

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ТЕКСТИЛЬНОЙ И ЛЕГКОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

УДК 677.052.05.02

АЛЛАМОВ МИРАЛАМ.

«Разработка прибора для исследования поля силтрения вытяжных
приборов прядельных машин».

Специальность: 5А320310-« Технологические машины и оборудование
текстильной и легкой промышленности»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание академической
степени магистра

Научный руководитель:

Д.т.н., проф. Шукуров

.М.М. _____

« ___ » _____ 2015 г.

Ташкент-2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
ГЛАВА 1.	
Аналитические обзор.....	8
1.1.Критическая оценка состояния вопроса.....	8
1.3. Методика определения коэффициента постели для вытяжной пары.....	26
1.4. Прибор для измерения поля сил трения.....	29
ГЛАВА 2	
2.1.Исследование ремешковых пар и механизмов нагружения ремешков вытяжных приборов.....	33
2.2. Силовой анализ ремешковой пары вытяжного прибора.....	33
2.3. Анализ работы верхнего ремешка и валика.....	34
2.4.Анализ работы нижнего ремешка при откинутаом рычаге нагрузки.....	36
2.5.Анализ работы двух ремешковой пары с натяжителем нижнего ремешка.....	43
ГЛАВА 3.	
Исследование поля сил трения между ремешками на вытяжном приборе.....	45
3.1. Дифференциальные уравнения изгиба оси нажимного валика ровничных и прядильных машин	45
3. 2. Скольжение сопрягаемых пар вытяжных приборов.....	52
3.3.Механизм скольжения нажимных валиков и ремешков при деформации оси валиков.....	59
ГЛАВА 4.	
4.1Исследование поля сил трения и установка для проведения экспериментов.....	66
4.2.Экспериментальные исследования поля сил трения.	68
4.3. Порядок проведения экспериментов.....	70

4.4. Экспериментальные исследования усилия зажима мычки между парами ремешков вытяжного прибора.....	71
4.5. Прибор для измерения усилия вытягивания мычки в зоне вытяжки на вытяжном приборе.....	72
4.5.1. Порядок проведения замеров.....	74
4.5.2. Прибор для измерения усилия прижатия ремешка к поверхности мычки.....	76
ВЫВОДЫ.....	79
Список литературы.....	81
Приложение	84

ВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. В многопереходном предпрядильном производстве важное место занимает технологический процесс вытягивания в вытяжном приборе ленточных, ровничных и прядильных машин. Дефекты, вытяжного прибора коррелируют с неравноной входного продукта тем самым влияя на качество конечного продукта. Поэтому решение задач, направленных на повышение технического состояния и совершенствование механизмов и устройств, осуществляющих процессы вытягивания, постоянно растет, особенно при тенденции к увеличению скоростных режимов машин.

В диссертации в качестве объекта исследований выбран вытяжной прибор прядильной машины, поскольку его конструкция и условия эксплуатации позволяют выделить общие проблемы проектирования валичных вытяжных механизмов.

В многочисленных исследовательских работах, которые посвящены вытяжным приборам, и, в частности анализу динамики вытяжных пар, вопросы динамики в основном рассматривались на базе линейных математических моделей в предположении постоянства скоростей вращения цилиндра и валика. В то же время недостаточно внимания уделялось вопросам выбора и обоснования динамических моделей, изучению влияния различных факторов (нелинейности упругих параметров, зазоров, точности изготовления и т. п.) на динамику вытяжных пар и оценке влияния динамических характеристик вытяжных пар на процесс вытягивания.

В связи с этим в настоящей работе ставилась задача проведения уточненного анализа динамики вытяжных пар прядильных машин с использованием различных динамических моделей и при различных формах учета упругих свойств системы. Данная задача является актуальной для текстильной промышленности, а ее решение способствует повышению научного уровня проектных и конструкторских работ за счет более полного учета характеристик динамического взаимодействия вытяжных валиков с цилиндрами и с перерабатываемым продуктом. Важной частью диссертации

является анализ влияния динамических характеристик вытяжного прибора на качественные показатели его работы и разработка соответствующего программного обеспечения.

Цель и задачи исследований. Целью работы является разработка методик расчета и исследований, на базе которых достигается возможность рационального выбора технологических параметров вытяжных пар посредством исследования работы отдельных элементов ремешковых пар их динамических характеристик в процессе работы вытяжных приборов.

В задачу исследований были включены следующие вопросы:

1. Анализ работы ремешковых пар всех типов, моделей уравнений движения нажимного валика с различными способами учета распределения упругих свойств эластичного покрытия по длине валика для случаев установившегося и неустойчивого режимов движения вытяжной пары.

3. Сопоставление расчетных динамических характеристик нажимных валиков при учете упругих свойств эластичного покрытия в линейной и нелинейной формах.

4. Разработка прибора и методики исследований для анализа динамики вытяжных пар, сравнительный анализ моделей и выбор модели, рекомендуемой для практического использования.

5. Определение и оценка факторов, оказывающих основное влияние на динамические условия работы вытяжных пар. Формулировка требований к конструкциям приборов для исследования поля сил трения.

Методы и средства исследований. При решении поставленных задач использовались общие положения теоретической механики, теории колебаний, динамики машин и теории процесса вытягивания в прядильном производстве. Предложенные математические модели описывались, базируясь на аппарате линейных и нелинейных дифференциальных уравнений. Решение систем дифференциальных уравнений движения выполнялось численными методами с использованием современных возможностей ЭВМ.

Достоверность полученных результатов подтверждается научным обоснованием разработанных динамических моделей, использованием имеющихся в технической литературе экспериментальных данных и многочисленными машинными (вычислительными) экспериментами.

Научная новизна. В процессе выполнения диссертационной работы были получены следующие новые научные результаты:

1. Разработаны математические модели нажимного валика вытяжного прибора прядильной машины, учитывающие упругие свойства эластичного покрытия .

2. Разработана методика определения зависимостей от обобщенных координат, сил и моментов, действующих на нажимной валик при контакте эластичного покрытия с вытяжным цилиндром.

3. Разработано алгоритмическое и программное обеспечение для исследования движения нажимного валика для различных типов, разработанных математических моделей.

4. Разработана методика анализа переходного и установившегося режимов движения вытяжных пар.

Практическая значимость результатов работы. Научные положения диссертации доведены до практической реализации расчетных методов в виде отлаженных на ПЭВМ программных средств, обеспечивающих снижение трудозатрат на проведение проектно-конструкторских работ при одновременном повышении их научного уровня.

Степень изученности проблемы. Предварительные исследования, проведенные автором работы, показали, что не все работы, проводимые, на предприятиях по выявлению причин возникновения отказов определяются своевременно с применением диагностических систем. Достойный вклад внесли в развитие конструкции машин прядильного производства Соркин А.П., , Шукуров М.М. , Макаров А.И. , и др. Вместе с тем в отечественной и зарубежной литературе приведено мало данных теоретических экспериментальных исследованиях процесса вытягивания продукта и контроля

в процессе вытягивания ровницы на машинах прядильного производства. Поэтому работа, направлена на исследование, создание и внедрения в производство устройств и машин, с повышенной способностью вытягивания продукта представляющих собой большой научный и практический интерес и является весьма актуальной.

Объект исследования: Объектом исследований являлось вытяжной прибор прядильной П-75 и ровничной машины Р192-5 5М с механизмом регулирования скорости выпуска машины.

Исследовано влияния основных конструктивных параметров на характер изменения поля сил трения и на вытяжку продукта.

Общая методика исследований: Задачи, поставленные в диссертационной работе, решались проведением комплексных исследований, анализом и обобщением полученных результатов и их экспериментальной проверкой.

Для исследования работоспособности устройства были использованы теории математического моделирования процесса, статистика, методика проведения экспериментальных исследований и др.

При исследованиях натяжения ровницы и мычки в зоне вытягивания пользовались, электрические методы измерения неэлектрических величин.

Экспериментальная проверка проводилась с применением современных технических средств измерения.

Результаты проведенных исследований используются в учебном процессе ТИТЛП на кафедре ТМО при чтении курса Проектирование машин отрасли.

Апробация работы: Основные положения работы докладывались:

1. На научном семинары кафедры « Технологической машины и оборудования ». 2013-2015 г.

По материалам диссертационной работы опубликовано..... статьи

Структура и объем диссертации: Диссертация содержит введение, аналитический обзор, три главы, заключение, список использованной

литературы из наименований и приложения. Общий объем работы составляет страниц, включая рисунков и таблиц.

ГЛАВА 1.

АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР

1.1. Критическая оценка состояния вопроса.

На качество пряжи в основном влияют процессы, протекающие в зоне вытягивания вытяжного прибора. Ухудшение качества происходит зачастую из-за несовершенства конструкции вытяжного прибора, которая не может обеспечить контроль в должной мере за движением волокон в нем и поэтому одним из возможных вариантов повышения качества продукции является совершенствование вытяжного прибора кольцепрядильных и ровничных машин.

В зависимости от типа машины цилиндрические стойки могут быть горизонтальными и наклонными. Вытяжные приборы прядильных машин имеют наклонные цилиндрические стойки для уменьшения дуги обтекания переднего (выпускного) цилиндра, с целью лучшего распространения крутки, выходящей из вытяжного прибора и еще не скрученной волокнистой ленточкой (мычкой). На ровничных машинах, где линейная плотность перерабатываемого продукта выше, величина дуги обтекания не играет большой роли, поэтому вытяжные приборы могут иметь как горизонтальные, так и наклонные цилиндрические стойки. В первом случае для уменьшения дуги обтекания мычкой выпускного цилиндра его ось размещают ниже остальных.

Типичным представителем прибора обычной вытяжки является прибор ВР (рис. 1.1), приборами сверхвысокой вытяжки прибор, ВБ (рис.1.2), приборы высокой вытяжки-ВР-1 (рис. 1.3), прибор ВР-2 (рис. 1.4),

прибор ВР-3-45 в маркировке фирмы SKF РК-225 (рис. 1.5) В хлопкопрядении и в гребенном прядении шерсти на прядильных машинах наибольшее распространение получили одно и двух ремешковые вытяжные приборы. Двух ремешковые вытяжные приборы позволяют обеспечить уменьшение неконтролируемости волокон в процессе вытягивания и получить высокую ровноту пряжи. Наличие ремешков дает возможность

перерабатывать на этих приборах волокна широкого диапазона длин без больших переналадок.

Двух ремешковый трехцилиндровый вытяжной прибор SKF PK-225 (рис.1.6) состоит из трех вытяжных пар, в которых осуществляется зажим волокон. Между задней и средней парами вытяжка невелика. Характерной особенностью этого прибора является наличие бесконечного ремешкового зажима, нижний ремешок огибающий средний цилиндр и стальную планку с закругленным передним ребром, расположенную между передним и средним цилиндрами и подводящую ремешок близко к передней вытяжной паре.

Чтобы мычка подводилась ремешком ближе к зажиму передней пары, профиль планки должен быть таким, чтобы обеспечить соприкосновение ее с ремешками по минимальному радиусу.

Ремешок приводится в движение от среднего цилиндра. Он натянут натяжным устройством выполненным в виде костыля.

Поверхность среднего цилиндра имеет ромбическую накатку, благодаря чему увеличивается трение между ремешком и цилиндром. Диаметры риф цилиндров 25 мм; диаметр нажимных валиков составляют - 27 мм. Разводки между цилиндрами в вытяжном приборе новой конструкции

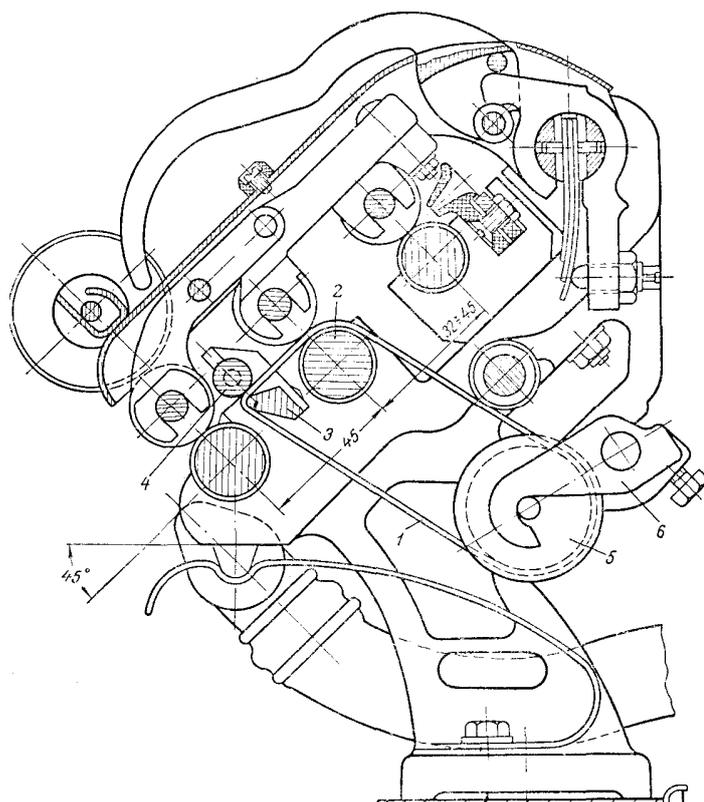


Рис. 1.1. Одно ремешковый трехцилиндровый вытяжной прибор ВР

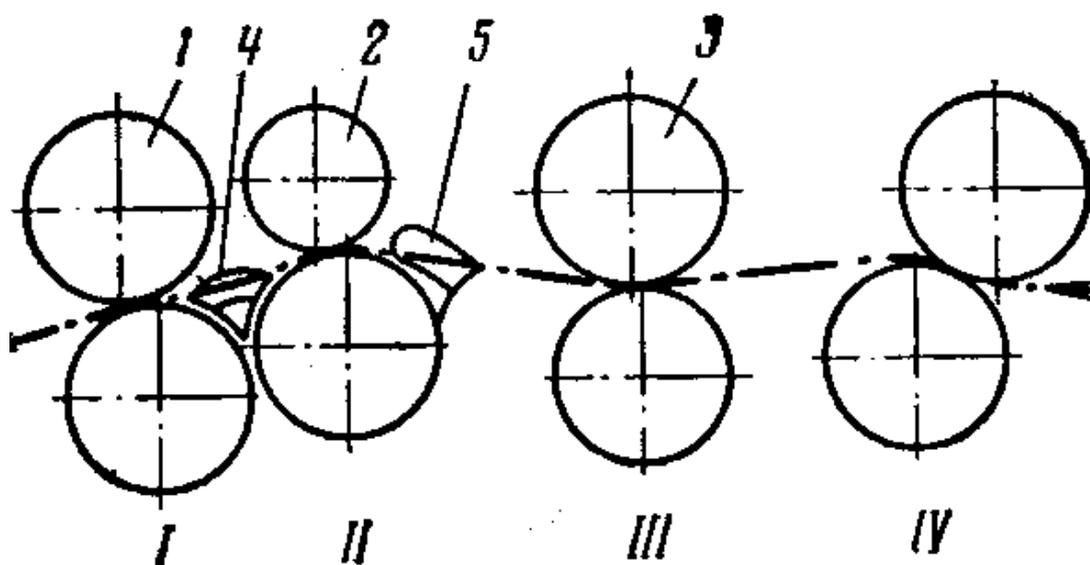


Рис 1.2. Прибор сверхвысокой вытяжки ВБ

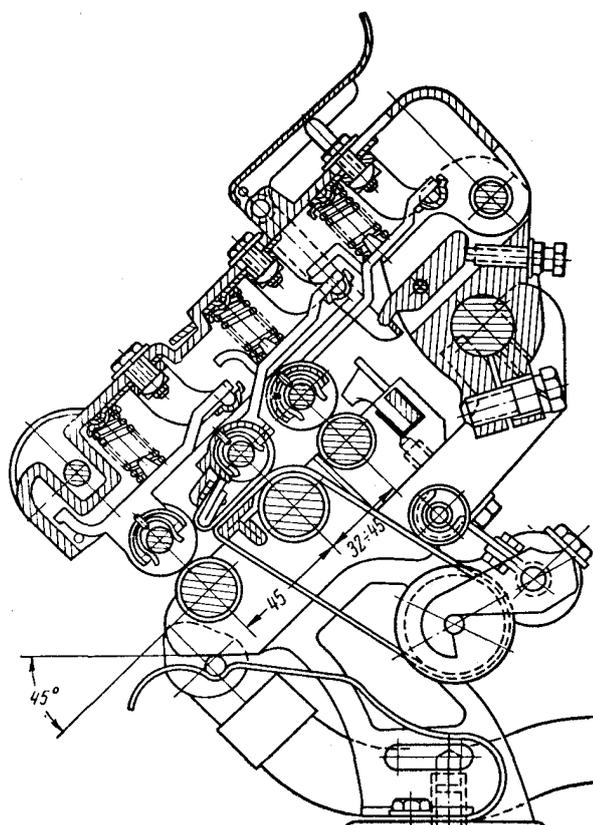


Рис. 1.3. Двух ремешковый вытяжной прибор ВР-1

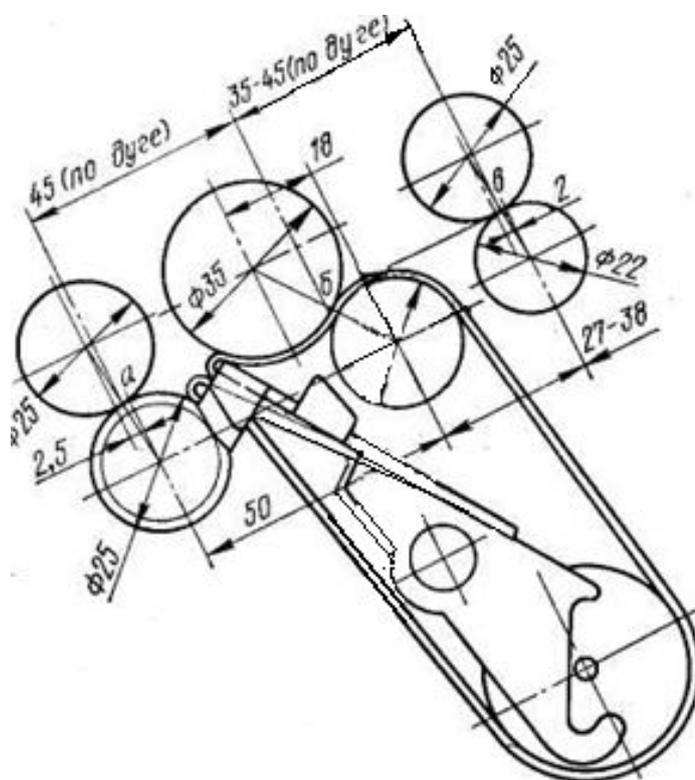


Рис 1.4. Схема вытяжного прибора ВР-2

постоянными: между передним и средним цилиндрами 45 мм; средним и задним до 50мм.

Так имеются ряд патентов вытяжных приборов, которые не нашли применения в практике, но показали направления в совершенствовании вытяжных приборов. Одна из конструкций таких приборов показана на рис.1.7.

Волокнистый продукт 5, проходя через направитель 20 и зажимы питающей, двух ремешковой и выпускной пар, подвергается вытягиванию в вытяжном приборе в мычку, которая затем скручивается в пряжу. Ремешки 8 и 10 контролируют волокна в зоне основной вытяжки продукта. При появлении утолщения на волокнистом продукте оно вызывает смещение нажимного валика 6 в сторону питающей пары, при этом вместе с нажимным валиком 6 в этом же направлении смещается и верхний ремешок с валиком 11. Такое смещение верхнего ремешка вызывает увеличение расстояния между зажимами продукта в выпускной паре и между приводным цилиндром 7 и нажимным валиком 6, в результате чего увеличивается вытяжка утолщенного участка продукта в этой зоне и снижается неровнота. После прохождения утолщенного участка продукта через зажим двухремешковой пары пружина 17 возвращает рычаг 13 с валиком 11, ремешок 10 и нажимной валик 6 в исходное положение. Отвод 10 от стержня рабочей ветви верхнего ремешка 1 нижнего ремешка позволяет устранить влияние движения верхнего ремешка на движение между ремешками волокон.

Такой вытяжкой прибор обеспечивает автоматическое регулирование вытяжки волокнистого продукта при колебаниях его линейной плотности.

В следующем авторском свидетельстве представлен двух ремешковый вытяжной прибор с плавающим столиком. Подаваемый питающей парой 1 (рис. 1.8) волокнистый продукт, проходя, через ремешковую и выпускную пару 2, подвергается вытягиванию с

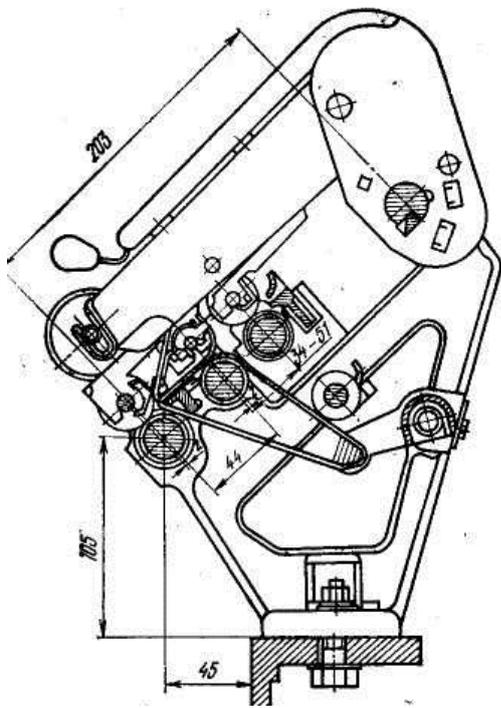


Рис.1.5. Схема вытяжного прибора ВР-3-45

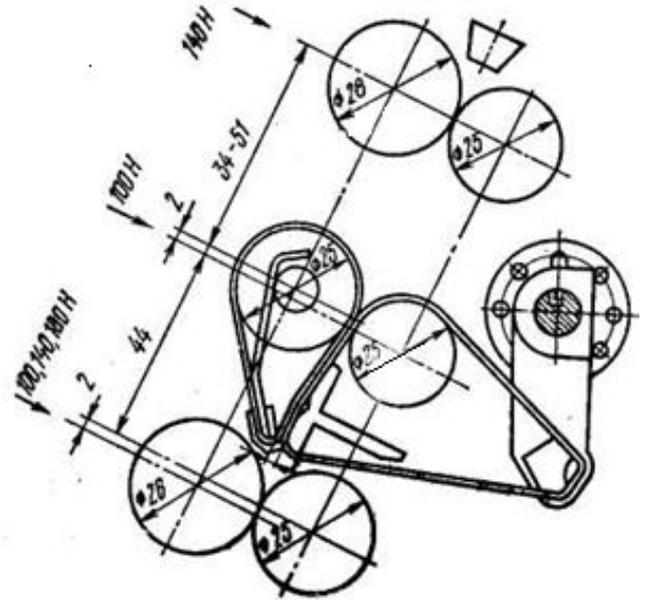


Рис.1.6. Схема вытяжного прибора ВР-1У-3М

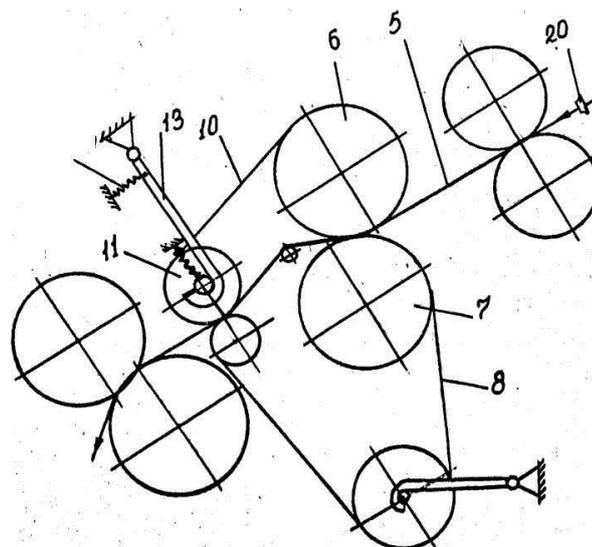


Рис. 1.7. Вытяжной прибор по авторскому свидетельству №1571111

необходимой вытяжкой. При возрастании сил трения в двух ремешковой паре увеличивается натяжение нижнего ремешка 6 в зоне огибания им

промежуточного ролика 11, в результате чего ролик силой натяжения ремешка смещается в пазу и вдавливается между цилиндром 7 и валиком 8. При этом проявляется эффект заклинивания, практически исключая проскальзывание ремешка и обеспечивающий необходимые усилия прижима и вытягивания ремешка из рабочей зоны 13. При уменьшении сил сопротивления движению ремешка 6 промежуточный ролик 11 отходит от линии А, соединяющей оси цилиндра 7 и натяжного валика 8, и усилие вытягивания ремешка 6 соответственно уменьшается.

Такая конструкция двух ремешковой пары позволяет исключить проскальзывание ремешка и затягивание его в зазор между направителем ремешка и приводным цилиндром. Тем самым повышается надежность работы двух ремешковой пары и качество вытягивания волокнистого продукта. Недостатком такой конструкции большая металлоемкость.

В следующем патенте (рис. 1.9) автор предложил вставить распорку 41, которая позволит сохранить постоянное расстояние между натяжителем 31 и цилиндром 17. Это позволит, во-первых, не затягивать ремешок под цилиндр и снизить напряжение ремешка при прохождении через радиус планки.

Целью патента является улучшение, контроля, за движением волокон в ремешковой паре. При переработке длинного волокна, стандартная ремешковая пара не может создавать достаточный зажим между ремешками(рис. 1.10). Авторы предложили поставить, дополнительный Ролик, 18, с дополнительной пружиной, чтобы обеспечивать нормальный зажим он добавляет эксцентрик 20. Недостаток конструкции состоит в сложности изготовления вытяжного прибора.

Автор следующего патента уменьшает проскальзывание верхнего ремешка путем принудительного вращения верхнего валика. У верхнего валика 2 (рис. 1.11) в торце встраивается шестерня 20, которая входит в зацепления с нижней шестеренкой 19 сидящей на нижнем цилиндре 1. Прижим верхнего валика к нижнему осуществляется с двух сторон в отличие от стандартной конструкции. Конструкция сложна в изготовлении.

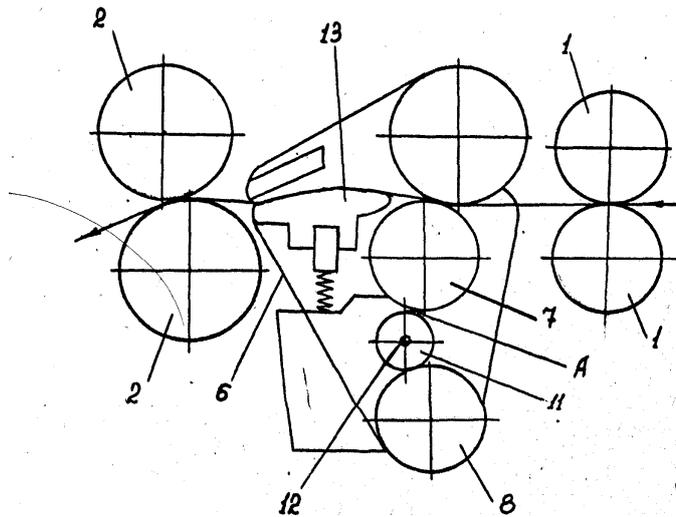


Рис. 1.8. Патент BEL № 616351

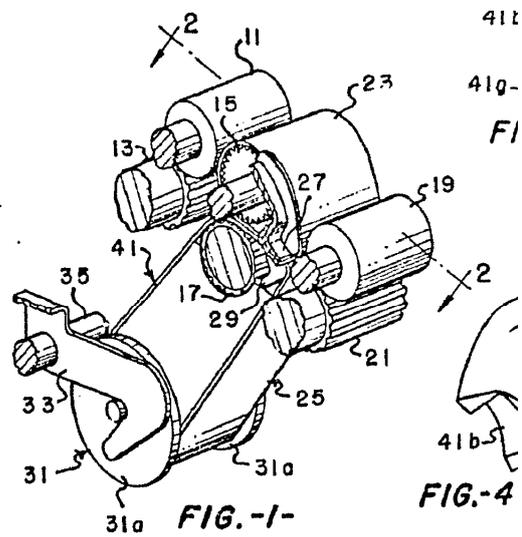


Рис. 1.9. Вытяжной прибор по авторскому свидетельству №958527

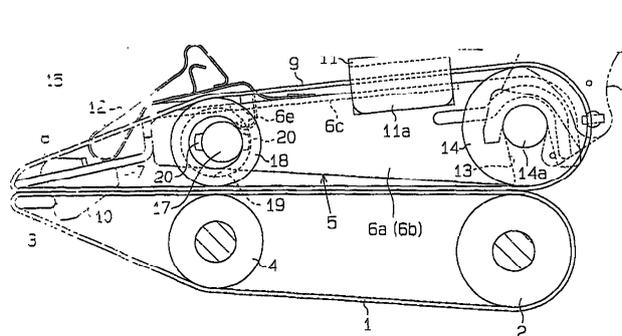


Рис. 1.10. Патент PI №9504366

В хлопкопрядении и в гребенном прядении шерсти на прядильных машинах наибольшее распространение получили одно и двух ремешковые вытяжные приборы. Двух ремешковые вытяжные приборы позволяют обеспечить уменьшение неконтролируемости волокон в процессе вытягивания и получить, высокую ровноту пряжи. Наличие ремешков дает возможность перерабатывать на этих приборах волокна широкого диапазона длин без больших переналадок.

Следующий патент направлен на снижение напряжения от изгиба при прохождении ремешком радиуса ремешковой пары. Автор патента предлагает изготовить специальную ремешковую планку 15 (рис.1.12), конец планки которой будет выполнен в виде вогнутой поверхности, представляющую собой радиус для ролика 16. Ролик 16 удерживаться при помощи магнита 19, вставленного в планку. Одновременно ролик выполняет роль натяжителя. При движении ремешка ролик будет вращаться, тем самым сглаживая напряжения от изгиба и снижая трение ремешка на конце планки, тем самым уменьшится проскальзывание нижнего ремешка.

Недостаток данной конструкции состоит в износе либо ролика, либо планки при вращении ролика. Достоинства: снижение напряжения при огибании ролика, отсутствие дополнительного натяжителя и уменьшение проскальзывания ремешка.

Для снижения проскальзывания верхнего ремешка и увеличения действия поля сил трения ремешковой пары, была предложена модернизация верхней клеточки[12]. Вместо обычной распорной планки с радиусом на конце равной половине толщины штампованной клеточки (1,5..2,5 мм), было предложено изготавливать распорную планку с дополнительной вставкой 21а рис.1.13.

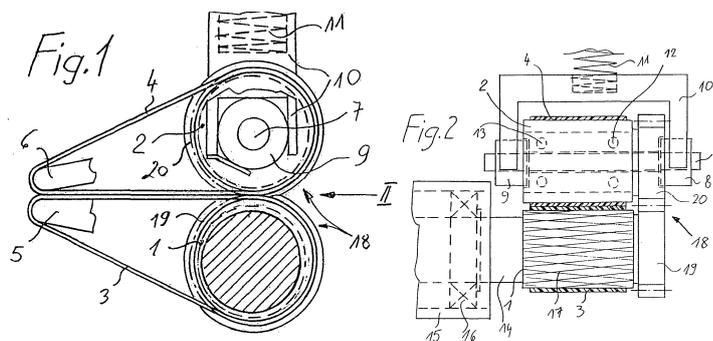


Рис. 1.11. Патент DE №102004048033A1

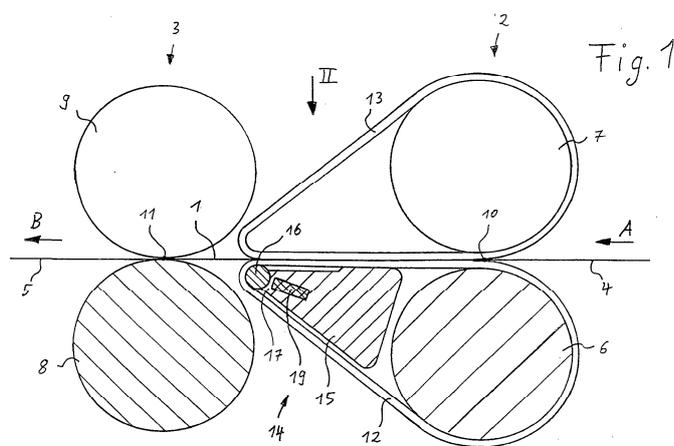


Рис. 1.12. Патент DE №1020050390108A1

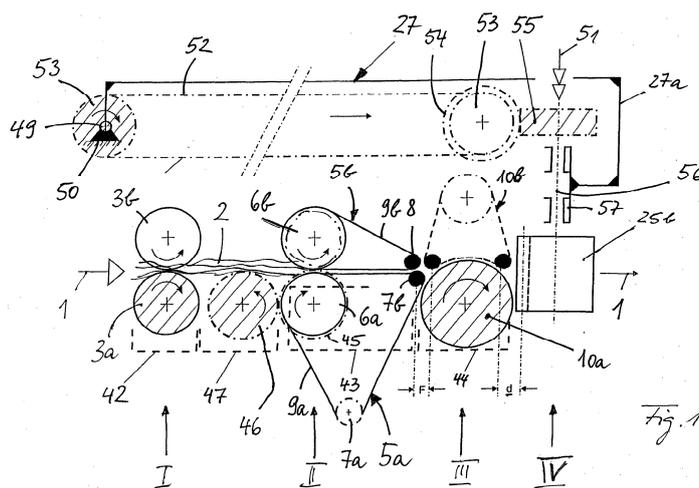


Рис. 1.13. Патент DE №102006006503A1

(рис.1.14). Эта конструкция позволит снизить напряжение возникающие в верхнем ремешке при огибании вставки, тем самым снизит проскальзывание. Форма вставки позволяет повысить контроль над плавающими волокнами.

В работе для лучшего прижатия ремешков было предложено введение постоянного магнита 9 (рис 1.15) в клеточку верхнего ремешка, тем самым улучшится контроль в ремешковой зоне. Недостатком патента является, что магнитное поле рассеивается из-за стальных деталей из которых выполнен вытяжной прибор.

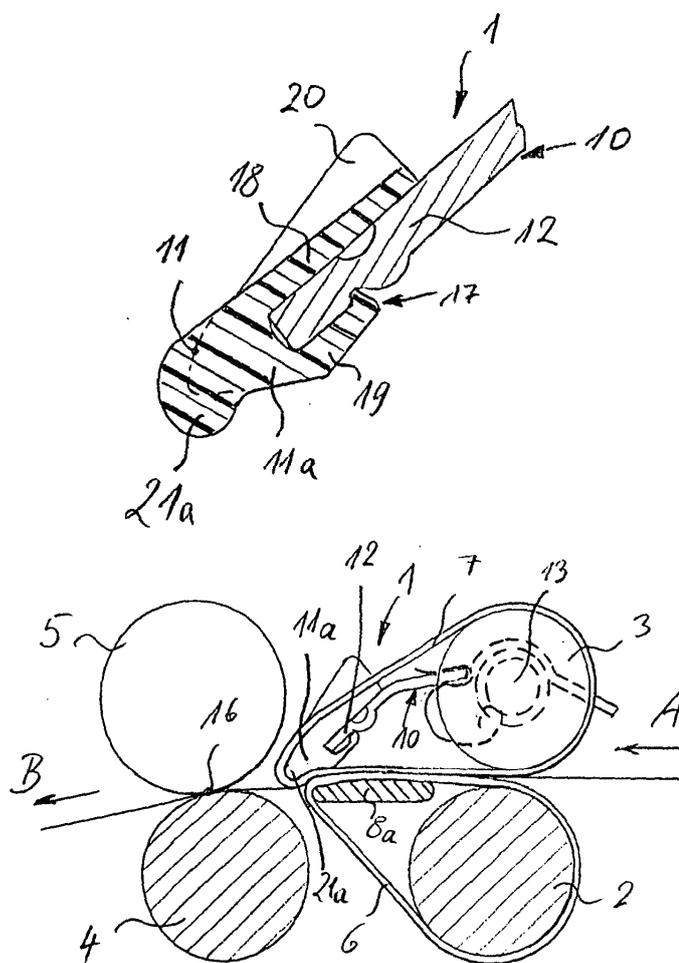


Рис. 1.14. Патент DE №103021893A1

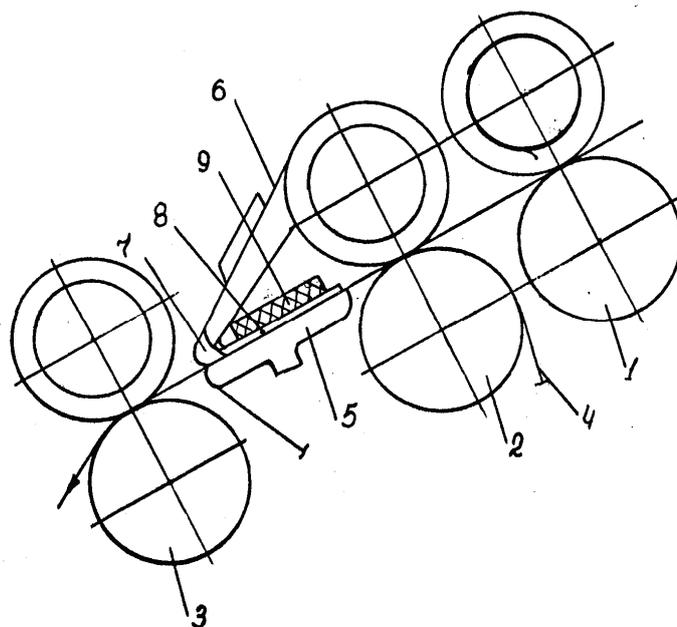


Рис. 1.15. Патент №4198

Основными факторами, способствующими появлению дополнительной неровности продукта в вытяжных приборах, являются вытяжка, сила вытягивания, форма поля сил трения, а так же качество эластичных покрытий и т.д. и т.п.

Ганглии П.Ш. в своей работе по исследованию двух ремешковых вытяжных приборов отмечает, что уменьшение неконтролируемого пространства в двух ремешковом вытяжном приборе позволяет значительно уменьшить неровноту .

В работе проф. Терюшнова А.В совпадения волокон по длине, возникают групповые сдвиги волокон в процессе вытягивания и дополнительная неровнота при вытягивании реальных продуктов увеличивается.

Неровнота продукта также зависит и от давления в ремешковом зажиме. Напряжение в ремешковом зажиме обуславливает закономерность движения волокон в вытяжном приборе и вызывает неровноту по толщине вытягивания. В своей работе автор разработал метод определения нормального давления в ремешковой паре.

В работах [7,8] была разработана методика определения качественной оценки контакта между ремешками. Для этого авторы в зажим между ремешками помещали фотопленку в темноте, которая после загрузки рычага

нагрузки засвечивалась с помощью фотовспышки. Зажатый участок фотопленки давал светлый фон, а не зажатый участок - темный фон. На рис.1.16 приведен негатив. На нем четко виден участок 1 - темный, а 2 - светлый. Такая картина показывает, что ремешки недостаточно плотно прижаты друг к другу. На участке 1- прижим волокон отсутствует. Авторы предложили осуществить плотный контакт между ремешками при помощи магнитного прижима. Авторы экспериментальным путем нашли, оптимальную силу давления создаваемую магнитом. На рис.1.16 показан негатив фотопленки с магнитным прижимом 1б. На рисунке видно, что после установки магнитного прижима контакт стал плотнее.

Недостатком измерения пятна контакта между верхним и нижним ремешками является то, что этим способом нельзя проводить анализ пятна контакта в движение.

При действии нормального давления на продукт развиваются силы трения. Поле сил трения имеет определенную длину и напряжение, которые зависят от ряда факторов. Напряжением поля сил трения считают среднюю силу трения в том или ином его месте, приходящуюся на 1 мм длины волокна.

Протяженность поля сил трения (или его длина) группы органов (например, цилиндра и валика) — это длина поля, на которой создаются силы трения, возникающие под действием этих органов.

Поле сил трения рабочей пары изменяется в зависимости от факторов: размеров цилиндра или валика или обоих одновременно и материалов; нагрузки на валик P ; линейной плотности перерабатываемого продукта.

Протяженность поля сил трения увеличивается: с увеличением размеров вытяжных органов; с уменьшением модуля упругости вытяжных органов; с увеличением нагрузки; и увеличения плотности перерабатываемого волокна.

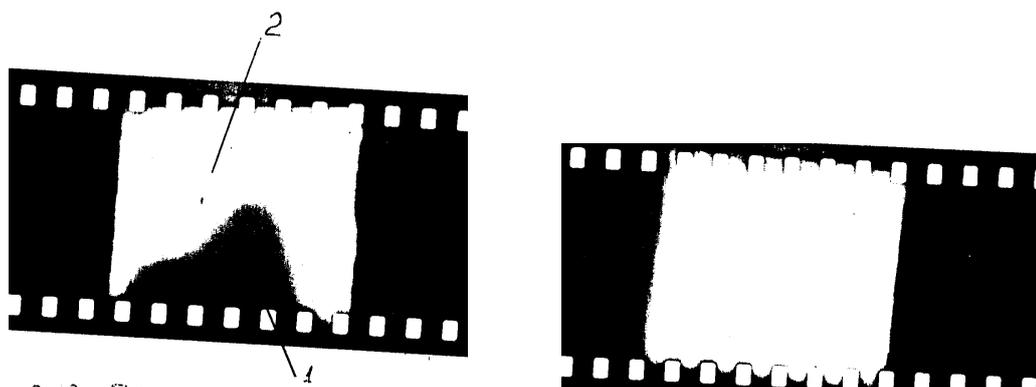


Рис 1.18 Пятно контакта в ремешковом зажиме

а- двух ремешковой паре 1- незажатый участок, 2-зажатый б- двух ремешковой паре с добавлением магнитного прижима

В работе рассматривается зависимость силы вытягивания от протяженности поля сил трения. Рассматривая кривые, характеризующие изменение силы вытягивания в зависимости от протяженности неконтролируемого пространства в передних зонах двух ремешковых и одно ремешковых вытяжных приборов (рис 1.17) можно отметить следующее:

- сила вытягивания резко увеличивается с уменьшением расстояния а;
- при переработке средневолокнистого хлопка сила вытягивания минимальная (кривые 1) и увеличивается с увеличением длины волокна (кривые 2), а также с увеличением равномерности его по длине (кривые 3);
- при прочих одинаковых условиях сила вытягивания больше в одно ремешковом приборе с изогнутым полем вытягивания, чем в двух ремешковом приборе.

Различный характер зависимости обусловлен разным распределением напряжений полей сил трения в исследуемых приборах. В двух ремешковом приборе давление между ремешками небольшое. Снижаясь в направлении движения волокон, оно несколько возрастает в зоне вилочки (кривая 4). В одно ремешковом приборе кривая 4 характеризует более высокое напряжение поля сил трения на значительном расстоянии от среднего цилиндра и крутой спад его в месте выхода мычки из-под среднего валика.

Таким образом, условия переработки продукта в этих приборах различны. Чтобы процесс протекал нормально в одно ремешковом приборе с изогнутым полем вытягивания, необходимо либо устанавливать большую разводку по сравнению с разводкой в двух ремешковом приборе, что нежелательно из-за ухудшения контроля за движением волокон, либо устанавливать большую нагрузку на валики.

Правильная настройка нормального давления приведет к благоприятному процессу вытягивания. На данный момент времени нормальное давление по ходу движения волокна затруднено. Простота определения нормального давления будет способствовать быстрой перенастройке вытяжного прибора.

В вытяжной прибор поступает продукт со случайным расположением волокон. Требуется приложить силы, которые обеспечили бы изменение скорости волокон в строго определенном месте вытяжного поля, или, что то же самое, задана желаемая функция перехода- все волокна должны изменить скорость в точке с абсциссой x_0 (рис. 1.18).

При проведения расчетов автор задается распределением давления в выпускной и питающей парах:

- функция, характеризующая распределение давлений на один контакт в промежуточном поле, изменяется по закону прямой линии;
- функция, характеризующая распределение давлений на один контакт в вытяжной паре, изменяется по параболе.

Рассмотрим волокно, расположенное так, как показано на рис. 1.18. Строение продукта (его коэффициент заполнения волокном) известно, а потому число контактов на единицу длины рассматриваемого волокна, расположенного внутри продукта, можно найти по формулам:
для продукта из шерстяных волокон

$$n = 4.6 - 10^3 (1 - \varepsilon)^{3/2} \quad (1.5)$$

где n — число контактов на 1 см длины волокна в ленте;

$(1-e)$ —коэффициент заполнения ленты волокном;

Для продукта хлопковых волокон

$$S_{\phi} = 31 * 10^5 K_3^{1.5} \quad (1.6)$$

где S_{ϕ} —фактическая площадь касания между волокнами; K_3 коэффициент заполнения ленты волокном.

Зависимость между числом контактов на 1 см волокна в ленте и коэффициентом заполнения показана на рис. 1.19.

Полагаем также, что контакты рассматриваемого волокна с окружающими волокнами сохраняются до тех пор, пока волокно сохраняет динамическое равновесие. Величины $P_1(x)$ и $P_2(x)$ находим из теоретических кривых утонения для данного вида сырья, имея в виду, что все волокна строго следуют первому виду движения. Обозначим: N - нагрузка на питающую пару, C - на выпускную; x_0 - абсцисса линии зажима продукта в выпускной паре; x_1 - точка пересечения функций, характеризующих изменение давлений в промежуточном поле сил трения и поле сил трения выпускной пары. Сказанное можно записать:

$$q(x) = N - Kx \quad (1.7)$$

где $q(x)$ - изменения нагрузки по длине поля;

N - нагрузка на валик.

Закон, представляющий изменение нагрузки от нажимного валика будет иметь следующий вид:

$$q(t) = C - A(t_1 - t_0)^2 \quad (1.8)$$

где C -нагрузка на ремешковую пару;

A, K - коэффициенты определены теоретическим путем.

Чтобы определить коэффициенты, составим два уравнения из условий перехода волокна длиной l на большую скорость

$$N - Kx_1 = C - A(t_1 - t_0)^2 \quad (1.9)$$

$$\int_{x_0 - l}^{x_0} R(t, x) A(t) dt \geq 0 \quad (1.10)$$

Где $R(t, x)$ - разность между силами трения и торможения действующий по всей длине волокна, занимающего интервал от $x_0 - l$ до x_0 длины вытяжного поля

$$R(t, x) = \beta(t)P_2(t)S_2A(t)\mu_2 - \beta(t)P_1(t)S_1A(t)\mu_1 \quad (1.11)$$

Где $\beta(t)$ - мгновенная плотность контактов нестационарного потока зависящая от функции давления на волокнистый продукт в данной точке пол;

P_2 и P_1 –доля волокон в сечении поля вытягивания движущие со соответствующими скоростями;

μ_1, μ_2 - коэффициенты трения.

Решая систему уравнения (1.10) и (1.11) относительно можно найти K и A таким образом мы можем получить силу в точке перехода и проверить правильность поле сил трения на практике.

Подставим $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$ $C = N=10$ $l=30$ мм результат будет 0,846.

Анализ полученных результатов показал, что для сохранения плавающим волокном скорости питающих органов до линии зажима выпускных органов необходимо поддерживать постоянной плотность продукта на всем протяжении поля вытягивания, обеспечить повышенное по сравнению с существующим напряжением поле сил трения вблизи выпускного зажима. Последнее подтверждает положение Н. А. Васильева, что чем более однородным является поле в смысле одинакового действия на волокна, занимающие различные положения, тем неровнота волокнистого продукта

будет меньше.

Иными словами автор замечает, что изменения длины волокна, ведет к изменению силы вытягивания

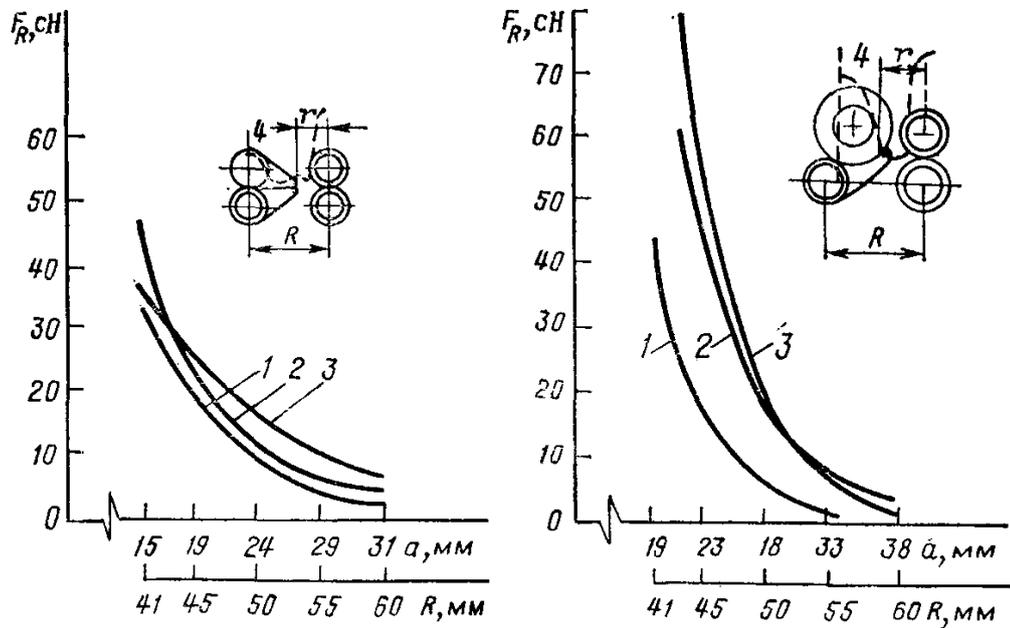


Рис. 1.17. Изменение силы вытягивания в зависимости от величины неконтролируемого пространства при вытягивании
а- в двухремешковом б-одноремешковом приборах.

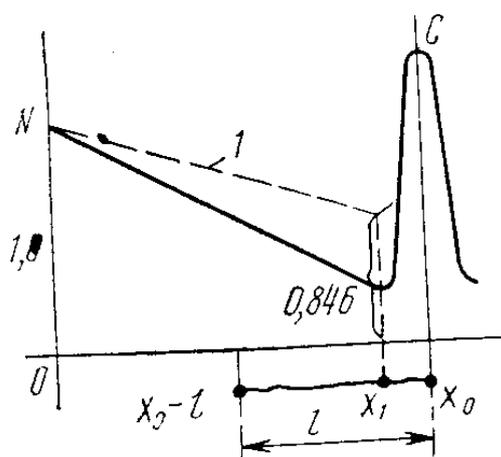


Рис. 1.18. Оптимальный характер поля сил трения (кривая 1)

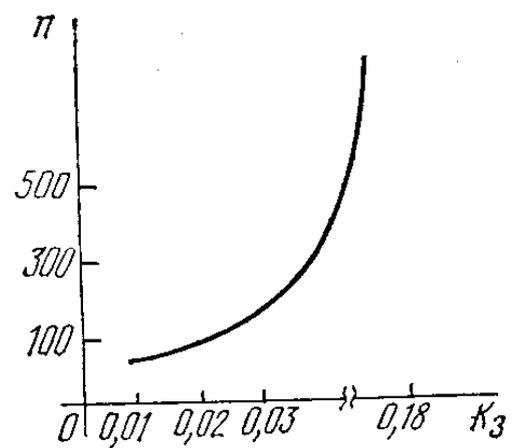


Рис. 1.19 Зависимость между числом контактов на 1 см волокна в ленте и коэффициентом заполнения

Таблица 1.1

Величина скольжения (%) нижних и верхних ремешков

Вытяжной прибор	Величина скольжения в % между:			Нагрузка на вторую вытяжную пару, Н
	Нижним ремешком и цилиндром	Валиком и верхним ремешком	Нижним и верхним ремешком	
BP-1M	0,57	2,9	1,56	75
BP-1УЗМ	0,42	1,2	1,35	120
SKF	0,4	0,7	1,1	100

1.2. Методика определения коэффициента постели для вытяжной пары

Оценки неравномерности контактной полости вытяжной пары необходимо выполнить расчёт на изгиб нажимного валика, и для этого нужно иметь числительные результаты контактной полости.

Для определения коэффициента постели необходимо знать закон деления давлений в контактной зоне. В предыдущих работах выведена формула давлений в контакте двух цилиндров, один которых (риф цилиндр) принят абсолютно жёстким, а другой (нажимной валик) обтянут эластичным покрытием. Если далее принять, что давления распределено по нормали к поверхности цилиндра и эластичное покрытие нажимного валика подчиняется линейному закону, то можно использовать задачу аналитической геометрии о пересечении двух окружностей. На рис. 1.20(a) : R_1 и R_2 - радиусы цилиндра и нажимного

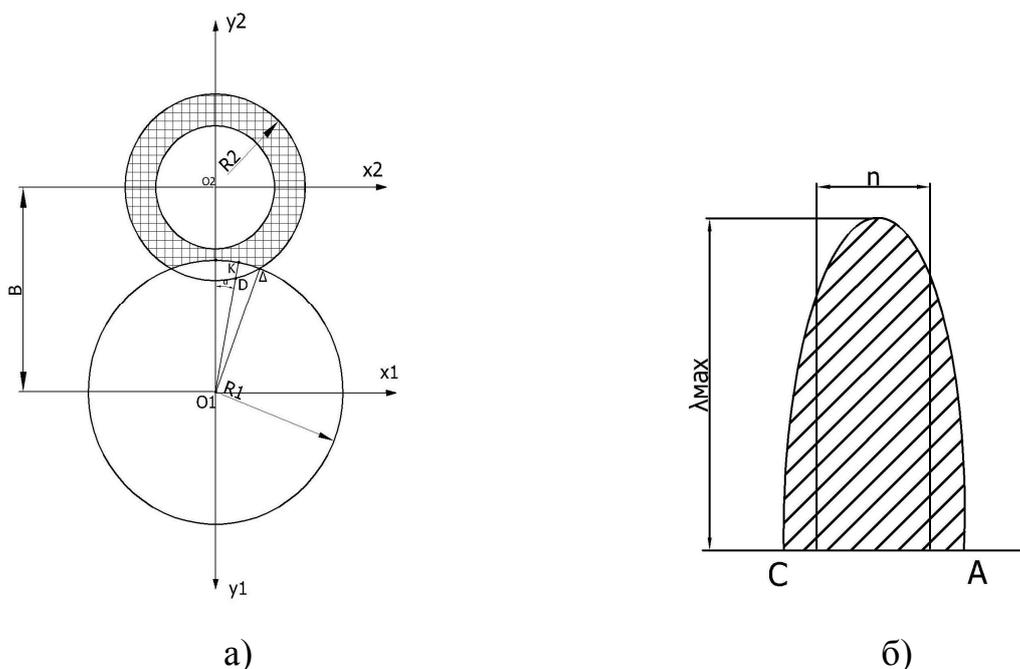


Рис. 1.22 Схема для определения (λ)

валика по покрытию соответственно; 2α - центральный угол контакта; $X_1O_1Y_1$ - система координат рифцилиндра; $X_2O_2Y_2$ - система координат нажимного валика; b - межосевое расстояние; $KД=\lambda$ – переменная величина, которая равна нулю при $\alpha=BOA$ и максимальна при $\alpha=0$. Тогда закон изменения λ в пределах центрального угла 2α будет характеризовать закон распределения давления в контакте. Нами получена формула для вычисления λ :

$$\lambda = (\chi_1 \sin \alpha - y_1 \cos \alpha) + \sqrt{(x_1 \sin \alpha - y_1 \cos \alpha + b \cos \alpha)^2 + 2y_1 b - b^2 - R_1^2 + R_2^2} \quad (1)$$

Для определения величины коэффициента постели необходимо параболическую кривую, полученную по уравнению (1), привести к прямоугольной, т.е. построить равновеликий параболе прямоугольник с высотой равной максимальной высоте эпюры давлений. Чтобы построить равновеликий прямоугольник, необходимо вычислить площадь, ограниченную параболой или, заменяя переменные X и y через угол α ,

$$S = 2 \int_0^{\alpha} \left[- (R_1 \sin^2 \alpha - R_1 \cos^2 \alpha) + \sqrt{(R_1 \sin^2 + R_1 \cos^2 \alpha)^2 + 2bR_1 \cos \alpha + b^2 - R_1^2 + R_2^2} \right] d\alpha$$

(2)

В формуле (2) неизвестной является величина b , которая определяется экспериментально.

Ширина этого прямоугольника будет равна ширине постели n , а коэффициент постели $k=k_1n$

Здесь: k_1 - коэффициент упругой податливости основания, который определяется экспериментально.

Эксперименты показали, что k_1 ; зависит от толщины эластичного покрытия нажимного валика. Приводится математическая зависимость площади контакта от конструктивных параметров но не учитываются упруги параметры резины из которого изготовлен нажимной валик.

Многие авторы в своих работах, неоднократно указывала, что одним из условий правильного протекания технологического процесса вытягивания является отсутствие проскальзывания нажимного валика.

Отмечается, что в зоне контакта и валика с цилиндром существует упругое скольжение валика по поверхности цилиндра что подтверждается выведенным им следующими соотношениями скоростей (рис.1.21.).

$$V_{a_2} > V_{b_2} \cos(a'_1 + a'_2) > V_{c_2} \cos(a_1 + a_2), (3)$$

Где: $V_{a_2}, V_{b_2}, V_{c_2}$ – скорости точек a, b и c , в зоне контакта валика с

цилиндром, расположенных на поверхности валика;

a_1, a'_1, a_2, a'_2 - центральные углы между линией центров

R_2, R_1 - радиусами цилиндра и валика соответственно.

Из неравенства (3) очевидно, что точки расположенные на разных участках поверхности валика в зоне контакта валика в зоне контакта имеют, равные скорости. Точки a_1 и a_2 на линии центров O_1, O_2 принадлежащие как

цилиндру, так и валику, имеют одинаковые скорости. Следовательно, в точках в с и е имеет место относительное перемещение поверхности валика по цилиндру.

Исследования автора показали, что в контактной зоне имеется 3 зона:

1. зона, где скольжение отсутствует; 2. зона положительного скольжения;

3. зона отрицательного скольжения.

Анализ литературы показал, что вопрос скольжения в контактной зоне исследован теоретически довольно подробно. Закономерности, полученные выше указанными авторами, могут быть с успехом применены для анализа контактных явлений (в частности, проскальзывания) в вытяжных парах машин прядильного производства.

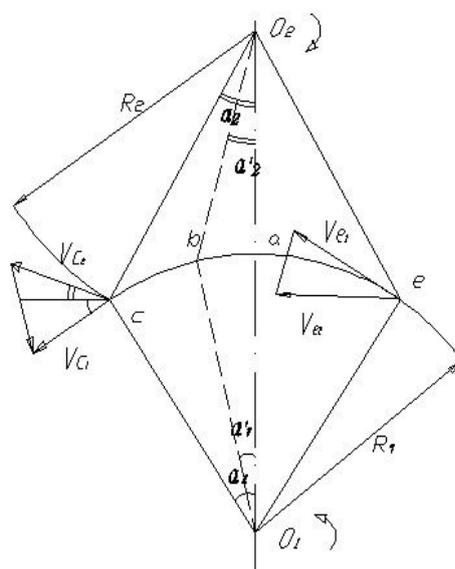
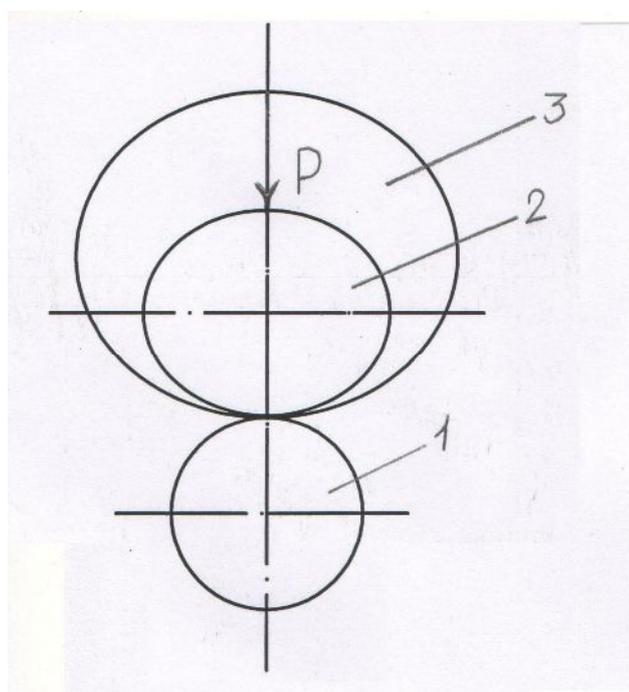


Рис.1.21.

Но экспериментальных работ по изменению касательных перемещений в зоне контакта, характеризующих упругое проскальзывание в вытяжной паре, нами не обнаружено. Учитывая важность этого вопроса для правильного выбора конструктивных параметров вытяжных проборов, нами разработана методика экспериментального исследования проскальзывания в зоне контакта .

1.3. Прибор для измерения поля сил трения

Во многих приборах используется один и тот же принцип измерения, основанный на линейной зависимости между усилием и деформацией, вызванным им. Как известно, упругие элементы бывают в виде цилиндрических, пластинчатых пружин, колец или замкнутых контуров. Измерение усилий может осуществляться с помощью обычной стрелки индикатора и т.д. Такие приборы применяются для измерения статических нагрузок. Особенно распространены механические приборы и в, частности, которые могут использоваться в системах автоматического регулирования. В данной статье предлагается прибор для измерения нагрузок в виде кольцевого динамометра, схема которого изображена на рис.1.22.



- 1-рифцилиндр;
- 2-нажимной валик;
- 3-измерительное кольцо.

Рис 1.22. Схема системы рифцилиндр-нажимной валик-измерительное кольцо.



Прибор работает следующим образом: нижний цилиндр закрепляется к основанию, верхний цилиндр 3 взаимодействует со средним кольцом 2. При нажатии кольца 2 деформируется верхнее кольцо, которое также деформируется и принимает форму эллипса. Для получения информации кольцо 3 соединяется с индикатором часового типа. Однако, в начале необходимо сконструировать корпус и кольцо 3 необходимо закрепить в этом корпусе.

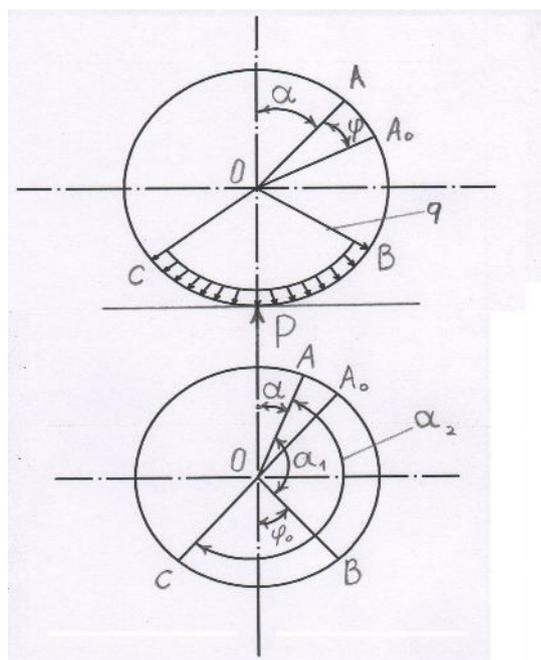


Рис-1.23 Деформация верхнего кольцо

Здесь: α —угол между отрезками, OA и вертикалью, A—произвольная точка, φ —угол между, OA и продолжением линии до пересечения с окружностью в точки A_0 , φ_0 —половина угла контакта, α_1 —угол между отрезками OA и OB
 $\angle COB$ —угол контакта, α_0 —между отрезками OC и OA. Изгибающий момент в произвольной точке A определяется так;



Рис 1.24. Схема измерения нагрузки на нажимной валик

$$MA = -p\chi_1 p(\pi - \alpha) + \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} q r d\varphi r \chi_1 p(\varphi) \quad (1)$$

или

$$MA = -\frac{pr}{2\pi} [1 + (\pi - \alpha) - \sin(\pi - \alpha)] + qr^2 \int 2^1 p(\varphi) d\varphi = \frac{pr}{2\pi} [1 + (\pi - \alpha) - \sin(\pi - \alpha)] + \frac{pr^2}{2\pi} \int_{\pi - \alpha - \varphi^0}^{\pi - \alpha + \varphi^0} (1 + \varphi \sin \varphi) d\varphi = \frac{pr}{2\pi} [1 + (\pi - \alpha) - \sin(\pi - \alpha)] + \frac{pr^2}{2\pi} [\varphi + \sin \alpha - \cos \varphi \int_{\pi - \alpha - \varphi^0}^{\pi - \alpha + \varphi^0}] \quad (2)$$

Величина реакции P может быть подсчитана и определена по индикатору. Подставляя значение P (1) и (2) в последнее выражение $P=2qr\varphi_0$

$$MA = -\frac{qr^2\varphi_0}{\pi} [1 + (\pi - \alpha) - \sin(\pi - \alpha)] + \frac{qr^2}{2\pi} [2\varphi^0 + \sin(\pi - \alpha + \varphi^0) - \sin(\pi - \alpha - \varphi^0) - (\pi - \alpha + \varphi^0) \cos(\pi - \alpha + \varphi^0) + (\pi + \alpha - \varphi^0) \cos(\pi - \alpha - \varphi^0)]$$

Полученные уравнения деформации пружины позволяют рассчитать

материал пружины при условии, когда кольцо замкнуто. Это кольцо применяется для разработки прибора нажимного валика.

Но следует, отметить, что данным прибором можно определит усилие прижатия нажимного валика на риф цилиндр, но не поля сил трения между ремешками.

Глава 2

2.1. Исследование ремешковых пар и механизмов нагружения ремешков вытяжных приборов.

Наилучшие показатели по равномерности продуктов прядения достигается , как известно , при использовании ремешковых вытяжных приборов. В свою очередь , стабильность работы таких приборов во многом определяется условиями взаимодействия ремешков с элементами вытяжных приборов.

По нашему мнению недостаточно изучен вопрос влияния фрикционных характеристик ремешков на условия работы ремешковых пар, хотя в работе отмечается необходимость уменьшения коэффициента трения внутренней поверхности ремешка , а в работе рекомендуется использовать направляющие планки с покрытием из фторопласта и иметь коэффициент трения внутренней поверхности ремешка не выше 0,3 .

Отсутствуют данные о фрикционных характеристиках ремешков и в действующих технических условиях на ремешки вытяжных приборов машин прядильного производства.

Поэтому представляется целесообразным провести силовой анализ ремешковых пар различной конструкции , установить влияние на их работу фрикционных характеристик ремешков , разработать методику экспериментальной проверки этих характеристик , провести анализ фрикционных характеристик ремешков, с точки зрения работы вытяжных пар, значение фрикционных характеристик ремешков и разработать средства контроля этих характеристик.

2.2. Силовой анализ ремешковой пары вытяжного прибора.

Силовой анализ будем проводить без учета жесткости ремешка на изгиб. На рис 2.1 приведен общий вид ремешковой пары, получивший наиболее широкое распространение в вытяжных приборах прядильных и ровничных машин. Цилиндр 1 как правило 2-ой линии и направляющая планка 2 охватываются ремешком 3. Натяжение ремешка осуществляется натяжным устройством 4. Наиболее широко применяется устройство в виде подпружиненного рычага. Нажимной валик 5 прижимается к цилиндру с силой Q . Верхний ремешок 6 охватывает нажимной валик и переднюю кромку клеточки 7, которая прижимается к направляющей планке с силой P_4 . Натяжение верхнего ремешка осуществляется за счет соответствующих размеров клеточки или с помощью специальной пружины. При работе вытяжного прибора возникают силы вытягивания T_1 и T_2 соответственно со стороны выпускаемой и питающей пар. Проведем анализ работы ремешковой пары поэлементно.

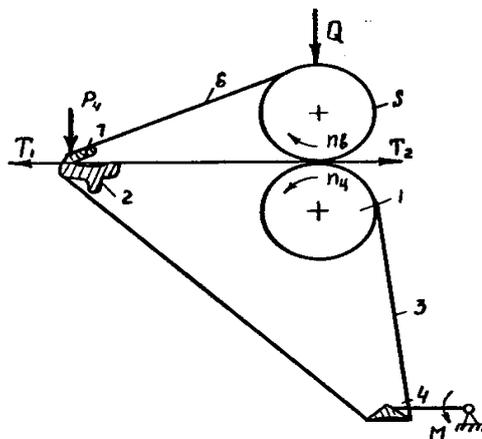


Рис. 2.1.

2.3. Анализ работы верхнего ремешка и валика.

На рис. 2.2. приведена схема сил, действующих на нажимной валик и одетый на них ремешок. Валик с ремешком приводится в движение цилиндром через нижний ремешок усилиями $(P+F)$ за счет прижима валика к цилиндру силой Q . Кроме того, для устойчивого зажима волокон клеточка

$$P_5 = S_0^1 \left(e^{\mu_4 \alpha_4} - 1 \right) + \mu_4 P_4 \quad (2.4)$$

В этом случае усилие сопротивления P_5^{11} преодолевается нижним ремешком, который контактирует с верхним ремешком в точке приложения усилия P_4 . Если же клипса подобрана неверно и между ремешками будет зазор, величина которого больше толщины мычки, то, несмотря на работу пружины, усилие прижима ремешков между собой отсутствует и P_5 определится по уравнению (2.4). Усилие натяжения ветвей S_0^1 и S_1^1 приводит к различному удлинению ремешка до и после клеточки. Эта разница удлинений будет нейтрализоваться на поверхности валика проскальзыванием ремешка по валику на дуге обтекания. На некоторых прядильных и ровничных машинах по переработке шерсти принимается принудительный привод нажимного валика с помощью зубчатой передачи.

В этом случае валик становится ведущим органом для ремешка. Тогда условие движения ремешка определится по схеме на рис. 2.2. и аналогично уравнению (2.7) в виде

$$\mu_3 \alpha_3 > \mu_4 \alpha_4 \quad (2.5)$$

Где μ_3 - коэффициент трения ремешка по валику.

α_3 – угол охвата валика ремешка.

2.4. Анализ работы нижнего ремешка при откинутах рычаге нагрузки.

На рисунке 2.3 приведена схема сил, действующих на нижний ремешок. В данном случае мы имеем обычную плоскоремennую передачу. Натяжение ветвей ремешка найдется в каждом сечении при обходе его по направлению движения. Тогда S_0 – натяжение сбегавшей ветви; S_1 – натяжение после отгибания; S_2 – натяжение после отгибания костью, оно же является натяжением набегавшей верви относительно цилиндра.

При отгибании планки и костыля имеет место скольжения по ним ремешка. Тогда натяжения набегающих и сгибающихся ветвей ремешка на них может быть связано уравнением Эйлера.

$$S_1 = S_0 e^{\mu\alpha} \quad (2.1)$$

$$S_2 = S_1 e^{\mu_2 \alpha_2} \quad (2.2)$$

Где $\mu_1 \alpha_1$ и $\mu_2 \alpha_2$ - соответственно коэффициенты трения скольжения и приведены углы охвата ремешка по планке и костылю.

Подставим (2.1) в (2.2), тогда

$$S_2 = S_0 e^{\mu_1 \alpha_1 + \alpha_2 \mu_2} \quad (2.3)$$

Рассматривая взаимодействие ремешка с цилиндром на границе проскальзывания, по Эйлеру находим

$$S_2 = S_0 e^{\mu\alpha} \quad (2.4)$$

Где α и μ - Коэффициенты трения скольжения и угол охвата ремешка на цилиндре.

Приравнявая (5.3) к (5.4), получаем

$$e^{\mu\alpha} = S_0 e^{\mu_1 \alpha_1 + \alpha_2 \mu_2}$$

$$\text{или} \quad \mu \alpha > \mu_1 \alpha_1 + \mu_2 \alpha_2 \quad (2.5)$$

Выражение (2.5) является условием, при котором возможно движение ремешка. Если условие (2.5) не соблюдено, то при любом натяжении ремешок при откинутаго рычага нагрузки двигаться не будет. На практике это приводит к повреждению его внутренней поверхности в месте контакта с рифлями цилиндра, имеющим, как правило, ромбический профиль.

Так как фактор натяжения ремешка не входит в условия его движения (уравнение 2.5) и оно определяется только геометрическими ($\alpha, \alpha_1, \alpha_2$) и технологическими параметрами (μ, μ_1, μ_2), то натяжение нужно лишь для того, чтобы преодолеть сопротивление ремешка изгибу и обогнуть с нужным углом охвата α_1 планку.

Натяжение S_0 , необходимое для отгибания на угол α_1 планки, можно определить экспериментально. Для этого устанавливаем планку вертикально (рис.2.4), одеваем ремешок, вводим ролик подходящего диаметра с тем, чтобы после натяжения между ветвями ремешка устанавливался угол β_1 (рис. 2.2 и 2.3). Подвешиваем грузы G до тех пор, пока ремешок обогнет носик планки, тогда

$$S_0 = G/2 \quad (2.6)$$

Теперь располагая схемой (рис.2.2) и формулами (2.1) и (2.2), находим S_1 и S_2 и момент M , который должна развивать пружина для обеспечения натяжения ремешка.

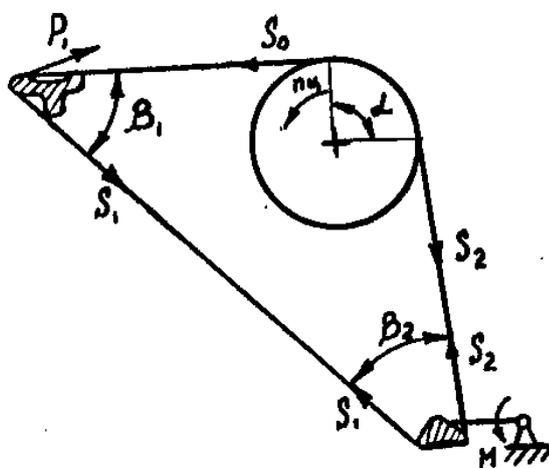


Рис. 2.3. Натяжка нижних ремешков.

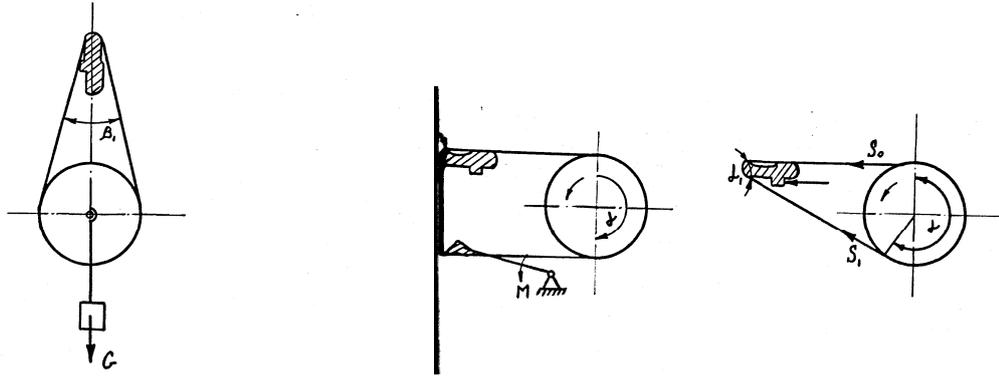


Рис. 2.4. Анализ работы ремешковой пары.

Обеспечить выполнение условия (2.5) можно изменяя угол охвата цилиндра α путем перемещения костыля (см. рис. 2.3). В пределе мы приходим к индивидуальной планке для каждого ремешка , которая имеет натяжное устройство (2.5), подобно тому, как это сделано в дискретизирующем устройстве машины ППМ -120 -2.

тогда
$$S_0 e^{\mu\alpha} = S_1 e^{\mu\alpha_1}$$

И условие движения ремешка выполняется при

$$\mu\alpha = \mu\alpha_1 \quad (2.7)$$

Условие (2.7) выполнить легче , чем (2.5) . Существуют варианты натяжения нижнего ремешка с помощью ролика на опорах качения или скольжения (рис.2.5).

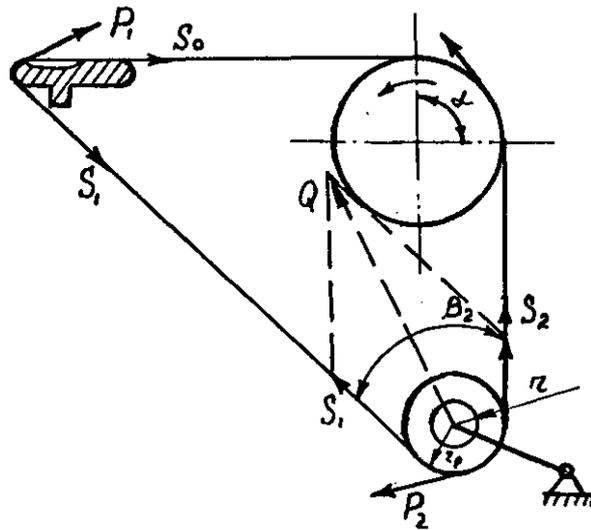


Рис. 2.5. Силы действующие на ремешок от натяжного механизма.

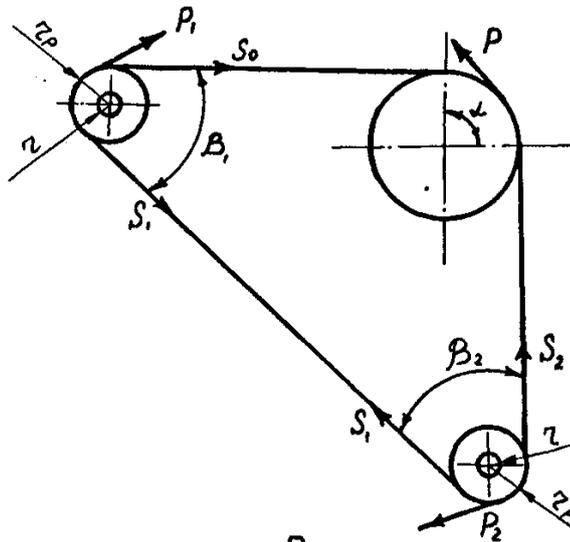


Рис. 2.6. Ремешковый механизм с двумя роликами.

В этом случае ролик вращается, ремешок по нему не скользит и задачу натяжения ветвей будем решать через усилие тяги P на цилиндре, усилие сопротивления P_1 на планке и P_2 – на ролике.

$$P_1 = S_1 - S_0 = S_0 \left(e^{\mu \alpha_1} - 1 \right) \quad (2.8).$$

$$P_2 = \frac{\mu \rho}{2\rho} = \frac{Q f}{r_0} \quad (2.9).$$

Где Q - реакция опоры ролика, равная геометрической сумме сил S_1 и S_2

f - коэффициент трения скольжения ролика по оси.

Располагая углом β_2 по теореме косинусов получим.

$$S_2^2 = S_1^2 + Q^2 - 2S_1Q \cos \frac{\beta_2}{2} \quad (2.10)$$

Для нахождения Q полагаем, в первом приближении, что $S_1=S_2$, тогда

$$Q = 2S_1 \cos \frac{\beta_2}{2} \quad (2.11)$$

Подставляя (2.11) в (2.9) получим

$$P_2 = 2S_0 e^{\mu_1 \alpha_1} \frac{r}{r_1} f \cos \frac{\beta_2}{2} \quad (2.13)$$

Тогда усилие тяги P , которое должен развить цилиндр в зоне контакта с ремешком определяется из выражения:

$$P = P_1 + P_2 \quad (2.14).$$

Или после постановки значений P_1 и P_2 из (5.8) и (2.13)

$$P = S_0 \left(e^{\mu_1 \alpha_1} - 1 \right) + 2S_0 e^{\mu_1 \alpha_1} \frac{r}{r_\delta} f \cos \frac{\beta_2}{2} \quad (2.15)$$

Для обеспечения движения ремешка усилие P должно быть меньше развиваемого P_{\max} на дуге α , то есть

$$P < P_{\max} = S_0 (e^{\alpha \mu} - 1) \quad (2.16)$$

В случае забоя подшипника ролика и прекращения его вращения ремешок начнет скользить по ролику и такое натяжное устройство превратится в обычный костыль, то есть

$$P_2 = S_2 - S_1 = S_1 \left(e^{\alpha_2 \mu_2} - 1 \right) \quad (2.17)$$

Где α_2 и μ_2 - соответственно приведенный угол охвата натяжителя ремешком и коэффициент трения ремешка о натяжитель.

Следовательно в обычных условиях при вращении ролика всегда $P_2 < P_{2\max}$

$$\text{или} \quad 2 \frac{r}{r_1} f \cos \frac{\beta_2}{2} < \left(e^{\mu_2 \alpha_2} - 1 \right) \quad (2.18)$$

Подставляя в (2.16) значение P из (2.15), найдем условие движение

Ремешка $P_{\max} > P_1 + P_2$

$$\text{То есть} \quad e^{\alpha \mu} > e^{\mu \alpha} \left(1 + 2 \frac{r}{r_{\delta}} f \cos \frac{\beta_2}{2} \right) \quad (2.19)$$

Если же ролик перестанет вращаться, то $P_2 = P_{2\max}$ и уравнение (2.19) сводится к уравнению (2.5).

При применении ролика вместо планки и натяжного ролика вместо костыля получаем схему (рис.2.6) где усилие сопротивления вращения ролика P_1 определится по методике применённой при выходе уравнения (2.13) как

$$\left(P_1 = 2 S_0 \frac{r}{r_{\delta}} f \cos \frac{\beta_2}{2} \right) \quad (2.20)$$

Натяжение ветви $S_1 = S_0 + P_1$. При определении в опоре ролика для нахождения P_1 принято, в первом приближении, $S_1 = S_0$, тогда

$$S_1 = S_0 \left(1 + 2 \frac{r_1}{r_{\delta}} f_1 \cos \frac{\beta_1}{2} \right) \quad (2.21)$$

Поставляя (2.21) в (2.12) получим

$$P_2 = S_0 \left(1 + 2 \frac{r_1}{r_{\delta}} f_1 \cos \frac{\beta_1}{2} \right) 2 \frac{r}{r_{\delta}} f \cos \frac{\beta_2}{2} \quad (2.22)$$

В этом случае необходимая для движения ремешка сила тяги P будет

$$P = P_1 + P_2$$

$$\text{или} \quad P = S_0 \left[2 \frac{r_1}{r_{\delta_1}} f \cos \frac{\beta_1}{2} + \left(1 + 2 \frac{r_1}{r_{\delta_1}} f_1 \cos \frac{\beta_1}{2} \right) 2 \frac{r}{r_{\delta}} f \cos \frac{\beta_2}{2} \right] \quad (2.23)$$

Подставляя (2.23) в (2.16) найдем условие движения ремешка

$$e^{\mu\alpha} - 1 \left\{ 2 \frac{r_1}{r_{\delta 1}} f \cos \frac{\beta_1}{2} + \left(1 + 2 \frac{r_1}{r_{\delta 1}} f_1 \cos \frac{\beta_1}{2} \right) 2 \frac{r}{r_{\delta}} f \cos \frac{\beta_2}{2} \right\} \quad (2.24)$$

Интересно отметить, что в уравнении (2.24), как и в уравнениях (2.19) и (2.5) отсутствует величина натяжения ремешка, то есть движение ремешка обуславливается только геометрическими и технологическими параметрами конструкции и увеличение натяжения ремешка сверх необходимого для обеспечения угла β приведет лишь к повышенному его износу.

Возвращаясь теперь к уравнению (2.10) и методике получения реакции Q , отметим, что мы остановились на первом приближении, то есть при расчете по приведенным уравнениям значения P , P_1 и P_2 получаются заниженными. Сила P_2 будет иметь несколько большее значение в том случае, если ролик почти не вращается и ремешок практически скользит по ролику, то есть

$$S_2 < S_1 e^{\mu_2 \alpha_2}$$

Подставляя тогда это значение в (2.10), получим

$$S_1^2 e^{2\mu_2 \alpha_2} = S_1^2 + Q^2 - 2S_1 Q \cos \frac{\beta_2}{2}$$

Откуда

$$Q = S_1 \left(\cos \frac{\beta_2}{2} + \sqrt{\cos^2 \frac{\beta_2}{2} - 1 + e^{2\mu_2 \alpha_2}} \right) \quad (2.25)$$

Истинное значение Q будет больше Q найденного по (2.10) и меньше Q , расчетного по 2.25.

2.5. Анализ работы двух ремешковой пары с натяжителем нижнего ремешка.

Для обычного вытяжного прибора (см.рис. 2.2) движение ремешков и вращение валика осуществляется за счет сил тяги (P+F). Условие движения нижнего ремешка с учетом приведенных выше соотношений для отдельных элементов ремешковой пары можно записать в виде

$$(P_{\max} + F_{\max}) \geq P_1 + P_2 + P_3 + P_5 + T_2 + T_1 \quad (2.6)$$

Или, после подстановки значений входящих в уравнение (2.6) членов

$$S_0 \left(e^{\mu\alpha} - 1 \right) + Q \mu S_0 \left(e^{\mu_1\alpha_1} - 1 \right) + S_0 e^{\mu_1\alpha_1} \left(e^{\mu_2\alpha_2} - 1 \right) + Q \left(f \frac{r_3}{r_{\hat{a}}} + \frac{\hat{e}}{r_{\hat{a}}} \right) + S_0 \left(e^{\mu_4\alpha_4} - 1 \right) + \mu_4 P_4 + T_2 - T_1 \quad (2.7)$$

Отсюда получим необходимую силу прижима валика к цилиндру.

$$Q = \frac{S_0 \left(e^{\mu\alpha + \mu\alpha} - e^{\mu\alpha} \right) + S_0^1 \left(e^{\mu\alpha} - 1 \right) + \mu_4 P_4 + T_2 - T_1}{\mu - (f_3 r_3 + k) / r_{\hat{a}}} \quad (2.8)$$

Если знаменатель уравнения (2.8) приближается к нулю, то сила прижима возрастает бесконечно. Отсюда вытекает условие, при котором ремешковая пара не будет двигаться при любой силе Q

$$\mu = \frac{f_3 r_3 + k}{r_{\hat{a}3}} \quad (2.9)$$

Из анализа выражений определяющих движение верхнего и нижнего ремешков вытяжного прибора следует, что одним из важнейших факторов, определяющих эти условия является коэффициент трения скольжения ремешка о поверхности, с которыми он контактирует.

ГЛАВА 3.

Исследование поля сил трения между ремешками на вытяжном приборе.

3.1. Дифференциальные уравнения изгиба оси нажимного валика ровничных и прядильных машин.

Рассматривая контактное соприкосновение валиков по цилиндру в направлении параллельно оси риф цилиндра, задачу можно рассматривать, как валик прижатый к поверхности цилиндра изменяет площадь соприкосновения.

Например, при изгибе оси нажимных валиков как показанной на Рис. 3.1.

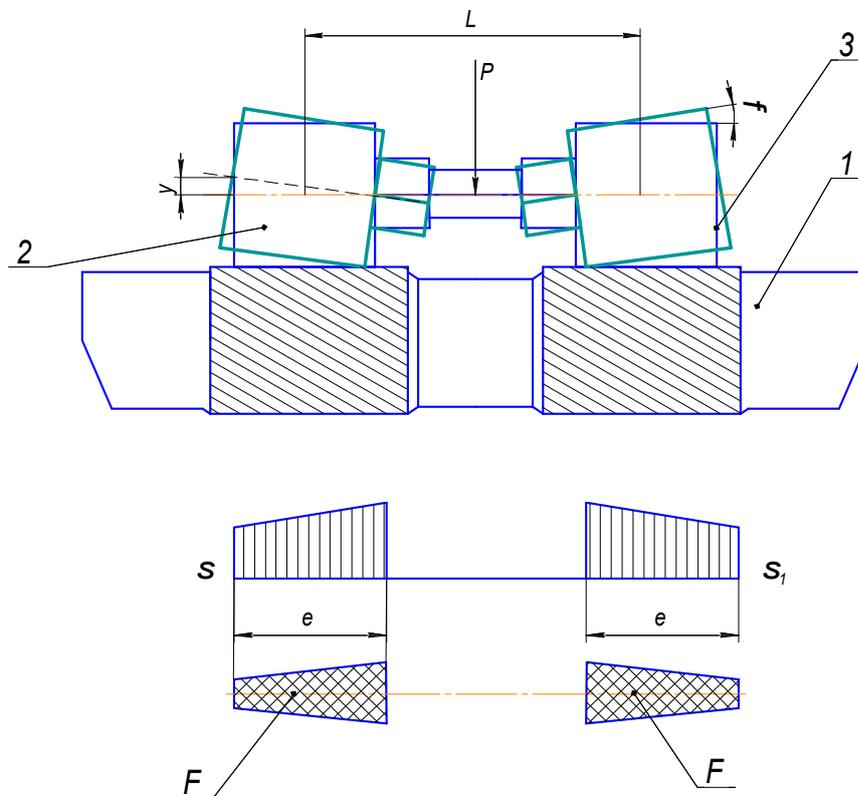


Рис. 3.1. Взаимодействие нажимного валика с риф цилиндром.

А). показано как изгибается ось валика от усилия прижатия P .

Б). Форма отпечатка и эпюра сил действующих на покрытие нажимного валика.



3.1.1.Общей вид нажимного валика.

За счет деформации оси валики прижимаются к поверхности рифленых цилиндров не равномерно по длине контакта, и отпечаток пятна контакта имеет трапециoidalный вид. В работах Шукурова М.М. приводятся данные о наличии этого явления.

Нажимные валики с резиновыми покрытиями больше деформируются, чем ремешковые пары вытяжных приборов.

Рассмотрим механизм работы данной контактной связи. В данном случае за счет деформации оси нажимные валики поворачиваются, на угол α_1 что приводит к нарушению линии контакта.

Проведенными исследованиями предложено рассчитывать нажимные валики ленточных машин ЛАТ-50 как балку лежащую на упругом основании, причём за упругое основание принято эластичное покрытие валика .

Нажимной валик ровничной и прядильной машины представляет собой более сложную для расчёта упругую систему ввиду парности конструкции. Выберем расчётную схему нажимного валика как показано на рис. 3.2.

Так как конструкция симметричная, то для сокращения количества уравнений примем для рассмотрения правую половину нажимного валика.

На рис. 3.2. Р - половина внешней нагрузки на нажимной валик от пружины рычага нагрузки. Цифрами 0, 1, 2, 3, 4 обозначены номера участков.

Ос симметрии валика.

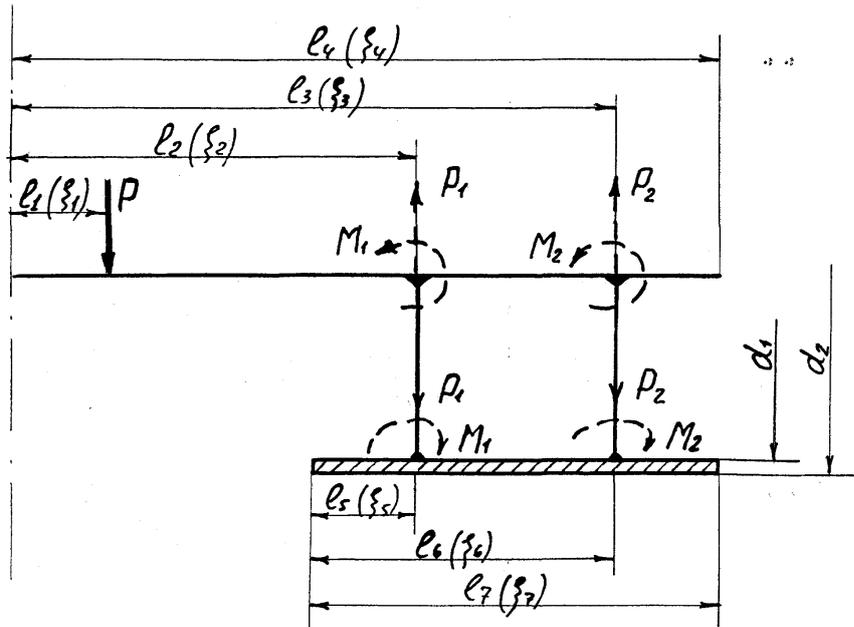


Рис.3.2 .Половина оси нажимного валика и силы действующие на неё.

W_0 -упругая линия участка 0

W_1 -упругая линия участка 1

W_2 -упругая линия участка 2

W_3 -упругая линия участка 3

W_4 -упругая линия участка 4

W_5 -упругая линия участка 5

W_6 -упругая линия участка 6

EJ - жесткость оси нажимного валика.

EJ_1 - жесткость стакана нажимного валика.

$$W_0 = \frac{1}{EJ} \left[\frac{P(x-l_1)^3}{6} - \frac{P_1(x-l_2)^3}{6} - \frac{P_2(x-l_3)^3}{6} - \frac{M_1(x-l_2)^2}{2} - \frac{M_2(x-l_3)^2}{2} + a_1x + b_1 \right]$$

$$0 \leq x \leq l_1 \quad (1.1)$$

$$W_1 = \frac{1}{EJ} \left[\frac{P_1(x-l_2)^3}{6} - \frac{P_2(x-l_3)^3}{6} - \frac{M_1(x-l_2)^2}{2} - \frac{M_2(x-l_3)^2}{2} + a_1x + b_1 \right]$$

$$l_1 \leq x \leq l_2 \quad (1.2)$$

$$W_2 = \frac{1}{EJ} \left[\frac{P_2(x-l_3)^3}{6} - \frac{M_2(x-l_3)^2}{2} + a_1x + b_1 \right] \quad l_2 \leq x \leq l_3 \quad (1.3)$$

$$W_3 = \frac{1}{EJ} [a_1x + b_1] \quad l_3 \leq x \leq l_4 \quad (1.4)$$

$$W_4 = B_1V_1(\xi) + B_2V_2(\xi) \quad 0 \leq \xi \leq \xi_5 \quad (1.5)$$

$$W_5 = B_1V_1(\xi) + B_2V_2(\xi) + \frac{4mP_1}{K}V_4(\xi - \xi_5) + \frac{4m^2M_1}{K}V_3(\xi - \xi_5)$$

$$\xi_5 \leq \xi \leq \xi_6 \quad (1.6)$$

$$W_6 = B_1V_1(\xi) + B_2V_2(\xi) + \frac{4mP_1}{K}V_4(\xi - \xi_5) + \frac{4m^2M_1}{K}V_3(\xi - \xi_5) + \frac{4mP_2}{K}V_4(\xi - \xi_6) + \frac{4m^2M_2}{K}V_3(\xi - \xi_6)$$

$$\xi_6 \leq \xi \leq \xi_7 \quad (1.7)$$

В формулах 1.1-1.7 введены обозначение

P_1 - реакция внутри опоры

P_2 - реакция наружной опоры

M_1 - реактивный момент внутренней опоры

M_2 - реактивный момент наружной опоры

a_1, b_1, B_1, B_2 - постоянные интегрирования

$V_1(\xi), V_2(\xi), V_3(\xi), V_4(\xi)$ - функции А.Н. Крылова

$m = 4\sqrt{\frac{K}{4EJ_1}}$ - безразмерный коэффициент.

K - коэффициент постели упругого покрытия валика

Для удобства дальнейших расчётов введён безразмерные координаты и

коэффициент $-\beta = \frac{EJ}{EJ_1}$

В выражения 1.1-1.4.

Тогда

$$\bar{W}_0 = \frac{\bar{p}(\xi - \xi_1)^3}{6\beta} - \frac{\bar{p}_1(\xi - \xi_2)^2}{6\beta} - \frac{\bar{p}_2(\xi - \xi_3)^3}{6\beta} - \frac{\bar{M}_1(\xi - \xi_2)^2}{2\beta} - \frac{\bar{M}_2(\xi - \xi_3)^2}{2\beta} + \frac{a_1\xi + b_1}{\beta}$$

$$0 \leq \xi \leq \xi_1 \quad (1.8)$$

$$\bar{W}_1 = -\frac{\bar{p}_1(\xi - \xi_2)^2}{6\beta} - \frac{\bar{p}_2(\xi - \xi_3)^3}{6\beta} - \frac{\bar{M}_1(\xi - \xi_2)^2}{2\beta} - \frac{\bar{M}_2(\xi - \xi_3)^2}{2\beta} + \frac{a_1\xi + b_1}{\beta}$$

$$\xi_1 \leq \xi \leq \xi_2 \quad (1.9)$$

$$\bar{W}_2 = -\frac{\bar{p}_2(\xi - \xi_3)^3}{6\beta} - \frac{\bar{M}_2(\xi - \xi_3)^2}{2\beta} + \frac{a_1\xi + b_1}{\beta}$$

$$\xi_2 \leq \xi \leq \xi_3 \quad (1.10)$$

$$\bar{W}_3 = \frac{a_1\xi + b_1}{\beta} \quad \xi_3 \leq \xi \leq \xi_4 \quad (1.11)$$

В уравнениях (1.8-1.11)

$\bar{W}_0, \bar{W}_1, \bar{W}_2, \bar{W}_3$ - безразмерные прогибы соответственно на участках 1, 2, 3 и 4.

1.2 Решение уравнений изгиба оси нажимного валика.

Для решения приведенной системы уравнений необходимо использовать условия сопряжения участков.

Будем рассматривать верхний и нижний участки отдельно.

Верхний участок (ось нажимного валика).

В начале участка из условий симметрии конструкции.

$$\text{При } \xi = 0 \quad \bar{W}'_0 = \bar{W}'''_0 = 0 \quad (1.2.1)$$

Нижний участок

$$\text{При } \xi = 0 \quad \bar{W}''_4 = \bar{W}'''_4 = 0 \quad (1.2.2)$$

Эти 2 условия уже использованы при нахождении 2 постоянных для участка 4.

$$\xi = \xi_6 \quad \bar{W}''(\xi_6) = \bar{W}'''(\xi_6) = 0 \quad (1.2.3)$$

Условия сопряжения между верхним и нижним участками.

$$\overline{W}_1(\xi_1) = \overline{W}_4(\xi_5) \quad (1.2.4)$$

$$\overline{W}'_1(\xi_1) = \overline{W}'_4(\xi_5) \quad (1.2.5)$$

$$\overline{W}_2(\xi_2) = \overline{W}_5(\xi_6) \quad (1.2.6)$$

$$\overline{W}'_2(\xi_2) = \overline{W}'_5(\xi_6) \quad (1.2.7)$$

Уравнения 1.8-1.11 выключают 8 неизвестных $\overline{P}_1, \overline{P}_2, \overline{M}_1, \overline{M}_2, a_1, b_1, B_1, B_2$.

Для их определения имеем 8 условий (1.2.1, 1.2.3, 1.2.4, 1.2.5, 1.2.6, 1.2.7).

Составим матрицу 8 порядка

$$\begin{pmatrix} \xi_2^2 & \xi_3^2 & 2\xi_2 & 2\xi_3 & 2 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{(\xi_2 - \xi_3)^2}{6\beta} & 0 & \frac{(\xi_2 - \xi_3)^2}{2\beta} & \frac{\xi_2}{\beta} & \frac{1}{\beta} & -V_1(\xi_5) & -V_2(\xi_5) \\ 0 & \frac{(\xi_2 - \xi_3)^2}{2\beta} & 0 & \frac{(\xi_2 - \xi_3)^2}{\beta} & -V_1(\xi_5) & 0 & -4V_4(\xi_5) & -V_1(\xi_5) \\ -V_4(\xi_6 - \xi_5) & 0 & -V_3(\xi_6 - \xi_5) & 0 & \frac{\xi_3}{\beta} & \frac{1}{\beta} & -V_1(\xi_6) & -V_2(\xi_6) \\ -V_3(\xi_6 - \xi_5) & 0 & -V_2(\xi_6 - \xi_5) & 0 & \frac{1}{\beta} & 0 & 4V_4(\xi_6) & -V_1(\xi_6) \\ V_2(\xi_7 - \xi_5) & V_2(\xi_7 - \xi_6) & V_1(\xi_7 - \xi_5) & V_1(\xi_7 - \xi_5) & 0 & 0 & -4V_3(\xi_7) & -4V_4(\xi_7) \\ V_1(\xi_7 - \xi_5) & V_1(\xi_7 - \xi_6) & -V_4(\xi_7 - \xi_5) & -4V_4(\xi_7 - \xi_6) & 0 & 0 & -4V_2(\xi_7) & -4V_3(\xi_7) \end{pmatrix}$$

$$X \begin{pmatrix} \overline{P}_1 \\ \overline{P}_1 \\ \overline{M}_1 \\ \overline{M}_2 \\ a_1 \\ b_1 \\ \overline{B}_1 \\ \overline{B}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \overline{P\xi_1^2} \\ \overline{P} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (1.2.8)$$

Расчёт нажимного валика на жёсткость. Для расчёта элементов матрицы(1.2.8) составлена специальная программа ЭВМ. Исходные данные и результаты расчёта приведены ниже

1 Вариант:

$$\begin{array}{lll} \alpha = 1.1 \text{ см} & P = 15 \text{ кг} & l_5 = 0.5 \text{ см} \\ \beta = 0.159 & l_1 = 0.8 \text{ см} & l_6 = 3.2 \text{ см} \\ K = 54 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} & l_2 = 5 \text{ см} & l_7 = 4 \text{ см} \\ m = 0.062 & l_3 = 7.7 \text{ см} & \end{array}$$

Прогибы в точках

$$\xi = 0 \quad W_{\xi_0} = 0.0696 \text{ см}$$

$$\xi = \xi_7 \quad W_{\xi_7} = 0.0677 \text{ см}$$

Разность прогибов

$$W_{\xi_0} - W_{\xi_7} = 0.00185 \text{ см}$$

Изгибающие моменты

$$M_1 = 25.2 \text{ кг.см}$$

$$M_2 = 2.2 \text{ кг.см}$$

Напряжение в опасном сечении

$$\sigma_{\max} = 189 \text{ кг/см}^2$$

2 вариант:

$$\begin{array}{lll} \alpha = 0.9 \text{ см} & P = 15 \text{ кг} & l_5 = 0.5 \text{ см} \\ \beta = 0.0886 & l_1 = 0.8 \text{ см} & l_6 = 3.2 \text{ см} \\ K = 54 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} & l_2 = 5 \text{ см} & l_7 = 4 \text{ см} \\ m = 0.062 & l_3 = 7.7 \text{ см} & \end{array}$$

Прогибы в точках

$$\xi = 0 \quad W_{\xi_0} = 0.0701 \text{ см}$$

$$\xi = \xi_7 \quad W_{\xi_7} = 0.0675 \text{ см}$$

Разность прогибов

$$W_{\xi_0} - W_{\xi_7} = 0.00252 \text{ см}$$

Изгибающие моменты

$$M_1 = 26.2 \text{ кг.см}$$

$$M_2 = 2.4 \text{ кг.см}$$

Напряжение в опасном сечении

$$\sigma_{max} = \frac{M_1}{W} 305 \text{ кг/см}^2$$

Диаметра оси с 1,1 см до 0,95 см. напряжения и прогиб возникают. Однако напряжения даже для самого неблагоприятного 2- варианта при нагрузке 30 кг намного меньше допускаемых для стали 45 нормализованного предел текучести $G=2900 \text{ кг/см}^2$.

3. 2. Скольжение сопрягаемых пар вытяжных приборов.

В современных конструкциях вытяжных приборов преимущественно применяют сочетания следующих материалов фрикционных пар: риф цилиндры и нажимные валики с резиновым покрытием — закаленная сталь и резина.

Из резин обычно изготавливают покрытие валиков и ремешки фрикционных пар. При выполнении фрикционных пар из разных материалов риф цилиндры следует изготавливать из более прочного материала во избежание образования выработок на ведущем рифленном цилиндре при возможных пробуксовках.

При выборе расчетного значения коэффициента трения приходится учитывать влияние на него условий работы конкретного типа вытяжного прибора. Условия протекания процесса трения в реальных парах вытяжных приборах отличаются от условий работы цилиндрических валиков, выполненных из таких же материалов. Наличие на контактной площадке

полюса качения приводит к тому, что трение сопровождается верчением контактирующих тел. При этом в различных точках пятна контакта скорости относительного смещения будут разные, а в полюсе качения они равны нулю. В соответствии с этим и коэффициент трения в них будет неодинаков. В этих условиях в расчет должно вводиться некоторое интегральное значение коэффициента трения.

Коэффициент трения не зависит от материала трущихся поверхностей, мало изменяется с изменением контактных напряжений (несколько возрастает с повышением последних), снижается с возрастанием скорости относительного скольжения и суммарной скорости качения. На коэффициент трения, также влияют качество и состояние контактирующих поверхностей, геометрическая форма валиков и специфический условия, свойственные работе вытяжной пары.

Поэтому наиболее достоверными могут считаться те значения коэффициента трения, которые получены из испытаний вытяжного прибора или в условиях, максимально приближающихся к условиям работы вытяжной пары. На рис. 3.4. показана схема взаимодействия пары вытяжного прибора где в точках O и O_1 вращаются риф цилиндр и нажимной валик обтянутое ремешками из резины. Упругое отгеснение ремешков за счет прижатия усилием Q происходит в результате скольжения ремешков по поверхности пар.

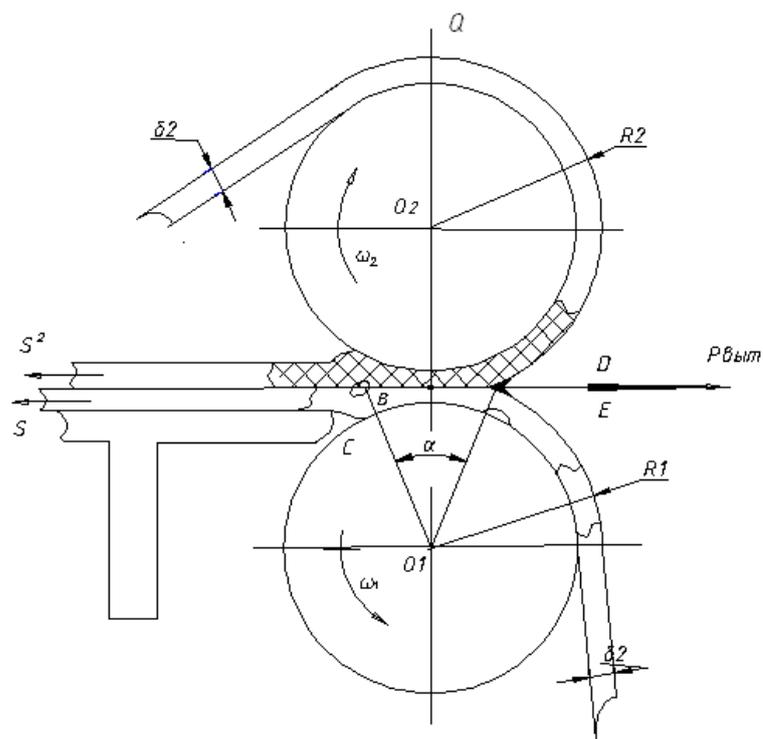


Рис-3.4. Взаимодействие пары на вытяжном приборе прядильной машины. При работе всякой вытяжной пары как показанной на Рис.3.4. неизбежно возникает упругое скольжение ремешков. В ремешковых парах вытяжных приборов имеет место и так называемое геометрическое скольжение. Кроме того, при недостаточной силе нажатия появляется общее проскальзывание — буксование.

Скольжение валиков вызывает их износ, частичную потерю сцепления волокон и изменения вытяжки, увеличения неровноты продукта. Поэтому при конструировании должны быть приняты меры к снижению скольжения.

Возможность появления при нормальной работе буксования должна быть исключена. Для этого передача должна быть рассчитана с достаточным запасом сцепления, с тем чтобы $F_t < F_{r.f}$.

Упругое скольжение обуславливается упругой деформацией валиков и пары с ремешками в тангенциальном направлении. Под действием силы трения, приложенной в месте контакта, элементы ремешка риф цилиндра подходят к контакту растянутыми, а уходят сжатыми (рис.3.5). Элементы ремешка ведомого валика подходят к месту контакта сжатыми, а уходят растянутыми. Следовательно, при прохождении по площадке контакта, получающейся при

деформации валика, элементы ведомого валика укорачиваются, а элементы ведущего цилиндра удлиняются и обгоняют. В результате между элементами обоих ремешков (валика) возникает упругое скольжение. Это скольжение происходит не по всей ширине площадки контакта, а лишь по ее части.

При входе элементов ремешка в контакт они вначале на участке сцепления *1—2* движутся без скольжения.

Однако согласно теории Р. В. Вирабова поверхностные слои здесь испытывают постепенно нарастающие деформации сдвига (предварительные смещения *u*), в результате чего удельная касательная сила $q_t = -\lambda u$

(λ — коэффициент тангенциальной жесткости тела, определяемый упругими свойствами его материала и условиями нагружения) возрастает от нуля до максимального значения, обусловленного силой трения $f q_n$ здесь q_n — нормальное давление в точке *2*.

После этого на участке *2—3* происходит упругое скольжение, скорость которого изменяется от нуля до максимума в точке *3*.

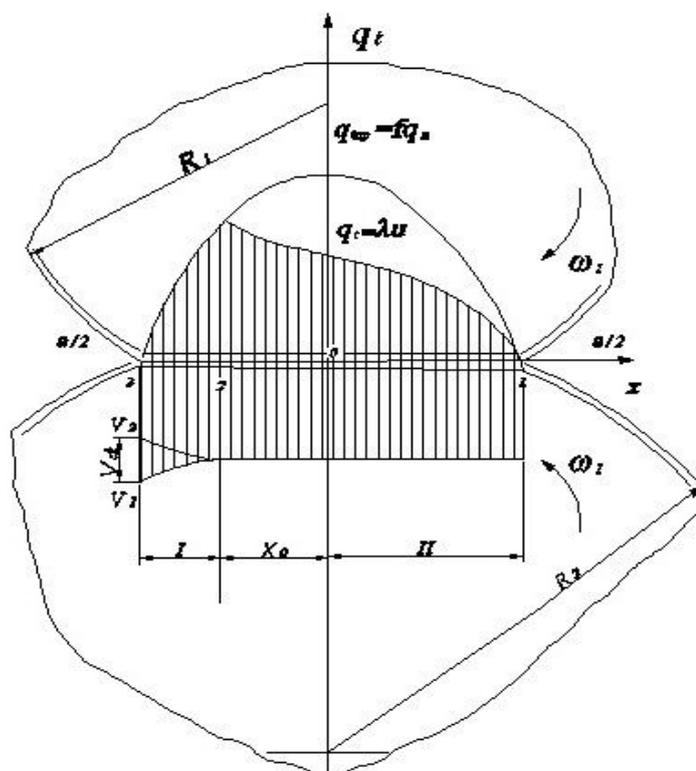


Рис.3.5. Скольжение и распределение удельных касательных сил трения по ширине контактной площадки:

1- участок сцепления. II-участок скольжения.

Таким образом, при вращении нажимных валиков цилиндрами касательная сила действует на всей ширине контактной полоски: на участке скольжения с полной реализацией силы трения, а на участке сцепления — с частичной.

Считаем что, у металлических риф цилиндры деформации весьма малы, поэтому такие пары работают практически без упругого скольжения. Учет упругого скольжения актуален при анализе передач, в которых имеется рабочее тело из эластичного материала, например валик с резиновым бандажом или с ремешками как на вытяжных приборах ровничных и прядильных машинах.

В этом случае становятся ощутимыми тангенциальная деформация такого тела и возникающее в этой связи упругое скольжение фрикционных элементов в зоне контакта.

В работе Р. В. Виравов принял следующие допущения:

тела совершенно упругие и гладкие, удельные касательные силы подчинены закону трения Амонтона $q_t = f q_n$, коэффициент трения постоянен, упругие процессы, происходящие при качении, рассматриваются статическими, площадка контакта плоская, нормальные давления поперек полоски контакта распределяются по параболическому закону, а вдоль — равномерно. При этих допущениях им получены следующие выражения для определения относительной потери скорости v ведомого звена и координаты x_0 границы участков сцепления и скольжения:

$$\begin{aligned} \xi &= 0,5f \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \left(\frac{a}{2} + x_0 \right); \\ x_0 &= \frac{a}{2} (1 - 2\sqrt[3]{1 - \psi}). \end{aligned} \quad (2)$$

В таблице-1 приведен расчет тяги ремешковой пары.

№	φ	ε_1	ε_2	ε_3	ε_4	ε_5
		a=1	a=1,5	a=2	a=2,5	a=3
0	0	0	0	0	0	0
1	0,1	0,0017	0,00252	0,003312	0,00414	0,004969
2	0,2	0,0035	0,005184	0,006912	0,00864	0,01036
3	0,3	0,0054	0,008064	0,010752	0,01344	0,0161
4	0,4	0,0075	0,011268	0,015024	0,01878	0,02256
5	0,5	0,0099	0,014868	0,019824	0,02478	0,0297
6	0,6	0,0126	0,018972	0,025296	0,03162	0,0379
7	0,7	0,0159	0,023796	0,031728	0,03966	0,048
8	0,8	0,0199	0,029916	0,039888	0,04986	0,0598
9	0,9	0,0257	0,038592	0,051456	0,06432	0,077
10	1	0,048	0,072	0,096	0,12	0,144

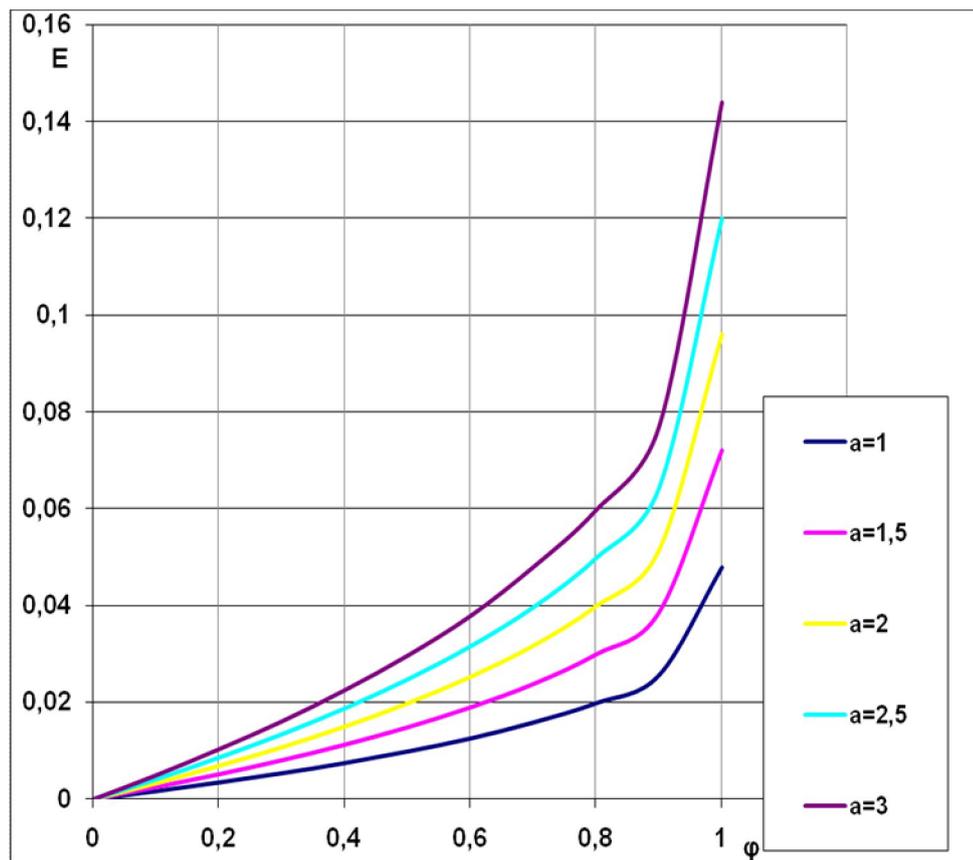


Рис.3.6. Зависимость относительной потери скорости от коэффициента тяги ξ .
 Здесь $\psi = F_t/fF_n$ — коэффициент тяги передачи между верхним и нижними ремешками — величина, обратная запасу сцепления $\psi = 1/\beta$.

β - Запас сцепления ремешков на паре, зависима от коэффициента трения между ремешками и усилия прижатия валиков.

Из формулы (2) следует, что с увеличением ширины контактной полоски, т. е. с уменьшением жесткости взаимодействующих тел, относительная потеря скорости при прочих равных условиях возрастает.

На рис. 3.6. показана зависимость относительной потери скорости от коэффициента ψ . Видно, что с приближением касательной нагрузки F_t к предельному значению $F_{tпр} = fF_n$ (при $\psi \rightarrow 1$) относительная потеря скорости верхних ремешков также достигает некоторого предельного значения ϵ . При этом участок сцепления исчезает, и в пределах всей ширины полоски контакта действуют силы трения скольжения. При $\epsilon < \epsilon_{пр}$ только на части ширины полоски контакта происходит скольжение, и передаваемая через контакт суммарная касательная сила представляет собой неполную силу трения. Касательные напряжения на ремешках зависят от продольного модуля упругости ремней. Так как ремни имеют в составной части каркас армирующих элементов в виде тканей или кордных нитей удлинение элементов ремешков незначительны. Поэтому тангенциальные напряжения за счет деформации слоя резины толщиной 1 мм воспринимает каркас, и смещение происходит незначительные.

В практике для определения радиальной модуля упругости применяют способ, при котором для определения модуля упругости ремней складывают несколько ремешков и определяют модуль для слоя резины. Толщина образца должна быть от 5 до 6 мм, что достигается путем наложения пластинок ремешка одной на другую.

Сравнительная оценка проскальзывания ремней относительно друг друга приведена в справочнике хлопкопрядения, по результатам исследований ЦНИХБИ приведены в таблице. 2

Величина скольжения (%) нижних и верхних ремешков (по данным цнихби и вниилтекмаша)

Таблица 2.

Вытяжной прибор	Величина скольжения между			Нагрузка на вторую вытяжную пару, Н
	нижним Ремешком и цилиндром С1	валиком и верхним ремешком С2	нижним и верхним ремешком С3	
ВР-1М	0,57	2,9	1,56	75
	0,42	1,2	1,35	90
ВР-1УЗМ	0,39	0,7	1,48	120
СКФ	0,4	0,6	1,1	100

$$C_1 = \frac{\vartheta_{ц} - \vartheta_{н.р}}{\vartheta_{ц}} 100; \quad C_2 = \frac{\vartheta_{в.р} - \vartheta_{в}}{\vartheta_{в.р}} 100; \quad C_3 = \frac{\vartheta_{н.р} - \vartheta_{в.р}}{\vartheta_{н.р}} 100,$$

где $\vartheta_{ц}$, $\vartheta_{н.р}$, $\vartheta_{в.р}$, $\vartheta_{в}$ -линейная скорость соответственно второго цилиндра, нижнего ремешка, верхнего ремешка ,валика второй линии ,мм/мин.

Сравнительный анализ полученных результатов подтверждает наличие скольжения между ремешками.

3.3.Механизм скольжения нажимных валиков и ремешков при деформации оси валиков.

Выше мы рассмотрели скольжение валиков по цилиндру в поперечном направлении , что весьма отличается в направлении параллельно оси рифф цилиндров. Эту задачу можно рассматривать, как валик прижатый к поверхности цилиндра изменяет площадь соприкосновения.

Геометрическое скольжение возникает вследствие неодинакового изменения скорости по длине контакта на ведущем цилиндре и ведомом нажимном валике. Следует, что, в обоих случаях скольжение пар существует. Рассмотрим механизм работы данной контактной связи. В данном случае за счет

деформации оси нажимные валки поворачиваются, на угол α_1 что приводит к нарушению линии контакта.

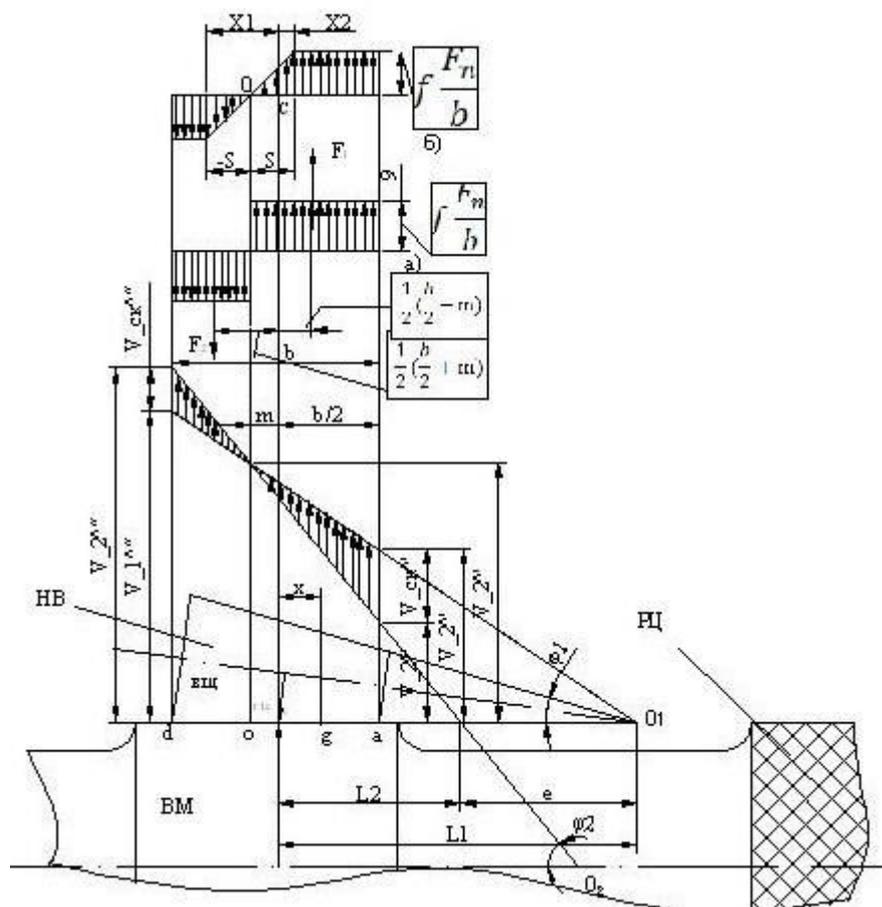


Рис.3.7. Распределение скольжения и сил трения по длине линии контакта при качении конусов с несовпадающими вершинами в случаях:

a — жестких конусов; *б* — податливых конусов

Работу фрикционных пар с прямолинейными образующими валика и риф цилиндра и линейным контактом можно рассматривать в общем случае как качение двух элементов, конуса в виде нажимного валика и риф цилиндра с не совпадающими вершинами O_1 и O_2 (рис.3.7.).

Всякую другую форму нажимных валиков можно представить как частный случай конуса. Так, при угле конуса $2\alpha = 0$ валики становится цилиндрическим; при $2\alpha = 180^\circ$ конус превращается в диск, работающий торцовой поверхностью. При качении одного конуса по другому цилиндру с несовпадающими вершинами скорость по длине линии контакта ad изменяется на ведущем риф

цилиндре с более длинной образующей по прямой от v_1 в точке a до v_2 в точке d , а на ведомом нажимном валике с конусом и с короткой образующей l_1 — соответственно от v_2 до v_2 . В точке o линии контакта, в полюсе качения, имеет место чистое качение, во всех остальных точках — качение со скольжением. Когда ведущим является длинный риф цилиндр, на участке ao скольжение положительно, а на участке od — отрицательно. При ведущем коротком конусе скольжение имеет обратные знаки.

При полном отсутствии нагрузок полюс качения o лежит вблизи середины линии контакта, так что моменты сил трения F_1 и F_2 , возникающих на участках ao и od , относительно оси ведомого колеса уравниваются.

При нагружении нажимных валиков полюс качения смещается. При этом сила трения F_1 развивающаяся на участке ao , играет положительную роль — ведет ведомый каток, сила же трения F_2 , наоборот, тормозит его. Примем начало координат в середине контактной линии — точке c . Координату x к вершине конуса считаем положительной, от вершины — отрицательной. Координату полюса качения m вводим во все зависимости также со своим знаком: минус при смещении от середины к основанию конуса (см. рис. 5) и плюс при смещении полюса к вершине.

Разность моментов сил трения F_1 и F_2 уравнивает момент сопротивления на ведомом валике

$$M'_2 = F_1 \left[r_{2c} - \frac{1}{2} \left(\frac{b}{2} + m \right) \sin \alpha_2 \right] - F_2 \left[r_{2c} + \frac{1}{2} \left(\frac{b}{2} - m \right) \sin \alpha_2 \right].$$

Здесь

$$F_1 = q_n f \left(\frac{b}{2} - m \right); \quad F_2 = q_n f \left(\frac{b}{2} + m \right);$$

$$r_{2c} = l_2 \sin \alpha_2; \quad q_n = \frac{F_n}{b}.$$

После подстановки и преобразований в общем виде

$$M'_2 = \pm q_n f \sin \alpha_2 \left[m^2 - 2ml_2 - \frac{b^2}{4} \right]. \quad (3)$$

Здесь и ниже во всех зависимостях верхние знаки при ведущем длинном и нижние при ведущем коротком конусе.

Под M_2 понимают полный момент сопротивления на ведомом валике, включая полезное сопротивление, а также трение в опорах ведомого валика и трение качения одного нажимного валика по риф цилиндру.

Аналогично предыдущему разность моментов сил трения относительно ведущего риф цилиндра дает момент на ведущем цилиндре:

$$M_1' = \pm q_n f \sin \alpha_1 \left[m^2 - 2ml_1 - \frac{b^2}{4} \right]. \quad (4)$$

Момент на ведущем риф цилиндре M_2 больше момента на ведомом валике на сумму моментов трения в опорах этого вала и трения качения валика и риф цилиндра.

Пользуясь выражениями (3) и (4), можно вывести формулы для определения координаты полюса качения, а также передаточного отношения, момента и мощности трения при геометрическом скольжении и для определения КПД пары валика и риф цилиндра. Из уравнения (3) координата полюса качения

$$m = l_2 - \sqrt{l_2^2 + \frac{b^2}{4} \pm \frac{M_2'}{q_n f \sin \alpha_2}}. \quad (5)$$

Для двух конусов с вершинами по разную сторону от рабочей зоны можно пользоваться теми же формулами с верхним знаком. Полюс смещается к вершине ведущего конуса.

Принимаем, что окружная сила F_t приложена в полюсе качения; тогда момент сопротивления

$$M_2' = F_t (r_{2c} - m \sin \alpha_2) = F_t (l_2 - m) \sin \alpha_2.$$

Приравнявая это выражению (3) и учитывая, что

$$F_t = \frac{F_n f}{\beta} = \frac{q_n b f}{\beta},$$

Получаем

$$m = \left[1 \mp \frac{1}{\beta} \frac{b}{2l_2} - \sqrt{1 \mp \left(\frac{b}{2l_2} \right)^2 \left(1 \mp \frac{1}{\beta^2} \right)} \right] l_2. \quad (6)$$

С целью уменьшения скольжения b/l_2 берут, возможно, меньшим, поэтому членом с множителем $(b/2l_2)^2$ в формуле (6) можно пренебречь; тогда с достаточной точностью можно записать

$$m \approx \frac{F_t}{F_n f} \frac{b}{2} = \mp \frac{1}{\beta} \frac{b}{2}. \quad (7)$$

Зная положение полюса качения, можно определить действительное передаточное отношение фрикционной пары по формуле

$$i = \frac{r_{20}}{r_{10}} = \frac{r_{2c} - m \sin \alpha_2}{r_{1c} - m \sin \alpha_1} = \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1} \frac{l_2 - m}{l_1 - m}. \quad (8)$$

Знаки принимают так же, как и в формуле (5).

Если нажатие F_n пропорционально нагрузке F_t (или M_2'), то полюс качения занимает при всех режимах постоянное положение.

В передачах, работающих с постоянным F_n , полюс качения перемещается в зависимости от нагрузки. Для предельного случая, когда $F_t = Ff$ и $\beta = 1$, координата $m = 0,5 b$ т. е. полюс качения находится на конце контактной линии. На другом ее конце скорость геометрического скольжения $V_{ск}$ достигает максимального значения. При дальнейшем повышении нагрузки начинается общее проскальзывание — буксование. При перемещении полюса качения расчетные радиусы колес будут изменяться.

Следовательно, в вытяжных парах с переменным F_t/F_n передаточное отношение изменяется с изменением нагрузки.

Одной из наиболее важных характеристик фрикционных пар вытяжных приборов является относительная скорость скольжения валика по цилиндру.

Скорость $v_{ск}$ в произвольной точке g с координатой x определяется разностью скоростей нажимного валика и цилиндра

$$v_{y1} \text{ и } v_{x2}:$$

$$v_{x1} = \frac{l_1 - x}{l_1 - m} v_0; \quad v_{x2} = \frac{l_2 - x}{l_2 - m} v_0;$$

$$v_{\text{ск}} = v_{x1} - v_{x2} = \pm \frac{e(x - m)}{(l_1 - m)(l_2 - m)} v_0. \quad (9)$$

Относительная скорость геометрического скольжения в общем случае

$$\xi_{\text{гх}} = \frac{v_{\text{ск}}}{v_0} = \pm \frac{e(x - m)}{(l_1 - m)(l_2 - m)}. \quad (10)$$

Наибольшая относительная скорость геометрического скольжения при смещении полюса качения на конец контактной линии, когда $F_t = F_{nf}$,

$$\xi_{\text{гх}}^{\text{max}} = \frac{be}{(l_1 \pm 0,5b)(l_2 \pm 0,5b)}. \quad (11)$$

Величина скольжения возрастает с увеличением длины линии контакта и расстояния между вершинами конусов. При совпадении вершин конусы будут обкатываться без скольжения.

При работе цилиндра по конусу относительное скольжение

$$\xi_{\text{гх}} = \pm \frac{x - m}{l - m}. \quad (12)$$

Знак плюс при ведущем цилиндре, минус — при ведущем конусе нажимном валике.

Если вершины катящихся конусов расположены по разные стороны рабочего пояса, то аналогично предыдущему.

$$\xi_{\text{гх}} = - \frac{e(x - m)}{(l_1 - m)(l_2 + m)}; \quad (13)$$

здесь $e = l_1 + l_2$ — расстояние между вершинами конусов.

При данной координате m наибольшее относительное скольжение ξ , по (10), (12) и (13), будет при $x = b/2$.

Как при качении цилиндра по конусу, так и при качении двух конусов с вершинами, обращенными в разные стороны, величина скольжения

значительно больше, чем при качении конусов с вершинами, лежащими по одну сторону рабочего пояска.

Основные параметры для расчетов значений проскальзывания.

F-коэффициент тяги риф цилиндра. Нсм

M- момент сопротивления. Нсм

m-координата полуоси качания. мм для нажимного валика.

НВ- нажимной валик.

РЦ- риф цилиндр.

b-ширина валика в контактной части. мм

X- начало координат. мм

f- коэффициент трения валика по цилиндру.

q-давление на валик. 100 Н

V_1 – скорость вращения валика . м/сек.

α_1 - угол наклона нажимного валика. рад прогиб вала нажимного валика.

α_2 - угол смещения риф цилиндра. рад прогиб риф цилиндра.

V_0 - скорость вращения риф цилиндра. м/сек

R_{1c} - радиус скольжения нажимного валика в точке соприкосновения. мм

R_{2c} - радиус скольжения риф цилиндра в точке соприкосновения. мм

ГЛАВА 4.

4.1 Исследование поля сил трения и установка для проведения экспериментов.

Проведение исследований по определению взаимодействия пары на вытяжных приборах в частности ремешковой пары является актуальной.

Как было отмечено, в главе 1 проведенные исследования авторами не полностью отражают суть протекания процесса взаимодействия ремешков с волокном.

Связи с вышесказанными нами было разработана специальная методика и установка для исследования вытяжных приборов прядильных машин.

Общий вид и схема измерительного прибора приведен на рис. 4.1 и 4.2.

Установка включает в себе участок трехцилиндрового вытяжного прибора с отдельным приводом для первой линии цилиндров и привод для второй и третьей линии цилиндров. Принятие такого решения схемы привода позволить нам регулировать вытяжку между цилиндрами не изменяя число зубьев шестерен в передаче и автономно контролировать частоту вращения цилиндров при помощи датчиков установленных непосредственно на парах вытяжного прибора.

Одной особенностью установки является то, что для замера все контролируемые параметры работы вытяжного прибора регистрируются на компьютере, это позволить проведения анализа полученных результатов.

Перевод информации на десятичные цифровые коды осуществляются при помощи преобразователя LTR-150.

На установке для измерения параметров применены тензометрические датчики контроля крутящего момента на первом цилиндре, датчик контроля частоты вращения цилиндров, пневматические датчик контроля поля сил трения ремешков, регуляторы частоты вращения двигателей привода цилиндров и датчики контроля усилия вытягивания продукта из зоны вытяжки.

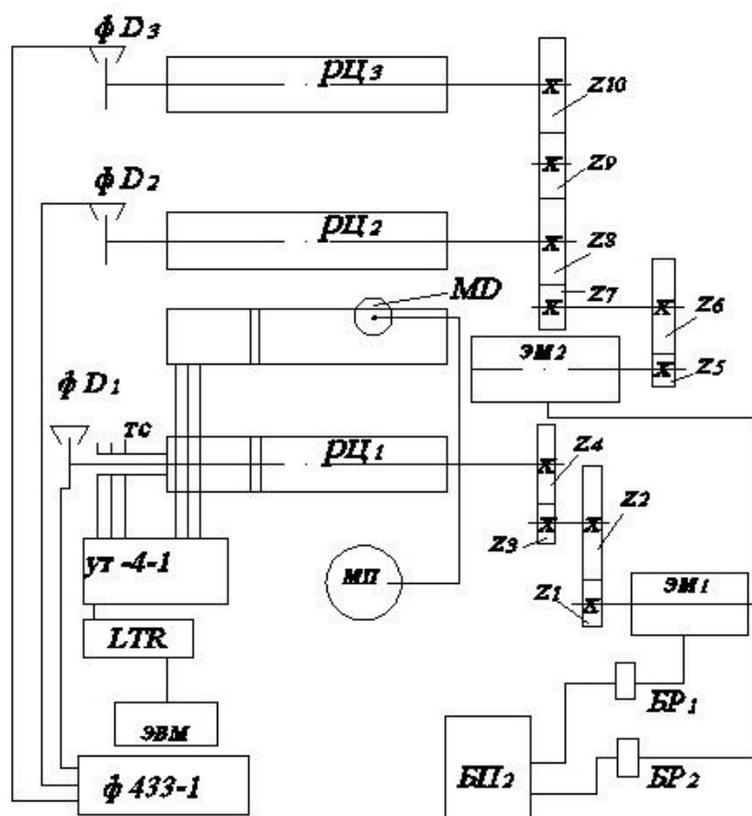


Рис. 4.1. Кинематическая схема установки для исследования вытяжных приборов прядильных машин.

На схеме показаны следующие элементы по обозначениям.

Z_1-Z_{10} - шестерни, для передачи движения к риф цилиндрам от привода.

ЭД₁- регулируемый привод первой линии цилиндров.

ЭД₂- регулируемый привод второй и третьей линии цилиндров.

ФД – датчики контроля частоты вращения цилиндров.

РЦ- риф цилиндры соответствующей линии.

ТС – токосъемное устройство.

МП- манометр давления .

МД- манометрический датчик усилия прижатия ремешков.

БП- блок питания двигателей.

БР- блок регулирования частоты вращения двигателей.

УТ-4-1 Усилитель тензометрический.

ФЧ-433-1 .-Частотомер электронный.

Проведения исследований на разработанной установке осуществляла-с по этапной схеме в зависимости от порядка проведения опытов.

Порядок проведения исследований и методика для каждого эксперимента описано в следующих разделах.



4.2. Экспериментальные исследования поля сил трения.

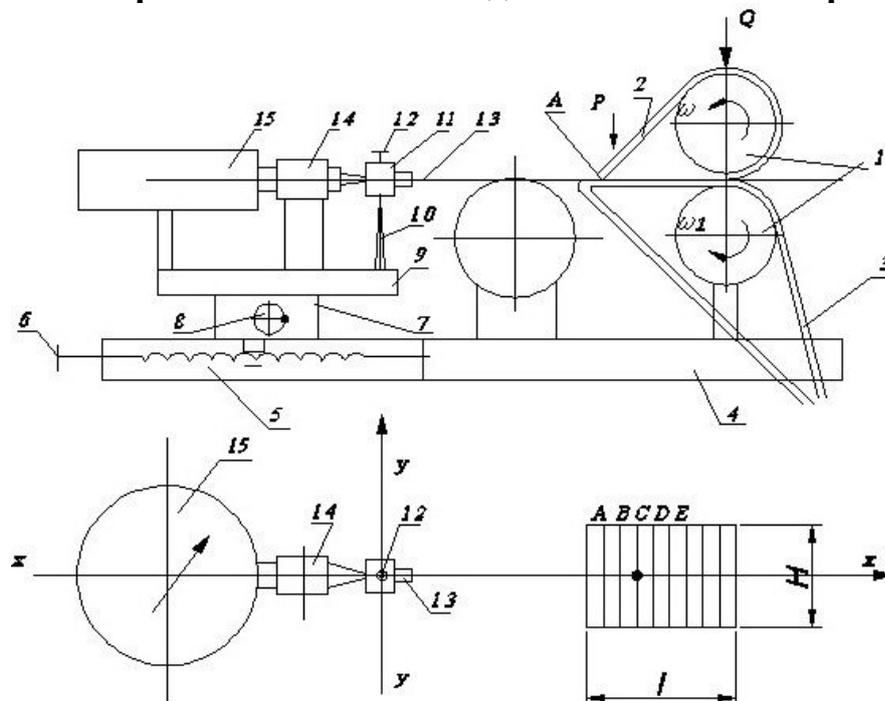


Рис. 4.3. Схема экспериментальной установки для исследования поля сил трения вытяжной пары.

На рис. 4.3. приведена схема экспериментальной установки, которая разработана для исследования поля сил трения пары.

Установка состоит из нажимного валика и цилиндра 1 которые установлены на каркас 4 в опорах качения с приводом их вращения. На Рифленном цилиндре и нажимном валике имеются ремешки верхнее 2 и нижние 3, между которыми пропускается мычка 13 один конец которой закрепляется при помощи зажимов 11 и винтом 12.

Также на каркасе 4 установлен механизм 5 перемещения измерительного устройства по направлению силы вытягивания мычки положение которого можно изменят винтом 6. На верхней части установлен второй механизм перемещения 7, который перемещает измерительное устройство перпендикулярно направлению силы вытягивания при помощи винта 8.

Применение таких дополнительных устройств связана, с расширением диапазона измерений по ширине ремешков и длине заправки мычки между ремешками.

На механизме перемещения 7 установлен плита 9 на котором закреплен чувствительный элемент 10 изготовленный в виде балочки с зажимным устройством мычки 11, также на неё могут быть наклеены тензодатчики. В данном случае для замера усилия тяги мычки на кронштейне 14 установлен индикатор 15 часового типа (вид с верху б).

На рис 4.3.б. показаны возможные точки замеров по ширине H ремешков и по длине заправки L .

Тарировка прибора осуществлялся методом подвешивания грузиков на нить один конец которой закреплен на чувствительный элемент а дргой огибая направляющий блочек подвешивался грузики известных величин.

Показания индикатора записывали в таблицу и вычисляли переводной коэффициент.

4.3. Порядок проведения экспериментов.

Особенностью проведения данного эксперимента заключалось в том что для создания силы тяги мычки не требуется дополнительного механизма и устройства движения а просто риф цилиндр и нажимной валик вращался в обратном направлении. Что позволило, упростит порядок проведения экспериментов.

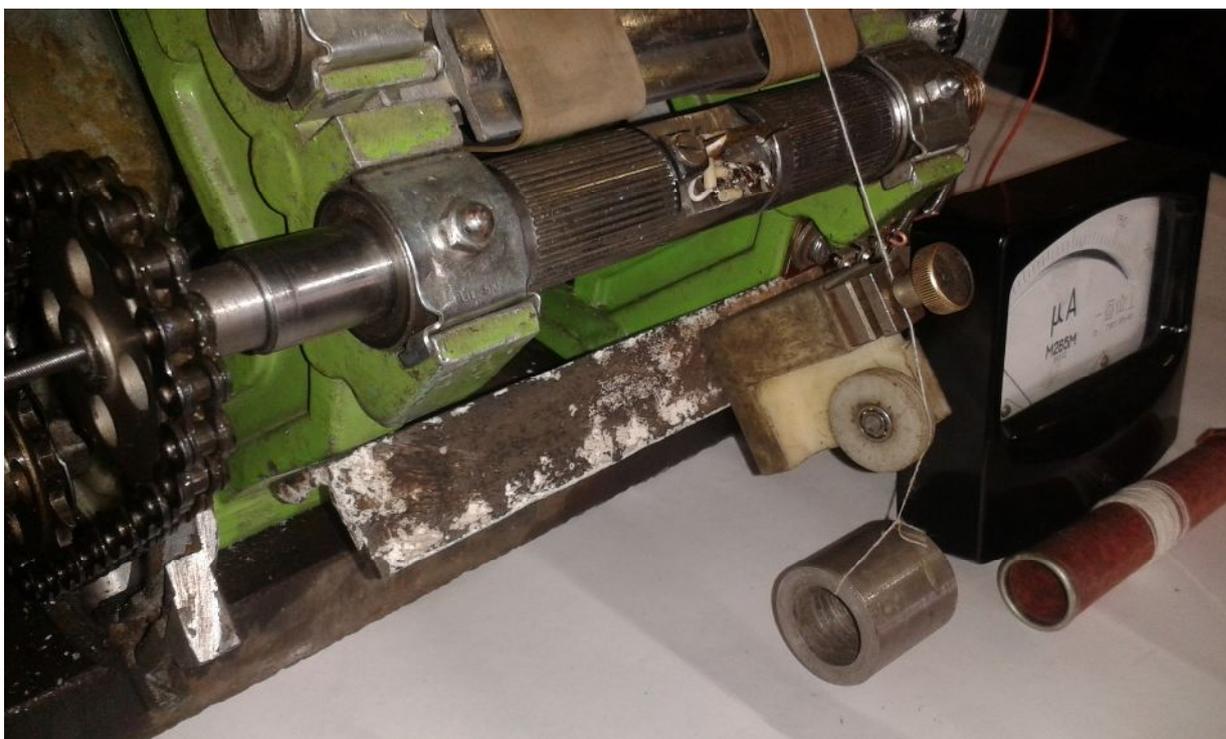
Для проведения исследований было взято пряжа определенной толщины равной 54 текс. длины.

Мычка зажатая механизмом зажима пропусклась между двумя ремешками при открытом положении рычага нагрузки и после выборки длины мычки на поверхности нижнего ремешка вытяжного прибора винтом 6. рычаг замыкался. При этом фиксировалась положение клипсы подъема верхнего ремешка. Затем вытяжной прибор приводился в движение соответственно технологическим параметрам машины, то есть скорость вращения соответствовало режимам работы машины но в другом направлении вращения что обеспечивало натяжку мычки и проведения замеров.

На рис. 4.3 б. показаны точки замера значений усилия. По двум координатам В точках А,В,С,Д,Е перемершая по направляющей стойку измеряем натяжения вставленной пряжи.

Замеры производили для разных значений размеров зазора от положения клипсы и длины заправки мычки в зажиме пары ремешков.

Замерив натяжку мычки, по длине и по ширине контакта можно построить линию отпечатка контактной зоны вытяжной пары. Так как длина L замеренная по ширине H зависима от формы отпечатка.



4.4. Экспериментальные исследования усилия зажима мычки между парами ремешков вытяжного прибора.

В процессе вытягивания мычки и формирования пряжи существенную роль играет сила вытягивания продукта между парами вытяжных приборов. Если вытяжной прибор имеет двухзонную вытяжку, то основная вытяжка продукта происходит окончательно между первой линии цилиндров и ремешковыми парами.

В большинстве исследований проведенных авторами, силу вытягивания определяли в статике без учета таких параметров как влияние поля сил трения создаваемой ремешковыми парами.

Связи с этим нами предлагается методика и прибор измерения как силу вытягивания продукта и поле сил трения создаваемой ремешковыми парами на вытяжных приборах.

На рис. 4.4. показан пара 3-х цилиндрического вытяжного прибора с ремешками для прядильной машины. Для замера усилия вытягивания в процессе выработки продукта на переднем цилиндре установлен моментометрический датчик для измерения крутящего момента создаваемой силами трения волокон

о ремешки и между волокнами мычки в процессе движения продукта в зоне вытяжки.

Для измерения усилия вытяжки на рифленном цилиндре выпускной пары установлен тензометрический датчик наклеенной на чувствительный элемент.

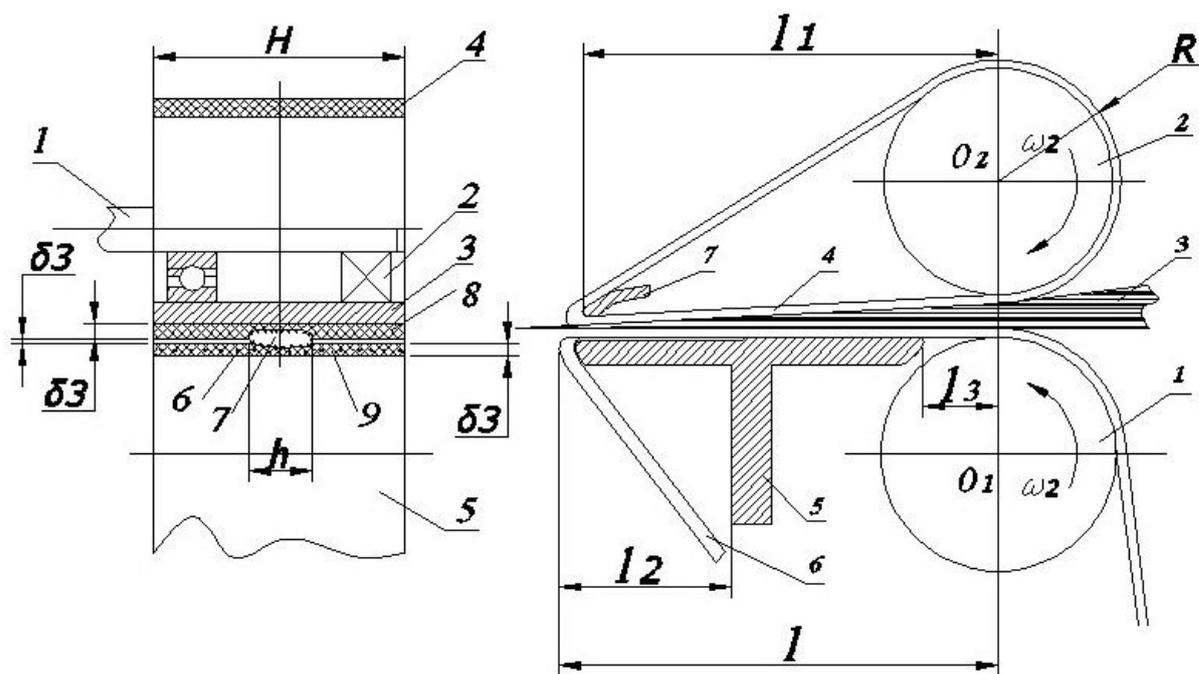


Рис. 4.4. Схема моментомера для измерения силы вытягивания продукта вытяжки.

Одним из особенностей прибора является то что при измерениях параметров усилия вытягивания можно контролировать ее значения в зависимости от изменения скорости и усилия прижатия валиков к риф цилиндру. Также можно измерять усилия прижатия создаваемое ремешками к мычке.

4.5. Прибор для измерения усилия вытягивания мычки в зоне вытяжки на вытяжном приборе.

Проведение исследований по определению взаимодействия пары нажимного валика с риф цилиндром и усилия вытягивания на вытяжных приборах является актуальной связи с чем нами было разработана специальная методика и установка для исследования вытяжных приборов прядильных машин.

Установка включает в себе участок трехцилиндрового вытяжного прибора с отдельным приводом для первой линии цилиндров и привод для второй и третьей линии цилиндров. Принятие такого решения схемы привода позволит нам регулировать вытяжку между цилиндрами, не изменяя число зубьев шестерен в передаче и автономно контролировать частоту вращения цилиндров при помощи датчиков, установленных непосредственно на парах вытяжного прибора.

На рис. 4.5. приведен чертеж преобразователя усилия вытяжки мычки на вытяжном приборе прядильной машины в первой зоне вытяжки.

Принцип работы измерительного устройства основан на измерении крутящего момента от усилия, создаваемой вытягиваемой ровницей в зоне вытяжки между парами цилиндров.

На стойках 1 вытяжного прибора, на роликовых подшипниках качения 2 установлен риф цилиндр 3, на которой на одном выпуске пары протачан вал до диаметра 16,5 мм для установки втулки 5 на опорах качения 4.

Для увеличения чувствительности прибора, как отмечена на нем закреплена, балочка 9 по центру втулки 5 установленного на подшипниках качения 4. При повороте относительно оси вращения втулки 5 момент вращения к чувствительному элементу 9 закрепленной винтами 8 в пазе 13, передается через вырезку на которой находится шарик 11, закрепленный к концу балочки на которой наклеены тензо датчики 10.

Для записи сигнала на регистрирующем приборе ток от тензо датчиков при помощи проводки пропущенных через канал 12 подаётся к токосъемнику 15. Сигнал с измерительного устройства снимается колечками 16 токосемника, установленных на кронштейне 17, прикрученных винтами 18.



- 1- Цилиндровая стойка.
- 2- Подшипники качения .
- 3- Рифленый цилиндр.
- 4- Роликовые подшипники качения.
- 5- Подвижная обойма с рифлями 6.
- 6- Рифленая втулка.

- 7- Упорные фторопластовые подшипники.
- 8- Винты для крепления чувствительного элемента.
- 9- Балочка.
- 10- Тензодатчики.
- 11- Упорный шарик.
- 12- Канал для пропуска проводки к токосемникам.
- 13- Фрезерованный паз для установки балочки.
- 14- Диэлектрики из текстолита.
- 15- Токосемные кольца.
- 16- Пружина натяжки контакторов.
- 17- Кронштейн для установки клемм.
- 18- Винты для крепления кронштейна.

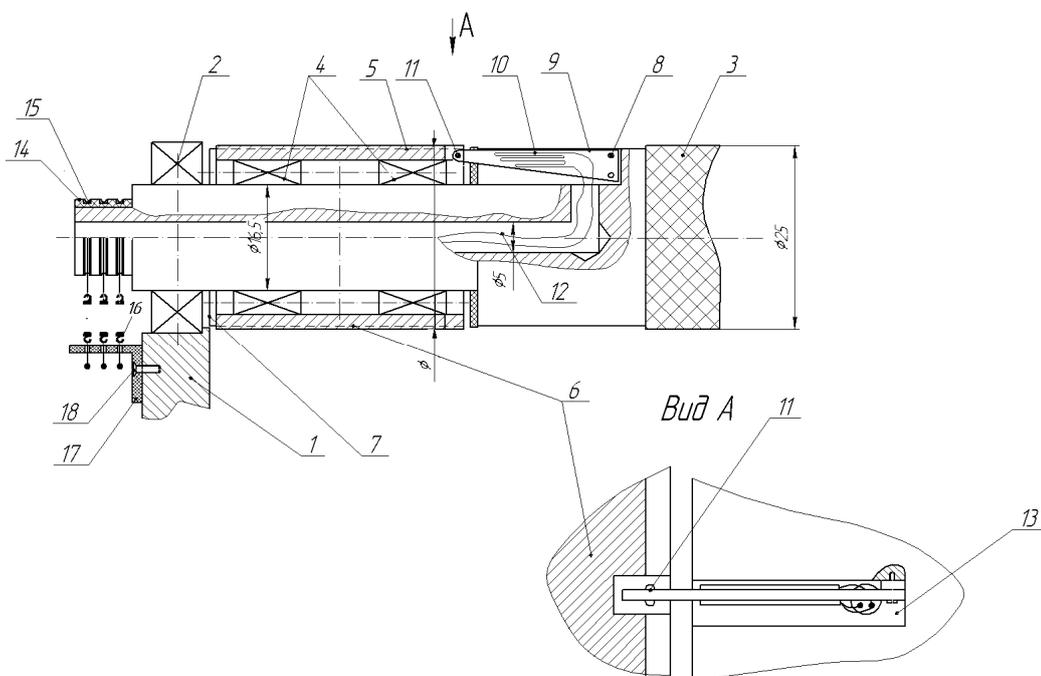


Рис. 4.5. Поперечный разрез измерительного прибора усилия вытяжки мычки на вытяжном приборе.

4.5.1. Порядок проведения замеров.

Вытяжной прибор, с установленным на нем, моментомером, машину, заправляли ровницей, после чего запускали машину. В начальный момент работы машины моментомер замерял усилие вытягивания продукта, в данном случае мычку и показания регистрировалось самопишущем прибором НЗ20-1. Записи момента показаны на осциллограмме (рис.4.6.)

Далее при помощи ножниц прекращали подачу на пару второй линии цилиндров в точке А. Это позволило записать значения сил трения в зоне вытяжки между ремешками и мычкой.

В осциллограмме записи процесса значение M_1 - это момент, создаваемые от силы вытягивания продукта между парами вытяжного прибора.

M_2 - Перепад момента в момент выхода мычки из зажима вытяжной пары нажимного валика и риф цилиндра.

Далее мычка перемещаясь от точки С до точки D по ремешкам момент за счет уменьшения площади контакта и силы трения на расстоянии L_1 - уменьшается что подтверждено запасами процесса. Длина L_1 равна длине рабочей зоны ремешковой пары, поэтому можно судить о том, что поле сил трения между ремешками уменьшается до M_3 в конце выхода мычки из зажима пары ремешков. L -расстояние, равной половине длинны периметра окружности нажимных валиков с ремешками $2L =$ одному обороту нажимного валика.

Замеры производили для различных значений клипс и усилия зажима вытяжной пары, результаты одного замера приведены в виде осциллограммы .

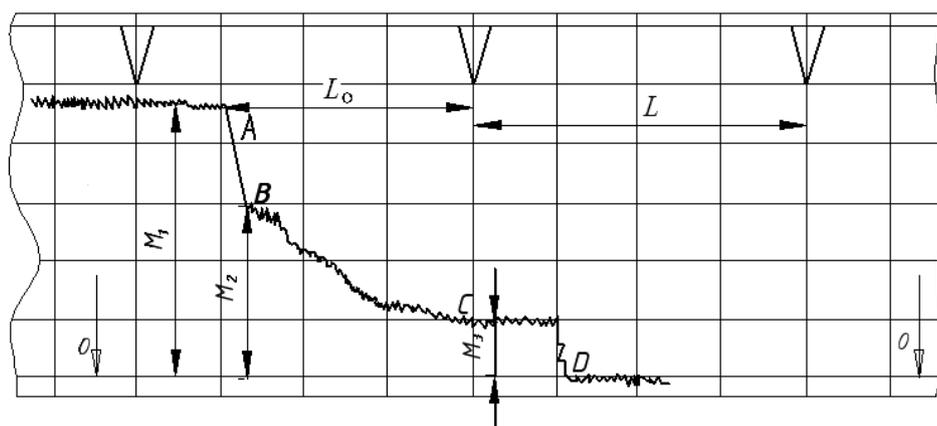


Рис.4.6. Осциллограмма записи изменения силы трения на мычку в вытяжном приборе.

Вытягивая мычку из зоны вытяжки практически измеряем силу трения между ниткой и ремешками. Для определения истинных значений поля сил трения необходимо произвести перерасчет на давление, создаваемой прижимом ремешков. Видимо, при протаскивании пряжи между ремешковой парой на нить действует сила сопротивления протаскиванию определяемой коэффициентом трения нити по материалу ремешка и расположением волокон на мычке, количеством остаточного кручения после вытяжки волокон. На величину силы вытягивания также влияет влажность волокон, качество поверхности ремешков, скорость вытягивания волокон и длина участка в зоне вытягивания.

4.5.2. Прибор для измерения усилия прижатия ремешка к поверхности мычки.

Нагрузка, действующая на мычку между ремешками на вытяжном приборе зависит от усилия прижатия ремешков между собой. В практике определением напряженного состояния ремешков не исследовано. Связи с этим перед нами встала задача разработки методики и прибора для измерения ее характера и признаков проявления.

В большинстве исследований высказаны предположения, что поля сил трения это и есть напряжения между ремешками.

По характеру это сила или так называемая поля сил трения зависима от натяжения ремешков в зоне вытяжки, и определяется усилиями создаваемыми от соприкосновения витков ремешков. Если ремешки прижаты друг к другу и натянуты по прямой линии, то между ними не может быть действующих сил. Если же ремешки огибают криволинейную поверхность, или какие, либо участки кривизны или между ними проходит другой продукт как волокна, то усилие между ветвями ремешков образуется, тангенциальные напряжения стареющие натянут ремешки, и создать напряжения сжатия продукта или волокон между ремешками. На рис. 4.7. показан поперечный разрез ремешковой пары вытяжного прибора прядильной машины второй линии, которая состоит из риф цилиндра 1, нажимного валика 2 на которых натянуты ремешки с верхней стороны 4, и с нижней 3. Для натяжки верхнего ремешка в приборе имеется клеточка 6 которая одновременно служит как направляющей для ремешка и натяжителем.

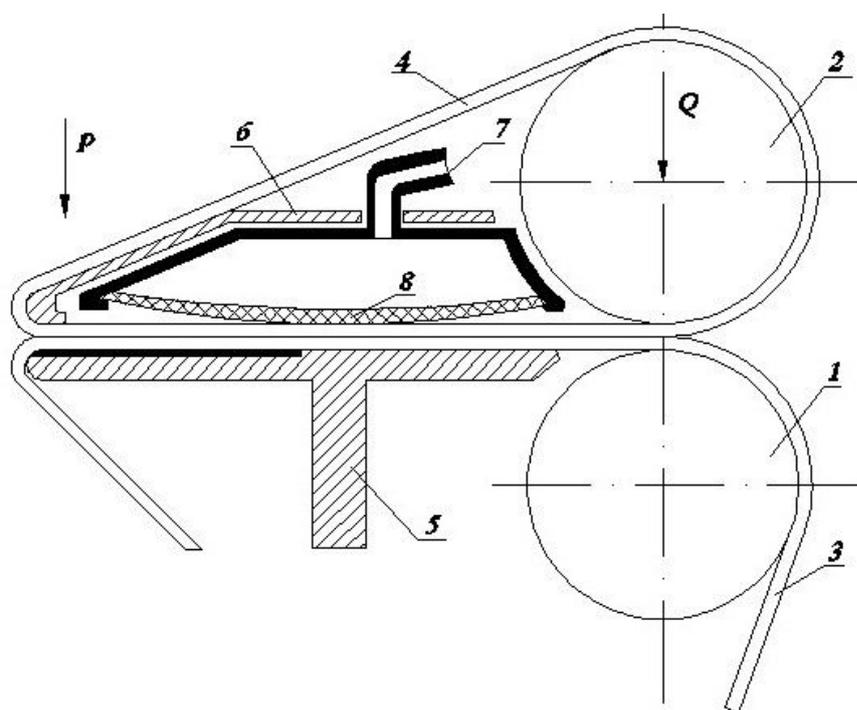


Рис. 4.7. Поперечный разрез второй линии вытяжного прибора прядильной машины с ремешками.

На клеточке ремешков 6 установлен пневматическая камера с диафрагмой 7 которая служит датчиком контроля усилия создаваемой ремешками пары. Прибор фиксирует смещение ремешка относительно планки 5 которая закреплена неподвижно на стойках. На пневматической камере 7 с нижней стороны имеется диафрагма 8 которая касается верхнего ремешка вытяжной пары. При прохождении волокон хлопка между ремешками верхний ремешок приподнимется, смещая вверх, что приводит к перемещению диафрагмы датчика.

При таком смещении ремня оно натягивается и приводит к увеличению силы прижатия к поверхности мычки проходящей между ремешками. В данном случае смещение диафрагмы приводит к изменению давления внутри камеры, которая фиксируется манометром, что после преобразования данных получаем данные об изменении величины усилия прижатия ремешков. Основным недостатком данного способа является то, что измерения осуществляются при остановленном состоянии машины.

На рис. 4.8. приведена конструкция измерительного датчика, который устанавливался к клеточке ремешка вытяжного прибора.

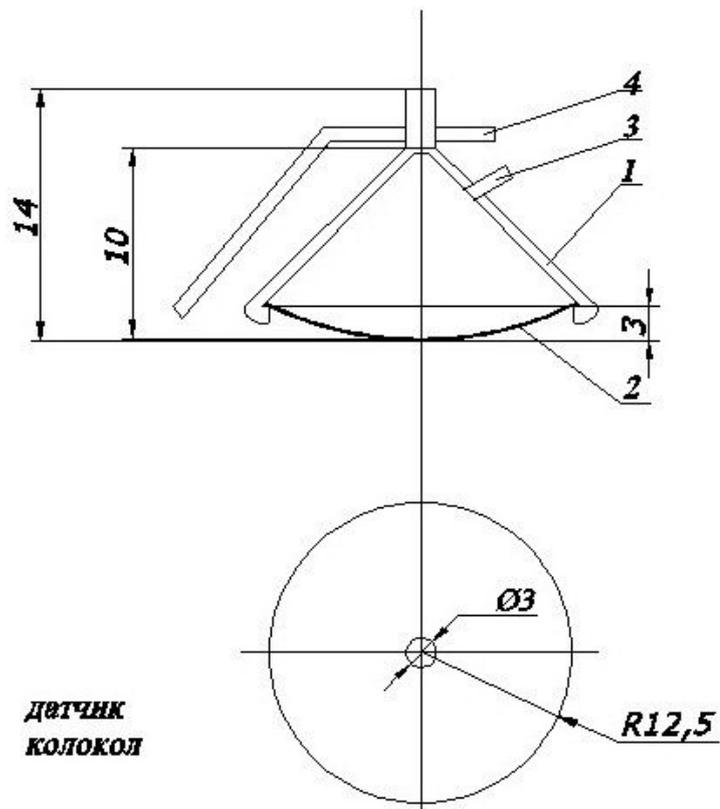


Рис. 4.8 . Измерительное устройство колокольного типа.

На рис 4.9. приведена измерительное устройство сеточного типа которое отличается от предыдущего тем , что в нем измерительным элементом являются струны гибкой проволки натянутые между двумя опорами.

На кронштейне 1 закреплены гибкие проволки 3 , второй конец которых пропущены через отверстия и выходят в наружу на длину Н

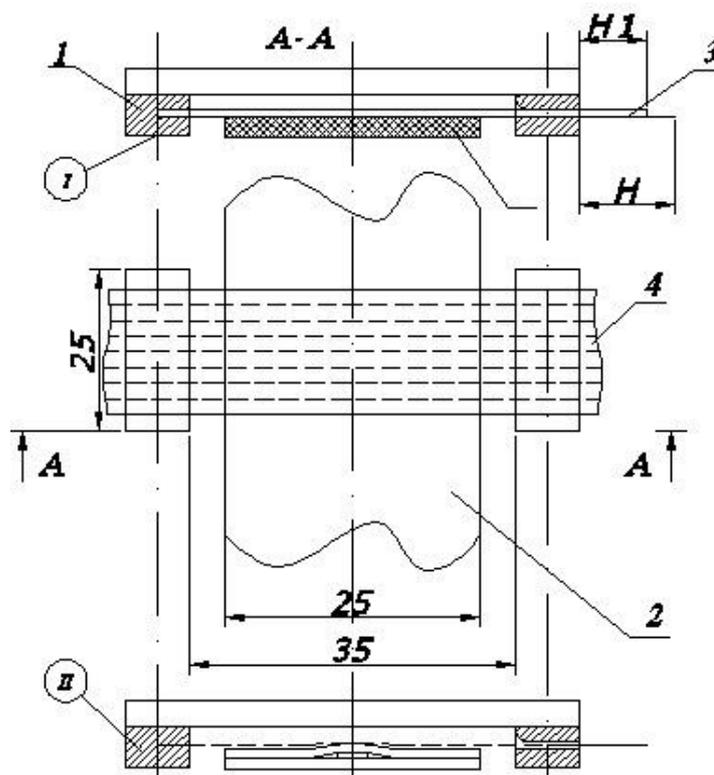


Рис. 11. Чувствительный элемент прибора.

Общие выводы и заключения.

Выводы

Анализ существующих работ по исследованию работы вытяжных приборов прядильных и ровничных машин можно считать что созданы единые научные основы проектирования вытяжных приборов и механизмов нагружения эластичных валиков, особенно касается машина прядильного производства.

Что касается изучения процесса вытягивания продукта в зоне пари и динамики изменения поля сил трения существенно отставание замечены. В частности нет рекомендаций по выбору усилий прижима для различных условий прядения продукта. Нет достаточных исследований в области научного обоснования, закона изменения поля сил трения и характера её влияния на качество выпускаемой продукции.

Проведен анализ работы ремешковых пар вытяжных приборов прядильных машин.

Силовой анализ показал, как изменяется усилие натяжки ремешков от силы трения и коэффициента трения ремешков и системы нагружения.

коэффициент трения скольжения ремешков существенно влияет на работу пары и характер поля сил трения.

Ввиду отсутствия данных о характере изменения поля сил трения намечены проведения опытов по определению показателей поля сил трения.

Получены зависимости проскальзывания ремешков от пятна контакта.

Составлена, математический модель процесса проскальзывания валиков с учетом деформации оси валиков и изменения пятна контакта.

Выявлен механизм изменения напряжения поля контакта от деформации нажимных валиков.

Как было отмечено в предыдущих главах разработка методики исследования ремешковой пары и зоны взаимодействия продукта с ремешками было мало изучено и все предположения о характере изменения поля сил трения, приведенные авторами, не подтверждены экспериментальными данными, что требовало глубокого изучения и разработки методик как теоретическом, так и в практическом плане.

Разработанный метод и прибор исследования поля сил трения, позволил, замерит значения силы вытягивания и характер ее изменения от ряда факторов.

Результаты проведенных измерений показывают о разности ранее принятых решений от действительности, в частности характер усилия и выведена, дает сделать вывод о том, что изменение поля сил трения зависима от нагружения и конструкции вытяжной пары.

В первые в практике разработан прибор и установка для комплексного исследования пары и вытяжных приборов прядильных машин позволяющий одновременно измерят такие параметры как усилия вытягивания мычки, нагрузку на ремешки, и характер формирования поля сил трения между ремешками.

Список литературы.

1. Каримов И.К. Узбекистан на пороге XXI века.-Ташкент «Узбекистон»,1998г. с 149
2. Справочник по хлопкопрядению .Ширков В.П. и др. изд.5-е изд., перераб. и доп.- –М.: «Легкая и пищевая промышленность», 1985г. с 242
3. Ринхард О. Силы вытягивания из ремешковой пары вытяжного прибора кольцепрядильной машины «Melliand Textelberchte» №3 1963г.с229
4. Шукуров М.М., Мусаханов Р.А. / Вопросы совершенствования вытяжных приборов машин прядильного производства: (обзор)- Ташкент: УзНИИНТИ, 1991 -56 с.
5. Севостьянов А. Г. Методы и средства исследования механико-технологических процессов текстильной промышленности. М.:1980 с.272
6. Капитанов А.Ф. Нормальное давление в ремешковом зажиме. Известия вузов. Технология текстильной промышленности –Иваново №2 1992г. с63
7. Шукуров М.М. Научные основы проектирования расчета рабочих органов машин прядильного производства. Автореф. Диссертация доктор. тех. наук-Ташкент 2004г.
8. Дадаханов Н.К. Разработка устройств для контроля волокон в процессе вытягивания в вытяжных приборах машин прядильного производства. Автореф. Диссертация кан. тех. наук-Ташкент 1997г.
- 9.Зотиков В.Е. и др. Основы процесса вытягивания волокнистых материалов. М., 1959 г.
- 10 Л.Н.Иванов. О влиянии динамических характеристик вытяжного прибора на неровноту возникающую в процессе вытягивания «Известия вузов. Технология текстильной промышленности», 1975г., №6, 55-58с.
11. Белов М.Ф. Поле сил трения в зажиме вытяжной пары. «Известия вузов. Технология текстильной промышленности», - Иваново, 1964г., №6, с.46

12. Чен В.Н. Исследования работоспособности отдельных элементов вытяжного прибора хлопкопрядильной машины. Кандидатская диссертация, Кострома, 1980г.

13. Пальман В.Е. О допустимой величине перекоса оси нажимного валика. Текстильная промышленность, 1983г., №5.

14. Бахар М.И. Регулирование процесса вытягивания движением линии зажима. «Известия вузов. Технология текстильной промышленности» Иваново, 1968 г. №1, с.46.

15. Адыров П.В. Исследование полей сил трения в вытяжных приборах. Кандидатская диссертация. М., 1961 г. с. 20

16. Белов М.Ф. Трение хлопковых волокон в зажиме вытяжной пары и исследование задней зоны с изогнутым полем вытяжного прибора прядильной машины. Кандидатская диссертация. М, 1965 г. с 132

17. Бутовский П.М. Шукуров М.М. Изгиб нажимного валика прядильной машины» // Материалы научно-технической республиканской конференции, ТИТЛП, 2006г.

18. Бутовский П.М Шукуров М.М., Колесников А.Н. Напряженное состояние нижнего ремешка // Материалы научно-технической конференции, Кострома 2006г.

19. Бутовский П.М Шукуров М.М., Абдугаффаров А.Ж. О динамическом коэффициенте трения // Материалы научно-технической республиканской конференции, ТИТЛП, 2006г

20. Бутовский П.М. Прибор для определения поля сил трения // материалы международной научно-практической конференции. «Инновация и информационные технологии-2009» ТашГТУ. Ташкент, 2009.

21. Бутовский П.М Шукуров М.М. Абдугаффаров Х.Ж. Продольное колебания мычки при вытягивании // Материалы научно-технической республиканской конференции «Развитие и совершенствование дизайна и технологии изделий из кожи» «Обувь-2008». 25-26 сентября ТИТЛП Ташкент 2008 г.

22. Бутовский П.М., Махаммадиев З.О., Расчетно–графическое определение координаты точки перехода волокон на большую скорость в вытяжных приборах // Международная практическая конференция ТИТЛП Ташкент, 2008 г.
23. Ерзаков Б., П.М., Бутовский П.М., Расулов Р.Х. Поле сил трения // Международная практическая конференция. БИПиЛП, 2008г.
24. Бутовский П.М. Напряженное состояние нижних ремешков вытяжных приборов фирмы SKF // «Проблемы текстиля» 2009 г. № 2 .
25. <http://textilmarket.ru/lib.fsp?pakent>. - Автоматическая регулировка нагрузки на вытяжной прибор.
26. Капитанов А.Ф. и др. Сжатие волокнистой ленты в зажиме эластичных валиков.// Известия ВУЗов, Технология текстильной промышленности. 1991. №5. с.21-24.
27. Мавроматис А.С. Об условиях расчёта необходимой нагрузки на вытяжные пары ровничных и прядильных машин.: Автореф. дис канд.техн.наук –М.: МТИ. 1964.с.20
28. Дыров П.В. Исследование полей сил трения в вытяжных приборах.: Автореф.дис. канд.техн.наук –М.: МТИ. 1961. с24.
29. Белов М.Ф. Трение хлопковых волокон в зажиме вытяжной пары и исследование задней зоны с изогнутым полем вытяжного прибора прядильной машины. Автореф.дис....канд.техн.наук –М.: МТИ. 1965. с.24
30. Шукуров М.М., Мусаханов Р.А. Вопросы совершенствования вытяжных приборов машин прядильного производства.- Ташкент: Уз НИНТИ. 1991. 55с.
31. Бутовский П.М. Исследование ремешков вытяжных приборов прядильных машин на усталостное разрушение// Материалы республиканской научно-практической конференции Нам МПИ Наманган, 2011 г.

Приложение.

