выполнив интегрирование и некоторые преобразования, получим следующее соотношение

$$\frac{\mu_o p_{\text{нб}}^m + \mu_1}{\mu_o p_{\text{сб}}^m + \mu_1} = e^{m\mu_o\alpha_{\text{об}}}, \quad (2.26)$$

где  $p_{\text{нб}}$  – давление в сечении набегания ленты на барабан (Рисунок 2.1),  $p_{\text{сб}}$  – давление в сечении сбегания ленты с барабана,  $\alpha_{\text{об}}$  – угол обхвата лентой барабана, константы  $\mu_1$  и  $\mu_o$  определяются из экспериментальных графиков зависимости  $\mu(p)$  (Рисунок 2.4).

Поскольку угол  $\alpha$  отсчитывается от сечения сбегания ленты с барабана (точка 1 на Рисунке 2.1), то изменение текущего значения давления  $p(\alpha)$  по углу  $\alpha$  определяется выражением:

$$p^m(\alpha) + \frac{\mu_1}{\mu_o} = \left( p_{\text{сб}}^m + \frac{\mu_1}{\mu_o} \right) e^{m\mu_o\alpha}, \quad (2.27)$$

откуда с учетом формулы (2.21) имеем:

$$p(\alpha) = \left[ \left( p_{\text{сб}}^m + \frac{\mu_1}{\mu_o} \right) e^{m\mu_o\alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_o} \right]^{\frac{1}{m}}. \quad (2.28)$$

В этом случае для давления в точке набегания имеем:

$$p_{\text{нб}}(\alpha_{\text{ск}}) = \left[ \left( p_{\text{сб}}^m + \frac{\mu_1}{\mu_o} \right) e^{m\mu_o\alpha_{\text{ск}}} - \frac{\mu_1}{\mu_o} \right]^{\frac{1}{m}}. \quad (2.29)$$

Согласно выражению (2.12) распределение касательных напряжений по поверхности обечайки равно:

$$\tau(\alpha) = p(\alpha)\mu(p), \quad (2.30)$$

или

$$\begin{aligned} \tau(\alpha) = & \left[ \left( p_{\text{сб}}^m + \frac{\mu_1}{\mu_o} \right) e^{m\mu_o\alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_o} \right]^{\frac{1}{m}} \times \\ & \times \left[ \mu_o + \mu_1 \left( \left( p_{\text{сб}}^m + \frac{\mu_1}{\mu_o} \right) e^{m\mu_o\alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_o} \right)^{-1} \right]. \end{aligned} \quad (2.31)$$

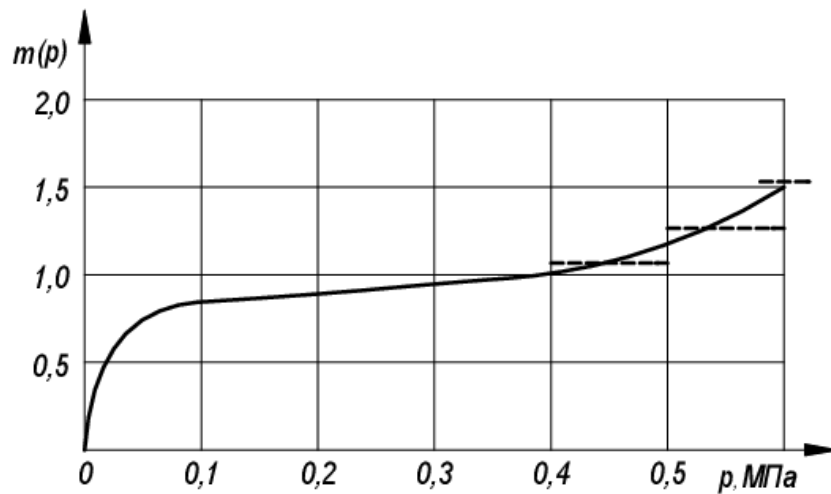
Если обратиться к графику зависимости  $m(p) = f(p)$  (Рисунок 2.5), то для давлений на обечайку барабана от 0,1 МПа до 0,4 МПа величина  $m(p) \cong \text{const} \cong 1,0$ . Тогда для изменения давления по углу  $\alpha$  в указанном диапазоне имеем:

$$p(\alpha) = \left( p_{сб} + \frac{\mu_1}{\mu_o} \right) e^{\mu_o \alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_o}, \quad (2.32)$$

и для касательного напряжения:

$$\tau(\alpha) = \left[ \left( p_{сб} + \frac{\mu_1}{\mu_o} \right) e^{\mu_o \alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_o} \right] \times \\ \times \left[ \mu_o + \mu_1 \left( \left( p_{сб} + \frac{\mu_1}{\mu_o} \right) e^{\mu_o \alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_o} \right)^{-1} \right]. \quad (2.33)$$

Формулы (2.32) и (2.33) использованы далее при моделировании процесса нагружения приводного барабана в диапазоне давлений  $p = 0,1 \div 0,4$  МПа. При более высоких давлениях ( $p > 0,4$  МПа) целесообразно учитывать изменение коэффициента  $m(p)$  по мере возрастания угла обхвата и соответствующего роста давления  $p(\alpha)$ . Это нетрудно сделать с использованием дискретизации процесса расчета  $p(\alpha)$  и  $\tau(\alpha)$  (Рисунок 2.6).



**Рисунок 2.6 - Характер изменения величины  $m$  в зависимости от давления  $p$**

Так при  $p \leq 0,5$  МПа  $m \cong 1,1$ :

$$p(\alpha) = \left[ \left( p_{сб}^{1,1} + \frac{\mu_1}{\mu_o} \right) e^{1,1 \mu_o \alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_o} \right]^{\frac{1}{1,1}}, \text{ МПа}, \quad (2.34)$$

при  $p \leq 0,6$  МПа  $m \cong 1,25$ :

$$p(\alpha) = \left[ \left( p_{сб}^{1,25} + \frac{\mu_1}{\mu_o} \right) e^{1,25 \mu_o \alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_o} \right]^{\frac{1}{1,25}}, \text{ МПа} \quad (2.35)$$

и т.д.



## **2.2. Разработка цифровой модели приводного барабана ленточного конвейера для анализа напряженно-деформированного состояния сварного шва его обечайки**

После того, как составлена математическая модель нагружения обечайки приводного барабана давлением, создаваемым лентой на дуге обхвата, рассмотрим возможный вариант решения задачи по определению напряженного состояния сварного соединения, расположенного на обечайке.

Аналитическое решение данной задачи практически невозможно. Вариант решения с использованием ЭВМ приводится в первой главе [33]. В основу расчета обечайки барабана положена техническая теория Б.З. Власова.

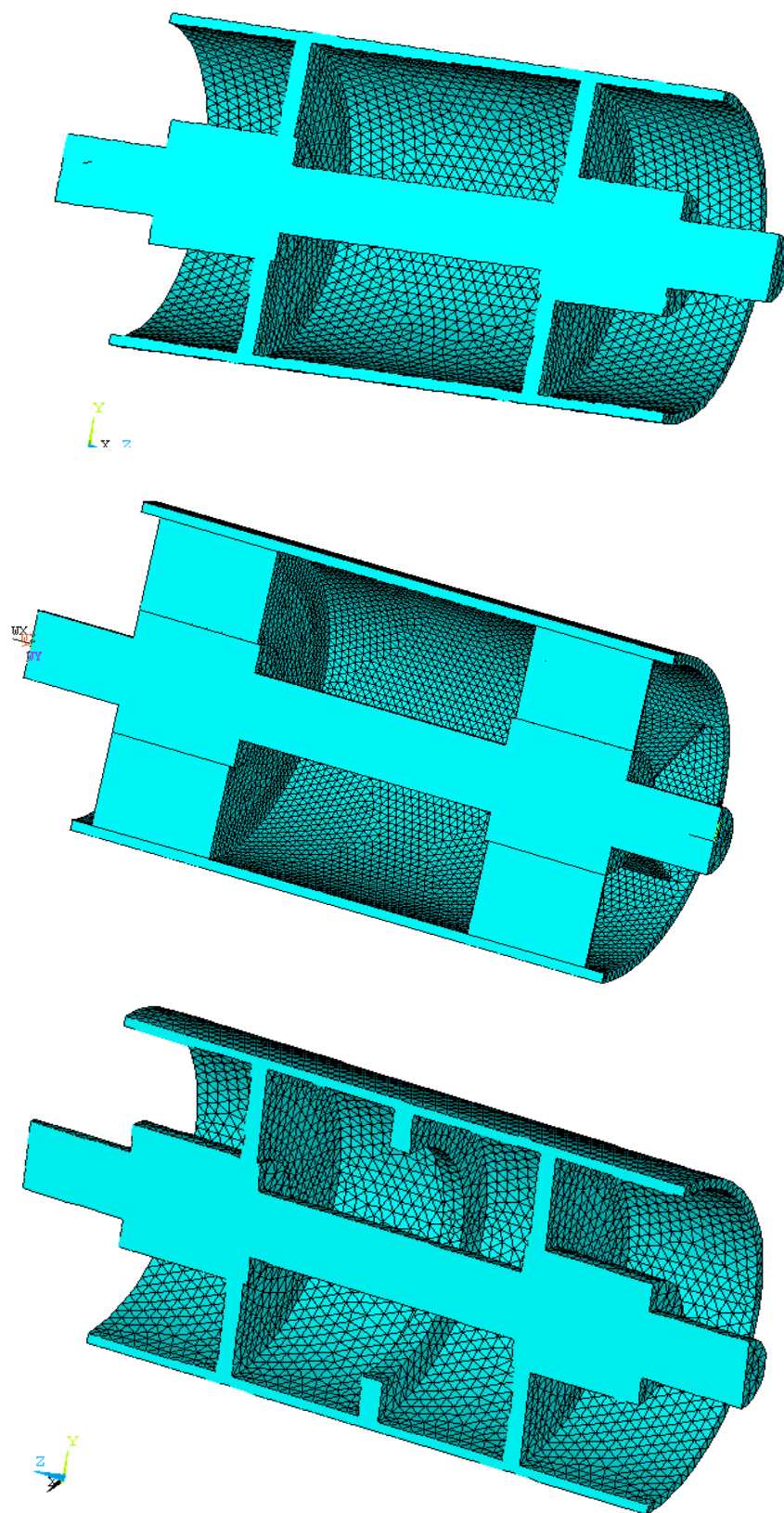
Основным недостатком работы [33] является то, что усилие, передаваемое от ленты обечайке, принято в соответствии с законом Эйлера (2.1), т.е. зависимость нормальной и касательной составляющих от угла  $\alpha$ , действующих на барабан принята в виде экспонент.

В данной работе для анализа напряженно-деформированного состояния приводного барабана использовано моделирование в пакете прикладных программ ANSYS с использованием метода конечных элементов.

Так как расчетная модель напряженно-деформированного состояния обечайки приводного барабана ленточного конвейера является нелинейной и содержит большое количество переменных параметров, решить описывающие ее дифференциальные уравнения аналитически крайне сложно. Подобные задачи нуждаются в значительных капитальных и временных затратах на экспериментальную реализацию. Однако данные трудности удастся обойти при применении компьютерного математического моделирования.

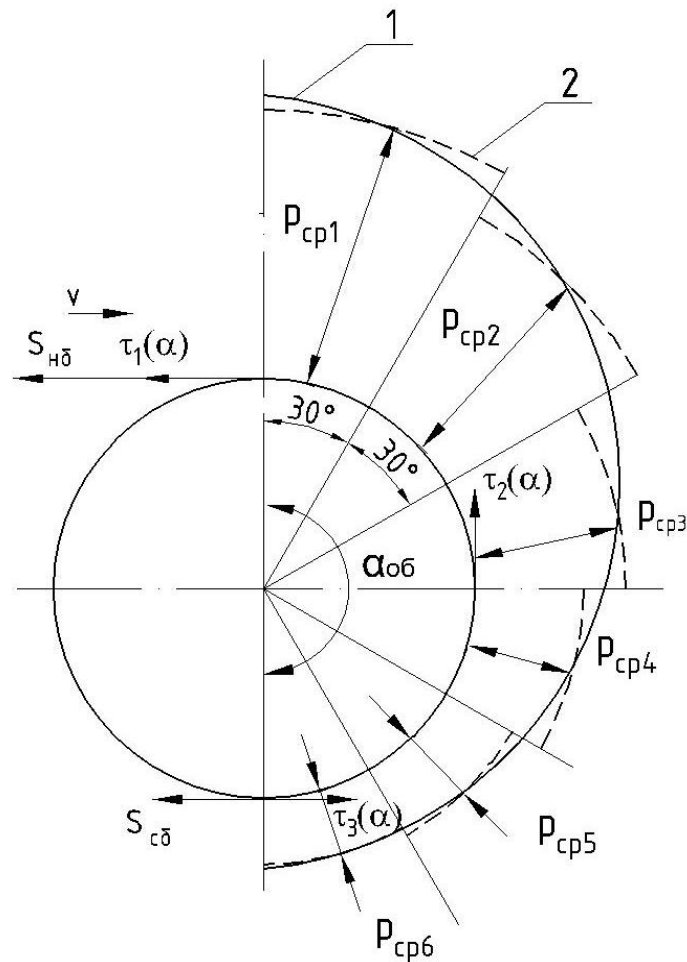
Для решения данной задачи в программе ANSYS создано три параметрические модели наиболее распространенных конструкции барабанов ленточных конвейеров (Рисунок 2.7): конструкция без усиливающих элементов (Рисунок 2.7, а), конструкция с усиливающими элементами в виде ребер

жесткости (Рисунок 2.7, б), конструкция с усиливающим внутренним шпангоутом (Рисунок 2.7, в).



**Рисунок 2.7 - Наиболее распространенные конструкции приводных барабанов ленточных конвейеров**

Непрерывно изменяющееся по углу  $\alpha$  давление  $p(\alpha)$ , касательные напряжения  $\tau(\alpha)$  и коэффициент сцепления  $\mu(p)$  при цифровом моделировании заменялись некоторыми постоянными значениями, действующими в границах дискретных углов. Для угла обхвата лентой барабана  $\alpha_{об} = \pi$  приняты следующие дискретные значения углов  $\alpha$ :  $\alpha_1 = 0$ ,  $\alpha_2 = \frac{\pi}{6}$ ,  $\alpha_3 = \frac{\pi}{3}$ ,  $\alpha_4 = \frac{\pi}{2}$ ,  $\alpha_5 = \frac{2}{3}\pi$ ,  $\alpha_6 = \frac{5}{6}\pi$ ,  $\alpha_7 = \pi$  (Рисунок 2.8). Этим значениям углов соответствуют значения давлений  $p(0)$ ,  $p(\pi/6)$ ,  $p(\pi/3)$ ,  $p(\pi/2)$  и т.д., которые определяются по формуле (2.32), если  $m \cong 1$  и формуле (2.28), если  $m \neq 1$ .



**Рисунок 2.8 - Характер изменения давления на приводном барабане: 1 - непрерывное давление, 2 - дискретное давление**

Внутри этих углов переменное давление  $p(\alpha)$  и касательное напряжение  $\tau(\alpha)$  заменялось среднеинтегральными постоянными значениями  $p_{ср}(\alpha)$  и  $\tau_{ср}(\alpha)$ .

Так для первого интервала изменения угла  $\Delta\alpha_1 = \alpha_2 - \alpha_1 = \frac{\pi}{6}$  имеем:

$$p_{cp1}(\alpha) = \frac{1}{\frac{\pi}{6}} \int_0^{p(\frac{\pi}{6})} p(\alpha) d\alpha, \quad (2.36)$$

$$\tau_{cp1}(\alpha) = \frac{1}{\frac{\pi}{6}} \int_0^{\tau(\frac{\pi}{6})} \tau(\alpha) d\alpha,$$

для второго интервала  $\Delta\alpha_2 = \alpha_3 - \alpha_2 = \frac{\pi}{6}$ :

$$p_{cp2}(\alpha) = \frac{1}{\frac{\pi}{6}} \int_{\frac{\pi}{6}}^{p(\frac{\pi}{3})} p(\alpha) d\alpha, \quad (2.37)$$

$$\tau_{cp1}(\alpha) = \frac{1}{\frac{\pi}{6}} \int_{\frac{\pi}{6}}^{\tau(\frac{\pi}{3})} \tau(\alpha) d\alpha.$$

и так далее. Всего получено шесть постоянных значений  $p_{cpi}(\alpha)$  и  $\tau_{cpi}(\alpha)$  (Рисунок 2.8).

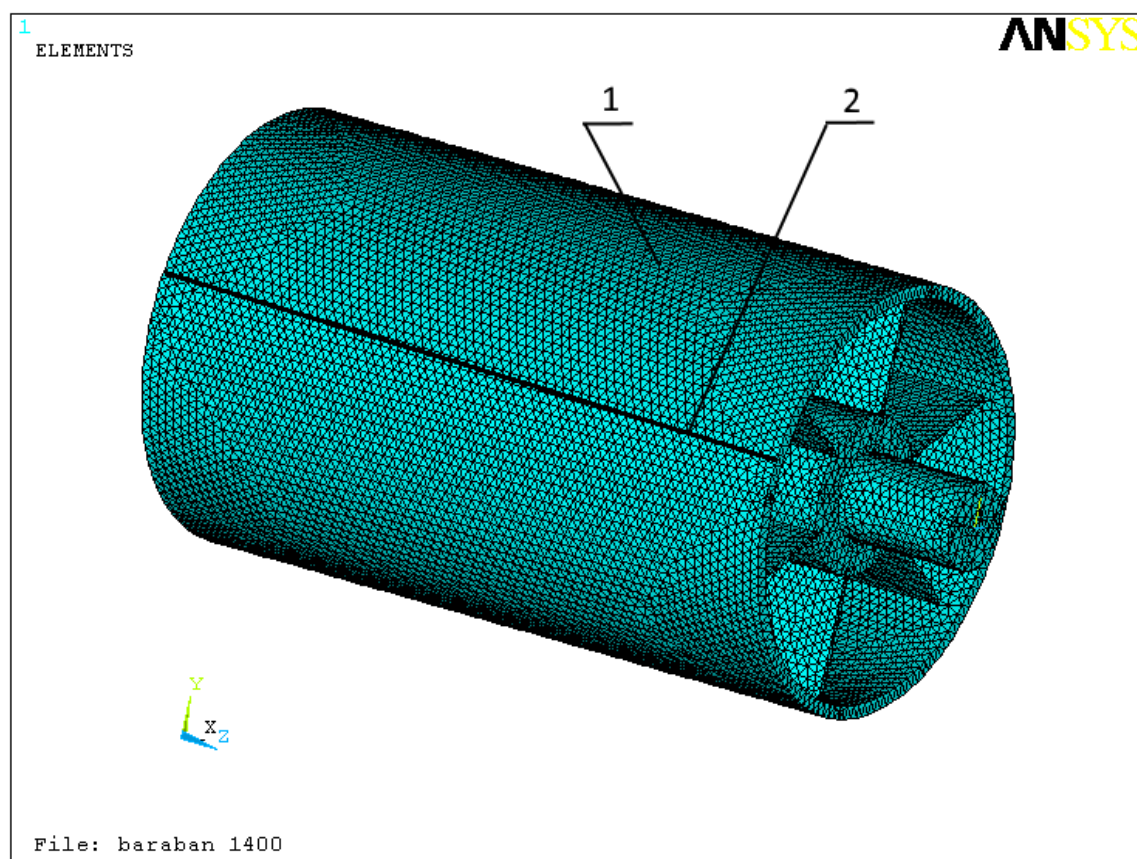
Таким образом, на дуге обхвата создавались дискретно изменяющиеся давление  $p(\alpha)$  и соответствующая дискретная касательная нагрузка  $\tau_i(\alpha)$  с контролем и корректировкой величины коэффициента  $m$ , зависящего от давления.

Задача решалась в статической постановке в предположении, что лента является упругим линейно-деформируемым телом, подчиняющимся закону Гука.

На Рисунке 2.9 показана сетка конечных элементов (позиция 1). Количество конечных элементов для обечайки барабана с лентой шириной  $B = 1200$  мм и диаметром  $D = 1600$  мм составило около 40 000. Тип конечного элемента – Solid 45.

Поскольку жесткостные свойства обечайки барабана переменны по осям  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , то решалась пространственная задача. Исследуемым элементом обечайки, подвергшимся циклическим деформациям, является сварной шов, выполненный по образующей обечайки (Рисунок 2.9, позиция 2).

Исследовалось три модели приводных барабанов (Рисунок 2.7), при этом варьируемыми параметрами являются: нагрузки на барабан, толщина обечайки, диаметр и конструкция барабана. Угол обхвата  $\alpha_{об}$  не изменялся, т.к. анализ конструкций современных одно- и двухбарабанных приводов показал, что в большинстве случаев угол обхвата барабана лентой  $\alpha_{об} = \pi$ , что и учтено при моделировании.



**Рисунок 2.9 - Сетка конечных элементов цифровой модели приводного барабана**

На Рисунке 2.10 в качестве примера показана конструкция барабана типа 2 с деформированной обечайкой при натяжении  $S_{нб} = 140$  кН. При моделировании на печать выводились составляющие напряжения в каждом узле:  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$ ,  $\sigma_{xy}$ ,  $\sigma_{yz}$ , а также составляющие деформации узла –  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  и суммарная деформация  $u_{\Sigma}$ .

Для анализа напряженно-деформированного состояния из общего массива полученных решений выделено 60 узлов: на полной поверхности обечайки барабана выделено 12 образующих, расположенных через угол  $\pi/6$ , а на каждой образующей принято по 5 точек (Рисунок 2.11).

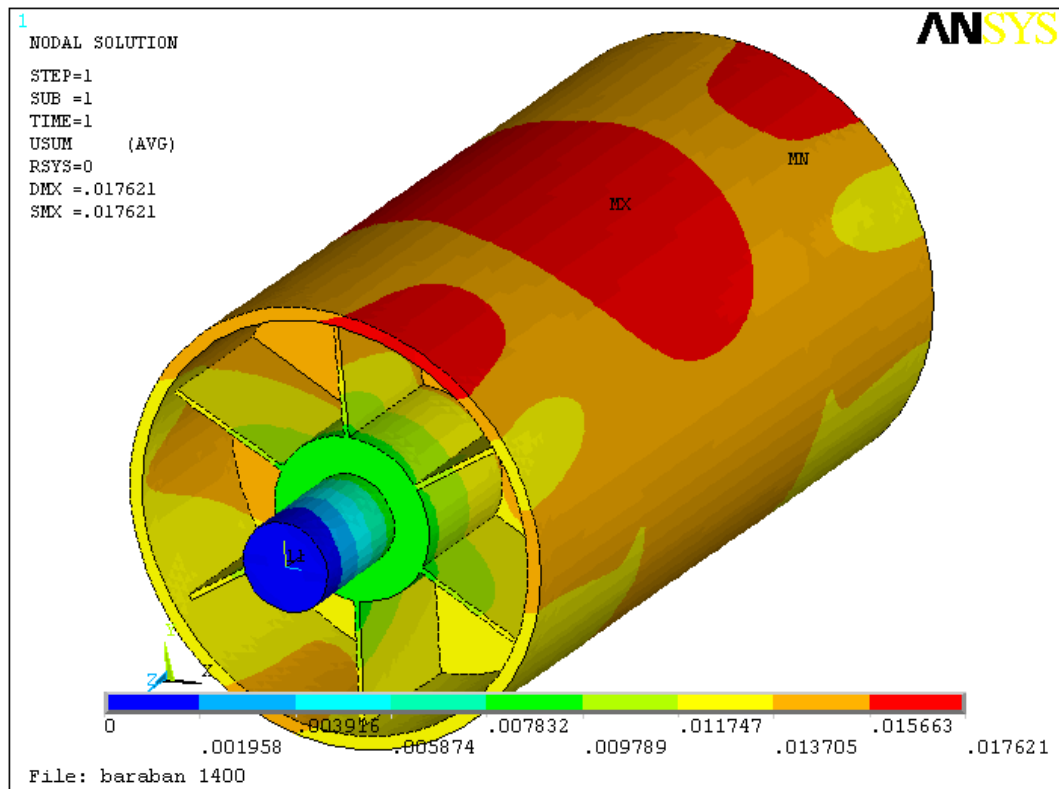


Рисунок 2.10 - Характер деформирования обечайки приводного барабана

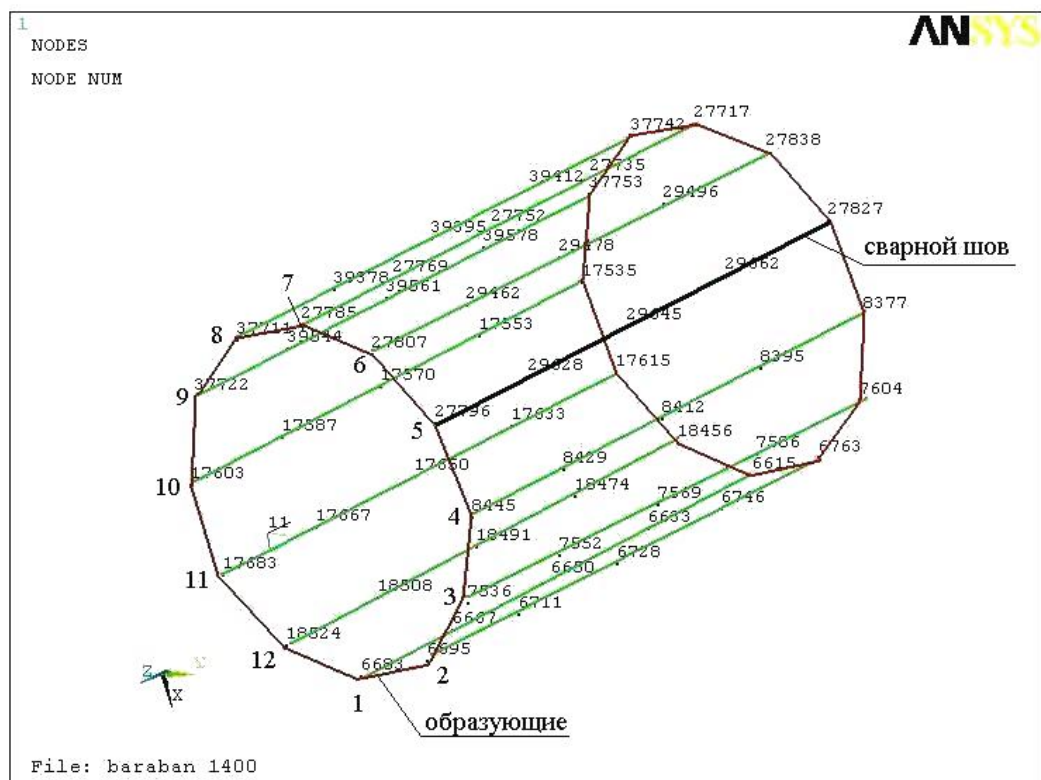
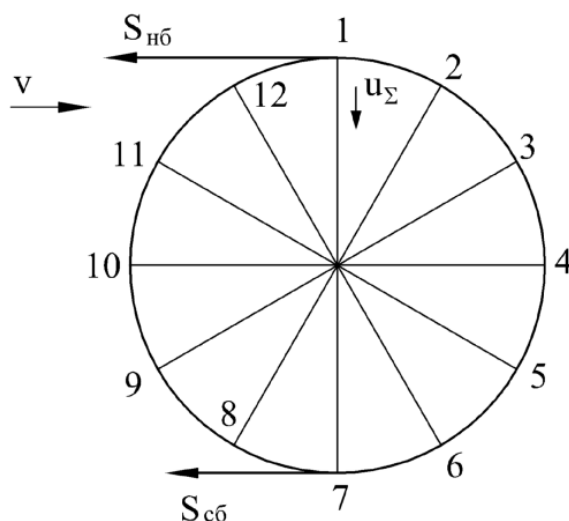


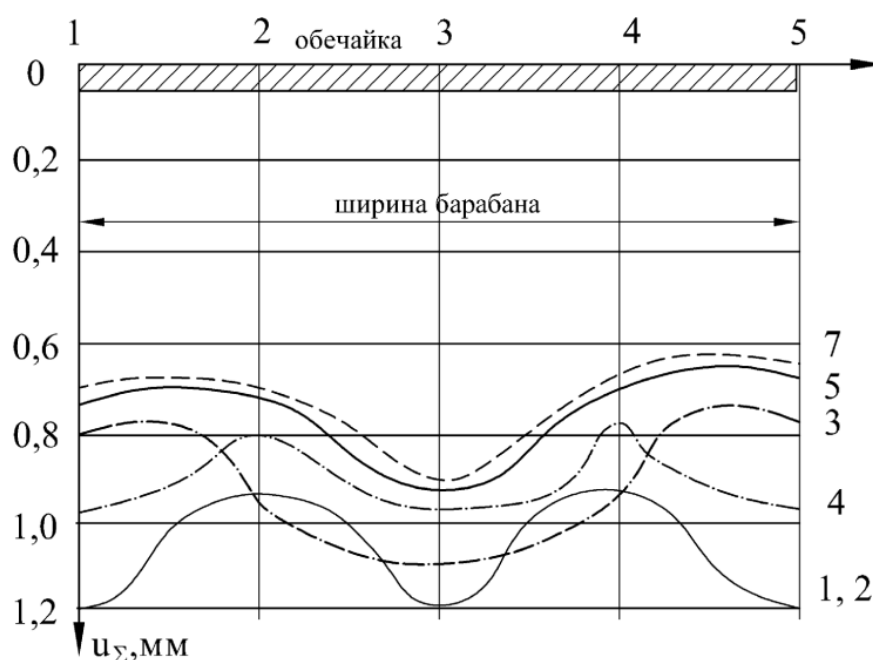
Рисунок 2.11 - Дискретные точки для расчета напряжений и деформаций на поверхности обечайки барабана

Таким образом, при вращении за один оборот барабана фиксировалось 12 положений сварного шва в пространстве (Рисунке 2.12), при этом определялись напряжения и деформации в 5 точках по его длине.



**Рисунок 2.12 -Расположение 12 образующих на поверхности обечайки приводного барабана**

На Рисунке 2.13 приведены графики деформаций сварного шва  $u_\Sigma$  (сжимающие обечайку барабана) по мере вращения барабана от точки набегания к точке сбегания.



**Рисунок 2.13 – Суммарные деформации  $u_\Sigma$  сварного шва**

Как видно, за один оборот зона сварного шва многократно подвергается значительным изгибным напряжениям. Максимальные значения амплитуды этих напряжений и их распределение вдоль обечайки в дальнейшем использованы для оценки усталостной долговечности сварного шва обечайки приводного барабана ленточного конвейера.

Отметим, что разработанные цифровые модели барабанов позволяют анализировать также прочностные характеристики основных элементов барабана, причем не только приводного, но и обводного, натяжного и пр.

### **2.3. Выводы по главе**

1. Для анализа усталостной долговечности обечайки приводного барабана необходимо располагать ее объемным напряженно-деформированным состоянием. Для решения этой задачи в работе с использованием пакета прикладных программ ANSYS создана объемная модель напряженно-деформированного состояния приводного барабана.

2. На основании экспериментальных данных предложена непрерывная зависимость коэффициента сцепления ленты с барабаном от силы ее натяжения в диапазоне  $0,1 \div 0,6$  МПа. В модели, при формировании схемы нагружения барабана лентой использована модифицированная формула Эйлера, в которой учтена полученная зависимость.

3. Разработана цифровая модель обечайки приводного барабана, позволяющая определить главные напряжения в зоне сварного шва его обечайки и их изменение за один оборот барабана.

4. Выполнена оценка влияния различных факторов на величину приведенного напряжения в материале сварного шва.



### **3. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ СВАРНОГО ШВА ОБЕЧАЙКИ БАРАБАНА**

В третьей главе введены понятия числа циклов до зарождения усталостной трещины и ее развития до критического размера, при котором происходит разрушение сварного шва выполненного вдоль образующей обечайки приводного барабана.

Далее решена задача по оценке усталостной долговечности сварного шва приводного барабана ленточного конвейера, дана оценка полученным в результате решения коэффициентам и приводится выражение для расчета вероятности разрушения сварного шва в зависимости от количества циклов нагружения. Полученное выражение учитывает действующие на барабан нагрузки, изменение натяжения в ленте на барабане при работе конвейера, колебания напряжения в сварном шве из-за технологических дефектов при сварке, механические свойства материала и их рассеивание, масштабный и прочие факторы.

#### **3.1. Выбор детерминированной модели усталостного разрушения сварного шва обечайки барабана ленточного конвейера**

В общем случае усталостная долговечность оценивается числом циклов до разрушения  $N$ , определяется двумя составляющими: числом циклов до зарождения микротрещины размером  $1 \div 3$  мм  $N_{з.т}$  и числом циклов до подрастания трещины до критического размера  $N_{р.т}$ , при котором происходит разрушение обечайки [14]:

$$N = N_{з.т} + N_{р.т}. \quad (3.1)$$

В последние десятилетие при анализе и исследовании усталостной долговечности материалов, в том числе в сварных швах, широко используется так называемый деформационный подход. Это связано, прежде всего, с «жесткой»

схемой проведения испытаний при циклическом нагружении, когда амплитуда деформации является жестко фиксированной. В результате устанавливаются не нагрузочные, а деформационные критерии усталостного разрушения [14]. По результатам моделирования напряженного состояния определяются напряжения, вызванные упругими деформациями. Однако пересчет кривых усталостной долговечности с уровня деформаций к уровню напряжений не является тривиальной задачей, т.к. суммарная деформация состоит из упругой и пластической составляющей [79]:

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} = \frac{\sigma_a}{E} + \left( \frac{\sigma_a}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}}, \quad (3.2)$$

где  $\varepsilon_a$  – амплитуда деформации;  $\varepsilon_{ae}$  – амплитуда упругой составляющей деформации;  $\varepsilon_{ap}$  – амплитуда пластической составляющей деформации;  $E$  – модуль упругости материала;  $\sigma_a$  – амплитуда напряжения;  $K'$  – коэффициент циклической прочности;  $n'$  – коэффициент циклического деформационного упрочнения.

В научно-технической литературе имеется несколько различных оценок параметров  $K'$  и  $n'$  [79].

В работах [8, 30] приведены экспериментальные кривые зависимости числа циклов  $N_{3,T}$  от амплитуды деформации  $\varepsilon_a$  для сварных швов металлоконструкций из стали 10Г2С1. Эта сталь используется и для изготовления барабанов ленточных конвейеров. Для решения задачи оценки долговечности барабанов различной конструкции эти кривые должны быть пересчитаны в кривые зависимости числа циклов  $N_{3,T}$  от амплитуды напряжения  $\sigma_a$  на основании уравнения (3.2). Предварительная оценка показывает, что при напряжениях, действующих в обечайке барабана, пластическая составляющая деформации пренебрежимо мала.

Однако для обеспечения точности аппроксимации экспериментальных точек непрерывной кривой необходимо использовать и точки, полученные при более высоких напряжениях, когда пластическая составляющая деформации

сопоставима с упругой составляющей. При этом замена  $\varepsilon_a$  на  $\sigma_a$  приводит к существенному изменению формы кривых усталости. В работах [8, 30] кривые усталости аппроксимированы уравнением Басквина-Мэнсона-Коффина:

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} (N_{з.т.})^b + \varepsilon'_f (N_{з.т.})^c, \quad (3.3)$$

где  $\sigma'_f$  – коэффициент усталостной прочности;  $b$  – экспонента усталостной прочности (экспонента Басквина);  $\varepsilon'_f$  – коэффициент усталостной пластичности (вязкости);  $c$  – экспонента усталостной пластичности (экспонента Мэнсона-Коффина).

В различных источниках для параметров уравнения Басквина-Мэнсона-Коффина предложены разнообразные методы оценки (Таблица 3.1).

**Таблица 3.1 – Значения параметров уравнения Басквина-Мэнсона-Коффина [79]**

Название метода и его автор	Оценочные значения параметров $\sigma'_f$ , $\varepsilon'_f$ , $b$ , $c$ .
1	2
Метод универсальных наклонов (Мэнсон)	$\sigma'_f = 1,9018\sigma_B,$ $\varepsilon'_f = 0,7579 \left[ \ln \left( \frac{1}{1-\psi} \right) \right]^{0,6},$ $b = -0,12, c = -0,6,$
Метод четырехточечной корреляции (Мэнсон)	$\sigma'_f = 1,25\sigma_f \cdot 2^b,$ $\varepsilon'_f = \frac{0,125}{20^c} \left[ \ln \left( \frac{1}{1-\psi} \right) \right]^{3/4},$ $b = \frac{\lg(0,36 \cdot \sigma_B / \sigma_f)}{5,6},$ $c = \frac{1}{3} \lg \frac{0,0066 - \sigma'_f (2 \cdot 10^4)^b / E}{0,239 \{ \ln[1/(1-\psi)] \}^{3/4}},$
Раске-Морроу	$\varepsilon'_f = 0,002 (\sigma'_f / \sigma'_{0,2})^{1/n'},$

Продолжение Таблицы 3.1

1	2
Митчелл	$\sigma'_f = \sigma_B + 345,$ $\varepsilon'_f = \varepsilon_f = \ln\left(\frac{1}{1-\psi}\right),$ $b = \frac{1}{6} \lg \frac{0,5\sigma_B}{\sigma_B + 345},$ $c = (-0,6) \div (-0,5),$
Модифицированный метод универсальных наклонов (Муралидхаран-Мэнсон)	$\sigma'_f = 0,623E \left(\frac{\sigma_B}{E}\right)^{0,832},$ $\varepsilon'_f = 0,0196\varepsilon_f^{0,155} \left(\frac{\sigma_B}{E}\right)^{-0,53},$ $b = -0,09, c = -0,56,$
Боймель-Зигер	$\sigma'_f = 1,5\sigma_B,$ $\varepsilon'_f = 0,59\alpha, \text{ где } \alpha = 1, \text{ если } \sigma_B/E \leq 0,003,$ $\text{и } \alpha = 0,812 - 74\sigma_B/E, \text{ если } \sigma_B/E \geq 0,003,$ $b = -0,087, c = -0,58,$
Метод твердости (Расл-Фатеми)	$\sigma'_f = 4,25HB + 225,$ $\varepsilon'_f = (0,32HB^2 - 487HB + 191000)/E,$ $b = -0,09, c = -0,56,$
Усредненный метод (Мегиоларо-Кастро)	$\sigma'_f = 1,5\sigma_B, \varepsilon'_f = 0,28,$ $b = -0,10, c = -0,69.$

В работе, согласно наиболее распространенному методу четырехточечной корреляции, принимается  $b \cong 0, c = -0,6$ .

Уравнение Басквина-Мэнсона-Коффина имеет большое практическое значение и позволяет решить следующие задачи:

1. Построение деформационных кривых усталости с применением характеристик механических свойств без проведения длительных циклических испытаний;

2. Прогнозирование характеристик сопротивления усталости на больших базах по результатам, полученным при малом числе циклов нагружения;

3. Экспресс-оценка влияния различных технологических и эксплуатационных факторов на характеристики сопротивления усталости.

В большинстве случаев усталостное разрушение инициируется технологическими или эксплуатационными дефектами. К таким дефектам относят: поры, шлаковые включения, непровары, пленки оксидов и др. Процесс усталости металлов начинается с локального пластического деформирования, при котором возникают полосы сдвига и микротрещины, при этом одна из них (или несколько) перерастает в магистральную трещину, которая приводит к окончательному разрушению. Уже после 5% числа циклов до разрушения возникают микротрещины с размерами, соизмеримыми с размерами зерен металла.

В общем случае, число циклов, при котором трещина достигает размера  $l_{кр}$ , может быть найдено по зависимости:

$$N = \int_{l_o}^{l_{кр}} \frac{dl}{F(\Delta K)}, \quad (3.4)$$

где  $dl$  – приращение длины трещины;  $l_o$  – начальный размер трещины;  $l_{кр}$  – критический размер трещины (может быть принят равным длине катета сварного шва),  $\Delta K = K_{max} - K_{min}$ ,  $K_{max} = \sigma_{max} \cdot l^{1/2}$ ,  $K_{min} = \sigma_{min} \cdot l^{1/2}$ ;  $K_{max}, K_{min}$  – интенсивности напряжений в устье трещины;

Кинетику роста трещины принято описывать уравнением Пэриса-Эрдогана [14]:

$$\frac{dl}{dN} = c(\Delta K)^m, \quad (3.5)$$

где  $c$  – скорость роста трещины,  $c = 10^{-16} \div 10^{-12}$  [14];  $\sigma_{max}, \sigma_{min}$  – максимальное и минимальное напряжения цикла нагружения;  $m = 2 \div 6$  – для сталей (для углеродистых сталей при относительно небольших напряжениях  $m \cong 4$  [14]).

В интегральной форме уравнение (3.5) применительно к сварному шву принимает вид:

$$N_{p.т.} = \int_{l_0}^{l_{кр}} \frac{dl}{cl^{1/2}(k_f \Delta \sigma_{эКВ})^m}, \quad (3.6)$$

где  $k_f$  – коэффициент, учитывающий форму сварного шва, способ его нагружения и т.д.;  $\Delta \sigma_{эКВ}$  – размер величины эквивалентных напряжений.

В работе [30] для сварных швов металлоконструкций из стали 10Г2С1, выполненных дуговой полуавтоматической сваркой в среде углекислого газа проволокой диаметром 3 мм марки СВ-08Г2С (условия, характерные для швов на обечайке барабанов ленточных конвейеров) экспериментально установлены значения  $m = 3,05$ ,  $c = 4,125 \cdot 10^{-11}$  при направлении распространения трещины поперек шва.

При относительно низких напряжениях, которые имеют место в сварных швах барабанов ленточных конвейеров, значение  $N_{p.т.}$  может быть достаточно большим и сравнимым с  $N_{з.т.}$ , поэтому его необходимо учитывать при расчете усталостной долговечности барабанов.

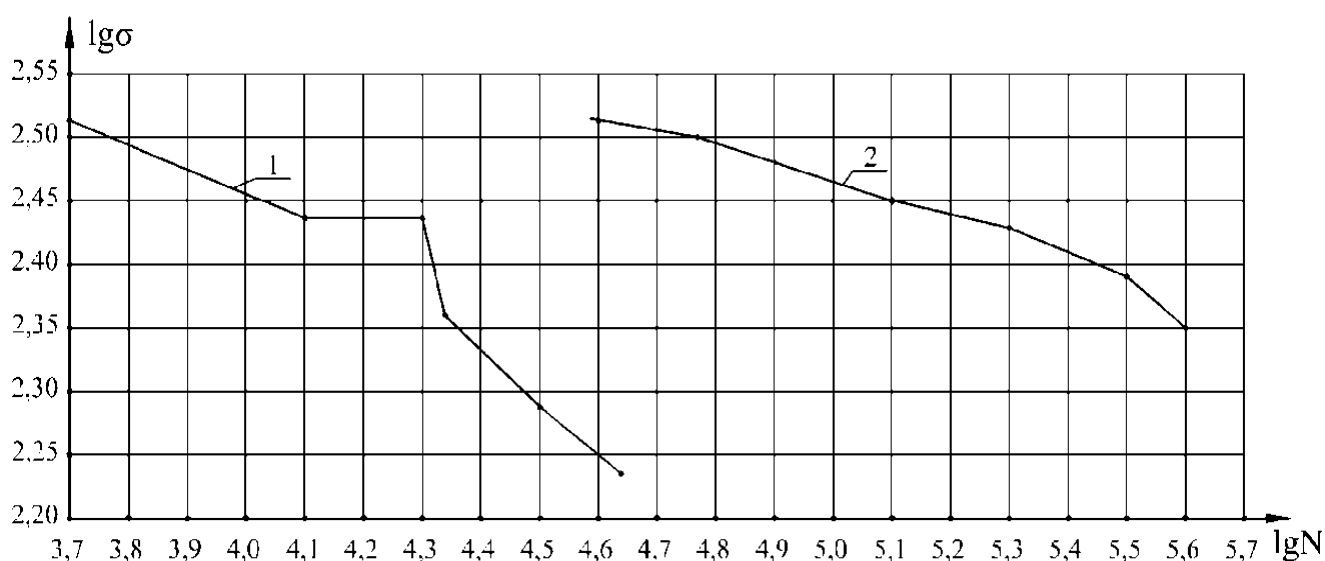
В Таблице 3.2 и 3.3 приведены параметры кривых усталости, полученных в работах [8, 30], пересчитанные нами из деформационной формы (3.3) в силовую (3.7). При пересчете приняты известные справочные параметры свойств стали 10Г2С1:  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа,  $\sigma_B = 470$  МПа,  $\psi = 75\%$ . На Рисунке 3.1 даны соответствующие графические зависимости в логарифмических координатах.

**Таблица 3.2 - Результаты испытаний сварных швов на усталостную долговечность, приведенные в работе [30]**

Параметры	Значения параметров					
$\varepsilon \cdot 10^5$	143	100	93	75	60	50
$N \cdot 10^{-3}$	5	12,5	20,5	22,5	31	44
$\lg N$	3,70	4,10	4,30	4,35	4,50	4,64
$\sigma$ , МПа	333	277	269	229	194	168
$\lg \sigma$	2,52	2,44	2,43	2,36	2,29	2,23

**Таблица 3.3 - Результаты испытаний сварных швов на усталостную долговечность, приведенные в работе [8]**

Параметры	Значения параметров					
$\varepsilon \cdot 10^5$	142	130	106	94	80	72
$N \cdot 10^{-3}$	40	60	125	190	315	390
$\lg N$	4,60	4,78	5,10	5,28	5,50	5,59
$\sigma$ , МПа	333	321	283	269	243	225
$\lg \sigma$	2,52	2,50	2,45	2,43	2,39	2,35



**Рисунок 3.1 - Функции Велера в логарифмических координатах по результатам испытаний сварных швов на усталостную долговечность по работам: 1 - [30], 2 - [8]**

Выполненный нами анализ показал, что при пересчете амплитуд деформации в амплитуды напряжений имеющиеся экспериментальные данные с высокой точностью аппроксимируются выражением:

$$\lg \sigma_a = A - B \lg N_{з.т}, \quad (3.7)$$

Это значительно упрощает экстраполяцию кривых усталости на область низких амплитуд напряжений и использования их для расчета усталостной долговечности барабанов ленточных конвейеров.

### 3.2. Вероятностная модель первой стадии усталостного разрушения сварного шва обечайки барабана ленточного конвейера

Стандартизированные методы расчета сварных швов на усталостную долговечность основаны на использовании детерминированной зависимости вида [58]:

$$N_{з.т.} = \left( \frac{\sigma_0}{\sigma} \right)^n, \quad (3.8)$$

которая в логарифмических координатах имеет вид прямой линии.

Поскольку экспериментальные данные имеют большое рассеивание, строится линейная регрессионная зависимость, соответствующая математическому ожиданию  $\lg N_{з.т.}$ , и параллельно ей проводятся прямые линии, соответствующие 95% -ному доверительному интервалу этой величины. При этом считается, что  $\lg N_{з.т.}$  имеет нормальный закон распределения, а границы доверительного интервала параллельны для любого уровня доверительной вероятности. Однако последнее положение подвергается сомнению во многих работах, а принятый закон распределения противоречит общепринятой модели линейного суммирования усталостных повреждений.

Для установления этого закона распределения в работе [14] предложено два подхода: «полуэмпирическая» вероятностная модель и модель, основанная на пуассоновском распределении микроповреждений во времени и пространстве.

Первая из этих моделей согласована с гипотезой линейного суммирования повреждений и приводит к закону распределения Вейбулла. Вторая модель приводит к экспоненциальному закону распределения, с чем трудно согласиться. Однако пуассоновская модель хорошо демонстрирует влияние масштабного фактора, т. е. размеров изделия, на усталостную долговечность. Ниже использован синтез двух указанных моделей.

Для краткости обозначим  $N_{з.т.} = x$ . Интегральную функцию распределения этой величины примем в виде закона Вейбулла:



$$F_1(x) = 1 - e^{-\alpha x^\beta}, \quad (3.9)$$

где  $\alpha$  – параметр масштаба;  $\beta$  – параметр формы распределения.

Считаем, что значения параметров  $\alpha$  и  $\beta$  получены экспериментальным путем для некоторой длины сварного шва  $\xi_0$ . Обозначим текущую координату по длине шва через  $\xi$ . Тогда по аналогии с пуассоновской моделью [14] (а это частный случай модели Вейбулла) для участка шва длиной  $\xi_{ш}$  получим:

$$F_1(x) = 1 - \exp \left[ - \int_0^{\xi_{ш}} \alpha(\xi) x^{\beta(\xi)} \frac{d\xi}{\xi_0} \right], \quad (3.10)$$

Параметры  $\alpha$  и  $\beta$  зависят от напряжения  $\sigma(\xi)$ , которое переменено вдоль шва.

Таким образом, нами учтено одновременно влияние масштабного фактора и переменного характера напряжений вдоль шва. Зависимость параметров  $\alpha$  и  $\beta$  от напряжений  $\sigma$  задана экспериментальными параметрами прямой регрессии в логарифмических координатах при  $\xi_{ш} = \xi_0$  и  $\sigma(\xi) = const$ . Обозначим  $\lg N_{з.т.} = y$ , тогда:

$$x = e^{\ln x} = e^{0,434 \lg x} = e^{0,434 y}. \quad (3.11)$$

Закон распределения величины  $\lg N_{з.т.}$  при этом получается в виде двойного экспоненциального распределения [47]:

$$\begin{aligned} F_1(y) &= 1 - \exp \left[ - \exp \left( 0,434 \beta \left( y - \frac{\frac{\ln 1}{\alpha}}{0,434 \beta} \right) \right) \right] = \\ &= 1 - \exp[-\exp(a(y - b))], \end{aligned} \quad (3.12)$$

с параметрами  $a$  и  $b$ .

При этом математическое ожидание и дисперсия величины  $y = \lg N_{з.т.}$  выражается через эти параметры как:

$$\begin{aligned} M[y] &= b - a^{-1} \gamma_3, \\ D[y] &= \frac{\pi^2 a^{-2}}{6}, \end{aligned} \quad (3.13)$$

где  $\gamma_3 \cong 0,577$  – константа Эйлера-Маскерони.

В то же время, из экспериментальных данных имеем:

$$M[y] = \lg N_{3.т.} = n \lg \frac{\sigma_o}{\sigma}. \quad (3.14)$$

Отсюда выражаются параметры  $\alpha$  и  $\beta$  через  $n, \sigma_o, \sigma$ .

Из сопоставления приведенных выше формул получаем:

$$\begin{aligned} a &= 0,434\beta, \\ b &= a^{-1} \ln \frac{1}{2}. \end{aligned} \quad (3.15)$$

Обозначая среднеквадратическое отклонение величины  $y = \lg N_{3.т.}$  через  $\varsigma_y$ , получаем:

$$\varsigma_y = \sqrt{D[y]} = \frac{\pi a^{-1}}{\sqrt{6}}, \quad (3.16)$$

откуда:

$$\begin{aligned} a^{-1} &= \frac{\sqrt{6}}{\pi} \varsigma_y, \\ \beta &= 2,3a = \frac{2,3\pi}{\varsigma_y \sqrt{6}} = \frac{2,95}{\varsigma_y}. \end{aligned} \quad (3.17)$$

При этом:

$$\begin{aligned} M[y] &= a^{-1} \ln \frac{1}{2} - a^{-1} \gamma_3 = a^{-1} \left( \ln \frac{1}{2} - \gamma_3 \right) \cong a^{-1} \ln \left( \frac{0,56}{\alpha} \right) = \\ &= \frac{\sqrt{6}}{\pi} \varsigma_y \ln \left( \frac{0,56}{\alpha} \right) \cong \frac{\sqrt{6}}{2,3\pi} \varsigma_y \lg \left( \frac{0,56}{\alpha} \right) = n \lg \left( \frac{\sigma_o}{\sigma} \right), \end{aligned} \quad (3.18)$$

или

$$\lg \left( \frac{0,56}{\alpha} \right) = \frac{2,3\pi n}{\varsigma_y \sqrt{6}} \lg \left( \frac{\sigma_o}{\sigma} \right) = n\beta \lg \left( \frac{\sigma_o}{\sigma} \right), \quad (3.19)$$

откуда:

$$\begin{aligned} \frac{0,56}{\alpha} &= \left( \frac{\sigma_o}{\sigma} \right)^{n\beta}, \\ \alpha &= 0,56 \left( \frac{\sigma_o}{\sigma} \right)^{n\beta}. \end{aligned} \quad (3.20)$$

Считая, что среднеквадратическое отклонение величины  $y = \lg N_{з.т.}$  на экспериментальном графике функции Велера не зависит от  $\lg\left(\frac{\sigma_o}{\sigma}\right)$  (что обычно и предполагают), получаем, что коэффициент формы  $\beta$  в распределении Вейбулла  $F_1(x)$  не зависит от  $\sigma(\xi)$ . При этом закон распределения величины  $x = N_{з.т.}$  можно записать в виде:

$$F_1(x) = 1 - \exp \left\{ -0,56x^\beta \int_0^{\xi_{ш}} \left[ \frac{\sigma(\xi)}{\sigma_o} \right]^{n\beta} \frac{d\xi}{\xi_o} \right\}, \quad (3.21)$$

где  $\beta \cong \frac{2,95}{\varsigma_y} = const.$

Обычно величина  $\varsigma_y < 1$ , поэтому  $\beta \geq 3$ . Приведем выражение для  $F_1(x)$  к безразмерной форме. Для этого выделим максимальное по длине сварного шва значение напряжений  $\sigma(\xi)$

$$\sigma_{max} = \max[\sigma(\xi)]. \quad (3.22)$$

Тогда можно записать:

$$F_1(x) = 1 - \exp \left\{ -0,56 \cdot \left( \frac{\xi_{ш}}{\xi_o} \right) \cdot \left( \frac{\sigma_{max}}{\sigma_o} \right)^{n\beta} x^\beta \cdot K_\xi \right\}, \quad (3.23)$$

где

$$K_\xi = \frac{1}{\xi_{ш}} \cdot \int_0^{\xi_{ш}} \left[ \frac{\sigma(\xi)}{\sigma_{max}} \right]^{n\beta} d\xi < 1. \quad (3.24)$$

Здесь в явном виде присутствует коэффициент масштаба  $\xi_{ш}/\xi_o$  и коэффициент, отражающий влияние неравномерности распределения напряжений вдоль сварного шва  $K_\xi$ . Последний учитывает насколько среднеинтегральное значение функции поврежденности меньше ее максимального значения, т.к.

$$\frac{1}{\xi_{ш}} \cdot \int_0^{\xi_{ш}} [\sigma(\xi)]^{n\beta} d\xi < (\sigma_{max})^{n\beta}. \quad (3.25)$$

Математическое ожидание числа циклов до зарождения трещины  $N_{з.т.}$ , исходя из свойств распределения Вейбулла, равно:

$$M[x] = \left(\frac{1}{\Delta}\right)^{1/\beta} \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{\beta}\right), \quad (3.26)$$

где  $\Gamma\left(1 + \frac{1}{\beta}\right)$  – гамма функция,  $\Delta = 0,56 \left(\frac{\xi_{ш}}{\xi_0}\right) \cdot K_{\xi} \cdot \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_0}\right)^{n\beta}$ .

Таким образом, для определения математического ожидания  $N_{з.т.}$  может быть использовано детерминированное уравнение кривой Велера, но с поправочным коэффициентом, равным

$$k_m = \left[0,56 \left(\frac{\xi_{ш}}{\xi_0}\right) \cdot K_{\xi}\right]^{-1/\beta} \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{\beta}\right). \quad (3.27)$$

Если не учитывать масштабный эффект и принять величину  $\sigma$  не зависящей от координаты  $\xi$ , поправочный коэффициент составит

$$k_m = (0,56)^{-\frac{1}{\beta}} \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{\beta}\right). \quad (3.28)$$

При  $\beta = 3$  этот коэффициент составляет 1,083. При увеличении величины  $\beta$  до 4 поправочный коэффициент возрастает уже до 1,14. При значительном соотношении  $\xi_{ш}/\xi_0$  поправочный коэффициент становится значительно меньше единицы.

Нагрузка на барабан – случайный процесс во времени, но изменяющийся намного быстрее, чем процесс усталостного разрушения. Поэтому в предыдущих формулах величина  $\sigma^{n\beta}$  может быть просто усреднена по этому «быстрому» времени, т.е. принята средней по времени эксплуатации барабана. Это будет соответствовать линейному суммированию повреждений при блоках нагружения с различными напряжениями.

При этом закон распределения  $N_{з.т.} = x$  должен быть записан в виде:

$$F_1(x) = 1 - \exp\left\{-0,56 \cdot \left(\frac{\xi_{ш}}{\xi_0}\right) \cdot M\left[\left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_0}\right)^{n\beta}\right] x^{\beta} \cdot K_{\xi}\right\}, \quad (3.29)$$

где  $M\left[\left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_0}\right)^{n\beta}\right]$  – математическое ожидание величины, стоящей в квадратных скобках.

С использованием моделирования на ЭВМ установлено, что при случайных колебаниях натяжения ленты колебания напряжений вдоль образующей барабана происходят пропорционально изменению  $\sigma_{\max}$ .

Поскольку процесс нагружения барабана определяется суммарным количеством груза по всей длине конвейера, которое имеет закон распределения, близкий к нормальному. В дальнейшем считаем, что и величина  $\sigma_{\max}$  подчиняется нормальному распределению.

Представим случайную величину  $\sigma_{\max}$  в виде суммы из двух составляющих:

$$\sigma_{\max} = \bar{\sigma}_{\max} + \mu, \quad (3.30)$$

где  $\bar{\sigma}_{\max}$  – математическое ожидание величины  $\sigma_{\max}$ ;  $\mu$  – центрированная нормально распределенная случайная величина со среднеквадратическим отклонением  $\varphi$ .

Обозначим  $n\beta = r$ . Величина  $r$  достаточно велика по сравнению с единицей, поэтому приближенно распространим на нее известную биномиальную формулу, верную для целых чисел:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max}^r &= (\bar{\sigma}_{\max} + \mu)^r \cong \sum_{j=0}^r \frac{r!}{j! (r-j)!} \cdot (\bar{\sigma}_{\max})^{r-j} \cdot \mu^j = \\ &= (\bar{\sigma}_{\max})^r \sum_{j=0}^r \frac{r!}{j! (r-j)!} \cdot \left( \frac{\mu}{\bar{\sigma}_{\max}} \right)^j. \end{aligned} \quad (3.31)$$

Математическое ожидание:

$$M[\sigma_{\max}^r] = (\bar{\sigma}_{\max})^r \sum_{j=0}^r \frac{r! (\mu^j)}{j! (r-j)! (\bar{\sigma}_{\max})^j}. \quad (3.32)$$

При нормальном законе распределения величины  $\mu$  при нечетных значениях  $j$  все  $M[\mu^j] = 0$ . Эта величина имеет только моменты четного порядка, выражающиеся через среднеквадратическое отклонение  $\zeta_{\sigma}$ :

$$M[\mu^{2i}] = \frac{\zeta_{\sigma}^{2i} (2i)!}{2^i i!}, i = 0, \dots \quad (3.33)$$

Оставляя только четные составляющие в сумме, заменяя  $j$  на  $2j$ , получаем приближенную формулу:

$$\begin{aligned} M[\sigma_{max}^{n\beta}] &= (\bar{\sigma}_{max})^{n\beta} \sum_{i=0}^k \frac{(2k)!}{i! (2k-2i)!} \cdot \left(\frac{\zeta_{\sigma}}{\bar{\sigma}_{max}}\right)^{2i} \frac{1}{2^i} = \\ &= (\bar{\sigma}_{max})^{n\beta} \sum_{i=0}^k \frac{(2k)!}{i! (2k-2i)! \cdot 2^i} \cdot (K_{V\sigma})^{2i}, \end{aligned} \quad (3.34)$$

где  $K_{V\sigma} = \frac{\zeta_{\sigma}}{\bar{\sigma}_{max}}$  – коэффициент вариации максимального расчетного напряжения, который может быть принят равным коэффициенту вариации нагрузки на барабан;  $k = \left[\frac{r}{2}\right] = \left[\frac{n\beta}{2}\right]$  – целая часть числа, заключенного в квадратные скобки.

При этом:

$$M\left[\left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_o}\right)^{n\beta}\right] = (\bar{\sigma}_{max})^{n\beta} \sum_{i=0}^k \frac{(2k)! \cdot K_{V\sigma}^{2i}}{i! (2k-2i)! \cdot 2^i} = \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_o}\right)^{n\beta} \cdot K_S, \quad (3.35)$$

где  $K_S = \sum_{i=0}^k \frac{(2k)! \cdot K_{V\sigma}^{2i}}{i! (2k-2i)! \cdot 2^i}$  – коэффициент учитывающий вариацию натяжения конвейерной ленты;  $k = \left[\frac{n\beta}{2}\right]$ .

Тогда вероятность зарождения трещины в зависимости от количества циклов нагружения приобретает вид:

$$F_1(x) = 1 - \exp\left\{-0,56 \cdot \left(\frac{\xi_{ш}}{\xi_o}\right) \cdot \left(\frac{\bar{\sigma}_{max}}{\sigma_o}\right)^{n\beta} x^{\beta} \cdot K_{\xi} \cdot K_S\right\}. \quad (3.36)$$

Отсюда для одностороннего доверительного интервала, соответствующего доверительной вероятности  $P_d = 1 - p$  (где  $p \ll 1$ ), значение  $N_{з.т.}$  составит:

$$N_{з.т.} = \left(\frac{1}{\Delta'}\right)^{1/\beta} \cdot \left(\ln \frac{1}{p}\right)^{\frac{1}{\beta}}, \quad (3.37)$$

где

$$\Delta' = 0,56 \cdot \left(\frac{\xi_{ш}}{\xi_o}\right) \cdot \left(\frac{\bar{\sigma}_{max}}{\sigma_o}\right)^{n\beta} \cdot K_{\xi} \cdot K_S. \quad (3.38)$$

Полученная зависимость (3.36) учитывает:

- рассеивание свойств материала через величину  $\beta$ ;
- вариацию напряжений вдоль образующей барабана через коэффициент  $K_\xi$ ;
- масштабный фактор через отношение  $\left(\frac{\xi_{\text{ш}}}{\xi_o}\right)$ ;
- вариацию натяжения ленты через коэффициент  $K_S$ .

### 3.3. Вероятностная модель процесса роста усталостной трещины

Закономерности роста усталостных трещин устанавливаются в ходе экспериментов по исследованию трещиностойкости материалов [23,80] на образцах с предварительно нанесенными трещинами. При этом скорость роста трещин  $c$  (3.6) рассматривается как скачкообразно изменяющаяся величина. Представим (3.6) в виде:

$$c \cdot N_{\text{р.т.}} = A, \quad (3.39)$$

где

$$A = \int_{l_o}^{l_{\text{кр}}} \frac{dl}{l^{1/2} (k_f \Delta \sigma_{\text{ЭКВ}})^m} = \frac{2}{(k_f \Delta \sigma_{\text{ЭКВ}})^m} \left( \sqrt{l_{\text{кр}}} - \sqrt{l_o} \right). \quad (3.40)$$

Согласно исследованиям трещиностойкости углеродистых сталей [80], рост трещины становится неустойчивым при  $l = 14l_o = l_{\text{кр}}$ .

Обозначим  $N_{\text{р.т.}} = \tau$ . В вероятностной постановке процесс роста трещин можно представить как сумму большого числа отрезков времени, на которых случайная величина  $c$  оставалась постоянной:

$$\psi = \sum_i c_i \tau_i = A. \quad (3.41)$$

Тогда распределение суммы в левой части должно стремиться к нормальному с математическим ожиданием, равным  $c_m \cdot \tau$ , где  $c_m$  – средняя величина скорости роста трещины.

Более сложным является вопрос, каковы будут дисперсия и среднеквадратическое отклонение этой суммы.

В работе [47] отмечается, что возможны два подхода. В первом случае считают, что среднеквадратическое отклонение:

$$\zeta_{\psi} = \zeta_c \tau, \quad (3.42)$$

где  $\zeta_c$  – среднеквадратическое отклонение скорости роста трещины  $c$ .

При этом сумма  $\psi$  имеет распределение Бирнбаума-Саундерса, используемое при описании процессов случайного блуждания частиц.

Как указывается в работе [47] первый случай означает, что процесс идет по одной из фиксированных траекторий, случайным образом выбранной в начале. Такая модель, очевидно, не подходит для описания процесса развития усталостной трещины. Поэтому в дальнейшем принимаем вторую модель. Тогда закон распределения величины  $N_{p.t.} = \tau$  приобретает вид:

$$F_2(\tau) = \Phi\left(\frac{c_m \tau - A}{\zeta_c \sqrt{\tau}}\right), \quad (3.43)$$

где  $c_m$  и  $\zeta_c$  – математическое ожидание и среднее квадратичное отклонение скорости роста трещины  $c$ ;  $\Phi(x)$  – функция нормированного нормального закона распределения.

В работе [23] отмечается, что коэффициент вариации скорости роста трещин составляет  $K_v = \frac{\zeta_c}{c_m} = 0,03 \div 0,15$ .

Если обозначить:

$$\begin{aligned} a &= \frac{A}{\zeta_c}, \\ b &= \frac{c_m}{\zeta_c}, \end{aligned} \quad (3.44)$$

то математическое ожидание и дисперсия  $N_{p.t.}$  равны:

$$\begin{aligned} M[N_{p.t.}] &= \frac{a}{b} + \frac{0,5}{b^2}, \\ D[N_{p.t.}] &= \frac{a}{b^2} + \frac{1,25}{b^4}. \end{aligned} \quad (3.45)$$



Плотность вероятности при этом имеет вид:

$$f_2(\tau) = \frac{dF_2(\tau)}{d\tau} = \frac{a + b\tau}{2(2\pi\tau^3)^{\frac{1}{2}}} \cdot \exp\left[-\frac{(b\tau - a)^2}{2\tau}\right]. \quad (3.46)$$

Поскольку рост трещины зависит от величины напряжений, а они переменны по длине шва, то в выражении для  $A$  необходимо вместо величины  $(\Delta\sigma_{\text{эКВ}})^m$  представлять величину, усредненную по вероятности зарождения трещины при данном напряжении:

$$(\Delta\sigma_{\text{эКВ}})^m = \frac{\int_0^{\xi_{\text{ш}}} F_1(x, \xi) \sigma^m(\xi) d\xi}{\int_0^{\xi_{\text{ш}}} F_1(x, \xi) d\xi}. \quad (3.47)$$

При малых допустимых значениях вероятности разрушения, что соответствует и малым значениям  $x^\beta$ , приближенно принимаем:

$$\begin{aligned} F_1(x) &= 1 - \exp\left\{-0,56 \cdot \left(\frac{\sigma(\xi)}{\sigma_o}\right)^{n\beta} x^\beta\right\} \cong \\ &\cong 1 - \exp\left\{-0,56 \cdot \left(\frac{-\sigma(\xi)}{\sigma_o}\right)^{n\beta} x^\beta\right\} = \\ &= 0,56 \cdot \left(\frac{-\sigma(\xi)}{\sigma_o}\right)^{n\beta} x^\beta. \end{aligned} \quad (3.48)$$

Подставляя это выражение в приведенную выше дробь, и сокращая в ней величины, не зависящие от координаты  $\xi$ , получаем

$$(\Delta\sigma_{\text{эКВ}})^m \cong \frac{\int_0^{\xi_{\text{ш}}} \sigma^m(\xi) \cdot \sigma^{n\beta}(\xi) d\xi}{\int_0^{\xi_{\text{ш}}} \sigma^{n\beta}(\xi) d\xi} = (\sigma_{\text{max}})^m \cdot \frac{K'_\xi}{K_\xi} \quad (3.49)$$

где  $K_\xi = \int_0^{\xi_{\text{ш}}} \left(\frac{\sigma(\xi)}{\sigma_{\text{max}}}\right)^{n\beta} d\xi$  – введенный ранее коэффициент среднеинтегрального напряжения;

$K'_\xi = \int_0^{\xi_{\text{ш}}} \left(\frac{\sigma(\xi)}{\sigma_{\text{max}}}\right)^{n\beta+m} d\xi$  – аналогичный по смыслу коэффициент.

При этом, в расчетные зависимости необходимо подставлять усредненную по времени работы барабана величину, учитывающую вариацию нагрузки на барабан:

$$M[\sigma_{\max}^m] \cong (\bar{\sigma}_{\max})^m \cdot K'_s, \quad (3.50)$$

где

$$K'_s = \sum_{i=0}^k \frac{(2k)! \cdot K_{V\sigma}^{2i}}{i! (2k-2i)! \cdot 2^i}, \quad (3.51)$$

$$k = \left\lfloor \frac{m}{2} \right\rfloor.$$

### 3.4. Полная функция распределения ресурса сварного шва обечайки барабана ленточного конвейера

Полный ресурс сварного шва  $F(N)$  имеет распределение, получающееся при свертке двух законов распределения [47]:

$$F(N) = \int_0^N F_1(N-\varphi) dF_2(\varphi) = \int_0^N F_1(N-\varphi) \frac{dF_2(\varphi)}{d\varphi} d\varphi. \quad (3.52)$$

Для малых значений вероятности разрушения  $p = [1 - F_1(N)]$  примем приближенное выражение для  $F_1(x)$ . Плотность вероятности второго распределения запишем в виде:

$$f_2(\varphi) = \frac{dF_2(\varphi)}{d\varphi} = \frac{a + b\varphi}{2(2\pi\varphi^3)^{\frac{1}{2}}} \exp \left[ -\frac{1}{2} \left( b\sqrt{\varphi} - \frac{a}{\sqrt{\varphi}} \right)^2 \right]. \quad (3.53)$$

При малых значениях вероятности разрушения и малом значении  $\varphi$ ,

$$b\sqrt{\varphi} \ll \frac{a}{\sqrt{\varphi}}, \quad (3.54)$$

$$b\varphi \ll a.$$

Поэтому можно принять:

$$\begin{aligned} f_2(\varphi) &= \frac{a}{\sqrt{8\pi} \cdot \varphi \sqrt{\varphi}} \exp \left( -\frac{a^2}{2\varphi} \right) = \frac{A}{\sqrt{8\pi} \cdot \varsigma_c \cdot \varphi \sqrt{\varphi}} \exp \left( -\frac{a^2}{2\varphi} \right) = \\ &= \frac{A}{\sqrt{8\pi} \cdot \varsigma_c \cdot \varphi \sqrt{\varphi}} \exp \left( -\frac{A^2}{2 \cdot \varsigma_c^2 \cdot \varphi} \right). \end{aligned} \quad (3.55)$$

Для стандартизации обозначений примем:

$$\frac{2A^2}{\varsigma_c^2} = \omega. \quad (3.56)$$

Тогда:

$$f_2(\varphi) = \frac{\omega}{4\sqrt{\pi} \cdot \varphi\sqrt{\varphi}} \exp\left(-\frac{\omega}{4\varphi}\right). \quad (3.57)$$

При этом:

$$\begin{aligned} F(N) = & -0,56 \cdot \left(\frac{\xi_{\text{ш}}}{\xi_o}\right) \cdot \left(\frac{\bar{\sigma}_{max}}{\sigma_o}\right)^{n\beta} \cdot K_{\xi} \cdot K_S \cdot \frac{\omega}{4\sqrt{\pi}} \times \\ & \times \int_0^N (N - \varphi)^{\beta} \cdot \frac{1}{\varphi\sqrt{\varphi}} \exp\left(-\frac{\omega}{4\varphi}\right) d\varphi. \end{aligned} \quad (3.58)$$

Вычислим приведенный выше интеграл-свертку двух функций:

$$\begin{aligned} y_1(x) &= x^{\beta}, \\ y_2(x) &= \frac{1}{x\sqrt{x}} \exp\left(-\frac{\omega}{4x}\right), \end{aligned} \quad (3.59)$$

где  $x = N$ .

Известно, что преобразование свертки двух функций по Лапласу равно произведению их преобразований. Соответствующие преобразования Лапласа-Карсона имеют вид [26]:

$$\begin{aligned} x^{\beta} &\rightarrow \frac{\Gamma(\beta + 1)}{p^{\beta}}, \\ \frac{1}{x\sqrt{x}} \exp\left(-\frac{\omega}{4x}\right) &\rightarrow 2\sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot p \cdot \exp(-\sqrt{\omega \cdot p}), \end{aligned} \quad (3.60)$$

где  $p$  – переменная Лапласа;  $\Gamma(x)$  – гамма функция.

Преобразование свертки двух функций:

$$y_1(x) \cdot y_2(x) \rightarrow \frac{2\Gamma(\beta + 1)}{p^{\beta-1}} \sqrt{\frac{\pi}{\alpha}} \cdot \exp(-\sqrt{\omega \cdot p}). \quad (3.61)$$

Обратное преобразование имеет вид:

$$y_1(x) \cdot y_2(x) \rightarrow 2\Gamma(\beta + 1) \frac{1}{x\sqrt{\pi\omega}} \int_{\sqrt{\alpha}}^{\infty} \exp\left(-\frac{\tau^2}{4x}\right) \cdot \frac{(\tau - \sqrt{\omega})^{2\beta-2}}{\Gamma(2\beta - 2)} d\tau. \quad (3.62)$$

Найдя соответствующие прямое и обратное преобразования Лапласа для свертки двух функций, и оценив входящие в него слагаемые, делаем заключение, что обратное преобразование является величиной, имеющей порядок среднего числа циклов роста трещины до критического размера. При этом выполняется следующее неравенство:

$$\frac{\tau^2}{4x} \geq \frac{\omega}{4N} = \frac{M^2[N_{PT}]}{4K_{VC}^2 N}, \quad (3.63)$$

то есть и эта величина имеет порядок среднего числа циклов роста трещины до критического размера. Используем этот факт для оценки скорости изменения подынтегрального выражения при  $\tau > \sqrt{\omega}$ , которое в пределах интегрирования сначала растет от нуля до некоторого максимального значения, а затем падает снова до нуля. Приравнявая первую производную от подынтегрального выражения по аргументу  $\tau$  к нулю, получаем условие максимума:

$$\frac{\tau}{2x} (\tau - \sqrt{\omega}) = 2\beta - 2. \quad (3.64)$$

Положительный корень этого квадратного уравнения:

$$\tau_{max} = \frac{\sqrt{\omega}}{2} + \sqrt{\frac{\omega}{4x} + 4x(\beta - 1)} \approx \sqrt{\omega} \left(1 + \frac{\varepsilon}{2}\right), \quad (3.65)$$

где  $\varepsilon = \frac{4x}{\omega} 4(\beta - 1)$  - очень малая величина, согласно сделанным выше оценкам.

Но уже при  $\tau = \sqrt{\omega}(1 + \varepsilon)$  величина подынтегрального выражения становится в сотни раз меньше своего максимального значения. Подстановка соответствующих значений  $\tau$  в подынтегральное выражение показывает, что оно уменьшается при этом в  $\left(\frac{e}{2}\right)^{2\beta-2}$  раз (где  $e$  - постоянная Эйлера). Обычно величина  $\beta$  составляет не менее 5.

Таким образом, значение интеграла практически полностью определяется интегрированием на интервале от  $\tau = \sqrt{\omega}$  до  $\tau = \sqrt{\omega}(1 + \varepsilon)$ . При этом  $z = \tau - \sqrt{\omega} \leq \varepsilon\sqrt{\omega}$ . Заменяем в подынтегральном выражении переменную  $\tau$  на  $z$ .

Тогда

$$\begin{aligned} & \int_{\sqrt{\omega}}^{\infty} \exp\left(-\frac{\tau^2}{4x}\right) \cdot \frac{(\tau - \sqrt{\omega})^{2\beta-2}}{\Gamma(2\beta-2)} d\tau = \\ & = \int_0^{\infty} \exp\left(-\frac{z^2 + 2z\sqrt{\omega} + \omega}{4x}\right) \cdot \frac{z^{2\beta-2}}{\Gamma(2\beta-2)} dz. \end{aligned} \quad (3.66)$$

В области малых значений  $z$  пренебрежем величиной второго порядка малости  $z^2$ , по сравнению с  $z\sqrt{\omega}$ . Это положение можно распространить на весь промежуток интегрирования, так как значение интеграла (3.62) практически полностью определяется интегрированием на интервале малых значений  $z$ , как это было показано выше. При этом получаем:

$$\begin{aligned} & \int_0^{\infty} \exp\left(-\frac{z^2 + 2z\sqrt{\omega} + \omega}{4x}\right) \cdot \frac{z^{2\beta-2}}{\Gamma(2\beta-2)} dz \approx \\ & \approx \frac{1}{\Gamma(2\beta-2)} \exp\left(-\frac{\omega}{4x}\right) \cdot \left(\frac{2x}{\sqrt{\omega}}\right)^{2\beta-1} \int_0^{\infty} e^{-\theta} \cdot \theta^{2\beta-2} d\theta, \end{aligned} \quad (3.67)$$

где  $\theta = z\sqrt{\omega}/2x$ .

Последний интеграл выражается через гамма-функцию и равен  $\Gamma(2\beta-1)$ . В результате выполненных преобразований получаем:

$$\begin{aligned} & \int_0^N (N - \varphi)^{\beta} \cdot \frac{1}{\varphi\sqrt{\varphi}} \exp\left(-\frac{\omega}{4\varphi}\right) d\varphi \approx \\ & \approx \frac{8(\beta^2 - 1)\Gamma(\beta)}{\omega\sqrt{\pi}} \left(\frac{2N}{\sqrt{\omega}}\right)^{2\beta-2} \exp\left(-\frac{\omega}{4N}\right). \end{aligned} \quad (3.68)$$

Тогда приближенное значение полной вероятности разрушения сварного шва в зависимости от количества циклов нагружения приобретает вид:

$$F(N) \cong \frac{1,12}{\pi} \left(\frac{\xi_{\text{ш}}}{\xi_0}\right) \left(\frac{\sigma_{\text{max}}^-}{\sigma_0}\right)^{n\beta} K_{\xi} K_S (\beta^2 - 1) \Gamma(\beta) \left(\frac{2N}{\sqrt{\omega}}\right)^{2\beta-2} \exp\left(-\frac{\omega}{4N}\right). \quad (3.69)$$

В то же время, количество циклов нагружения сварного шва связано со сроком службы барабана зависимостью:

$$N = \frac{3600v_l}{\pi D_6} T_l D_p t_{pч}, \quad (3.70)$$

где  $v_l$  – скорость движения ленты, м/с;

$T_l$  – срок службы, лет;

$D_p$  – количество рабочих дней в году;

$t_{pч}$  – количество часов работы конвейера в сутки.

Полученное выше приближенное выражение для полной вероятности разрушения сварного шва основано на выводах из обобщении имеющихся в научно-технической литературе экспериментальных данных о сравнительно небольшом рассеивании скорости роста уже образовавшихся трещин (по сравнению с рассеиванием числа циклов нагружения до их зарождения). Поэтому целесообразно считать число циклов нагружения от зарождения трещины до ее разрастания до критического размера величиной детерминированной и вычислять его по формуле (3.40). Затем можно просто прибавлять это количество циклов к случайному количеству циклов до зарождения трещины.

Ниже даны несколько примеров вероятностного распределения количества циклов до зарождения трещины, основанных на результатах моделирования напряженно-деформированного состояния сварного шва обечайки барабана ленточного конвейера с помощью разработанной цифровой модели, а также на полученных теоретических зависимостях.

Основными варьируемыми величинами являются наибольшая амплитуда приведенных напряжений в поперечных сечениях барабана и коэффициент ее неравномерности  $K_\xi$ . Необходимо заметить, что значение  $K_\xi = 1$  соответствует равномерному распределению амплитуд приведенных напряжений в поперечных сечениях барабана вдоль его оси. Чем меньше этот коэффициент, тем меньше отношение среднеинтегрального значения амплитуды напряжений к максимальному ее значению. Следовательно, чем больше неравномерность

распределения напряжений вдоль образующей обечайки барабана, тем меньше значение коэффициента  $K_\xi$ . При этом изменяется и наибольшая амплитуда приведенных напряжений в поперечных сечениях барабана. Поэтому эти два параметра нужно считать взаимосвязанными. Они зависят от конструктивных размеров барабана и от натяжения ленты (нагрузки на барабан).

В работе указанные параметры определялись по результатам моделирования напряженно-деформированного состояния сварного шва обечайки барабана ленточного конвейера, согласно изложенной выше теории, по пяти поперечным сечениям и по 12 точкам в каждом из них.

Коэффициент, характеризующий влияние неравномерности натяжения ленты во времени работы конвейера принят равным  $K_S = 40$  (согласно полученным выше формулам) при коэффициенте неравномерности грузопотока 1,3.

Рассматривались два варианта приводного барабана:

1) Барабан диаметром 1600 мм, длина обечайки 1400 мм (для ширины ленты 1200 мм), толщина обечайки 22 мм, длина вала 2000 мм, расстояние от кромки обечайки до опорного диска 300 мм, натяжение ленты в точке набегания на барабан 140 кН, подкрепляющие элементы отсутствуют;

2) те же параметры барабана и натяжения ленты, но установлен подкрепляющий кольцевой шпангоут в средней части по длине барабана шириной 10 мм и высотой 25 мм.

Остальные параметры приняты следующими:  $\xi_0 = 0,15$  м;  $\sigma_0 = 3000$  МПа;  $n = 5$ ;  $\beta = 3$ .

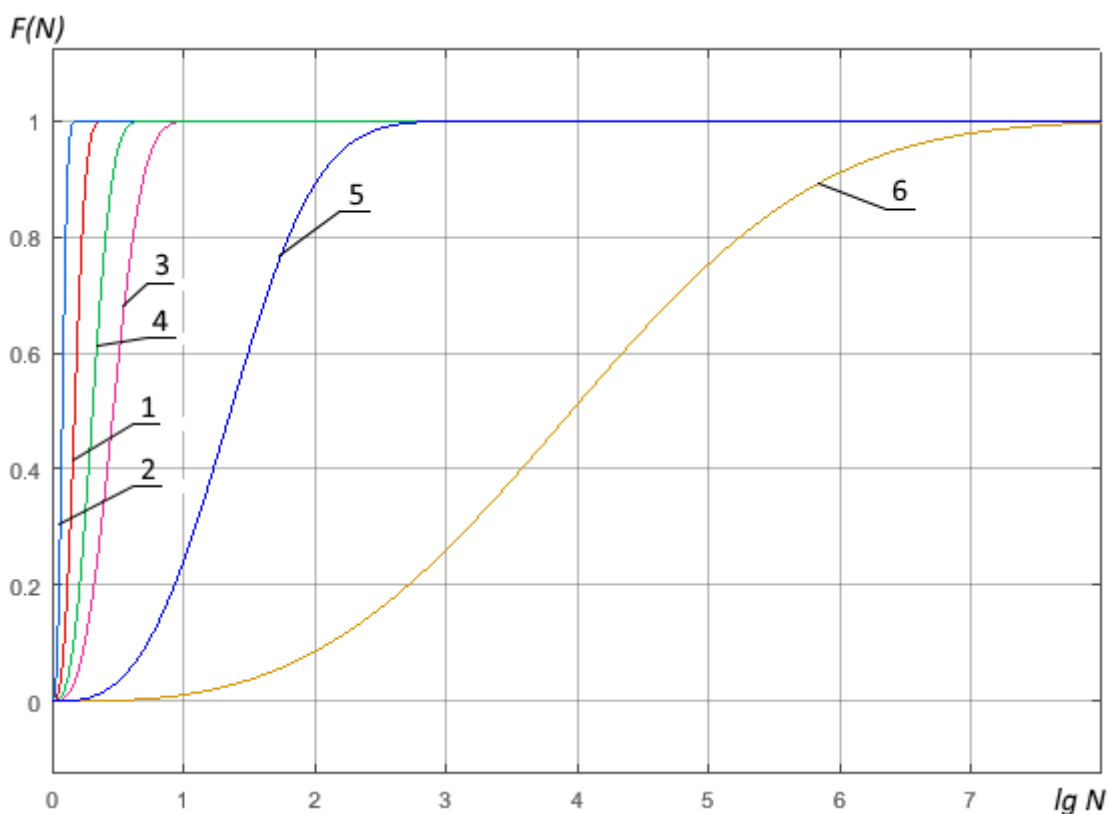
Варианты построенных графиков приведены в Таблице 3.4.

**Таблица 3.4 - Описание вариантов графиков  $F(N)$**

Вариант графика	1	2	3	4	5	6
$\sigma_{max}$	46	46	35	35	26	21
$K_\xi$	0,095	1	0,288	1	1	1

Полученные графики зависимости вероятности разрушения шва от логарифма числа циклов нагружения приведены на Рисунке 3.2.

Вариант 1 соответствует результатам моделирования напряженно-деформированного состояния барабана без подкрепляющего шпангоута. Вариант 2 имел бы место, если бы расчет вели просто по максимальной амплитуде напряжений, не вводя коэффициент  $K_\xi$ . Вариант 3 соответствует результатам моделирования барабана со шпангоутом. При этом уменьшилась максимальная амплитуда напряжений, а коэффициент  $K_\xi$  увеличился, что говорит о более равномерном распределении напряжений вдоль обечайки барабана. Вариант 4 соответствует случаю, когда расчет ведут без учета коэффициента  $K_\xi$  по максимальной амплитуде напряжений. Приведены также варианты 5 и 6 с меньшими значениями максимальной амплитуды напряжений для выявления влияния ее величины.



**Рисунок 3.2 – Графики зависимости вероятности разрушения шва от логарифма числа циклов нагружения при всех сочетаниях параметров  $\sigma_{\max}$  и  $K_\xi$ : 1 –  $\sigma_{\max} = 46$ ;  $K_\xi = 0,095$ ; 2 –  $\sigma_{\max} = 46$ ;  $K_\xi = 1$ ; 3 –  $\sigma_{\max} = 35$ ;  $K_\xi = 0,288$ ; 4 –  $\sigma_{\max} = 35$ ;  $K_\xi = 1$ ; 5 –  $\sigma_{\max} = 26$ ;  $K_\xi = 1$ ; 6 –  $\sigma_{\max} = 21$ ;  $K_\xi = 1$**



Анализ приведенных выше графиков показывает, что определенное влияние на вероятность разрушения сварного шва барабана оказывает величина максимальной амплитуды напряжений. Степень равномерности распределения напряжений вдоль образующей обечайки барабана влияет на его долговечность значительно меньше, хотя может изменять ее в несколько раз. Если расчет вести просто по максимальной амплитуде напряжений, не учитывая неравномерность распределения напряжений вдоль обечайки барабана ( $K_{\xi} = 1$ ), то получаются значительно завышенные вероятности его разрушения.

### 3.5. Выводы по главе

1. В главе принята детерминированная модель усталостного разрушения сварного шва, состоящая из двух стадий: зарождения трещины и ее развития до критического размера.

2. Для решения задачи оценки долговечности барабанов различной конструкции на основе моделирования их напряженно-деформированного состояния имеющиеся экспериментальные кривые зависимости усталостной долговечности от уровня деформаций должны быть пересчитаны в кривые зависимости числа циклов нагружения от амплитуды напряжения. Выполненный в главе анализ показал, что при пересчете амплитуд деформаций в амплитуды напряжений имеющиеся экспериментальные данные с высокой точностью аппроксимируются степенной зависимостью. Это значительно упрощает экстраполяцию кривых усталости на область низких амплитуд напряжений и использование их для расчета усталостной долговечности барабанов ленточных конвейеров.

3. При относительно низких напряжениях, которые имеют место в сварных швах барабанов ленточных конвейеров, значение времени развития трещины может быть достаточно большим и сравнимым со временем ее зарождения,

поэтому его необходимо учитывать при расчете усталостной долговечности барабанов.

4. Разработана вероятностная модель первой стадии усталостного разрушения сварного шва – модель зарождения трещины. При этом учтено, что общепринятый нормально-логарифмический закон распределения количества циклов до разрушения противоречит общепринятой модели линейного суммирования усталостных повреждений. Предложена вероятностная модель, основанная на пуассоновском распределении микроповреждений в пространстве, согласующаяся с гипотезой линейного суммирования повреждений, которая приводит к закону распределения Вейбулла.

5. Для разработанной вероятностной модели получены зависимости, которые учитывают:

- рассеивание свойств материала;
- вариацию напряжений вдоль образующей барабана;
- масштабный фактор (влияние длины сварного шва);
- вариацию натяжения ленты.

6. Разработана вероятностная модель процесса роста усталостной трещины и на основе свертки двух законов распределения методом преобразования Лапласа получена полная функция распределения ресурса сварного шва.

#### **4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СВАРНОГО ШВА И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЕГО УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ**

В четвертой главе приведены результаты проведенного экспериментального исследования сварного шва барабана ленточного конвейера.

Первой задачей экспериментального исследования было установление вероятностного закона распределения макродефектов вдоль сварного шва. Для этого были проведены исследования макро- и микроструктуры экспериментальных образцов сварных швов. На экспериментальных образцах установлено, что число дефектов подчиняется закону распределения Пуассона.

Далее приводятся данные по измерению твердости экспериментальных образцов сварного шва, в том числе основного металла в зоне термического влияния.

В главе описан принятый метод упрочнения сварного шва и результаты обработки изготовленных образцов выбранным способом. Для этого были проведены повторные исследования их микроструктуры и твердости, показавшие, что его использование позволяет получить более равномерную и более мелкозернистую структуру металла. На основании литературных данных источников это дает основание говорить о росте не только статической, но и усталостной прочности сварного шва барабана.

##### **4.1. Цели и методика экспериментального исследования сварного шва обечайки барабана ленточного конвейера**

Барабаны ленточных конвейеров, используемых на горных предприятиях, обычно изготавливаются из обечаек (сварных труб), а сварные швы выполняются дуговой сваркой (Рисунок 4.1). Зоной наибольшего термического влияния в барабане является сварной шов. Приводной барабан ленточного конвейера

является одним из наиболее нагруженных элементов, и одной из причин его выхода из строя является разрушение сварных швов. В зависимости от материалов, используемых при сварке, и режимов сварки строение и свойства сварного шва различны и изменяются в широких пределах. Наиболее слабым участком в сварном соединении оказывается не металл шва, а прилегающая к нему зона, которая в результате термического действия дуги изменяет свои механические свойства, и вследствие образования концентрации напряжений оказывается разупрочненной [30].

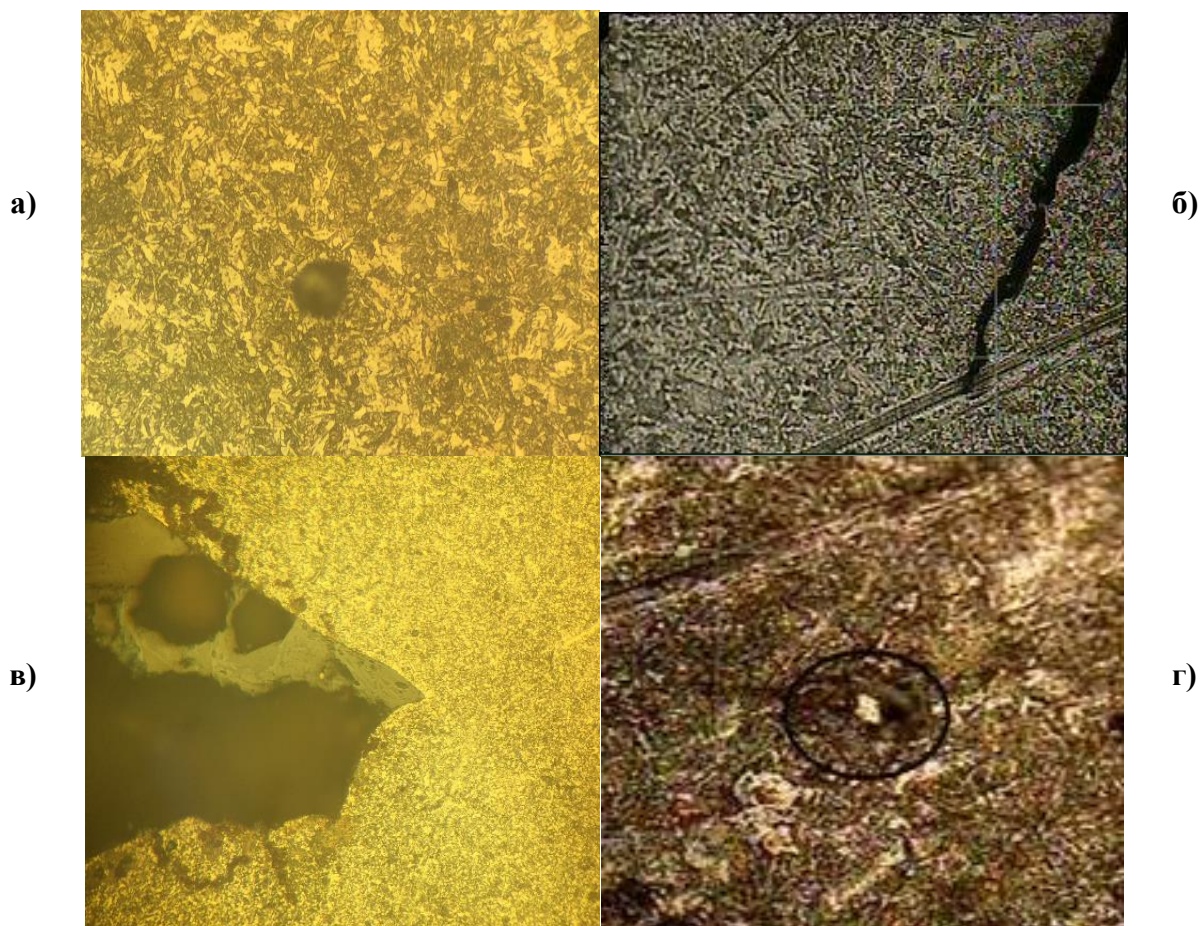


**Рисунок 4.1 - Сварные швы барабана ленточного конвейера**

В сварных конструкциях барабанов ленточных конвейеров (Рисунок 4.1) в основном используются угловые и тавровые (диски-обечайка, диски-вал), а также стыковые (обечайка) сварные швы.

На практике разрушение сварных швов барабанов ленточных конвейеров происходит под воздействием большого числа факторов, которые оказывают различное влияние на работоспособность сварной конструкции. Одним из них являются дефекты макро- и микроструктуры сварного шва, нарушающие его сплошность (поры, шлаковые включения, непровары, пленки оксидов, трещины и другие дефекты). На Рисунке 4.2 приведены примеры некоторых из них.



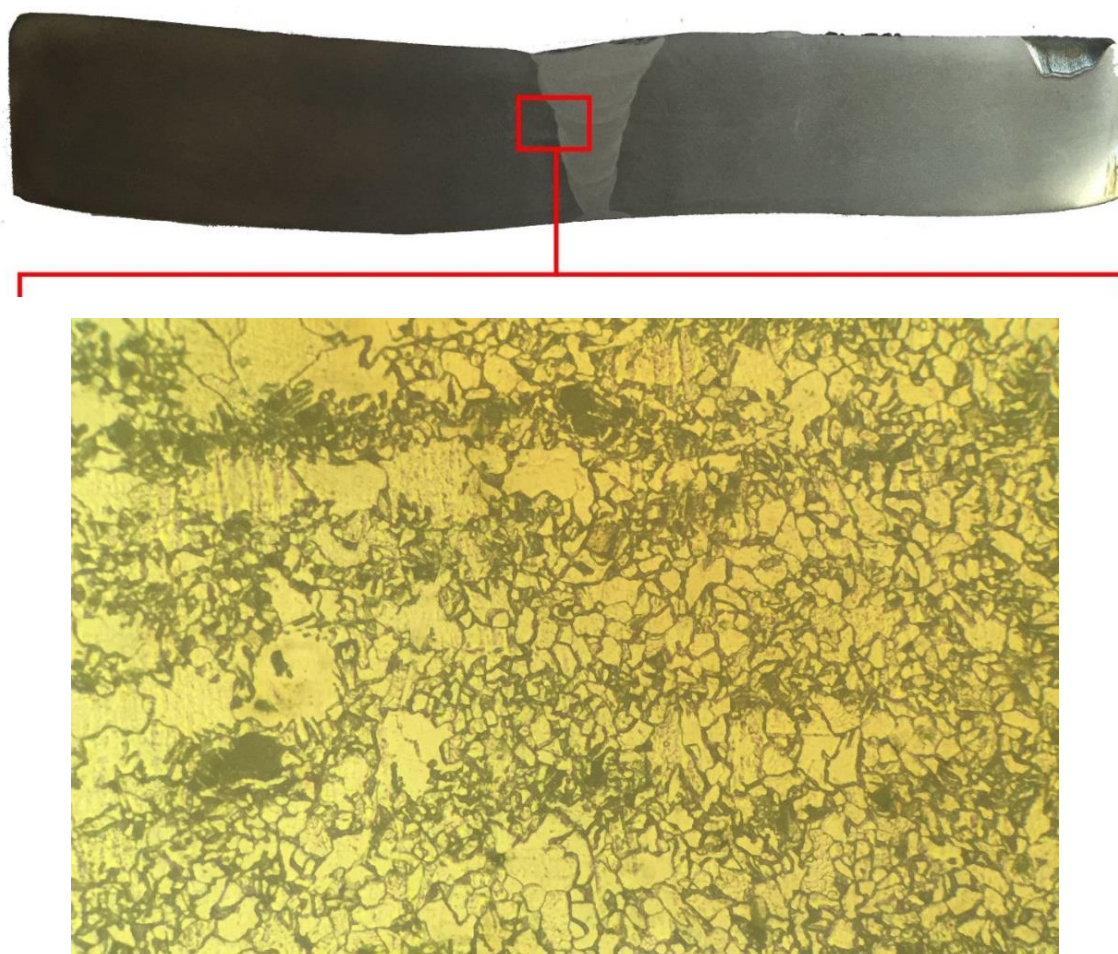


**Рисунок 4.2 - Дефекты сварного шва приводных барабанов (пора (а), трещина (б), пора с оксидной пленкой (в), неметаллическое включение (г))**

Внутренние поры как правило, имеют размеры от 0,1 до 2÷3 мм в диаметре. Поры, выходящие на поверхность сварного шва, могут быть и больше. На Рисунке 4.2, а размер поры составляет около 0,2 мм; на Рисунке 4.2, б – острая трещина с радиусом при вершине 0,1 мм; на Рисунке 4.2, в размер дефекта составляет 2 мм; на Рисунке 4.2, г - около 0,2 мм.

В области этих дефектов при нагружении происходит неравномерное распределение напряжений, силовые линии искривляются, в результате чего возникает концентрация напряжений. Это может послужить источниками зарождения трещины критического размера. Степень влияния дефектов на прочность исследована в работах [17, 30, 58, 84, и др.]

Наряду с этим микроструктура в сварных швах характеризуется выраженной направленностью, что также создает неравномерное распределение напряжений (Рисунок 4.3).



**Рисунок 4.3 - Образец и микроструктура сварного шва (на границе шва)**

В связи с этим нами было проведено экспериментальное исследование микро- и макроструктуры образцов сварных швов, в том числе в зоне сплавления с основным металлом (см. Рисунок 4.3).

Для получения образцов выполнена сварка листов из используемой для изготовления барабанов ленточных конвейеров стали 10Г2С толщиной 20 мм. Сварка полуавтоматическая в среде углекислого газа, проводилась проволокой диаметром 3 мм марки Св08Г2С ГОСТ 2246, по длине в три прохода на прихватках. Режим сварки – напряжение дуги 30 В, ток 350 А, скорость подачи проволоки 265 м/ч скорость сварки одного слоя 27,5 м/ч.

Для исследования каждый экспериментальный сварной шов был распилен поперек на 10 образцов шириной 20 мм. Исследовались отшлифованные поперечные сечения сварного шва на двух сторонах каждого из образцов (всего 20 сечений).



Микроструктура образцов экспериментальных сварных швов исследовались на микроскопе НЕОФОТ30 (Рисунок 4.4).

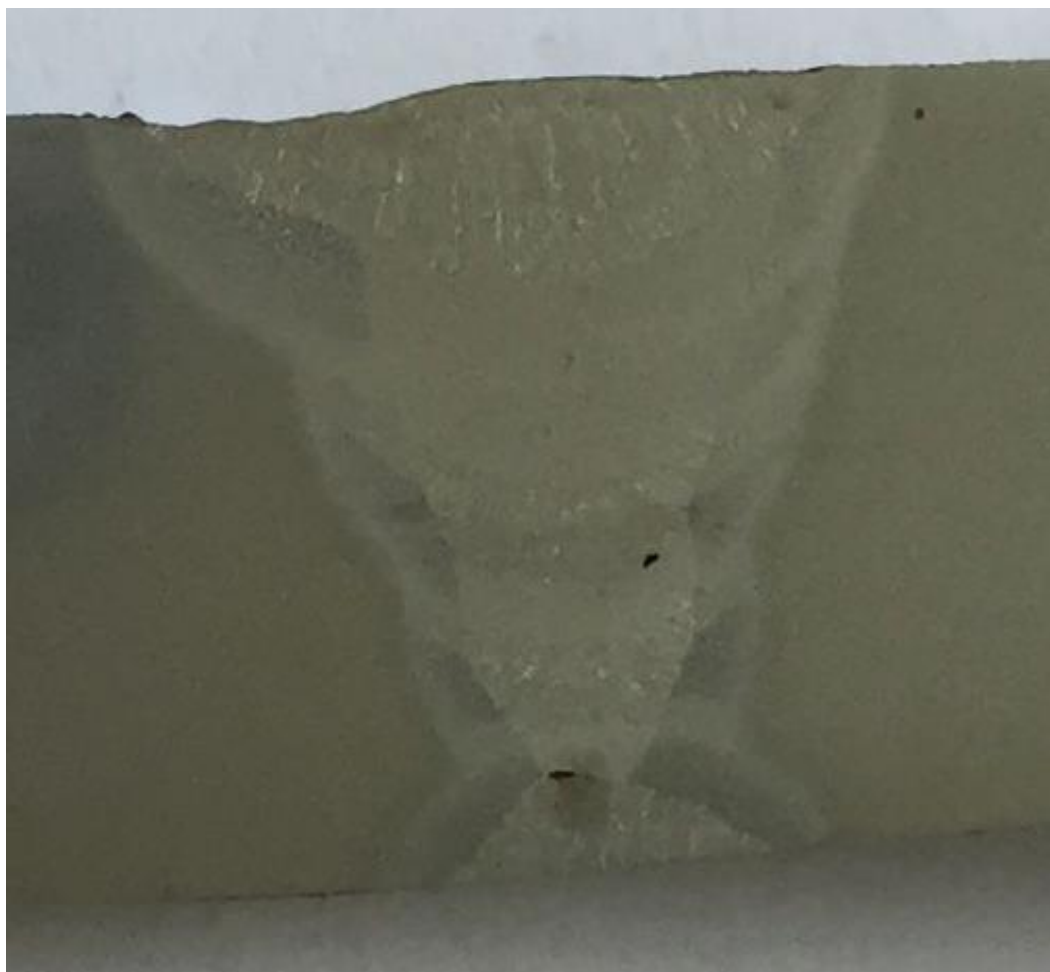


**Рисунок 4.4 - Микроскоп НЕОФОТ30**

Далее, твердомером Роквелла измерялась твердость шва и основного металла в зонах термического влияния.

#### **4.2. Исследование распределения макродефектов в образцах сварного шва обечайки барабана ленточного конвейера**

Первой задачей экспериментального исследования было установление вероятностного закона распределения макродефектов вдоль сварного шва. В теоретических моделях механизма разрушения сварного шва, принятых нами в главе 3, предполагается, что начальные макродефекты распределены вдоль шва по закону Пуассона, то есть проекции их на продольную ось шва образуют так называемый пуассоновский поток точек. Макродефекты, попавшие в одно из сечений шва (Рисунок 4.5), представляют собой выборку из этого потока длиной, равной характерному размеру макродефектов.



**Рисунок 4.5 – Макродефекты на срезе сварного шва**

Известно, что объединенные в один поток периодические выборки одинаковой длины из пуассоновского потока дают также пуассоновский поток точек. Поэтому вероятностный закон распределения количества макродефектов на последовательных срезах шва (а они, как указано выше, выполнялись с шагом 20 мм в количестве 10 шт.) должен быть законом Пуассона. Таким образом, подсчитав количество макродефектов на этих срезах, получаем выборку случайных экспоненциально распределенных чисел объемом  $N = 10$ . Но на обратных сторонах, полученных из образца шва брусков, как и на лицевых, также имеются срезы (также 10 срезов, образующих, очевидно, такую же выборку). Поэтому решалась задача проверки на соответствие распределению Пуассона полученных экспериментальным путем соответствующих выборок.

В Таблице 4.1 приведены полученные экспериментальным путем выборки числа макродефектов на последовательных срезах шва.



Таблица 4.1 - Числа макродефектов на последовательных срезах шва

№ бруска	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число макродефектов на лицевой стороне $k_i$	2	0	2	2	2	1	3	4	0	3
Число макродефектов на тыльной стороне $k_j$	3	1	0	0	1	1	0	1	2	0

Для повышения точности анализа рассмотрена возможность объединения двух малых выборок в одну большего объема на основании критерия однородности их дисперсий (по критерию Фишера).

Математические ожидания выборок:

$$M = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{i=10} k_i, \quad (4.1)$$

$$M_1 = 1,3,$$

$$M_2 = 1,5.$$

Выборочные дисперсии:

$$D = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^{i=10} (k_i - M)^2, \quad (4.2)$$

$$D_1 = 0,927,$$

$$D_2 = 2,06.$$

Числа степеней свободы:  $m_1 = m_2 = 9$ . Отношение большей дисперсии к меньшей:

$$\frac{D_2}{D_1} = 2,22, \quad (4.3)$$

что меньше критического значения, равного 3,18 (при уровне значимости  $\alpha = 0,05$ ).

Таким образом, две приведенные выше выборки можно объединить в одну выборку объемом  $N = 20$  с доверительной вероятностью  $P_{\text{дов}} = 1 - \alpha = 0,95$ . Математическое ожидание выборки:  $\mu = 1,4$ .

Теоретическая вероятность наличия  $k$  макродефектов в одном сечении определяется предполагаемым распределением Пуассона:

$$P_T(k) = e^{-\mu} \cdot \frac{\mu^k}{k!} = 0,2466 \cdot \frac{(1,4)^k}{k!}. \quad (4.4)$$

Теоретическое средневероятное количество чисел, равных  $k$  макродефектов, в выборке обозначим как  $n_T(k)$ :

$$n_T(k) = N \cdot P_T(k). \quad (4.5)$$

Эмпирическое количество чисел, равных  $k$ , в выборке обозначим как  $n_3(k)$ . Эмпирическая вероятность наличия  $k$  дефектов в одном сечении определяется как

$$P_3(k) = \frac{n_3(k)}{N}. \quad (4.6)$$

Значения этих величин, а также разности теоретических и эмпирических значений для пяти значений  $k$ , встречающихся в экспериментальной выборке, приведены в Таблице 4.2.

**Таблица 4.2 - Теоретические и эмпирические значения характеристик распределения числа макродефектов  $k$**

$k$	0	1	2	3	4
$P_T(k)$	0,247	0,175	0,242	0,113	0,041
$P_3(k)$	0,300	0,250	0,250	0,150	0,050
$\Delta P(k)$	0,053	0,075	0,008	0,037	0,009
$n_T(k)$	4,94	3,50	4,84	2,26	0,82
$n_3(k)$	6	5	5	3	1
$\Delta n(k)$	1,06	1,50	0,16	0,74	0,18

Сходимость эмпирического закона распределения к теоретическому закону проверялась по критерию Пирсона  $\chi^2$  при количестве возможных значений случайной величины  $j = 5$  (от 0 до 4).

Для этого вычисляется величина:

$$Y = N \cdot \sum_{i=0}^{i=4} \left[ \frac{\Delta P(k_i)^2}{P_T(k_i)} \right] = \sum_{i=0}^{i=4} \left[ \frac{\Delta n(k_i)^2}{n_T(k_i)} \right] = 1,157. \quad (4.7)$$

Эта величина должна быть меньше критического значения при заданном уровне значимости и числе степеней свободы  $m = 5 - 1 = 4$ .

При этих условиях ближайшее большее критическое значение критерия Пирсона равно 1,164 при уровне значимости  $\alpha = 0,12$  (при доверительной вероятности  $P_{\text{дов}} = 0,88$ ), что является допустимым для точности инженерных расчетов. Таким образом, эмпирический закон распределения количества макродефектов сходится к принятому теоретическому закону при указанных статистических характеристиках.

Дополнительным обоснованием принятой вероятностной модели распределения макродефектов по длине сварного шва является практическое отсутствие корреляции между количеством дефектов в достаточно близких по длине шва сечениях. Для определения коэффициента корреляции между числами дефектов в сечениях, отстоящих друг от друга на 20 мм, построена корреляционная таблица на основании Таблицы 4.1 (Таблица 4.3).

**Таблица 4.3 - Корреляционная таблица количества макродефектов с интервалом 20 мм**

№ бруска	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число макродефектов на лицевой стороне $k_i$	2	0	2	2	2	1	3	4	0	3
Число макродефектов на тыльной стороне $k_j$	3	1	0	0	1	1	0	1	2	0
Произведение $k_i k_j$	6	0	0	0	2	1	0	4	0	0

Ковариация величин  $k_i$  и  $k_j$  составляет:

$$\frac{(6 + 2 + 1 + 4)}{(N - 1)} - M_1 M_2 = -0,51 \quad (4.8)$$

Коэффициент корреляции величин  $k_i$  и  $k_j$  равен:

$$r = \frac{\text{cov}(k_i, k_j)}{(D_1 D_2)^{\frac{1}{2}}} = -0,25. \quad (4.9)$$

Такой низкий коэффициент корреляции величин  $k_i$  и  $k_j$  при небольшом объеме выборок означает практическое отсутствие корреляционных связей между количеством дефектов в достаточно близких по длине шва сечениях.

Таким образом, пуассоновский характер распределения начальных макродефектов вдоль длины сварного шва можно считать доказанным.

### **4.3. Выбор метода упрочнения сварного шва и исследование его твердости и микроструктуры**

Проведенный анализ методов упрочнения сварных швов показал следующее. Методы упрочнения сварных швов подразделяются на следующие классы:

- пластическая деформация (дробью);
- термическая обработка;
- высокоэнергетические методы упрочнения (электромеханические, ультразвуковые, метод магнитно-импульсного упрочнения).

Из приведенных выше классов были рассмотрены высокоэнергетические методы упрочнения, как наиболее подходящие для условий изготовления барабанов ленточных конвейеров. Проведенный анализ методов упрочнения сварных швов привел к выводу, что для условий изготовления на предприятиях горнорудной промышленности наиболее приемлемым является метод магнитно-импульсного упрочнения (МИО).

Преимуществом МИО по сравнению с другими методами является возможность создания установки, не требующей контакта со сварным швом и легкость ее автоматизации. При этом обрабатывается не только приповерхностный слой металла, но возможна и обработка на всю его глубину. Хотя первоначально этот метод был разработан для упрочнения поверхности деталей машин с целью повышения их износостойкости, в последнее время он получает все большее распространение при обработке на большую глубину их материала. Суть и преимущества этого метода рассмотрены в работах [89, 90].

Эти исследования использованы при выборе метода упрочнения сварных швов барабанов.

Сущность МИО сводится к изменению физических и механических свойств вещества при воздействии на него магнитного поля. При такой обработке улучшение свойств ферромагнитных деталей происходит за счет направленной

ориентации свободных электронов вещества внешним полем, что повышает тепло- и электропроводность материала.

При этом интенсивность взаимодействия импульсного магнитного поля с деталью из токопроводящего материала напрямую зависит от структурной и энергетической неоднородности вещества. Таким образом, при повышении концентрации поверхностных и внутренних напряжений в металлических заготовках растет вероятность локальной концентрации в них микровихрей внешнего поля и длительность течения релаксационных процессов в металле.

При изготовлении деталей в реальных условиях избыточная энергия, увеличение которой повышает вероятность разрушения в последующем детали, концентрируется в материале неравномерно. Соответственно, требуется снижение избыточной энергии материала внешними физико-техническими методами.

С применением МИО в значительной степени можно минимизировать вероятность разрушения детали вследствие уменьшения избыточной энергии материала, связанную с концентрацией внутренних и поверхностных напряжений в конкретной детали.

Для каждой конкретной детали существует свое оптимальное значение внешнего импульсного магнитного поля, способствующее предельному снижению концентрации напряжений в материале и, следовательно, избыточной энергии для повышения надежности детали в целом.

Для уменьшения значения избыточной энергии материала требуется затратить электромагнитную энергию, значение которой зависит от массы, объема детали и состояния ее материала. При намагничивании (или повторном намагничивании) в структуре ферромагнитных деталей за счет энергии поля протекают два процесса, связанных с магнитной восприимчивостью материала детали. Первый процесс – смещение границ доменов, рост их объемов, у которых намагниченность ориентирована близко к направлению поля за счет изменения объема соседних доменов, что повышает теплопроводность образцов. Вторым процессом является изменение направления самопроизвольной намагниченности

отдельных доменов и кристаллитов за счет поворота вектора намагниченности, повышающее вязкость и износостойкость материала.

У каждой марки стали есть определенная величина напряженности импульсного магнитного поля и, как следствие, величина магнитной энергии, поглощаемой материалом при обработке и максимально улучшающей его свойства. При этом существует корреляционная зависимость между повышением стойкости детали и магнитной проницаемостью. Импульсное магнитное поле воздействует на материал детали, изменяя ее тепловые и электромагнитные свойства, улучшая тем самым структуру и эксплуатационные характеристики. На этом основана технология магнитного упрочнения, которая состоит в следующем.

Перед тем, как обработать деталь, ее помещают в полость соленоида, например, со стороны северной полярности так, чтоб ее центр тяжести был удален от положения равновесия. Во время включения установки деталь втягивается в полость соленоида магнитным полем с некоторым ускорением и совершает там колебательные движения. За счет инерции центр тяжести детали смещается в противоположную сторону. Со стороны южного полюса соленоида на деталь будет действовать сила, втягивающая ее обратно внутрь соленоида. Следовательно, деталь, многократно пересекая магнитный поток, в полости соленоида совершает затухающие свободные колебания, уменьшающиеся за счет трения детали о стенки индуктора. При прекращении колебаний деталь окажется в положении равновесия по центру соленоида, а действующая на нее магнитная сила будет равна нулю. Количество и амплитуда колебаний зависят от мощности поля, массы детали и электромагнитных свойств материала.

При таких перемещениях из-за неоднородной кристаллической структуры детали в ней возникают вихревые токи. Они обуславливают магнитное поле и локальные микровихри, которые, в свою очередь, нагревают участки вокруг кристаллитов напряженных блоков и неоднородностей структуры металла. Градиент теплового потока при МИО тем выше, чем менее однородна микроструктура металла. В местах концентраций остаточных или усталостных напряжений теплота, наведенная при МИО вихревыми токами, частично

уменьшает избыточную энергию составляющих кристаллитов и зерен структуры образца, особенно в зоне контакта напряженных участков. Микроструктура сплава улучшается в течение  $0,01 \div 1,0$  с.

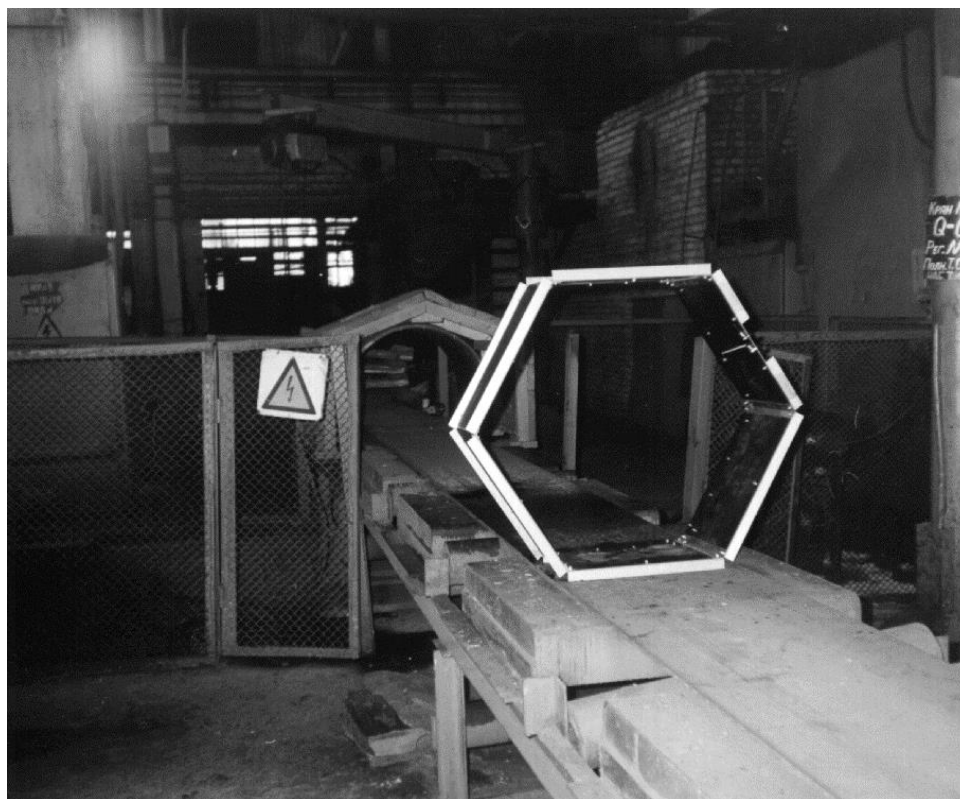
Вместе с тем, вихревое магнитное поле обуславливает более равномерное охлаждение детали. За счет импульсного магнитного поля в металле кроме тепловых процессов также происходит полярная ориентация спинов электронов атомов, расположенных в области контакта кристаллитов и зерен сплавов, которая улучшает механические свойства материала.

В результате проведения опытов выявлено, что улучшает механические и технологические характеристики стали импульсное магнитное поле не выше 2000 кА/м. При этом для завершения внутренних процессов деталей необходимо от 5 до 24 ч.

Для деталей из конструкционных и легированных сталей длительность одного цикла магнитной обработки не превышает  $1,0 \div 5,0$  с. При этом в магнитном поле средней напряженности за период импульса  $0,5 \div 1,0$  с цилиндрическая деталь подвергается «винтовому сжатию». Возникающие электродинамические силы частично уплотняют кристаллиты сплава, что снижает концентрацию напряжений.

Таким образом, МИО представляет комплексное воздействие на материал магнитострикционных процессов и механических деформаций, тепловых и электромагнитных вихревых потоков, локализованных в местах концентраций магнитного потока, а также систему процессов, направленно ориентирующих «спин-характеристики» внешних электронов атомов металлов пограничной зоны контакта зерен (перегруженного участка кристаллита). В целом МИО предусматривает сочетание электромагнитного и термодинамического способов управления (в соотношении примерно 1:1) неравновесной структурой вещества. При этом, чем больше физических несовершенств и технологических неоднородностей содержится в детали в результате ее изготовления, тем выше эффективность МИО.

Необходимо заметить, что метод МИО может быть использован как в заводских условиях, так и в условиях ремонтных мастерских горнодобывающих предприятий (Рисунок 4.6).



**Рисунок 4.6 – Установка для магнитно-импульсной обработки на Бежецком сталелитейном заводе**

В целях проведения исследования была проведена обработка магнитно-импульсным упрочнением образца сварного шва на установке МГТУ им. Баумана (Рисунок 4.7). Для получения надежных результатов исследования проводились на 15-ти образцах, обработанных по 3-м режимам. Характеристики режимов приведены в Таблице 4.4.

**Таблица 4.4 - Характеристики режимов МИО**

№	Кол-во образцов	Кол-во импульсов	Приложенное напряжение А/м
1	5	1	$8 \times 10^5$
2	5	1	$1 \times 10^5$
3	5	3	$8 \times 10^5$





**Рисунок 4.7 – Установка для упрочнения деталей магнитно-импульсной обработкой (МИО) МГТУ им. Н.Э. Баумана**

Наилучшие результаты показала обработка по режиму №3, при котором создаются достаточные сжимающие напряжения в зоне термического влияния.

После обработки образцов были проведены исследования микроструктуры и твердости. На Рисунке 4.8 показаны точки измерения микротвердости на сечении образца.



**Рисунок 4.8 – Точки измерения микротвердости на сечении образца**

На Рисунке 4.9 приведены экспериментальные данные твердости образцов до и после МИО (границы основного металла образца и сварного шва показаны условно).

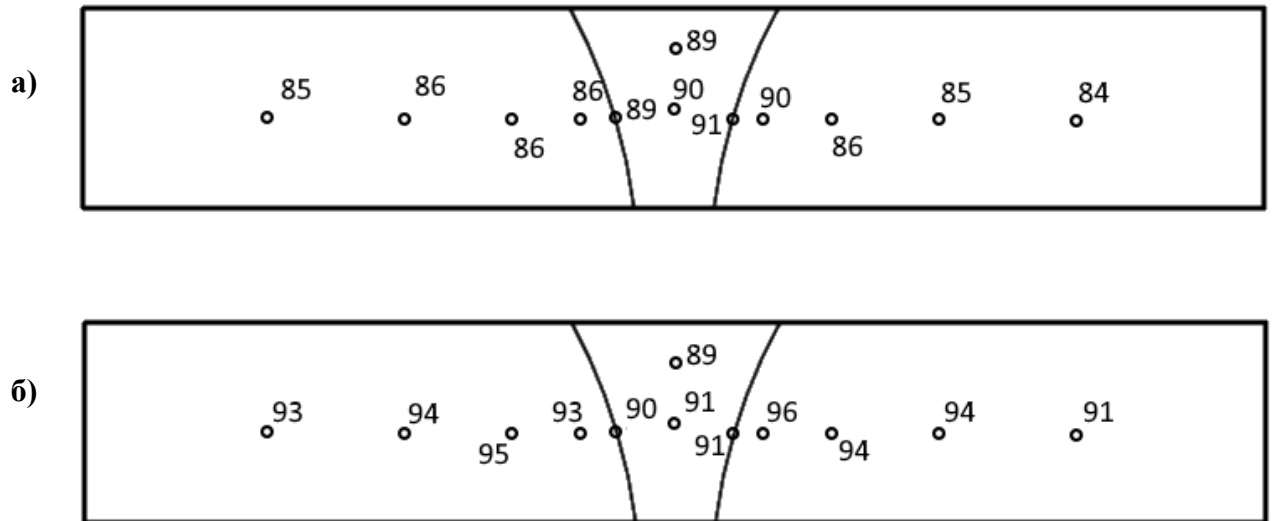


Рисунок 4.9 – Данные о твердости образцов HRB: а - до МИО; б - после МИО (режим №3)

Из графика зависимости распределения твердости от расстояния от центра шва (Рисунок 4.10), видно, что распределение в зоне термического влияния стало более равномерным.

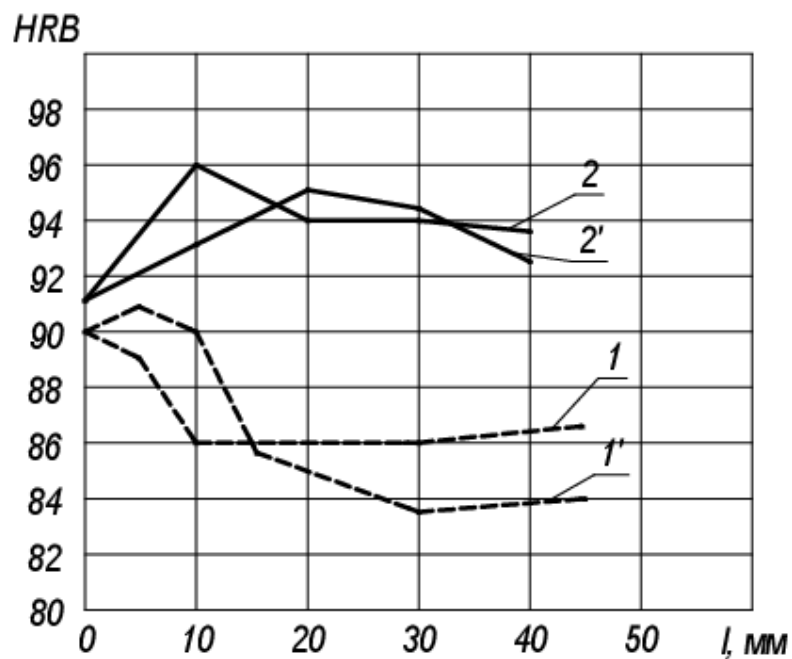
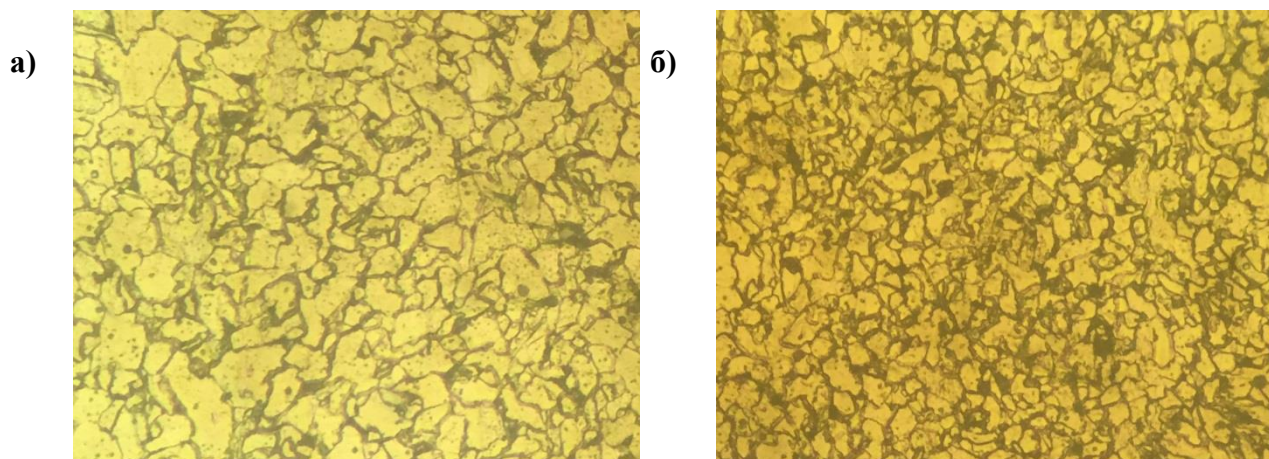


Рисунок 4.10 – График зависимости твердости HRB от расстояния от центра шва

Микроструктура образцов в зоне термического влияния до и после МИО приведена на Рисунке 4.11.

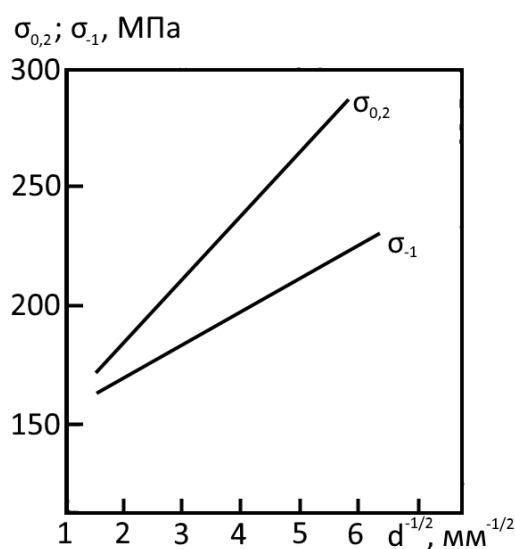


**Рисунок 4.11 – Микроструктура образцов в зоне термического влияния (увеличение X100): а - до МИО; б - после МИО (режим №3)**

Как видно из приведенных данных, использование МИО позволило получить равномерную микроструктуру материала с ее измельчением (Рисунок 4.11).

Такое изменение структуры при незначительном повышении твердости дает возможность говорить о росте не только статической, но и, в основном, усталостной прочности сварного шва барабана.

Согласно Ю.М. Лахтину и В.П. Леонтьевой [46] для низкоуглеродистой стали зависимость предела усталости  $\sigma_{-1}$  от меры величины зерна  $a = d^{-0,5}$  (где  $d$  – средний диаметр зерна) является линейной (Рисунок 4.12).



**Рисунок 4.12 – Влияние величины зерна  $d$  на условный предел текучести  $\sigma_{0,2}$  и предел выносливости  $\sigma_{-1}$  [46]**

Данная этими авторами графическая зависимость (Рисунок 4.12) аппроксимирована нами уравнением:

$$\sigma_{-1} = 157 + 13a \quad (4.10)$$

Согласно проведенным измерениям на микрошлифах,  $d = 0,04$  мм до обработки методом МИО ( $a = 5,0$ ;  $\sigma_{-1} = 222$  МПа) и  $d = 0,025$  мм после обработки методом МИО ( $a = 6,32$ ;  $\sigma_{-1} = 239$  МПа). Это означает повышение предела усталости на 8%.

Анализ полученных результатов позволил установить, что количество циклов нагружения сварного шва до зарождения трещины должно увеличиться в  $(1,08)^5 = 1,47$  раза.

#### 4.4. Выводы по главе

1. В ходе экспериментального исследования выполнена сварка листов из используемой для изготовления барабанов стали 10Г2С. Для исследования каждый экспериментальный шов был распилен поперек на 10 образцов шириной 20 мм. Исследовались отшлифованные поперечные сечения сварного шва (20 сечений).

2. Первой задачей экспериментального исследования было установление вероятностного закона распределения макродефектов вдоль сварного шва. Выполнено объединение двух малых выборок в одну большего объема на основании критерия Фишера однородности их дисперсий.

3. Сходимость эмпирического закона распределения макродефектов вдоль сварного шва к предложенному ранее теоретическому закону Пуассона по критерию Пирсона обеспечивается при уровне значимости 0,12 (при доверительной вероятности 0,88). Кроме того, коэффициент корреляции между количеством начальных макродефектов в соседних сечениях шва весьма низкий. Таким образом, пуассоновский характер распределения начальных макродефектов вдоль длины сварного шва можно считать доказанным.

4. В главе описан использованный в ходе эксперимента метод магнитно-импульсного упрочнения сварного шва и исследована его твердость и микроструктура. Для получения надежных результатов исследование проводилось на 15 образцах.

5. Анализы результатов экспериментального исследования сварного шва показали, что после обработки получается более равномерная микроструктура материала шва с ее измельчением (размер зерен аустенита уменьшается от 40 мкм до 25 мкм). Такое изменение структуры при незначительном повышении и более однородном распределении твердости говорит о росте усталостной прочности сварного шва. Согласно имеющимся в научно-технической литературе эмпирическим зависимостям для низкоуглеродистой стали, это означает повышение предела усталости на 8%. При этом количество циклов нагружения сварного шва до зарождения трещины должно увеличиться в 1,47 раза.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является законченной квалификационной работой, в которой на основе выполненных автором исследований дано новое решение актуальной научной задачи, состоящей в расчете и повышении усталостной долговечности барабанов ленточных конвейеров для горной промышленности, имеющей существенное значение при оценке надежности барабанов и ленточных конвейеров в целом.

### **Результаты и выводы, полученные лично автором:**

1. На основании экспериментальных данных предложена непрерывная зависимость коэффициента сцепления ленты с барабаном от силы ее натяжения в диапазоне  $0,1 \div 0,6$  МПа. В дальнейшем, в цифровой модели, при формировании схемы нагружения барабана лентой использована модифицированная формула Эйлера, в которой учтена полученная зависимость.

2. В работе для анализа усталостной долговечности обечайки приводного барабана с использованием пакета прикладных программ ANSYS создана объемная цифровая модель напряженно-деформированного состояния приводного барабана.

3. Разработана вероятностная модель первой стадии усталостного разрушения сварного шва – модель зарождения трещины. При этом учтено, что общепринятый нормально-логарифмический закон распределения количества циклов до разрушения противоречит общепринятой модели линейного суммирования усталостных повреждений. Предложена вероятностная модель, основанная на пуассоновском распределении микроповреждений в пространстве, согласующаяся с гипотезой линейного суммирования повреждений, которая приводит к закону распределения Вейбулла.

4. Для разработанной вероятностной модели получены зависимости, которые учитывают:

- рассеивание усталостных свойств материала;

- неравномерность напряжений вдоль образующей барабана;
- масштабный фактор (влияние длины сварного шва);
- вариацию натяжения ленты.

5. Разработана вероятностная модель процесса роста усталостной трещины и на основе свертки двух законов распределения методом преобразования Лапласа получена полная функция распределения ресурса сварного шва.

6. В ходе экспериментального исследования установлен вероятностный закон распределения макродефектов вдоль сварного шва. Сходимость эмпирического закона распределения макродефектов вдоль сварного шва к предложенному теоретическому закону Пуассона по критерию Пирсона обеспечивается при уровне значимости 0,12 (при доверительной вероятности 0,88).

7. Экспериментальные исследования сварного шва показали, что после магнитно-импульсной обработки получается более равномерная микроструктура материала шва с ее измельчением (размер зерен аустенита уменьшается от 40 мкм до 25 мкм). Такое изменение структуры при незначительном повышении и более однородном распределении твердости позволяет повысить предел усталости на 8% и увеличить количество циклов нагружения сварного шва до зарождения трещины в 1,47 раза.

#### **Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы.**

В дальнейшем рекомендуется исследовать долговечность торцевых и кольцевых сварных швов барабанов ленточных конвейеров и построить модель надежности барабана с учетом полученных результатов.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Александров, А. В. Сопротивление материалов: учебник для вузов / А. В. Александров, В. Д. Потапов, Б. П. Державин. – 4-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 2004. – 560 с.
2. Александров, М. П. Подъемно-транспортные машины. Учебник для вузов / М. П. Александров. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985. – 520 с.
3. Аракчеев, С. А. Обоснование параметров и способа повышения стойкости буровых коронок: автореф. дис. ... канд. техн. наук. / С. А. Аракчеев. – Москва, 2006. – 24 с.
4. Асаенко, В. В. Оценка усталостной долговечности обечайки приводного барабана ленточного конвейера / В. В. Асаенко // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – №4. – С. 22-27.
5. Аскинази, Б. М. Упрочнение и восстановление деталей электромеханической обработкой / Б. М. Аскинази. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 200 с.
6. Байхельт, Ф. Надежность и техническое обслуживание. Математический подход / Ф. Байхельт, П. Франкен. – М.: Радио и связь, 1988. – 392 с.
7. Барон, Ю.М. Магнитно-абразивная обработка изделий и режущего инструмента / Ю. М. Барон. – Л.: Машиностроение, 1986. – 236 с.
8. Белов, В. А. Повышение долговечности сварных решетчатых конструкций / В. А. Белов // БГИТА «Дороги-2001» Международная научно-техническая конференция – 2001. С. 254-260.
9. Белый, И. В. Справочник по магнитно-импульсной обработке металлов / И. В. Белый, С. М. Фертик, Л. Т. Хименко. – Харьков: Вища школа, 1977. – 168 с.
10. Березин, И. Я. Сопротивление материалов. Усталостные разрушения металлов и расчеты на прочность и долговечность при переменных



- напряжениях: Учебное пособие / И. Я. Березин, И. Я., О. Ф. Чернявский; под общ. ред. О. Ф. Чернявского. – Челябинск: ЮУрГУ, 2002. 298 с.
11. Бернштейн, М. Л. Термическая обработка стальных изделий в магнитном поле / М. Л. Бернштейн, В. Н. Пустовой. – М.: Машиностроение, 1987. – 256 с.
  12. Болдырев, А. И. Упрочнение материалов виброударным и комбинированными методами с предшествующей электрохимической обработкой / А. И. Болдырев // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2011. – № 2. – С. 35-38.
  13. Болдырев, А. М. Сварочные работы в строительстве и основы технологии металлов: учебник / А. М. Болдырев, А. С. Орлов. – М.: АСВ, 1994. – 432 с.
  14. Болотин, В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В. В. Болотин. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.
  15. Бороухин, Ю. А. О стойкостных зависимостях сверл, подвергнутых магнитной обработке / Ю. А. Бороухин. // Труды Горьковского политехнического института. – 1977 – Вып. 39. – С. 36-39.
  16. Вержанский, А.П. Оценка долговечности сварных соединений барабанов ленточных конвейеров / А. П. Вержанский, Д. Я. Соловых // Уголь. – 2016. – № 4. – С. 32-36.
  17. Вершинский, А. В. Анализ развития и устранения остаточных напряжений в сварных конструкциях / А. В. Вершинский. // Известия ВУЗов. Машиностроение, 1978. – № 1 – С. 154-158.
  18. Волков, Р.А. Конвейеры. Справочник. // Р. А. Волков, А. Н. Гнутов, В. К. Дьячков [и др.]; под общ. ред. Ю. А. Пертена. – Ленинград: Машиностроение, 1984. – 367 с.
  19. Временные правила по технике безопасности и производственной санитарии при работе на магнитных установках / Экспериментальный научно-исследовательский институт кузнечно-прессового машиностроения – Воронеж, 1986 – 98 с.

20. Галей, М. Т. Изучение влияния магнитного поля на стойкость режущего инструмента / М. Т. Галей // Станки и инструменты. – 1981. – № 4. – С. 31-32.
21. Галкин, В. И. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий / В. И. Галкин, В. Г. Дмитриев, В. П. Дьяченко [и др.] – М.: Горная книга, 2005. – 543 с.
22. Гаркунов, Д. Н. О природе повышения износостойкости деталей и инструмента магнитной обработкой / Д. Н. Гаркунов, Г. И. Суранов, Г. Б. Коптяева. // Трение и износ. – 1982 — № 2. – с. 327-330.
23. Гетман, А. Ф. Концепция безопасности «течь перед разрушением» для сосудов и трубопроводов давления АЭС / А. Ф. Гетман. – М.: Энергоатомиздат, 1999. – 258 с.
24. Гулак, М. Л. Исследование напряженного состояния и оптимизация конструктивных параметров барабанов ленточных конвейеров горных предприятий: автореф. дис. ... канд. техн. наук. / М. Л. Гулак. – Москва, 1998. – 24 с.
25. Градштейн, И. С. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений / И. С. Градштейн, И. М. Рыжик – 4-е изд. – М.: Физматгиз, 1963 – 1100 с.
26. Диткин, В. А. Справочник по операционному исчислению / В. А. Диткин, А. П. Прудников. – М.: Высшая школа, 1965. – 466 с.
27. Дмитриев, В. Г. Характер нагружения обечайки приводного барабана ленточного конвейера при переменном коэффициенте сцепления ленты с его поверхностью / В. Г. Дмитриев, В. В. Асаенко // Горный информационно-аналитический бюллетень (ГИАБ). – 2011. – № 2. – С. 375-378.
28. Дудкина, Н. Г. Исследование характеристик деформационного упрочнения стальных образцов, обработанных ЭМО+ППД / Н. Г. Дудкина, А. А. Садовин // Металлообработка. – 2012. – № 1. – С. 37-40.
29. Есин, А. П. Магнитно-импульсная обработка металлов / А. П. Есин, В. И. Пашкович // НИИМАШ. – 1975. – Вып.14 (108) – С. 42-49.

30. Жетесова, Г. С. Оценка циклической долговечности сварных соединений металлоконструкций механизированных крепей / Г. С. Жетесова [и др.] // Вестник КазННТУ. – 2002 – №6. – С.14-19.
31. Зенков, Р. Л. Машины непрерывного транспорта. Уч. для Вузов / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л.Н. Колобов – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.
32. Исследование структуры и свойств наноматериалов, полученных комбинированной обработкой / В. П. Багмутов, В. И. Калита, И. Н. Захаров, А. Ю. Иванников, Е. Б. Захарова // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2008. – Т. 10. – С. 102-106.
33. Калихман, Г. Л. Исследование напряженного состояния барабанов ленточных конвейеров и разработка метода их расчета: автореф. дис. ... канд. техн. наук. / Г. Л. Калихман. – Киев, 1970. – 22 с.
34. Калихман, Г. Л. О влиянии подкрепляющего кольца на напряженное состояние барабанов ленточного конвейера / Г. Л. Калихман, Э. О. Уманский // Проблемы прочности. – Киев: Наук. думка, 1969. – № 4. – С. 35-41.
35. Клыков, Н. А. Расчет характеристик сопротивления усталости сварных соединений / Н. А. Клыков. – М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.
36. Кныш, В. В. Повышение ресурса металлоконструкций из низколегированных сталей высокочастотной механической проковкой после ремонтной сварки / В. В. Кныш, В. С. Ковальчук // Автоматическая сварка. – 2007. – № 11. – С. 39–42.
37. Кныш, В. В. Повышение сопротивления усталости сварных соединений высокочастотной механической проковкой / В. В. Кныш, А. З. Кузьменко, О. В. Войтенко // Автоматическая сварка. – 2006. – № 1. – С. 43–47.
38. Кныш, В. В. Повышение циклической долговечности сварных тавровых соединений с поверхностными трещинами / В. В. Кныш, А. З. Кузьменко, С. А. Соловей // Автоматическая сварка. – 2009. – № 1. – С. 38–43.
39. Когаев, В. П. Прочность и износостойкость деталей машин / В. П. Когаев, Ю. Н. Дроздов. – М.: Высшая школа, 1991. – 318 с.

40. Комбинированное фрикционно-электрическое модифицирование стальных поверхностей трения / Ю. К. Машков, В. Р. Эдигаров, М. Ю. Байбарацкая, З. Н. Овчар // Трение и износ. – 2006. – Т. 27, № 3. – С. 89-92.
41. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн – М.: Наука, 1973. – 720 с.
42. Косогоров, А. В. Комбинированное поверхностное упрочнение стальных сплавов на основе электромеханической и ультразвуковой обработок / А. В. Косогоров [и др.] // Известия ВолгГТУ. Серия «Проблемы материаловедения, сварки и прочности в машиностроении». – Волгоград: ВолгГТУ, 2013. – № 6 (109). – С. 68-71.
43. Кудрявцев, И. В. Усталость крупных деталей машин / И. В. Кудрявцев, Н. Е. Наумченков, Н. М. Савина – М.: Машиностроение, 1981. – 240 с.
44. Кудрявцев, И. В. Усталость сварных конструкций / И. В. Кудрявцев, Н. Е. Наумченков. – М.: Машиностроение, 1976. – 270 с.
45. Куркин, С. А. Сварные конструкции. Технология изготовления, механизация, автоматизация и контроль качества в сварочном производстве / С. А. Куркин, Г. А. Николаев. – М.: Высшая школа, 1991. – 398 с.
46. Лахтин, Ю. М. Материаловедение / Ю. М. Лахтин, В. П. Леонтьева. – М.: Машиностроение, 1990. – 528 с.
47. Лидбеттер, М. Экстремумы случайных последовательностей и процессов / М. Лидбеттер, Г. Линдгрэн, Х. Ротсен. – М.: Мир, 1989. – 392 с.
48. Малыгин, Б. В. Магнитное упрочнение ножей для гильотинных ножниц / Б. В. Малыгин. // Вестник машиностроения – 1987. – № 3. – 20 с.
49. Малыгин, Б. В. Магнитное упрочнение рессор и пружин / Б. В. Малыгин, С. А. Тихонов // Машиностроение. – 1988. – № 7. – С. 20-21.
50. Малыгин, Б. В. Магнитоупрочнение деталей горного и обогащательного производства / Б. В. Малыгин // Уголь Украины – 1987. – № 6. – С. 44-46.
51. Малыгин, Б. В. Новая установка «Недра М-86» для повышения долговечности зубчатых передач горного оборудования / Б. В. Малыгин. // Сб. Марганец. – 1986. – №6 (108). – 23 с.

52. Малыгин, Б. В. Повышение стойкости инструмента и оснастки магнитной обработкой/ Б. В. Малыгин. // *Металлург.* – 1987 – № 10 – С. 46-47.
53. Матлин, М. М. Особенности формирования упрочненного слоя при электромеханической обработке с динамическим силовым воздействием / М. М. Матлин, Н. Г. Дудкина, А. Д. Дудкин // *Упрочняющие технологии и покрытия.* – 2007. – № 6. – С. 38-40.
54. *Металлические конструкции* / под ред. Ю. И. Кудишина. – 13-е изд. испр. – М: Академия, 2011. – 688 с.
55. *Металлические конструкции. Специальный курс* / под ред. Е. И. Беленя. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1991.— 687 с.
56. *Металлические конструкции. Справочник проектировщика. Т.2.* / под ред. В. В. Кузнецова. – М.: АСВ, 1998. – 512 с.
57. Методика исследования напряженного состояния сварных соединений опорных блоков морских стационарных платформ / И. В. Староконь // *Фундаментальные исследования.* – 2013. – № 10 (15). – С. 3394–3399.
58. Мэддокс, С. Дж. Усталостная прочность поперечных стыковых сварных швов, выполненных с одной стороны / С. Дж. Мэддокс // *Сварка и резка.* – 2008. – № 1.
59. Николаев, Г. А. Сварные конструкции. Прочность сварных соединений и деформации конструкций / Г. А. Николаев, С. А. Куркин, В. А. Виноградов – М.: Высшая школа, 1982. – 272 с.
60. Николаев, Г. А. Сварные конструкции. Расчет и проектирование / Г. А. Николаев, В. А. Винокуров. – М.: Высшая школа, 1990. – 446 с.
61. Нургужин, М. Р. Анализ развития остаточных напряжений и деформаций в сварных крановых металлоконструкциях МКЭ / М. Р. Нургужин. // *Исследование оптимальных металлоконструкций и деталей ПТМ: Межвузовский сборник*, 1987. – Вып. 5. – С. 17-23.
62. Овчаров, Б. З. Анализ конструкции приводных барабанов ленточных конвейеров и результаты исследования их в промышленных условиях / Б. З.

- Овчаров, А. М. Титов, А. Г. Смольский // Прочность и долговечность горных машин. – М.: Недра, 1976. – № 4. – С. 116-123.
63. Патон Б. Е. Современные направления повышения прочности и ресурса сварных конструкций // Автоматическая сварка. – 2000. – № 9/10. – С. 3-9.
  64. Повышение сопротивления усталости несущих элементов сварных конструкций при циклическом сжатии / А. Г. Буренко, Е. К. Добыкина, П. П. Михеев, Ю. Ф. Кудрявцев // Автоматическая сварка. – 1993. – № 3. – С. 8–12.
  65. Постников, С. Н. Влияние импульсных полей на усталость быстрорежущей стали / С. Н. Постников, А. А. Черников. // Электронная обработка материалов. – 1981. – №4. – С. 65-68.
  66. Прушак, В. Я. Анализ конструктивных особенностей барабанов машин непрерывного действия / В. Я. Прушак, О. Л. Миранович // Вестник Белорусского национального технического университета: научно-технический журнал. – 2007. – № 4. – С. 24-27.
  67. Ржаницын, А. Р. Теория расчета строительных конструкций на надежность / А. Р. Ржаницын – М.: Стройиздат, 1978. – 178 с.
  68. Сварка строительных металлических конструкций / В. М. Рыбаков [и др.] – М.:Стройиздат, 1993. – 267 с.
  69. Серенсен, С. В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
  70. Соловых, Д. Я. Математическая модель формирования давлений на приводном барабане ленточного конвейера с учетом изменяющегося коэффициента сцепления / Д. Я. Соловых // Горный информационно-аналитический бюллетень (ГИАБ), спецвыпуск. – 2014. – № 12. – 10 с.
  71. Соловых, Д. Я. Моделирование на ЭВМ напряженного состояния приводного барабана ленточного конвейера для оценки долговечности сварных швов / Д. Я. Соловых // Горный информационно-аналитический бюллетень (ГИАБ), отдельная статья. – 2015. – № 1. – 12 с.

72. Соловых, Д. Я. Экспериментальные исследования сварного шва барабана ленточного конвейера / Д. Я. Соловых // Горный информационно-аналитический бюллетень (ГИАБ), спецвыпуск. – 2018. – № 1. – 12 с.
73. Сопротивление коррозионной усталости сварных соединений, упрочненных высокочастотной механической проковкой / В. В. Кныш, И. И. Вальтерис, А. З. Кузьменко, С. А. Соловей // Автоматическая сварка. – 2008. – № 4. – С. 5–8.
74. Староконь, И. В. Исследование пределов выносливости сварных соединений и конструктивных элементов морских нефтегазовых сооружений / И. В. Староконь // Территория «НЕФТЕГАЗ». – 2017. – № 1–2. – С. 88–91.
75. Староконь, И. В. О влиянии коррозионного воздействия на развитие усталостных трещин на морских нефтегазовых сооружениях / И. В. Староконь // Фундаментальные исследования. – 2012. – № 11 (часть 5). – С. 1214–1219.
76. Староконь, И. В. Основы теории и практики образования усталостных трещин на морских нефтегазовых сооружениях [Электронный ресурс] / И. В. Староконь // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 4; – Режим доступа: <https://science-education.ru/104-6605> – (дата обращения: 27.01.2017).
77. Староконь, И. В. Оценка усталостной долговечности сварных соединений и основных конструктивных элементов опорных блоков морских стационарных платформ / И. В. Староконь // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 7-4. – С. 691-696.
78. Строгина, Ю. Б. Совершенствование электропривода вертикальных установок конвейерного: автореф. дис. ... канд. техн. наук. / Ю. Б. Строгина. – Краснодар, 2004. – 24 с.
79. Трощенко, В. Т. Деформационные кривые усталости сталей и методы определения их параметров. Сообщение 1. Традиционные методы / В. Т. Трощенко, Л. А. Хамаза // Проблемы прочности. – 2010 – № 6. – С. 26-39.

80. Трощенко, В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: справочник Ч.1. / В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский – Киев: Наукова Думка, 1987. – 347 с.
81. Труфяков, В. И. Повышение сопротивления усталости сварных соединений и конструкций / В. И. Труфяков. // Автоматическая сварка. – 1998. – № 11. – С. 11–19.
82. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
83. Упрочнение плазменных покрытий электромеханической обработкой / В. П. Багмутов, В. И. Калита, И. Н. Захаров, Д. И. Комлев, А. Ю. Иванников // Физика и химия обработки материалов. – 2008. – № 1. – С. 38-42.
84. Холл, Дж. У. Хрупкие разрушения сварных конструкций / Дж. У. Холл, Х. Кихара, В. Зут, А. А. Уэлс – М.: Машиностроение, 1974. – 320 с.
85. Холопов, Ю. В. Безабразивная ультразвуковая финишная обработка металлов / Ю. В. Холопов, А. Г. Зинченко, А. А. Савиных. – Л.: ЛДНТП, 1988. – 18 с.
86. Чернышев, Г. Г. Сварочное дело. Сварка и резка металлов / Г. Г. Чернышев – М.: Машиностроение, 2003. – 456 с.
87. Чудина, О. В. Комбинированное поверхностное упрочнение углеродистых сталей лазерным легированием с последующим азотированием / О. В. Чудина, В. А. Александров, А. А. Брежнев // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2010. – № 4. – С. 33-37.
88. Шахмейстер, Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1978. – 392 с.
89. Шахова, К. И. Влияние электромагнитных излучений на физико-механические свойства канатов / К. И. Шахова, В. Г. Ивахник, В. Г. Ступников // Стальные канаты. Международная ассоциация исследователей стальных канатов, МАИСК. – 2013 – № 9. —С. 288-295.



90. Шахова, К. И. Повышение долговечности деталей машин магнитно-импульсной обработкой / К. И. Шахова, В. Г. Ивахник, В. Г. Ступников // Модульные технологии в машиностроении МТК Познань. – 2006.
91. Эдигаров, В. Р. Классификация комбинированных методов обработки на основе электромеханического упрочнения / В. Р. Эдигаров, И. Ю. Килунин, В. В. Дегтярь // Современные наукоемкие технологии. – 2012. – № 3. – С. 32-35.
92. Электромеханическая обработка: технологические и физические основы, свойства, реализация / В. П. Багмутов, С. Н. Паршев, Н. Г. Дудкина, И. Н. Захаров. – Новосибирск: Наука, 2003. – 318 с.
93. Bäuml J. A. and Seeger T. Materials Data for Cyclic Loading – Supplement. – Amsterdam: Elsevier Science Publishers, 1990.
94. Branko, C. M. Fatigue behaviour of the welded joints with cracks, repaired by hammer peening / C. M. Branko, V. Infante, R. Bartista. // Ibid. – 2004. – 27. – P. 785–798.
95. Dabala, M. Surface Hardening of Ti-6Al-4V Alloy Using Combined Electroless Ni-B Plating and Diffusion Treatments / M. Dabak, A. Variola, M. Magrini // Surface Engineering. – 2001. – Vol. 17, No. 5. – P. 393-396.
96. Experimental evaluation of the effect of residual stress field on crack growth behaviour in C(T) specimen / G. H. Farrahi, G. H. Majzoobi, F. Hosseinzadeh, S. M. Harati // Eng. Fract. Mechanics. – 2006. – 73. – P. 1772–1782.
97. Fatigue Design of Offshore Steel Structures. Recommended practice DNV-RP-C203. – Norway. – 2010. – 142 pp.
98. Improving the fatigue crack resistance of waspaloy by shot peening / A. Turnbull, E. R. De Los Rios, R. B. Tait et al. // Fatigue & Fract. of Eng. Materials and Struct. – 1998. – 21. – P. 1513-1524.
99. Increasing the fatigue strength of welded joints in cyclic compression / Y. F. Kudryavtsev, V. I. Trufiakov, P. P. Mikheev et al. – S. l., Intern. Inst. of Welding; Doc. XIII-1569–94 – 1994. – 5 p.

100. Manson S. S. Fatigue: a complex subject – some simple approximation // *Exp.Mech.* – 1965. – 5. – P. 193-226.
101. Meggiolaro M. A. and Castro J. T. P. Statistical evaluation of strain-life fatigue crack initiation predictions // *Ibid.* – 2004. – 26. – P. 463 – 476.
102. Mitchell M. R., Socie D. F., and Caulfield E. M. Fundamentals of modern fatigue annalysis // *Fracture Control Program Report No. 26.* – University of Illinois (USA), 1977. – P. 385 – 410.
103. Morrow J.D. Cyclic plastic strain energy and fatigue of metals. Internal friction, damping, and cyclic plasticity // *ASTM STP 378.* – Philadelphia (PA), 1965. – P. 45-87
104. Muralidharan U. and Manson S. S. A modified universal slopes equation for estimation of fatigue characteristics of metals // *J. Eng. Mater. Tech.* – 1988. – P. 55 – 58.
105. Ong J. H. An improved technique for the prediction of axial fatigue life from tensile data // *Int. J. Fatigue.* – 1993. – 15, No. 3. – P. 213 – 219.
106. Raske D. T. and Morrow J. D. Mechanics of materials in low cycle fatigue testing. Manual on low cycle fatigue testing // *ASTM STP 465.* – Philadelphia (PA), 1969. – P. 1 – 25.
107. Roessle M. L. and Fatemi A. Strain-controlled fatigue properties of steels and some simple approximations // *Ibid.* – 2000. – 22. – P. 495 – 511.
108. Song, P. S. Crack closure and growth behaviour in shot peened fatigue specimen / P. S. Song, C. C. Wen // *Ibid.* – 1999. – 63. – P. 295–304.
109. Surface Hardening Treatment for Titanium Materials Using Ar-5 % CO Gas in Combination with Post Heat Treatment under Vacuum / Y. Z. Kim, T. Konno, T. Murakami, T. Narushima, C. Ouchi // *Materials Transactions.* – 2009. —Vol. 50, No. 12. – P. 2763-2771.
110. Zenker, R. Electron meets nitrogen: combination of electron beam hardening and nitriding / R. Zenker // *International Heat Treatment & Surface Engineering.* – 2009. – Vol. 3, No. 4. – P. 141-146.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

## Акт о внедрении результатов научно-исследовательской работы в ООО «ОМТ»



Общество с ограниченной ответственностью  
«Объединенные машиностроительные технологии»

**ООО «ОМТ»**

127550, г. Москва, ул. Прянишникова, д. 5А; тел. (495) 502-94-93; факс (495) 502-94-98;  
e-mail: omt@sokolovskaya.ru; http://www.omt-gum.ru

26.03.2018 № 01-4/53

## АКТ

внедрения результатов диссертационной работы **Соловых Д.Я.** на тему:  
**«Разработка метода расчета усталостной долговечности приводных барабанов ленточных конвейеров для горной промышленности»**, выполненной на кафедре Горное оборудование, транспорт и машиностроение ФГАОУ ВО НИТУ «МИСиС», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук

По итогам рассмотрения диссертационной работы, выполненной сотрудником кафедры Горное оборудование, транспорт и машиностроение Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования Министерства образования и науки Российской Федерации национального исследовательского технологического университета «МИСиС» Соловых Данилой Янисовичем на тему «Разработка метода расчета усталостной долговечности приводных барабанов ленточных конвейеров для горной промышленности», принято нижеследующее заключение:

Предложенные в диссертационной работе Соловых Д.Я. основные положения и результаты:

1. **Схема формирования нагрузок** приводного барабана ленточного конвейера, учитывающая зависимость коэффициента сцепления ленты с барабаном от силы ее натяжения;
2. **Цифровая модель**, отражающая объемное напряженно-деформированное состояние приводного барабана ленточного конвейера;
3. **Метод расчета** усталостной долговечности приводных барабанов ленточных конвейеров с учетом вероятностного распределения макродефектов вдоль сварного шва.

Вышеизложенные положения позволяют актуализировать толщину обечаек и сварных швов, расширить типоразмерный ряд выпускаемых приводных барабанов в сторону увеличения их диаметров и ширины при сохранении требуемых параметров усталостной долговечности и будут использованы в плановых научно-технических разработках конструкторского бюро ООО «ОМТ».

Генеральный конструктор

Начальник КБ к.т.н.



В.И. Чуденков

П.А. Ерополов



## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

### Акт о внедрении результатов научно-исследовательской работы в АО «ПТМ»



Р/с № 40702810352230000133  
в ПАО Сбербанк (Юго-Западный банк, г. Ростов-на-Дону),  
к/с № 30101810600000000602,  
БИК 046015602, ОГРН 1056154063382  
ИНН 6154097160 / КПП 615401001

347913, Россия, Ростовская обл.,  
г. Таганрог, ул. Химическая, 11-1  
тел.: +7 (8634) 329-410  
факс: +7 (8634) 329-411  
www.ptmash.com, e-mail: office@ptmash.com

## АКТ

О внедрении результатов диссертационной работы **Соловых Д.Я.** на тему: **«Разработка метода расчета усталостной долговечности приводных барабанов ленточных конвейеров для горной промышленности»**, выполненной на кафедре горное оборудование, транспорт и машиностроение ФГАОУ ВО НИТУ «МИСиС», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук

Настоящий акт составлен о том, что результаты диссертационных исследований, выполненных сотрудником кафедры горное оборудование, транспорт и машиностроение федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования Министерства образования и науки Российской Федерации «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС» Соловых Данилой Янисовичем на тему «Разработка метода расчета усталостной долговечности приводных барабанов ленточных конвейеров для горной промышленности», заслушаны и обсуждены на производственно-техническом совещании АО «ПТМ». Разработанный автором метод по совершенствованию расчета и технологии изготовления приводных барабанов ленточного конвейера будет применяться конструкторской



службой АО «ПТМ» при проектировании нестандартных конструкций барабанов, требующих повышенного внимания по надежности и долговечности работы в тяжелых условиях и включают в себя:

1. **Цифровую модель** для расчета объемного напряженно-деформированного состояния приводного барабана ленточного конвейера, в которой при формировании схемы нагрузок учитывается предложенная автором зависимость коэффициента сцепления ленты с поверхностью барабана от натяжения ленты;

2. **Метод расчета** усталостной долговечности приводных барабанов ленточных конвейеров, учитывающий сложный характер изменения напряжений в приводном барабане при его вращении и рассеивание усталостных свойств материала барабана;

3. **Метод упрочнения** позволяющий повысить усталостную долговечность приводных и не приводных барабанов ленточных конвейеров.

Приведённые Соловых Данилой Янисовичем основные положения и результаты диссертационного исследования позволяют повысить усталостную долговечность приводных и не приводных барабанов ленточных конвейеров в 1,5 раза за счет применения высокоэнергетического метода магнитно-импульсной обработки обечайки и будут использованы в плановых научно-технических разработках конструкторского отдела АО «ПТМ».

Коммерческий директор

Е. О. Зуенко

Директор по производству

А. А. Дрелин

Руководитель конструкторского отдела

С. А. Якушенко

Руководитель технологического отдела

А. Н. Харьковский

