

На правах рукописи

**Марковец
Алексей Владимирович**

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЕЕЧНЫХ
РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ТКАНИ
ШВЕЙНЫХ МАШИН**

Специальность 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы
(легкая промышленность)

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Санкт-Петербург
2008

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный университет технологии и дизайна».

Научный консультант: доктор технических наук, профессор
Мазин Лазарь Саулович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Матюшев Игорь Иванович

доктор технических наук, профессор
Суров Вадим Андреевич

доктор технических наук, доцент
Титов Сергей Николаевич

Ведущая организация: Санкт-Петербургский государственный
Политехнический университет

Защита состоится «22» апреля 2008 г. в 12⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.236.02 в Санкт-Петербургском государственном университете технологии и дизайна по адресу: 191186, Санкт-Петербург, ул. Большая Морская, д. 18, ауд. 241.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Санкт-Петербургского государственного университета технологии и дизайна по адресу: 191186, Санкт-Петербург, ул. Большая Морская, д. 18. Автореферат размещен на сайте <http://www.sutd.ru>

Автореферат разослан _____ 2008 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета

В. В. Сигачева

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Проблемы качества швейных изделий, соотношения качества и цены являются одними из наиболее острых проблем на предприятиях легкой промышленности. Усиливающаяся конкуренция требует от швейных предприятий перехода на новый технологический уровень. На большинстве отечественных швейных предприятий остро стоит вопрос замены устаревшего парка швейных машин, при этом новое швейное оборудование должно отвечать современным требованиям качества, производительности, охраны труда. Важной является задача снижения уровня шума и виброактивности.

В процессе создания новых и модернизации существующих швейных машин требуется решение задач кинематического, динамического анализа и синтеза их узлов. Наиболее сложным и высоконагруженным механизмом швейных машин, оказывающим значительное влияние на производительность и качество строчки, является механизм транспортирования ткани (материалов). В большинстве швейных машин перемещение стачиваемых материалов на заданную длину стежка производится при помощи механизма транспортирования, содержащего зубчатую рейку (рейки) и прижимную лапку (реечные рычажные механизмы транспортирования). Как правило, привод зубчатой рейки (реек) осуществляется сложным многозвенным рычажным механизмом, имеющим возможность регулирования длины стежка. Стачиваемые материалы в процессе транспортирования удерживаются на зубчатой рейке (рейках) с помощью прижимной лапки. При проектировании реечных рычажных механизмов транспортирования материалов актуально решение задачи анализа и синтеза, работающих совместно механизма привода зубчатой рейки (реек) и узла прижимной лапки. В процессе проектирования необходимо учитывать множество технологических и конструктивных факторов, что весьма сложно и практически невозможно сделать без применения ЭВМ, разработки соответствующего математического, алгоритмического и программного обеспечения. Исходя из сказанного, тема диссертации является важной и актуальной для отрасли.

Работа над диссертацией велась в соответствии с тематическим планом госбюджетных работ по темам: «Научные основы проектирования шаговоцикловых механизмов для машин текстильной и легкой промышленности» (Лентек 1.3.01, 2001 – 2003 г.); «Моделирование и исследование фундаментальных задач нелинейной механики машин с целью совершенствования кинематических, динамических и эксплуатационных характеристик оборудования текстильной и легкой промышленности» (Лентек 1.2.04, 2004 – 2006 г.). С 2006 г. работа над диссертацией велась в плане выполнения аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2006 – 2008 годы)», мероприятие №2 «Проведение фундаментальных исследований в области естественных, технических и гуманитарных наук», подраздел №2.1.2 «Проведение фундаментальных исследований в области технических наук», по теме «Развитие теории и методов оптимального структурно-кинематического и динамического синтеза механизмов технологических машин

с нелинейными характеристиками» (2006 – 2008 г., РНП 2.1.2.1286). В 2004 и 2006 г. выполнение работ по теме диссертации было поддержано грантами правительства Санкт-Петербурга для молодых кандидатов наук ВУЗов и академических институтов, расположенных на территории Санкт-Петербурга при выполнении исследований по темам: «Анализ механизмов транспортирования швейных машин с нижней и верхней зубчатыми рейками» (2004 г., шифр гранта – PD04-2.0-134); «Исследование динамики механизмов транспортирования материалов швейных машин» (2006 г., шифр гранта - PD06-2.0-28).

Цель и задачи работы. Целью диссертационной работы является разработка теоретических основ проектирования реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин, повышение производительности указанных механизмов, снижение уровня колебаний их узлов, а, следовательно, и уровня шума. Для достижения указанной цели в диссертационной работе решаются следующие задачи.

1. Анализ литературных и патентных источников, посвященных механизмам транспортирования материалов швейных машин; выявление недостатков их конструкций и задач, которые необходимо решать для совершенствования указанных механизмов.

2. Разработка динамических и математических моделей узлов прижимной лапки и верхней зубчатой рейки (при ее наличии) механизмов транспортирования материалов с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней зубчатыми рейками; математического, алгоритмического и программного обеспечения для анализа и синтеза указанных механизмов.

3. Структурный и кинематический анализ реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин. Разработка для этой цели необходимого математического, алгоритмического и программного обеспечений.

4. Определение с помощью натурального эксперимента упругих характеристик стачиваемых материалов, сложенных в несколько слоев как однотипных, так и разнотипных тканей.

5. Анализ периодических колебательных режимов узла прижимной лапки механизмов транспортирования материалов швейных машин с одной нижней зубчатой рейкой; исследование возможности снижения амплитуды колебаний прижимной лапки.

6. Исследование динамики узла прижимной лапки и верхней зубчатой рейки (при ее наличии) механизмов транспортирования материалов с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней зубчатыми рейками на ЭВМ.

7. Разработка методики параметрической оптимизации геометрических размеров звеньев реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин, позволяющей в случае необходимости изменять траекторию движения зубчатой рейки (реек) в соответствии с требованиями к ее движению.

8. Исследование возможности совершенствования механизма привода зубчатой рейки и синтез новых реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин, позволяющих повысить их производитель-

ность и улучшить качество строчки за счет снижения амплитуды колебаний прижимной лапки относительно зубчатой рейки (реек), при увеличении числа оборотов главного вала швейной машины.

Методы исследований. При выполнении диссертационной работы использовались теоретические и экспериментальные методы исследований. Теоретические исследования проводились с использованием методов математики, нелинейной механики, теории колебаний, теории дифференциальных уравнений, динамики узлов и механизмов машин, математического моделирования. Практические задачи решались с помощью приближенных аналитических и численных методов, при широком использовании возможностей современных ЭВМ. Для выполнения и обработки натурального эксперимента использовались методы теории измерений и математической статистики.

Научная новизна. В диссертационной работе впервые:

1. Разработаны теоретические основы кинематического, динамического анализа и синтеза реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин.

2. Получены динамические, математические модели узла прижимной лапки и верхней зубчатой рейки (если она есть) механизмов транспортирования материалов с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней зубчатыми рейками, позволяющие учитывать неударивающий характер связи прижимной лапки и верхней зубчатой рейки (при ее наличии) со стачиваемыми материалами и нижней зубчатой рейкой (рейками), а также наличие шарнирного соединения корпуса лапки со стержнем прижимной лапки.

3. Разработано методическое, математическое, алгоритмическое и программное обеспечение с использованием системы инженерных и научных расчетов MATLAB для моделирования на ЭВМ динамики узлов прижимной лапки и верхней зубчатой рейки механизмов транспортирования материалов с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней зубчатыми рейками.

4. Выполнен с использованием метода гармонической линеаризации анализ периодических колебательных режимов узла прижимной лапки механизма транспортирования материалов с одной нижней зубчатой рейкой; с помощью разработанного алгоритмического и программного обеспечения построены скелетная кривая, линия максимумов и резонансная кривые; проанализировано влияние на колебания лапки ее параметров. Предложена установка нелинейного демпфера между корпусом машины и стержнем прижимной лапки, имеющего малый коэффициент сопротивления при движении лапки к стачиваемым материалам и большой коэффициент сопротивления при движении лапки со стержнем от стачиваемых материалов; при необходимости получения длинных швов предложена установка самоустанавливающегося упора между стержнем прижимной лапки и корпусом машины.

5. Разработано методическое, математическое, алгоритмическое и программное обеспечение для исследования кинематики реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин, выполненное в виде пакета расширения KINEMA системы инженерных и научных расчетов MATLAB, позволяющее: получать кинематические внешние воздействия на

прижимную лапку и верхнюю зубчатую рейку в процессе исследования динамики узлов прижимной лапки и верхней зубчатой рейки; решать задачи оптимизации траектории движения зубчатой рейки (реек).

6. Показана переменность структуры реечных рычажных механизмов транспортирования материалов с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней зубчатыми рейками в процессе рабочего и холостого хода, предложены структурные схемы, заменяющие высшие кинематические пары между верхней зубчатой рейкой, прижимной лапкой и нижней зубчатой рейкой в процессе рабочего хода низшими, что особенно важно для решения задач кинематического анализа механизмов транспортирования с нижней и верхней зубчатыми рейками.

7. Выполнены исследования динамики узлов прижимной лапки, верхней зубчатой рейки (при ее наличии) механизмов транспортирования материалов швейных машин на ЭВМ; показано, что увеличение площади контакта прижимной лапки зубчатой рейки (реек) приводит к уменьшению амплитуд ее колебаний; выявлена необходимость изменения траектории движения зубчатой рейки в процессе рабочего хода с целью снижения кинематического внешнего воздействия, действующего со стороны зубчатой рейки на прижимную лапку.

8. Разработана методика синтеза и синтезирован реечный рычажный механизм транспортирования материалов швейных машин с прямолинейным, параллельным игольной пластине участком движения зубчатой рейки в период транспортирования материалов на заданную и регулируемую длину стежка; показана возможность снижения уровня кинематического внешнего воздействия на прижимную лапку со стороны зубчатой рейки за счет уменьшения максимальной величины подъема зубчатой рейки над игольной пластиной при новой синтезированной траектории ее движения.

Практическая значимость и реализация результатов работы.

Разработанные теоретические основы проектирования реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин доведены до практической реализации в виде пакетов прикладных программ, а также инженерных рекомендаций для конструкторов машиностроительных предприятий, занимающихся проектированием и модернизацией швейных машин.

Разработанное алгоритмическое и программное обеспечение передано в СКТБ МХВ ООО «Машиностроительное объединение им. К. Маркса», ЗАО «Скороход-ВС».

По результатам исследований получено два патента (№2281352, №2284384) на четыре новые конструкции механизмов транспортирования материалов с прямолинейным участком движения зубчатой рейки в период транспортирования.

Разработан пакет расширения KINEMA системы MATLAB и программы кинематического анализа реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин (получены свидетельства об официальной регистрации программ для ЭВМ №2006610587, №2006610588, №2006610584, №2006610589, №2006610585, №2006610327, №2006610586, №2006610328, №2006610329, №2006610330).

Разработана конструкция самоустанавливающегося упора, ограничивающего движение прижимной лапки вверх от стачиваемых материалов в случае колебаний прижимной лапки большой амплитуды. Данный упор перемещается вместе с прижимной лапкой при ее позиционировании и автоматически жестко соединяется с корпусом машины при опускании прижимной лапки на стачиваемые материалы.

Материалы диссертационной работы используются на кафедре машиноведения Санкт-Петербургского государственного университета технологии и дизайна в курсе лекций: «Машины и аппараты швейной промышленности», на практических и лабораторных занятиях по курсу «Динамика механизмов и машин легкой промышленности», в курсовом и дипломном проектировании студентов направления 150400 – «Технологические машины и оборудование» специальности 150406 – «Машины и аппараты текстильной и легкой промышленности» и могут быть использованы в других высших учебных заведениях, осуществляющих подготовку специалистов по специальности 150406.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы были доложены на: науч.-техн. конф. посвященной 60-летию механического факультета (СПГУТД, 1998); Межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и докторантов (СПГУТД, 1999, 2002); Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы экономики и прогрессивные технологии в текстильной и легкой пром.-сти» (СПГУТД, 2002, 2005); Междунар. науч.-практ. конф. «Актуальные проблемы переработки льна в современных условиях (Лен – 2002)», (г. Кострома, КГТУ); Междунар. науч.-техн. конф. «Перспективы использования компьютерных технологий в текстильной и легкой промышленности (ПИКТЕЛ - 2003)» (г. Иваново. ИГТА); Всероссийской науч.-техн. конференции «Современные технологии и оборудование текстильной промышленности (Текстиль – 2005)», (г. Москва, 2005); «Итоговом семинаре по физике и астрономии по результатам конкурса грантов 2006 г. для молодых ученых Санкт-Петербурга», 11 декабря 2006 г. (г. Санкт-Петербург, 2006); III Междунар. науч. конф. «Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин», 10 – 16 сентября 2007 г. (г. Астрахань, 2007 г.). Материалы диссертации обсуждались на семинаре кафедры теории механизмов и машин Санкт-Петербургского государственного политехнического университета (21 ноября 2007 г.) и научном семинаре факультета информационных технологий и машиноведения «Математическое моделирование узлов и механизмов машин, систем управления» (12 декабря 2007 г.).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 39 научных работах, в том числе 6 статей в журналах, входящих в «Перечень ...» ВАК РФ, 1 учебное пособие, 1 монография, 8 статей в других научных изданиях, 11 тезисов докладов, 2 патента, 10 свидетельств об официальной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения и списка литературы. Общий объем работы составляет 186 стр. машинописного текста, 19 таблиц, 163 рисунка. Список литературы включает 109 источников.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дано обоснование актуальности темы диссертационной работы, сформулированы цель и задачи исследования; определены научная новизна и практическая значимость результатов, полученных в диссертации.

В первой главе выполнен обзор литературных и патентных источников по особенностям конструкций реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин: с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней зубчатыми рейками. Как правило, привод зубчатой рейки (реек) представляет собой сложные многозвенные рычажные механизмы. Представлен обзор конструкций узла прижимной лапки механизмов транспортирования, осуществляющего фиксацию стачиваемых материалов в период рабочего хода на нижней зубчатой рейке (рейках), а в период холостого хода – на игольной пластине. Связь прижимной лапки со стачиваемыми материалами и зубчатой рейкой (рейками), или игольной пластиной является односторонней (неудерживающей), из-за чего в процессе работы механизма транспортирования возможны отрывы прижимной лапки от стачиваемых материалов, что с точки зрения качества строчки нежелательно и чаще всего приводит к ограничению производительности швейных машин из-за возможности появления брака строчки.

Вопросы проектирования механизмов швейных машин рассмотрены в работах С. Н. Кожевникова, М. М. Пруслина, И. В. Сергевнина, С. С. Эппеля, Ф. И. Червякова, В. П. Полухина, Л. Б. Рейбарха, В. П. Гарбарука, Н. М. Вальщикова, Л. К. Милосердного, А. И. Комиссарова, В. В. Сторожева и др. Большой вклад в развитие методов кинематического анализа и синтеза рычажных механизмов, к которым принадлежит исследуемый механизм, внесли И. И. Артоболевский, Ф. М. Диментберг, В. В. Добровольский, В. А. Зиновьев, Н. И. Левицкий, Э. Е. Пейсах, Ю. Л. Саркисян и многие другие. Развитию методов исследования реечных рычажных механизмов транспортирования ткани посвящены работы Н. М. Вальщикова, И. И. Вульфсона, В. П. Гарбарука, С. Н. Кожевникова, А. И. Комиссарова, Л. С. Мазина, В. П. Полухина, Ю. Ю. Щербаня, Л. Б. Рейбарха, Л. К. Милосердного, S. Mende, Zhao Xifang, Zhang Zongming и др.

Анализ литературных источников показал что, несмотря на большой объем исследований, посвященных механизмам транспортирования материалов швейных машин, недостаточно изученными остаются задачи кинематического, динамического анализа и синтеза реечных рычажных механизмов транспортирования материалов. Отсутствует алгоритмическое и программное обеспечение для решения задач кинематического анализа и синтеза механизмов транспортирования материалов с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней зубчатыми рейками. Недостаточно исследована динамика узлов прижимной лапки и верхней зубчатой рейки (при ее наличии) механизмов транспортирования с учетом неудерживающей связи лапки со стачиваемыми материалами и зубчатой рейкой (рейками). Практически отсутствуют исследования упругих характеристик стачиваемых материалов, необходимых для использования при динамическом анализе механизмов транспортирования. При исследовании прижим-

ной лапки, как правило, не учитываются: конструктивные особенности соединения прижимной лапки со стержнем (наличие шарнирного соединения); узел верхней зубчатой рейки. Практически отсутствуют исследования динамики узла прижимной лапки и верхней зубчатой рейки, учитывающие возможные изменения толщины стачиваемых материалов в процессе прохождения их под лапкой в период транспортирования (например, переход лапки через шов).

Таким образом, актуальной является задача разработки теоретических и методологических основ проектирования новых и модернизации существующих реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин.

В заключение главы сформулированы основные задачи, которые необходимо решить в диссертации.

Вторая глава посвящена разработке динамических моделей узлов прижимной лапки и верхней зубчатой рейки (при ее наличии) механизмов транспортирования материалов швейных машин. Узел прижимной лапки, как правило, состоит из двух элементов: лапки и стержня. Конструкции лапок включают: державку, с помощью которой лапка жестко крепится винтом к стержню, и корпус лапки, который контактирует во время работы со стачиваемыми материалами. Анализ конструкций лапок позволяет выделить их следующие основные типы: нешарнирная лапка – державка и корпус лапки представляют собой единое целое; шарнирная лапка – державка и корпус лапки соединены между собой шарниром.

Разработаны динамические модели шарнирной и нешарнирной лапки механизмов транспортирования материалов швейных машин: с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней зубчатыми рейками при учете возможности изменения толщины стачиваемых материалов в процессе транспортирования. В динамических моделях шарнирной лапки державка вместе со стержнем считаются абсолютно твердым телом – “стержень”; корпус лапки – абсолютно твердым телом “лапка”. В моделях нешарнирной лапки стержень, державка и корпус лапки считаются абсолютно твердым телом – “лапкой”. Углы поворота “лапки” и зубчатых реек (нижней и верхней) в процессе перемещения стачиваемых материалов считаются малыми; не учитывается профиль их зубьев, поверхность реек, контактирующая с материалами, считается плоской; толщина реек не учитывается; привод реек считается не податливым.

На рисунке 1, а, представлена схема узла шарнирной лапки (транспортирование одной нижней рейкой), где 1 – “лапка”, 2 – стачиваемые материалы, 3 – нижняя рейка, 4 – “стержень”, 5 – упор, 6 – пружина, 7 – направляющие в корпусе машины, 8 – игольная пластина.

Обозначим: OXY – неподвижная система координат; $\bar{\xi}(x, t)$ – перемещение нижней рейки над игольной пластиной по оси OY в сечении на расстоянии x от оси OY ; $\bar{\varphi}_3(t)$ – угол поворота нижней рейки относительно линии, параллельной оси OX ; $\bar{\eta}(t)$ – перемещение нижней рейки по оси OX (нижняя рейка – абсолютно твердое тело); $\bar{x}_r(t)$ – перемещение материалов по оси OX (считаем, что деформация материалов в направлении оси OX в зоне транспортирования

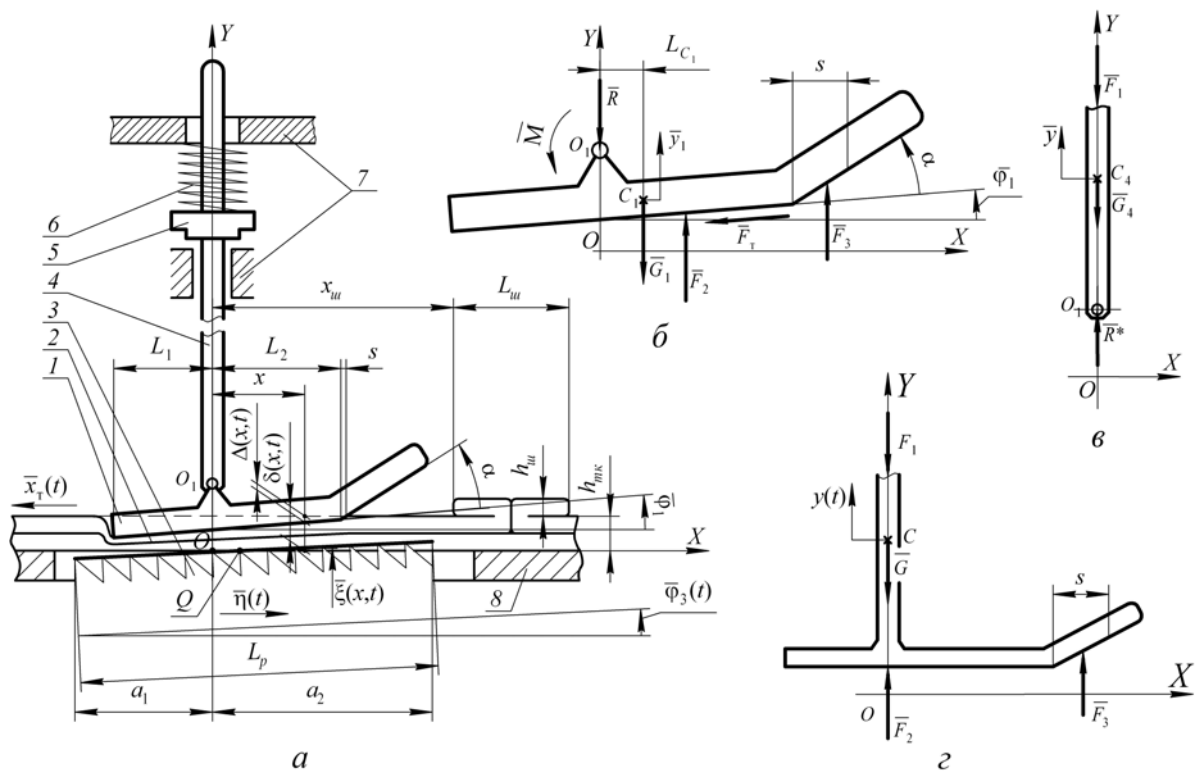


Рисунок 1 – Узел прижимной лапки и динамические модели механизмов транспортирования материалов с одной нижней рейкой

отсутствует); $\delta(x, t)$, $\Delta(x, t)$ – соответственно толщина материалов в свободном (не сжатом) состоянии и их деформация под “лапкой” в направлении оси OY в сечении на расстоянии x от оси OY ($\Delta(x, t) \leq 0$ соответствует отрыву “лапки” от материалов); L_1 , L_2 – длины участков “лапки”; L_p – длина нижней рейки; a_1 , a_2 – соответственно расстояния по оси OX от точки O до крайней левой и крайней правой точек нижней рейки. При $a_2 > L_2$ (см. рисунок 1, a), в зоне входа под “лапку” материалов, может иметь место участок длиной s , на котором при движении нижней рейки вместе с материалами вдоль игольной пластины они сжимаются.

Рассматриваемая система имеет две степени свободы и представлена в виде двух динамических моделей: “лапки” (рисунок 1, b) и “стержня” (рисунок 1, c). Обобщенные координаты: y – перемещение “стержня” по оси OY и φ_1 – угол поворота “лапки” относительно линии параллельной оси OX .

“Лапка” (см. рисунок 1, b) совершает движение по оси OY на величину \bar{y}_1 и поворачивается вокруг шарнира O_1 на угол $\bar{\varphi}_1$ под действием: F_2 – равнодействующая распределенных сил $q_2(x, t)$ (на рисунке 1, b не показано) в направлении оси OY со стороны стачиваемых материалов из-за их деформации $\Delta(x, t)$ и скорости деформации $\dot{\Delta}(x, t)$; F_3 – равнодействующая распределенных сил $q_3(x, t)$, $x \in [L_2, L_2 + s]$ (на рисунке 1, b не показано) со стороны стачиваемых материалов в направлении оси OY из-за наличия участка s при перемещении нижней рейки вместе с материалами вдоль оси OX , то есть игольной пластины; G_1 – сила тяжести “лапки” (C_1 – центр тяжести “лапки”); R – реакция связи на

“лапку” со стороны “стержня” в направлении оси OY ; F_T – сила трения со стороны стачиваемых материалов на “лапку” при их движении по оси OX (из-за малости коэффициента трения материалов о “лапку” считаем, что $F_T = 0$); M – момент упругих и диссипативных сил в шарнирном соединении корпуса лапки с державкой (угол поворота φ_1 “лапки” конструктивно ограничен). За L_{C_1} обозначено расстояние от оси OY до центра тяжести “лапки” C_1 . “Стержень” (см. рисунок 1, в) перемещается по оси OY на величину \bar{y} под действием: F_1 – сила со стороны пружины b (см. рисунок 1, а); G_4 – сила тяжести “стержня” (C_4 – центр тяжести “стержня”); R^* – реакция связи на “стержень” со стороны “лапки” ($|\vec{R}| = |\vec{R}^*|$).

Динамическая модель нешарнирной “лапки” представлена на рисунке 1, г. В рассматриваемом случае, с учетом малости угла поворота нижней рейки относительно игольной пластины в период транспортирования считается, что $\varphi_3 = 0$ (см. рисунок 1, а); за обобщенную координату принято перемещение $\bar{y}(t)$ центра тяжести C “лапки” по оси OY .

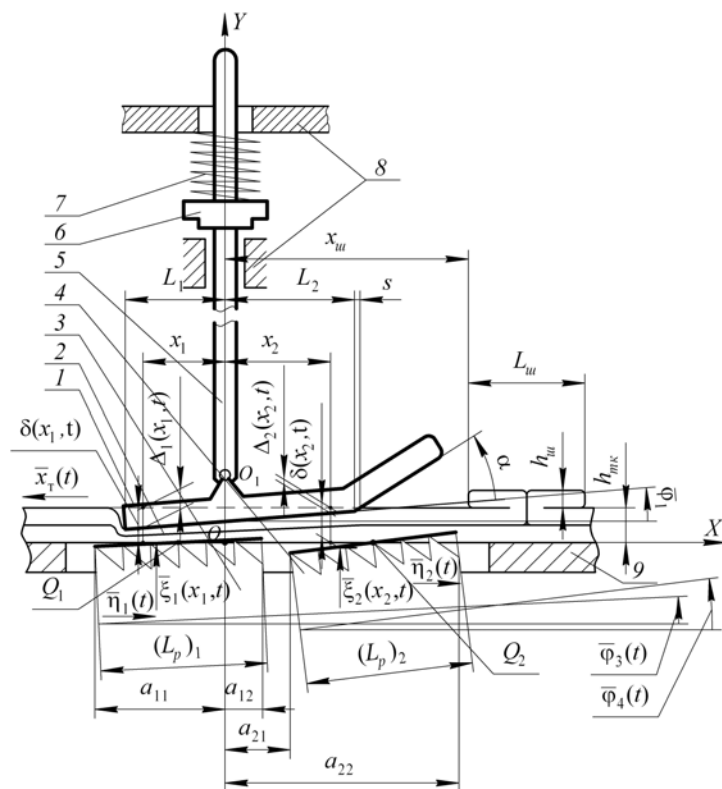


Рисунок 2 – Узел прижимной лапки механизмов транспортирования материалов с двумя нижними рейками

На рисунке 2 представлена схема узла шарнирной прижимной лапки механизмов транспортирования с двумя нижними рейками, где 1 – “лапка”, 2 – стачиваемые материалы, 3 – основная рейка 4 – дополнительная рейка, 5 – “стержень”, 6 – упор, 7 – пружина, 8 – направляющие “стержня” в корпусе машины, 9 – игольная пластина. Обозначения на рисунке 2 аналогичны обозначениям на рисунке 1. В рассматриваемом случае, так же как и при транспортировании материалов одной нижней рейкой, динамическая модель шарнирной лапки может быть представлена в виде двух динамических моделей: “лапки” (рисунок 1, б) и “стержня” (рисунок 1, в), где F_2 – равнодействующая

распределенных сил $q_2(x, t)$ (на рисунке 1, б не показано) в направлении оси OY со стороны стачиваемых материалов из-за их деформации и скорости деформации под основной и дополнительной рейками соответственно на величины $\Delta_1(x, t)$, $\dot{\Delta}_1(x, t)$ и $\Delta_2(x, t)$, $\dot{\Delta}_2(x, t)$. В случае нешарнирной лапки механизмов транспортирования с двумя нижними рейками, из-за малости углов

φ_3 и φ_4 (см. рисунок 2) в период транспортирования материалов, считается, что $\varphi_3 = 0$, $\varphi_4 = 0$. Динамическая модель имеет вид, аналогичный, представленному на рисунке 1, z .

Наиболее сложную задачу представляет собой разработка динамической модели узла прижимной лапки и верхней зубчатой рейки механизмов транспортирования материалов с нижней и верхней зубчатыми рейками. Данная задача рассматривается на примере механизма транспортирования материалов швейной машины 131–41 (42, 43) кл. Рассматриваемый механизм осуществляет периодическое дискретное перемещение материалов, которые в процессе перемещения (на рабочем ходу) зажимаются между нижней и верхней рейками. На холостом ходу материалы неподвижны и прижимаются к игольной пластине прижимной лапкой (нижняя рейка движется под игольной пластиной, верхняя – над материалами). В кинематической цепи вертикальных перемещений верхней рейки установлена пружина, с помощью которой осуществляется силовое замыкание верхней рейки со стачиваемыми материалами в процессе транспортирования.

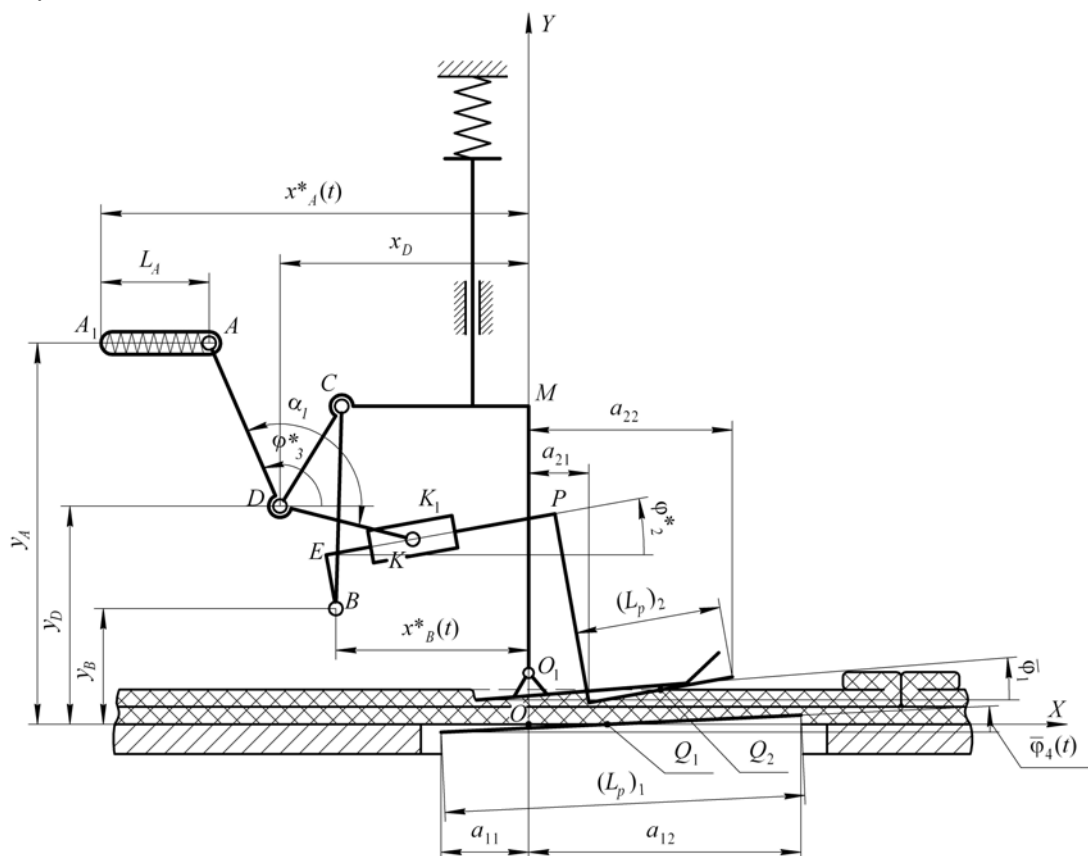


Рисунок 3 – Узел прижимной лапки и верхней рейки механизмов транспортирования материалов с нижней и верхней рейками

На рисунке 3 представлена расчетная схема узла верхней рейки и прижимной лапки рассматриваемого механизма, где пружина в кинематической цепи вертикальных перемещений верхней рейки приведена к шарниру A (паз A_1A). На рисунке 3 обозначено: OXY – неподвижная система координат; $x_A^*(t)$, $x_B^*(t)$ – кинематические внешние воздействия, передаваемые на верхнюю рейку со стороны рычажного привода ее вертикальных и горизонтальных перемеще-

ний соответственно в направлении оси OX ; L_A – длина паза A_1A ; y_A, y_B – координаты шарниров A и B по оси OY ; x_D, y_D – проекции координат шарнира D на оси OX и OY ; $\varphi_1, \varphi_2^*, \varphi_3^*, \bar{\varphi}_4(t)$ – соответственно углы поворота “лапки”, рычагов EP, ADK и нижней рейки относительно оси OX ; α_1 – угол между плечами DA и DK двуплечего рычага ADK ; $(L_p)_i, i=1,2$ – соответственно длина нижней и верхней реек; $a_{1i}, a_{2i}, i=1,2$ – соответственно расстояние по оси OX от точки O до крайних левой и правой точек нижней и верхней реек.

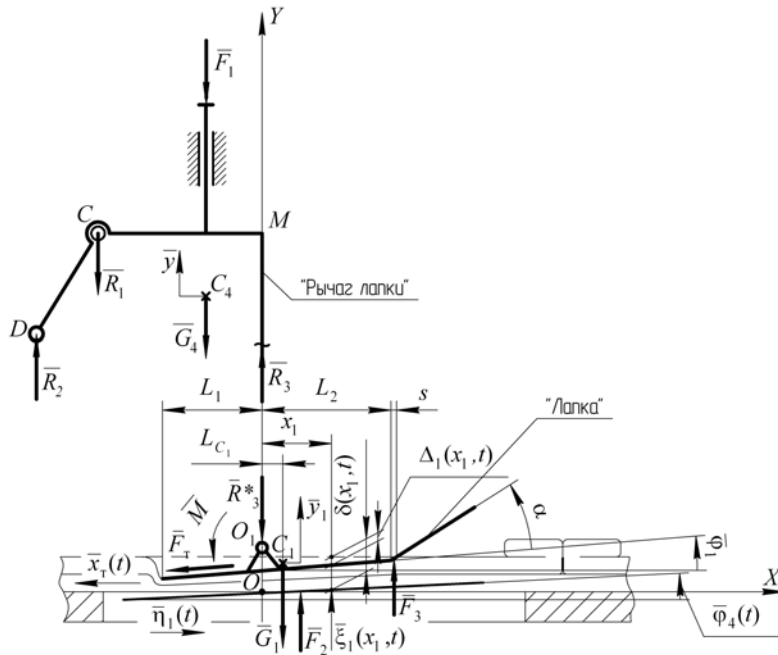


Рисунок 4 – Динамические модели “лапки” и “рычага лапки”

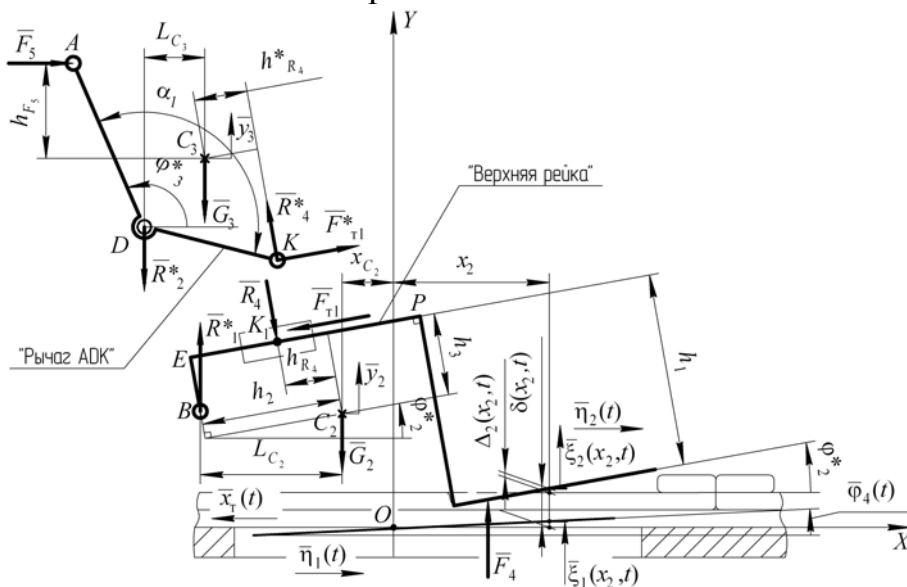


Рисунок 5 – Динамические модели “верхней рейки” и “рычага ADK”

нижней рейки (точки Q_1 , см. рисунок 3) по оси OX ; $\bar{\xi}_1(x_1, t)$ – перемещение нижней рейки по оси OY в сечении, расположенном на расстоянии x_1 от оси

Рассматриваемая система представлена в виде четырех динамических моделей: “лапки” и “рычага лапки” (рисунок 4), “верхней рейки” и “рычага ADK” (рисунок 5). Обобщенные координаты: \bar{y} – перемещение “рычага лапки” по оси OY ; $\bar{\varphi}_1$ – угол поворота “лапки” относительно линии параллельной оси OX ; $\bar{\varphi}_2^*$ – угол поворота “верхней рейки” (рычага EP , рисунок 5) относительно линии параллельной оси OX ($\bar{\varphi}_3^* = \bar{\varphi}_3^*(\bar{\varphi}_2^*)$).

“Лапка” (рисунок 4) совершает движение по оси OY на величину \bar{y}_1 и поворачивается вокруг шарнира O_1 на угол $\bar{\varphi}_1$. Обозначим: $\bar{\eta}_1(t)$ – перемещение

OY ; $\bar{x}_T(t)$ – перемещение материалов по оси OX ; $\delta(x_1, t)$, $\Delta_1(x_1, t)$ – соответственно толщина материалов в свободном (не сжатом) состоянии и их деформация под “лапкой” по оси OY в сечении, расположенном на расстоянии x_1 от оси OY ($\Delta_1(x_1, t) \leq 0$ соответствует отрыву “лапки” от материалов в сечении x_1), x_{C_1} – координата центра тяжести C_1 “лапки” по оси OX . Смысл остальных обозначений аналогичен обозначениям на рисунке 1. На “лапку” действуют: F_2 – равнодействующая распределенных сил $q_2(x_1, t)$ (на рисунке 4 не показано) в направлении оси OY со стороны материалов из-за их деформации и скорости деформации соответственно на величины $\Delta_1(x_1, t)$ и $\dot{\Delta}_1(x_1, t)$; F_3 – равнодействующая распределенных сил $q_3(x, t)$, $x \in [L_2, L_2 + s]$ (на рисунке 4 не показано) со стороны материалов в направлении оси OY из-за наличия участка s при перемещении нижней рейки вместе с материалами вдоль игольной пластины; G_1 – сила тяжести “лапки”; R_3^* – реакция связи со стороны “рычага лапки” в направлении оси OY ; F_T – сила трения, действующая на рабочем ходу механизма со стороны материалов на “лапку” при их движении по оси OX (из-за малости коэффициента трения материалов о “лапку” можно принять $F_T = 0$); M – момент упругих и диссипативных сил относительно оси O_1 .

“Рычаг лапки” (рисунок 4) представляет собой абсолютно твердое тело, имеющее возможность перемещаться по оси OY на величину \bar{y} . На “рычаг лапки” действуют: F_1 – сила со стороны пружины прижимной лапки; G_4 – сила тяжести “рычага лапки”; R_1 , R_2 , R_3 – соответственно реакции связи со стороны рычага BC , “рычага ADK ” и “лапки” (см. рисунок 4) в направлении оси OY , $|\vec{R}_3| = |\vec{R}_3^*|$.

“Верхняя рейка” (рисунок 5) представляет собой абсолютно твердое тело, которое совершает переносное движение на величину \bar{y}_2 и относительное движение – поворот на угол $\bar{\varphi}_2^*$. Обозначим: $\bar{\eta}_2(t)$ – перемещение “верхней рейки” (точки Q_2 , рисунок 4) по оси OX ; $\bar{\xi}_1(x_2, t)$, $\bar{\xi}_2(x_2, t)$ – перемещение нижней и верхней реек соответственно, по оси OY в сечении, расположенном на расстоянии x_2 от оси OY ; $\delta(x_2, t)$, $\Delta_2(x_2, t)$ – соответственно толщина материалов в свободном (не сжатом) состоянии и их деформация по оси OY под “верхней рейкой” в сечении, расположенном на расстоянии x_2 от оси OY ($\Delta_2(x_2, t) \leq 0$ соответствует отрыву “верхней рейки” от материалов); L_{C_2} – расстояние от точки B до центра тяжести C_2 “верхней рейки” по оси OX ; x_{C_2} – координата центра тяжести C_2 “верхней рейки” по оси OX .

На “верхнюю рейку” действуют: R_1^* – реакция связи, со стороны рычага BC (см. рисунок 5), $|\vec{R}_1^*| = |\vec{R}_1|$; R_4 – реакция связи со стороны “рычага ADK ” через ползун K_1 ; F_{T1} – сила трения со стороны ползуна на рычаг EP (из-за малости коэффициента трения считаем $F_{T1} = 0$); G_2 – сила тяжести “верхней рей-

ки”; F_4 – равнодействующая распределенных сил $q_4(x_2, t)$ (на рисунке 5 не показано) в направлении оси OY со стороны материалов (из-за их деформации и скорости деформации соответственно на величины $\Delta_2(x_2, t)$ и $\dot{\Delta}_2(x_2, t)$). Будем считать, что “верхняя рейка” перемещается вместе с материалами без проскальзывания, то есть перемещение материалов вместе с нижней рейкой на величину $\bar{x}_T(t)$ не влияет на перемещение “верхней рейки” по оси OY .

“Рычаг ADK ” (рисунок 5) представляет собой абсолютно твердое тело, совершающее переносное движение на величину \bar{y}_3 и относительное движение – поворот вокруг оси шарнира D на угол $\varphi_3^* = \varphi_3^*(\varphi_2^*)$. На “рычаг ADK ” действуют: G_3 – сила тяжести “рычага ADK ”; F_5 – сила со стороны пружины в пазу A_1A (см. рисунок 3); R_2^* – реакция связи со стороны “лапки”, $|\vec{R}_2^*| = |\vec{R}_2|$; R_4^* , F_T^* – соответственно реакция и сила трения, со стороны “верхней рейки”, $|\vec{R}_4^*| = |\vec{R}_4|$, $|\vec{F}_{T1}^*| = |\vec{F}_{T1}| = 0$; за L_{C_3} обозначено расстояние от точки D до точки C_3 по оси OX .

В третьей главе разработаны математические модели узлов прижимной лапки и верхней рейки (при ее наличии) механизмов транспортирования материалов. В начале главы приведены результаты натурального эксперимента по исследованию упругих характеристик пакетов стачиваемых материалов. Исследования проводились с помощью приборов МЕТРИМРЕХ типа 6-12-1 и ТЭМ-1 (только для бязи). Определялась толщина x каждого из образцов пальтовой, костюмной ткани и бязи в один, два и три сложения при действии на образец сжимающего усилия P . Полученные в результате эксперимента данные после

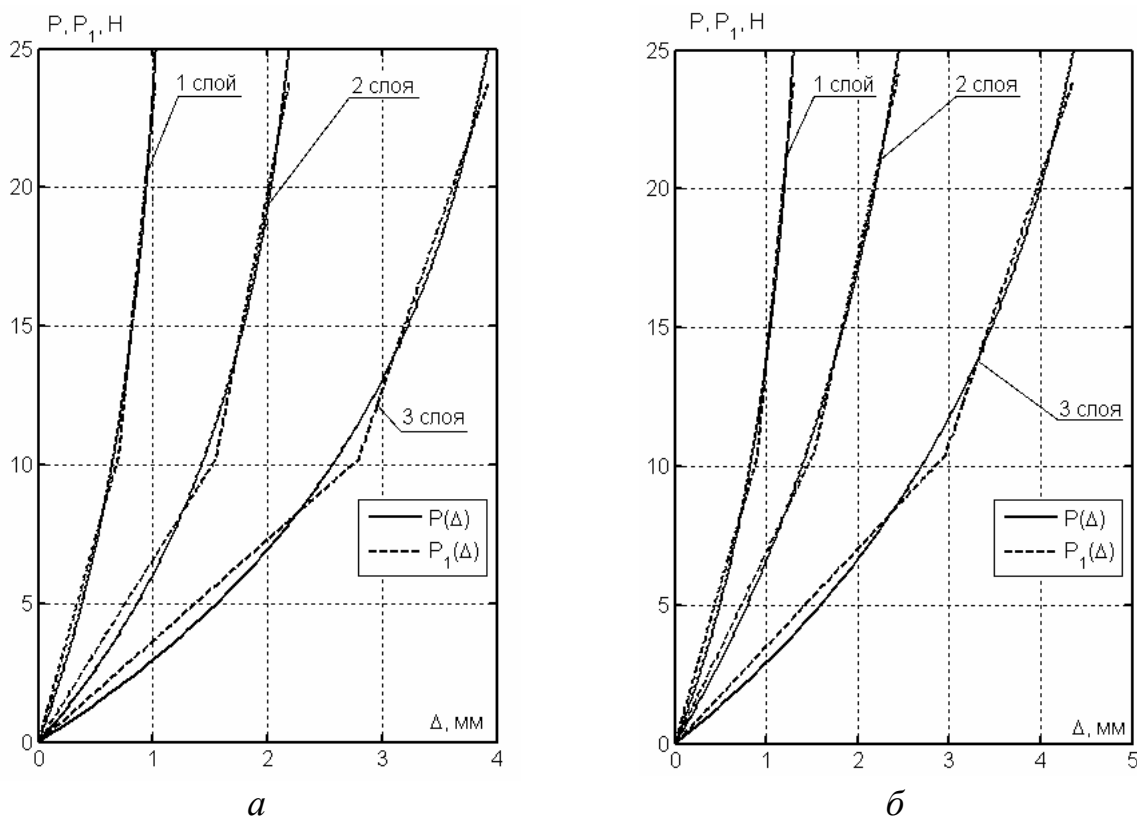


Рисунок 6 – Упругие характеристики пальтовой ткани

статистической обработки использовались для получения упругих характеристик вида $P = P(\Delta)$, где Δ – деформация образца ткани. На рисунке 6 в качестве примера представлены графики зависимостей $P = P(\Delta)$ для пальтовой ткани при площади щупа измерительного прибора $S_{щ} = 1.0 \text{ см}^2$ (см. рисунок 6, а) и $S_{щ} = 2.0 \text{ см}^2$ (см. рисунок 6, б). Зависимость $P = P(\Delta)$ является нелинейной и зависит как от количества слоев ткани в образце, так и от площади измерительного щупа $S_{щ}$. Для снижения этого влияния площадь щупа $S_{щ}$ в процессе эксперимента следует выбирать как можно ближе (желательно равной) к площади рабочей поверхности прижимной лапки $S_{л}$.

Анализ зависимостей $P = P(\Delta)$, полученных для однородных тканей, сложенных в один, два и три слоя, показал, что с достаточной для практических целей точностью можно считать два слоя ткани последовательным соединением двух однослойных тканей, три слоя ткани – последовательным соединением трех однослойных тканей и т. д. Этим обстоятельством удобно воспользоваться при определении зависимостей $P = P(\Delta)$ для пакета материалов, состоящего из нескольких слоев различных тканей, считая их последовательным соединением различных слоев ткани с известными аргіогі зависимостями $P = P(\Delta)$ для каждого слоя. Для облегчения вычислений удобно нелинейные зависимости $P = P(\Delta)$ представить кусочно-линейными функциями вида $P_1 = P_1(\Delta)$ (см. рисунок 6).

Математическая модель шарнирной прижимной лапки механизма транспортирования с одной нижней рейкой (рисунок 1, а, б, в) имеет вид:

$$\begin{aligned} m_4 \ddot{y} &= -F_1 - G_4 + R, \quad m_1 (\ddot{y} + L_{C_1} \ddot{\varphi}_1) = -R - G_1 + F_2 + F_3, \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_{C_1}(F_2) + F_3 h_{F_3} + R h_R + M, \end{aligned} \quad (1)$$

где J_1 – момент инерции массы m_1 “лапки” относительно C_1 (m_4 – масса “стержня”); $M_{C_1}(F_2)$ – момент (на рисунке 1 не показан) силы F_2 относительно точки C_1 ; h_{F_3} , h_R – плечи сил F_3 и R относительно C_1 (на рисунке 1 не показаны); $y(t) = \xi(0, t) + \delta(0, t) - \Delta(0, t)$; $F_1 \approx F_{10} + c_1 y + b_1 \dot{y}$; F_{10} – сила, соответствующая начальному поджатию пружины 5 (см. рисунок 1); c_1 , b_1 – соответственно приведенные жесткость и коэффициент сопротивления пружины 5;

$$F_2(\Delta, \dot{\Delta}) \approx \int_{-L_1}^{L_2+s} q_2(x, t) dx; \quad F_3 = \begin{cases} F_3^*, & \text{при } s > 0, \\ 0, & \text{при } s = 0, \end{cases} \quad F_3^*(\dot{\Delta}) = \int_{L_2}^{L_2+s} q_3(x, t) dx;$$

$$M = \begin{cases} M_0 - c_3 \varphi_1^* - c_{31}(\varphi_1 - \varphi_1^*) - b_{31} \dot{\varphi}_1, & \text{при } \varphi_1 < \varphi_1^*; \\ M_0 - c_3 \varphi_1 - b_{31} \dot{\varphi}_1, & \text{при } \varphi_1^* \leq \varphi_1 \leq \varphi_1^{**}; \\ M_0 - c_3 \varphi_1^{**} - c_{31}(\varphi_1 - \varphi_1^{**}) - b_{31} \dot{\varphi}_1, & \text{при } \varphi_1 > \varphi_1^{**}; \end{cases}$$

M_0 – начальное значение момента M ; c_3 , b_3 – соответственно коэффициенты жесткости и сопротивления пружины, установленной между корпусом лапки и державкой при $\varphi_1 \in [\varphi_1^*; \varphi_1^{**}]$; φ_1^* , φ_1^{**} – предельные значения угла φ_1 поворота

“лапки”; c_{31} , b_{31} – соответственно коэффициенты жесткости и демпфирования упоров на “стержне” при $\varphi_1 > \varphi_1^{**}$ или $\varphi_1 < \varphi_1^*$.

С учетом наличия на корпусе лапки (рисунок 1, а) прямолинейного участка длиной $L_1 + L_2$ и участка под углом α длиной s величина $\Delta(x, t)$ определяется из выражения:

$$\Delta(x, t) = \begin{cases} \xi(x, t) + \delta(x, t) - (y(t) + x\varphi_1(t)), & \text{при } -L_1 \leq x \leq L_2, \\ \xi(x, t) + \delta(x, t) - (y(t) + L_2\varphi_1(t) + \\ +(x - L_2) \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1(t))), & \text{при } L_2 < x \leq L_2 + s. \end{cases}$$

Величина $\delta(x, t)$ может быть задана, например, для случая наличия на стачиваемых материалах шва (рисунок 1, а), а величина s при $a_2 \geq L_2$ определяется решением уравнения:

$$\xi(L_2 + s, t) + \delta(L_2 + s, t) - (y(t) + L_2\varphi_1(t) + s \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1(t))) = 0.$$

Математическую модель, соответствующую нешарнирной лапке (рисунок 1, з), можно получить, если в (1) принять $\varphi_1 = 0$. В случае постоянной толщины пакета стачиваемых материалов $\delta(x, t) = \delta_0 = \text{const}$.

Аналогичный вид имеет математическая модель механизма транспортирования материалов с двумя нижними рейками (рисунок 2), при этом величина $\Delta(x, t)$, на интервале $x \in [-L_1; L_2 + s]$ может быть определена из выражения:

$$\Delta(x, t) = \begin{cases} \xi_1(x, t) + \delta(x, t) - (y(t) + x\varphi_1(t)), & \text{при } -L_1 \leq x < a_{12}, \\ \delta(x, t) - (y(t) + x\varphi_1(t)), & \text{при } a_{12} \leq x \leq a_{21}, \\ \xi_2(x, t) + \delta(x, t) - (y(t) + x\varphi_1(t)), & \text{при } a_{21} < x \leq L_2, \\ \xi_2(x, t) + \delta(x, t) - (y(t) + L_2\varphi_1(t) + \\ +(x - L_2) \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1(t))), & \text{при } L_2 < x \leq L_2 + s. \end{cases}$$

Длина участка s при $a_{22} \geq L_2$, определяется из уравнения:

$$\xi_2(L_2 + s, t) + \delta(L_2 + s, t) - (y(t) + L_2\varphi_1(t) + s \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1(t))) = 0.$$

Математическая модель механизма транспортирования с нижней и верхней рейками из-за недостатка места в автореферате не приводится.

Четвертая глава посвящена кинематическому анализу механизмов транспортирования материалов швейных машин с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней рейками. Имеющиеся в настоящее время специализированные пакеты программ для анализа кинематики рычажных механизмов практически мало доступны и не позволяют в процессе кинематического анализа механизмов транспортирования материалов исследовать ряд их важных характеристик, например, шаг транспортирования, угол рабочего хода и др. Исследования, приведенные в диссертации, в основном выполнены с использованием системы инженерных и научных расчетов MATLAB, в которой так же отсутствуют функции, позволяющие исследовать кинематику механизмов транспортирования. Поэтому для исследования кинематики указанных механизмов в системе инженерных и научных расчетов MATLAB было разработано математическое, алгоритмическое и программное обеспечение, выполненное в виде па-

кета расширения MATLAB, названное KINEMA. В основу пакета KINEMA положен погруппный способ кинематического анализа рычажных механизмов, предложенный Э. Е. Пейсахом.

Перед разработкой пакета KINEMA был выполнен структурный анализ механизмов транспортирования материалов с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней рейками. Для решения задачи структурного анализа всех указанных механизмов предлагается механизм транспортирования материалов рассматривать как цикловой рычажный механизм переменной структуры, изменяющейся при переходе с холостого хода на рабочий и обратно. На рабочем ходу нижняя рейка и прижимная лапки, нижняя и верхняя (если она есть) рейки образуют высшую кинематическую пару через стачиваемые материалы (при структурном и кинематическом анализе стачиваемые материалы считаются недеформируемыми, упругие элементы в звеньях привода верхней рейки и прижимной лапки исключаются). В работе предложены заменяющие схемы высших кинематических пар (через ткани) между прижимной лапкой и нижней рейкой (рейками), верхней и нижней рейками в период рабочего хода, позволяющие решать задачу структурного и кинематического анализа механизмов транспортирования.

В результате структурного анализа были выделены структурные группы Ассура встречающиеся в схемах реечных рычажных механизмов транспортирования; для указанных структурных групп написаны подпрограммы их кинематического анализа. При кинематическом анализе рычажного привода с использованием пакета KINEMA пользователю предлагается разработать головной модуль, структура которого приведена в работе.

Анализ результатов структурного и кинематического исследования большого количества механизмов транспортирования материалов показал, что движение зубчатой рейки в них осуществляется по траекториям близким к эллипсным. Расположение эллипсной траектории относительно плоскости игольной пластины с учетом возможного поворота осей эллипса может быть различным. Был выполнен анализ возможных эллипсных траекторий движения рейки, в результате которого выделены три характерных траектории, представленные на рисунке 7.

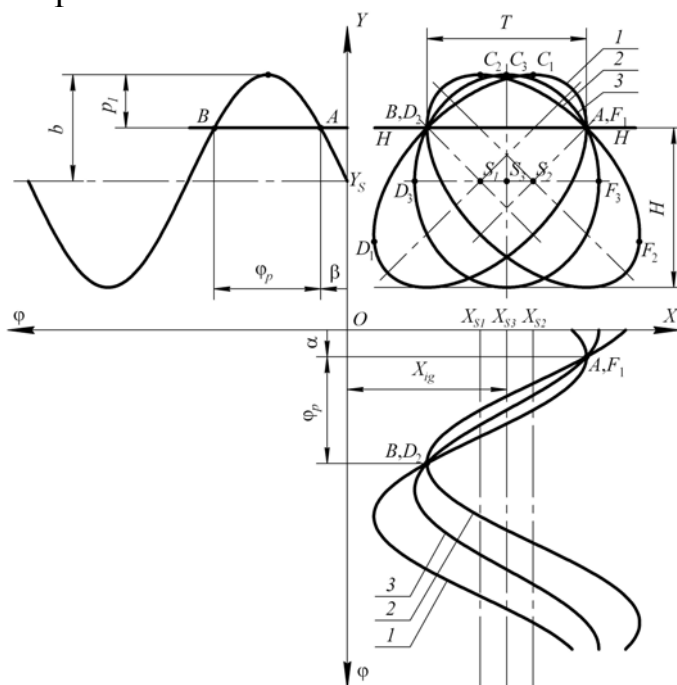


Рисунок 7 – Эллипсные траектории

Траектория 1 характеризуется резким захватыванием материалов на участке AC_1 и пологим опусканием рейки на участке C_1B ; траектория 2 характеризуется медленным подъемом рейки на участке AC_2 и резким опусканием на участке

C_2B ; траектория 3 характеризуется тем, что точки D_3 и F_3 расположены ниже игольной пластины, при этом крутизна участков подъема AC_3 и опускания C_3B рейки одинакова. С точки зрения захвата стачиваемых материалов рейкой, траектория 1 на наш взгляд является лучшей. При исследовании механизмов транспортирования материалов на начальном этапе эллипсными траекториями удобно пользоваться, так как для них могут быть получены аналитические зависимости вида: $X_Q = X_S + a \cos(\varphi + \alpha)$, $Y_Q = Y_S + b \sin(\varphi + \beta)$, $\varphi = \omega t$, где X_S , Y_S , a , b , α , β определяются, исходя из задаваемых технологических и конструктивных параметров: шага транспортирования T , максимальной величины подъема зубчатой рейки p_1 , угла рабочего хода механизма транспортирования φ_p , положения иглы X_{ig} и игольной пластины H (см. рисунок 7). В работе показано, что зависимость $Y_Q(t)$ для всех трех эллипсных траекторий (см. рисунок 7) одинакова, то есть с точки зрения кинематического внешнего воздействия на “лапку” указанные траектории одинаковы.

В пятой главе по полученным динамическим и математическим моделям исследуется узел прижимной лапки и верхней зубчатой рейки (при ее наличии) механизмов транспортирования материалов швейных машин. В начале главы анализируется наиболее простая математическая модель узла прижимной лапки (нешарнирного типа) при постоянной толщине стачиваемых материалов и при воздействии на “лапку” одной нижней рейки. С использованием метода гармонической линеаризации выполнен анализ периодических колебательных режимов “лапки”. Для этого разработано математическое, алгоритмическое и программное обеспечение с использованием среды MATLAB. С его помощью построены скелетная кривая, линия максимумов и резонансная кривая “лапки”, выполнено исследование влияния на нее параметров “лапки”. Так как упруго-диссипативные характеристики стачиваемых материалов заданы $\text{arg}i\omega$, а влияние массы “лапки” и жесткости пружины 5 (см. рисунок 1, а) на частоту свободных колебаний “лапки” из-за большой приведенной жесткости стачиваемых материалов и привода нижней рейки мало, исключить нежелательные колебательные режимы “лапки” можно, например, увеличением демпфирования между корпусом машины и стержнем прижимной лапки. Однако это может привести к зависанию “лапки” над тканями. Исключить эффект зависания при большом демпфировании частично можно введением нелинейного демпфера (с достаточно большим демпфированием при движении “лапки” от материалов и малым демпфированием при движении “лапки” к материалу).

Далее выполнено численное моделирование колебаний узла прижимной лапки и верхней зубчатой рейки (при ее наличии) механизмов транспортирования материалов с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней рейками. Для этой цели в среде MATLAB с использованием встроенной функции `ode45()`, предназначенной для численного решения обыкновенных дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутты 4-5 порядка точности, разработано алгоритмическое и программное обеспечения. При моделировании на ЭВМ использовались параметры узла прижимной лапки механизмов транспортирования швей-

ных машин 131–11 (12, 13) кл. (с одной нижней рейкой), 876 кл. (с двумя нижними рейками), 131–41 (42) кл. (с нижней и верхней рейками). Коэффициент рассеяния стачиваемых материалов ψ при вычислении сил F_2 и F_4 выбирался путем сравнения результатов моделирования динамики лапки на ЭВМ с результатами натурного эксперимента, опубликованных в литературных источниках. Оказалось, что $\psi \approx 1.0 \div 1.5$.

Анализ результатов моделирования динамики узла прижимной лапки механизмов транспортирования с одной нижней рейкой по математическим моделям шарнирной и нешарнирной “лапки” показал, что при постоянной толщине стачиваемых материалов учет в математической модели шарнирной “лапки” поворотов корпуса лапки относительно “стержня” существенен лишь при наличии больших углов поворота нижней рейки относительно игольной пластины в процессе транспортирования. Так как в процессе проектирования механизмов привода нижней рейки одним из требований является ее параллельность игольной пластине в период транспортирования материалов, то с достаточной для практических целей точностью анализ колебаний “лапки” механизмов транспортирования с одной нижней рейкой при постоянной толщине пакета стачиваемых материалов может производиться по математической модели нешарнирной “лапки”, что значительно упрощает задачу моделирования динамики узла прижимной лапки, ускоряет время счета на ЭВМ.

Выполненный анализ динамики нешарнирной “лапки” для механизмов транспортирования машины 131–11 (12, 13) кл. показывает, что с увеличением частоты $\omega \in [10; 600] \text{ c}^{-1}$, при $\omega > 500 \text{ c}^{-1}$ начинаются отрывы “лапки” от тканей. “Лапка” как бы приподнимается над игольной пластиной. При отрывах “лапки” от материалов происходит резкий рост сил F_2 и F_3 (при внедрении “лапки” в материалы по окончании отрыва), вызванный наличием ударов. Сила F_3 значительно меньше (в $8 \div 10$ раз) силы F_2 , поэтому ее, как правило, можно в процессе динамических исследований не учитывать.

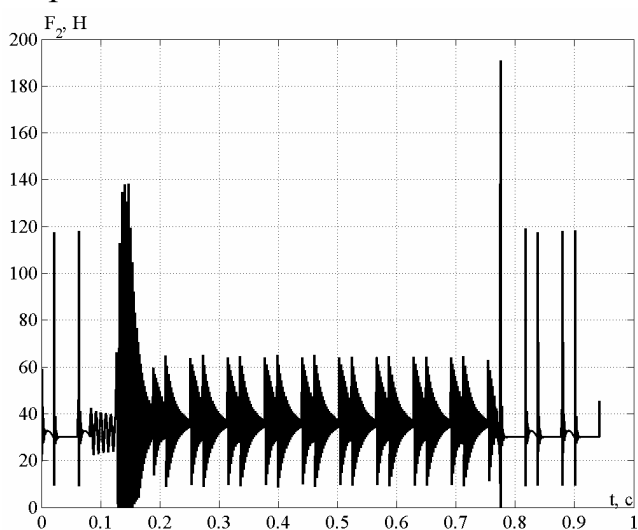


Рисунок 8 – Зависимость $F_2(t)$ (нешарнирная “лапка”, прохождение шва)

Выполнено моделирование процесса прохождения под нешарнирной “лапкой” шва. На рисунке 8 представлен график зависимости $F_2(t)$, полученный в результате счета при $\omega = 100 \text{ c}^{-1}$, для случая прохождения под “лапкой” шва. Как видно из графика, увеличение амплитуды колебаний $F_2(t)$ наблюдаются на двух участках: входа шва под “лапку” (при $t \in [0.1; 0.2] \text{ c}$) и выхода шва из под “лапки” (при $t \in [0.75; 0.80] \text{ c}$). На указанных участках происходят отрывы “лапки” от стачиваемых материалов, причем количество и продолжительность

ность отрывов больше на участке входа шва под “лапку”, а максимальное пиковое значение силы $F_2 \approx 195 \text{ Н}$ наблюдается на участке выхода шва из-под “лапки”. Указанное обстоятельство может быть объяснено тем, что во время входа шва под “лапку” жесткость материалов уменьшается (но из-за увеличения $\delta(x, t)$ увеличивается $\Delta(x, t)$), а во время выхода шва – увеличивается. При появлении отрывов “лапки” от стачиваемых материалов значительные скачки силы $F_2(t)$ могут привести к нарушению процесса транспортирования, непостоянству длины стежка и появлению различных дефектов, например, посадки материалов, стягивания шва и т. д.

Моделирование на ЭВМ колебаний шарнирной “лапки” показало, что при прохождении под “лапкой” шва возникают колебания меньшей амплитуды, чем в нешарнирной “лапке”, что вызвано поворотом “лапки” относительно “стержня” в момент входа под “лапку” шва и выхода шва из под “лапки”. На рисунке 9 представлена зависимость $F_2(\varphi)$, $\varphi = \omega t$ при $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$ для шарнирной “лапки”. Как видно из графика, пиковые значения силы F_2 в этом случае меньше (см. рисунок 8). Однако, как показало моделирование, с увеличением частоты $\omega > 300 \text{ с}^{-1}$ амплитуда колебаний силы F_2 возрастает (при $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$ приблизительно в 1.5 раза), что может оказывать влияние на качество строчки, в частности, приводить к сминанию материалов под “лапкой”.

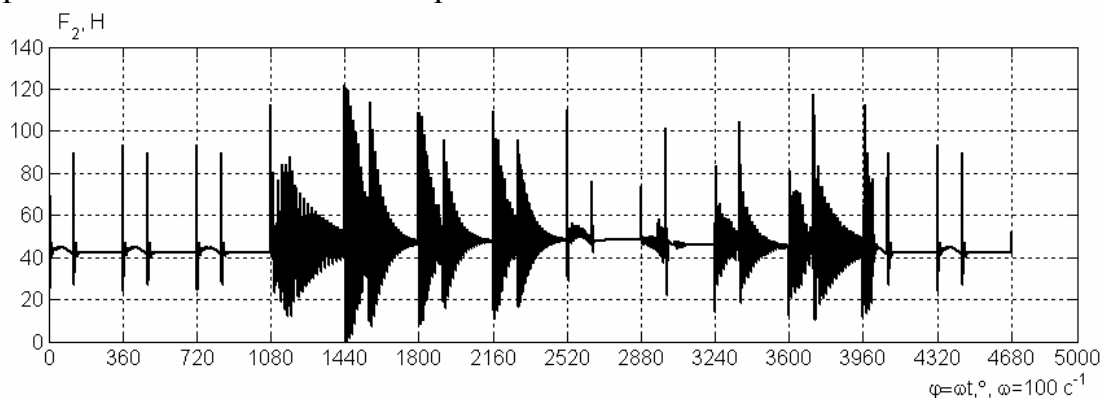


Рисунок 9 – Зависимость $F_2(\varphi)$, $\varphi = \omega t$
(шарнирная “лапка”, прохождение шва)

В процессе моделирования динамики узла прижимной лапки механизмов транспортирования с двумя нижними рейками исследовалось влияние разности величин подъема основной и дополнительной реек над игольной пластиной в процессе транспортирования, а также, влияние разности времени взаимодействия реек со стачиваемыми материалами (углов рабочего хода). Анализ полученных результатов показал, что превышение в процессе транспортирования тканей величины подъема дополнительной рейки над основной приводит к тому, что основная нагрузка при транспортировании тканей перекладывается на дополнительную рейку. То же самое происходит и в случае, когда угол рабочего хода дополнительной рейки больше основной. Амплитуда колебаний “лапки” в случае воздействия двух нижних реек ниже, чем при воздействии одной нижней рейки, что вызвано уменьшением статической деформации материалов под “лапкой”. При увеличении частоты ω амплитуда колебаний “лапки” воз-

растает, при $\omega > 500 \text{ с}^{-1}$ появляются отрывы “лапки” от реек. При этом влияние разности величин подъема основной и дополнительной реек, а также их углов рабочего хода, оказывается уже несущественным.

Моделирование на ЭВМ динамики узла прижимной лапки и верхней рейки швейной машины 131–41, (42, 43) кл. показало, что между “лапкой” и верхней рейкой наблюдается режим “перепляса”, когда “лапка” и верхняя рейка попеременно контактирует с материалами и нижней рейкой (игольной пластиной). При $\omega > 300 \text{ с}^{-1}$ появляются отрывы “лапки” и верхней рейки в период транспортирования от материалов, что неблагоприятно с точки зрения качества строчки. Так как в указанных механизмах привод верхней рейки связан с “лапкой”, на каждом обороте главного вала “лапка” и верхняя рейка возвращаются в исходное положение к началу рабочего хода механизма транспортирования. Увеличение жесткости пружины в пазу A_1A (рисунок 3) в $\approx 1.5 \div 2.0$ раза благоприятно сказывается на работе механизма.

В шестой главе рассматриваются задачи кинематического и динамического синтеза механизмов транспортирования. В начале главы рассматривается задача частичного синтеза рычажного привода рейки с помощью параметрической оптимизации геометрических размеров звеньев механизма транспортирования. Это делается для приближения реальной траектории движения среднего зуба зубчатой рейки к требуемой конструктором траектории, с заданными технологическими и конструктивными параметрами. В качестве требуемой удобно использовать эллипсные траектории, предложенные в главе 4 (см. рисунок 7). Функционал для параметрической оптимизации записывается в виде:

$$I = \sum_{i=1}^N \left(\left((X_Q)_i - (X_{Q^*})_i \right)^2 \cdot \eta_1 + \left((Y_Q)_i - (Y_{Q^*})_i \right)^2 \cdot \eta_2 \right),$$

где N – количество дискретных точек вдоль шатунной кривой, в которых должен быть определен функционал; $(X_Q)_i, (Y_Q)_i, (X_{Q^*})_i, (Y_{Q^*})_i$ – координаты среднего зуба Q вдоль осей OX и OY для реальной и требуемой траектории соответственно; $\eta_i, i=1,2$ – весовые коэффициенты. В процессе оптимизации должны выполняться ограничения: $(b_{\min})_j \leq b_j \leq (b_{\max})_j, j = \overline{1, k}$, на геометрические размеры $b_j, j = \overline{1, k}$ звеньев механизма (k – число звеньев), $(b_{\min})_j, (b_{\max})_j, j = \overline{1, k}$ – ограничения снизу и сверху, накладываемые на $b_j, (b_{\min})_j, (b_{\max})_j$ заданы аргументы из конструктивных соображений и условий сборки; ограничения сверху на углы давления в структурных группах рычажного механизма; угол его рабочего хода φ_p , задаваемый из циклограммы работы машины ($\varphi_p = const$). Суть параметрической оптимизации заключается в определении $b_j = b_{j_{\text{опт}}}, j = \overline{1, k}$, минимизирующих функционал I при наличии указанных выше ограничений.

Так как количество звеньев механизма k может быть достаточно велико, перед решением задачи на экстремум проводится исследование чувствительности функционала I к изменениям $b_j, j = \overline{1, k}$, а оптимизация производится по

тем b_j , чувствительность функционала к изменению которых больше. Для оптимизации используются встроенные функции системы MATLAB, причем для решения задачи кинематического анализа при определении $(X_Q)_i, (Y_Q)_i$ используется пакет расширения KINEMA. Приводится пример решения задачи оптимизации геометрических размеров звеньев механизма транспортирования материалов швейной машины 131–11 (12, 13) кл. (с одной нижней рейкой).

Далее рассматривается возможность снижения колебаний “лапки” большой амплитуды с помощью введения в конструкцию узла прижимной лапки жесткого упора, который может перемещаться вместе со стержнем прижимной лапки при ее позиционировании и автоматически фиксируется на корпусе машины при опускании прижимной лапки на стачиваемые материалы (при этом высота установки упора автоматически зависит от толщины пакета стачиваемых материалов; зазор между корпусом машины и упором может настраиваться вручную). При введении в конструкцию упора сила F_1 может быть представлена в виде:

$$F_1(y, \dot{y}) \approx \begin{cases} F_{10} + c_1 y + b_1 \dot{y}, & \text{при } y \leq p_0, \\ F_{10} + c_1 p_0 + c_{11}(y - p_0) + b_{11} \dot{y}, & \text{при } y > p_0, \end{cases}$$

где $p_0 = \sigma p_1$ – зазор между упором и корпусом машины вдоль оси OY , p_1 – максимальная величина подъема рейки над игольной пластиной; σ – коэффициент при p_1 подбираемый экспериментально; c_{11}, b_{11} – коэффициенты жесткости и демпфирования упругого элемента упора.

С помощью разработанного математического, алгоритмического и программного обеспечения выполнено моделирование узла прижимной лапки с упором для случая нешарнирной “лапки” и постоянной толщины стачиваемых

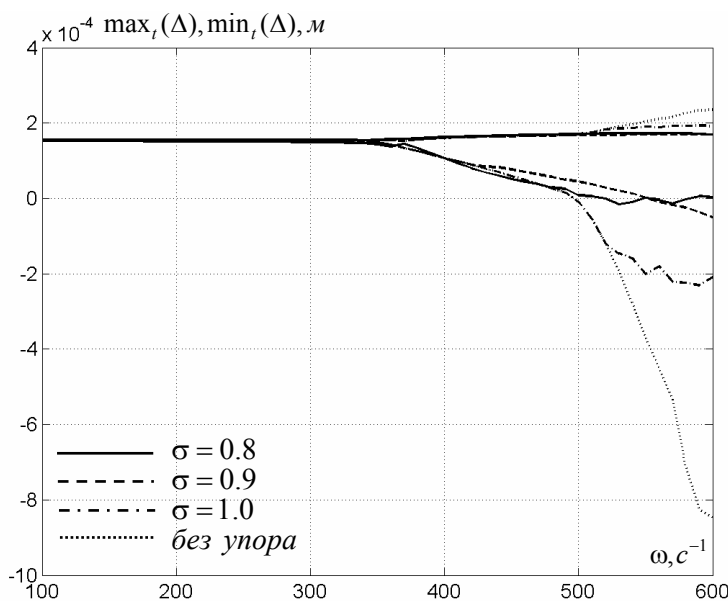


Рисунок 10 – Максимальные и минимальные значения $\Delta(t)$

материалов. На рисунке 10 в качестве примера представлен график зависимости максимальных и минимальных значений деформаций ткани Δ под прижимной лапкой от частоты ω , полученный на ЭВМ для костюмной ткани при различных значениях величины σ .

Как видно из приведенных графиков, введение упора на частотах $\omega > 400 c^{-1}$ позволяет снизить величины $\Delta_{\min}(\omega)$, то есть уменьшить величину отрыва “лапки” от стачиваемых материалов на высокоскоростных режимах работы швейной машины.

Следует отметить, что частота ω , начиная с которой, зависимость $\Delta_{\min}(\omega)$ переходит в область отрицательных значений (начало отрывов прижимной лапки от тканей) незначительно отличается от случая отсутствия упора, то есть введение упора не позволяет существенно изменять начало появления отрывов “лапки” от тканей, но эти отрывы имеют значительно меньшую амплитуду. Таким образом, введение упора, ограничивающего перемещение вверх стержня прижимной лапки, оказывает положительное влияние на динамику “лапки”. Как показали исследования, при наличии шва на стачиваемых материалах величина σ должна уточняться экспериментально.

В заключение главы рассмотрена задача синтеза механизма транспортирования материалов с прямолинейным параллельным игольной пластине участком движения зубчатой рейки в период транспортирования материалов. В существующих механизмах транспортирования материалов зубчатая рейка движется по эллипсной траектории (рисунок 11). При этом захват и начало перемещения стачиваемых материалов происходит в точке m_1 , а заканчивается перемещение материалов в точке m_2 . Так как в точке m_1 захват стачиваемых материалов зубчатой рейкой уже произошел, значительный подъем зубчатой рейки на участке траектории $m_1 - m_0 - m_2$ выше точек m_1 и m_2 практически избыточен. В случае эллипсной траектории избежать движения зубчатой рейки по участку $m_1 - m_0 - m_2$ невозможно. Если траектория движения зубчатой рейки имеет прямолинейный участок между точками m_1 и m_2 , на котором и происходит транспортирование материалов, величина p_1 максимального подъема зубчатой рейки над игольной пластиной может быть уменьшена. Тем самым может быть снижено кинематическое внешнее воздействие со стороны зубчатой рейки через ткани на прижимную лапку. Последнее может привести к уменьшению амплитуды колебаний “лапки”, стабилизации сил сцепления стачиваемых материалов с зубчатой рейкой во время транспортирования материалов.

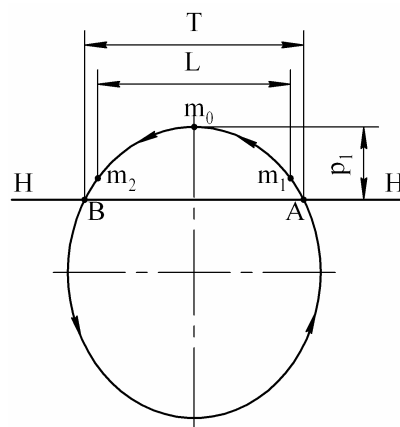


Рисунок 11 – Траектория движения рейки

Выполнен анализ возможности получения прямолинейного, параллельного игольной пластине участка движения зубчатой рейки в период рабочего хода механизма транспортирования материалов. В результате обоснована необходимость выстоя выходного коромысла кинематической цепи вертикальных перемещений зубчатой рейки и выявлены схемы узлов зубчатой рейки, позволяющие получить участок прямолинейного параллельно игольной пластине движения зубчатой рейки. Для получения выстоя выходного коромысла кинематической цепи вертикальных перемещений зубчатой рейки предлагается заменить в кинематической схеме механизмов транспортирования четырехзвенную кинематическую цепь на трехзвенную.

матическую цепь вертикальных перемещений зубчатой рейки на шестизвенную.

Разработана методика синтеза шестизвенной кинематической цепи вертикальных перемещений зубчатой рейки с учетом максимальной величины ее подъема над игольной пластиной, заданного циклограммой машины угла рабочего хода механизма транспортирования, длины прямолинейного участка и других технологических и конструктивных требований. Составной частью методики является, разработанное д. т. н. А. Б. Кикиным, программное обеспечение, позволяющее синтезировать шестизвенные рычажные механизмы с заданным углом размаха выходного коромысла и длительностью его выстоя при учете конструктивных ограничений (углов давления, размеров звеньев и др.).

В качестве примера приводится результат синтеза механизма транспортирования материалов с прямолинейным параллельным игольной пластине участком движения зубчатой рейки в период рабочего хода для механизма транспортирования материалов швейной машины 131–11 (12, 13) кл. Выполнен анализ динамики узла прижимной лапки механизма транспортирования для этого случая. Показано, что снижение амплитуды колебаний “лапки” в данном случае достигается уменьшением максимальной величины подъема зубчатой рейки над игольной пластиной, что позволяет работать на более высоких скоростях без ухудшения качества строчки. Получено два патента (№ 2281352, № 2284384) на четыре варианта кинематической схемы механизмов транспортирования материалов швейных машин с прямолинейным параллельным игольной пластине участком движения зубчатой рейки в период рабочего хода.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В работе изложены научно обоснованные технические решения, внедрение которых вносит значительный вклад в развитие легкой промышленности, проектирование и эксплуатацию швейного оборудования. Основным научным результатом является разработка теоретических основ проектирования реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин. К основным практическим результатам следует отнести: разработку методического, математического, алгоритмического и программного обеспечения для кинематического, динамического анализа и синтеза механизмов транспортирования материалов швейных машин; разработку новых конструкций механизмов транспортирования материалов с прямолинейным, параллельным игольной пластине участком движения зубчатой рейки в период транспортирования материалов на заданную и регулируемую длину стежка; разработку конструкции самоустанавливающегося упора, не позволяющего прижимной лапке отскакивать от стачиваемых материалов на большую величину; инженерные рекомендации по совершенствованию механизмов транспортирования.

Основные выводы по работе следующие.

1. Разработана методика кинематического и динамического анализа реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней зубчатыми рейками.

2. Разработаны динамические и математические модели узла прижимной лапки и верхней зубчатой рейки (при ее наличии) реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней зубчатыми рейками.

3. Выполнено аналитическое исследование периодических колебаний “лапки” механизмов транспортирования ткани с одной нижней зубчатой рейкой. Показано, что из-за неударивающего характера связи прижимной лапки с тканью возможны отрывы “лапки” от ткани при увеличении частоты вращения главного вала швейной машины. Предложены способы борьбы с указанными режимами: а) введением дополнительного демпфера, который работает при движении “лапки” от стачиваемых материалов и практически выключен при движении “лапки” к игольной пластине (последнее исключит зависание “лапки” над тканью из-за наличия демпфера); б) введением в конструкцию дополнительного достаточно жесткого упругого элемента (самоустанавливающегося упора), ограничивающего амплитуду колебаний “лапки” сверху.

4. Разработано алгоритмическое и программное обеспечение для исследования кинематики реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней зубчатыми рейками. Программное обеспечение кинематического анализа разработано в виде пакета расширения KINEMA системы MATLAB. На разработанное программное обеспечение получены свидетельства об официальной регистрации программ для ЭВМ №2006610587, №2006610588, №2006610584, №2006610589, №2006610585, №2006610327, №2006610586, №2006610328, №2006610329, №2006610330. На основе анализа полученных с помощью пакета KINEMA траекторий движения зубчатой рейки (реек) большого числа реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин предложены так называемые “требуемые” эллипсные траектории движения зубчатой рейки (реек), позволяющие выполнять в процессе проектирования динамический анализ узла прижимной лапки и верхней зубчатой рейки (при ее наличии). Указанные “требуемые” траектории могут быть использованы также при синтезе реечных рычажных механизмов транспортирования материалов.

5. Выполнен структурный анализ реечных рычажных механизмов транспортирования ткани с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней рейками (на примере швейной машины 131–41, (42, 43)). Получены заменяющие структурные схемы рычажного привода механизмов транспортирования при переходе с холостого хода на рабочий ход. Выполнен кинематический анализ механизмов транспортирования материалов большинства современных швейных машин, в том числе с учетом совместного движения нижней и верхней зубчатых реек с помощью ЭВМ.

6. Разработано математическое, алгоритмическое и программное обеспечение с использованием системы инженерных и научных расчетов MATLAB для исследования динамики реечных рычажных механизмов транспортирования ткани с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней зубчатыми рейками.

7. Выполнен натурный эксперимент по определению упругих характеристик тканей (бязь, костюмная и пальтовая) с использованием приборов

METRIMPEX 6-12-1 и ТЭМ-1 (для бязи и костюмной ткани). Показано, что упругие характеристики ткани существенно зависят от площади щупа, поэтому подобные эксперименты необходимо осуществлять измерительным щупом с площадью близкой к площади прижимной лапки. Показано, что упругая характеристика стачиваемых материалов является нелинейной, мягкой. С достаточной для практических целей точностью можно считать ткани, сложенные в 2 – 3 слоя последовательным соединением однослойных тканей. Исходя из этого предлагается упругие характеристики тканей аппроксимировать кусочно-линейными функциями, что значительно облегчает определение упругих характеристик многослойного пакета разнородных тканей.

8. Выполнено исследование динамики узла прижимной лапки и верхней зубчатой рейки (при ее наличии) реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин с одной нижней, двумя нижними, нижней и верхней зубчатыми рейками. Показано, что результаты моделирования существенно зависят от площади прижимной лапки: чем она больше, тем меньше амплитуда колебаний прижимной лапки. Показано, что длина нижней зубчатой рейки (реек) должна быть несколько меньше длины прижимной лапки, что облегчает вход стачиваемых материалов под прижимную лапку. Исследование динамики механизмов транспортирования материалов швейных машин конструктивно унифицированного ряда 131 класса показало, что отрывы прижимной лапки от стачиваемых материалов в случае механизмов транспортирования с одной нижней зубчатой рейкой начинаются с $\omega > 450 \text{ с}^{-1}$; с двумя нижними зубчатыми рейками – $\omega > 500 \text{ с}^{-1}$; с нижней и верхней зубчатыми рейками – $\omega > 200 \text{ с}^{-1}$. В механизмах транспортирования с нижней и верхней зубчатыми рейками, так как верхняя зубчатая рейка и прижимная лапка имеют взаимосвязанный рычажный привод, верхняя зубчатая рейка и прижимная лапка успевают вернуться в исходное положение к началу следующего цикла транспортирования, хотя это ведет к резкому росту ускорений, передаваемых от прижимной лапки на верхнюю зубчатую рейку и наоборот. При этом возрастают силы, действующие на стачиваемые материалы, что может привести к их сминанию и повреждению.

9. Разработана методика синтеза реечных рычажных механизмов транспортирования материалов швейных машин с прямолинейным, параллельным игольной пластине участком движения зубчатой рейки в период транспортирования на заданную и регулируемую длину стежка. Произведен анализ узла зубчатой рейки механизмов транспортирования и предложены конструкции указанного узла, которые позволяют получать прямолинейный, параллельный игольной пластине участок движения зубчатой рейки на рабочем ходу. Выполнен синтез механизма транспортирования материалов с прямолинейным, параллельным игольной пластине участком движения зубчатой рейки в период рабочего хода для механизма транспортирования материалов швейной машины 131–11 (12, 13) кл. Получены два патента (№2281352, № 2284384) на четыре новых механизма транспортирования материала с прямолинейным участком движения зубчатой рейки.

10. Выполнено исследование динамики узла прижимной лапки механизмов транспортирования материалов с прямолинейным, параллельным игольной пластине участком движения зубчатой рейки в период рабочего хода и показано, что использование данного типа механизмов позволяет увеличить производительность и улучшить качество строчки за счет снижения кинематического внешнего воздействия на прижимную лапку через стачиваемые материалы.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи в изданиях, входящих в «Перечень ...» ВАК РФ

1. Марковец, А. В. Анализ колебаний узла прижимной лапки швейной машины [Текст] / А. В. Марковец, А. В. Зоря // Вестник молодых ученых № 6. Серия “Технические науки”. — 2004. — № 1 — С. 30 – 38.

2. Марковец, А. В. Моделирование динамики прижимной лапки швейной машины с учетом упора [Текст] / А. В. Марковец, С. С. Садофьева // Вестник молодых ученых № 8. Серия “Технические науки”. — 2004. — №2 — С. 38 – 44.

3. Марковец, А. В. Математическое моделирование динамики прижимной лапки механизмов транспортирования [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2006. — №1. — С. 97 – 102.

4. Марковец, А. В. Анализ движения зубчатой рейки механизмов транспортирования материалов швейных машин [Текст] / А. В. Марковец, А. Р. Файзулов // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. — 2007. — №1С. — С. 112 – 116.

5. Марковец, А. В. Динамический синтез механизмов транспортирования материалов швейных машин [Текст] / А. В. Марковец, А. А. Кокина, И. В. Андреева // Справочник. Инженерный журнал. — 2007 – № 12 – С. 26 – 35.

6. Марковец, А. В. Механизм транспортирования материалов швейных машин с прямолинейным участком траектории движения зубчатой рейки в процессе рабочего хода [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин, М. И. Голубев // Швейная промышленность. — 2007 – №6 – С. 18 – 19.

Монографии и учебные пособия

7. Марковец, А. В. Анализ и оптимальный синтез параметров механизмов транспортирования ткани швейных машин [Текст] : учеб. пособие / А. В. Марковец, Л. С. Мазин, Т. А. Луганцева, Г. А. Новоселов; под. ред. Л. С. Мазина — СПб.: СПГУТД, 2000. — 188 с. : ил.

8. Марковец, А. В. Кинематический анализ механизмов транспортирования материалов швейных машин [Текст] : монография / А. В. Марковец, Л. С. Мазин. — СПб.: СПГУТД, 2006. — 312 с. : ил.

Статьи в журналах

9. Марковец, А. В. Исследование кинематики дифференциальных механизмов двигателей ткани с целью создания САПР [Текст] / А. В. Марковец, Т. А. Луганцева, В. М. Кольцова. // Вестник Амурского государственного университета. — 1997. — Вып. 1. С. 42 – 44.

10. Марковец, А. В. Оптимизация кинематической схемы дифференциального реечного механизма транспортирования ткани швейных машин [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин // Вестник СПГУТД. — 1998. — №2. С. 155 – 160.
11. Марковец, А. В. Исследование динамики прижимной лапки швейной машины [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин, А. В. Зоря // Вестник СПГУТД. — 2001. — №5. С. 119 – 123.
12. Марковец, А. В. Моделирование динамики прижимной лапки швейной машины на ЭВМ [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин, А. В. Зоря // Вестник СПГУТД. — 2003. — №8. С. 39 – 44.
13. Марковец, А. В. Анализ динамики верхней рейки и прижимной лапки механизмов транспортирования ткани швейных машин [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин, А. В. Зоря // Вестник СПГУТД. — 2004. — №10. — С. 87 – 91.
14. Марковец, А. В. Кинематический анализ механизма транспортирования ткани швейной машины 131 класса с нижней и верхней зубчатыми рейками [Текст] / А. В. Марковец, А. В. Зоря, Л. С. Мазин ; СПГУТД. Санкт-Петербург, — 2004. — 40 с.: ил. — Рус. — Деп. в ВИНТИ 05.04.04, №553-В2004.
15. Марковец, А. В. Исследование динамики прижимной лапки швейной машины с дифференциальным механизмом транспортирования ткани [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин // Известия НАН РА и ГИУА, сер. “Технические науки”. — 2005 г. — №1. С. 33 – 38.
16. Марковец, А. В. Анализ возможности получения прямолинейного движения зубчатой рейки механизмов транспортирования материалов швейных машин [Текст] / А. В. Марковец. // Вестник СПГУТД. — 2006. — №12. — С. 80 – 84.

Материалы конференций (тезисы докладов)

17. Марковец, А. В. Определение зависимости шага механизма транспортирования ткани швейной машины от параметров кинематической схемы [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин. // Сб. Машины и аппараты текстильной и легкой промышленности. Тез. докл. конф. посвященной 60-летию механического факультета СПГУТД. — 1998. — С. 58.
18. Марковец, А. В. Анализ влияния движения рейки с тканью на колебания прижимной лапки [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин, А. В. Зоря. // Сб. тр. аспирантов и докторантов. — СПГУТД. — 2002. — С. 65 – 69.
19. Марковец, А. В. Исследование динамики прижимной лапки швейной машины с учетом характера трения стержня лапки о корпус [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин, А. В. Зоря // Материалы всероссийской научно-технической конференции «Проблемы экономики и прогрессивные технологии в текстильной и легкой пром.-сти». Сб. тр. аспирантов и докторантов. — СПГУТД. — 2002. — Вып. 3. С. 96 – 98.
20. Марковец, А. В. Влияние движения ткани на динамику прижимной лапки швейной машины [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин, А. В. Зоря. // Актуальные проблемы переработки льна в современных условиях: Сб. тезисов междунар. науч.-практ. конф. Кострома. — 2002. — С. 149 – 150.

21. Марковец, А. В. Исследование динамики механизмов транспортирования ткани швейных машин, содержащих нижнюю и верхнюю рейки [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин, А. В. Зоря // Перспективы использования компьютерных технологий в текстильной и легкой промышленности (ПИКТЕЛ - 2003): Сб. материалов. Иваново. — 2003. — С. 67.

22. Марковец, А. В. Оптимальный синтез параметров механизмов транспортирования ткани швейных машин [Текст] / А. В. Марковец // Перспективы использования компьютерных технологий в текстильной и легкой промышленности (ПИКТЕЛ – 2003): Сб. материалов. Иваново. — 2003. — С. 135.

23. Марковец, А. В. Механизм транспортирования ткани швейной машины с прямолинейным движением зубчатой рейки в период транспортирования ткани [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин, А. Р. Файзулов. // Материалы Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы экономики и прогрессивные технологии в текстильной, легкой и полиграфической отраслях промышленности». Сб. тр. аспирантов и докторантов. СПГУТД. — 2005. — Вып. 9. С. 193 – 199.

24. Марковец, А. В. Экспериментальное исследование жесткостных характеристик ткани при наличии шва [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин, С. С. Садофьева. // Материалы Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы экономики и прогрессивные технологии в текстильной, легкой и полиграфической отраслях промышленности». Сборник трудов аспирантов и докторантов. СПГУТД. — 2005. — Вып. 9. с. 126 – 130.

25. Марковец, А. В. Совершенствование механизмов транспортирования материалов швейных машин [Текст] / Л. С. Мазин, А. В. Марковец, А. Р. Файзулов // Материалы Всероссийской научно-технической конференции «Современные технологии и оборудование текстильной промышленности (Текстиль – 2005)», 22 – 23 ноября 2005 г., Сб. тезисов докладов. Москва. — 2005. С. 98 – 99.

26. Марковец, А. В. Исследование динамики механизмов транспортирования материалов швейных машин [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин. // Материалы «Итогового семинара по физике и астрономии по результатам конкурса грантов 2006 г. для молодых ученых Санкт-Петербурга», 11 декабря 2006 г. Тезисы докладов. Санкт-Петербург. — 2006. — С. 44.

27. Марковец, А. В. Исследование механизмов транспортирования материалов швейных машин [Текст] / А. В. Марковец, Л. С. Мазин. // Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин. Тезисы докладов III Международной научной конференции, 10 – 16 сентября 2007 г. Астрахань : под общ. ред. К. С. Колесникова. Астрахань. Изд-во АГТУ. — 2007. — С. 28.

Патенты

28. Пат. 2281352 Российская федерация, МПК D 05 В 27/02. Механизм транспортирования ткани швейной машины (2 варианта) / Мазин Л. С., Марковец А. В., Файзулов А. Р., Кикин А. Б. ; заявитель и правообладатель Санкт-Петербургский государственный университет технологии и дизайна. — № 2004137597 ; заявл. 22.12.2004 ; опубл. 10.08.2006, Бюл. № 22. — 8 с. : ил.

29. Пат. 2284384 Российская федерация, МПК D 05 В 27/02. Механизм транспортирования ткани швейной машины (варианты) / Мазин Л. С., Марковец А. В., Файзулов А. Р., Кикин А. Б. ; заявитель и правообладатель Санкт-Петербургский государственный университет технологии и дизайна. – № 2004137596 ; заявл. 22.12.2004 ; опубл. 27.09.2006, Бюл. № 27. – 8 с. : ил.

Свидетельства о регистрации программ для ЭВМ

30. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2006610587. KINEMA – пакет расширения системы MATLAB для кинематического анализа механизмов транспортирования материалов швейных машин. / Марковец, А. В., Мазин, Л. С. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 10.02.2006.

31. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2006610588. Программа кинематического анализа механизма транспортирования материалов швейной машины 2222 класса. / Марковец, А. В., Мазин, Л. С. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 10.02.2006.

32. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2006610584. Программа кинематического анализа механизма транспортирования материалов швейной машины 22А класса. / Марковец, А. В., Мазин, Л. С. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 10.02.2006.

33. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2006610589. Программа кинематического анализа механизма транспортирования материалов швейной машины 1022М класса. / Марковец, А. В., Мазин, Л. С. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 10.02.2006.

34. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2006610585. Программа кинематического анализа механизма транспортирования материалов швейных машин 31-11+3, 31-12+3, 31-13+3 классов. / Марковец, А. В., Мазин, Л. С. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 10.02.2006.

35. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2006610327. Программа кинематического анализа механизма транспортирования материалов нижней зубчатой рейки швейной машины 302 класса. / Марковец, А. В., Мазин, Л. С. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 18.01.2006.

36. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2006610586. Программа кинематического анализа механизма транспортирования материалов швейной машины 28 класса. / Марковец, А. В., Мазин, Л. С. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 10.02.2006.

37. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2006610328. Программа кинематического анализа дифференциального механизма транспортирования материалов швейной машины 876 класса. / Марковец, А. В., Мазин, Л. С. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 18.01.2006.

38. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2006610329. Программа кинематического анализа дифференциального механизма транспортирования материалов швейной машины 208 класса. / Марко-

