

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ДИЗАЙНА И ТЕХНОЛОГИИ»

На правах рукописи

Парахина Марина Викторовна

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ
ТКАНЕТРАНСПОРТИРУЮЩЕЙ РОЛИКОВОЙ
СИСТЕМЫ ОТДЕЛОЧНЫХ МАШИН**

Специальность 05.19.02 - Технология и первичная обработка текстильных
материалов и сырья

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
кандидат технических наук
доцент Самсонов В.С.

Москва – 2015

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
Глава 1. Технологические аспекты проблемы управления натяжением ткани в текстильном отделочном оборудовании.....	9
1.1 Влияние натяжения на эффективность технологических процессов и качество обработки ткани.....	9
1.2 Исследование влияния натяжения и времени обработки на деформацию ткани.....	18
Выводы по главе.....	28
Глава 2. Обзор и анализ конструкций измерителей натяжения ткани. Разработка и исследование стационарно- переносного измерителя натяжения ткани	29
2.1 Переносные устройства для измерения продольного натяжения ткани	29
2.1.1 Ручной переносной измеритель натяжения ткани ИНТ-100.....	30
2.1.2 Ручной переносной измеритель ИНТ-2.....	31
2.1.3 Тензометрический переносной измеритель ИНТ-1	32
2.2 Стационарные устройства для измерения продольного натяжения ткани.....	33
2.2.1 Пневматическое устройство для измерения натяжения полотна фирмы Моунт Хоп.....	34
2.2.2 Экспериментальная установка для измерения натяжения движущегося полотна.....	35
2.2.3 Экспериментальное устройство для измерения продольного натяжения движущейся ткани.....	37
2.2.4 Одноопорный гидравлический измеритель натяжения ткани...	39

2.3	Разработка и исследование стационарно– переносного измерителя натяжения ткани.....	41
2.3.1	Конструкция стационарно-переносного измерителя натяжения ткани.....	41
2.3.2	Аналитическое определение ошибки измерения натяжения ткани.....	45
	Выводы по главе.....	50
	Глава 3. Исследование сопротивления движению и натяжения ткани в промывной роликовой машине с увеличенной длиной заправки	51
3.1	Технологическая и расчетная схемы промывной роликовой машины с увеличенной длиной заправки	51
3.2.	Определение составляющих натяжения ткани	53
3.2.1	Расчет сопротивления вращению нижних роликов в жидкости...	55
3.2.2	Расчет сопротивления вращению верхних роликов.....	61
3.2.3	Определение полного сопротивления движению восходящей ветви ткани в жидкости и вне ее.....	63
3.2.4	Определение сопротивления движению нисходящей ветви ткани в жидкости.....	64
3.2.5	Определение общего сопротивления движению ткани.....	69
3.3	Исследование влияния натяжения и времени воздействия его на ткань.....	74
3.4	Экспериментальные исследования деформации тканей в процессе жидкостной обработки с натяжением.....	78
	Выводы по главе.....	83
	Глава 4. Разработка и исследование тканетранспортирующей системы с программным управлением.....	86

4.1 Обзор и анализ приводов тканетранспортирующих роликовых систем	86
4.1.1 Регулируемые приводы.....	89
4.1.2 Автоматизированные приводы тканетранспортирующих систем..	105
4.2 Концепция выбора тканетранспортирующей системы.....	112
4.3 Предложенная конструкция автоматизированной тканетранспортирующей системы	115
Выводы по главе.....	120
Глава 5. Экспериментальные исследования основных характеристик пневмофрикционного привода тканетранспортирующей роликовой системы	122
5.1 Экспериментальные исследования параметров пневмофрикционного привода.....	122
5.2 Исследование фрикционных муфт.....	132
5.3 Выбор материалов и оптимальных параметров фрикционных дисков	135
5.4 Определение закона управления пневмофрикционного привода тканетранспортирующей роликовой системы.....	138
Выводы по главе.....	142
Заключение.....	143
Список литературы.....	145
Приложение А (обязательное) Расчет закона управления пневмофрикционного привода тканетранспортирующей роликовой системы в программе MATLAB.....	152

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы

Проблема транспортирования ткани с технологически необходимым натяжением и эффективного управления является комплексной, требует системного подхода в решении ряда взаимосвязанных задач: разработки теоретических основ и методики расчета основных составляющих натяжения ткани, возникающих при ее движении в зоне обработки, методики расчета натяжения ткани в технологической зоне; разработки методик проектирования и исследования с целью создания совершенной тканетранспортирующей системы, обеспечивающей перемещение ткани с технологически необходимым натяжением, включающей: технические средства транспортирования ткани, средства контроля натяжения ткани, управления им.

В настоящее время отмечается тенденция перехода от роликовых машин с двумя рядами роликов к четырехрядным, длина ткани и время обработки в которых в 1,8– 2,0 раза выше при неизменных габаритах машины. Однако, проблема транспортирования и управления натяжением в этом случае существенно усложняется из-за большой длины ткани в зоне обработки, появления значительных сопротивлений движению её в жидкости и по направляющим органам.

Цель и задачи исследования

Целью данной работы являлась разработка и исследование тканетранспортирующей роликовой системы с дистанционным управлением приводом и натяжением ткани для промывных и пропиточных машин.

Для достижения данной цели были поставлены следующие задачи:

- обзор и анализ технических средств измерения продольного натяжения движущихся полотнообразных материалов;
- обзор и анализ известных конструкций регулируемых приводов роликовых систем отделочных машин;
- разработка методики расчета основных составляющих натяжения и самого натяжения ткани, возникающего при движении её в зоне жидкостной обработки;

- разработка, создание и комплексное исследование новой конструкции пневмофрикционного привода тканетранспортирующей роликовой системы с дистанционным управлением;
- разработка методики расчета и проектирования пневмофрикционного привода с целью обеспечение транспортирования тканей различного ассортимента с заданным натяжением в широком диапазоне скоростей;
- разработка, создание и исследование конструкции измерителя натяжения ткани для роликовых тканетранспортирующих систем;
- аналитические исследования по определению ошибки измерения натяжения ткани разработанным устройством.

Методы исследования

Экспериментальные исследования проводились на разработанном в МТИ им. А.Н. Косыгина специальном стенде по плану полного факторного эксперимента. Для обработки результатов эксперимента в исследованиях использовались численные методы прикладной математики и математической статистики. Построение функциональных зависимостей осуществлялось на ЭВМ с помощью программ Microsoft Excel, КОМПАС-3D, MATLAB. Для обработки графических изображений применялась программа Photoshop.

Научная новизна работы

При проведении теоретических и экспериментальных исследований автором впервые:

- разработан и создан стационарно-переносной измеритель продольного натяжения ткани для роликовых тканетранспортирующих систем;
- проведены аналитические исследования по определению ошибки измерения натяжения ткани разработанным стационарно-переносным измерителем;
- определены основные составляющие сопротивления движению обрабатываемой ткани, получены математические зависимости для определения полного

сопротивления движению ткани в одной зоне и натяжения её в многозонной роликовой машине с увеличенной длиной заправки;

– разработана и исследована тканетранспортирующая система с дистанционным управлением пневмофрикционным приводом и натяжением ткани в технологической зоне отделочной машины роликового типа;

– определен закон управления пневмофрикционным приводом тканетранспортирующей роликовой системы.

Практическая значимость работы

Разработана структурная схема и конструкция тканетранспортирующей системы с дистанционным управлением пневмофрикционным приводом и натяжением ткани в отделочных машинах роликового типа. Разработана методика расчета и проектирования данной системы. Разработан и создан стационарно-переносной измеритель натяжения ткани, позволяющий оперативно измерять с достаточной точностью натяжение ткани в процессе работы технологического оборудования.

Апробация работы

Основные результаты научных исследований докладывались и получили положительную оценку:

– на всероссийской научно-исследовательской конференции «Современные технологии и оборудование текстильной промышленности» (ТЕКСТИЛЬ 2011) – М.: ФГБОУ ВПО «МГТУ им. А.Н. Косыгина». 2011.

– на всероссийской научно-технологической конференции «Современные технологии и оборудование текстильной промышленности» (Текстиль — 2012). М.: МГТУ им. А.Н. Косыгина, 2012.

– на международной научно-технической конференции «Дизайн, технологии и инновации в текстильной и легкой промышленности». – МГУДТ – 2013.

– на конференции молодых ученых «Прогрессивные технологии в текстильном производстве. Современные техники отделочного производства». – Иваново – ИГТА, - 2013.

Публикации

По теме диссертационной работы опубликовано 10 печатных работ, в том числе 5 статей в журналах, включенных в перечень ВАК.

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, пяти глав и заключения. Работа выполнена на 153 страницах машинописного текста, содержит 60 рисунков, 25 таблиц, библиографический список использованных литературных источников включает 70 наименований, приложения.

ГЛАВА 1

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРОБЛЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ НАТЯЖЕНИЕМ ТКАНИ В ТЕКСТИЛЬНОМ ОТДЕЛОЧНОМ ОБОРУДОВАНИИ

Ткань, движущаяся в поточной линии, преодолевает помимо ее силы тяжести целый ряд сопротивлений, которые возникают при прохождении ее по неподвижным рабочим органам и в жидких технологических средах. Для преодоления сопротивлений и перемещения ткани к ней должно быть приложено движущее усилие. В результате, в различных технологических зонах она испытывает изменяющееся во времени и по величине продольное натяжение. Поэтому проблемы правильного выбора и контроля оптимального натяжения и транспортирования ткани с заданным натяжением по сей день не теряют своей актуальности.

В данной главе рассматриваются вопросы влияния натяжения на ткань и эффективность технологических операций.

1.1 Влияние натяжения на эффективность технологических процессов и качество обработки ткани

Вопрос правильного выбора величины натяжения и поддержания его на заданном уровне при транспортировании ткани остается на данный момент наиболее малоизученным. При выборе оптимального значения натяжения ткани следует также учитывать время его воздействия. Если оно не выходит за рамки допустимых пределов, то деформация будет обратимой и ткань может быть релаксирована при последующей влажно-тепловой обработке; если время воздействия превосходит допустимые пределы, то ткань получает необратимые деформации, что ухудшает ее потребительские свойства и качество. Однако, следует учитывать что отделка ткани с минимальным натяжением приводит к большой усадке и

снижению объема выпускаемой готовой продукции, а так же к возможному образованию складок, заломов кромок полотна и браку. Кроме того, управлять движением ткани при недостаточном натяжении становится практически невозможно.

На Глуховском хлопчатобумажном комбинате были проведены исследования [1] хлопчатобумажных тканей миткаль технический арт. 6944 и миткаль арт.18 на поточной линии для отбеливания системы «Бентлер» ф. Киото (Япония), где промывные и пропиточные машины не имеют приводных роликов, при скорости от 1,00 до 1,15 м/с. Результаты исследований показывают, что исследуемые образцы в большинстве случаев обрабатываются с натяжением, значительно превышающим минимально допустимое. Это, конечно, обеспечивает устойчивое транспортирование тканей, но как следствие, они получают большую вытяжку, существенно превышающую допустимую потребительскую усадку при последующей влажно-тепловой обработке.

В результате проведенных исследований установлено:

– обе ткани малой поверхностной плотности в процессе обработки получили значительную вытяжку (относительное удлинение миткаля арт.6944 составило от 3,0 до 6,0 %; миткаля арт.18 от 3,8 до 6,0 %);

– из-за значительной вытяжки по основе отбеленные ткани имеют большую усадку после стирки;

– по причине большой вытяжки по основе ткани получили недопустимо большую усадку по утку.

Причина столь значительной деформации ткани кроется в том, что установочное натяжение на входе ткани в рабочую зону машины от 60 до 70 Н, а на выходе из неё оно возрастало до 130...150 Н.

Аналогичные исследования были проведены на поточной линии ф. «Амдес» (Франция). Данная линия служит для отварки и беления полотна в расправленном виде и состоит из промывных и пропиточных роликовых машин, осна-

щенных приводом роликов с регулированием их скорости по отношению к скорости отжимных валов, а также включает запарную машину сапожкового типа.

Промывка и пропитка осуществлялась при скорости 40 м/мин и длине заправки 10 и 25 м тканей «Фестивальная» арт. 1800, «Репс» суровый арт. 3154, «Репс» мерсеризованный. Средние показатели вытяжки составили: «Фестивальная» арт.1800– 3,4 %, «Репс» суровый арт. 3154– 2,65 %, «Репс» мерсеризованный– 3,7 %. На основе столь значительных показателей вытяжки можно сделать вывод о неэффективности применения данного привода роликов.

Установлено, что натяжение ткани является наиболее важным параметром, влияющим на эффективность промывки ткани [2]. На основе ранее проведенных в МТИ им. А.Н. Косыгина экспериментальных исследований [3], было установлено, что для ситца арт. 29 наилучшие условия для десорбции красителя с волокна обеспечиваются в диапазоне больших удельных натяжений – от 90 до 120 Н/м, при уменьшении его до 60...30 Н/м степень десорбции снижается соответственно на 6...9 %, причём различие возрастает с увеличением продолжительности промывки. Однако, повышение натяжения до 180 Н/м не даёт положительных результатов – эффективность промывки снижается. Для штапельного полотна арт. 72110 оптимальное натяжение для десорбции красителя составляет от 30 до 60 Н/м, дальнейшее увеличение натяжения до 90...120 Н/м приводит к снижению степени десорбции на 8...10 %.

Так же в результате исследований установлено, что оптимальное время промывки составляет от 90 до 120 с, дальнейшее увеличение свыше 120 с малоэффективно. Наилучшее представление о влиянии натяжения на степень десорбции красителя с волокна дают рисунок 1.1 (для ситца арт. 29) и рисунок 1.2 (для штапельного полотна арт. 72110).

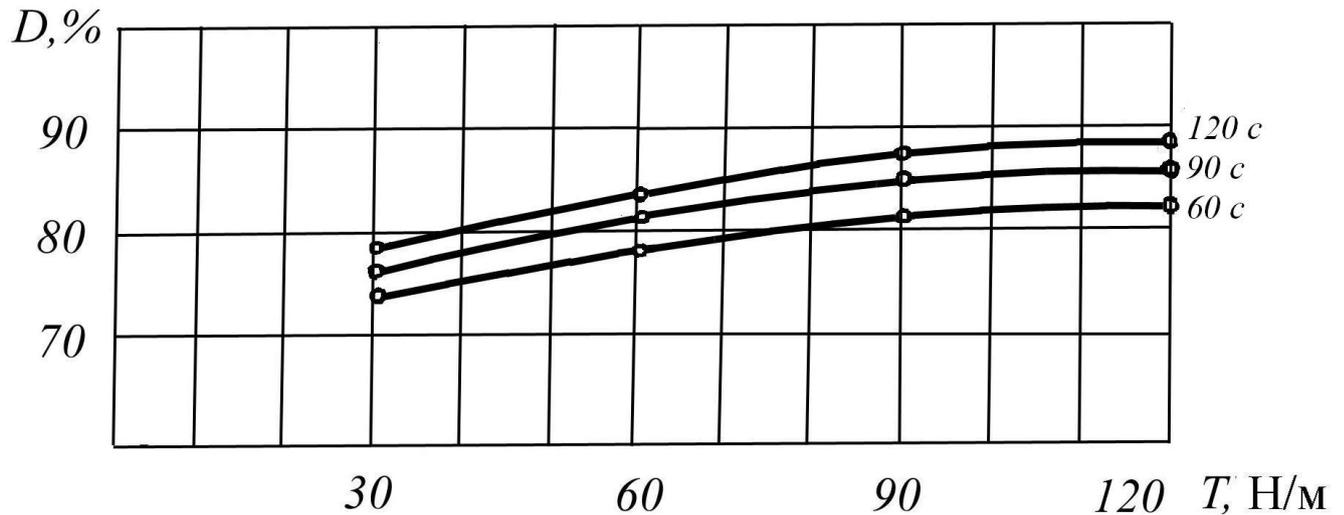


Рисунок 1.1– Кинетика промывки ткани ситец арт.29

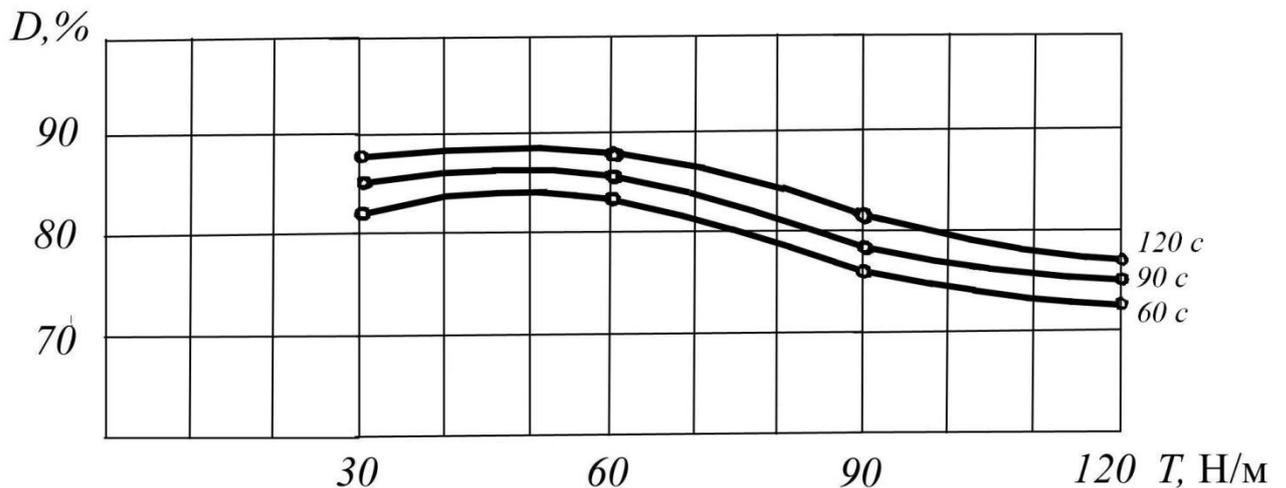


Рисунок 1.2– Кинетика промывки штапельного полотна арт. 72110

На Наро-Фоминском шелковом комбинате в секции для жидкостной обработки ткани проводились исследования на линии ЛК-140-1 (состоящей из восьми роликовых машин ВЦП-140). Данная линия была оснащена фрикционным регулируемым приводом роликов [4,5].

В процессе обработки ацетатных тканей арт. Н-2450, Н-3103, 32508, 32417 и 32408 производились измерения натяжения и деформации с целью выбора оптимального натяжения и параметров настройки пневмофрикционного привода ро-

ликов. Остаточная деформация должна составлять: при промывке 1%, при отварке от 1,0 до 1,5% и 2% для тканей с наиболее подвижной структурой.

При отварке ткани арт. Н-2450 с начальной шириной полотна $B_0 = 103,5 \dots 105,7$ см ($v = 40$ м/мин, $t = 60$ °С) вытяжка по основе и усадка по ширине составили соответственно:

- при натяжении от 35 до 45 Н- 1,2 % и 1,15 %;
- при натяжении от 50 до 60 Н - 1,4 % и 1,45 %;
- при натяжении от 65 до 75 Н - 1,5 % и 1,44 %;
- при натяжении от 75 до 85 -1,7 % и 3,5 %.

При промывке данной ткани ($v = 25$ м/мин, $T = 45 \dots 75$ Н) среднее значение вытяжки по основе составило от 0,35 до 0,63 %, усадка по ширине – 0,3 %.

Полученные данные свидетельствуют о существенном влиянии натяжения на величину деформации ткани при отварке. Так же установлено, что минимальное натяжение на компенсаторе и в зоне обработки, для обеспечения устойчивого транспортирования ткани без образования продольных складок, должно быть не менее 35...40 Н. Оптимальное натяжение при обработке должно составлять от 50 до 60 Н.

При отварке ткани арт. Н-3103 ($v = 40$ м/мин.) средняя вытяжка составила:

- при натяжении от 45 до 60 Н– 0,4 %;
- при натяжении от 60 до 75 Н– в первой и двух последних машинах, где обработка происходит в холодной воде, не вызывает заметного увеличения вытяжки, а в машинах со второй по шестую, где обработка производится в горячей воде, средняя вытяжка увеличивается до 1,4...1,6 %.

При промывке этой ткани ($v = 20$ м/мин) с натяжением от 40 до 53 Н, среднее значение вытяжки по основе составило 0,8 %. Изменение начальной ширины полотна – 0,5 %. Минимальное натяжение для обеспечения устойчивого транспортирования должно быть не менее 40, оптимальное натяжение для ткани данного артикула при обработке – от 50 до 60 Н.

При отварке ткани арт. 32508 с натяжением от 45 до 60 Н остаточная деформация по основе ткани составила от 1,2 до 1,4 %. При промывке ($v = 20 \dots 25$ м/мин.) с натяжением от 45 до 55 Н вытяжка не превышала 1 %. Натяжение этой ткани при обработке должно находиться в диапазоне от 50 до 60 Н.

Результаты производственных исследований показывают, что при отварке ткани арт. 32408 ($v = 40$ м/мин) средняя вытяжка составила:

- при натяжении от 40 до 47 Н – 1,6 %;
- при натяжении от 50 до 60 Н – 2,0 %.

Усадка полотна по ширине при указанном натяжении составила порядка 3 %. Обработку данной ткани, как самой чувствительной к воздействию натяжения, следует производить при натяжении от 45 до 50 Н.

Предварительно проводили исследования натяжения и деформации тех же тканей при тех же технологических параметрах процессов отварки и промывки на линии ЛК-140-1, оснащенной фрикционным нерегулируемым приводом роликов (ПФН). Натяжение ткани, создаваемое компенсатором на входе в зону обработки, составляло от 60 до 65 Н. Однако, на момент проведения исследований у половины роликов износ фрикционной пары ось-втулка достиг критического, при котором они теряют способность транспортировать ткань, что негативно отразилось на полученных данных.

Сравнительные результаты по натяжению ткани в процессе обработки и их деформации представлены в таблице 1.1. В числителе даны значения, полученные при обработке тканей в машинах оснащенных ПФН, в знаменателе – в машинах с фрикционным регулируемым приводом (ПФР). Меньшие значения соответствуют натяжению на первом, большие – на пятом приводном ролике.

Таблица 1.1

Процесс	Артикул ткани	Натяжение ткани, Н	Деформация ткани, %		Усадка после стирки, %	Привод
			по основе	по утку		
Отварка	32408	$\frac{90...165}{45...60}$	$\frac{2,7...3,6}{1,5...1,9}$	$\frac{(3,7...5,2)}{-(2,0...2,9)}$	$\frac{-(3,6...5,5)}{-(1,8...3,0)}$	ПФН ПФР
		32417	$\frac{95...145}{60...75}$	$\frac{1,7...3,5}{0,47...1,0}$	$\frac{-}{-(2,8...3,4)}$	
	Н-2450		$\frac{90...140}{-}$	$\frac{3,8...4,7}{-}$		
			$\frac{90...150}{55...70}$	$\frac{2,2...3,0}{1,3...1,6}$		
Промывка	32417	$\frac{85...140}{55...65}$	$\frac{1,0...1,3}{0,4...0,7}$			

Благодаря применению ПФР возможна обработка тканей с натяжением близким к заданному компенсатором, что позволило в два– три раза уменьшить вытяжку тканей по основе, сократить усадку по утку, а после стирки деформация уменьшилась почти в два раза. При обработке ткани с меньшим натяжением сократился расход мощности, потребляемой приводом машины, в среднем на 10 %.

Для определения степени влияния основных факторов технологической среды на эффективность промывки окрашенной ткани: температуры раствора t_p , °С; концентрации поверхностно-активного вещества (ПАВ) K , г/л; удельного натяжения ткани T , Н/м, в МТИ им. А. Н. Косыгина были проведены исследования [6]. В процессе эксперимента определялась степень десорбции красителя для установленного значения времени при промывке бязи арт. 4710, окрашенной по плюсовочно-запарному способу красителем активным красным 5СХ.

Исследования проводили по плану ротатбельного центрального композиционного эксперимента РЦКЭ [7] при четырёх повторениях с изменениями температуры в диапазоне от 20 до 90 °С, концентрации ПАВ в диапазоне от 0 до 2 г/л, удельного натяжения ткани в пределах от 32 до 120 Н/м. Основные уровни факторов: $t_p = 55$ °С, концентрация ПАВ $K = 1$ г/л, удельное натяжение ткани $T = 76$ Н/м.

Полученные в ходе эксперимента данные позволили сделать следующие выводы:

– все факторы (температура раствора, концентрация ПАВ и удельное натяжение ткани) оказывают существенное влияние на степень десорбции красителя на всех стадиях промывки;

– температура раствора оказывает наибольшее влияние на степень десорбции, причём наиболее значительно степень влияния проявляется при увеличении времени промывки, при $t_p \geq 55$ °С и, особенно, при $t_p \geq 76$ °С. При $t_p \leq 55$ °С процесс промывки протекает неэффективно;

– при $t_p = 90$ °С промывку, необходимо проводить при удельном натяжении порядка 55...60 Н/м, чтобы избежать нежелательно большой вытяжки ткани;

– степень десорбции красителя с волокна увеличивается, а темп роста её снижается с увеличением времени промывки (особенно при $t > 120$ с);

– воздействие удельного натяжения ткани сравнимо с влиянием фактора концентрации ПАВ [8], но значительно меньше влияет на степень десорбции чем температура раствора;

– натяжение ткани в диапазоне от 76 до 102 Н/м следует считать оптимальным, так как максимальная деформация ткани в этом случае не превышает 1,4 % (средняя вытяжка < 1 %), а процесс промывки протекает более интенсивно, чем в диапазоне $50 > T > 120$ Н/м.

Стоит отметить, что при промывке в холодной воде всех тканей допустимо увеличение натяжения на компенсаторе и в зоне обработки до 55...70 Н, так как не происходит заметного увеличения деформации полотна. С целью предупреждения поперечного смещения, образования продольных складок и жгучения полотна минимальное натяжение должно быть не менее 40 Н.

Необходимо учесть и то, что натяжение ткани влияет и на расход потребляемой мощности. На промывных роликовых машинах были проведены электриче-

ские измерения [9], по результатам которых установлено, что мощность, расходуемая на транспортирование ткани и вращение приводных и перекатных роликов, при скорости движения ткани 50 м/мин составляет от 28 до 58 % от всей мощности, расходуемой приводом машины. Очевидно, что путем уменьшения натяжения ткани можно существенно снизить расход мощности, тем самым повысить долговечность быстроизнашивающихся деталей и получить значительный экономический эффект. Это может быть достигнуто лишь при применении регулируемого привода тканетранспортирующих органов и технических средств контроля натяжения ткани в процессе работы технического оборудования.

Стоит отметить, что натяжение ткани в значительной степени влияет на эффективность мерсеризации [10], качество тепловой и химической обработок [11], на процесс и качество стрижки шерстяных тканей [12], печати рисунков [13].

Эффективность контактной сушки в значительной степени определяется натяжением ткани [14]. Исследования проводились в институте «Шерли» (Англия) при сушке хлопчатобумажных тканей с начальной влажностью 70 % и конечной – 7%. Графически зависимость влагоиспарительной способности сушильных барабанов от натяжения ткани представлена на рисунке 1.3.

Видно, что при увеличении натяжения ткани T от 60 до 120 Н скорость испарения влаги W заметно повышается. Очевидно, что экономически целесообразнее сушить некоторые ткани при большем натяжении. Например, плотные ткани с малоподвижной структурой, которые в процессе эксплуатации не подвергаются жидкостной или влажно-тепловой обработке, а также ткани, усадка которых не имеет большого значения (некоторые виды технических, декоративных, драпировочных тканей).

W , кг/м² час

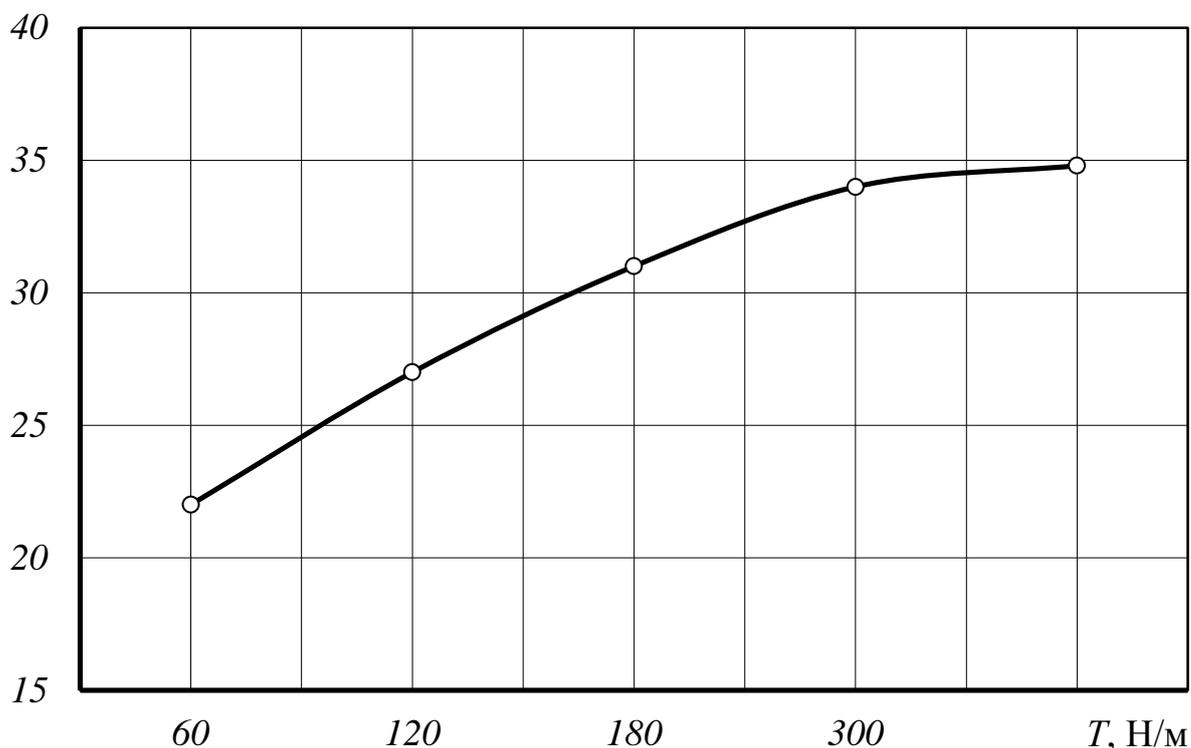


Рисунок 1.3– Влияние натяжения ткани на влагоиспарительную способность сушильных барабанов

1.2 Исследование влияния натяжения и времени обработки на деформацию ткани

Технологический аспект настоящей проблемы состоит в обоснованном выборе натяжения ткани, при котором исключается нежелательная деформация полотна, обеспечиваются оптимальные условия для эффективной реализации технологического процесса.

Степень деформации ткани зависит как от ее собственного состояния и свойств, так и от внешних факторов (температуры, влажности, химических свойств технологической среды), а также от натяжения ткани, характера его изменения и времени действия [15].

В.Н. Гурылев проводил исследование деформации костюмных шерстяных тканей, обрабатываемых на промывно- заварных поточных линиях ЛМ - 180Ш

(завода «Ивтекмаш») и «Текстима» (Германия), эксплуатируемых на Ростокинской камвольно-отделочной фабрике (г. Москва) [16]. Номинальная ширина исследуемой ткани 1,5 м.

На ЛМ - 180Ш верхние ролики оснащены фрикционным нерегулируемым приводом, в машинах фирмы «Текстима» все ролики перекатные. Результаты исследований, полученные при скорости ткани 0,5 м/с, приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2

Артикул ткани	Линия ЛМ - 180Ш		Линия ф. «Текстима»	
	Натяжение*, Н	Деформация по основе, %	Натяжение*, Н	Деформация по основе, %
11103	125...165	5,0...5,5	100...110	3,0
21609	85...105	4,5...5,0	70...90	4,0
21626	125...155	3,0...3,5	90...100	2,5
* На выходе ткани из ванны				

На основе полученных результатов исследований следует отметить:

- на линии ЛМ-180Ш при обработке ткани со скоростью 0,5 м/с натяжение увеличивается с 50 Н до 85...165 Н на выходе ткани из ванны, а при увеличении скорости с 0,5 до 1,0 м/с величина максимального натяжения на выходе из ванны возрастает на 30...65 %;

- фрикционный нерегулируемый привод, которым оснащена ЛМ-180Ш, не позволяет эффективно регулировать и контролировать натяжение с целью уменьшения нежелательной деформации тканей.

Столь значительное увеличение натяжения ткани на выходе из ванн в линии ЛМ-180Ш вызвано износом фрикционных пар ось-штулка в нерегулируемом приводе, в результате чего рубашки этих роликов стали неприводными, а перекатными по отношению к ткани. Сопротивление вращению перекатных роликов верхнего ряда в машинах линии «Текстима» существенно меньше, так как они установлены в подшипниках качения и имеют значительно меньшую массу, поэтому

натяжение на выходе из ванны увеличилось не так существенно по сравнению с линией ЛМ-180Ш.

О эффективности работы машин с фрикционным регулируемым приводом (ПФР) и влиянии натяжения на деформацию ткани свидетельствуют результаты исследований на Черкасском шелковом комбинате на линии ЛКС-180Ш, используемой для крашения и сушки тканей шелкового ассортимента. Роликовые машины для жидкостной обработки были оснащены фрикционным регулируемым приводом (ПФР), разработанным СКБ КОО (г. Иваново) и МГТУ им. А. Н. Косыгина. Натяжение в зоне обработки поддерживалось на уровне от 55 до 75Н. Результаты исследований приведены в таблице 1.3.

Таблица 1.3

Ткань	Артикул	Скорость, м/мин	Натяжение, Н	Деформация по основе, %
Вискозная	32639	40	55...75	– (2,7...3,0)
Вискозно-ацетатная	32432	40		– (2,3...2,7)
Вискозно-хлопчатобумажная	42334	40* 50**		– (2,8...3,2) – (1,2...1,5)
* При отварке. ** При крашении.				

Полученные результаты свидетельствуют о том, что при указанном натяжении ткани вискозного ассортимента в процессах отварки и крашения получают усадку по основе и, управляя натяжением, можно исключить нежелательную деформацию полотен с легкоподвижной структурой.

Стоит отметить, что деформация ткани также зависит от времени и силы воздействия натяжения. Проанализируем характер изменения натяжения ткани по длине заправки в зоне обработки. Рассмотрим методику оптимизации натяжения с целью снижения остаточной деформации ткани и оптимизации технологических процессов ее жидкостной обработки. Натяжение ткани после n -го приводного ро-

лика для установившегося режима работы машины, оборудованной ПФР, определяется следующей зависимостью,

$$T_n = T_k + \sum_{i=1}^n \Delta T_i - \sum_{i=1}^n P_{Ti}, \quad (1.1)$$

где T_k – натяжение, создаваемое компенсатором на входе ткани в машину;

ΔT_i – полное сопротивление движению ткани в одной зоне, т.е. между смежными приводными роликами;

P_{Ti} – окружное усилие, передаваемое приводным роликом ткани.

Для транспортирования ткани с заданным компенсатором натяжением необходимо чтобы суммарное окружное усилие на приводных роликах было равно полному сопротивлению движению ткани в машине:

$$\sum_{i=1}^n P_{Ti} = \sum_{i=1}^n \Delta T_i. \quad (1.2)$$

Момент, развиваемый фрикционной муфтой,

$$M_{\Phi i} = M_{Ti} + M_{ci}, \quad (1.3)$$

где M_{Ti} – момент на рубашке ролика, передаваемый ткани;

M_{ci} – момент сопротивления вращению ролика в подшипниковых опорах.

Учитывая параметры фрикционной муфты, определим

$$M_{\Phi i} = 0,5 N_i \bar{d}_{\Phi} \mu Z, \quad (1.4)$$

где N_i – усилие прижима фрикционных дисков;

\bar{d}_{Φ} – средний диаметр фрикционных дисков;

μ – коэффициент трения скольжения дисков, приведенный к \bar{d}_{Φ} ;

Z – число пар поверхностей трения муфты ($Z \leq 3$).

Из (1.3) и (1.4) найдем усилие прижима фрикционных дисков муфты, так как данный параметр является основным для настройки привода:

$$N_i = \frac{\Delta T_i D + 2M_{ci}}{\bar{d}_\Phi \bar{\mu} Z}. \quad (1.5)$$

Для общего случая зависимость (1.5) будет иметь следующий вид:

$$\bar{N} = \frac{\bar{K}(\bar{\Delta T} D + 2\bar{M}_c)}{\bar{d}_\Phi \bar{\mu} Z}, \quad (1.6)$$

где \bar{N} , $\bar{\Delta T}$, \bar{M}_c , $\bar{\mu}$ – средние значения параметров для n -го количества зон;

\bar{K} – среднее значение коэффициента, определяющего характер изменения натяжения ткани по длине заправки, т.е. от первой к n -ой зоне.

При $\bar{K} = 1,0$ транспортирование ткани будет осуществляться без увеличения натяжения по длине заправки, как показывает кривая 1 на рисунке 1.4. Тогда экстремальные значения натяжения ткани:

$$T_{\min} = T_k = T_{1i}, \quad (1.7)$$

$$T_{\max} = T_k + \Delta T_i = T_{oi}, \quad (1.8)$$

где T_{oi} и T_{1i} – натяжение ткани соответственно в точках набегания и сбегания с i -го приводного ролика.

Следовательно, ткань при такой настройке привода будет обрабатываться с натяжением большим (или равным) T_k , что целесообразно для плотных тканей с малоподвижной структурой.

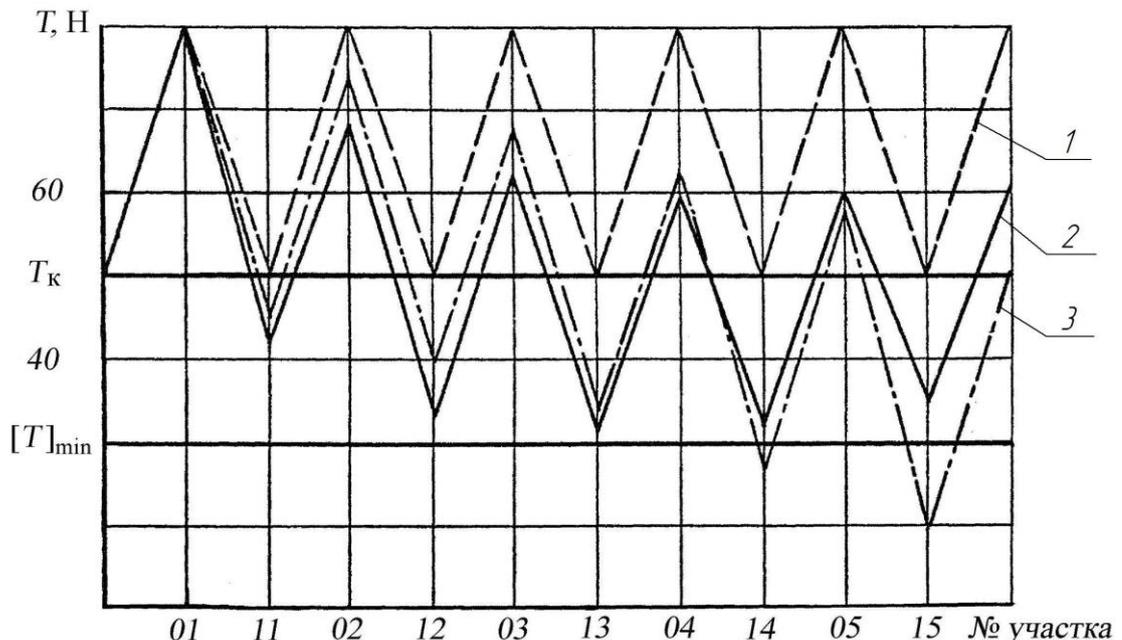


Рисунок 1.4 –График изменения натяжения ткани по длине заправки

Для тканей с легкоподвижной структурой [17] необходимо, чтобы

$$\bar{T} = \frac{\sum_{i=1}^n (T_{0i} + T_{1i})}{2i} = T_K, \quad (1.9)$$

где \bar{T} – среднее арифметическое значение натяжения ткани на i приводных роликах.

На основе анализа изменения натяжения ткани по длине заправки, при выполнении условия (1.9), получена обобщенная зависимость [18]

$$\Delta\bar{T} \sum_{i=1}^n i = \sum_{i=1}^n (P_{\Phi i} (n - i + 0,5)) + 0,5P_{\Phi n}. \quad (1.10)$$

При учете длины ткани между последним приводным роликом и отжимным устройством выражение (1.10) будет иметь следующий вид

$$\Delta\bar{T} \sum_{i=1}^n i = \sum_{i=1}^n P_{\Phi i} (n - i + 0,5). \quad (1.11)$$

Приняв, что $P_{\Phi 1} = P_{\Phi 2} = \dots = P_{\Phi i} = P_{\Phi n} = P_{\Phi}$, после преобразований получаем

$$P_{\Phi} = \frac{n(n+1)}{2 \sum_{i=1}^n (n - i + 0,5)} \Delta\bar{T}. \quad (1.12)$$

Зная, что $\bar{K} = P_{\Phi} / \Delta\bar{T}$, найдем его среднее значение

$$\bar{K} = \frac{n(n+1)}{2 \sum_{i=1}^n (n - i + 0,5)}. \quad (1.13)$$

Так же следует учитывать выполнение другого, не менее важного условия

$$T_{1i} = T_{\min} \geq [T]_{\min}, \quad (1.14)$$

где $[T]_{\min}$ – минимально допустимое натяжение, необходимое для устойчивого транспортирования ткани без образования продольных складок.

Расчеты \bar{K} согласно зависимости (1.13) показывают, что условие (1.9) выполняется, т.е. $\bar{T} = T_k$. Но если $\bar{K} = \text{const}$, то натяжения ткани от зоны к зоне постепенное уменьшается, и в реальных случаях для малых значений T_k и относительно больших ΔT (например $T_k = 50$ Н, $\Delta T = 30$ Н и $[T]_{\min} = 0,6T_k = 30$ Н) нарушается условие (1.14), что показано кривой 3 (см. рисунок 1.4).

Выполнение обоих условий (1.9) и (1.14) возможно при использовании оптимального закона изменения рассматриваемого коэффициента. В результате расчетов на оптимизацию получена следующая зависимость

$$K_i = 1,2\bar{K}(1 - \eta i), \quad (1.15)$$

где \bar{K} – среднее значение коэффициента, полученное из (1.13);

η – коэффициент оптимального распределения значений K_i по зонам, при котором выполняются условия (1.9) и (1.14).

Для наиболее распространенного случая, когда число зон машины равно пяти ($n = 5$), согласно зависимости (1.13) $\bar{K} = 1,2$, а в соответствии с формулой (1.15) $K_1 = 1,33$, $K_2 = 1,22$, $K_3 = 1,11$, $K_4 = 1,00$, $K_5 = 0,89$.

В области наиболее распространенных технологических параметров (T_k от 50 до 100 Н, ΔT от 10 до 30 Н) применительно для серийных отечественных машин типа ВЦМ, ВЦП (а также аналогичных промывных и пропиточных роликовых машин иностранных фирм) оптимальное значение коэффициента $\eta = 0,076$. Результаты расчетов с вышеуказанным коэффициентом η даже для экстремальных значений $T_k = 50$ Н и $\Delta T = 30$ Н (см. рис. 1.4, кривая 2) свидетельствует об удовлетворительном выполнении условий (1.9) и (1.14).

Учитывая зависимость (1.15), расчет усилий прижима фрикционных дисков (1.6) для транспортирования тканей с легкоподвижной структурой, в диапазоне указанных выше технологических параметров, необходимо производить по следующей формуле:

$$N_i = \frac{K_i (\Delta \bar{T} D + 2 \bar{M}_c)}{\bar{d}_{\phi} \bar{\mu} Z}, \quad (1.16)$$

где K_i – коэффициент, определяемый согласно (1.15).

Для $i = 5$ из (1.15) получим

$$\sum_{i=1}^5 P_{\Phi} = \Delta \bar{T} \sum_{i=1}^5 K_i \approx 5,6 \Delta \bar{T}. \quad (1.17)$$

Соблюдение условий (1.9) и (1.14) возможно и при применении других распределений $K_i(i)$, (применение полученных значений из зависимости (1.15) не является строго обязательным), например: $K_1 = K_2 = 1,3$, $K_3 = K_4 = K_5 = 1,0$, что в ряде случаев более удобно в плане упрощения настройки фрикционных муфт.

На рисунке 1.5 изображен график изменения натяжения ткани во времени по длине заправки при применении ПФР. Диаграмма разбита на зоны, площадь каждой зоны соответствует полному импульсу натяжения между смежными приводными роликами,

$$S_1 = \int_{t_0}^{t_1} T_i(t) dt, \quad (1.18)$$

где t – текущее время.

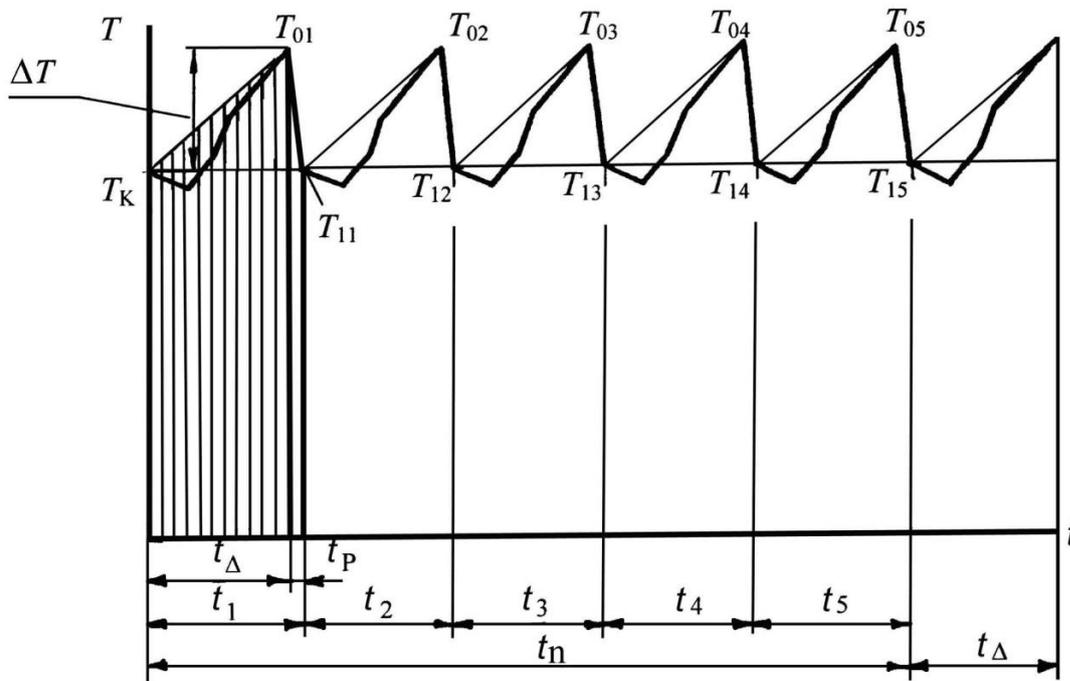


Рисунок 1.5 – График изменения натяжения ткани во времени при $P_{\Phi} = \Delta T$

Суммарный импульс натяжения S_n будет равен общей площади всех зон (по числу приводных роликов). Для случая $\Delta T_p = \Delta T$, где $\Delta T_p = T_{oi} - T_{1i}$ [18]

$$S_n = nT_a t_p (e + 1), \quad (1.19)$$

где $T_a = T_k + 0,5\Delta T$;

$$t_p = \pi(D + \delta_T) / 2v;$$

$$e = t_\Delta / t_p;$$

t_Δ – время увеличения натяжения;

t_p – время движения ткани по приводному ролику;

δ_T – толщина ткани.

Учитывая зону от последнего приводного ролика до отжимных валов, найдем суммарный импульс натяжения ткани в машине

$$S_z = T_a t_p [e(n + 1) + n]. \quad (1.20)$$

Для серийных пятизонных машин типа ВЦМ и ВЦП зависимость (1.20) будет иметь вид

$$S_z = T_a t_p e (n + 1,5). \quad (1.21)$$

Суммарный импульс натяжения для случая, когда выполняются условия (1.9) и (1.14), а коэффициент $k_i = P_{\phi i} / \Delta \bar{T}$, будет определяться следующим выражением

$$S_z^* = \sum_{i=1}^n \left\{ (T_k + \Delta T R_{(i)}) e t_p + \left[T_k + \Delta T (R_{(i)} + 0,5 - 0,5k_i) t_p \right] \right\} + \\ + \left[T_k + \Delta T (n + 0,5 - k_1 - k_2 - \dots - k_n) \right] e t_p, \quad (1.22)$$

где $R_{(i)} = i - 0,5 - k_1 - k_2 - \dots - k_{i-1}$.

Графически данная зависимость показана на рисунке 1.6

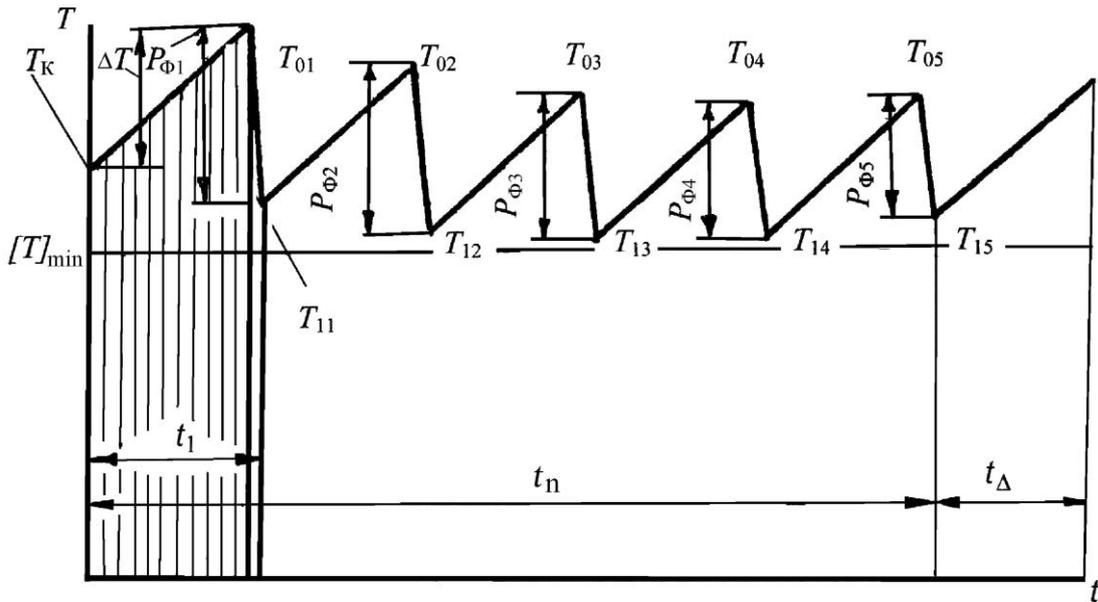


Рисунок 1.6 – График изменения натяжения ткани во времени при $\bar{T} = T_k$

Взаимосвязь между относительной остаточной деформацией ткани ε и импульсом силы S , определенным согласно формуле (1.22), представлена на рисунке 1.7 (исследовалась капроновая ткань арт. 52225 при скорости транспортирования от 0,5 до 1,5 м/с и t от 16 до 48 с) [17].

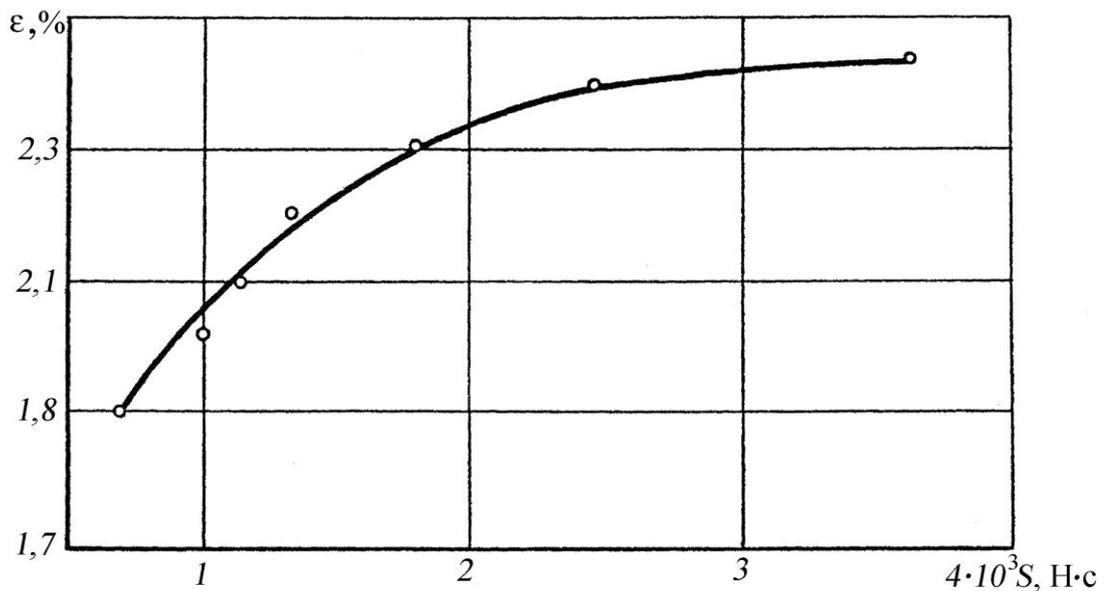


Рисунок 1.7 – Зависимость остаточной деформации ε ткани арт. 52225 от импульса силы S

Суммарный импульс натяжения, воздействующий на ткань в машине – S_z необходимо сравнить с допусаемым импульсом натяжения $[S_z]$, при котором продольная деформация $\varepsilon(S_z)$ ткани не превышает допусаемых значений, т.е. $\varepsilon[S_z] \leq [\varepsilon]$. Значение $\varepsilon[S_z]$ для определенных тканей и конкретных условий ее обработки определяется экспериментально.

Выводы по главе

Установлено, что натяжение ткани в процессе жидкостной обработки оказывает существенное влияние на эффективность жидкостной обработки, деформацию ткани и качество выпускаемой продукции.

На основе вышерассмотренного можно сделать заключение, что обработку тканей необходимо проводить при оптимальном натяжении ткани, так как данный параметр является важным фактором, оказывающим существенное влияние на эффективность многих технологических процессов, деформацию ткани и качество готовой текстильной продукции. Для реализации данной задачи, отделочное оборудование необходимо оснащать техническими средствами управления и контроля этого параметра в процессе обработки ткани.

Необходимо проведение теоретических и экспериментальных исследований тканетранспортирующих систем и их составных частей с целью разработки научно обоснованных методик их расчета и проектирования.

ГЛАВА 2

ОБЗОР И АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ИЗМЕРИТЕЛЕЙ НАТЯЖЕНИЯ ТКАНИ. РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ СТАЦИОНАРНО- ПЕРЕНОСНОГО ИЗМЕРИТЕЛЯ НАТЯЖЕНИЯ ТКАНИ

Натяжение ткани – важный технологический фактор оказывающий существенное влияние на эффективность работы отделочного оборудования, качество выпускаемой продукции и должен учитываться при выборе рабочих параметров технологического оборудования.

В настоящее время отделочные машины роликового типа оснащаются регулируемыми приводами тканетранспортирующих органов, позволяющими управлять натяжением ткани. Однако, правильный подбор оптимального натяжения и транспортирование ткани с заданным натяжением, контроль натяжения остаются наиболее актуальными проблемами отделочного производства. Для успешного решения их необходимо, прежде всего, иметь достаточно точные, надежные и удобные в эксплуатации средства контроля натяжения ткани. На данный момент измерительные средства, отвечающие этим требованиям, практически отсутствуют. Известные измерители натяжения условно можно разделить на две группы: переносные и стационарные.

2.1 Переносные устройства для измерения продольного натяжения ткани

Переносными устройствами чаще всего измеряют удельное натяжение, т.е. натяжение на выделенном участке ткани шириной 50 или 100 мм с последующим пересчетом на фактическую ширину полотна. Особенность их заключается в возможности измерять натяжение одним устройством в различных зонах обработки ткани. Погрешность измерения такими устройствами зависит от величины полного натяжения, распределения его по ширине полотна, плотности и жесткости ткани на изгиб, места расположения и точности установки измерителя в плоскости полотна.

2.1.1 Ручной переносной измеритель натяжения ткани ИНТ-100

Данный измеритель создан в ИвНИТИ [19]. Конструкция измерителя представлена на рисунке 1.1. Принцип измерения основан на определении деформации пружины сжатия, нагрузка на которую происходит от продольного усилия, создаваемого тканью, движущейся по роликам 4, 6, 7 между каретками 8 (опорной) и 5 (измерительной). Центральный ролик 4 подпружинен стержнем 3 измерителя 1. Правильность взаимного расположения кареток достигается центрированием положения роликов измеряющей каретки относительно роликов опорной каретки, прижим кареток через ткань осуществляется оператором. Прибор имеет нелинейную шкалу, проградуированную в кгс. Пределы измерения натяжения составляют от 0 до 10 кгс/дм. Размеры измерительной каретки 130×110×250 мм, опорной 160×110×250 мм. Масса прибора составляет 1,8 кг.

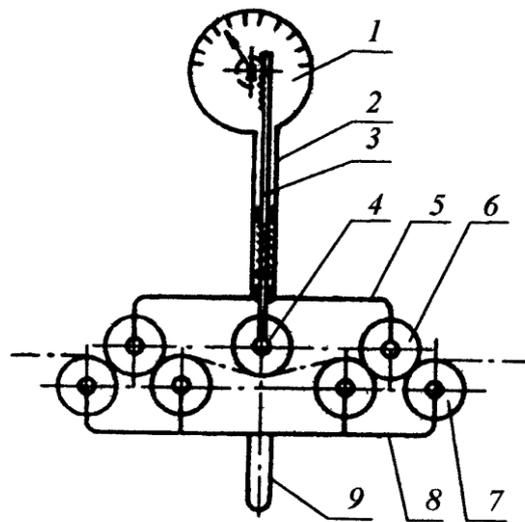


Рисунок 2.1– Ручной переносной измеритель ИНТ-100

Существенным недостатком измерителя ИНТ-100 является прежде всего большие габариты, которые не позволяют измерять натяжение ткани непосредственно в зонах технологической обработки. Например, измерить натяжение ткани непосредственно в промывной роликовой машине, данным измерителем невозможно из-за небольшого расстояния между ветвями ткани, стенками ванны и тканью.

Кроме того, точность измерения во многом зависит от силы прижима кареток, правильности установки их в плоскости ткани и одной относительно другой, что достаточно сложно выполнить, особенно при измерении натяжения плотных сильно натянутых тканей. Вертикальное расположение ручек 2 и 9 в центре кареток усложняет измерение натяжения узких тканей из-за большого расстояния от кромки полотна до оператора. При измерении натяжения на горизонтальных и наклонных участках во избежание ошибки, которая может быть вызвана влиянием веса подвижного ролика и стержня, необходимо производить два замера, меняя каретки местами.

2.1.2 Ручной переносной измеритель ИНТ-2

Конструкция измерителя представлена на рисунке 1.2 [20]. Пружина 1 прямоугольного сечения, которая прикреплена к ручке 9, жестко соединяет две направляющие 3, 4. На верхнюю направляющую установлен челнок 7 предназначенный для выделения участка ткани, на котором измеряется ее натяжение, и для нивелировки натяжения на этом участке. Челнок установлен подвижно относительно оси 6 и под действием пружины 5 находится в таком положении, при котором облегчается установка прибора на ткань. Величину деформации измеряет индикатор 2 часового типа, установленный на направляющей 3 и опирающийся на упор 8 нижней направляющей 4.

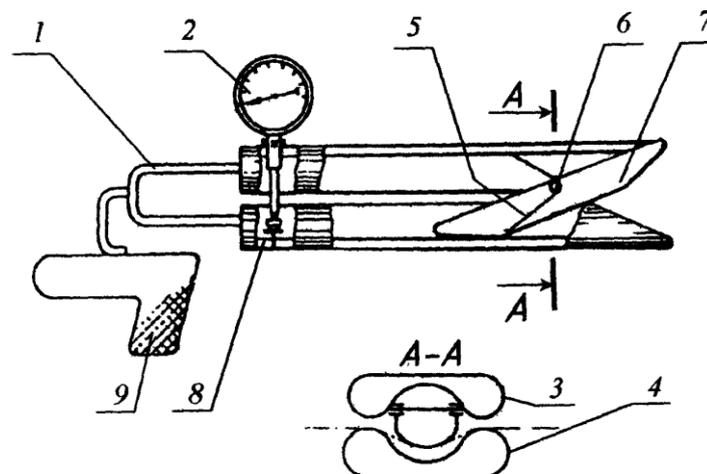


Рисунок 2.2– Ручной переносной измеритель ИНТ-2

Величина прогиба пружины I пропорциональна нагрузке от натяжения ткани, поэтому шкала измерителя проградуирована равномерно.

ИНТ-2 имеет небольшие габариты (высоту и ширину) направляющих, данный фактор делает его пригодным для измерения натяжения в любой зоне, где ветви ткани расположены друг от друга или от рабочих органов на расстоянии более 70 мм. Прибор позволяет измерять натяжение на участках ткани, находящихся на расстоянии до 250 мм от кромки ткани.

Основной причиной погрешности измерения является изменение коэффициента трения и соответственно сил трения в зоне контакта ткани с направляющими и челноком, т.е. в зоне измерения. Существенное влияние также оказывает изменение толщины ткани (от 0,2 до 1 мм) и неточности установки прибора в плоскости ткани ($\pm 5^\circ$). Суммарная погрешность измерений с учетом данных факторов может достигать от 20 до 25% [20].

2.1.3 Тензометрический переносной измеритель ИНТ-1

Принципиальная схема данного измерителя представлена на рисунке 2.3 [21]. Измеритель состоит из двуплечего рычага 3, в котором установлены два направляющих ролика 5 и измерительный ролик 4. На установленное подвижно относительно горизонтальной оси 2 плечо рычага 3 наклеены тензорезисторные преобразователи (датчики) 1, включенные в мостовую схему. Неподвижные оси направляющих роликов и рычага смонтированы в корпусе прибора.

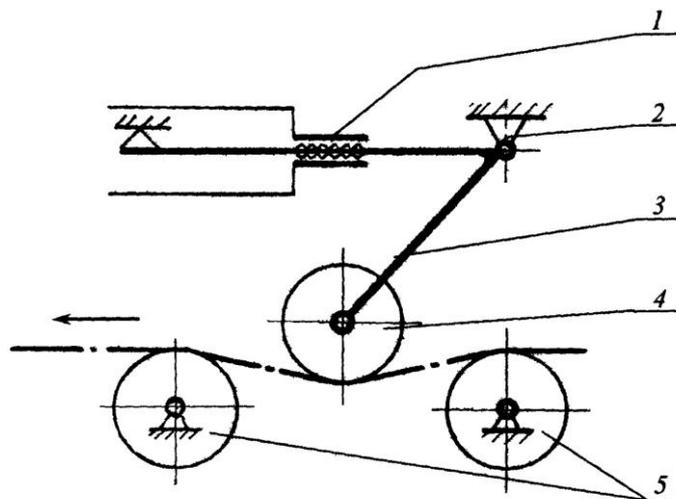


Рисунок 2.3– Тензометрический переносной измеритель ИНТ-1

Измерение натяжения основывается на нагружение измерительного ролика, которое вызывает деформацию плеча рычага и соответственно датчиков, наклеенных на нем, что приводит к разбалансировке моста. Выходной сигнал с моста поступает в измерительное звено— гальванометр. Шкала гальванометра градуирована в кгс/дм.

К основным недостаткам данного измерителя относится невысокая надежность в условиях отделочного производства, необходимость применения источника питания, усилительной или измерительной аппаратуры. Кроме того, наличие ряда конструктивных недостатков не позволило данному измерителю найти широкого применения в производстве.

Общим недостатком рассмотренных переносных измерителей является зависимость показаний от ширины ткани, ее свойств и характера распределения натяжения по полотну. При установке измерителя на ткань направляющие элементы создают локальный прогиб полотна, вызывая перераспределение нагрузки от натяжения, что также приводит к появлению погрешности измерения.

Исследования измерителя ИНТ-100 показали, что при увеличении ширины ткани в показаниях прибора наблюдается погрешность, достигающая 40 %. Однако величина погрешности стабилизируется при ширине ткани более 60–70 см.

Значительная ошибка измерения, ограничение доступности к ткани и опасность работы при измерении в рабочей зоне оборудования, кроме того изменение условий движения ткани и нежелательные воздействия на неё после установки измерителя, стали основными причинами, по которым данные устройства не получили применения ни в производственных условиях, ни в исследовательских работах.

2.2 Стационарные устройства для измерения продольного натяжения ткани

Отличительной особенностью стационарных измерителей от переносных приборов является возможность определить полное натяжение без пересчета на

ширину полотна, кроме того, они, как правило, не влияют на условия движения ткани и не искажают величину фактического натяжения. Также существенным плюсом является то, что на показания стационарных измерителей не влияют факторы свойств, состояния ткани и характера распределения натяжения по ширине полотна (в основу их конструкции положен принцип измерения натяжения по нагрузке на подшипниковые опоры направляющего органа). Однако, данные измерители не могут так же оперативно применяться в производственных условиях как переносные из-за относительно больших габаритов.

Конструкция одного из первых таких измерительных устройств и более подробное описание рассмотрены в работе [22]. Измеритель представляет собой рычажно-грузовой компенсатор роликового типа, что позволяет устанавливать его только между машинами. Кроме того, обладает большой инерционностью и невысокой точностью измерения.

Другое устройство данного типа, но более совершенное, представляет собой компенсатор с пневматическим нагружением измерительного ролика, применяется в промывных машинах швейцарской фирмы «Беннингер» [21]. Однако, как ранее было отмечено, из-за значительных габаритов и это устройство может быть установлено только между машинами. Как измеритель оно обладает невысокой точностью измерения, причина которой состоит в многозвенности механизма, наличие зазоров в кинематических парах, трения в подвижных частях пневмоцилиндра.

2.2.1 Пневматическое устройство для измерения натяжения полотна фирмы Моунт Хоп

Конструкция измерителя представлена на рисунке 2.4 [23]. В подшипниках 2 подвижно относительно оси 3 установлен цилиндрический направляющий ролик 1. Нагрузка от натяжения полотна передается упругому элементу 5 пневматической камеры через шарик 4. Компенсация нагрузки от веса подвижных частей измерителя и натяжения осуществляется давлением воздуха в пневматической камере, площадь которой ограничивается упругим кольцом 6. Натяжение полотна определяется по линейной шкале манометрического прибора 7, проградуированной в кгс. При угле обхвата ролика полотном 60° (биссектриса угла будет являться вертикалью) сила, действующая на шип ролика, равна половине величины на-

тяжения полотна. Настройка прибора на различный диапазон измерения осуществляется с помощью замены уплотнительного кольца 6.

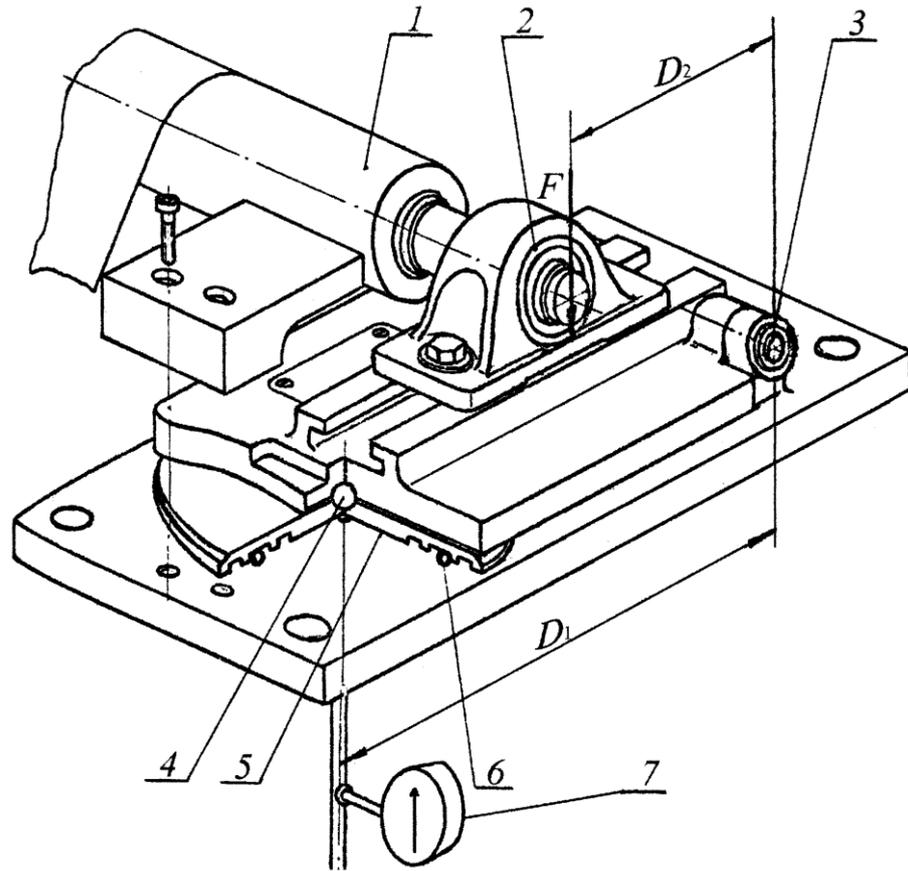


Рисунок 2.4– Пневматическое устройство для измерения натяжения полотна фирмы Моунт Хоп

Основными недостатками данного измерителя являются: зависимость показаний прибора от положения полотна по ширине ролика, а также большие габариты по длине (по плите не менее 0,25 м), что затрудняет его установку в таких машинах, как промывные, пропиточные, запарные, где расстояние между направляющими роликами составляет от 0,12 до 0,25 м.

2.2.2 Экспериментальная установка для измерения натяжения движущегося полотна

Данная установка более подробно описана в работе [24]. В основе исследования натяжения использован метод электротензометрии, базирующийся на изме-

нении омического сопротивления тензорезисторов. Рассматриваемая установка позволяет исследовать натяжение полотна в продольном направлении.

Конструкция экспериментальной установки представлена на рисунке 2.5. В подшипниковых опорах 2, закрепленных неподвижно на упругих элементах – кольцах 3, установлен перекаточный ролик 1. На них наклеены проволочные тензодатчики 4, включенные в мостовую схему. Мост получает питание от источника постоянного тока через регулируемое сопротивление, балансируется потенциометром при отсутствии нагрузки на кольцо от натяжения полотна. Последнее определяется по показаниям микроамперметра, включенного в измерительную диагональ моста.

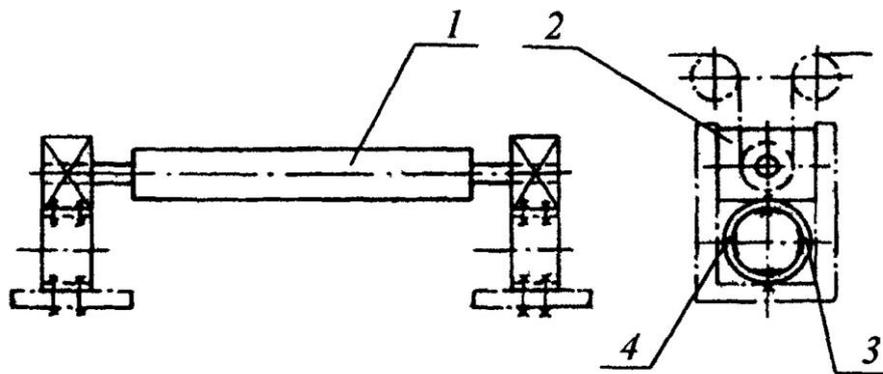


Рисунок 2.5– Экспериментальная установка для измерения натяжения движущегося полотна

Достоинством установки является достаточная простота и высокая чувствительность. Однако, значительные габариты по высоте негативно влияют на ее использование в производстве.

На основе вышеизложенного отметим общие недостатки, присущие рассмотренным устройствам:

- значительные габариты, что вызывает затруднения при их установке в промывных или других роликовых машинах, так как расстояние между направляющими роликами ограничено в пределах от 0,12 до 0,25 м;

- за исключением последней установки, все измерители не имеют устройств для регистрации исследуемого процесса;

- позволяют определить только среднее значение натяжения для двух ветвей полотна;
- невозможно измерить натяжение ткани на приводных роликах.

2.2.3 Экспериментальное устройство для измерения продольного натяжения движущейся ткани

Измерительное устройство (рисунок 2.6) [25] представляет собой специальный блок, который устанавливается на место демонтированного направляющего ролика машины.

Блок имеет следующую конструкцию. В радиальных сферических шарикоподшипниках, находящихся в корпусах 4, установлен направляющий ролик 8. Каждый корпус подшипника подвижно монтируется в обойме 1 и устанавливается на двухопорной упругой балочке 3 с опорами 5 (подвижной) и 2 (неподвижной). Обоймы крепятся неподвижно на раме машины. Рабочий датчик наклеен на нижнюю сторону каждой балочки, компенсационный – непосредственно на соответствующую обойму. В качестве преобразователей используются тензорезисторные датчики.

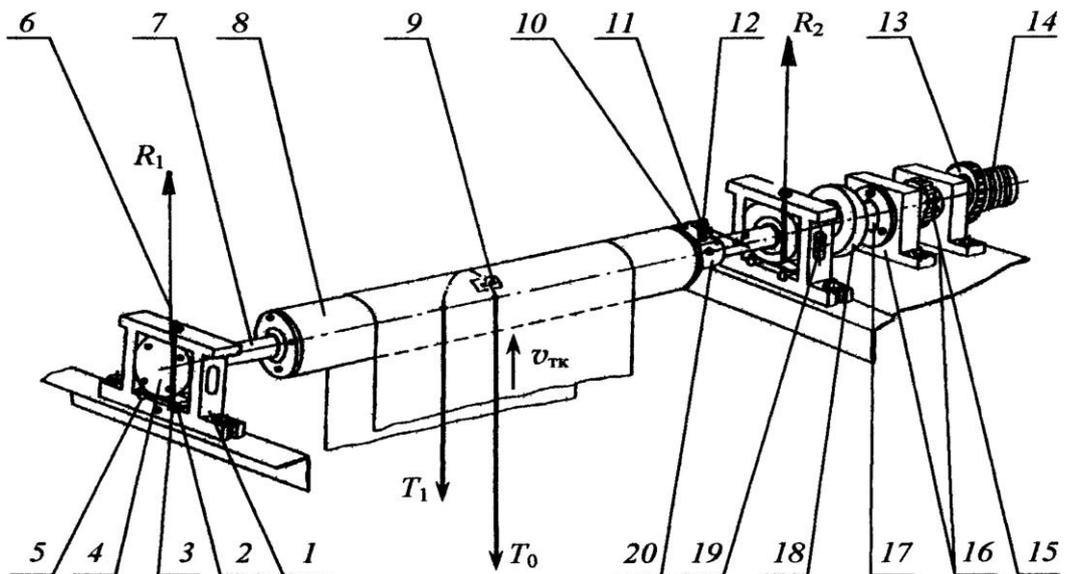


Рисунок 2.6– Экспериментальное устройство для измерения продольного натяжения движущейся ткани

Каточки *19*, ролики которых установлены подвижно в направляющих пазах обоймы и могут легко вращаться относительно своих осей, закрепленных неподвижно в корпусе подшипника, ограничивают осевое перемещение ролика. Направляющий палец *6* не дает поворачиваться корпусу подшипника *4* в вертикальной плоскости.

На консольной балочке *11* с обеих сторон наклеены тензорезисторные преобразователи, на которые при помощи пальца *10* передается окружное усилие при повороте рубашки ролика *8*, установленной в подшипниках качения, относительно оси *7*. Корпус *20*, с укрепленной на нем балочкой, неподвижно соединен с осью ролика. Пружина растяжения *12* обеспечивает силовое замыкание между пальцем *10*, жестко закрепленным в патроне рубашки, и балочкой *11*. Проводники от датчиков, наклеенных на балочке *11*, проходят через отверстие в оси ролика, далее внутри вала привода *17* и припаиваются к кольцам токосъемного устройства *14*. На валу привода установлен также делительный диск *13* датчика частоты вращения и угла поворота ролика.

Эластичная муфта *18* соединяет ось ролика с валом привода. В качестве упругого элемента применена шина О-образного сечения, которая изготовлена из резины армированной тканью. Соединение шины с корпусом муфты за счет установки с натягом и приклеивания поверхностей контакта обеспечило без проскальзывания передачу момента порядка $15...20 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Максимальный момент, передаваемый роликом в процессе работы машины не превышал $2 \text{ Н} \cdot \text{м}$, при пуске – $2,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Шина такой конструкции позволяет передавать рабочий крутящий момент при очень незначительных углах закручивания: при моменте $2,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ угол закручивания не превышает 2° . Применение эластичной муфты позволило практически исключить влияние геометрического смещения осей ролика и жестко установленного вала *17* на величину перемещения и реакции в опорах направляющего ролика при деформации опорных балочек (максимальная величина прогиба балочек в среднем сечении не превышала $0,07 \text{ мм}$). Это объясняется относительно невысо-

кой жесткостью шины при сжатии в радиальном направлении. Так, при смещении полумуфта на 0,2 мм сила сопротивления составляет не более 3 Н.

Установка приводной звездочки 15 между опорами 16 вала позволяет, в свою очередь, исключить влияние усилий в кинематической передаче (к направляющему ролику) на величину нагрузки, воспринимаемой опорной балочкой.

В заключение отметим, что из-за больших габаритов, привязки к месту стационарного расположения, известные стационарные измерители не могут оперативно применяться для измерения натяжения ткани в различных зонах оборудования.

2.2.4 Одноопорный гидравлический измеритель натяжения ткани

Особенностью измерителя является применение корпуса подшипниковой опоры направляющего ролика специальной конструкции. Конструкция данного измерителя представлена на рисунке 2.7 и более подробно описана в [5]. На швеллерную раму машины крепится ось 8, относительно которой подвижно устанавливается корпус 6 на подшипниковой опоре 9. Воспринимаемая опорой ролика (корпусом 6) нагрузка от веса ролика и натяжения ткани передается через опорный винт 7 на гидравлический датчик 1, установленный неподвижно на раме машины. Пружина сжатия 5 служит для уравнивания нагрузки от веса ролика и подвижной подшипниковой опоры. Регулировка деформации этой пружины осуществляется гайкой 3, установленной в пазу кронштейна 4, вращение которой вызывает перемещение опорного винта 2. Регулировкой опорного винта 7 достигается соосность двух подшипниковых опор и горизонтальность оси направляющего ролика, а также производится установка измерителя на ноль при отсутствии воздействия на ролик натяжения ткани.

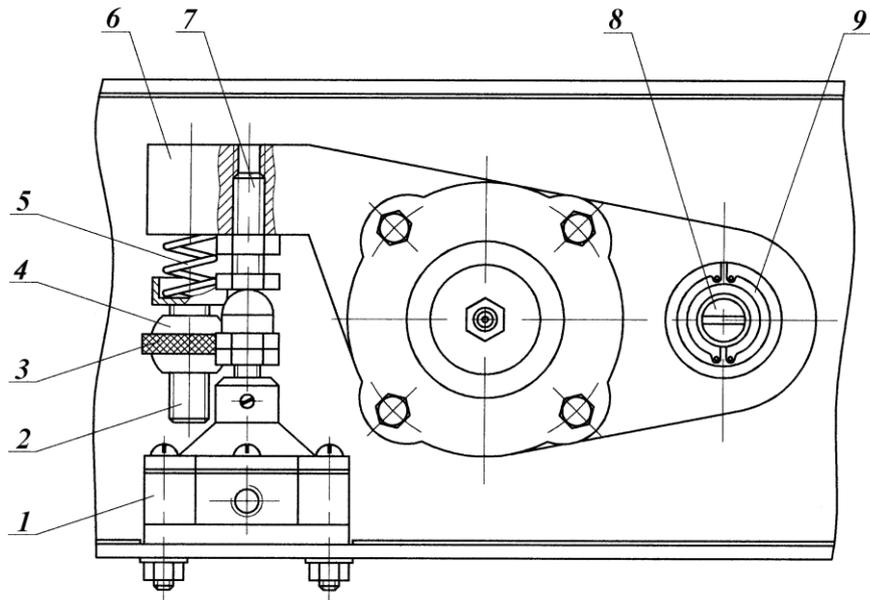


Рисунок 2.7– Одноопорный гидравлический измеритель ткани

Гидравлический датчик одноопорного измерителя, представлен на рисунке 2.8.

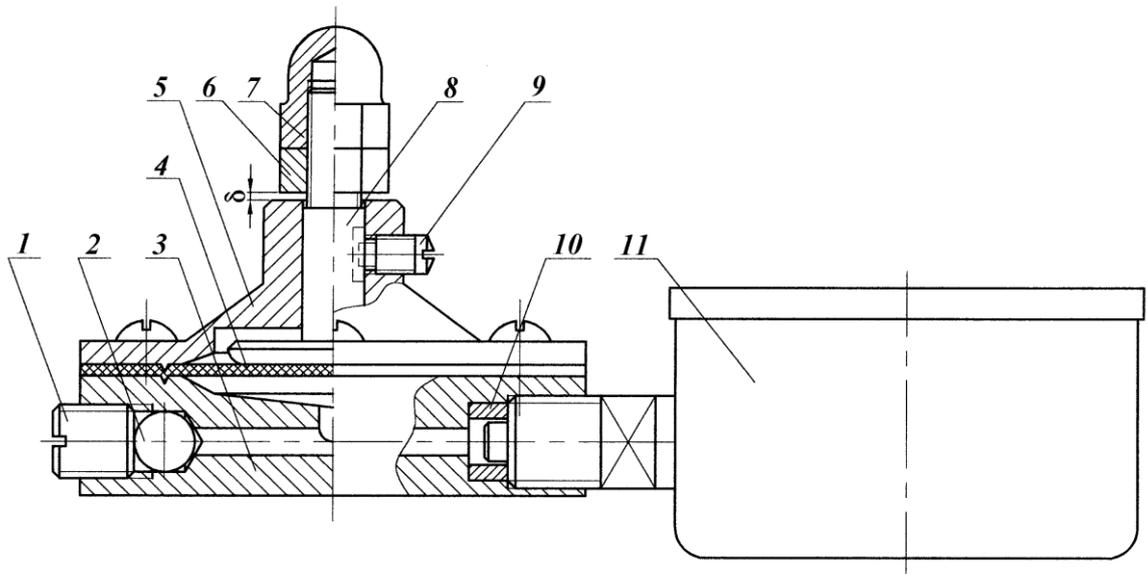


Рисунок 2.8– Гидравлический датчик одноопорного измерителя натяжения

Резинотканевая мембрана 4, которая зажата между корпусом 3 и крышкой 5, является одновременно направляющей для штока 8. Втулка 10 герметизирует резьбовое соединение корпуса и манометра 11. Фиксация штока в неподвижном положении (например, при вращении гайки 6 и контргайки 7) осуществляется винтом 9. Заполнение рабо-

чей камеры и манометрической трубки жидкостью производится после вакуумирования системы. Затем осуществляется герметизация гидравлической системы винтом 1 через шарик 2. Зазор (от 0,3 до 0,6 мм) между торцами контргайки и крышки гарантированно исключает перегрузку и повреждение мембраны и манометра.

2.3 Разработка и исследование стационарно- переносного измерителя натяжения ткани

Современные отделочные машины роликового типа– пропиточные, промывные, запарные, сушильные– оснащаются регулируемыми приводами тканетранспортирующих органов, что позволяет управлять продольным натяжением ткани, которое влияет не только на эффективность технологического процесса и качество продукции [26], но и позволяет достигнуть максимальной экономической эффективности работы оборудования.

Объективное и эффективное управление приводом и натяжением ткани возможно лишь при наличии надежных и достаточно точных для практических целей технических средств контроля и измерения натяжения.

Известные устройства измерения продольного натяжения ткани не отвечают требованиям надежности, достаточной точности и удобства применения.

2.3.1 Конструкция стационарно-переносного измерителя натяжения ткани

Стационарно-переносной измеритель ткани [27,28], созданный в процессе выполнения данной работы, позволяет измерять продольное натяжение ткани в роликовых машинах типа ВЦМ, ВЦП любых типоразмеров. Конструкция и общий вид стационарно-переносного измерителя натяжения, изображены на рисунках 2.9, 2.10. Корпус измерителя 7 монтируется на швеллерной раме машины и фик-

сируется в неподвижном положении винтами *1* (в вертикальной плоскости), а в горизонтальной плоскости подвижными рычагами *3* при затяжке гаек *2*. При монтаже измерителя призматический палец *6* и двулучий рычаг *14* вводятся в отверстия корпуса подшипниковой опоры направляющего ролика. Регулирование положения призматического пальца *6* (установленного в буксе *5*) по высоте и его фиксация выполняются гайкой *4*. Для удобства переноса и монтажа измеритель снабжен двумя ручками *13*.

Гидравлический датчик *12* установлен в направляющей обойме *11*, закрепленной на кронштейне *10*, находящемся на корпусе измерителя. Датчик можно перемещать в горизонтальной плоскости, регулируя соотношение плеч рычага *14* и, таким образом, чувствительность измерителя. Фиксация датчика в обойме осуществляется винтом *8* и контргайкой *9* (на рисунке 2.9, вид сбоку, они условно не показаны). Предупреждение перегрузки и повреждения гидравлического датчика, а также снятие нагрузки с него осуществляется регулируемым ограничителем *15*. По причине практической несжимаемости рабочей жидкости в датчике перемещение его штока при нагрузке до 500 Н весьма мало: составляет около $4 \cdot 10^{-4}$ мм/Н.

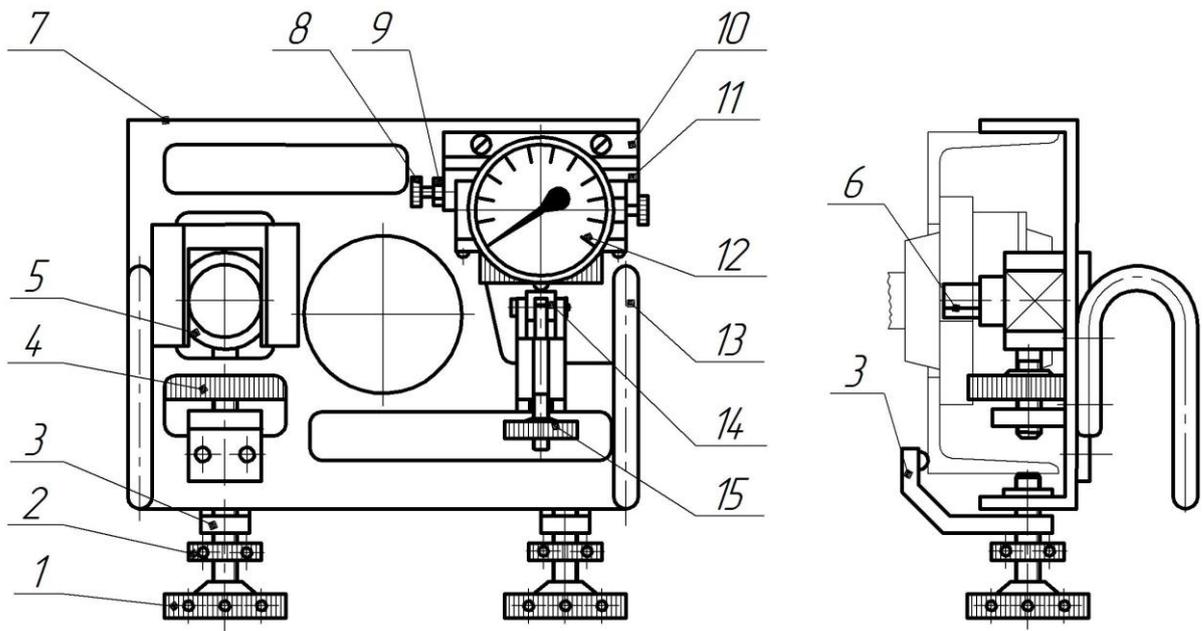


Рисунок 2.9– Стационарно- переносной измеритель натяжения ткани

Принцип действия основывается на измерении нагрузки от натяжения ткани 1, воспринимаемой подшипниковой опорой 4 направляющего ролика 2. Перед измерением корпус подшипника 4 фланцевого исполнения фиксируется в штатном положении регулируемой по высоте призматической опорой, далее осуществляется демонтаж его болтового крепления. После чего на раму машины швеллерного профиля устанавливается корпус измерителя, на котором закреплены призматический палец 3 и двуплечий рычаг 5 со сферической опорой на его левом плече. Они вводятся в отверстия корпуса подшипника. Палец 3 является осью, а рычаг 5 – чувствительным элементом, контактирующим со штоком гидравлического датчика 6 мембранного типа, оснащенного манометром. После демонтажа фиксирующей призматической опоры нагрузка от веса подвижных частей ролика и натяжения ткани передается на корпус 4 и соответственно на рычаг 5 и датчик 6. При отсутствии воздействия натяжения ткани на направляющий ролик подвижная шкала манометра устанавливается на ноль и фиксируется винтом. Шкала манометра градуируется путем приложения нагрузки в центре корпуса подшипника 4.

При симметричном расположении ткани относительно подшипниковых опор ролика, равномерном распределении натяжения по ширине вертикально направленных ветвей ткани и равенства натяжений обеих ветвей, нагрузка, воспринимаемая подвижной опорой 4, будет равна натяжению ткани T . В реальном случае $a_1 = 2a$, поэтому усилие, действующие на рычаг 5, будет равно $T/2$. Варьируя соотношение плеч b/c рычага 5, можно изменить коэффициент преобразования и чувствительность измерителя натяжения ткани.

Натяжение сбегавшей ветви ткани при ее движении будет равно $T \pm \Delta T$, нагрузка на ролик $2T \pm \Delta T$, где T – натяжение набегающей ветви, а ΔT – изменение натяжения на ролике. Для перекаточного ролика ΔT – сопротивление его вращению, а $-\Delta T$ – движущее (окружное) усилие на рубашке приводного ролика.

2.3.2 Аналитическое определение ошибки измерения натяжения ткани

При определении ошибки измерения учитывалась возможность смещения ткани от симметричного положения до 50 мм, номинальная ширина ролика в пределах от 1,2 до 1,8 м, ширина полотна от 1,0 до 1,6 м, максимально допустимые по техническим условиям перекос опор и динамическая неуравновешенность ролика при окружной скорости до 2 м/с.

Рассмотрим влияние смещения полотна [29] (см. рисунок 2.12) вдоль продольной оси направляющего ролика, считая, что центр тяжести его и равномерно распределенной нагрузки от натяжения ткани находятся на оси симметрии $O-O$, ветви ткани вертикальны.

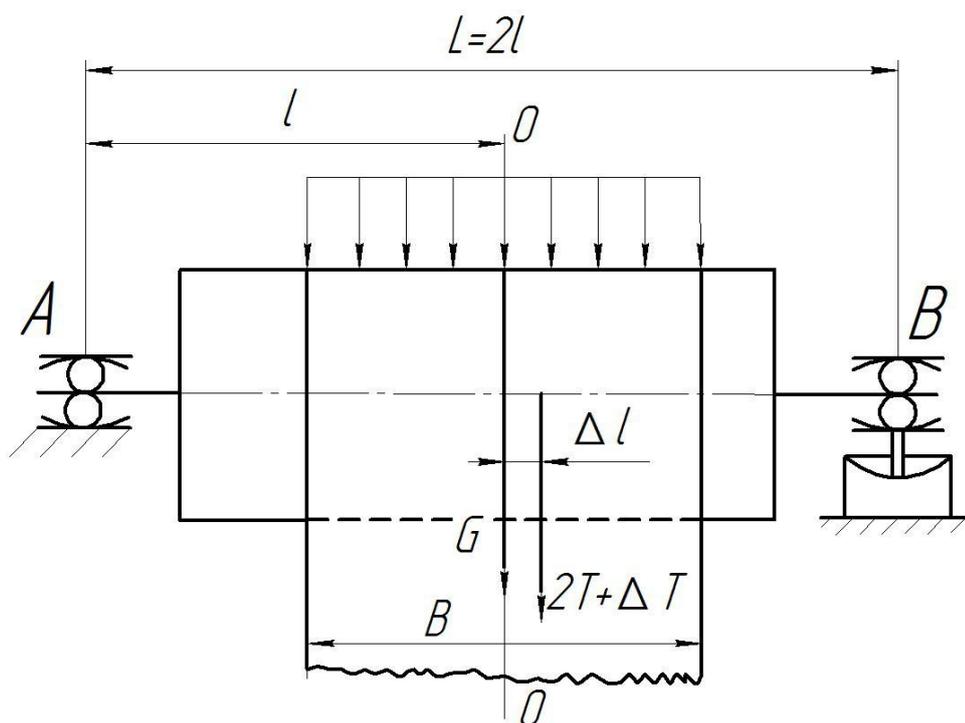


Рисунок 2.12- Расчетная схема для определения ошибки измерения от смещения полотна вдоль оси направляющего ролика

Исходя из условия равновесия подвижной системы относительно опоры A в форме моментов имеем

$$R_B L - (2T + \Delta T)(l \pm \Delta l) - Gl = 0, \quad (2.1)$$

где R_B – реакция опоры B ;

T – натяжение набегающей ветви ткани;

ΔT – приращение натяжения на перекатном ролике;

L – расстояние между опорами ролика;

l – расстояние от опоры A до продольной оси симметрии $O-O$;

Δl – смещение ткани от среднего положения;

G – сила тяжести ролика.

Из зависимости (2.1) находим нагрузку на гидродатчик

$$N' = K \left[\frac{2T + \Delta T + G}{2} \pm \frac{(2T + \Delta T)\Delta l}{L} \right], \quad (2.2)$$

где $K = a/a_1$ (согласно рисунку 2.11)

Сравнивая нагрузку на гидродатчик N' при смещении ткани на величину Δl и при отсутствии смещения N , находим абсолютную Δa_1 и относительную Δo_1 ошибки измерения:

$$\Delta a_1 = \pm K \frac{2T + \Delta T}{L} \Delta l, \quad (2.3)$$

$$\Delta o_1 = \frac{N' - N}{N} 100 = \theta \frac{\Delta l}{l} 100. \quad (2.4)$$

В формуле (2.4) θ определяется следующим выражением:

$$\theta = \frac{2T + \Delta T}{2T + \Delta T + G}. \quad (2.5)$$

В предлагаемом варианте $K=0,5$. Подставив значения параметров, входящих в последние зависимости, определяем ошибку измерения. Результаты расчетов для трёх значений номинальной ширины машины B_H представлены в таблице 2.1.

Относительная ошибка измерения, вызванная максимально допустимым смещением полотна вдоль оси ролика, равным 50 мм, составит 3,75 % при номинальной ширине ролика $B_H = 120$ см, натяжении $T = 120$ Н и $L = 1,6$ м. При смеще-

нии полотна на 20 мм она равна 1,51%. С увеличением B_H и уменьшением натяжения ткани эта ошибка существенно меньше.

Таблица 2.1

Параметры ролика	T , Н	Δa_l , Н, при Δl , мм					Δo_1 , %, при Δl , мм				
		10	20	30	40	50	10	20	30	40	50
$B_H = 120$ см $G = 160$ Н $L = 1,6$ м $l = 0,8$ м $\Delta T = 4$ Н	40	0,26	0,52	0,78	1,05	1,31	0,43	0,86	1,29	1,72	2,13
	80	0,51	1,00	1,53	2,04	2,56	0,63	1,26	1,90	2,53	3,19
	120	0,76	1,52	2,28	3,04	3,81	0,75	1,51	2,26	3,02	3,75
$B_H = 140$ см $G = 180$ Н $L = 1,8$ м $l = 0,9$ м $\Delta T = 4,5$ Н	40	0,23	0,47	0,70	0,93	1,17	0,42	0,84	1,26	1,68	2,11
	80	0,46	0,91	1,37	1,82	2,28	0,6	1,2	1,8	2,4	3,0
	120	0,68	1,36	2,04	2,72	3,39	0,7	1,4	2,1	2,8	3,5
$B_H = 180$ см $G = 240$ Н $L = 2,2$ м $l = 1,1$ м $\Delta T = 5$ Н	40	0,19	0,39	0,58	0,77	0,96	0,24	0,47	0,71	0,95	1,18
	80	0,37	0,74	1,12	1,50	1,88	0,37	0,73	1,1	1,47	1,86
	120	0,55	1,11	1,67	2,23	2,78	0,45	0,90	1,36	1,82	2,31

Смещение одной из опор ролика, например опоры B относительно опоры A на величину h , вызывает перекося ролика, что приведет к перераспределению натяжения ткани по ширине полотна B из-за разности длин краевых частей. Расчетная схема для определения ошибки измерения от наклона ролика представлена на рисунке 2.13.

Разность длин правой и левой кромок будет составлять

$$\Delta h = h_{\text{П}} - h_{\text{Л}} = hB / L. \quad (2.6)$$

Сделав допущение, что натяжение ткани в области малых деформаций пропорционально относительному удлинению ε_0 , получим:

$$T = BE_T \varepsilon_0, \quad (2.7)$$

где E_T – приведенный к ширине модуль упругости ткани.

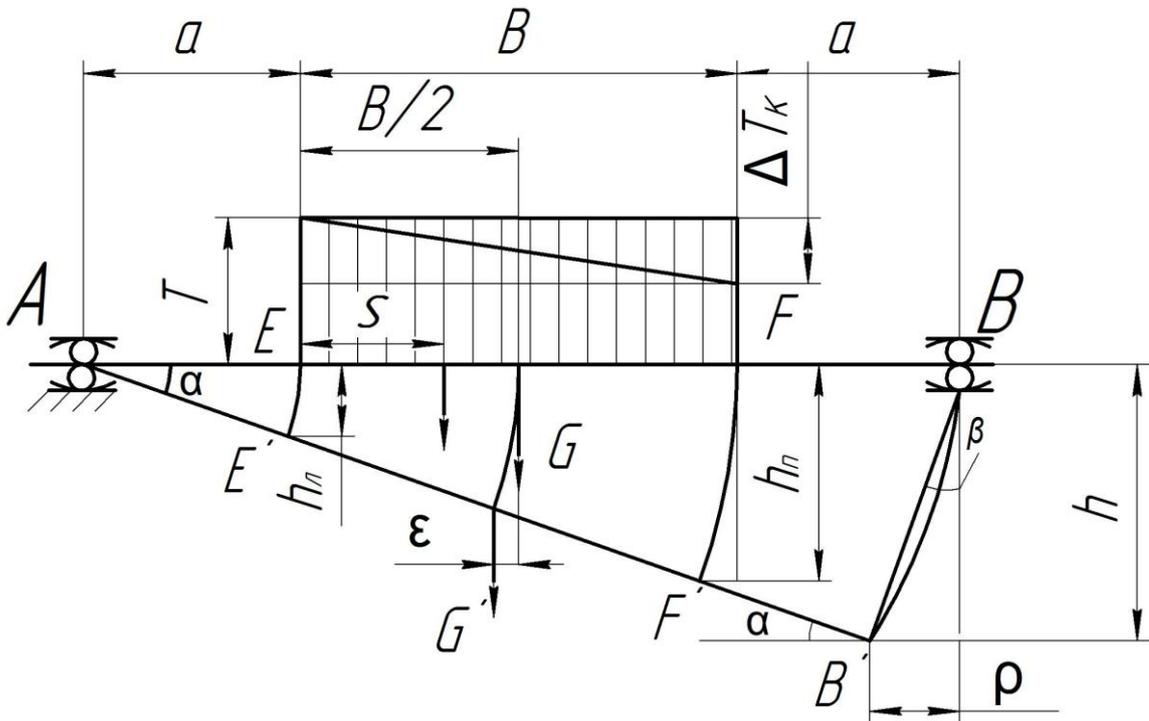


Рисунок 2.13– Расчетная схема для определения ошибки измерения от наклона ролика

Тогда разность натяжения кромок при номинальном расстоянии A_p между параллельными осями верхнего и нижнего направляющих роликов, по которым движется ткань, составит

$$\Delta T_K = BE_T \Delta h / A_p. \quad (2.8)$$

При допустимом по техническим условиям перекосе $\Delta h = 10^{-3}$ м/м (для $B = 1$ м, $E_T = 3 \cdot 10^3$ Н/м, $A_p = 0,85$ м) находим, что $\Delta T_K = 3,53$ Н.

Предположив, что эпюра распределенной нагрузки от натяжения ткани имеет вид трапеции, то центр тяжести её сместится относительно оси симметрии. Его положение определяется координатой S – расстоянием от кромки ткани

$$S = \frac{0,5B T - 2/3 \Delta T_K}{T - 0,5 \Delta T_K}. \quad (2.9)$$

Подставив в последнюю формулу $T = 40$ Н, $B = 1$ м, находим $S = 0,492$ м, т.е. смещение точки приложения сосредоточенной нагрузки от неравномерно распределенного по ширине натяжения составит 8 мм, а относительная ошибка измерения будет менее 0,4 % от измеряемого натяжения. С увеличением натяжения и ширины полотна, расстояния между опорами ролика эта ошибка будет меньше, а при увеличении E_T – больше.

По причине статической неуравновешенности ролика при его вращении возникает центробежная сила инерции. Допустимый дисбаланс для перекатных роликов диаметром 105 мм и $B_H = 120–180$ см не должен превышать от 0,32 до 0,42 кг·см, что соответствует пятому классу точности балансировки по ГОСТ 22061–76. Нагрузка на подшипниковые опоры будет изменяться по пульсирующему циклу. Экстремальные значения абсолютной и относительной ошибки от действия центробежной силы инерции, если пренебречь за малостью ΔT , будут составлять

$$\Delta a_2 = \pm Kme\omega^2, \quad (2.10)$$

$$\Delta o_2 = \pm 50me\omega^2 / T, \quad (2.11)$$

где m – масса ролика;

e – смещение центра масс ролика относительно оси вращения;

ω – угловая скорость ролика.

При максимальной угловой скорости $28,6 \text{ с}^{-1}$, соответствующей окружной скорости 1,5 м/с (для $D = 0,105$ м, $m = 16,3$ кг, $T = 40$ Н) $\Delta o_2 = 3,3$ % от указанного натяжения, с увеличением последнего Δo_2 уменьшается, с увеличением массы и угловой скорости вращения ролика она возрастает.

Расчеты показывают, что в случае одновременного действия и неблагоприятного сочетания уровней перечисленных факторов влияния (при $B_H = 120$ см, $T_H = 40$ Н, $\Delta l = 50$ мм, $v = 1,5$ м/с) мгновенное максимальное значение суммарной относительной ошибки измерения не превышает 6 %, при смещении ткани на 20

мм эта ошибка менее 5 %. При $v = 2$ м/с она увеличивается соответственно до 8 и 7 %. С увеличением B_H и натяжения ткани относительная ошибка уменьшается.

Выводы по главе

Обзор и анализ измерителей продольного натяжения ткани показывает, что известные устройства не отвечают требованиям надежности, достаточной точности и удобства применения.

Значительные габариты вызывают затруднения при их установке в промывных или других роликовых машинах, так как расстояние между направляющими роликами ограничено в пределах от 0,12 до 0,25 м. С помощью рассмотренных устройств можно определять только среднее для двух ветвей натяжение полотна. Невозможно измерить натяжение ткани на приводных роликах.

Предложенная конструкция стационарно-переносного измерителя натяжения ткани позволяет оперативно и с достаточной для практических целей точностью осуществлять измерения в различных зонах отделочного оборудования.

Аналитически установлено, что относительная ошибка измерения предложенным стационарно-переносным измерителем, не превышает 5–8 % реальной величины натяжения ткани.

Достаточная точность предлагаемого измерителя позволяет применять его в производственных условиях и в научных исследованиях.

ГЛАВА 3

ИССЛЕДОВАНИЕ НАТЯЖЕНИЯ И ВОЗДЕЙСТВИЯ ЕГО НА ТКАНЬ В ПРОМЫВНОЙ РОЛИКОВОЙ МАШИНЕ С УВЕЛИЧЕННОЙ ДЛИНОЙ ЗАПРАВКИ

Передовые зарубежные машиностроительные фирмы («Беннингер», Швейцария; «Бругман», Нидерланды; «Кляйневеферс», Германия) оснащают поточные линии машинами для жидкостной и тепловой обработки с увеличенной длиной заправки («петля в петле»), в которых ткань перемещается по четырем рядам направляющих роликов. Это позволяет увеличить длину заправки и время обработки ткани по сравнению с применяемыми двухрядными машинами типа ВЦМ, ВЦП в 1,8– 2,2 раза при одинаковых габаритах. Благодаря этому можно существенно сократить число машин в поточной линии (или увеличить скорость движения ткани), значительно снизить капитальные затраты, удельные расходы воды, реагентов, электрической и тепловой энергии.

Однако, увеличение числа направляющих роликов и длины заправки в одной зоне машины несомненно будет причиной существенного роста сопротивления движению ткани, увеличению её натяжения, особенно при высоких скоростях, что может стать ограничением в применении такого оборудования для обработки широкого ассортимента тканей с легкоподвижной структурой.

В данной главе проведено исследование сопротивления движению и натяжения ткани в процессе жидкостной обработки с целью: определения воздействия натяжения на ткань, оптимизации параметров зоны обработки, и на этой основе, разработать технические средства управления натяжением в роликовых машинах с увеличенной длиной заправки.

3.1 Технологическая и расчетная схемы промывной роликовой машины с увеличенной длиной заправки

Технологическая схема промывной четырехрядной роликовой машины представлена на рисунке 3.1

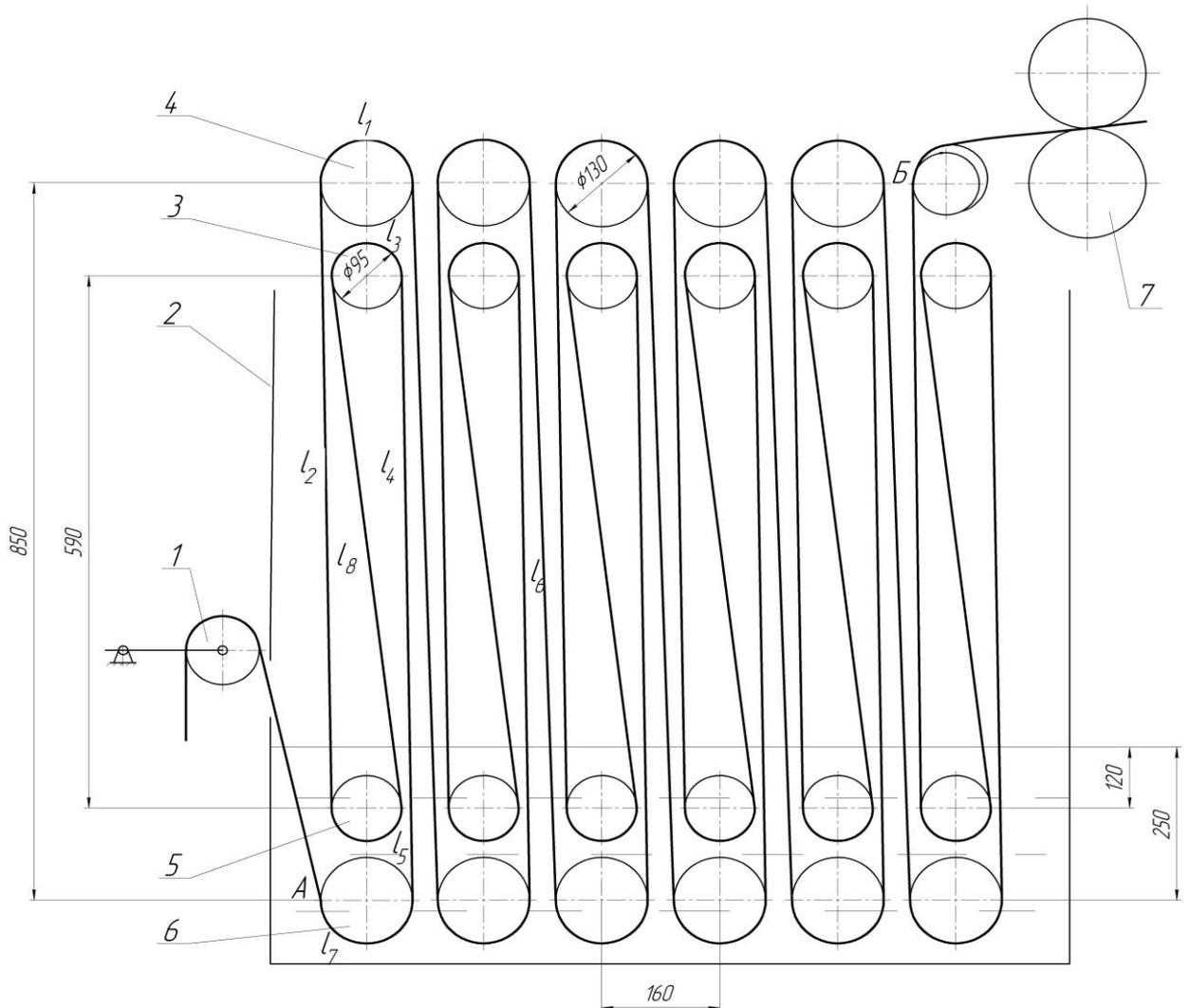


Рисунок 3.1– Схема заправки ткани в промывной четырехрядной роликовой машине

Машина состоит из компенсатора 1, двух рядов внешних роликов 4, 6 диаметром 130 мм и двух рядов внутренних роликов 3, 5 диаметром 95 мм, установленных в ванне 2. Расстояние между рядами внешних верхних и нижних роликов составляет 0,85 м, внутренних– 0,59 м. На выходе из машины установлены отжимные валы 7. Общую длину заправки ткани в пятизонной промывной машине между точками А и В находим по следующей формуле.

$$L_{\Sigma} = 5(l_1 + l_6) + 6(l_7 + l_3 + l_5 + l_2 + l_4 + l_8) , \quad (3.1)$$

где $l_1 = l_7$ – длина ткани на внешних роликах, м;

$l_3 = l_5$ – длина ткани на внутренних роликах, м;

$l_2 = l_4$ – длина прямолинейного участка ткани между нижним внутренним роликом и верхним внешним, м;

l_6 – длина ткани между верхним и нижним внешними роликами, м;

l_8 – длина ткани между верхним и нижним внутренними роликами, м.

Подставив значения длин участков ткани в формулу (3.1), найдем

$$L_{\Sigma} = 5(0,204 + 0,875) + 6(0,204 + 0,149 + 0,149 + 0,748 + 0,748 + 0,62) = 21,142 \text{ м.}$$

Длина ткани, погруженной в жидкость,

$$L_H = 6 \cdot (l_7 + l_5 + l_{2H} + l_{8H}) + 11l_H, \quad (3.2)$$

где l_H – длина прямолинейного участка ткани, погруженной в жидкость, 0,25 м;

l_{2H} – длина участка ткани, погруженной в жидкость между верхним внешним и нижним внутренними роликами, 0,12 м;

l_{8H} – длина участка ткани, погруженной в жидкость между верхним и нижним внутренними роликами.

H – глубина погружения: для внешнего ролика $H_1 = 0,25$ м, для внутреннего – $H_2 = 0,12$ м. В результате подстановки указанных выше параметров в зависимость (3.2) получим:

$$L_H = 6 \cdot (0,204 + 0,149 + 0,12 + 0,122) + 11 \cdot 0,25 = 6,32 \text{ м.}$$

3.2 Определение составляющих натяжения ткани при обработке ее в промывной роликовой машине

Схема сил, действующих на ткань в процессе ее обработки, представлена на рисунке 3.2.

Общее сопротивление движению ткани в одной технологической зоне II между точками А и Б (см. рисунок 3.2) [30].

$$\Delta P_{II} = P_{T1} - Q_1 + P_{н.ж1} + P_{c1} + P_{B2} - Q_2 + P_{T2} + P_{н.ж2} + P_{c2} + P_{B1}, \quad (3.3)$$

где P_{T1}, P_{T2} – гидравлическое сопротивление движению нисходящей ветви ткани шириной 1м, поступающей соответственно на внешний и внутренний ролики;

$Q_1 = 1,5 \text{ Н}, Q_2 = 1,2 \text{ Н}$ – вес нисходящей ветви ткани шириной 1,0 м с внешнего и внутреннего роликов соответственно;

$P_{н.ж1}, P_{н.ж2}$ – полное сопротивление вращению нижнего внешнего и внутреннего роликов в жидкости;

$P_{с1}, P_{с2}$ – полное сопротивление движению восходящей ветви ткани в жидкости и вне её с внешнего и внутреннего роликов соответственно;

$P_{в1}, P_{в2}$ – сопротивление вращению верхнего внешнего и внутреннего роликов в опорах соответственно.

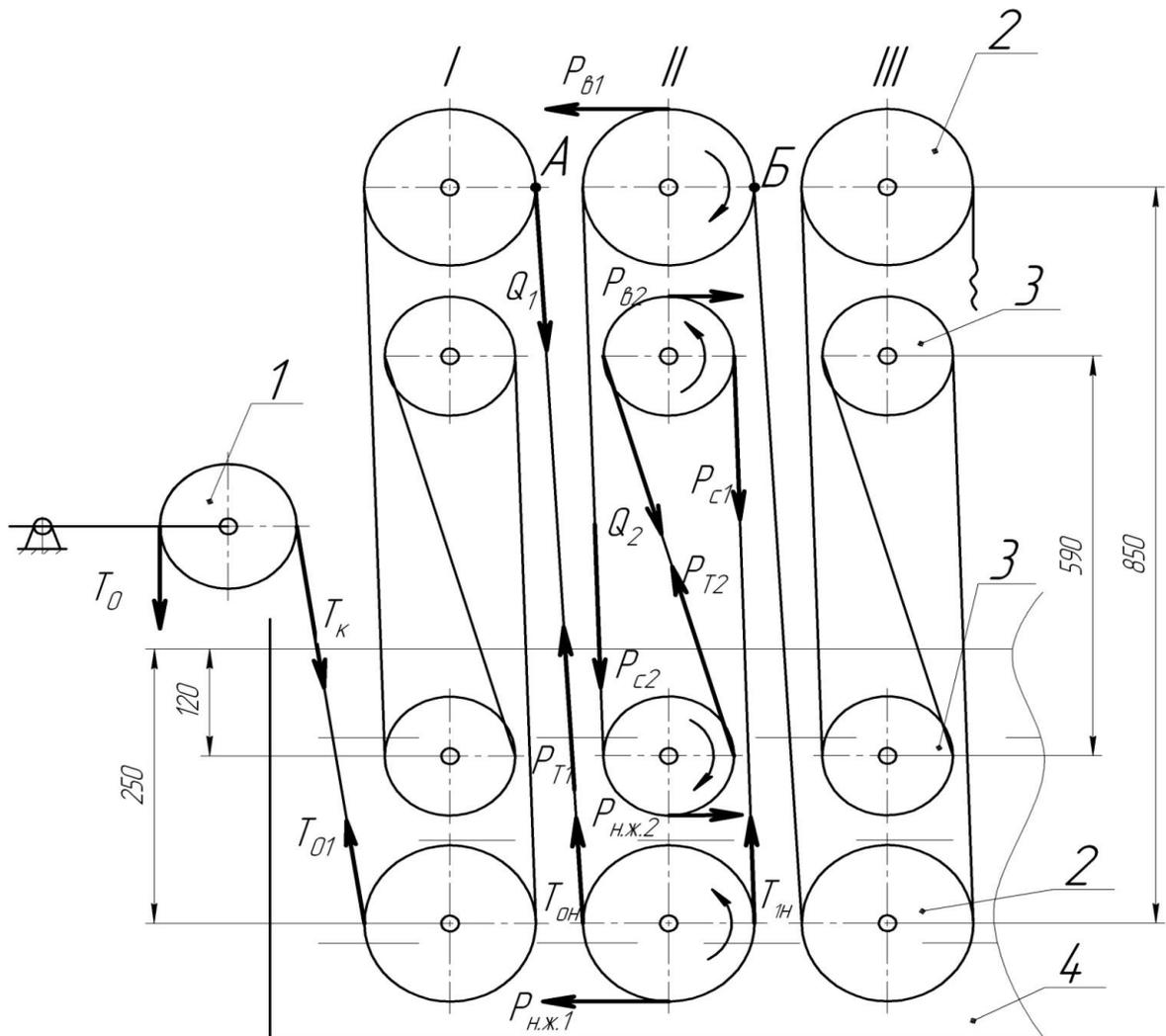


Рисунок 3.2– Схема сил, действующих на ткань в процессе обработки

3.2.1 Расчет сопротивления вращению нижних роликов в жидкости

На подшипниковые опоры ролика, находящегося в жидкости, действуют следующие силы: T_{0H} – натяжение набегающей ветви; T_{1H} – натяжение сбегающей ветви; G – вес ролика; P_A – выталкивающая сила. Расчетная схема для определения сопротивления вращению нижнего ролика в опорах скольжения представлена на рисунке 3.3.

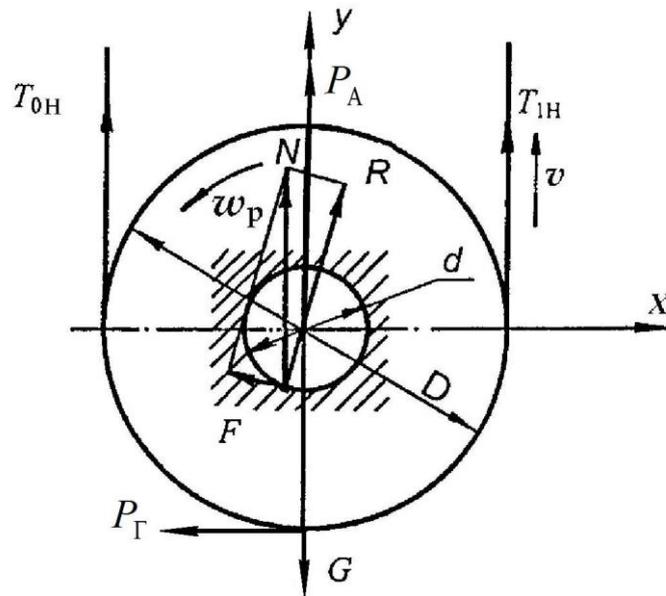


Рисунок 3.3– Расчетная схема для определения сопротивления вращению нижнего ролика в опорах скольжения

Для расчета установим следующие допущения:

- заменим сопротивление трения ткани на участке обхвата и сопротивление вращению в жидкости ролика, частично охваченного тканью, сопротивлением трения свободного от ткани ролика, находящегося в неограниченном объеме жидкости;
- на основании теории пограничного слоя будем считать, что ролик приводит во вращательное движение достаточно тонкий слой среды, вне этого слоя жидкость неподвижна;

– сопротивлением вращению торцевых поверхностей шипов пренебрегаем за малостью влияния.

На основе условия равновесия направляющего ролика имеем

$$\sum Y = 0; G - T_{\text{OH}} - T_{\text{IH}} - P_{\text{A}} - N = 0; \quad (3.4)$$

$$\sum M_0 = 0; (T_{\text{IH}} - T_{\text{OH}} - P_{\text{Г}}) \frac{D}{2} - F \frac{d}{2} = 0, \quad (3.5)$$

где N , F – полная реакция и сила трения в подшипниковых опорах ролика соответственно;

$P_{\text{Г}}$ – сила гидравлического сопротивления вращению ролика в жидкости, приведенная к его рубашке;

D – диаметр рубашки ролика;

d – диаметр цапф ролика.

Найдем выталкивающую силу, действующую на ролик, погруженный в жидкость:

$$P_{\text{A}} = \gamma \left(\frac{\pi D^2}{4} B_{\text{H}} + \frac{\pi d_1^2}{4} l \right), \quad (3.6)$$

где γ – удельный вес жидкости, Н/м³;

B_{H} – номинальная ширина ролика, 1,4 м;

d_1 – диаметр шипов ролика.

Для внешнего нижнего ролика $D = 130$ мм; $d_1 = 0,03$ м, $l = 0,4$ м

$$P_{\text{A1}} = 9810 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 0,13^2}{4} \cdot 1,4 + \frac{3,14 \cdot 0,035^2}{4} \cdot 0,4 \right) = 185,4 \text{ Н},$$

для внутреннего ролика диаметром $D = 195$ мм; $d_1 = 0,03$ м, $l = 0,4$ м

$$P_{\text{A2}} = 9810 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 0,095^2}{4} \cdot 1,4 + \frac{3,14 \cdot 0,035^2}{4} \cdot 0,4 \right) = 100,06 \text{ Н}.$$

Вес ролика диаметром 130 мм равен 210 Н, вес ролика диаметром

95 мм – 140 Н. Нагрузка на подшипниковые опоры ролика без учета натяжения ткани

$$G_H = G - P_A, \quad (3.7)$$

Соответственно для внешнего и внутреннего роликов:

$$G_{H1} = 210 - 185,41 = 24,59 \text{ Н},$$

$$G_{H2} = 140 - 100,06 = 39,94 \text{ Н}.$$

Принимаем натяжение набегающей ветви $T_{OH} = 60$ Н. В первом приближении считаем, что натяжение набегающей и сбегающей ветви равны. Исходя из условия равновесия ролика (3.4), (3.5), принимая во внимание, что $G_H < 2T_{OH} + P_A$, полное сопротивление вращению ролика в подшипниках и в жидкости:

$$P_{н.ж.} = \frac{(2T_{OH} - G_H)f_{ц}d + P_{Г}D}{D - f_{ц}d}, \quad (3.8)$$

где $f_{ц}$ – коэффициент трения в подшипниках качения, приведенный к цапфе 0,03, в подшипниках скольжения для пары трения сталь 12Х18Н9Т– ДГ-2 в воде $t = 20$ °С коэффициент трения 0,09 [17].

Для перемещения ткани без скольжения по нижнему направляющему ролику необходимо преодолевать помимо сил сопротивления в опорах, сопротивление движению ткани и вращению ролика в жидкости. Расчетная схема представлена на рисунке 3.4.

Полный момент сопротивления вращению ролика в жидкости

$$M_{\Sigma} = P_{Г}D/2 = M_1 + M_2 + M_3 + M_4, \quad (3.9)$$

где M_1, M_2, M_3, M_4 – соответственно моменты сопротивления сил трения цилиндрической поверхности рубашки, шипов, а так же торцевых поверхностей рубашки и шипов ролика.

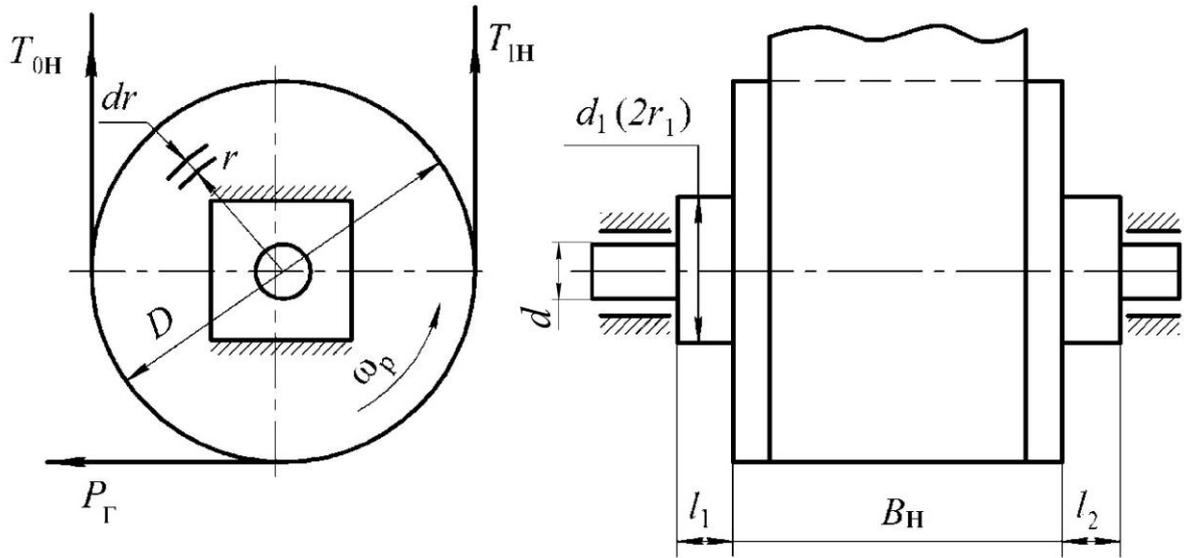


Рисунок 3.4– Расчетная схема для определения сопротивления вращению нижнего ролика в жидкости

Придерживаясь формально квадратичного закона сопротивления, учтем проявление сил трения в функциональной зависимости коэффициента сопротивления $C_v = f(\text{Re})$. Тогда сопротивление трения отдельных элементов ролика может быть выражено общей формулой для определения силы сопротивления движению тела в жидкости [31]

$$P = C_v S \rho v^2 / 2, \quad (3.10)$$

где S – площадь трения;

ρ – плотность жидкости;

v – скорость движения поверхности трения относительно жидкости.

Находим силу трения в жидкости цилиндрической поверхности рубашки ролика исходя из зависимости (3.10):

$$P_1 = C_v \pi D B_H \rho v^2 / 2, \quad (3.11)$$

где B_H – номинальная ширина рубашки ролика.

Зная, что $v = \omega_p D/2$, где ω_p – угловая скорость ролика, получим

$$\begin{aligned} P_1 &= C_v \pi D^3 B_H \rho \omega_p^2 / 8; \\ M_1 &= C_v \pi D^4 B_H \rho \omega_p^2 / 16. \end{aligned} \quad (3.12)$$

Аналогично находим силу и момент сил трения цилиндрических поверхностей шипов диаметром d_1 :

$$\begin{aligned} P_2 &= C_v \pi d_1^3 l \rho \omega_p^2 / 8; \\ M_2 &= C_v \pi d_1^4 l \rho \omega_p^2 / 16. \end{aligned} \quad (3.13)$$

Чтобы определить силу трения торцевой поверхности рубашки ролика выделим на ней элементарное кольцо радиуса r и шириной dr . Общая площадь данного кольца с учетом двух торцевых поверхностей

$$dS = 4\pi r dr.$$

Сила трения кольца, имеющего площадь dS , определяется по формуле

$$dP_3 = 2C_v \pi r \rho v^2 dr.$$

Момент сил трения этого кольца

$$dM_3 = 2C_v \pi \rho \omega_p^2 r^4 dr.$$

Интегрируя в пределах от r_1 до R , найдем момент трения торцевых поверхностей рубашки

$$M_3 = C_v \pi \omega_p^2 \rho (D^5 - d_1^5) / 80. \quad (3.14)$$

Моментом сопротивления торцевых поверхностей шипов M_4 можно пренебречь за малостью, так как M_4 значительно меньше $0,01M_2$.

Подставив найденные значения M_1 , M_2 и M_3 в (3.9), получим зависимость для определения приведенной силы сопротивления вращению ролика в жидкости

$$P_T = 0,392 C_v \rho D^3 \omega_p^2 [B_H + K_1^4 l + 0,2(D - K_1^4 d_1)], \quad (3.15)$$

где $K_1 = d_1/D$.

Выразив ω_p через v , найдем гидродинамическое сопротивление вращению

$$P_{\Gamma} = 1,57C_v\rho Dv^2[B_H + K_1^4l + 0,2(D - K_1^4d_1)] , \quad (3.16)$$

где C_v – коэффициент сопротивления вращению ролика в жидкости;

v – окружная скорость рубашки ролика, м/с.

Для расчета приведенной силы гидравлического сопротивления с ошибкой, не превышающей 2 %, можно использовать упрощенную формулу, полученную из зависимости (3.16) :

$$P_{\Gamma} = 1,6C_v\rho Dv^2B_H. \quad (3.17)$$

Чтобы определить коэффициент сопротивления вращению ролика в жидкости, используем эмпирическую зависимость, полученную на основе статистической обработки результатов однофакторного эксперимента $P_{\Gamma} = f_v(v)$ [32]:

$$C_v = (34,1 - 47v + 24,7v^2 - 4,28v^3) \cdot 10^{-3}. \quad (3.18)$$

Результаты расчета C_v , полученные для диапазона скоростей от 0,5 до 2,5 м/с, приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1

Окружная скорость ролика v , м/с	Коэффициент сопротивления вращению ролика в жидкости C_v
0,5	0,016
1,0	0,008
1,5	0,006
2,0	0,005
2,5	0,004

Значения приведенной силы гидравлического сопротивления, рассчитанные по формуле (3.16) для нижних внешнего и внутреннего роликов при различных C_v , приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2

Коэффициент сопротивления вращению ролика в жидкости C_v	Приведенная сила сопротивления, $P_{Г1}$, Н, $D=0,13$ м	Приведенная сила сопротивления $P_{Г2}$, Н, $D=0,095$ м
0,016	1,180	0,862
0,008	2,185	1,597
0,006	3,093	2,260
0,005	5,417	3,959
0,004	7,447	5,442

Полное сопротивление вращению роликов диаметром 0,13 и 0,095 м в жидкости и в подшипниковых опорах качения при скорости 0,5 м/с и натяжении ткани 60 Н согласно (3.8)

$$P_{н.ж.1} = \frac{(2 \cdot 60 - 24,59) \cdot 0,03 \cdot 0,03 + 1,180 \cdot 0,13}{0,13 - 0,03 \cdot 0,03} = 1,85 \text{ Н,}$$

$$P_{н.ж.2} = \frac{(2 \cdot 60 - 39,94) \cdot 0,03 \cdot 0,03 + 0,862 \cdot 0,095}{0,095 - 0,03 \cdot 0,03} = 1,64 \text{ Н.}$$

Полное сопротивление вращению ролика в жидкости и в подшипниковых опорах скольжения из антифрикционного материала ДГ-2 в воде при скорости 0,5 м/с и натяжении ткани 60 Н

$$P_{н.ж.с1} = \frac{(2 \cdot 60 - 24,59) \cdot 0,09 \cdot 0,03 + 1,180 \cdot 0,13}{0,13 - 0,09 \cdot 0,03} = 3,23 \text{ Н,}$$

$$P_{н.ж.с2} = \frac{(2 \cdot 60 - 39,94) \cdot 0,09 \cdot 0,03 + 0,862 \cdot 0,095}{0,095 - 0,09 \cdot 0,03} = 3,23 \text{ Н.}$$

3.2.2 Расчет сопротивления вращению верхних роликов

Исходя из условия нагружения подшипниковых опор, схематически представленного на рисунке 3.5, находим окружное усилие, приведённое к рубашке

ролика, т.е. сопротивление вращению верхнего ролика, приведенное к его рубашке:

$$P_B = \frac{(2T_{0B} + G)f_{ц}d}{D - f_{ц}d}. \quad (3.19)$$

Принимаем T_{0B} равным 60 Н.

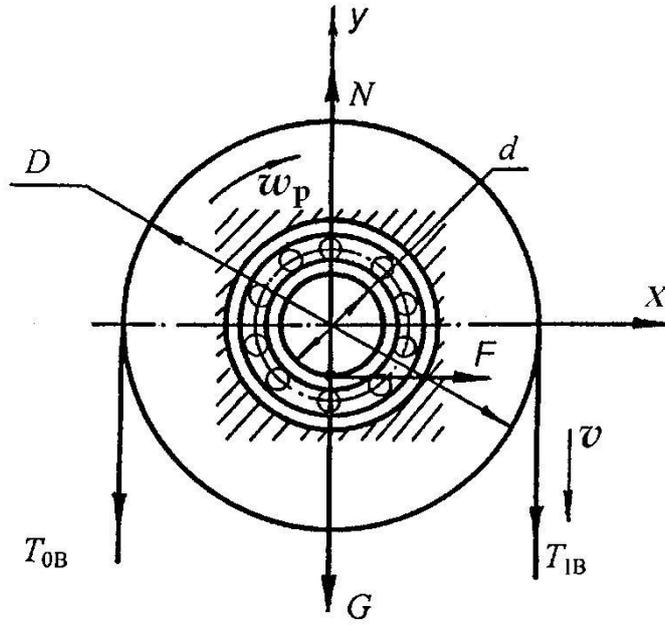


Рисунок 3.5— Расчетная схема для определения сопротивления вращению верхнего ролика в опорах качения

Сопротивление вращению в подшипниковых опорах качения для верхнего внешнего ролика

$$P_{B1} = \frac{(2 \cdot 60 + 210) \cdot 0,03 \cdot 0,03}{0,13 - 0,03 \cdot 0,03} = 2,30 \text{ Н,}$$

для верхнего внутреннего ролика

$$P_{B2} = \frac{(2 \cdot 60 + 140) \cdot 0,03 \cdot 0,03}{0,095 - 0,03 \cdot 0,03} = 2,49 \text{ Н.}$$

Сопротивление вращению верхнего внешнего и верхнего внутреннего ролика в подшипниковых опорах скольжения ДГ-2 при коэффициенте трения $f_{ц} = 0,09$:

$$P_{в.с1} = \frac{(2 \cdot 60 + 210) \cdot 0,09 \cdot 0,03}{0,13 - 0,09 \cdot 0,03} = 6,99 \text{ Н},$$

$$P_{в.с2} = \frac{(2 \cdot 60 + 140) \cdot 0,09 \cdot 0,03}{0,095 - 0,09 \cdot 0,03} = 7,61 \text{ Н}.$$

3.2.3 Определение полного сопротивления движению восходящей ветви ткани в жидкости и вне ее

Полное сопротивление движению восходящей ветви ткани в жидкости и вне её рассчитывается по следующей эмпирической зависимости [33] для роликов номинальной ширины $B_n = 1,2$ м, $D = 0,095$ м, при расстоянии между рядами роликов $A_p = 0,72$ м, жидкость – вода при $t = 20$ °С:

$$P_c = [(540H^2 + 24H + 36)v^2 - (710H^2 - 172H - 143)v + 333H^2 - 420H + 250] \cdot 10^{-2}, \quad (3.20)$$

где H – глубина погружения ткани в жидкость (для внешних роликов $H_1 = 0,25$ м, для внутренних $H_2 = 0,12$ м);

Результаты расчетов P_c для H 0,25 и 0,12 м приведены соответственно в таблицах 3.3, 3.4.

Таблица 3.3

$B, \text{ м}$	$P_c, \text{ Н при } H_1 = 0,25 \text{ м}$			
	$v, \text{ м/с}$			
	0,5	1,0	1,5	2,0
0,8	3,68	5,52	7,91	10,83
0,9	4,13	6,20	8,87	12,16
1,0	4,61	6,91	9,90	13,57
1,1	5,06	7,59	10,86	14,89
1,2	5,54	8,30	11,89	16,29

Таблица 3.4

B, м	P_c , Н при $H_2=0,12$ м			
	v , м/с			
	0,5	1,0	1,5	2,0
0,8	4,22	5,83	7,77	10,06
0,9	4,73	6,54	8,72	11,28
1,0	5,28	7,30	9,73	12,59
1,1	5,80	8,01	10,68	13,82
1,2	6,34	8,76	11,69	15,12

3.2.4 Определение сопротивления движению нисходящей ветви ткани в жидкости

На сопротивление движению тела в жидкости оказывают влияние следующие факторы: толщина увлекаемого пограничного слоя, режим течения в пограничном слое и характер распределения скоростей в нем [34]. Известно, что режим течения может быть определен числом Рейнольдса

$$Re_n = v_n x / \nu, \quad (3.21)$$

где v_n – продольная скорость движения пластины;

x – текущая длина пластины;

ν – кинематическая вязкость жидкости.

Течение жидкости в пограничном слое будет ламинарным до тех пор пока Re_n не достигнет критического значения. Как показывают многочисленные исследования [35], турбулентное течение в пограничном слое для случая движения плоского тела возникает при $Re_{n.кр.} = (3,5...10) \cdot 10^5$.

При минимальной скорости и малой длине погружения ткани ($Re_{n.кр.} < 3,5 \cdot 10^5$), течение жидкости в пограничном слое будет оставаться ламинарным на всей длине ткани, погруженной в жидкость. В этом случае сила сопротивления может быть выражена следующей зависимостью [36]:

$$P_T = 1,328B\sqrt{\mu\rho v^3 H}, \quad (3.22)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости;

B – ширина ткани, 1,0 м;

H – глубина погружения ткани в жидкость, м.

Расчет выполнен для воды при $t = 20$ °С. Сравнение опытных значений P_T с рассчитанными по формуле (3.20) для ламинарного режима течения показывает, что опытное значение P_T выше в среднем на 20 %, т.е. наилучшее согласование достигается при расчете по следующей зависимости [31] :

$$P_T = 1,6B\sqrt{\mu\rho v^3 H} \quad . \quad (3.23)$$

Учитывая общую формулу для определения силы сопротивления движению пластины в жидкости

$$P_T = C_f HB\rho v^2, \quad (3.24)$$

получаем, что коэффициент сопротивления для ламинарного течения будет

$$C_{fл} = 1,6/\sqrt{Re_H} \quad . \quad (3.25)$$

Найдем Re_{H1} на нижнем внешнем ролике и Re_{H2} на нижнем внутреннем ролике для скорости 0,5 м/с

$$Re_{H1} = vH / \nu = 0,5 \cdot 0,25 / 1 \cdot 10^{-6} = 1,25 \cdot 10^5, \quad (3.26)$$

$$Re_{H2} = vH / \nu = 0,5 \cdot 0,12 / 1 \cdot 10^{-6} = 0,6 \cdot 10^5 \quad . \quad (3.27)$$

Тогда коэффициент сопротивления:

$$C_{fл1} = 1,6/\sqrt{1,25 \cdot 10^5} = 0,0045;$$

$$C_{fл2} = 1,6/\sqrt{0,6 \cdot 10^5} = 0,0065.$$

Зная, что $\nu = \frac{\mu}{\rho}$, найдем P_T из (3.23)

$$P_{T1} = 1,6 \cdot 1,0 \sqrt{1 \cdot 10^{-6} \cdot 998^2 \cdot 0,5^3 \cdot 0,25} = 0,28 \text{ Н};$$

$$P_{T2} = 1,6 \cdot 1,0 \sqrt{1 \cdot 10^{-6} \cdot 998^2 \cdot 0,5^3 \cdot 0,12} = 0,19 \text{ Н}.$$

При высоких скоростях движения ткани ($v \geq 2,0$ м/с; $Re_{н.кр.} \geq 3,5 \cdot 10^5$) турбулизация в пограничном слое происходит уже на входе ткани в жидкость [35]. В этом случае гидравлическое сопротивление продольному движению нисходящей ветви ткани будет равно

$$P_T = 0,031 \left(\frac{k_\Gamma}{H} + \frac{84}{Re_H} \right)^{0,21} HB\rho v^2, \quad (3.28)$$

где k_Γ – гидравлическая шероховатость тела, для хлопчатобумажных тканей составляет $(1,5–1,8) \cdot 10^{-5}$ м [17].

Найдем число Рейнольдса для внешней ветви ткани, набегающей на ролик

$$Re_{н1} = vH/\nu = 2,0 \cdot 0,25 / 1 \cdot 10^{-6} = 5 \cdot 10^5. \quad (3.29)$$

Для ветви ткани, набегающей на внутренний ролик, число Рейнольдса будет равно:

$$Re_{н2} = 2,0 \cdot 0,12 / 1 \cdot 10^{-6} = 2,5 \cdot 10^5. \quad (3.30)$$

Согласно зависимости (3.28) гидравлическое сопротивление движению ткани шириной 1 м (при турбулентном режиме), поступающей соответственно на внешний и внутренний ролик, будет соответственно равно:

$$P_{T1} = 0,031 \cdot \left(\frac{1,6 \cdot 10^{-5}}{0,25} + \frac{84}{5 \cdot 10^5} \right)^{0,21} 0,25 \cdot 1 \cdot 998 \cdot 2^2 = 5,34 \text{ Н},$$

$$P_{T2} = 0,031 \cdot \left(\frac{1,6 \cdot 10^{-5}}{0,12} + \frac{84}{2,5 \cdot 10^5} \right)^{0,21} 0,12 \cdot 1 \cdot 998 \cdot 2^2 = 3,09 \text{ Н}.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления движению ткани при турбулентном режиме определяется [31] по формуле

$$C_{fT} = 0,031 \left(\frac{k_{\Gamma}}{H} + \frac{84}{\text{Re}_{\text{н.кр.}}} \right)^{0,21}. \quad (3.31)$$

Соответственно для ветви ткани, набегающий на внешний и внутренний ролики:

$$C_{fT1} = 0,031 \left(\frac{1,6 \cdot 10^{-5}}{0,25} + \frac{84}{5 \cdot 10^5} \right)^{0,21} = 0,0053 ,$$

$$C_{fT1} = 0,031 \left(\frac{1,6 \cdot 10^{-5}}{0,12} + \frac{84}{2,5 \cdot 10^5} \right)^{0,21} = 0,0062 .$$

Для расчета гидравлического сопротивления при переходном режиме, когда турбулентный поток образуется при определенном значении текущей длины ткани ($x_{\text{кр.}}$), погруженной в жидкость, воспользуемся положением выдвинутым Л. Прандтлем [34]. Для этого необходимо из полного сопротивления пластины при турбулентном режиме вычесть сопротивление ее участка длиной $x_{\text{кр.}}$ и прибавить к полученной разности сопротивление найденное для этого же участка, но при ламинарном режиме течения. Тогда сопротивление движению ткани согласно [31]

$$P_T = 0,031 \left(\frac{k_{\Gamma}}{H} + \frac{84}{\text{Re}_H} \right)^{0,21} HB\rho v^2 - \mu \text{Re}_{\text{н.кр.}} \nu B(C_{fT} - C_{fл}), \quad (3.32)$$

где $\text{Re}_{\text{н.кр.}}$ согласно [36] определяется по следующей формуле:

$$\text{Re}_{\text{н.кр.}} = (1,35 + 1,1\nu - 0,63\nu^2) \cdot 10^5 . \quad (3.33)$$

Для $\nu = 1,5$ м/с $\text{Re}_{\text{н.кр.}} = 1,58 \cdot 10^5$.

Значения $\text{Re}_{\text{н.кр.}}$ при различных скоростях движения ткани, рассчитанные по зависимости (3.33) приведены в таблице 3.5.

Таблица 3.5

Скорость движения ткани v , м/с	Число Рейнольдса $\times 10^5$, $Re_{н.кр.}$
1,25	1,74
1,50	1,58
1,75	1,34

Определим коэффициент гидравлического сопротивления при ламинарном режиме для скорости ткани 1,5 м/с согласно (3.25) и данным таблицы 3.5

$$C_{фл} = 1,6 / \sqrt{1,58 \cdot 10^5} = 0,0041.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления движению ткани при турбулентном режиме течения определим по формуле (3.31). Соответственно, для ткани, набегающей на внешний и внутренний ролики:

$$C_{фл1} = 0,031 \left(\frac{1,6 \cdot 10^{-5}}{0,25} + \frac{84}{1,5 \cdot 10^5} \right)^{0,21} = 0,0066,$$

$$C_{фл2} = 0,031 \left(\frac{1,6 \cdot 10^{-5}}{0,12} + \frac{84}{1,5 \cdot 10^5} \right)^{0,21} = 0,0067.$$

Найдем число Рейнольдса для скорости движения ткани 1,5 м/с:

$$Re_{н1} = 1,5 \cdot 0,25 / 1 \cdot 10^{-6} = 3,75 \cdot 10^5,$$

$$Re_{н2} = 1,5 \cdot 0,125 / 1 \cdot 10^{-6} = 1,80 \cdot 10^5.$$

Имея все необходимые данные, находим гидравлическое сопротивление движению при переходном режиме, для ветвей ткани набегающих на нижний внешний ролик из (3.32) для $v = 1,5$ м/с

$$P_{T1} = 0,031 \cdot \left(\frac{1,6 \cdot 10^{-5}}{0,25} + \frac{84}{3,75 \cdot 10^5} \right)^{0,21} \cdot 0,25 \cdot 1 \cdot 998 \cdot 1,5^2 - 1 \cdot 10^{-6} \times$$

$$\times 998 \cdot 1,5 \cdot 10^5 \cdot 1,5 \cdot 1,4 \cdot (0,0066 - 0,0041) = 2,58 \text{ Н},$$

набегающих на нижний внутренний ролик

$$P_{T2} = 0,031 \cdot \left(\frac{1,6 \cdot 10^{-5}}{0,12} + \frac{84}{1,80 \cdot 10^5} \right)^{0,21} \cdot 0,12 \cdot 1 \cdot 998 \cdot 1,5^2 - 1 \cdot 10^{-6} \times$$

$$\times 998 \cdot 1,5 \cdot 10^5 \cdot 1,5 \cdot 1,4 \cdot (0,0067 - 0,0041) = 1,18 \text{ Н}.$$

Значения гидравлического сопротивления движению ткани различной ширины полотна для внешнего ролика представлены в таблице 3.6.

Таблица 3.6

Ширина ткани, В, мм	Режимы течения в пограничном слое							
	ламинарный, $v = 0,5$ м/с		турбулентный, $v = 2,0$ м/с		переходный, $v = 1,0$ м/с		переходный, $v = 1,5$ м/с	
	$P_{T1}, \text{Н}$	$P_{T2}, \text{Н}$	$P_{T1}, \text{Н}$	$P_{T2}, \text{Н}$	$P_{T1}, \text{Н}$	$P_{T2}, \text{Н}$	$P_{T1}, \text{Н}$	$P_{T2}, \text{Н}$
0,8	0,23	0,16	4,27	2,47	0,80	0,30	2,05	0,92
0,9	0,25	0,17	4,80	2,78	0,90	0,33	2,32	1,03
1,0	0,28	0,19	5,34	3,09	1,00	0,37	2,57	1,14
1,1	0,31	0,22	5,87	3,40	1,10	0,41	2,83	1,26
1,2	0,32	0,23	6,40	3,71	1,20	0,45	3,09	1,37

3.2.5 Определение общего сопротивления движению ткани в промывной машине с увеличенной длиной заправки

Используя результаты расчетов всех ранее найденных составляющих натяжения, определяем согласно (3.3) полное сопротивление движению ткани для одной зоны машины (см. рисунок 3.2) при различных скоростях. Результаты расчетов ΔP_{Π} представлены в таблице 3.7.

Таблица 3.7

Ширина ткани, B , м	Полное сопротивление движению ткани в одной зоне ΔP_{II} , Н							
	при $f_{ц}=0,03$ для верхних роликов и нижних роликов				при $f_{ц}=0,03$ для верхних роликов и $f_{ц}=0,09$ для нижних роликов			
	$v =$ 0,5 м/с	$v =1,0$ м/с	$v =1,5$ м/с	$v =2,0$ м/с	$v =0,5$ м/с	$v =1,0$ м/с	$v =1,5$ м/с	$v =2,0$ м/с
0,8	13,87	19,82	27,59	40,75	16,83	22,82	29,01	43,10
0,9	14,87	21,35	29,88	44,14	17,83	24,35	31,30	46,49
1,0	15,94	22,96	32,30	47,71	18,90	25,96	33,72	50,06
1,1	16,97	24,49	34,58	51,10	19,93	27,49	35,99	53,45
1,2	18,03	26,10	36,99	54,64	20,99	29,10	38,41	56,99

Аналогичные исследования были проведены для глубины погружения внешнего ролика $H_1 = 0,35$ м и внутреннего – $H_2 = 0,22$ м. Результаты представлены в таблице 3.8.

Таблица 3.8

Ширина ткани, B , мм	Полное сопротивление движению ткани в одной зоне ΔP_{II} , Н					
	при $f_{ц}=0,03$ для верхних роликов и нижних роликов			при $f_{ц}=0,03$ для верхних роликов и $f_{ц}=0,09$ для нижних роликов		
	$v = 0,5$ м/с	$v =1,5$ м/с	$v =2,0$ м/с	$v = 0,5$ м/с	$v =1,5$ м/с	$v =2,0$ м/с
0,8	17,34	45,92	73,03	20,31	47,34	75,38
0,9	18,71	50,45	80,42	21,68	51,87	82,77
1,0	20,08	54,98	87,81	23,05	56,39	90,16
1,1	21,45	59,51	95,20	24,42	60,92	97,55
1,2	22,83	64,03	102,59	25,79	65,45	104,94

Из сравнения полученных данных, очевидно, что при увеличении глубины погружения роликов общее сопротивление движению ткани существенно возрастает. При максимальном значении ширины ткани $B=1,2$ м и скорости $v =2,0$ м/с ΔP_{II} (при $H_1 = 0,35$ м и $H_2 = 0,22$ м) будет превосходить ΔP_{II} (при $H_1 = 0,25$ м и $H_2 = 0,12$ м) почти в два раза. Обработка при высоком натяжении ткани приведет не только к увеличению расходов электроэнергии, но может привести к сниже-

нию эффективности обработки и нежелательным остаточным деформациям полотна и последующим затратам на дополнительную обработку (релаксацию и ширение ткани).

В случае, когда направляющие ролики, находящиеся в жидкости, установлены в подшипниках скольжения ($f_{ц} = 0,09$), а верхние, находящиеся над жидкостью, в подшипниках качения ($f_{ц} = 0,03$), при $T_K = 60$ Н, полное сопротивление движению ткани в одной зоне, в результате математической обработки данных из таблиц 3.7, 3.8, может быть выражено математической зависимостью

$$\Delta P_{\Pi} = (10,2 + 13,6v + 3,2v^2)B^m, \quad (3.34)$$

где $m = 0,5 \pm 0,02$.

Для варианта, когда все направляющие ролики установлены в подшипниках качения и $f_{ц} = 0,03$, математическая зависимость имеет вид

$$\Delta P'_{\Pi} = (8 + 12v + 4v^2)B^m. \quad (3.35)$$

Приведенные зависимости получены для тканей полотняного переплетения типа «бязь» ($q = 0,12 - 0,14$ кг/м², $k_{Г} = (1,5 \dots 1,8) \cdot 10^{-5}$ м), температуры воды $t^{\circ} = 20$ °С. Большие значения m соответствуют минимальным значениям скорости и максимальным значениям B , q , $k_{Г}$ ткани.

При перемещении ткани от первой к последующим зонам полное сопротивление ΔP_{Π} , $\Delta P'_{\Pi}$ будет возрастать по причине увеличения нагрузки на подшипниковые опоры и, соответственно, моментов сопротивления вращению роликов в них. Гидравлические составляющие сопротивления движению ткани и вращению роликов будут неизменными так как гидравлическая обстановка во всех зонах машины будет идентичной.

Результаты аналитических исследований общего сопротивления движению ткани ΔP_{Π} по зонам даны в таблице 3.9.

Таблица 3.9

Ширина ткани, B , м	Полное сопротивление движению ткани ΔP_{II} , Н							
	Зона I				Зона II			
	$v, \text{м/с}$				$v, \text{м/с}$			
	0,5	1,0	1,5	2,0	0,5	1,0	1,5	2,0
0,8	16,83	22,82	32,01	43,10	19,09	25,87	34,91	48,69
0,9	17,83	24,35	34,20	46,49	20,2	27,60	37,49	52,47
1,0	18,90	25,96	36,72	50,06	21,44	29,43	40,25	56,46
1,1	19,93	27,49	38,99	53,45	22,60	31,16	42,83	60,24
1,2	20,99	29,10	41,41	56,99	23,81	32,99	45,57	64,20
	Зона III				Зона IV			
0,8	21,65	29,33	39,58	55,99	24,55	33,26	44,89	63,49
0,9	22,93	31,30	42,5	60,34	26,01	35,49	48,21	68,42
1,0	24,31	33,37	45,64	64,92	27,57	37,84	51,76	73,62
1,1	25,63	35,34	48,57	69,27	29,07	40,07	55,08	78,56
1,2	26,99	37,41	51,67	73,82	30,61	42,42	58,60	83,71

Характер изменения натяжения на отдельных участках ткани и во времени в пределах первой зоны машины при $B = 1,0$, $v = 1,0$ м/с, $T_K = 60$ Н представлен на рисунке 3.6.

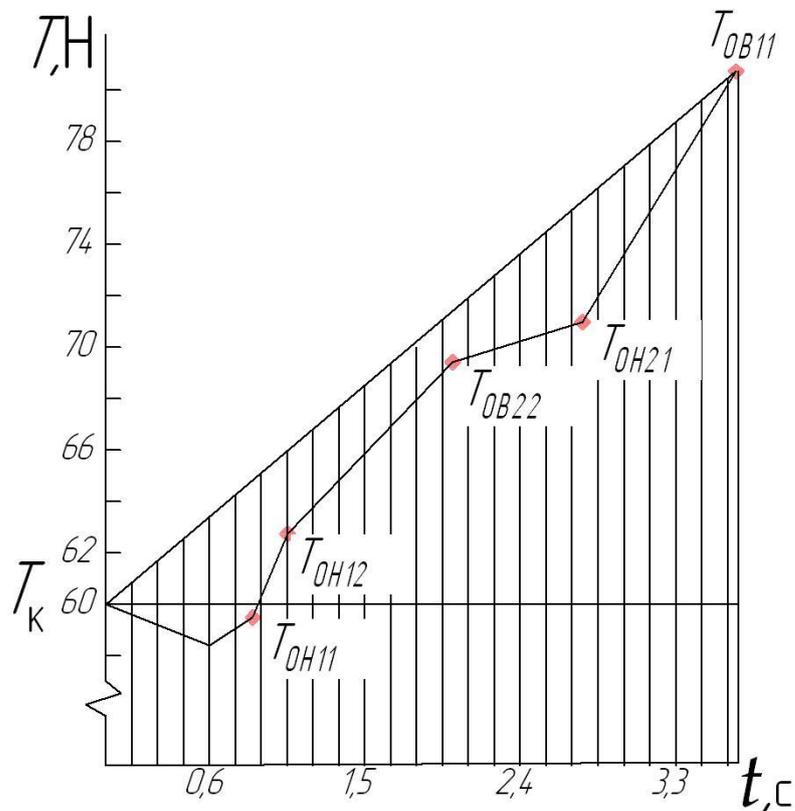


Рисунок 3.6– Изменение натяжения ткани в пределах одной зоны

Считаем, что изменение натяжения в пределах любого участка происходит равномерно во времени. Аппроксимируем кусочно- линейную функцию линейной. Принимая во внимание, что T_K значительно больше приращения натяжения на отдельных участках, ошибка при определении импульса натяжения в сторону завышения будет незначительной— в пределах от 1,5 до 3,0 %.

При определении суммарного импульса натяжения в машине эта погрешность частично компенсируется, так как не учитывается импульс натяжения на участке от последнего верхнего ролика до отжимных валов.

Изменение сопротивления движению ткани (приращение натяжения) при $B = 1,0$, $T_K = 60$ Н по зонам для скоростей 0,5; 1,0; 1,5; 2,0 м/с (соответственно кривые 1– 4) показано на рисунке 3.7. Изменение приращения натяжения ткани во времени по зонам I– IV для указанных выше скоростей отражено на рисунке 3.8.

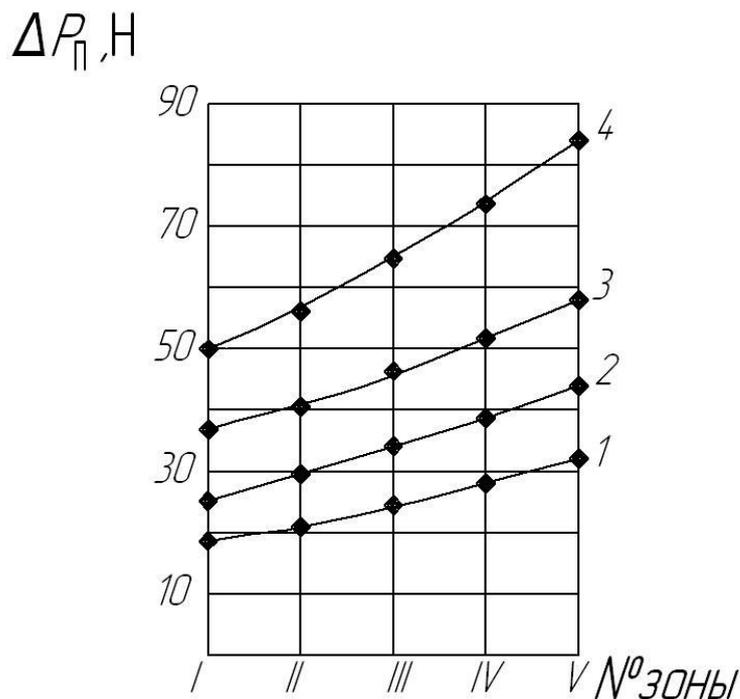


Рисунок 3.7– Приращение натяжения ткани по зонам

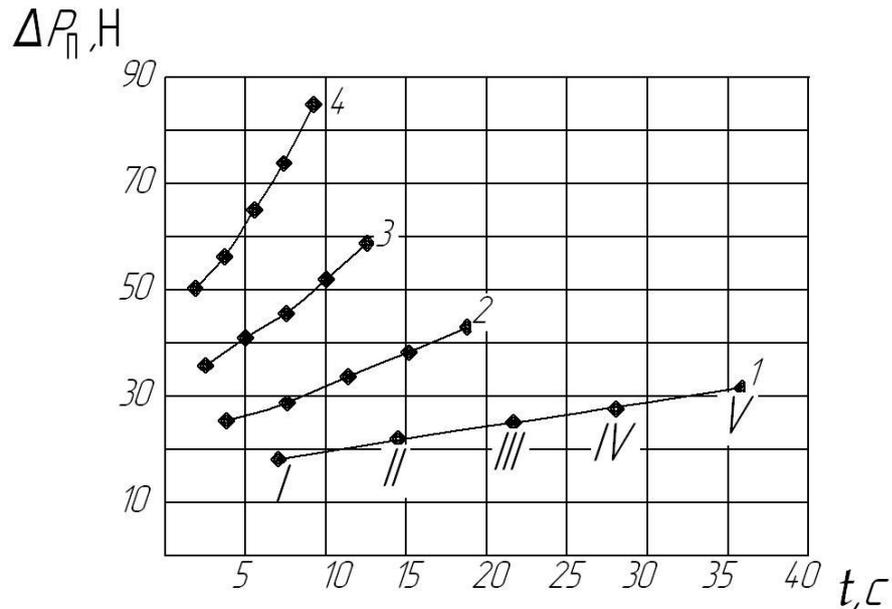


Рисунок 3.8– Изменение приращения натяжения ткани во времени

Натяжение ткани на выходе из n -ой зоны может быть выражено обобщенной зависимостью

$$T_n = T_K + n \cdot \Delta P_{\Pi} + \sum_{i=2}^{i=n} \Delta P_{0i}, \quad (3.36)$$

где ΔP_{Π} – полное сопротивление движению ткани в первой зоне;

ΔP_{0i} – дополнительное сопротивление вращению направляющих роликов из-за увеличения натяжения ткани и нагрузки на их подшипниковые опоры.

Дополнительное сопротивление в i – ой зоне

$$\Delta P_{0i} = \Delta P_{01} \cdot \eta^{(i-1)}, \quad (3.37)$$

где ΔP_{01} – сопротивление вращению направляющих роликов первой зоны; η – постоянная, для исследуемого типа роликовой машины $\eta = 1,13 \dots 1,15$.

3.3 Исследование влияния натяжения и времени воздействия его на ткань

Принимая во внимание, что ткань в процессе жидкостной обработки является упруговязким телом, есть основание считать, что деформации ее зависят не

только от величины и характера изменения натяжения, но и времени воздействия его при перемещении ткани в определенной технологической среде [17].

Взаимосвязь между деформацией ткани, силовыми и временными параметрами может быть выражена через импульс силы (натяжения), т.е. интегральной функцией, например для одной зоны обработки (см. рисунок 3.6)

$$S_i = \int_{t_0}^{t_i} T(t) dt, \quad (3.38)$$

где t – текущее время.

Рассмотрим характер изменения продольного натяжения ткани в промывной машине, оснащенной моментным приводом тканетранспортирующих роликов, обеспечивающим компенсацию полного сопротивления движению ткани ΔP_{Π} и, таким образом, стабилизацию натяжения ткани на уровне T_K , заданном компенсатором на входе ее в машину.

Графически характер изменения натяжения ткани в машине изображен на рисунке 3.9.

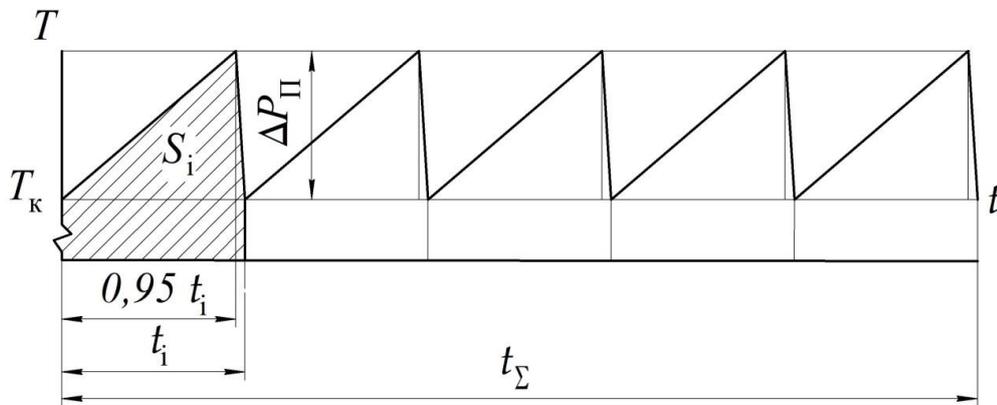


Рисунок 3.9– Диаграмма изменения натяжения ткани при полной компенсации сопротивления движению

Диаграмма изменения натяжения по длине заправки разбита на зоны, соответствующие участкам ткани между смежными приводными роликами верхнего ряда. Площадь каждой зоны соответствует импульсу натяжения в ней. С учетом параметров заправки (см. рисунок 3.1), определяем: время движения ткани между

приводными роликами $0,95 t_i$, $0,05 t_i$ – время перемещения ткани на приводном ролике диаметром 130 мм.

В соответствии с рисунком 3.9 импульс натяжения ткани S_i в одной зоне можно представить площадью фигуры, состоящей из сдвоенной трапеции. Она равна

$$S_i = (T_K + 0,5\Delta P_{\Pi})t_i, \quad (3.39)$$

Общая площадь всех зон машины представляет собой суммарный импульс натяжения S_{Σ} для n_{Σ} зон по числу приводных роликов

$$S_{\Sigma} = (T_K + 0,5\Delta P_{\Pi})t_i n_{\Sigma} = (T_K + 0,5\Delta P_{\Pi}) \frac{L_i n_{\Sigma}}{v}, \quad (3.40)$$

где L_i – длина ткани в одной зоне.

Результаты расчетов суммарного импульса натяжения S_{Σ} , а также суммарного импульса при минимизации натяжения $S'_{\Sigma} = T_K + t_i$ для пятизонной машины для $v = 1$ м/с, $B = 1$ м, $T_K = 50; 70; 90$ Н и полного сопротивления ΔP_{Π} согласно данным таблицы 3.7 (при $f_{\Pi} = 0,03$ для верхних роликов и $f_{\Pi} = 0,09$ для нижних роликов) приведены в таблице 3.10 для одной машины, для пяти машин ($M=5$) в таблице 3.11. Суммарный импульс S'_{Σ} рассчитан для случая, когда среднее натяжение ткани в зоне \bar{T} равно T_K . Необходимо отметить, что S'_{Σ} существенно меньше S_{Σ} : для высоких скоростей в 1,5...1,8 раза; для низких скоростей в 1,3...1,4 раза. Благодаря этому обеспечиваются лучшие условия для снижения деформации ткани.

Таблица 3.10

$T_K, \text{ Н}$	$S_{\Sigma}, \text{ Н} \cdot \text{ с}$				$S'_{\Sigma}, \text{ Н} \cdot \text{ с}$			
	$v, \text{ м/с}$				$v, \text{ м/с}$			
	0,5	1,0	1,5	2,0	0,5	1,0	1,5	2,0
50	2996	1587	1148	945	2120	1060	715	530
70	4004	2091	1484	1197	2968	1484	1001	742
90	5012	2595	1820	1449	3816	1908	1287	954

Таблица 3.11

$T_K, \text{Н}$	$S_{\Sigma}, \text{Н} \cdot \text{с}$				$S'_{\Sigma}, \text{Н} \cdot \text{с}$			
	$v, \text{м/с}, \text{при } M=5$				$v, \text{м/с}, \text{при } M=5$			
	0,5	1,0	1,5	2,0	0,5	1,0	1,5	2,0
50	14981	7935	5742	4726	10600	5300	3575	2650
70	20021	10455	7422	5986	14840	7420	5005	3710
90	25061	12975	9102	7246	19080	9540	6435	4770

При отсутствии привода направляющих роликов натяжение ткани будет возрастать в каждой зоне согласно зависимости (3.36). Графически изменение S_i представлено на рисунке 3.10.

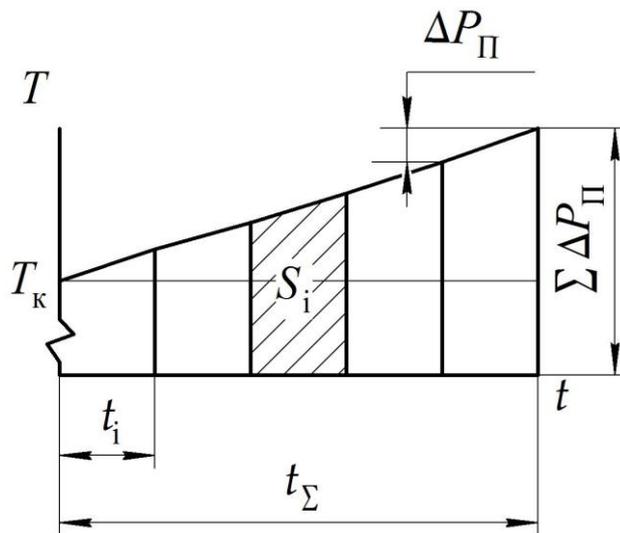


Рисунок 3.10– Диаграмма изменения натяжения в промывной машине без привода роликов

Результаты расчетов суммарного импульса S_{Σ}^0 натяжения при отсутствии привода направляющих роликов для указанных выше значений параметров приведены в таблице 3.12.

Таблица 3.12

$T_K, \text{Н}$	$S_{\Sigma}^0, \text{Н} \cdot \text{с}$				$S_{\Sigma}^0, \text{Н} \cdot \text{с}$			
	$v, \text{м/с}, \text{при } M=1$				$v, \text{м/с}, \text{при } M=5$			
	0,5	1,0	1,5	2,0	0,5	1,0	1,5	2,0
50	6055	3116	2168	1710	30279	15584	10841	8551
70	7093	3620	2504	1962	35467	18104	12521	9811
90	8101	4124	2840	2214	40507	20624	14201	11071

Анализ полученных результатов показывает [37,38,39], что несмотря на значительное увеличение сопротивления движению ткани и её натяжения с повышением скорости суммарный импульс натяжения существенно уменьшается по причине более значительного снижения времени нахождения ткани в зоне обработки. При отсутствии привода направляющих роликов S_{Σ} достигает достаточно больших значений, что может быть причиной существенной остаточной деформации тканей с легкоподвижной структурой. Для сравнения отметим, что при среднем натяжении $\bar{T} = T_K = 70$ Н, $v = 1$ м/с и, соответственно, времени обработки в рассматриваемой пятизонной машине $t = 21,2$ с, $S_{\Sigma} = 2091$ Н·с, т.е. в 1,7 раза меньше значений S_{Σ}^0 , приведенных в таблице 3.12, для тех же величин T_K , v и t .

На основании результатов выполненного расчета можно сделать вывод, что применение регулируемого привода тканетранспортирующих роликов является необходимым и эффективным с целью существенного уменьшения или исключения нежелательной остаточной деформации ткани в процессе жидкостной обработки.

3.4 Экспериментальные исследования деформации тканей в процессе жидкостной обработки с натяжением

С целью изучения воздействия натяжения ткани, характера изменения его, а также с учетом влияния времени воздействия натяжения и параметров технологической среды на деформацию тканей из химических волокон с легкоподвижной структурой, в настоящей работе были проведены экспериментальные исследования на лабораторном стенде, принципиальная схема которого изображена на рисунке 3.11. Конструкция стенда позволяет моделировать процесс динамического нагружения ткани подобно тому, что происходит при жидкостной обработке ее в технологическом оборудовании.

Образец ткани 6 размером 50×250 мм закрепляется в зажимах 4, подвешивается на рычаге 3, погружается в емкость 7, заполненную технологической средой, поступающей через кран 5. Нагружение образца осуществляется грузом, ко-

торый можно перемещать вдоль шкалы 2. Двуплечий рычаг 3 с подвешенным образцом ткани, закрепленным в зажимах 4, перед началом исследований устанавливался в положении равновесия относительно шарнира O . При равенстве плеч L , L_0 рычага нагрузка на образец T_0 равна весу G груза 1.

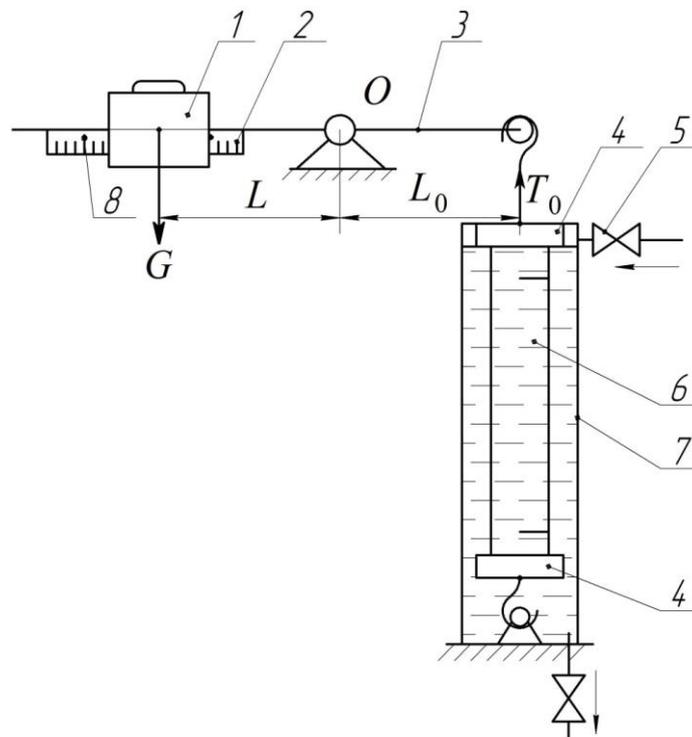


Рисунок 3.11– Стенд для исследования деформации ткани в процессе жидкостной обработки

Нагрузка на образец шириной $B_0 = 0,05$ м, соответствующая натяжению ткани шириной $B = 1$ м, определяется соотношением их ширин, т.е. $T_0 = B_0 T_K / B = 0,05 T_K$, где T_K – натяжение ткани шириной 1 м. Для создания нагрузки, соответствующей $T_K = 50; 70; 90$ Н, устанавливали соответственно грузы весом 2,5; 3,5; 4,5 Н. Создание дополнительной нагрузки, соответствующей полному сопротивлению движению ткани $\Delta P_{П}$ (см. таблицу 3.9), достигается перемещением указанного груза на расстояние L_x от оси O , определяемое из уравнения равновесия $L_x = T_0 L_0 / G$. Перемещение груза контролировалось по шкале 2, время перемещения– по секундомеру. Для скорости ткани 1 м/с время перемещения груза влево составляет 4 с, в обратном направлении, до исходного положения– 0,2 с. Таким образом имитировали изменение натяжения ткани во времени в процессе ее пере-

мещения в зоне обработки, включая перемещение на приводном ролике: увеличение натяжения с T_K до $T_K + \Delta P_{II}$, и обратно снижение его до T_K (см. рисунок 3.9).

В процессе исследований имитировали обработку ткани в 1, 3, 5 промывных машинах роликового типа в воде: холодной 20°C , теплой 40°C , горячей 60°C .

Относительная остаточная деформация образца определялась по формуле

$$\varepsilon = 100(Y_K - Y_H) / Y_H, \quad (3.41)$$

где Y_H – расстояние между контрольными метками на образце, до эксперимента – 200 мм;

Y_K – расстояние между контрольными метками на образце после эксперимента.

Точность измерений $\pm 0,25$ мм, число повторений опытов $m=3$.

Результаты исследований деформации ацетатной ткани с поверхностной плотностью 100 г/м^2 ГОСТ 28253-89 приведены на рисунке 3.12. Имитировали обработку ткани в машинах, оснащенных моментным приводом тканетранспортирующих роликов (см. рисунок 3.9), обеспечивающим полную компенсацию сопротивления движению ткани ΔP_{II} при $v=1 \text{ м/с}$, $B=1 \text{ м}$, $T_K=50; 70; 90 \text{ Н}$, $t^o=20$ и 60°C .

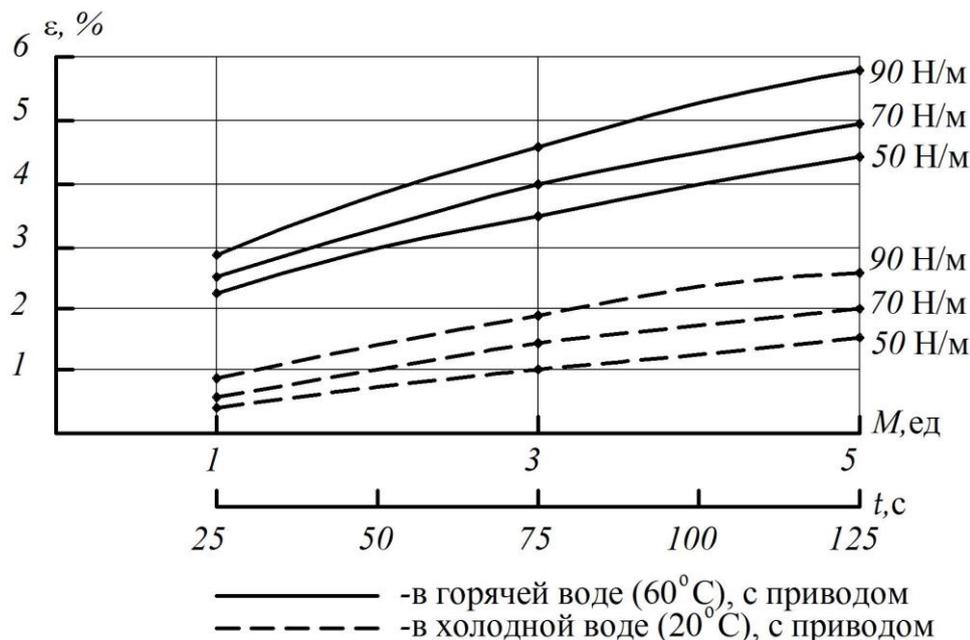


Рисунок 3.12– График изменения деформации ацетатной ткани в процессе промывки в машине, оснащенной приводом тканетранспортирующих роликов

При промывке в холодной и горячей воде, темп роста ε в первых трех машинах выше, чем в двух последующих. Деформация ткани существенно зависит от времени обработки и натяжения ткани— импульса натяжения, особенно при $t^0 = 60$ °С. Если в процессе промывки в холодной воде при $t = 75, 125$ с, минимальная и максимальная деформация ε составляет 1,0– 1,9 % и 1,5– 2,6 %, то при 60 °С она достигает недопустимо больших значений 3,5– 4,6 % и 4,4– 5,8 % соответственно.

При промывке в холодной вода вытяжка исследуемой ткани не превышает 2,0 % при натяжении от 50 до 70 Н/м во всем диапазоне времени обработки. При промывке в горячей воде вытяжка не превышает 3 % только при $T_K = 70$ и 50 Н/м, и времени обработки не более 40– 50 с соответственно. Следует отметить, что при замачивании без натяжения ткань получала усадку 2– 4%.

На втором этапе проводился сравнительный эксперимент по исследованию деформации той же ацетатной ткани с поверхностной плотностью 100 г/м² ГОСТ 28253- 89:

- при отсутствии привода тканетранспортирующей системы;
- при применении моментного привода тканетранспортирующих роликов и минимизации натяжения, когда среднее натяжение в точках набегания и схода с приводного ролика $\bar{T} = T_K$, заданному компенсатором на входе в машину. Результаты экспериментального исследования приведены на рисунке 3.13.

В первом случае, из-за значительного увеличения натяжения ткани по длине заправки (см. таблицу 3.9) и большого импульса натяжения S_{Σ}^0 (см. таблицу 3.12), ткань получает недопустимо большую остаточную деформацию: в горячей воде для $t = 75, 125$ с она составляет 5,2 и 6,3 % при $T_K = 50$ Н/м ; при $T_K = 90$ Н/м– 6,3 и 7,8 % соответственно. Даже при $t = 25; 50$ с, остаточная деформация недопустимо велика: 3,3 и 4,2 %. В холодной воде вытяжка при тех же параметрах меньше почти в два раза, но при $t = 125$ с достигает так же существенных значений: 3,0 и 4,2 %.

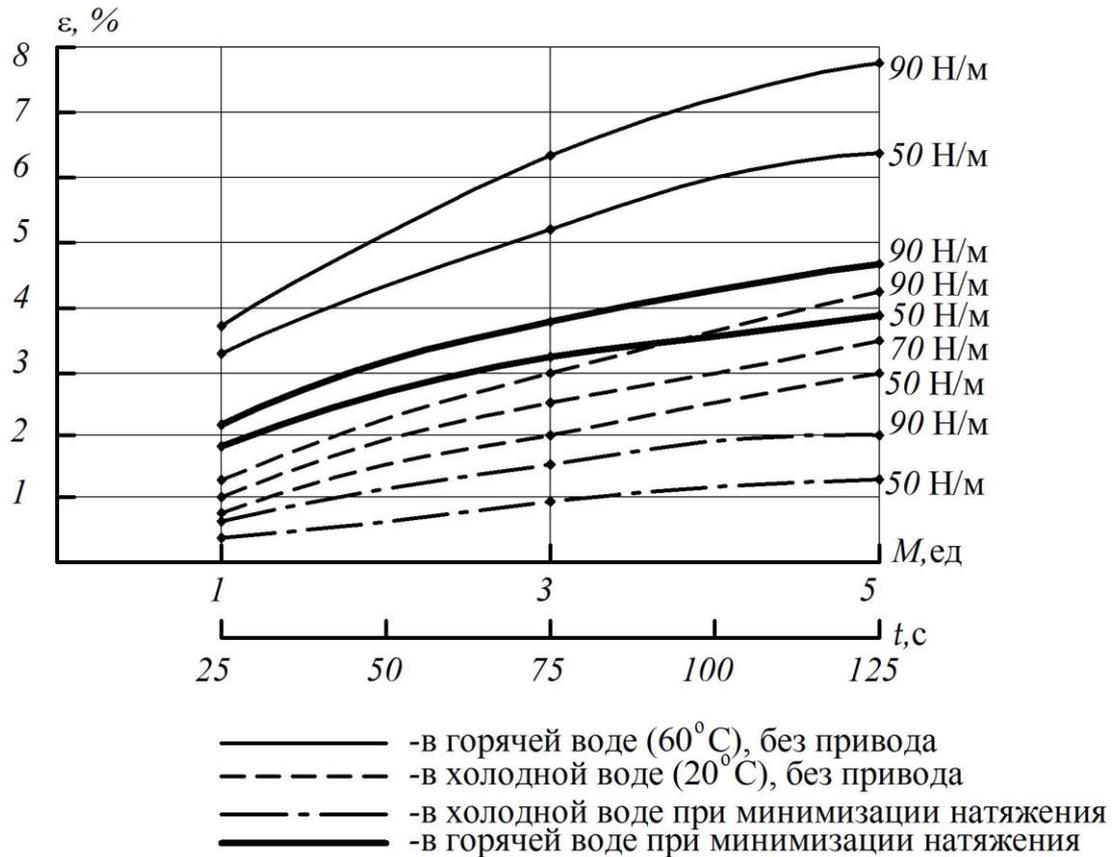


Рисунок 3.13– График изменения деформации ацетатной ткани в процессе промывки

Благодаря применению регулируемого привода тканетранспортирующих роликов, в результате значительного уменьшения натяжения в зоне обработки и импульса натяжения ткани (см. таблицу 3.10) остаточная деформация ткани при обработке в горячей воде снижается в 1,6– 1,8 раза, а при $t^0 = 20^\circ\text{C}$ – почти в 2,2 раза. Остаточная деформация ткани даже при максимальном времени обработки не превышает 1,3– 2,0 %, а при $t = 75$ с, составляет всего 1,0– 1,5 %. Эти результаты свидетельствуют о необходимости и целесообразности применения регулируемого привода тканетранспортирующей системы с целью снижения воздействия натяжения и исключения недопустимо большой вытяжки тканей данного ассортимента.

На рисунке 3.14 представлены результаты исследований деформации капроновой ткани арт. 52225 ГОСТ 20272-96 для случая с использованием моментного привода роликов и компенсации $\Delta P_{\text{П}}$. При $t^0 = 20^\circ\text{C}$ вытяжка во всем диапазоне натяжения и времени обработки менее 1,4– 1,8 %, при $t^0 = 40^\circ\text{C}$ вытяж-

ка не превышает 2,5 % при $T_K = 50$ и 70 Н/м и времени обработки не более 75 с. При минимизации натяжения, когда среднее натяжение в точках набегания ткани и схода ее с приводного ролика $\bar{T} = T_K$, вытяжка по сравнению с ранее рассмотренным случаем снижается на 0,25–0,4 %. При $T_K = 50$ н/м, $t = 75$ с она не превышает соответственно 2,0 %. Полученный результат подтверждает необходимость применения регулируемого привода тканетранспортирующей системы для снижения нежелательно большого воздействия натяжения на ткань, исключение недопустимо большой вытяжки тканей этого ассортимента.

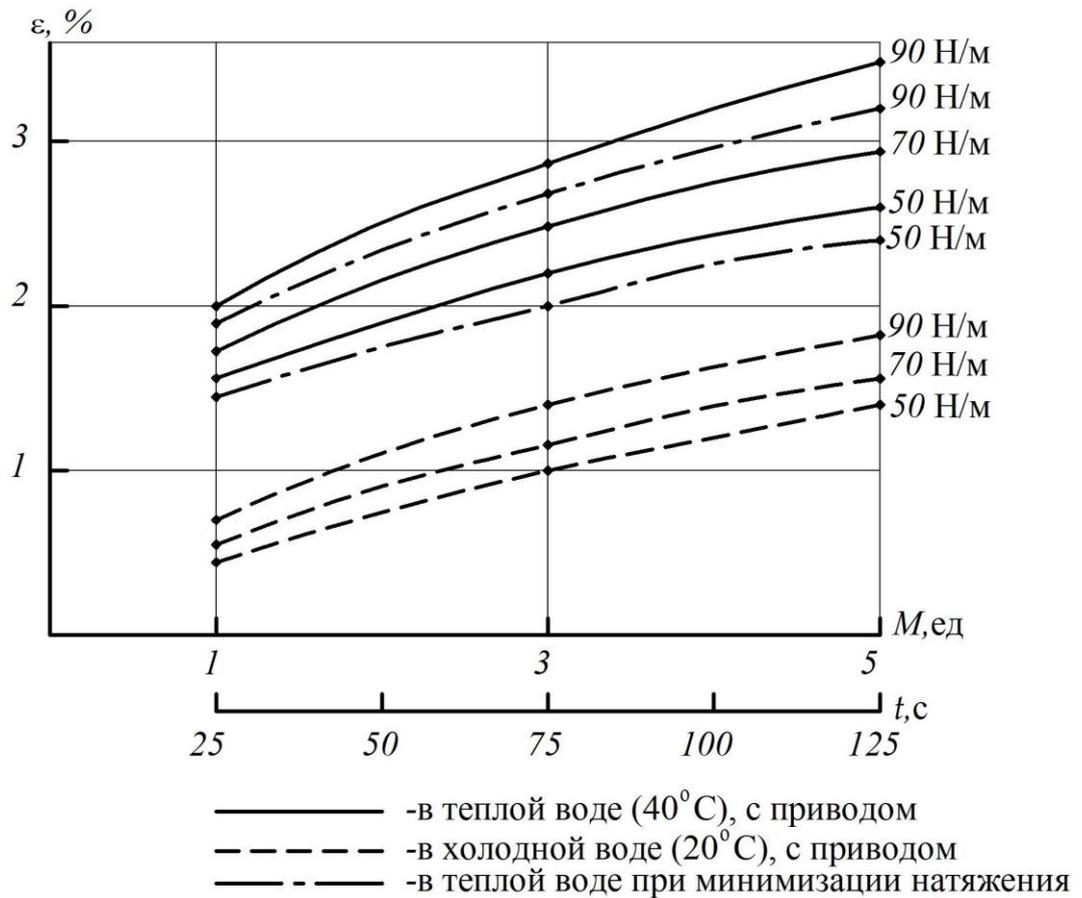


Рисунок 3.14– График изменения деформации капроновой ткани в процессе промывки

Выводы по главе

В результате проведенных исследований определены основные составляющие сопротивления движению обрабатываемой ткани, получены математические зависимости для определения полного сопротивления движению ткани в одной

зоне и натяжения её в многозонной роликовой машине с увеличенной длиной заправки для широкого диапазона значений ширины и скорости ткани.

На основе полученных зависимостей сопротивления движению ткани определены значения импульса натяжения ткани в одной зоне S_i и суммарного импульса в пятизонной машине S_{Σ} . Установлено, что в результате обработки тканей в промывной роликовой машине с увеличенной длиной заправки, не имеющей привода тканетранспортирующих роликов, натяжение увеличивается в зависимости от скорости ткани в 1,5 ... 2,14 раза (см. таблицу 3.9) даже при невысоких скоростях и небольшом заправочном натяжении; ткани с легкоподвижной структурой при таком натяжении могут получить недопустимо большую остаточную деформацию.

В результате исследования деформации тканей с легкоподвижной структурой при жидкостной обработке с натяжением, установлено, что при промывке в машинах, не имеющих привода направляющих роликов, ацетатная ткань получает недопустимо большую остаточную деформацию: в горячей воде (60 °С), для $t = 75, 125$ с при $T_k = 50$ Н/м она составляет 5,2 и 6,3 %; при $T_k = 90$ Н/м – 6,3 и 7,8 % соответственно. Благодаря применению регулируемого привода тканетранспортирующих роликов остаточная деформация ткани при обработке в горячей воде снижается в 1,6– 1,8 раза, а при $t^0 = 20$ °С – почти в 2,2 раза.

Исследований деформации капроновой ткани показало, что при использовании моментного привода роликов при $t^0 = 20$ °С вытяжка во всем диапазоне натяжения и времени обработки менее 1,4– 1,8 %; при $t^0 = 40$ °С, времени обработки не более 75 с и $T_k = 50$ и 70 Н/м вытяжка не превышает 2,5 %. При минимизации натяжения вытяжка снижается на 0,25– 0,4 %.

Полученный результат подтверждает необходимость применения регулируемого привода тканетранспортирующей системы для снижения нежелательно большого воздействия натяжения на ткань, исключение недопустимо большой вытяжки тканей этого ассортимента.

Для управления натяжением и существенного уменьшения остаточной деформации тканей необходимо: оснащение исследуемых машин регулируемым приводом тканетранспортирующих роликов, позволяющим обрабатывать ткани с технологически необходимым натяжением; осуществлять контроль натяжения ткани в процессе работы оборудования, например с использованием описанного в подразделе 2.3 стационарно-переносного измерителя.

ГЛАВА 4

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТКАНЕТРАНСПОРТИРУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ С ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Тканетранспортирующие системы (далее по тексту ТС) предназначены для перемещения полотнообразного материала в зоне его обработки с определенным продольным натяжением. Управляя натяжением, можно обеспечить оптимальные условия обработки ткани, например, при промывке: минимизировать остаточную деформацию полотна, интенсифицировать технологический процесс.

4.1 Обзор и анализ приводов тканетранспортирующих роликовых систем

В промывных или пропиточных машинах роликового типа ткань движется по направляющим роликам, которые подразделяются по способу приведения в движение на перекатные – приводятся во вращение непосредственно от ткани и приводные – получают вращение от специального привода. Очевидно, что после каждого перекатного ролика натяжение ткани возрастает и увеличивается по длине заправки, в результате чего ткани различного ассортимента получают значительную вытяжку.

Уменьшение приращения натяжения может быть достигнуто увеличением диаметра рубашки перекатных роликов, уменьшением момента сил трения в подшипниковых опорах и веса роликов, но лишь в небольшом диапазоне. В случае использования машин с большим числом направляющих роликов (особенно для машин работающих на высоких скоростях) необходимо предпринимать более радикальные меры: чтобы не допустить большого натяжения ткани [40].

Классификацию известных приводов направляющих роликов, несмотря на большое разнообразие принципиальных и конструктивных решений, можно осуществить по общим признакам, что наглядно показано на рисунке 4.1.

Группировка осуществлялась по следующим показателям:

- по числу приводных органов, получающих вращение от двигателя:
 - а) групповой 1;
 - б) индивидуальный 2;
- по возможности управления основным параметром приводного органа:
 - а) нерегулируемый 3;
 - б) регулируемый 4;
- по виду кинематической передачи от двигателя к приводным органам:
 - а) нерегулируемая 5;
 - б) саморегулирующаяся 6;
 - в) регулируемая 11-18;
- по конструктивному типу кинематической передачи:
 - а) ременная 13;
 - б) цепная 14;
 - в) фрикционная 9;
 - г) гибкая растяжимая 10;
- по регулируемому основному параметру приводного органа:
 - а) скорость вращения 7;
 - б) движущий момент 8;
- по типу регулируемого звена, управляющего основным параметром приводного органа:
 - а) регулируемый электродвигатель 11, 17;
 - б) вариатор скорости 18;
 - в) магнитная муфта 12;
 - г) гидравлическая турбинка 15;
 - д) фрикционная муфта 16.

Стоит отметить, что наиболее важными аспектами в анализе конструкций тканетранспортирующих органов являются [41] :

- обеспечение транспортирования тканей различного ассортимента с заданным натяжением в широком диапазоне скоростей;

- надежность и долговечность при специфике работы в условиях отделочного производства;
- ремонтпригодность в условиях отделочных предприятий, простота в наладке и обслуживании;
- низкая себестоимость;
- компоновка с различным по назначению технологическим отделочным оборудованием.

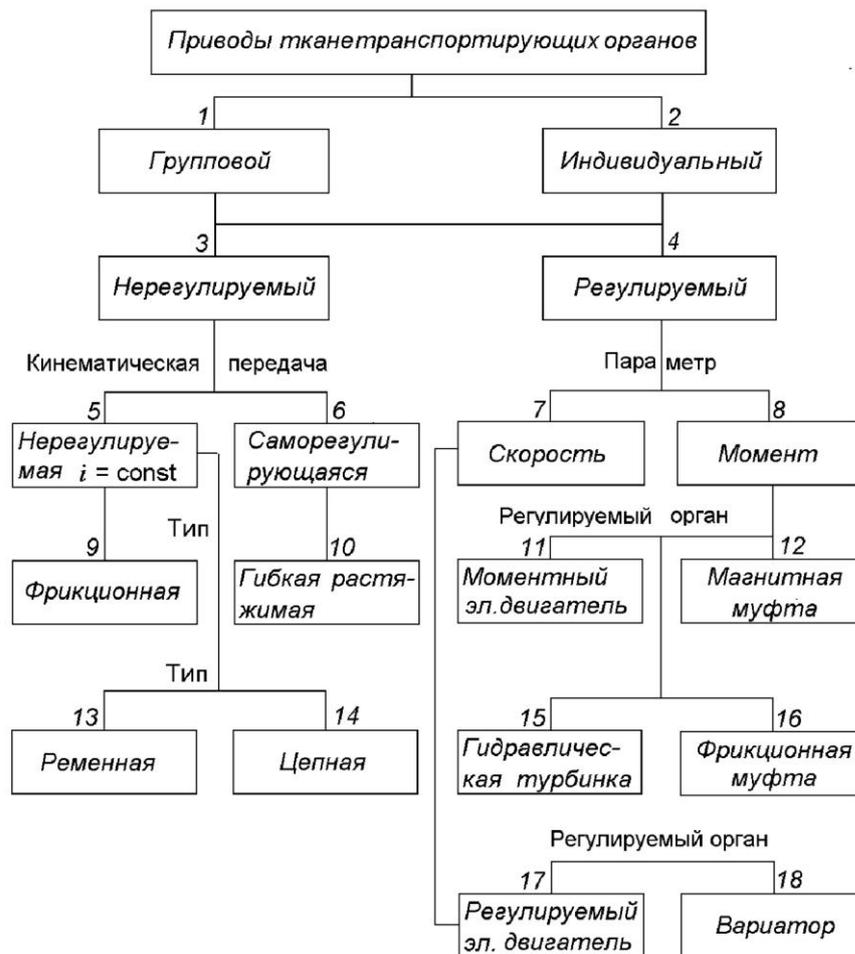


Рисунок 4.1– Классификация приводов тканетранспортирующих органов

Рассмотрим основные типы и конструкции наиболее перспективных приводов, получивших практическое применение, или представляющих практический интерес в перспективе развития.

4.1.1 Регулируемые приводы

Привод, позволяющий регулировать окружную скорость роликов нашел применение в промывных и пропиточных машинах фирм «Кляйневеферс» (Германия), «Меццера» (Италия), «Амдес» (Франция), «Вакаяма» (Япония). Особенностью данного привода является наличие вариатора или коробки передач.

В машине фирмы «Амдес» (рис. 4.2) движение на ролики передается от ведущих шкивов 3 на шкивы 4 с регулируемым диаметром. Приводной отжимной вал 2 соединен с тканетранспортирующими роликами 1. Изменение диаметров шкивов 4 и опережения скорости роликов Δv осуществляется вручную.

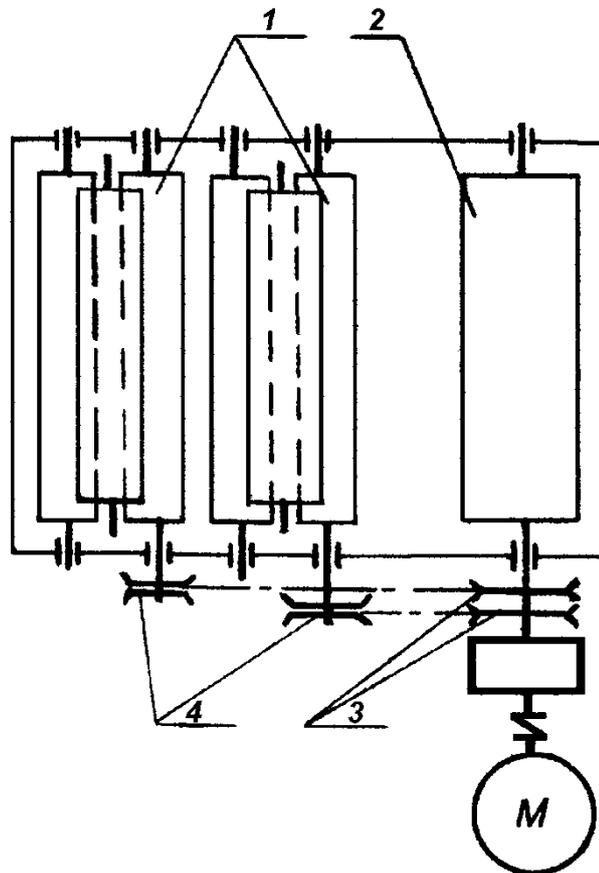


Рисунок 4.2 – Привод с регулированием скорости роликов ф. «Амдес»

На промывной роликовой машине, с параметрами близкими ВЦМ-120, были проведены экспериментальные исследования. Результаты обработки ткани бязь №2 ГОСТ 11680-65 (отбеленная, шириной 0,61 и 1,0 м), показали [33], что в скоростном диапазоне ткани от 0,5 до 2,0 м/с в машине при уровне жидкости

0,25 м и отсутствии опережения ($\Delta v = 0$) окружных скоростей на нижних приводных роликах по отношению к скорости отжимных валов – происходит увеличение натяжения от первого к четвертому приводному ролику в 1,4...1,6 раза, при $\Delta v = 0,94$ % – в 1,2...1,4 раза соответственно указанным скоростям. При $\Delta v = 1,78$ % натяжение ткани увеличивается лишь на 5– 10%, при $\Delta v = 2,5\%$ происходит уменьшение натяжения по ходу ткани во всем диапазоне скоростей на величину от 10 до 30 %. Дальнейшее увеличение Δv до 3,1 % может привести к недопустимому уменьшению натяжения ткани и образованию продольных складок на полотне. На основе проведенного анализа для данного случая оптимальным можно считать опережение в диапазоне от 1,8 до 2,5%, так как во всем диапазоне скоростей происходит стабилизация натяжения по длине заправки ткани.

В машине с приводом верхних роликов (аналог ВЦМ-120) при $\Delta v = 0$ натяжение на четвертом ролике T_4 превышает натяжение на первом ролике T_1 в 1,2...1,4 раза в диапазоне скоростей от 0,5 до 2,0 м/с, при $\Delta v = 0,59$ % и $v = 0,5$ м/с T_4 больше на 7...10 %, при $v = 2,0$ м/с – на 25...30 %. В случае, когда $\Delta v = 0,94$ % отмечается существенное увеличение T_1 по сравнению с заданным компенсатором T_K , уменьшение натяжения по длине заправки при скоростях от 0,5 до 1,0 м/с и незначительное увеличение при скорости от 1,5 до 2,0 м/с. Увеличение Δv до 1,78% приводит к более значительному увеличению натяжения на первом ролике и уменьшению натяжения по ходу ткани. Для данного случая можно считать оптимальным опережение порядка 1,3...1,5%.

Однако во всех случаях среднее натяжение ткани на четырех приводных роликах существенно выше заданного компенсатором, из-за значительного увеличения натяжения T_1 , T_2 по сравнению с установочным натяжением на входе в машину T_K , особенно при высоких скоростях ткани. Приведенные результаты получены для ткани шириной 0,61 м. Диаметр роликов 0,095 м, расстояние между рядами роликов 0,65 м.

Для ткани шириной до 1 м стабилизация натяжения по длине происходит при большем опережении. Увеличение оптимального Δv и среднего натяжения на

всех роликах вызвано значительным ростом сопротивления движению ткани в жидкости и на перекатных роликах. В данном случае для привода нижних роликов оптимальное опережение составляет от 2,2 до 2,8 %, для привода верхних роликов – от 1,5 до 1,78%.

На основании данных результатов исследований [33, 42] приводов с регулированием скорости роликов можно сделать следующие выводы:

- от величины опережения скорости Δv на роликах зависят как окружное движущее усилие на приводных роликах, так и натяжение ткани по длине заправки;

- натяжение ткани весьма существенно зависит от Δv , диапазон регулирования которого очень мал и составляет (от 0,013 до 0,028) v_B (где v_B – окружная скорость отжимных валов), отклонение Δv всего на 0,015 v_B вызывает значительное изменение натяжения, что весьма затрудняет управление приводом и натяжением ткани;

- величина оптимального Δv зависит не только от скорости движения ткани, ее ширины и уровня жидкости в ванне, но и от жесткости ткани на растяжение;

- при $\Delta v > 0$ и повышении его происходит увеличение натяжения ткани на первых роликах и уменьшение на последующих, среднее значение натяжения на всех приводных роликах существенно выше заданного, ткань обрабатывается с натяжением существенно бóльшим оптимального, получая значительную вытяжку;

- из-за большой неопределенности при выборе Δv и отсутствии средств контроля натяжения ткани в производственных условиях, обычно устанавливают Δv от 1,0 до 1,5%;

- данный привод с регулированием скорости тканетранспортирующих роликов не обеспечивает необходимого точного и надежного управления натяжением ткани.

При существенном изменении таких параметров как скорость, ширина ткани, уровень жидкости в ванне машины необходимо варьировать Δv , что является принципиальным его недостатком.

При применении привода нижних направляющих роликов возможна работа с бóльшим опережением без резкого уменьшения натяжения по длине заправки, так как происходит саморегулирование натяжения (при уменьшении натяжения существенно снижается тяговая способность роликов, при увеличении натяжения – наоборот) в результате чего происходит выравнивание натяжения. Однако, такой привод не получил широкого применения в отечественных и зарубежных машинах в силу следующих существенных недостатков:

- сложность конструкции из-за необходимости применения специальных уплотнений шипов роликов;
- повышенный расход энергопотребления;
- ухудшение условий обслуживания машин.

Более широкое применение получили регулируемые приводы с управлением движущим моментом, передаваемым ткани тканетранспортирующим органом (например, с использованием гидротурбинок), схематично такой привод представлен на рисунке 4.3. Данное решение использовалось в промывных машинах фирмы «Мецера» (Италия) и агрегата П -170И (Россия) [33].

Привод направляющих роликов 1 осуществляется от гидротурбинок 3 через цепную передачу 2. Вода, из питающего бака 5, забирается насосом 7 и подается под давлением по трубопроводу 4 к турбинкам. Давление жидкости, подаваемой на лопасти турбинки и соответственно мощность и момент на ролике регулируется при помощи редукционного клапана 6. Благодаря этому обеспечивается возможность транспортирования ткани с заданным натяжением. Промывные машины, оснащенные гидравлическим приводом роликов, работают со скоростью до 50 м/мин.

Однако, данный привод не нашел широкого применения в промывных машинах из-за таких недостатков как: громоздкость, сложность конструкции, высокая себестоимость.

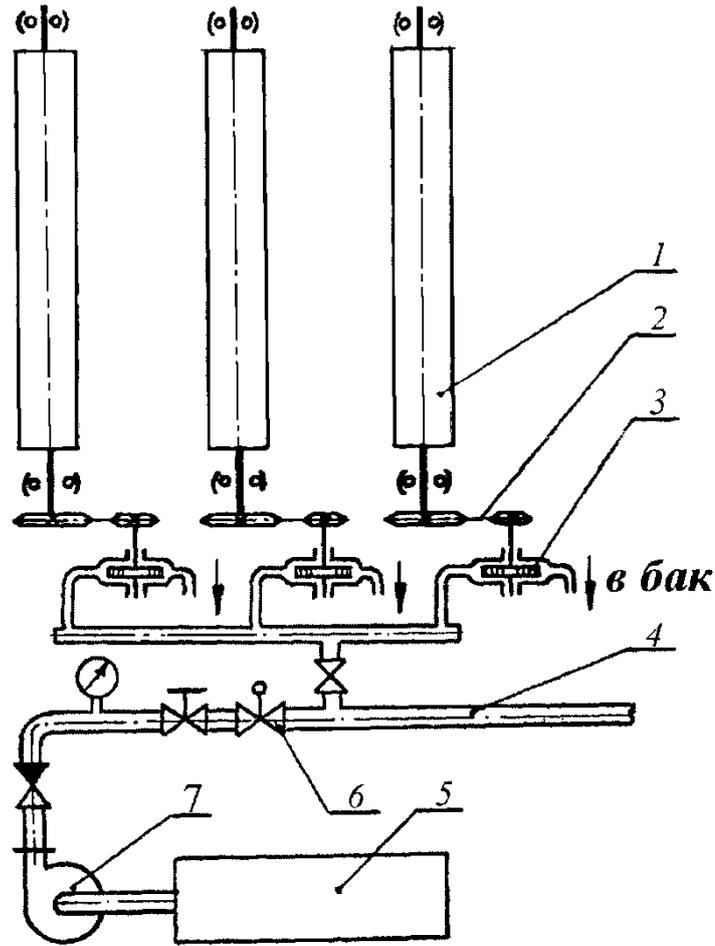


Рисунок 4.3 – Гидравлический привод роликов

Индивидуальный привод тканетранспортирующих роликов с применением асинхронных моментных электродвигателей малой мощности *11* (см. рис. 4.1) используют, например, такие фирмы как «Киото», «Вакаяма» (Япония) [43], фирма «Бругман» (Голландия). Особенностью данного привода является то, что момент на валу при постоянном напряжении остается неизменным независимо от скорости, изменение его осуществляется регулированием напряжения.

Применение такого привода позволяет транспортировать ткань с заданным натяжением в достаточно широком диапазоне скоростей, но при ограниченном диапазоне изменения сопротивления движению ткани [44, 45].

Недостатками такого привода являются:

– необходимость применения специальных электродвигателей;

- высокая себестоимость;
- значительная зависимость момента на валу электродвигателя от колебания напряжения в сети;
- малая долговечность двигателей при работе в агрессивных условиях отделочного производства.

Фирма «A.C. Scholaert» [46] применяет в оборудовании для механической отделки текстильных полотен привод рабочих органов с регулируемым моментом, используя электромагнитные порошковые муфты 12 (см. рис. 4.1). Конструкция муфты представлена на рисунке 4.4. На подшипниках 2 установлен рабочий орган 9, его привод осуществляется цепной передачей через звездочку 8 порошковой электромагнитной муфтой. В корпусе 3 установлена в подшипниках 5 катушка 4 подвижно относительно промежуточной втулки 6, жестко соединенной со звездочкой. Магнитный порошок помещен между втулками 6 и 7, вязкость его регулируется силой тока, подводимого к катушке 4 магнитной муфты. Таким образом регулируется момент, передаваемый на рабочий орган.

Достоинством применение магнитных порошковых муфт является возможность обеспечения оперативного дистанционного управления движущим моментом на рабочих органах и натяжением ткани.

Недостатками такого привода являются:

- достаточно сложная конструкция;
- отсутствие необходимого опыта применения в различном отделочном оборудовании.

Специфика работы в оборудовании для жидкостной, тепловой обработок ткани требует применения специальных конструкций муфт, которые могут быть изготовлены лишь на специализированных электротехнических предприятиях. В отделочном оборудовании отечественного производства такой привод не применяется.

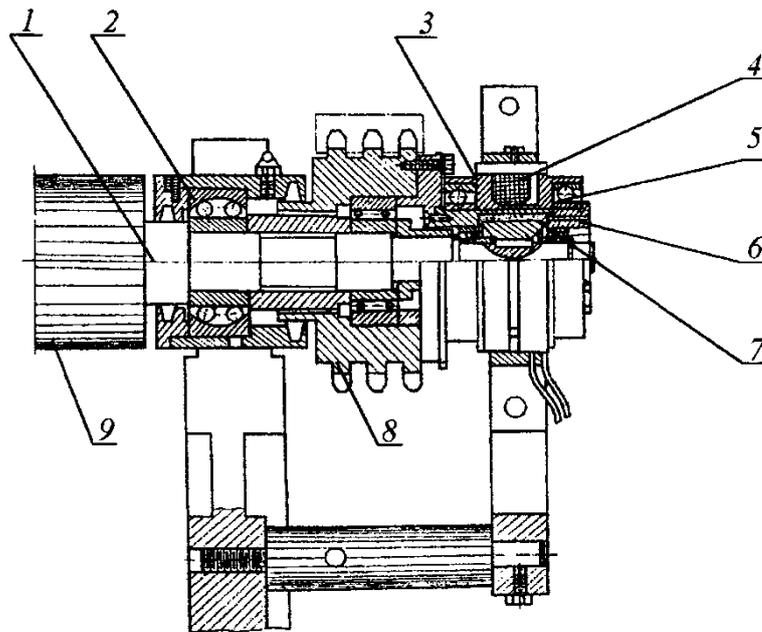


Рисунок 4.4– Привод с электромагнитной порошковой муфтой

Привод с регулированием движущего момента при помощи дисковых фрикционных муфт скольжения получил наиболее широкое применение. Данную группу можно классифицировать в соответствии с рисунком 4.5 по типу регулирования силы прижима дисков и момента, передаваемого приводному органу: пружинного 1, пневматического 2 и электромагнитного 3 действия.



Рисунок 4.5– Классификация дисковых фрикционных регулируемых приводов

Швейцарская фирма «Беннингер» применила дисковые фрикционные муфты с пружинным прижимом одной из первых. Конструкция данной муфты представлена на рисунке 4.6. На шипе 2 ролика 1 установлена звездочка 4, которая является ведущей частью муфты. Ведомая часть состоит из пяты 6 и втулки 8 установленных подвижно в осевом направлении на направляющей шпонке 10, винтовой пружины сжатия 7 и гайки 9. Момент на ведомую часть передается посредством пары фрикционных дисков 5. Необходимая сила прижима дисков создается пружиной сжатия 7. Деформация и усилие, развиваемое пружиной, регулируется гайкой 9. Данный привод работает в ограниченном диапазоне скоростей от 20 до 50 м/мин, при одной настройке может обеспечить транспортирование ткани шириной ($B \pm 0,1$) м с отклонением натяжения не более $\pm 20\%$ от заданного компенсатором, что удовлетворяет технологическим требованиям.

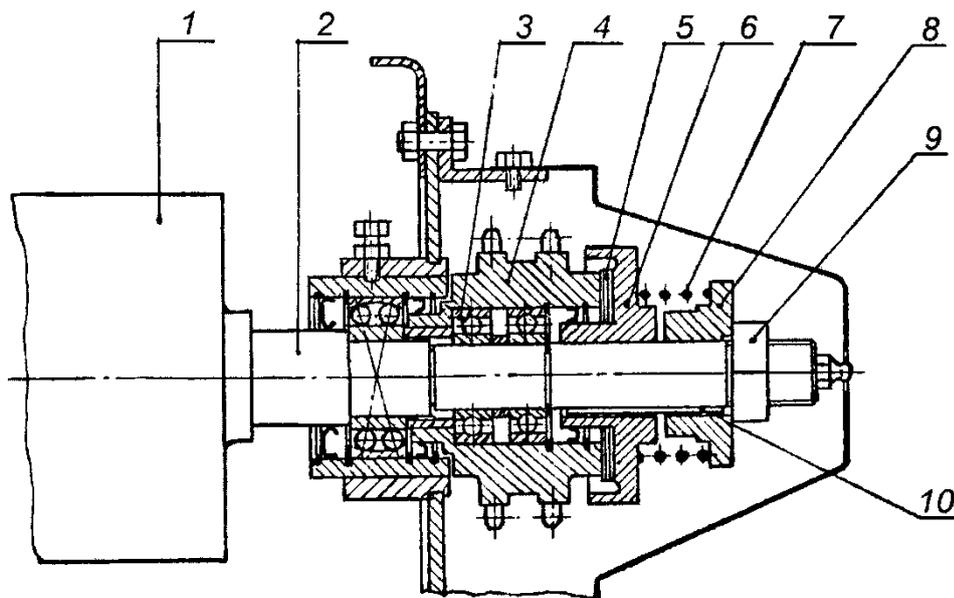


Рисунок 4.6– Регулируемый фрикционный привод направляющих роликов фирмы «Беннингер»

Достоинством дисковых фрикционных муфт с пружинным прижимом является простота конструкции.

Недостатком конструкции являются:

- движущий моментом слишком мал, поскольку используется только одна пара поверхностей трения;
- открытое исполнение зоны установки фрикционных дисков, что приводит к возможности коррозии и загрязнения этих деталей;
- существенное изменение моментной характеристики муфты в зависимости от условий работы.

На рисунке 4.7 представлен созданный в МТИ им. А. Н. Косыгина вариант многодискового фрикционного привода [47].

Пружина сжатия *1* задает установочное усилие прижима дисков, а гайка *3* регулирует ее деформацию. Центробежный регулятор (ЦБР) *4* создает дополнительное усилие прижима фрикционного диска ведомой части *5* к ведущей части муфты *2*. Дополнительное усилие, создаваемое центробежным регулятором, и соответствующий движущий момент на приводном ролике, должны компенсировать увеличение сопротивления движению ткани в зоне обработки с ростом скорости ее перемещения.

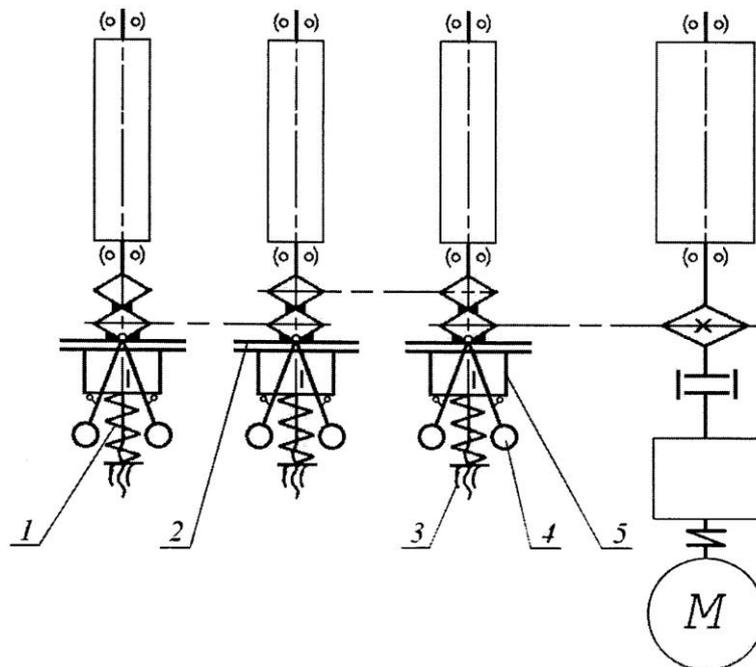


Рисунок 4.7– Фрикционный привод роликов с центробежным регулятором силы прижима дисков

Исследования проводились с тканью «диагональ» шириной 0,84 м, на скоростях от 30 до 200 м/мин, при уровнях жидкости в ванне 0,08; 0,17; 0,34 м.

Результаты испытаний привода с ЦБР показали:

– фрикционный привод и ЦБР обеспечивают устойчивое натяжение при транспортировании ткани;

– полученные опытные путем характеристики ЦБР хорошо согласуются с расчетными;

– окружное усилие на рубашке ролика фрикционной муфты с ЦБР является устойчивой. Амплитуда колебания окружного усилия не превышает 6% от средней его величины. При одинаковой деформации пружины отклонения окружного усилия на трех роликах так же не превышают 6%;

– при малом уровне жидкости в ванне – 0,08 м и скорости до 120 м/мин натяжение соответствует заданному компенсатором $T_k = 65$ Н. При скоростях 120 и 150 м/мин натяжение на последнем пятом ролике больше заданного соответственно на 25 и 60 Н, при среднем уровне жидкости в ванне 0,17 м и большом уровне 0,34 м удовлетворительное поддержание заданного натяжения возможно при скорости до 120 м/мин;

– при большом уровне жидкости и скорости больше 120 м/мин увеличение натяжения по длине заправки будет значительным. Причины кроются в ухудшении условий сцепления ткани с поверхностью рубашки приводного ролика из-за воздействия на ткань центробежной силы со стороны жидкости, находящейся на ролике, и в ткани, а также в недостаточном усилии прижима фрикционных дисков, создаваемом пружиной и ЦБР. Для решения данной проблемы необходимо увеличить число пар трения муфты, жесткость пружины, массу грузов ЦБР на 20...25 %;

В условиях отечественного отделочного производства на промывных, пропиточных и запарных роликовых машинах, выпускаемых серийно объединением «Ивтекмаш», применялись одно – и многодисковые фрикционные муфты разра-

ботанные в МТИ им. А. Н. Косыгина с учетом вышеуказанных недостатков. На опыте их использования следует отметить следующие недостатки:

- регулирование момента возможно лишь при останове оборудования, что приводит к снижению коэффициента полезного времени и увеличению трудозатрат обслуживающего персонала;

- необходимость перенастройки при существенном изменении ширины, скорости ткани и уровня жидкости в ванне, с целью компенсации значительно изменившегося сопротивления движению ткани.

В последнее время наиболее широко применяются пневмофрикционные дисковые муфты различных типов и конструктивных исполнений.

Одна из таких муфт была разработана в Ивановском НИЭКМИ, она представлена на рисунке 4.8.

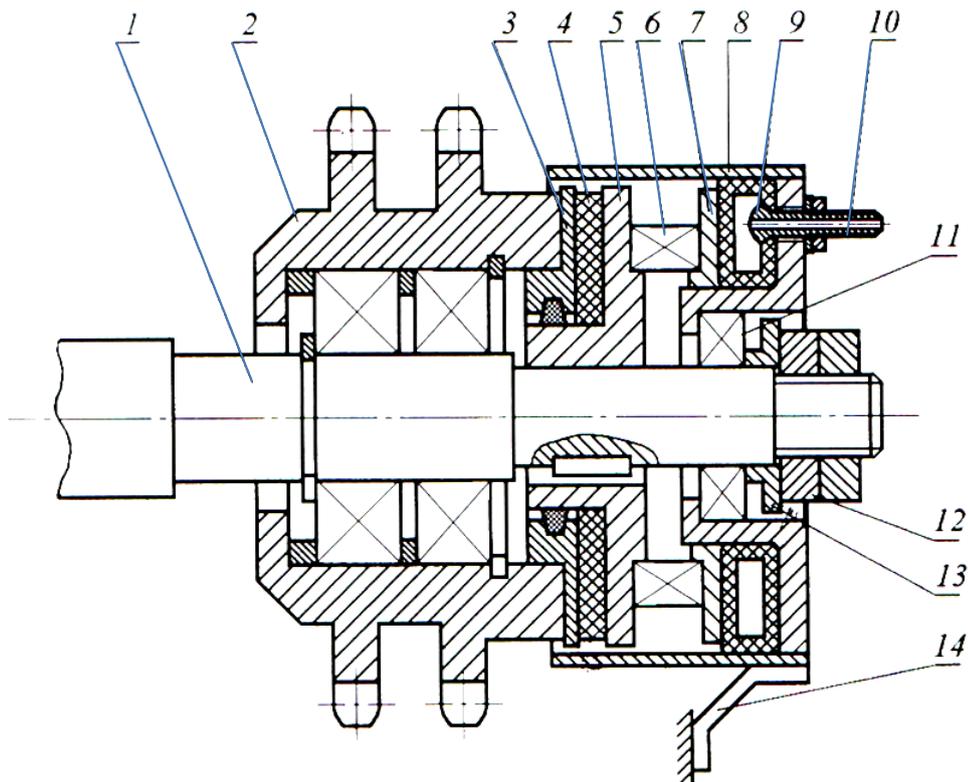


Рисунок 4.8– Фрикционная муфта с индивидуальной пневмокамерой

Фрикционный диск 3 запрессован в звездочку 2, которая является ведущей частью. Сжатый воздух через штуцер 10 подается в пневмокамеру 9 коль-

цеобразной формы, через которую осуществляет прижим фрикционных дисков 4, 5 к диску 3. Фрикционный диск 5, установленный подвижно на шипе 1 приводного ролика, воспринимает усилие, развиваемое пневмокамерой, через опорный диск 7 и упорный шарикоподшипник 6. Пневмокамера смонтирована в неподвижном корпусе 13, установленном на радиальном шарикоподшипнике 11 и закрыта чехлом 8, зафиксированным пластиной 14.

Достоинством такой муфты является подача воздуха в неподвижную пневмокамеру, что упрощает ее надежное соединение с пневмопроводом.

Недостатком конструкции являются:

- нерациональное конструктивное решение фрикционной группы, что может стать причиной нестабильного момента муфты.
- применение пневмокамеры своеобразной конструкции, для изготовления которой требуется специальное оборудование;
- при затягивании гайки 12 возможно создание неконтролируемого усилия прижима фрикционных дисков; что существенно снижает точность настройки привода.

Еще одна пневмофрикционная муфта, также разработанная в Ивановском НИЭКМИ, представлена на рисунке 4.9. Основное отличие заключается в том, что из установленного стационарно воздухопровода 12, через радиальные каналы 10 в шипе ролика 1 и продольный канал 11 подача сжатого воздуха осуществляется во вращающуюся и самоуплотняющуюся пневмокамеру 7. Пневмокамера закрыта чехлом 8 и опирается на днище 9, усилие передается на установленный на направляющей шпонке 3 прижимной диск 6, который осуществляет прижим промежуточного диска 5 к опорному диску 4, смонтированному в звездочке 2. В данной конструкции муфты из-за наличия пневмокамеры при затяжке гайки для фиксации положения опорного днища 9 усилие прижима фрикционных дисков практически не изменяется.

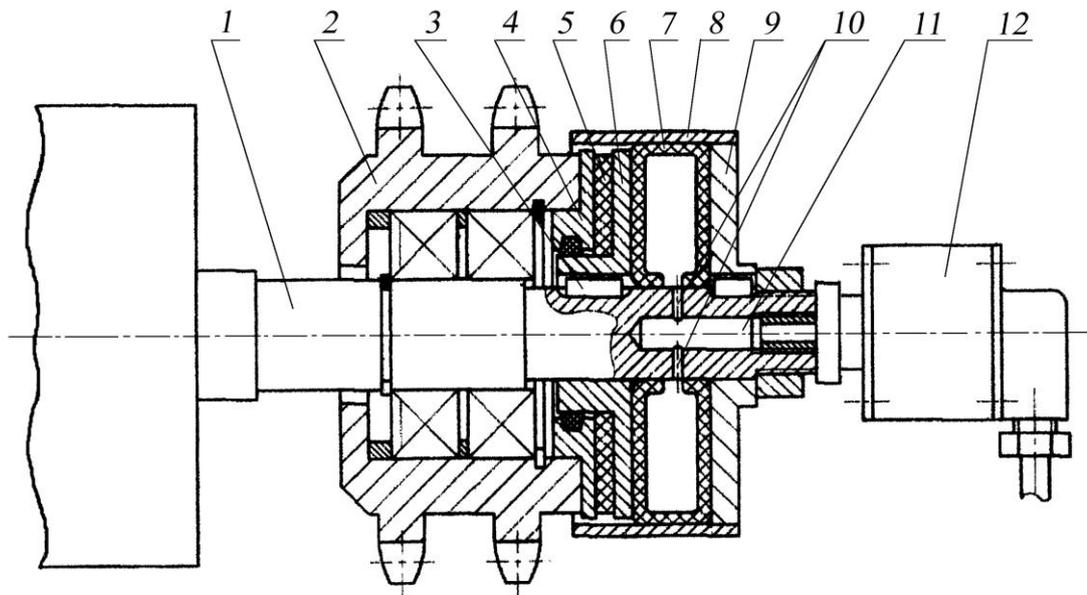


Рисунок 4.9– Фрикционная муфта с индивидуальной пневмокамерой
и вынесенным пневмоподводом

Общими недостатками приводов с индивидуальными пневмокамерами, являются:

- подключение пневмокамер к общему регулятору давления исключает возможность индивидуальной настройки момента, развиваемого различными муфтами, что в ряде случаев является необходимым;

- возможно существенного снижения надежности привода из-за большого количества разветвленных пневмосоединений, так как количество приводных точек в поточных линиях очень велико и исчисляется десятками.

Муфты данного типа применяются различными фирмами: «Беннингер» (Швейцария), «Текстима» (Германия), «Бругман» (Голландия). Однако, более широкое применение получили муфты имеющие пневмокамеры диафрагменного типа, так как они имеют более простую конструкцию и лучшую ремонтпригодность. В МТИ им. А.Н. Косыгина, были разработаны многодисковые муфты (с большим движущим моментом) подобного типа для привода тканетранспортирующих валов стригальных и ворсовальных машин Пресненского машиностроительного завода (г. Москва) [48].

Пневмофрикционный привод [49], созданный в МТИ им. А.Н. Косыгина, представлен на рисунке 4.10. Посредством цепной передачи Z вращение от от-

жимных валов 2 передается на тканетранспортирующие ролики 4. Звездочка 5, являющаяся ведущей частью муфты, расположена подвижно на шипе ролика с фрикционными дисками, и вращается с опережением по отношению к ее ведомой части, скорость которой определяется скоростью ткани.

Резинотканевая пневмокамера 8 рукавного типа, расположенная в закрытом коробе 9, создает необходимое усилие прижима фрикционных дисков 7. В местах расположения опорных дисков 6 диаметром D_2 короб имеет отверстия диаметром D_1 . Штоки опорных дисков имеют резьбовое соединение с осями шарикоподшипниковых опор 10, смонтированных в пяте 11, которая осуществляет прижим фрикционных дисков.

Электропневматический клапан 13, включенный в цепь управления электродвигателя 1, обеспечивает подачу сжатого воздуха в пневмокамеру при пуске машины и сброс его в атмосферу при остове.

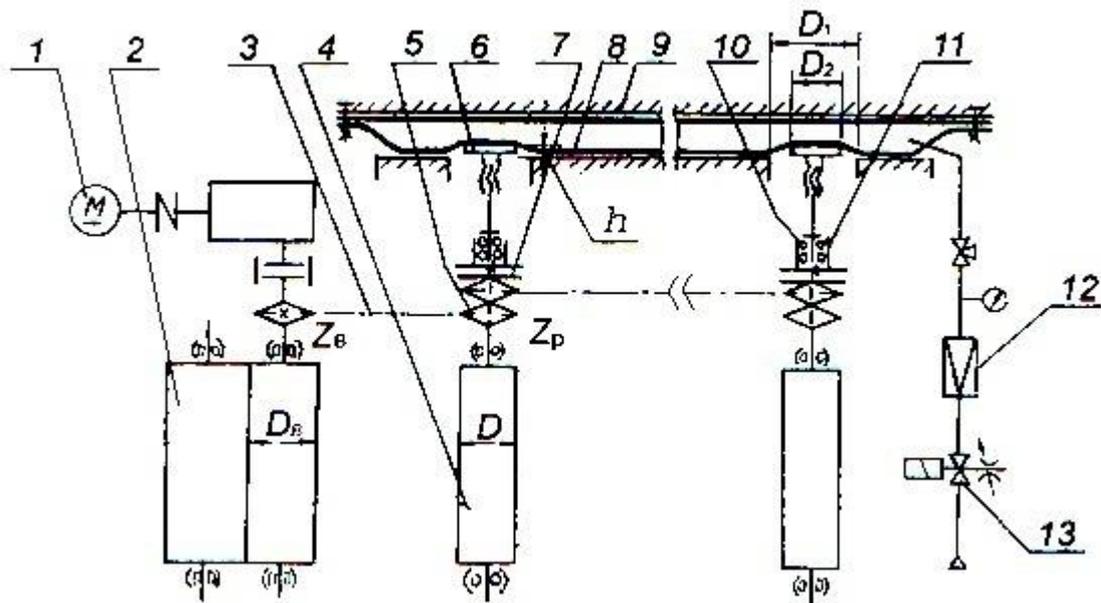


Рисунок 4.10– Пневмофрикционный привод с вынесенной пневмокамерой

Периметр внутренней поверхности короба выбирается исходя из того, чтобы камера при отсутствии в ней избыточного давления прилежала ко всем его стенкам. Даже при нулевом давлении штоки находятся в контакте с поверхностью камеры, поэтому перемещение штоков при изменении давления практически равно нулю.

Достоинством данной конструкции и тем, что ее выгодно отличает от других приводов, является возможность изменения усилия прижима фрикционных дисков (и соответственно момента на роликах) как в групповом режиме (по средством регулятора давления 12), так и индивидуально (изменением заглубления опорного диска 6 относительно поверхности пневмокамеры). Кроме того групповое регулирование может осуществляться без останова оборудования. Данный привод защищен авторским свидетельством [50].

Конструкция фрикционной муфты с пневмоприжимным устройством камерного типа изображена на рисунке 4.11. На радиальных шарикоподшипниках 4, расположенных на монтажной втулке 2, установлена подвижно ведущая часть муфты – звездочка 3, совмещенная с корпусом. На направляющей шпонке 13 смонтирован ведомый диск 5 и пята 12, на которые передается момент от металлических фрикционных дисков 6, размещенных в корпусе. Шарикоподшипники 7, смонтированные в пяте 12, устанавливаются на оси 8, в которую вворачивается резьбовой частью опорный диск 11.

При подаче сжатого воздуха в пневмокамеру 10 усилие передается на опорный диск 11 и через ось 8, шарикоподшипники и шток, на пята 12, которая прижимает фрикционные диски 5, 6.

Достоинством и особенностью данной муфты является:

- модульное исполнение, муфта собирается на монтажной втулке 2, что позволяет оперативно устанавливать ее на шипе ролика 1 или демонтировать при необходимости проведения осмотра, профилактики или ремонта, сократив до минимума простой оборудования;

- пневмокамера из резиноканевого материала, обладает высокой прочностью, герметичностью и долговечностью.

Привод обеспечивает устойчивое транспортирование тканей с необходимым натяжением во всем диапазоне рабочих скоростей в производственных условиях на промывных, пропиточных и запарных машинах [51]. Привод успешно прошел стендовые испытания, а также производственные испытания на серийных роликовых машинах типа ВЦМ и ВЦП, хорошо komponуется, не требуется изменений конструкции указанных машин различных типоразмеров.

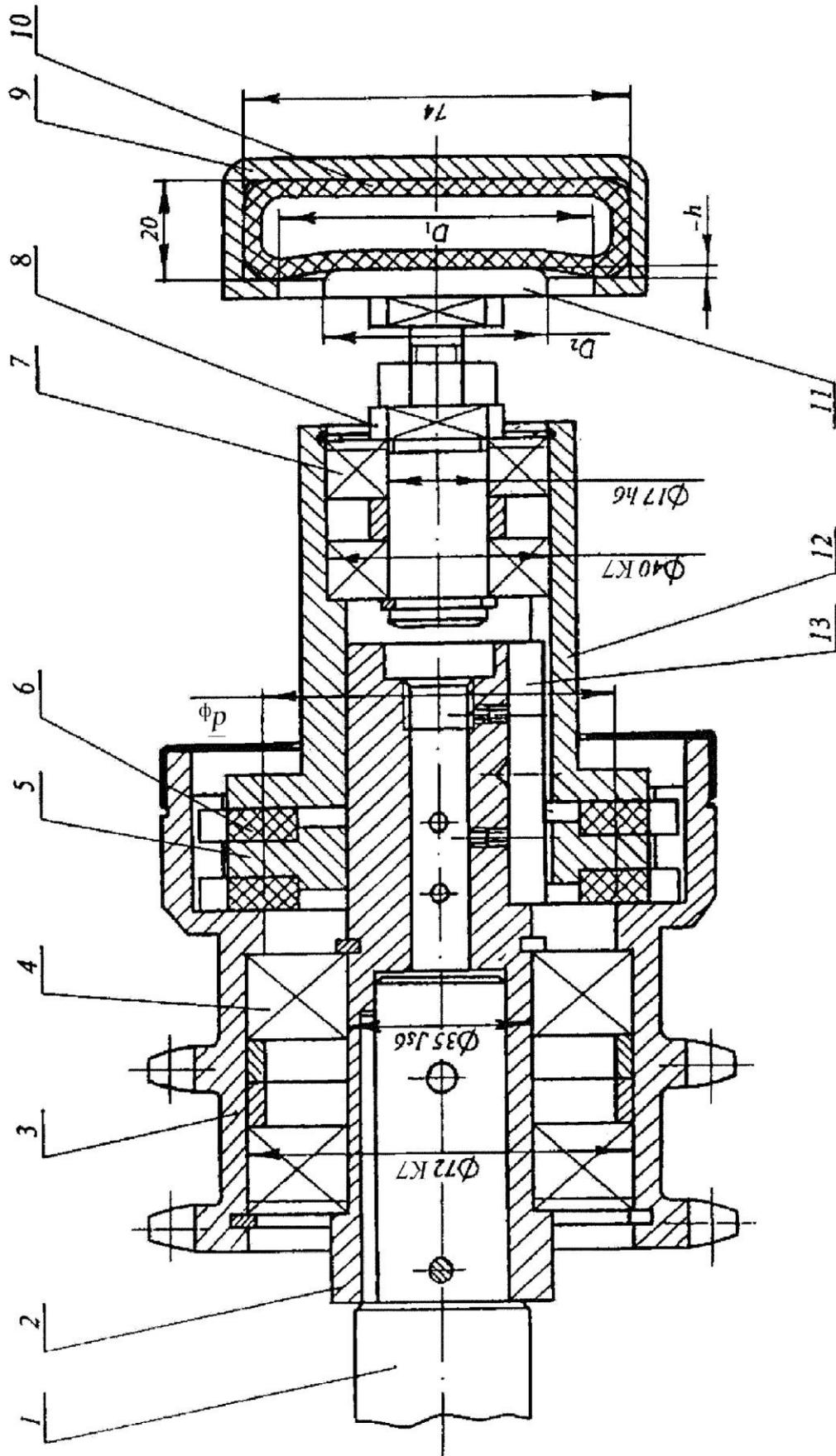


Рисунок 4.11 – Конструкция фрикционной муфты с пневмоприжимным устройством камерного типа

4.1.2 Автоматизированные приводы тканетранспортирующих систем

Повышение требований к качеству текстильных материалов, увеличение технических параметров отделочного производства (рабочих скоростей оборудования и, соответственно, сопротивление движению ткани), расширение ассортимента обрабатываемых тканей с легкоподвижной структурой привело к необходимости автоматизации управления приводом тканетранспортирующих органов и натяжением ткани в процессах отделки.

Были реализованы системы управления натяжением, отличавшиеся способом получения рабочей информации [52, 53, 54, 55]:

– прямые системы регулирования натяжения, включающие датчики натяжения обрабатываемого материала и работающие непосредственно в функции регулируемого параметра;

– косвенные системы с измерением аналогов натяжения – регулирование по отклонению компенсатора, по силе тока якоря приводного двигателя, по относительной деформации обрабатываемого материала и т. д.

Принципиальная схема регулируемого привода роликов с автоматическим изменением момента показана на рисунке 4.12. Отжимные валы 2, 8 транспортируют ткань 17 через ванну 16, расправитель 6 и направляющие ролики 4, 5, 7, 15. Привод верхних роликов осуществляется от валов 8 при помощи кинематической передачи через фрикционные муфты. С помощью исполнительного пневмоцилиндра 11 диски 9, 12 данных муфт прижимаются панелью 10. Пневмоцилиндр 1 и рычажно-роlikовое устройство 3 представляют собой систему роликового пневмокомпенсатора, которым задается натяжение ткани на входе в зону обработки.

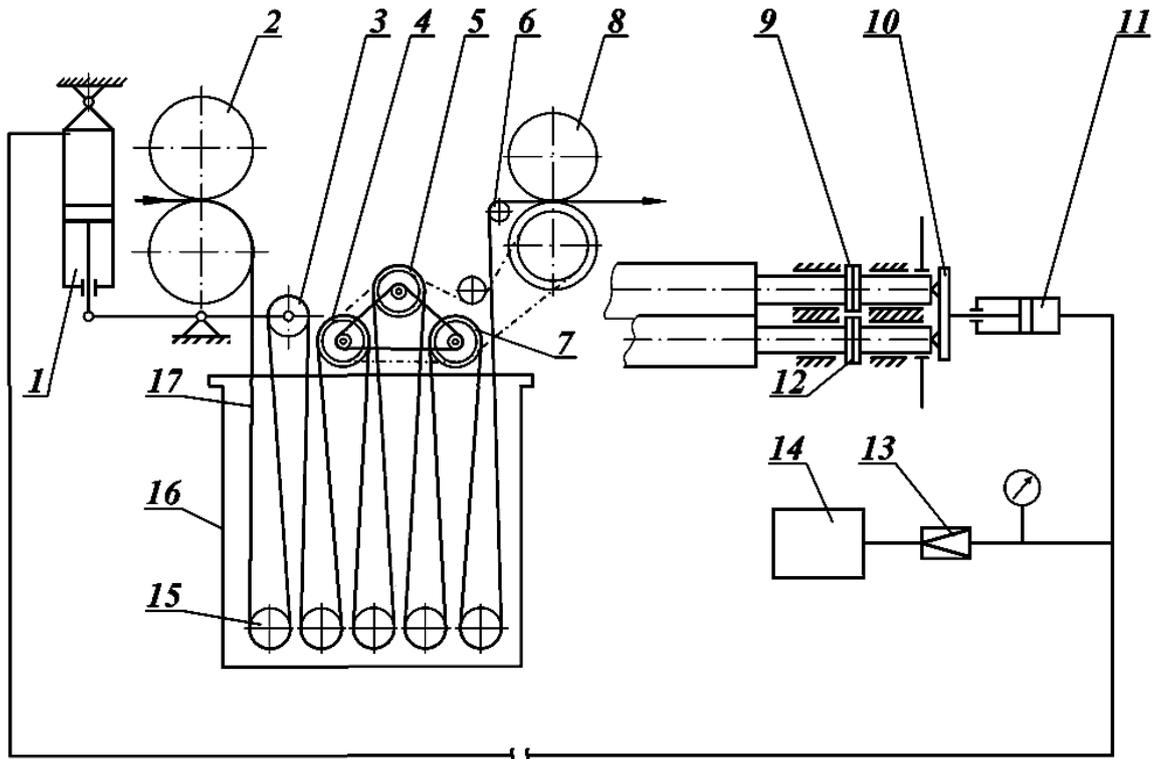


Рисунок 4.12– Принципиальная схема регулируемого привода роликов с автоматическим изменением момента

После компрессора *14* установлен регулятор давления воздуха *13*, который задает определенную силу прижима фрикционных дисков, движущий момент на приводных роликах и натяжение ткани на входе. При изменении натяжения движущегося полотна на компенсаторе, происходит перемещение поршня пневмоцилиндра *1*, что вызывает изменение давления воздуха в исполнительном пневмоцилиндре *11* и момента на приводных роликах.

Недостатками такой системы управления натяжением являются:

- контроль натяжения и управление движущим моментом на роликах осуществляется только на входе в зону обработки, тогда как сопротивление движению и натяжение полотна в зоне обработки зависят от многих параметров: скорости, ширины и поверхностной плотности ткани, уровня жидкости в ванне и т. д;

– обеспечение равномерности прижима для всех муфт является трудноразрешимым вопросом, так как система передачи усилия от исполнительного пневмоцилиндра *11* несовершенна, а индивидуальная регулировка отсутствует;

– между давлением воздуха в пневмоцилиндре *1* и давлением воздуха в исполнительном пневмоцилиндре *11* не может быть однозначной зависимости, что заложено в самой конструкции.

При обработке в диапазоне высоких скоростей полотен с легкоподвижной структурой натяжение, задаваемое пневмокомпенсатором на входе и, соответственно давление воздуха в пневмоцилиндре *1* должно быть небольшим, но сопротивление движению полотна при таких условиях будет значительным (как и момент на роликах и давление воздуха в исполнительном пневмоцилиндре *11*), что недопустимо. При обработке в диапазоне малых скоростей полотен с высокой плотностью будет также наблюдаться обратная зависимость.

Схема автоматизированного привода направляющих роликов с системой прямого регулирования с электромеханической системой управления натяжением ткани, созданного в МТИ им. А. Н. Косыгина [56], показана на рисунке 4.13.

Пружины сжатия *9* осуществляют прижим ведомых фрикционных дисков *10* к ведущим дискам *13*. Положение панели *12* определяет необходимое усилие прижима дисков всех муфт. Регулировка положения упорного подшипника *11* винтовой парой, соединяющей панель и подшипник, обеспечивает индивидуальное варьирование усилия прижима для каждой муфты. Парой винт-гайка *8* производится перемещение панели, гайка совмещена со звездочкой и приводится от мотора-редуктора *7* с реверсивным вращением.

Предусмотрены два варианта управления фрикционным приводом и натяжением ткани:

– дистанционное (ручное) – осуществляется включением мотора-редуктора исходя из показаний электроконтактного манометра (ЭКМ) *2* гидравлического датчика натяжения *1*;

– автоматическое.

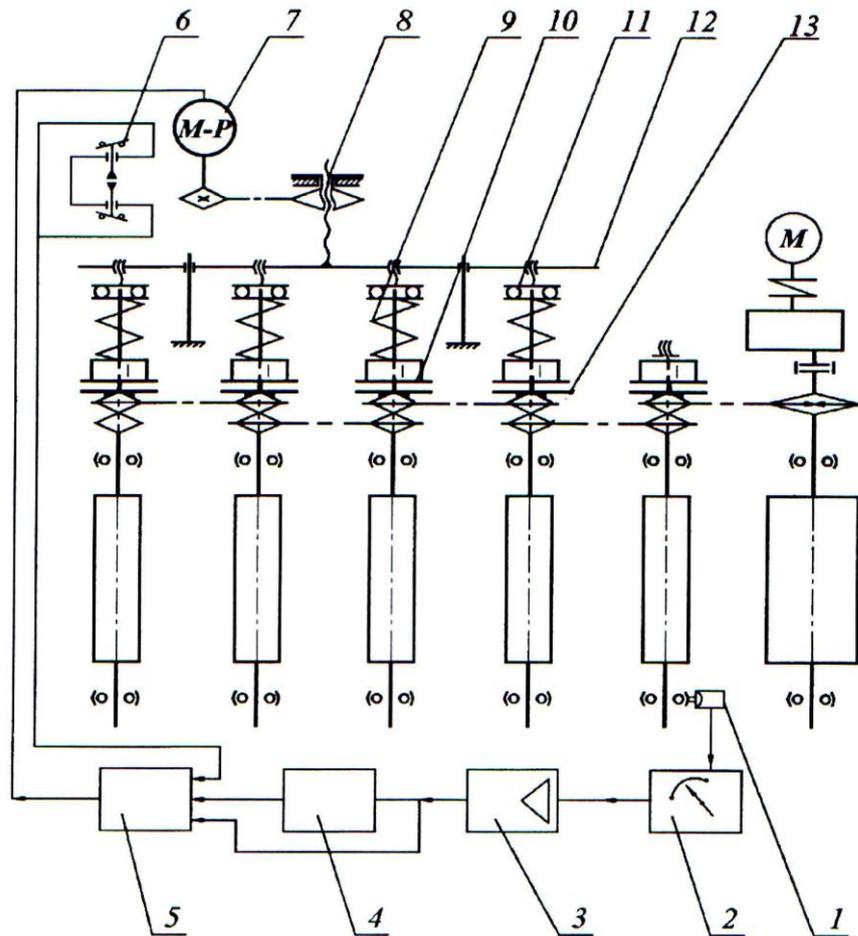


Рисунок 4.13– Автоматизированный привод роликов с электромеханической системой управления

Предельный диапазон изменения натяжения задается подвижными контактами ЭКМ. В первом варианте управление мотор-редуктором осуществляется машинистом. Выводы электроконтактного манометра соединены со световой (или звуко-световой) сигнализацией, на которую подается электрический сигнал при достижении предельного значения натяжения. Во втором варианте (автоматического управления) включение реверсивного серводвигателя (мотор-редуктор) 7 осуществляется от подачи ЭКМ сигнала на линию задержки 4 и коммутирующее устройство 5, 6, через один из каналов двухканального усилителя 3.

Данный фрикционный привод с электромеханической системой управления успешно прошел лабораторные испытания на промывной машине ВРБ-120. При скорости регулирования натяжения ткани на каждом приводном ролике 0,6 Н/с в

диапазоне скоростей ткани от 30 до 120 м/с и установочном натяжении на компенсаторе от 40 до 100 Н обеспечено устойчивое транспортирование ткани с заданным натяжением на четырех приводных роликах с отклонением $\pm (8-13)$ Н. Однако, основным недостатком системы является достаточно сложная конструкция. Необходимо проведение дополнительных комплексных исследований в условиях производства для окончательного решения о возможности использования такого привода.

Так же был разработан пневмофрикционный привод с системой прямого регулирования натяжения ткани, включающий соединенный с регулятором давления пневморегулятор с управляемым входом [57]. Подвижная опора приводного ролика (см. рис. 4.8), нагруженного натяжением ткани, осуществляет воздействие на пневморегулятор. Вес ролика и его подвижной опоры уравнивается или пружиной сжатия, или пневмокамерой, установленной под ней.

Пневмокомпенсатор задает натяжение на входе в зону транспортирования, а датчик натяжения и пневморегулятор – на выходе из этой зоны. В случае изменения натяжения на выходе изменяется давление сжатого воздуха, подаваемого в пневмокамеры фрикционных муфт приводных роликов, посредством нажима на шток пневморегулятора от поворота корпуса подвижной опоры относительно шарнирной оси. Например, при увеличении натяжения ткани и соответственно нагрузки на пневморегулятор повышается давление воздуха, подаваемого в пневмокамеры муфт, возрастает движущий момент на приводных роликах, что вызывает снижение натяжения до заданного уровня.

Принципиальная схема пневмофрикционного привода [58, 59] с системой автоматического (программного) управления натяжением ткани, разработанного в МТИ им. А.Н. Косыгина, представлена на рисунке 4.14. Электродвигатель постоянного тока 2 через редуктор 9 приводит в движение отжимные валы 1, которые, в свою очередь, через цепную передачу приводят во вращение тканетранспортирующие ролики 15. Движущий момент передается на каждый ролик вследствие скольжения ведущих фрикционных дисков, имеющих опережение относительно ведомых, установленных на направляющей шпонке шипа ролика 15.

Фрикционные многодисковые муфты, состоят из ведущей части 13, свободно установленной на шипе ролика и ведомой 12, смонтированной на шипе ролика на направляющей шпонке. Пневмокамера 10 из резинотканевого материала, через опорные диски 14 создает необходимое усилие прижима фрикционных дисков муфт. Электропневматический клапан 7 обеспечивает автоматическую подачу сжатого воздуха в пневмокамеру при пуске и сброс его в атмосферу при останове машины. Осуществлять ручное управление возможно через распределительный клапан 8.

Управление натяжением ткани основано на компенсации сопротивления движению ткани ΔT в зоне между приводными роликами посредством движущего момента на рубашке ролика. Для транспортирования ткани в зоне обработки с натяжением, равным заданному компенсатором на входе в машину (T_K), необходимо выполнения следующего условия: $P_{\Phi}/\Delta T \cong 1,0$.

По результатам проведенных исследований установлено, что регулированием давления воздуха в пневмокамерном исполнительном устройстве (при варьировании скорости и ширины ткани) управление натяжением ткани осуществляется с достаточной для практических целей точностью. Были рекомендованы два варианта системы автоматического управления (САУ) ПФП и натяжением ткани: наиболее простая в изготовлении и эксплуатации – на основе нелинейного преобразователя [52] и на базе ЭВМ – как наиболее универсальная и перспективная.

Достоинствами данной системы являются:

- возможность быстрой перенастройки при значительном изменении ширины ткани, а при наличии датчика ширины – выполнять эту операцию автоматически;

- при смене артикула обрабатываемой ткани, требующего другого натяжения, оператор также с пульта управления 3 вводит этот параметр в программу вычисления.

4.2 Концепция выбора тканетранспортирующей системы

Концепция выбора тканетранспортирующей системы зависит от параметров и конструкции оборудования, особенностей обработки ткани, обеспечения требований заданной точности натяжения, а также ассортиментом обрабатываемых тканей. Рассмотрим структурную схему тканетранспортирующей системы, которая представлена на рисунке 4.15, применительно к роликовой машине для жидкостной обработки тканей. На входе ткани 10 в зону технологической обработки компенсатор 5 задает начальное натяжение T_K . Электропривод посредством кинематической передачи 2 к ведущим звеньям 3 , сообщает движущий момент M тканетранспортирующим органам 4 , которые передают движущие усилие P на ткань.

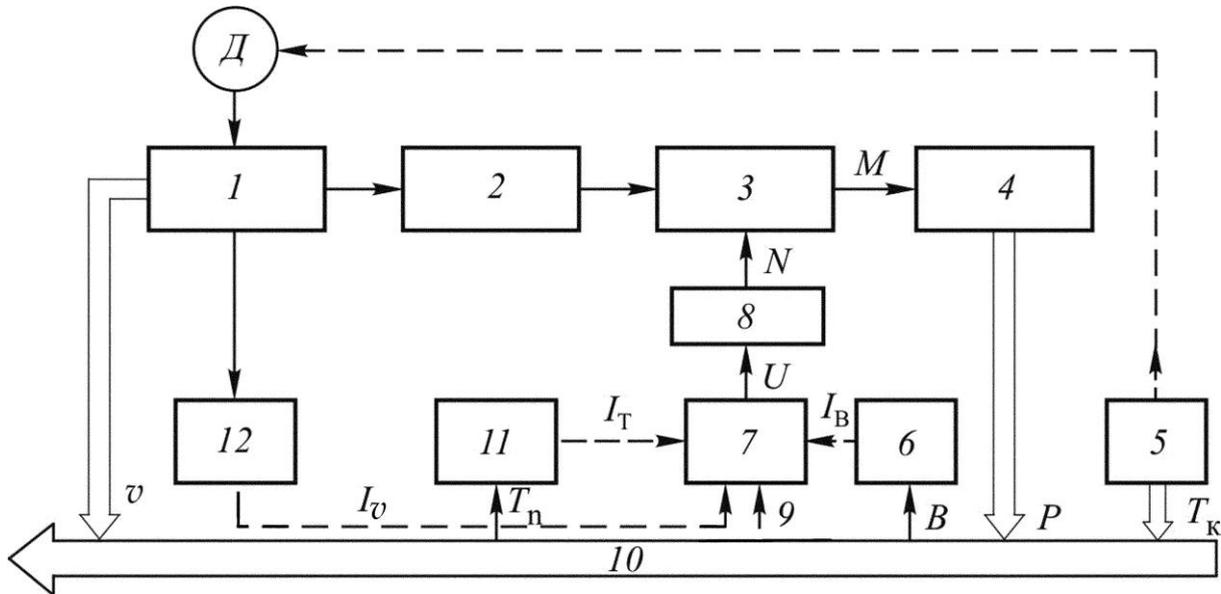


Рисунок 4.15– Структурная схема управляемой тканетранспортирующей системы

Тканетранспортирующие системы (ТС) можно разделить исходя из способов управления и требований к точности поддержания необходимого натяжения ткани. Ручное дистанционное управление исполнительным устройством 8 целесообразно применять при низком уровне требований к точности поддержания заданного натяжения, с отклонением $\pm 0,35 T_K$, в оборудовании, работающем в диапазоне небольших скоростей ($v \leq 1$ м/с) для обработки тканей с высокой по-

верхностной плотностью. Выходной сигнал U при внешнем входном воздействии 9 формирует управляющее звено 7, в случае пневматической системы управления, звеном 7 является регулятор давления (см. рисунок 4.10). Управляющее воздействие исполнительного устройства 8 – усилие прижима N фрикционных дисков ведущих звеньев 3. Достоинство данной системы управления ТС – простота её конструкции. Однако, негативной стороной применения рассматриваемой системы, является то, что при отсутствии средств контроля скорости, натяжения и ширины ткани точность поддержания заданного натяжения будет во многом зависеть от квалификации и подготовки обслуживающего персонала.

При оснащении оборудования датчиками скорости 12 и ширины ткани 6 (с измерительными устройствами) можно существенно повысить точность поддержания заданного натяжения. Такая ТС может обеспечить поддержание заданного натяжения с отклонением не превышающим $\pm 0,25 T_k$ в оборудовании, работающему в диапазоне скоростей ткани до 1,5 м/с, и натяжении на входе T_k от 60 до 100 Н. Регулирование входного воздействие 9 на управляющее звено 7 осуществляется вручную с пульта управления по настроечной диаграмме, построенной исходя из условий стабилизации натяжения. При отклонении ширины всего ассортимента обрабатываемых тканей от 0,1 до 0,15 м достаточно иметь только датчик скорости.

Более точное поддержание заданного натяжения ткани обеспечивается применением датчиков-преобразователей 12 и 6 с выходным электрическим сигналом. Электрические сигналы I_v , I_B поступают в программируемую управляющую систему 7, на выходе которой формируется управляющий сигнал U . При ограниченной вариации ширины обрабатываемых тканей, менее 0,15 м, достаточно лишь датчика-преобразователя скорости ткани 12.

Применение такой ТС позволяет обеспечить транспортирование ткани даже в диапазоне высоких скоростей от 1,5 до 2 м/с и вариации ширины полотна от 0,1 до 0,2 м с отклонением не более $\pm (10...20) \%$ от заданного.

Методика расчета точности поддержания заданного натяжения при применении ПФП с рассмотренными системами управления изложена в разделе 5. Отклонение натяжения оценивается отношением среднего арифметического значения натяжения сбегających ветвей ткани со всех приводных роликов \bar{T}_{1n} к заданному компенсатором T_k . Данный расчет позволяет сделать оценку точности еще на стадии проектирования ТС.

В МТИ им. А.Н.Косыгина были предложены два варианта программируемой управляющей системы:

- с нелинейным преобразователем электрического входного сигнала плюс электропневматический преобразователь;
- с микропроцессорной техникой на базе микро-ЭВМ [60].

Необходимая параметрическая надежность рассмотренной косвенной системы управления натяжения ткани (по скорости и ширине) возможна только при качественной сборке и хорошем рабочем состоянии подшипниковых опор всех направляющих роликов и компенсатора, поскольку некачественная сборка и нарушение нормальной работы подшипниковых опор являются частой причиной неэффективного функционирования ТС. Отметим, что статический момент сопротивления вращению направляющего ролика в подшипниковых опорах по техническим нормам не должен превышать 0,15...0,2 Н·м.

Применение стационарно-переносного измерителя, созданного в процессе выполнения настоящей работы (см. рисунок 2.11) или оснащение каждой машины стационарным датчиком натяжения (см. рисунок 2.9, 2.10) должно обеспечивать повышение эффективности управления и точности поддержания заданного натяжения. Объективный контроль натяжения ткани позволит получать информацию не только о работе привода и системы управления, но и о состоянии подшипниковых опор направляющих роликов.

Замкнутая система прямого регулирования по основному параметру – натяжению ткани – предполагает установку в каждой машине датчика-преобразователя натяжения ткани 11 , который подает в индивидуальное управляющее уст-

ройство 7 непрерывный или дискретный управляющий сигнал I_T . Датчик - преобразователь натяжения для данной системы управления в комплекте с управляющим устройством должен быть эффективным и надежным в условиях эксплуатации в агрессивных условиях отделочного оборудования.

Достоинством данной системы управления ПФП и натяжением ткани при использовании её в поточных линиях является достаточная эффективность в технологическом плане, однако, существенным недостатком является сложность конструкции и высокая себестоимость; надежность этой системы будет ниже по сравнению с рассмотренными ранее системами косвенного управления.

На основе вышеизложенного следует отметить что при выборе тканетранспортирующей системы необходимо учитывать следующие основные требования:

- простота конструкции, невысокая себестоимость;
- достаточная точность поддержания заданного натяжения ткани;
- простота и удобство обслуживания;
- надежность привода и системы управления;
- возможность объективного контроля функционирования системы и натяжения ткани непосредственно в процессе работы оборудования;
- хорошая компоновка системы с выпускаемым или проектируемым технологическим оборудованием;
- доступность комплектующих элементов системы;
- возможность включения избранной системы в единую автоматическую систему управления технологическим процессом и оборудованием.

4.3 Предложенная конструкция автоматизированной тканетранспортирующей системы

Разработанная в результате настоящих исследований (в полном соответствии с вышеизложенными требованиями) тканетранспортирующая система (ТС) для промывных и пропиточных машин роликового типа изображена на рисунке

4.16 [42.2]. ТС включает электродвигатель постоянного тока 2, редуктор 9, отжимные валы 1, цепную передачу к тканетранспортирующим роликам 17 верхнего ряда, фрикционные многодисковые муфты скольжения, состоящие из ведущей части— блока звездочек 13 и ведущих фрикционных дисков, вращающихся совместно с блоком пяты 16 с ведомыми дисками, установленными на шипе ролика 19 на направляющей шпонке 12. Исполнительное пневматическое прижимное устройство состоит из резинотканевой пневмокамеры 10, размещенной в коробе 11 прямоугольного профиля с отверстиями диаметром D_1 в местах расположения опорных дисков 14 D_2 , штоки которых имеют регулируемое резьбовое соединение с осями шарикоподшипниковых опор, установленных в пяте 16, прижимающей фрикционные диски. Под подвижной опорой 17 одного из приводных роликов устанавливается измеритель натяжения ткани с гидравлическим датчиком 18, по показания которого осуществляется контроль натяжения ткани и настройка привода.

Движущий момент передается на каждый ролик в результате скольжения ведущих фрикционных дисков, соединенных со звездочками 13 и имеющих опережение относительно ведомых. Групповое регулирование усилия прижима фрикционных дисков, движущего момента на роликах и, таким образом, натяжения ткани осуществляется изменением давления воздуха p в пневмокамере 10 (всех машин одновременно), а в предлагаемой конструкции ТС также изменением заглубления h всех опорных дисков 14 в камеру и, соответственно, эффективной площади камеры. Последнее достигается изменением положения короба 11 и камеры 10 относительно опорных дисков путем регулирования резьбовых муфт 15, совмещенных с цепной передачей для одновременного и равного перемещения подвижных частей кронштейнов, на которых закреплен короб. Такое регулирование может осуществляться в процессе работы оборудования. Индивидуальное изменение h каждого опорного диска производится регулирование резьбового соединения его штока, ввернутого в ось подшипника опоры пяты 16. Автоматическая подача сжатого воздуха и сброс его в атмосферу при пуске и останове машины осуществляется электропневматическим клапаном 7, включенным в цепь управления электродвигателя. Ручное управление выполняется распределительным клапаном 8.

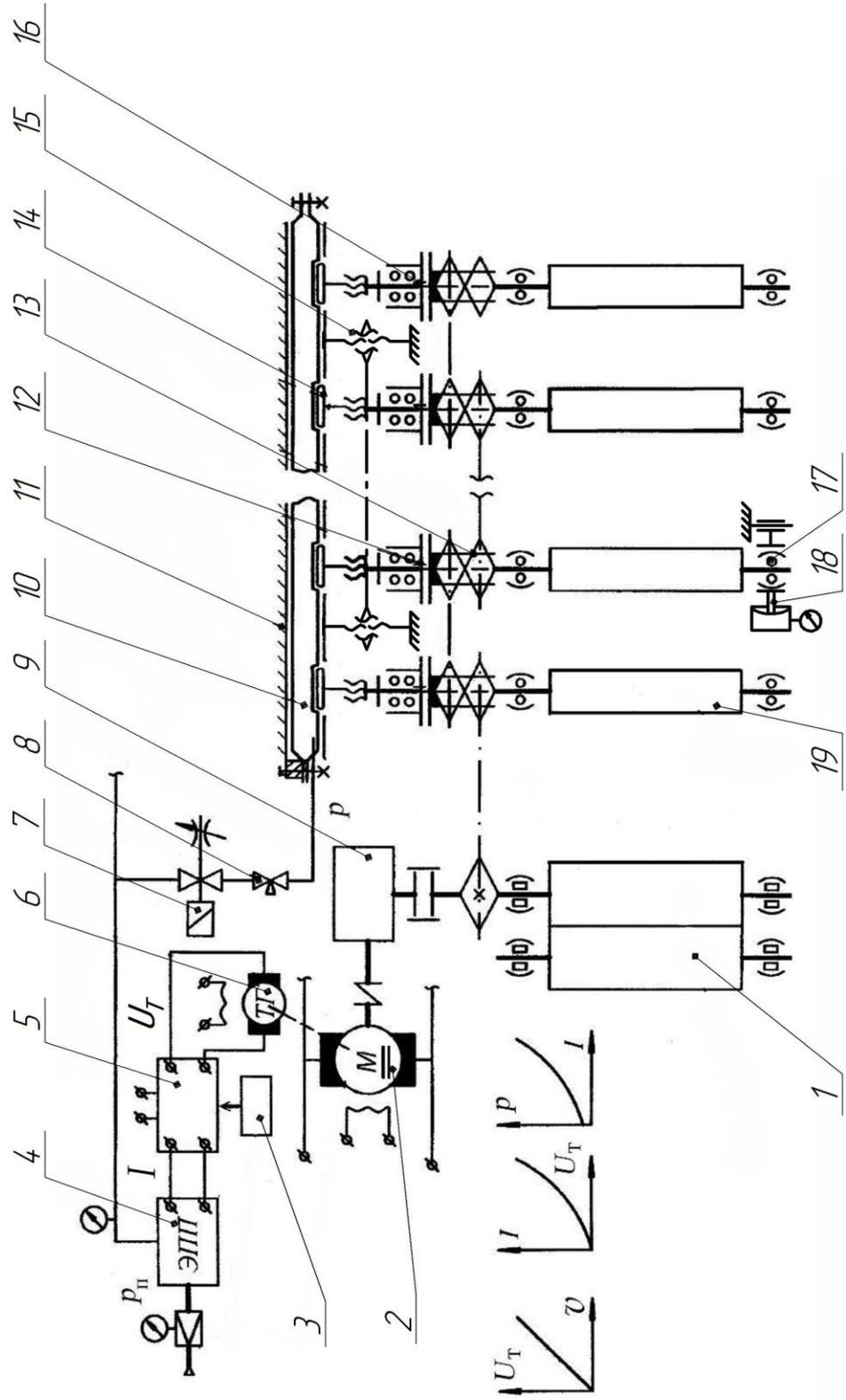


Рисунок 4.16 – Принципиальная схема предложенной автоматизированной транспортной системы

Управление натяжением ткани основано на принципе силовой компенсации сопротивления ΔP_{Π} движению ткани в каждой зоне движущим моментом (окружным усилием P) на рубашке приводного ролика, которые зависят от усилия прижима фрикционных дисков $N = f(p; h)$. Предусмотрены три способа управления давлением воздуха p в пневмокамере. Самый простой – дистанционное ручное управление давлением воздуха при помощи регулятора давления для каждой машины или группы агрегированных однотипных машин. Такой способ управления является предпочтительным для оборудования, обрабатывающего ткани с мало-подвижной структурой при скоростях $v \leq 1,2$ м/с и вариации ширины полотна $B \leq 0,3$ м.

Предложены два варианта системы автоматического (программного) управления пневмофрикционным приводом роликов и натяжением ткани. Наиболее простым техническим решением является применение нелинейного преобразователя (НП) на базе так называемых безопорных кусочно-линейных диодных преобразователей, реализующих заданный закон $p = f(v)$ путем кусочно-линейной аппроксимации. Для настройки НП с целью реализации такого закона используются регулировочные элементы – резисторы переменного сопротивления пульта управления 3. Информация о скорости ткани $U_T = f(v)$ поступает с тахогенератора 6, соединенного с электродвигателем 2, на нелинейный преобразователь. Выходной токовый сигнал I с последнего подается на электропневматический преобразователь 4, который устанавливает необходимое давление p в пневмокамерном исполнительном устройстве 10.

Второй вариант – это гибкая система управления с использованием цифровой вычислительной техники, в частности микропроцессорной системы управления (МСУ). Сигнал, пропорциональный скорости ткани, от тахогенератора поступает в МСУ 5, информация о ширине ткани вводится оператором через пульт управления 3 или от датчика ширины. В постоянной памяти управляющего устройства 5 хранятся все постоянные параметры ткани, машины, зоны обработки и пневмофрикционного привода. Управляющее устройство вычисляет по заданной программе величину требуемого давления и в виде напряжения управления через

преобразователь напряжение– ток подает сигнал на электропневматический преобразователь 4. Такая система является наиболее универсальной и перспективной, позволяет оперативно произвести перенастройку с учетом не только скорости и ширины ткани, но и других параметров объекта управления, влияющих на сопротивление движению ткани и её натяжение.

Многодисковая фрикционная муфта предложенной модульной конструкции изображена на рисунке 4.17.

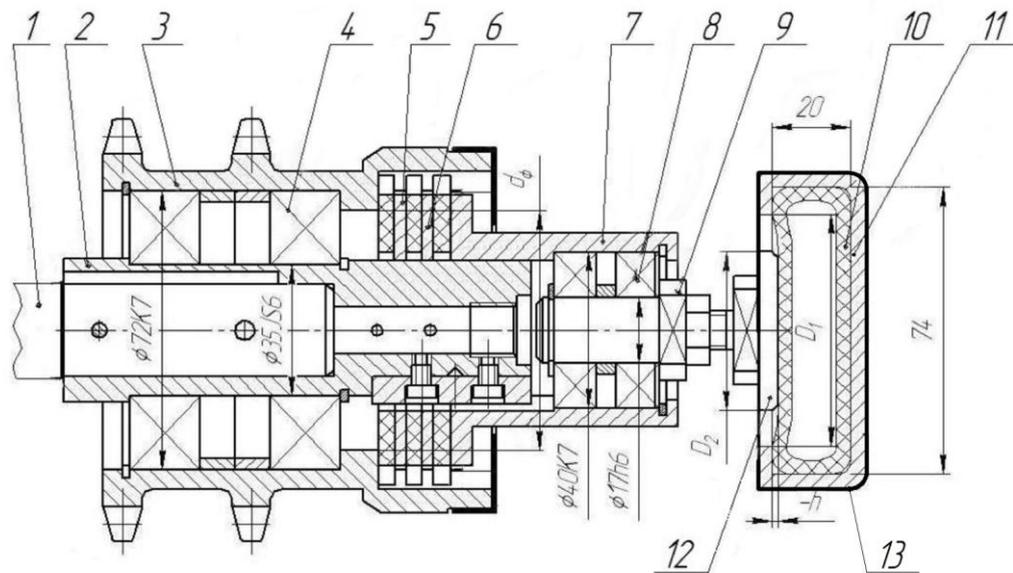


Рисунок 4.17 – Конструкция разработанной многодисковой фрикционной муфты модульного исполнения

Собирается данная муфта на монтажной втулке 2 и устанавливается на шпипе 1 приводного ролика. Ведущая часть– блок звездочек 3 смонтирован на радиальных шарикоподшипниках 4 и вращается вместе с ведущими дисками 6 с опережением по отношению к ведомым металлическим дискам 5 и пяте 7 (установленным на направляющей шпонке), передающим момент на ролик. Опорный диск 12, воспринимающий со стороны пневмокамеры 10 усилие прижима, имеет регулируемое резьбовое соединение с осью 9 шарикоподшипников 8, на которых установлена пята, прижимающая фрикционные диски. Рабочая зона фрикционных дисков закрыта легкоъемным полимерным чехлом. Ведомые металлические дис-

ки– шлифованные, изготовлены из стали 50, ведущие из композитных материалов, хорошо удерживающих смазку Литол- 24, что обеспечивает должную стабильность коэффициента трения и, соответственно, момента сил трения, высокую износостойкость поверхностей трения.

Особенностью предложенной конструкции является возможность увеличения количества пар фрикционных дисков Z для снижения усилия прижима и осевой нагрузки на шарикоподшипники муфты и ролика (оно может варьироваться исходя из конкретных условий применения и быть равным трем или пяти), что необходимо для ТС машин с увеличенной длиной заправки и большим сопротивлением движению ткани $\Delta P_{\text{П}}$. Изменен профиль ведомых металлических дисков 5 (для сравнения см. рисунок 4.11)– они выполнены без характерных выступов, поскольку в ранее разработанной конструкции они имели трение не только по торцевым поверхностям, но и по радиальным, что ухудшало точность настройки привода. Для предупреждения проворачивания и трения опорного диска 12 по пневмокамере 10, при отсутствии в ней избыточного давления, предложена установка фиксирующей скобы 13, изготовленной из высокоуглеродистой стали.

Применяемая пневмокамера из резинотканевого материала обладает высокой прочностью, долговечностью и герметичностью. Доступность исходной заготовки и простота конструкции позволяют изготавливать ее в условиях отделочных предприятий.

Перед установкой муфты на шип приводного ролика фрикционные диски 5, 6 и направляющую шпонку 13 необходимо покрывать тонким слоем смазки Литол-24. Зоны установки шарикоподшипников 4, 7 так же должны заполняться указанной смазкой на 2/3 объема полости. Сопротивление вращению звездочки в подшипниках 4 (с не прижатыми фрикционными дисками) не должно превышать 3 Н.

Выводы по главе

Анализ конструкций известных приводов тканетранспортирующих органов позволяет сделать вывод: приводы с регулируемым движущим моментом являются наиболее совершенными и перспективными, поскольку максимально отвечают

заданным требованиям по обеспечению устойчивого транспортирования тканей различного ассортимента в широком диапазоне скоростей от 0,5 до 2,0 м/с с технологически необходимым натяжением.

Установлено, что наиболее совершенными и перспективными являются приводы с дисковыми фрикционными муфтами и пневматическими прижимными устройствами камерного типа. Сформулированы основные требования, предъявляемые к приводам тканетранспортирующей системы (ТС), разработана концепция выбора оптимального варианта.

Разработанная в рамках настоящей работы автоматизированная тканетранспортирующая система с пневмофрикционным приводом, отвечает основным требованиям, предъявляемым к устройствам подобного назначения. Такая система является наиболее универсальной и перспективной, позволяет в ручном и, что особенно важно, в автоматическом режиме осуществлять транспортирование ткани с технологически необходимым и объективно контролируемым натяжением в широком диапазоне скоростей и других параметров ткани, в различном оборудовании для жидкостной обработки.

Предложенная конструкция ТС разработана специально для машин с увеличенной длиной заправки ткани, работающих с большими сопротивлениями движению ткани и движущими моментами на приводных роликах. Главное отличие от ранее разработанной муфты состоит в возможности варьирования числа пар фрикционных дисков (Z от 3 до 7), без изменения конструкции муфты, что достигается перемещением пневмокамерного прижимного устройства.

Применение регулируемых кронштейнов позволяет оперативно осуществлять групповое управление движущим моментом и натяжением ткани в процессе работы в любой из машин поточной линии.

Объективный контроль настройки и функционирования ТС, управление и контроль натяжения ткани в любой зоне обработки могут осуществляться благодаря применению разработанного стационарно-переносного измерителя натяжения ткани.

ГЛАВА 5

КОМПЛЕКСНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМОФРИКЦИОННОГО ПРИВОДА ТКАНЕТРАНСПОРТИРУЮЩЕЙ РОЛИКОВОЙ СИСТЕМЫ

В данной главе рассматриваются техника, методика и результаты экспериментальных исследований основных механических характеристик пневмофрикционного привода (ПФП): усилия прижима фрикционных дисков, создаваемые пневмокамерным прижимным устройством, и окружные усилия (движущие моменты), создаваемые дисковыми фрикционными муфтами и приводными тканетранспортирующими роликами. Проведены сравнительные аналитические исследования с целью оптимизации конструктивных параметров ПФП и определения закона управления тканетранспортирующей системой.

5.1 Экспериментальные исследования параметров пневмофрикционного привода

Определение механических характеристик пневмофрикционного привода (ПФП) осуществлялось на разработанном в МТИ им. А.Н. Косыгина специальном стенде [61], принципиальная схема и фотография которого представлены на рисунке 5.1 и 5.2 соответственно.

Направляющий ролик *15* установлен в радиальных сферических шарикоподшипниках, на его шипе смонтирована дисковая фрикционная муфта *12*. Привод муфты осуществляется от двигателя постоянного тока *2* через зубчатую передачу *3*, редуктор *4* и цепную передачу *1*. Прижим фрикционных дисков муфты осуществляется пневматическим устройством *6* камерного типа. Давление воздуха в пневмокамере устанавливалось при помощи регулятора давления *7*. Измерение давления осуществлялось посредством тензометрического датчика давления *8* манометрического типа, а визуальный контроль – по манометру *5*. Усилие прижима фрикционных дисков пневмокамерой, воспринимаемое опорным диском *9*, измеряли с помощью тензометрической втулки *10*, совмещенной со штоком, кото-

рый соединен с прижимными фрикционными дисками, установленными на направляющей шпонке шипа направляющего ролика 15.

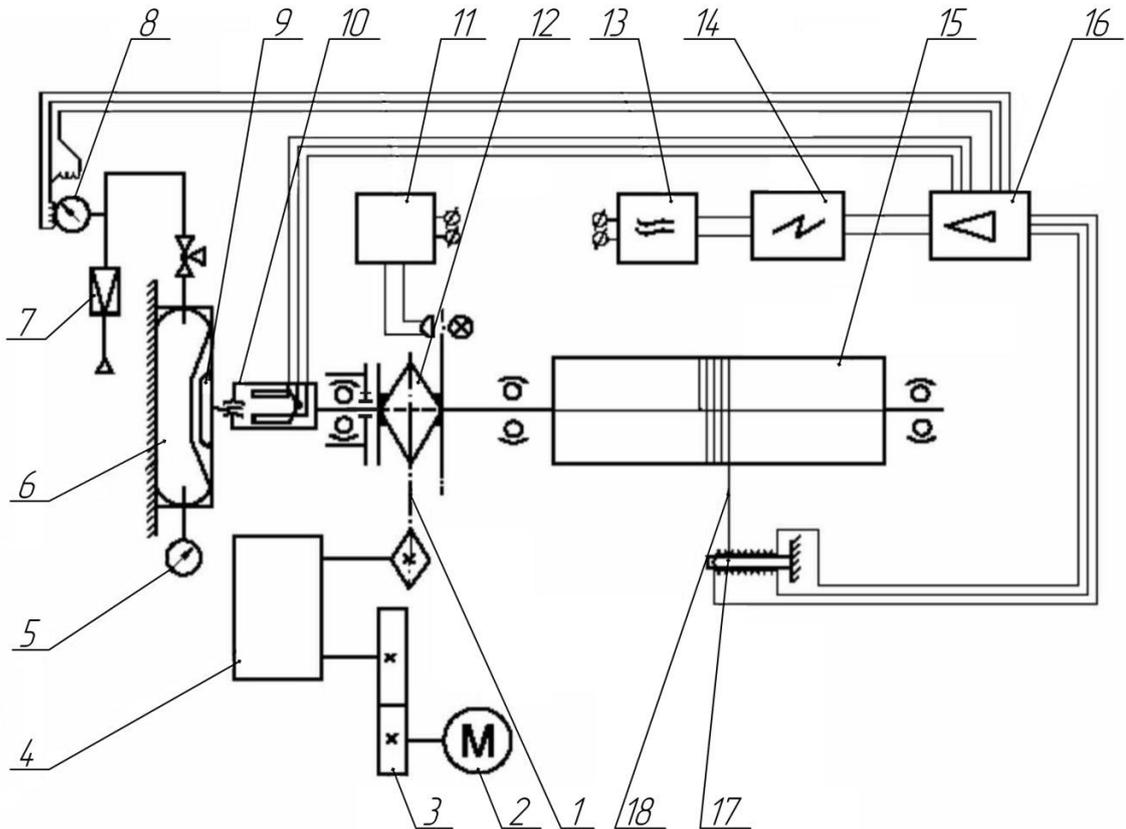


Рисунок 5.1– Принципиальная схема экспериментального стенда

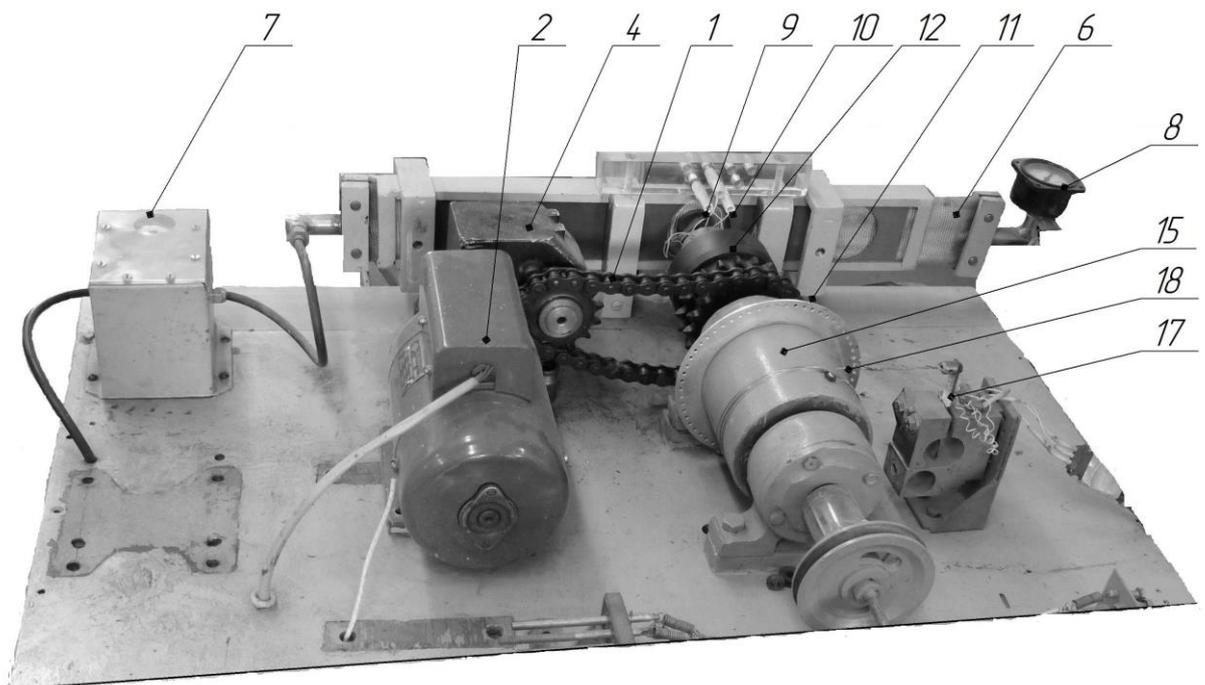


Рисунок 5.2– Экспериментальный стенд (фото)

Параметры ролика (уменьшенной номинальной ширины) и подшипниковых опор соответствуют параметрам типовых направляющих роликов промывных и пропиточных машин типа ВЦМ и ВЦП.

Тахометр 11 типа ЦАТ- 2М служит для определения частоты вращения звездочки и ведущих дисков муфты. Рубашка ролика 15 соединена посредством металлической струны 18 с тензодатчиком 17, позволяющим измерять движущий момент (окружное усилие) на ролике. Осциллограф 14 типа Н030А (в комплекте с усилителем 16 и блоком питания 13) применяется для регистрации исследуемых параметров: силы прижима N и окружного усилия P .

Для определения силы прижима, развиваемого устройством камерного типа, наиболее широкое применение получила следующая зависимость [62]

$$N = pF_{\text{Э}} = \frac{\pi \cdot p}{12} (D_{\text{К}}^2 + D_{\text{К}}D_{\text{Д}} + D_{\text{Д}}^2), \quad (5.1)$$

где p – давление воздуха в рабочей полости камеры;

$F_{\text{Э}}$ – эффективная площадь мембраны;

$D_{\text{К}}$ – диаметр отверстия в коробе, мм;

$D_{\text{Д}}$ – диаметр опорного диска, мм;

Приведенная формула является наиболее общей и не учитывает физико-механических свойств упругой мембраны и зависимость от её прогиба.

В выражении, представленном ниже [63], учитывается изменение усилия из-за прогиба упругой мембраны

$$N = \frac{\pi D_{\text{К}}^2}{4} p k_{\text{а}} \alpha_{\text{н}}, \quad (5.2)$$

где $k_{\text{а}}$ – коэффициент активности мембраны;

$\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент, учитывающий изменение активности мембраны при её прогибе из-за перемещения опорного диска.

Коэффициент $k_{\text{а}}$ возможно определить по следующей зависимости:

$(1 + \Theta + \Theta^2)/3$, где $\Theta = D_{\text{Д}}/D_{\text{К}}$, тогда как $\alpha_{\text{н}}$ – определяется только опытным путём для каждого конкретного случая. Приведенные выше формулы дают удовлетво-

рительное согласование с опытными данными только в случае , когда прогиб мембраны $h_m \rightarrow 0$.

Усилие прижима дисков в зависимости от прогиба камеры можно определить, используя зависимость И. Ликтана [64]:

$$N = \frac{\pi a D_K^2 p}{12} \left(1 - \frac{h \sqrt{b}}{\sqrt{(5a^2 + b) \delta_c^2 - 5a^2 h^2}} \right), \quad (5.3)$$

где $a = 1 + \Theta + \Theta^2$;

$$b = (1 - \Theta)(4 + 7\Theta + 4\Theta^2);$$

h – прогиб камеры (положительный прогиб камеры – от начального положения в направлении действия давления) в пределах от 2 до минус 6 мм;

δ_c – свободный прогиб камеры при определенном давлении, мм;

p – давление воздуха в камере, МПа.

В формуле (5.3) через параметр δ_c косвенно учитывается физико-механические и деформационные характеристики материала пневмокамеры. Для выявления возможности использования этой формулы применительно к предложенной конструкции пневмокамерного устройства необходимо установить зависимость $\delta_c = f(p)$.

Предложенное пневматическое устройство камерного типа, создающее усилие прижима, представлено на рисунке 5.3. Оно представляет собой прямоугольный короб 3 с отверстиями $D_K = 60^{+0,12}$ мм. В коробе расположена резинотканевая камера 4, изготовленная по ТУ 8193-001-46303527-2004, герметично заземленная по концам пластинами 2. Внутреннее сечение короба составляет 74×20 мм, внутренний диаметр камеры 51 мм. Подача сжатого воздуха осуществляется через штуцер 1, закреплённый в левом конце камеры. При избыточном давлении воздуха внутри камеры происходит деформация, и соответственно прогиб её в отверстиях короба.

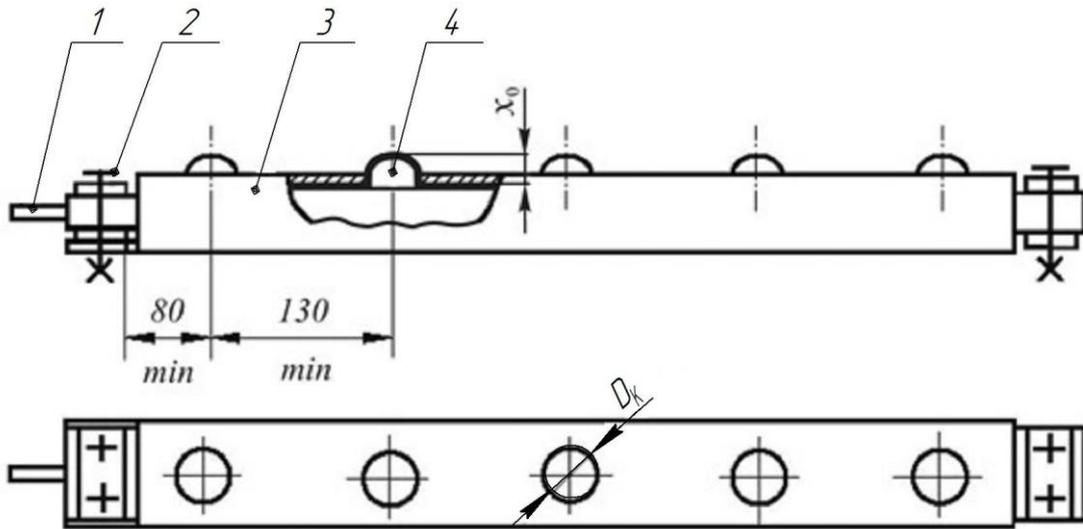


Рисунок 5.3– Пневмокамерное прижимное устройство

Для того чтобы установить зависимость $\delta_c = f(p)$ проводился следующий эксперимент. Давление воздуха в камере устанавливалось при помощи регулятора давления с манометром класса точности 2,5. Свободный прогиб δ_c находили как $(H+S)$, где $H = f(p)$ – прогиб камеры над поверхностью корпуса, $S = \text{const}$ – толщина верхней стенки корпуса. Измерение H проводились штангенрейсмасом ГОСТ 164-80.

Результаты измерения свободного прогиба камеры приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1

U	X_u	x_1	x_ϕ	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4	Y_5	\bar{Y}_u	$S_u^2 \{Y\}$	x_{1u}^2	$x_{1u} \bar{Y}_u$	$x_{1u}^2 \bar{Y}_u$	x_{1u}^4	Y_{Ru}	$(\bar{Y}_u - Y_{Ru})^2$
1	0,04	-2	1	7,35	7,60	7,45	7,55	7,30	7,45	0,016	4	-14,9	29,8	16	7,41	0,0016
2	0,07	-1	1	8,05	7,90	8,10	8,15	7,80	8,00	0,021	1	-8,0	8,0	1	7,98	0,0004
3	0,1	0	1	8,70	8,50	8,35	8,30	8,40	8,45	0,025	0	0	0	0	8,43	0,0004
4	0,13	1	1	8,85	8,80	8,95	8,50	8,65	8,75	0,031	1	8,75	8,75	1	8,76	0,0001
5	0,16	2	1	8,95	8,75	8,90	9,00	9,15	8,95	0,021	4	17,9	35,8	16	8,96	0,0001
Σ	0,5	0	5						41,6	0,114	10	3,75	82,35	34	41,55	0,0026

Свободный прогиб U определяется для пяти уровней давления воздуха X_u от 0,04 до 0,16 МПа с интервалом варьирования 0,03 МПа при пяти повторениях опытов ($m=5$). Полученные результаты измерений $Y_1...Y_5$ приведены в указанной таблице. По частным значениям Y_i находим среднюю арифметическую величину

\bar{Y}_u , затем выборочные дисперсии $S_u^2\{Y\}$. Обозначения в таблице 5.1: x_ϕ – фиктивный фактор; Y_{Ru} – расчетные значения выходного параметра.

Находим выборочные дисперсии

$$S_u^2\{Y\} = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (\bar{Y}_u - Y_{ui})^2 . \quad (5.4)$$

Для кодирования фактора необходимо найти значение его основного уровня

$$X_0 = \bar{X} = 0,5(X_{u \max} + X_{u \min}) \quad (5.5)$$

и интервала варьирования фактора:

$$I_X = \frac{X_{u \max} - X_{u \min}}{N - 1} = \frac{0,16 - 0,04}{5 - 1} = 0,03 , \quad (5.6)$$

где $N=5$ – число серий опытов.

Для получения однофакторной регрессивной модели необходимо найти кодированные значения фактора x_1 согласно методике, приведенной в [7]. Кодирование осуществляется по следующей формуле:

$$x_{1u} = \frac{1}{I_X} (X_u - X_0) , \quad (5.7)$$

где X_u – частное значение давления воздуха для каждой выборки.

Проверка тождественности неразделенных разностей второго порядка показала, что опытные данные могут быть представлены в виде математической модели второго порядка, которая при кодированных значениях фактора имеет вид

$$Y_R = b_0 + b_1 x_1 + b_{11} x_1^2 . \quad (5.8)$$

Используя известные зависимости [7, 65], находим значения коэффициентов регрессии b_0, b_1, b_{11} .

Результаты проверки коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента показывают что они все являются значимыми.

Подставив найденные значения коэффициентов регрессии в зависимость (5.8), получаем математическую модель в кодированных значениях x_1 .

Затем осуществляем переход от коэффициентов регрессии b_i при кодированных значениях x_1 к коэффициентам регрессии a_i при натуральных значениях фактора.

Подставив значения X_1 , получаем математическую модель для определения расчетных значений выходного параметра

$$Y_R = \delta_c = f(p) = 6,47 + 26,3p - 67p^2, \quad (5.9)$$

где p – давление воздуха в пневмокамере, от 0,04 до 0,16 МПа.

Адекватность полученной математической модели проверяем по критерию Фишера F_R :

$$F_R = \frac{S^2\{\bar{Y}\}}{S_{\text{HA}}^2\{Y\}} > 1, \quad (5.10)$$

где $S^2\{\bar{Y}\}$ – дисперсия среднего; $S_{\text{HA}}^2\{Y\}$ – дисперсия неадекватности.

$$S_{\text{HA}}^2\{Y\} = \frac{\sum_{u=1}^N \{Y_u - Y_{Ru}\}^2}{N - N_{\text{кр}}} = 0,0026/2 = 0,0013,$$

где $N_{\text{кр}}$ – число значимых коэффициентов регрессии.

$$\text{Тогда } F_R = \frac{0,0228}{0,0013} = 17,54.$$

По приложению 4 [7] находим табличное значение F_T :

$$F_T[P_d = 0,95; f_2\{S^2\{\bar{Y}\}\} = N(m - 1) = 20; f_1\{S_{\text{HA}}^2\{Y\}\} = N - N_{\text{кр}} = 2] = 19,45,$$

где f_1, f_2 – соответственно число степеней свободы меньшей и большей дисперсий.

Так как $F_R = 17,54 < F_T = 19,45$ – математическая модель адекватна.

Результаты обработки опытных данных графически приведены на рисунке 5.4.

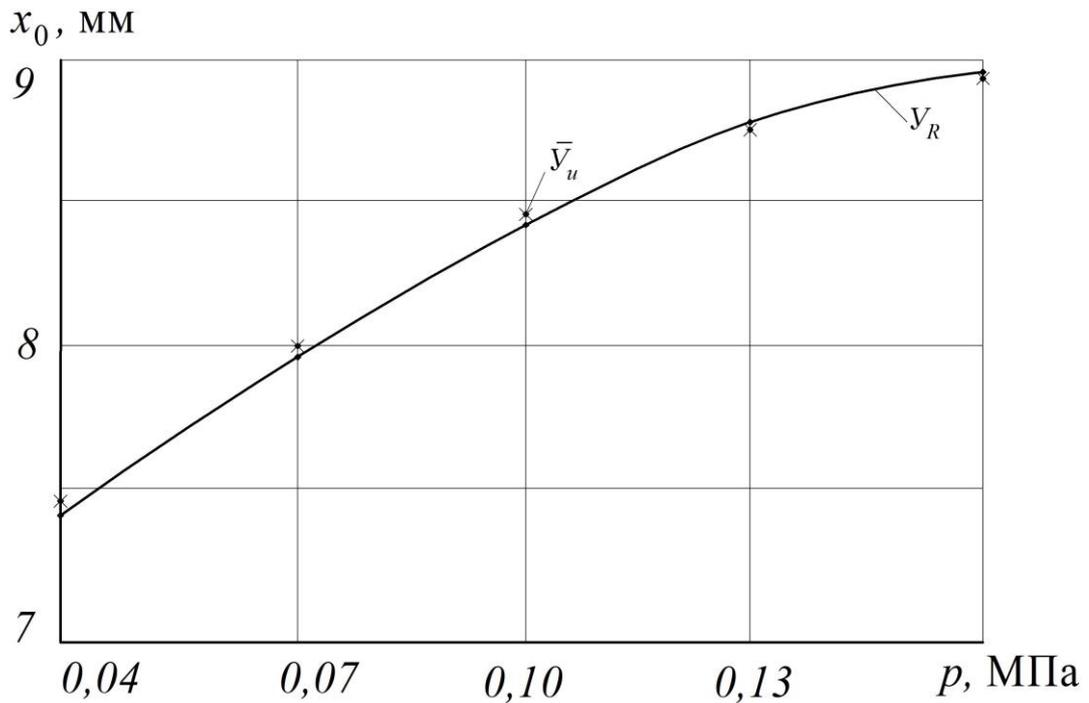


Рисунок 5.4– Зависимость свободного прогиба камеры в отверстиях короба от давления воздуха

Расчётные значения усилия прижима дисков по формуле (5.3) при диаметре отверстий в коробе $D_K=60$ мм и диаметре опорного диска $D_D=39$ мм, для значений δ_c согласно математической модели (5.9) представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.2

Давление воздуха в камере, p , МПа	Свободный прогиб, δ_c , мм	Усилие прижима дисков, N , Н при прогибе камеры, h , мм				
		-6	-4	-2	0	2
0,04	7,41	114,1	96,4	86,21	77,9	69,8
0,07	7,98	190,6	165,7	149,79	136,5	123,2
0,10	8,43	264,8	233,9	212,93	194,9	177,1
0,13	8,76	338,4	301,8	275,91	253,5	231,1
0,16	8,96	412,7	369,8	338,91	311,9	285,1

На втором этапе эксперимента проводили исследования усилия прижима фрикционных дисков N , создаваемого пневмокамерным прижимным устройством 6 (см. рисунок 5.1). Измерения проводились тензометрической втулкой 10,

совмещенной со штоком опорного диска 9, находящегося в контакте с пневмокамерным прижимным устройством 6. Опыты проводили по плану полного факторного эксперимента (ПФЭ), согласно методике, изложенной в [7], для двух попеременно варьируемых уровней факторов: p – давления воздуха в пневмокамере и h – прогиба пневмокамеры. Уровни этих факторов соответствовали значениям, приведенным в таблице 5.2

Результаты экспериментальных измерений усилия прижима дисков приведены в таблице 5.3.

Таблица 5.3

Давление воздуха в камере, p , МПа	N , Н, при прогибе камеры, h , мм				
	-6	-4	-2	0	2
0,04	110	90	80	75	70
0,07	185	160	140	125	110
0,10	270	230	190	175	150
0,13	330	290	260	230	210
0,16	410	370	330	305	275

В результате статистической обработки опытных данных получена эмпирическая зависимость для определения усилия прижима фрикционных дисков $N = f(p; h)$:

$$N = (19,2 - h)10^2 p - 4h. \quad (5.11)$$

Эта зависимость по сравнению с формулой И.Ликтана (5.3) значительно упрощает расчеты. Результаты расчетов по формуле (5.11) представлены в таблице 5.4.

Таблица 5.4

Давление воздуха в камере, p , МПа	N , Н				
	Прогиб камеры, h , мм				
	-6	-4	-2	0	2
0,04	124,8	108,8	92,8	76,8	60,8
0,07	200,4	178,4	156,4	134,4	112,4
0,10	276	248	220	192	164
0,13	351,6	317,6	283,6	249,6	215,6
0,16	427,2	387,2	347,2	307,2	267,2

Наиболее наглядное представление о экспериментальных и расчетных зависимостях $N = f(p; h)$ даёт рисунок 5.5. Сплошные линии соответствуют результатам расчета по эмпирической формуле (5.11), пунктирные линии – расчетным значениям, вычисленным по формуле И.Ликтана (5.3), с использованием результатов экспериментальных исследований $\delta_c = f(p)$, описываемых зависимостью (5.9).

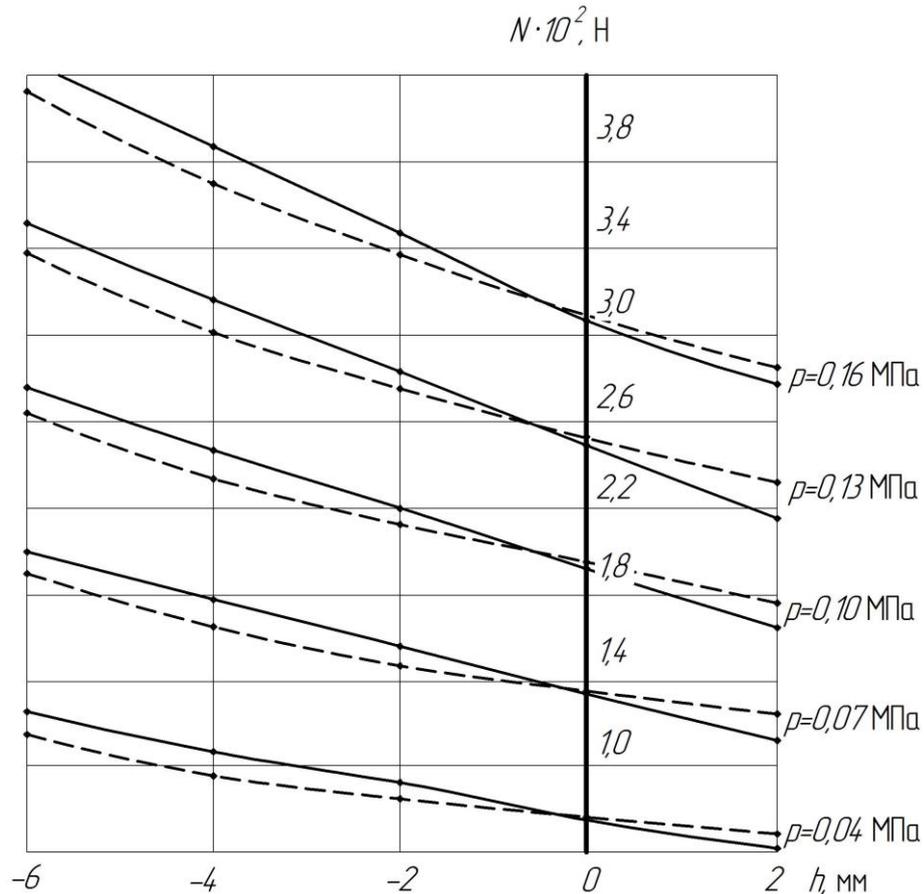


Рисунок 5.5– Зависимость усилия прижима от давления p при прогибе h для $D_{\text{д}}=39 \text{ мм}$, $D_{\text{к}}=60 \text{ мм}$

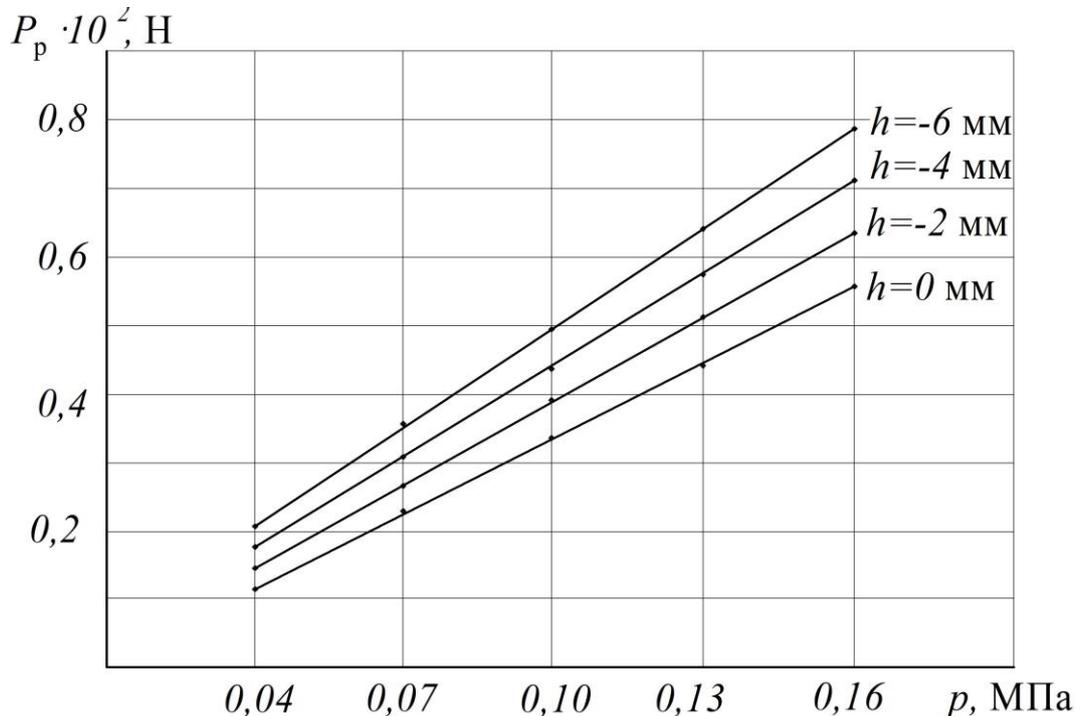
Сравнительный анализ расчетных и экспериментальных данных, показывает, что в диапазоне прогиба камеры от 2 до минус 3 мм расчетные значения выше эмпирических на 3...5 %, а при прогибе камеры от минус 4 до минус 6 мм также отмечается хорошее согласование результатов этих исследований. На основании этого можно сделать вывод, что формула И. Ликтана так же может быть применена для практических расчетов аналогичного объекта.

5.2 Исследование фрикционных муфт

Одновременно с исследованием силы прижима фрикционных дисков проводилось измерение окружного усилия и момента на рубашке ролика диаметром 105 мм при помощи тензометрического датчика 17. Результаты обработки опытных данных $P_p = f(p;h)$ приведены в таблице 5.5 и на рисунке 5.6.

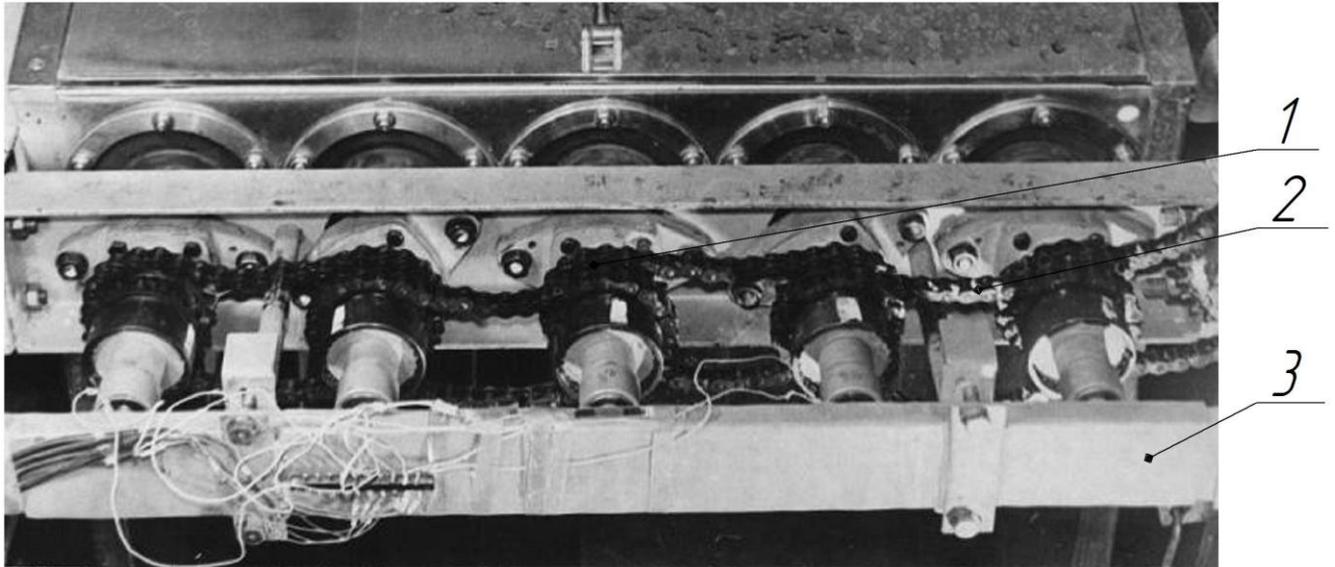
Таблица 5.5

Давление воздуха в ка- мере, p , МПа	P_p , Н, при $D= 105$ мм				
	Прогиб камеры, h , мм				
	-6	-4	-2	0	2
0,04	20,78	17,73	14,68	11,63	8,59
0,07	35,18	30,99	26,80	22,61	18,41
0,10	49,58	44,24	38,91	33,58	28,24
0,13	63,98	57,50	51,02	44,55	38,07
0,16	78,38	70,76	63,14	55,52	47,90

Рисунок 5.6 – Зависимость $P_p = f(p;h)$ при $D= 105$ мм

Усилие прижима фрикционных дисков и момент на роликах экспериментально исследовались для одной муфты на рассмотренном ранее стенде, а для

трёх муфт (первой, третьей и четвертой слева – направо) непосредственно на промывной роликовой машине ВЦМ -120, привод которой показан на рисунке 5.7.



1– фрикционная муфта; 2– цепная передача; 3– пневмокамерное прижимное устройство.

Рисунок 5.7– Пневмофрикционный привод тканетранспортирующих роликов

Установлено, что существует различие условий контакта опорных дисков с камерой и камеры с коробом, иными словами, меняется эффективная площадь камеры и, соответственно, усилие воздействующее на опорные диски и диски фрикционных муфт. Одной из причин этого может быть прогиб короба в средней зоне, т.е. между кронштейнами. Сравнение окружного усилия на рубашке первого и третьего ролика при одном и том же давлении воздуха в камере показывает, что окружное усилие на первом ролике больше и возрастает с увеличением p . При $h = -4$ мм и изменении давления от 0,04 до 0,13 МПа соотношение окружного усилия между первым и третьим роликом увеличивается с 1,05 до 1,09.

Для фрикционных дисков из текстолита ПТК – 1, работающих в контакте с дисками из стали 45 – проводилась серия испытаний [66] по изучению влияния давления в зоне контакта дисков q_y и скорости их скольжения v_c на коэффициент трения скольжения μ в режиме трения со смазкой Литол - 24.

Коэффициент трения скольжения, приведенный к среднему диаметру фрикционных дисков $\bar{d}_\phi = 6,0$ см, определяли расчетным путем согласно зависимости

$$\mu = \frac{2M}{q_y \cdot S \cdot Z \cdot \bar{d}_\phi}, \quad (5.12)$$

где q_y – удельное давление в зоне контакта дисков, кПа;

S – площадь неметаллических дисков – $18,8$ см²;

Z – количество пар поверхностей трения.

Результаты исследований $\mu = f(M, q_y, v_c)$ представлены в таблице 5.7.

Таблица 5.7

Материал диска	q_y , кПа	M , Н·см	при скорости скольжения v_c , м/с					$\bar{\mu}$
			0,04	0,09	0,15	0,21	0,27	
Текстолит ПТК-1	52	100	0,111	0,11	0,113	0,116	0,118	0,114
	104	197,8	0,11	0,11	0,11	0,114	0,115	0,112
	157	286,8	0,108	0,106	0,105	0,108	0,11	0,108
	204	367,3	0,102	0,103	0,104	0,104	0,106	0,104

Видно, что с увеличением давления в зоне контакта дисков (в указанном диапазоне) μ снижается на 7...10 %, а с ростом скорости скольжения возрастает на 4...6 %, отклонение средних значений $\bar{\mu}$ существенно меньше. В практических расчетах можно принимать $\bar{\mu} = 0,11$.

В рамках настоящей работы были изготовлены и испытаны на лабораторном стенде (рисунок 5.1) диски из антифрикционного композитного материала ДГ-2. Данный материал обладает высокой износостойкостью и характеризуется устойчивостью к агрессивным средам отделочного производства. Кроме того, диски из ДГ-2 можно получить методом прессования без последующей механической обработки, что значительно снижает трудоёмкость и стоимость их изготовления.

В исследованиях использовалась пневмофрикционная муфта с одной парой трения (диски из стали 45 и ДГ-2), работающей со смазкой Литол- 24. Экспериментальные исследования проводили после приработки фрикционных дисков в течение 200 ч. Режимы работы муфты: частота скольжения дисков n_c от 10 до 40

мин⁻¹ (интервал – 10 мин⁻¹), скорость скольжения по среднему диаметру диска от 0,04 до 0,27 м/с, давление воздуха в пневмокамере от 0,04 до 0,13 МПа. В процессе эксперимента регистрировались давление воздуха в пневмокамере p , сила прижима дисков N и окружное усилие на ролике P_p , а также n_c .

Коэффициент трения скольжения, приведенный к среднему диаметру фрикционных дисков, находим по следующей зависимости

$$\mu = \frac{P_p D}{N \cdot Z \cdot \bar{d}_\phi} \quad (5.13)$$

Результаты расчета коэффициента трения скольжения для дисков из композитного материала ДГ-2 представлены в таблице 5.8.

Таблица 5.8

Материал диска	p , МПа	P_p , Н	N , Н	μ
ДГ-2	0,04	6,94	112,32	0,123
	0,07	10,72	167,16	0,128
	0,10	14,5	222,00	0,130
	0,13	18,28	276,84	0,132

Установлено, что на увеличение μ оказывает влияние повышение скорости скольжения, давления в пневмокамере и силы прижима дисков. При увеличении давления с 0,04 до 0,13 МПа коэффициент трения скольжения повышается с 0,123 до 0,132, среднее значение составляет 0,128.

5.3 Выбор материалов и оптимальных параметров фрикционных дисков

Функциональная стабильность, надёжность и долговечность фрикционных муфт определяются прежде всего правильным выбором материалов и конструкций фрикционных дисков. При этом необходимо учитывать специфику условий работы муфт:

- режим непрерывного и продолжительного скольжения;
- вариация скорости скольжения в большом диапазоне;

– перепад температур, высокая влажность и агрессивность окружающей среды;

– изменение силы прижима и давления в зоне контакта фрикционных дисков в широких пределах.

Коэффициент трения скольжения фрикционных дисков μ должен быть достаточно стабильным во всем реальном диапазоне скоростей скольжения, давления, влажности и температуры в зоне их контакта. Желательно, чтобы вариация величины μ не превышала 10 %.

Необходимая стабильность моментной характеристики муфты и высокая износостойкость фрикционных дисков могут быть обеспечены на основе правильного выбора материалов и размеров дисков, подбора применяемой смазки (рекомендуется консистентная смазка Литол-24 ГОСТ 21150-87), скорости скольжения и давления в зоне контакта в реальном диапазоне вариации их в процессе работы оборудования.

Материалы фрикционных дисков должны отвечать следующим требованиям:

– для неметаллических дисков- хорошая способность впитывать и удерживать смазку, достаточная химическая стойкость;

– стабильные фрикционные характеристики в рабочем диапазоне скорости скольжения и удельного давления при работе со смазкой;

– высокая износостойкостью и способностью работать при температуре до 100 °С в режиме непрерывного скольжения;

– низкая себестоимость, легкообрабатываемость, доступность.

Анализ информации о материалах, применяемых для аналогичных конструкций, с учетом условия их эксплуатации и требований, изложенных выше, показывает, что целесообразно изготавливать неметаллические фрикционные диски из композитных полимерных материалов, которые отвечают всем перечисленным требованиям. Присущий им низкий модуль упругости, так же имеет положительное значение, так как способствует увеличению площади фактического контакта в паре со стальными дисками и снижению контактных напряжений.

Трение двух поверхностей с различной жесткостью создает оптимальные условия для их взаимодействия [67,68] и улучшает условия сохранения смазки в зоне контакта (вследствие сравнительно небольших давлений на площадках фактического контакта).

На основе анализа ранее полученных данных по фрикционным передачам [69], используемых в различных отраслях машиностроения, к применению рекомендуются следующие материалы: текстолит ПТК - 1 (2) с хлопчатобумажным тканевым наполнителем; композитный материал ДГ - 2 на основе фурановых смол; асбофрикционный материал НСФ- 4; полимерный материал БКХ - 1Б на каучуковом связующем.

Толщина дисков из неметаллических материалов выбирается исходя из условия достаточной прочности элементов, передающих момент: выступов, зубьев, пазов, с учетом обеспечения необходимого ресурса работоспособности их по причине износа. Оптимальный диапазон толщин дисков от 4 до 6 мм, торцевое биение не более 0,15 мм.

Рабочие поверхности неметаллических дисков могут иметь радиальные или кольцевые канавки. Радиальные канавки улучшают условия отвода тепла, вывода продуктов износа, конденсата и загрязнений из зоны трения, способствуют попаданию, удержанию и распределению смазки по всей поверхности контакта. Неметаллические диски не должны перекрывать полностью металлические. Уменьшение коэффициента перекрытия улучшает условия теплоотдачи, обеспечивает стабильный температурный и фрикционный режим работы муфты.

Металлические диски целесообразно изготавливать из углеродистой конструкционной стали с содержанием углерода не менее 0,45 %. Рабочие поверхности их должны иметь шероховатость $R_a \leq 1,25$ мкм. Толщина металлических дисков 2,5...3 мм. Торцевое биение не более 0,1 мм.

5.4 Определение закона управления пневмофрикционного привода тканетранспортирующей роликовой системы

Цель данного этапа исследования состоит в разработке алгоритма и методики расчета управляющего сигнала– давления воздуха в пневматическом прижимном устройстве на основе результатов проведенных ранее комплексных аналитических и экспериментальных исследования пневмофрикционного привода и его составных частей.

Исходя из параметров фрикционной муфты и необходимого для стабилизации заданного натяжения ткани движущего момента на приводном ролике, можно найти необходимую силу прижима фрикционных дисков, определяемую согласно следующей зависимости:

$$N = \frac{2M_{\Phi}}{\bar{d}_{\Phi}\mu ZK_{\Pi}}, \quad (5.14)$$

где M_{Φ} – момент, развиваемый фрикционной муфтой, Н·м ;

$$\bar{d}_{\Phi} = \frac{d_{\text{н}} + d_{\text{вн}}}{2} \text{ м} - \text{средний диаметр фрикционных дисков;}$$

$d_{\text{н}}$ – наружный диаметр фрикционных дисков;

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр фрикционных дисков;

μ – приведенный к \bar{d}_{Φ} коэффициент трения скольжения фрикционных дисков;

Z – число пар трения дисков муфты;

K_{Π} – поправочный коэффициент, учитывающий потери на трение в направляющих элементах фрикционных дисков. Коэффициент K_{Π} можно определить исходя из зависимости , предложенной профессором Добровольским В.А. [70]

$$N_Z = N(1 - 2f_1f_2)^{Z-1}, \quad (5.15)$$

где f_1, f_2 – коэффициенты трения в зоне контакта дисков и в их направляющих.

Для пары трения текстолит ПТК– сталь 45 со смазкой Литол-24 (ГОСТ 21150-87), УНИОЛ-2 (ГОСТ 23510-79) эти коэффициенты приблизительно равны 0,11 [17], подставив их значения в (5.13), находим для для $Z=1; 3; 5$ K_{Π} равен соответственно 1,00; 0,95 и 0,90.

Момент M_{ϕ} , развиваемой фрикционной муфтой

$$M_{\phi} = M_C + M_T, \quad (5.16)$$

где M_C – момент сопротивления вращению приводного ролика в подшипниковых опорах;

M_T – момент на рубашке ролика, передаваемый транспортируемой ткани.

Для полной компенсации сопротивления движению ткани между приводными роликами ΔP_{Π} и преодоления сопротивления вращению приводного ролика в его подшипниковых опорах, согласно [17]

$$M_{\phi} = 0,5D \left[\left(T_K (C^2 - 1) + C \Delta P_{\Pi} \right) \right], \quad (5.17)$$

где D – диаметр рубашки ролика;

T_K – натяжение ткани, создаваемое компенсатором на входе в машину;

C – коэффициент, зависящий от конструктивных параметров ролика;

ΔP_{Π} – полное сопротивление движению ткани в одной зоне (см. таблицу 3.7).

Находим коэффициент C по следующей зависимости [17]

$$C = \frac{(D + f_{ц} d)}{(D - f_{ц} d)}, \quad (5.18)$$

где $f_{ц}$ – приведенный к цапфам коэффициент трения подшипниковых опор роликов;

d – диаметр цапф ролика.

Для верхнего внешнего приводного ролика диаметром 130 мм, установленного в радиальных сферических шарикоподшипниках

$$C_1 = \frac{(0,130 + 0,03 \cdot 0,03)}{(0,130 - 0,03 \cdot 0,03)} = 1,0139$$

Расчетные значения необходимой силы прижима фрикционных дисков N и момента M_{ϕ} для стабилизации натяжения ткани согласно (5.14) и (5.17) (при скорости $v = 1,0$ м/с, направляющие ролики установлены в подшипниках скольжения $f_{ц} = 0,09$, а приводные, в подшипниках качения $f_{ц} = 0,03$, $\mu = 0,11$, $\bar{d}_{\phi} = 0,65$, $Z = 5$, $K_{\Pi} = 0,90$) представлены в таблице 5.9.

Таблица 5.9

Ширина ткани, B , м	N , Н	M_{Φ} , Н·м
0,8	100,27	1,61
0,9	106,54	1,71
1,0	113,13	1,82
1,1	119,40	1,92
1,2	125,99	2,02

Управление натяжением ткани основано на силовой компенсации технологического сопротивления движению ткани ΔP_{Π} в зоне между приводными роликами движущим моментом (окружным усилием P) на рубашке ролика. Для транспортирования ткани в зоне обработки с натяжением T_K на уровне, заданном компенсатором на входе в машину, необходимо, чтобы $P/\Delta P_{\Pi} \cong 1,0$. В этом случае натяжение ткани в точках сбегания с приводных роликов будет приблизительно равно T_K .

В результате предшествующих исследований (см. главу 3), определены основные составляющие сопротивления и полное сопротивление движению ткани ΔP_{Π} в одной зоне машины. Для широкого диапазона скоростей $v = 0,5 \dots 2,0$ м/с и ширины ткани $B = 0,8 \dots 1,2$ м, для базовой – номинальной ширины машины $B_H = 1,4$ м, диаметров перекатных направляющих роликов $D_1 = 0,13$ м, $D_2 = 0,095$ м, расстояния между рядами этих роликов соответственно $A_1 = 0,85$ м, $A_2 = 0,59$ м и уровней жидкости $H_1 = 0,25$ м, $H_2 = 0,12$ м, $\Delta P_{\Pi} = f(v; B)$ определяется по математической модели (3.34).

Окружное усилие находится по формуле $P = 2 M_{\Phi}/D$, где движущий момент M_{Φ} определяется согласно (5.17).

Усилие прижима фрикционных дисков N определяется зависимостью (5.14)

По результатам экспериментальных исследований получена зависимость (5.11) между давлением воздуха в пневмокамере исследуемой конструкции и усилием прижима фрикционных дисков, преобразовав (5.11) относительно давления воздуха, получим зависимость для расчета параметра управления пневмофрикционным приводом, разработанной тканетранспортирующей системы:

$$p = (N + 4h) / (19,2 - h) 10^2. \quad (5.19)$$

Расчет согласно полученной зависимости (5.19) (для $D_1=0,13$ м, $h=-4$ см, $f_{\text{н}}=0,09$, $\bar{d}_{\text{ф}}=0,065$ м, $\bar{\mu}=0,128$) в программе MATLAB приведен в приложении А, результаты расчета графически представлен на рисунках 5.8, 5.9 .

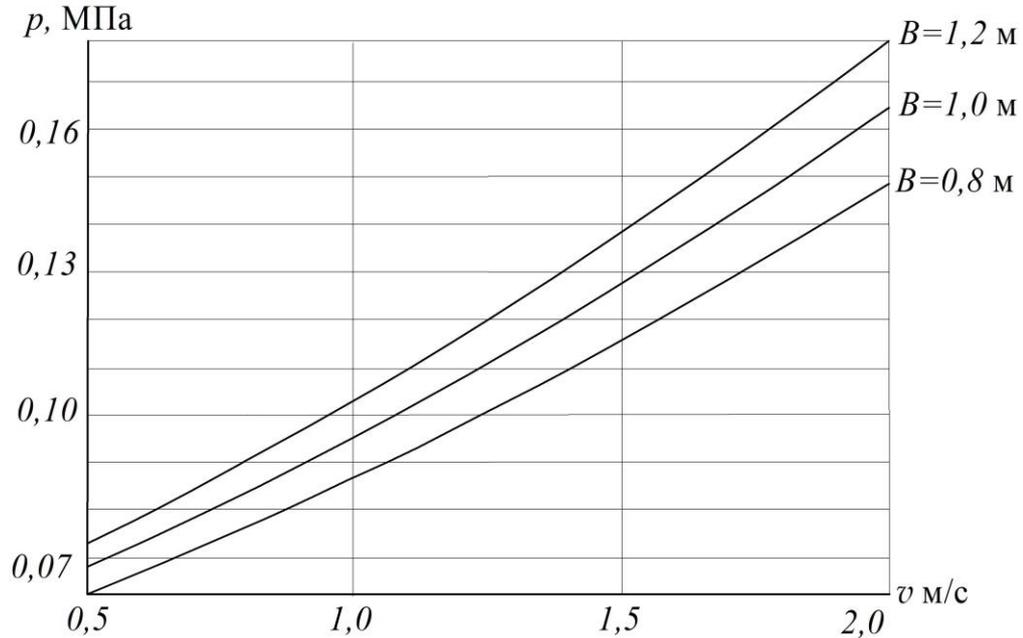


Рисунок 5.8– Диаграмма закона управления пневмофрикционным приводом тканетранспортирующей роликовой системы ($Z=3$; $K_{\text{П}}=0,95$)

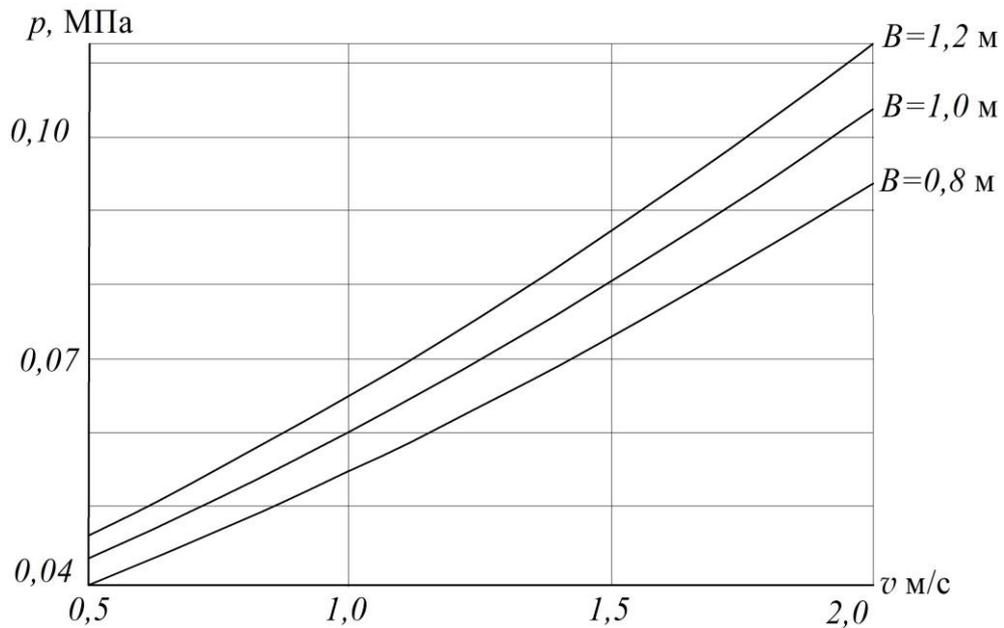


Рисунок 5.9– Диаграмма закона управления пневмофрикционным приводом тканетранспортирующей роликовой системы ($Z=5$; $K_{\text{П}}=0,90$)

С целью уменьшения осевой нагрузки на фрикционные диски, подшипниковые опоры приводных роликов и, соответственно снижению мощности, потреб-

ляемой приводом, для увеличения ресурса работы названных органов, целесообразно увеличить число пар фрикционных дисков до $Z=5$. В результате осевая нагрузка будет снижена почти на 70 %.

Выводы по главе

Полученные в результате экспериментальных исследований зависимости для расчета силовых характеристик пневмокамерного прижимного устройства и моментных характеристик дисковых фрикционных муфт подтвердили аналитические расчеты и правильность выбора конструктивных параметров ПФП. Рекомендации по выбору конструктивных параметров могут быть основой при проектировании и наладке в процессе эксплуатации аналогичных приводов тканетранспортирующих органов, аналогичных разработанному.

Опытные данные позволяют обосновано выбрать необходимый для конкретных условий и конструкции материал, определить предпочтительные силовые параметры фрикционного привода, установить оптимальные режимы работы, прогнозировать ресурс работы фрикционных дисков.

На основании произведенных комплексных аналитических и экспериментальных исследований разработан алгоритм и методика расчета управляющего сигнала— давления воздуха в пневмокамерном прижимном устройстве в функции основных варьируемых параметров ткани: скорости, ширины, плотности, а также с учетом параметров машины, ТС, зоны обработки, технологической среды.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполнения диссертационной работы разработана конструкция тканетранспортирующей системы с дистанционным и программным управлением пневмофрикционным приводом и натяжением ткани для промывных и пропиточных машин роликового типа, обеспечивающая перемещение ткани с технологически необходимым натяжением. Данная система без изменений конструкции может быть применена и в других отделочных машинах роликового типа: запарных, зрельниках, сушильных. Исследованы основные конструктивные и функциональные параметры предложенной многодисковой фрикционной муфты и исполнительного устройства пневмокамерного типа, разработана методика и проектирование этих устройств.

Научная новизна работы: Разработана система дистанционного, в том числе и автоматического, управления пневмофрикционным приводом и натяжением различных тканей, обеспечивающая транспортирование их с технологически необходимым и объективно контролируемым натяжением. Предложены два варианта системы программного управления пневмофрикционным приводом роликов и натяжением ткани: с применением нелинейного преобразователя на базе безопорных кусочно-линейных диодных преобразователей и гибкая система управления с использованием цифровой вычислительной техники, в частности микропроцессорной системы управления.

По результатам исследований **опубликованы:** 10 научных статей из которых 5 статей в журналах из перечня ВАК РФ, тезисы 5 докладов на различных международных и всероссийских научно-технических конференциях.

В ходе исследований:

– исследовано влияние натяжения ткани, как технологического фактора, на эффективность технологических процессов и качество ткани; установлена необходимость и целесообразность обработки ткани с технологически оптимальным натяжением;

– разработана методика расчета основных составляющих натяжения и самого натяжения ткани, возникающего при движении её в зоне жидкостной обработки, в широком диапазоне параметров ткани, технологической среды,

конструктивных и рабочих параметров промывной машины, получена математическая модель сопротивления движения ткани в зоне обработки;

– разработана, создана и комплексно исследована новая конструкция пневмофрикционного привода тканетранспортирующей роликовой системы; доказано ее преимущество по сравнению с известными аналогами;

– разработана методика расчета и проектирования пневмофрикционного привода, основных его частей и элементов;

– разработана и впервые создана конструкция стационарно-переносного измерителя натяжения ткани для роликовых тканетранспортирующих систем, позволяющая объективно контролировать его в процессе работы оборудования, осуществлять контролируемое управление приводом ТС;

– проведены аналитические исследования по определению ошибки измерения натяжения ткани разработанным устройством, показавшие возможность его применения в производственных условиях и исследовательских работах;

– проведены экспериментальные исследования созданного пневмофрикционного привода и его составных частей в режимах функционирования промывных машин роликового типа;

– на основе выполненных исследований получены математические модели пневмокамерного исполнительного устройства, фрикционного привода, разработана математическая модель управления приводом ТС с целью стабилизации заданного натяжения в широком диапазоне варьирования параметров ткани, технологического процесса и оборудования;

– на основе аналитических и экспериментальных исследований разработан алгоритм и методика расчета управляющего сигнала– давления воздуха в пневмокамерном устройстве в функции основных варьируемых параметров ткани: скорости, ширины, плотности, а также с учетом параметров машины, ПФП, зоны обработки, технологической среды;

– разработаны рекомендации по оптимизации конструктивных и функциональных параметров ПФП, его составных частей, по рациональному выбору материалов и конструктивных параметров фрикционных элементов привода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Производственные испытания оборудования для беления, крашения и промывки тканей [Текст]: Отчет о НИР: 152-67/ ВНИИЛТЕКМАШ; рук. Ильяшевич В.А.- М., 1967.-71с .

2 Процессы промывки тканей и методы их интенсификации [Текст]. / Под ред. д-ра техн. наук Б. С. Сажина и к.т.н. Ф. Л. Альтер-Песоцкого. -М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. 176 с

3 Попиков И. В., Самсонов В.С., Ковалева Л.Ф.. Влияние натяжения на процесс промывки ткани и ее деформацию [Текст]: Текстильная промышленность, 1987, № 12. - Библиогр.: с . 21-23.

4 Разработка, создание и внедрение системы контроля и регулирования натяжения ткани для линии ЛК-140-14 [Текст]: Отчет о НИР: 107-77 /МТИ; рук. Самсонов В.С.; исп. Кокуркин С.Н., -М., 1980.-68с. -ГР 0178073165

5 Создание и исследование пневмофрикционного привода и стационарного измерителя натяжения ткани на линии ЛК-140-14 [Текст]: Отчет о НИР: 107-77 / МТИ; рук. Самсонов В.С.; исп. Кокуркин С.Н., -М., 1979.-61с. -ГР 0178073165.

6 Оптимизация натяжения при промывке тканей в роликовых машинах [Текст]: Отчет о НИР: гос.бюдж.пробл. 2.9./МТИ; рук. Прошков А.Ф.; исп. Самсонов В.С., -М., 1988.-90с.-ГР 01860129472.

7 Севостьянов А.Г. Методы и средства исследования механико-технологических процессов текстильной промышленности [Текст]: Учебник для вузов./ - М: Легкая индустрия, 1980.- 392 с.

8 Сафонов В.В. Сорбция красителей на текстильных волокнах [Текст] / В. В. Сафонов, Н. Е. Чалая. - Москва : Моск. гос. текстильный университет, 2009. - 159 с.

9 Сравнительные производственные испытания промывных ванн агрегатов АО-120, ЛИК-120, АК-120, МП-110-4 [Текст]: Отчет о НИР: 17-3-65/ НИЭКМИ; рук. Княжеский Б.А., -Иваново, 1965.-82с.

10 Hartig W. Betrachtungen zur rationellen Mercerisation [Text]: Textil Praxis, 1965 №4.

11 Самсонов В.С. Натяжение ткани в машинах красильно-отделочного производства [Текст]: Машиностроение для текстильной промышленности.- ЦНИИТЭ Илегпищемаш,1970, №8.

12 Харахнин К.А. Экспериментальное исследование процесса транспортирования ткани на стригальной машине [Текст]: Изв. вузов. Технология текстильной промышленности., 1983, №4.

13 Сафонов В.В. Химическая технология и оборудование отделочного производства [Текст] : учебник / В. В. Сафонов. - Москва : МГТУ, 2012. - 397с.

14 Seen an Shirley [Text]: Man-Made Textiles, 1964, № 486.

15 Глазунов А.В. Совершенствование устройств стабилизации натяжения ткани в многовалковых машинах [Текст]: Дис. канд. техн. наук.- Иваново., 2007- 203 с.

16 Гурылев В.Н. Исследование влияния процессов заключительной отделки шерстяных тканей на их механические свойства [Текст]: дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук.-М.: МТИ, 1977.

17 Самсонов В.С. Расчет и конструирование тканетранспортирующих роликовых систем текстильных отделочных машин [Текст].– М.: РИО МГТУ, 2001.

18 Совершенствование конструкции, разработка методики расчета и проектирования фрикционного привода направляющих роликов промывной машины [Текст]: Отчет о НИР: 168-81/ МТИ; рук. Самсонов В.С.; исполн.: Чистяков Д.Н. и др.- М., 1982.- 116.- ГР 01830001713.

19 Патент 1079576. Устройство для измерения удельного натяжения ткани [Текст]: Харахнин К.А. Кулида Н.А.- Опубл. 15.03.1984

20 Разработка и испытания измерителя натяжения ткани [Текст]: Отчет о НИР: 59-63/ ЦНИИшелк; рук. Городисский Л.Г.- М., 1963.- 35с.

21 Самсонов В.С. Приборы для измерения натяжения ткани [Текст]: Реф. сб. Машиностроение для текстильной промышленности. ЦНИИТЭ Илегпищемаш, 1971, №5.

22 Плаксин С.А. Уменьшение усадки хлопчатобумажных тканей [Текст]: Научн.-иссл. труды ИвНИТИ. Т.ХХI, 1957.

23 Neuer Spannungsmesser der Mount Hope Machinery S.A. [Text]: Textilveredlung, 1966, №11.

24 Кацнельсон Г.Н. Экспериментальная установка для определения натяжения движущегося полотна [Текст]: Бумагоделательное машиностроение. Вып. X, 1962.

25 Самсонов В.С. Устройство для измерения продольного натяжения движущейся ткани [Текст]: Реф. сб. Машиностроение для текстильной промышленности. ЦИИТЭИлегпищемаш, 1970, №6.

26 Кожурин И.А. Оборудование трикотажно-отделочного производства [Текст]: Учеб. для сред. спец. учеб. заведений– 2-е изд., перераб. и доп. –М.: Легпромбытиздат, 1989. –336 с.

27 Парахина М.В., Самсонов В.С. Конструкция и исследование стационарно-переносного измерителя натяжения ткани [Текст]: Тезисы докладов Всероссийской научно-исследовательской конференции «Современные технологии и оборудование текстильной промышленности» (ТЕКСТИЛЬ 2011) – М.: ФГБОУ ВПО «МГТУ им. А.Н. Косыгина». 2011 г., с. 196.

28 Парахина М.В., Самсонов В.С. Стационарно-переносной измеритель продольного натяжения ткани в отделочном оборудовании [Текст]: Сб. научных трудов аспирантов. Вып.17. – М.: ФГБОУ ВПО «МГТУ им. А.Н. Косыгина» -2011, с. 122.

29 Парахина М.В., Самсонов В.С., Измерение натяжения ткани в отделочном оборудовании [Текст]: Известия вузов. Технология текстильной промышленности, 2012, № 1, с. 105-108.

30 Парахина М.В., Самсонов В.С. Исследование сопротивления движению ткани в промывной роликовой машине с увеличенной длиной заправки [Текст]: Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 2012, №6, с. 126-131.

31 Самсонов В.С. Типовые устройства текстильного отделочного оборудования [Текст].-М.: МГТУ. Международная программа образования, 2011. 154 с.

32 Разработка методики проектирования, создание и исследование фрикционного привода многороликовых машин [Текст]: Отчет о НИР: 36-22-

84/ МТИ; рук. Самсонов В.С.; исполн. Смирнова М.Г. и др.- М., 1984.-42с.- ГР 01850080456.

33 Самсонов В.С. Исследование натяжения ткани в промывной роликовой машине [Текст]: Дис. канд. техн. наук.- М.: МТИ им. А.Н. Косыгина, 1972.- 258 с.

34 Прандтль Л. Гидроаэромеханика [Текст].-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотичная динамика», 2000.-576с.

35 Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя [Текст].- Москва: Наука, 1974.-712 с.

36 Слезкин Н.А. Динамика вязкой несжимаемой жидкости [Текст].-М.: Техничко-теоретической литературы, 1955.-520с.

37 Парахина М.В., Самсонов В.С. Исследование воздействия натяжения на ткань в процессе жидкостной обработки в роликовой машине с увеличенной длиной заправки [Текст]: Химические волокна. 2013, №4 с 27-30.

38 M.V. Parakhina, V.S. Samsonov. [Text]: The Effect of Tension on a Fabric During its Liquid Treatment in a Roller-Equipped Machine with a Longer Feed// Fibre Chemistry 2013, Volume 45, Issue 3, pp 150-154.

39 Парахина М.В., Самсонов В.С. Исследование воздействия натяжения в зоне жидкостной обработки ткани на ее деформацию [Текст]: Тезисы докладов Всероссийской научно-технологической конференции «Современные технологии и оборудование текстильной промышленности» (Текстиль — 2012). М.: МГТУ им. А.Н. Косыгина, 2012. с. 172.

40 Тарарыкин, С. В. Разработка и исследование автоматической системы управления процессом транспортирования ткани в линиях заключительной отделки Текст.: Дис: канд. техн. наук: 05.02.13 / Тарарыкин Сергей Вячеславович. М., 1982.

41 Бельцов В.М. Оборудование текстильных отделочных предприятий [Текст]: Учеб. для вузов. 2-ое изд. –СПб, 2000, 568 с.

42 Самсонов В.С. Исследование натяжения ткани в зоне двухвальной транспортирующей системы [Текст]: Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 1997, №3.

- 43 Способ привода роликов, подающих ткань [Текст]. / Окамура Кията (Япония). Кл. нац. 111-91, МПК Д03 с, № 3985. Заявл. 13.02.53, опубл. 1955.
- 44 Исследование возможности применения моментных двигателей отечественного производства электропривода роликов сушильных машин [Текст]. / НИЭКМИ; Отчет о НИР:33-2-67. Иваново, 1967.
- 45 Проведение испытаний моментного двигателя МЭД- 10 [Текст]. /НИЭКМИ; Отчет о НИР:32-12-68. Иваново, 1968.
- 46 Махова Н.С. Игловорсовальные машины [Текст].-М.: ЦНИИТЭИ-легпищемаш, 1972.-36с
- 47 Разработка, создание и исследование привода направляющих роликов высокоскоростной промывной машины [Текст]: Отчет о НИР: 119-76/ МТИ; рук. Самсонов В.С.; исполн.: Кокуркин С.Н. - М., 1977.- 54с.
- 48 Изыскание принципиальных схем и разработка приводов тканетранспортирующих органов игловорсовальных и стригальных машин [Текст]: Отчет о НИР: 70-22-86/ МТИ; рук. Самсонов В.С.; исполн. Тарасов А.С. и др.- М., 1978.-82с.- ГР 01860106828.
- 49 Самсонов В.С. Исследование пневмофрикционного привода тканетранспортирующей системы промывной роликковой машины [Текст]: Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 1994, №1с 84-88.
- 50 А.с. 1117355. Устройство для транспортирования гибкого полотна. [Текст]: В.С. Самсонов, Д.Н. Чистяков. -Опубл. 1984. Бюл. №37.
- 51 Стендовые и производственные испытания пневмофрикционного привода роликковых машин [Текст]: Отчет о НИР: 36-22-85/ МТИ; рук. Самсонов В.С.; исполн.: Чистяков Д.Н. и др.- М., 1986.- 47с.- ГР 01860107815.
- 52 Марголин Ю.Я., Сарбатова Н.И. Системы автоматического регулирования натяжения кордных тканей [Текст].-М.: Машиностроение, 1977.
- 53 Глазунов В.Ф., Прокушев С.В. [Текст]: Автоматизация оборудования для непрерывной обработки текстильных материалов / Иванов. гос. энерг. ун-т. - Иваново, 2002. - 348 с.
- 54 Патент № 2350704. Устройство привода тканенаправляющих роликов промывных машин отделочного текстильного производства [Текст]:

Краснов Александр Алексеевич, Еловский Василий Сергеевич.- Оpubл.
27.03.2009

55 Патент № 2351700 - Устройство для привода тканенаправляющих роликов текстильных отделочных машин [Текст]: Краснов Александр Алексеевич, Еловский Василий Сергеевич.- Оpubл. 10.04.2009

56 Разработка и исследование электромеханической системы управления приводом направляющих роликов промывной машины [Текст]: Отчет о НИР: Ш.02.02/ МТИ; рук. Самсонов В.С.; исполн.: Козлов М.Н. и др.- М., 1979.- 20с.

57 А.с. 878835. Устройство для регулирования натяжения текстильного полотна в отделочной машине [Текст]: /И.Б. Лебедев. - Оpubл. 1981. Бюл. №41.

58 Монтаж, наладка, стендовые и производственные испытания пневмофрикционного привода с программным управлением [Текст]: Отчет о НИР: 36-22-86/ МТИ; рук. Самсонов В.С.; исполн.: Судник В.Н. и др.- М., 1988.- 48с.- ГР 01860107815.

59 Самсонов В.С. Пневмофрикционный привод тканетранспортирующих роликов с автоматическим управлением [Текст]: Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 2001, №1.

60 Разработка теоретических основ построения, проектирование и создание экспериментального образца системы автоматического управления транспортированием тканей в текстильных отделочных машинах [Текст] : Отчет о НИР: 91-507-22к / МГТА; рук. Самсонов В.С.; исполн.: Ермолаев Ю.А.- М., 1994.- 48с.- ГР 01950005524.

61 Конькова Ю.В., Парахина М.В., Самсонов В.С. Автоматизированная тканетранспортирующая система промывных роликовых машин с увеличенной длиной заправки [Текст]: Химические волокна. 2015, №1 с 27-30.

62 Герц Е.В., Крейнин Г.В. Теория и расчет силовых пневматических устройств. [Текст]: -М.: Издательство АН СССР, 1960.

63 Герц Е.В. Пневматические приводы. [Текст]: - М.: Машиностроение, 1969.

64 Герц Е.В., Зенченко В.П., Крейнин Г.В. Проектирование пневматических систем в машиностроении [Текст]: Вестник машиностроения. 1966, №1.

65 Виноградов Ю.С. Математическая статистика и ее применение в текстильной и швейной промышленности [Текст]. -М.: Легкая индустрия, 1970. - 312 с.

66 Лебедев И.Б., Самсонов В.С. Исследование характеристик фрикционных муфт привода роликов промывных и пропиточных машин [Текст]: Экспресс-информация. Оборудование для красильно-отделочного производства. Вып.8. -М.: ЦНИИТЭИлегпищемаш, 1984.

67 Полимеры в узлах трения машин и приборов [Текст]: Справочник/Е.В. Зиновьев, А.В. Чичинадзе.-М.: Машиностроение, 1980.

68 Браутман Л., Крок Р., Чамис К. (ред.) Композиционные материалы. [Текст]: Том 7. Анализ и проектирование конструкций/Перевод с английского В.В. Васильева под редакцией Ю.М. Тарнопольского.- М.: Машиностроение, 1978. — 300 с.

69 Колчин Н.И. Механика машин [Текст]: Т2.Кинетостатика и динамика машин. Трение в машинах/Колчин Н.И.-Л.: Машиностроение, 1972.-455с

70 Добровольский В.А. и др. Детали машин [Текст]. -М.: Машгиз, 1972.-504 с.

Приложение А
(обязательное)

**Расчет закона управления пневмофрикционного привода
тканетранспортирующей роликовой системы в программе MATLAB**

```

clearall
%исходные параметры
v=0.5:0.01:2.0; %(0.5, 1.0, 1.5, 2.0)
B=0.8:0.2:1.2; %(0.8, 1.0, 1.2)

D=0.130; %(0.130, 0.095)
Tk=60;
fc=0.09; %(0.09, 0.03)
d=0.03;
df=0.065;
mu=0.128;
Z=3; %(3, 5);
K=0.95; %(0.95, 0.9)
h=0; %(0, -0.002, -0.004, -0.006)

m=0.5; %0.5+-0.02
%ФОРМУЛЫ
for i=1:1:numel(v)
    for j=1:1:numel(B)
        delta_P=(10.2+13.6*v(i)+3.2*v(i)^2)*B(j)^m;
        C=(D+fc*d)/(D-fc*d);
        Mf=0.5*D*(Tk*(C^2-1)+C*delta_P);
        P=2*Mf/D;
        N=2*Mf/(df*mu*Z*K);

        p(i,j)=(N+4*h)/((19.2-h)*10^2);
        P_na_deltaP(i,j)=P/delta_P;
    end
end

%{
%график давления
for g_j=1:1:numel(B)
    plot(v,p(:,g_j),'k','LineWidth',2)
    notationstring=['\leftarrow ', 'B=', num2str(B(g_j))];
}

```

```

text(v(numel(v)),p(numel(v),g_j),notationstring,'HorizontalAlignment','left')
axis tight
hold on
grid on
end
xlabel('v, m/s')
ylabel('p, МПа')
%}

%%{
%график отношения
for g_j=1:1:numel(B)
    plot(v,P_na_deltaP(:,g_j),'k','LineWidth',2)
    notationstring=['\leftarrow ','B=',num2str(B(g_j))];
    text(v(numel(v)),P_na_deltaP(numel(v),g_j),notationstring,'HorizontalAlignmen
t','left')
    axis tight
    hold on
    grid on
end
xlabel('v, m/s')
ylabel('P/deltaP')
%}

```