

На правах рукописи



ПОЛОТЕБНОВ Виктор Олегович

**ОПТИМИЗАЦИЯ СТРУКТУРНЫХ, КИНЕМАТИЧЕСКИХ
И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИЗМОВ
ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ МАТЕРИАЛОВ
В ШВЕЙНЫХ МАШИНАХ**

Специальность 05.02.18 – Теория механизмов и машин

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2010

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

Научный руководитель: доктор технических наук, доцент
Марковец Алексей Владимирович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Жавнер Виктор Леонидович

кандидат технических наук, доцент
Хитрик Валерий Эмильевич

Ведущая организация: Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Пензенская государственная технологическая академия»

Защита состоится « 28 » декабря 2010 г. в 16⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.12 при ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д.29, 1-й учебный корпус, ауд. 425.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ГОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет". Автореферат размещен на сайте <http://www.spbstu.ru>

Автореферат разослан _____ 201 г.

Ученый секретарь
диссертационного Совета,
кандидат технических наук



Евграфов А. Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Повышение качества швейных изделий, увеличение производительности швейных машин, уменьшение отходов и брака, являются актуальными задачами для швейных предприятий. Решение указанных задач связано с необходимостью совершенствования конструкции механизмов швейных машин, уменьшения их виброактивности и снижения уровня шума. В современных швейных машинах для привода рабочих органов используются множество разнообразных рычажных механизмов. Наиболее сложным и нагруженным механизмом швейной машины является механизм транспортирования материалов. Работа данного механизма оказывает существенное влияние на качество строчки, производительность швейной машины, ее виброактивность и шум.

Одним из направлений совершенствования механизмов транспортирования материалов является получение прямолинейного, параллельного игольной пластине участка траектории движения зубчатой рейки. Решение указанной проблемы связано с необходимостью получения более сложного закона движения рабочего органа, и требует решения задач оптимизации структурных, кинематических и динамических характеристик механизмов транспортирования. При этом следует учитывать условия своевременного взаимодействия рабочих органов швейной машины на различных режимах ее работы, необходимость регулирования длины стежка. Исходя из сказанного, задача оптимизации структурных, кинематических и динамических характеристик механизмов транспортирования материалов швейных машин является актуальной.

Работа над диссертацией велась в соответствии с планом выполнения аналитической ведомственной целевой программы “Развитие научного потенциала высшей школы (2006–2008 г.)”, 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 период с 2007 по 2009 г. работа также велась в соответствии с планом госбюджетных работ по теме Лентек 1.2.07 “Теория структурно-кинематического и динамического анализа и синтеза механизмов с нелинейными характеристиками”.

Цели и задачи работы. Целью диссертации является разработка регулируемых механизмов транспортирования материалов швейных машин с прямолинейным, параллельным игольной пластине участком траектории движения зубчатой рейки, математического, алгоритмического и программного обеспечения для оптимизации их структурных, кинематических и динамических характеристик. Для достижения цели были поставлены и решены следующие основные задачи:

— разработать структурную и кинематическую схему узла зубчатой рейки механизмов транспортирования материалов швейных машин с прямолинейным участком траектории движения зубчатой рейки; математическое, алгоритмическое и программное обеспечение для решения указанной задачи;

— разработать структурные и кинематические схемы привода вертикальных и горизонтальных перемещений узла зубчатой рейки механизма транспортирования материалов с учетом технологических требований, циклограммы работы машины, возможности регулирования шага транспортирования и конструктивных ограничений для получения движения зубчатой рейки в процессе рабочего хода по траектории, имеющей прямолинейный, параллельный игольной пластине участок;

— разработать математическое, алгоритмическое и программное обеспечение для решения задач оптимизационного синтеза параметров кинематической схемы привода вертикальных и горизонтальных перемещений зубчатой рейки, обеспечивающее ее прямолинейное движение параллельно игольной пластине в процессе рабочего хода;

— исследовать влияние прямолинейного движения зубчатой рейки параллельно игольной пластине в процессе рабочего хода на динамику узла прижимной лапки; разработать математическое, алгоритмическое и программное обеспечение для решения указанной задачи;

— выполнить сравнительный анализ динамики узла прижимной лапки при традиционном движении зубчатой рейки по эллипсной траектории и при движении зубчатой рейки по траектории с прямолинейным участком параллельно игольной пластине в процессе рабочего хода; проанализировать влияние высоты подъема зубчатой рейки и прямолинейного участка ее траектории на динамику прижимной лапки.

Методы исследований. При выполнении диссертационной работы применялись методы математического анализа, теории колебаний, математического моделирования и оптимизации с широким использованием возможностей современных ЭВМ.

Научная новизна работы определяется тем, что:

— разработан метод синтеза узла зубчатой рейки механизмов транспортирования материалов швейных машин, который позволяет зубчатой рейке оставаться параллельной игольной пластине в процессе рабочего хода;

— разработаны “требуемые” из технологических соображений траектории движения зубчатой рейки с учетом высоты ее подъема над игольной пластиной, длины прямолинейного участка и шага транспортирования при заданном циклограммой работы швейной машины угле рабочего хода механизма транспортирования;

— разработан метод оптимизационного синтеза кинематической цепи вертикальных перемещений зубчатой рейки в виде передаточного шестизвенного шарнирного механизма, образованного присоединением диады к шатуну четырехзвенника, с выстоем выходного звена в крайнем положении с учетом заданного угла рабочего хода механизма транспортирования материалов и высоты подъема зубчатой рейки над игольной пластиной;

— разработан метод динамического анализа узла прижимной лапки швейной машины для случая движения зубчатой рейки по траектории с прямолинейным и параллельным игольной пластине участком в процессе рабочего хода; выполнен анализ динамики прижимной лапки для случаев движения зубчатой рейки

по эллипсной траектории и при движении зубчатой рейки по траектории с прямолинейным участком параллельно игольной пластине в процессе рабочего хода.

Практическая значимость результатов работы. Выполненные в диссертации исследования доведены до практической реализации в виде пакетов прикладных программ и инженерных рекомендаций, предназначенных для решения задач структурного, кинематического и динамического анализа и оптимизации параметров механизмов транспортирования материалов швейных машин с прямолинейным, параллельным игольной пластине участком траектории движения зубчатой рейки в процессе рабочего хода. Разработанное алгоритмическое и программное обеспечение позволит сократить затраты материалов, труда и времени на совершенствование конструкции механизмов транспортирования материалов швейных машин за счет сокращения расходов на проектирование и модернизацию базовой конструкции используемых настоящее время механизмов транспортирования материалов.

Материалы диссертационной работы и разработанное алгоритмическое и программное обеспечение используется в учебном процессе Санкт-Петербургского государственного университета технологии и дизайна в курсе лекций “Машины и аппараты швейной промышленности”, на практических и лабораторных занятиях по дисциплине “Динамика механизмов и машин легкой промышленности”, в курсовом и дипломном проектировании студентов направления 150400 – “Технологические машины и оборудования”, специальности 150406.65 – “Машины и аппараты текстильной и легкой промышленности”, а также в курсе лекций и лабораторных работ по дисциплине “Синтез рычажных механизмов” при подготовке магистров по направлению 150400.68 – “Технологические машины и оборудование”.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы были доложены на трех научно-технических конференциях: Международная научно-техническая конференция “Современные наукоемкие и перспективные материалы текстильной и легкой промышленности ПРОГРЕСС-2008”, (г. Иваново, ИГТА); 21-й и 22-й Международной инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов “МИКМУС-2009 и “МИКМУС-2010”, (г. Москва, Институт машиноведения РАН).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 6 научных работах, в том числе 1 статья в журнале, входящем в “Перечень ...” ВАК РФ, 2 статьи в других научных изданиях и 3 тезиса докладов.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и приложения. Общий объем работы составляет 210 страниц, включая 13 таблиц, 76 рисунков, приложение – 26 страниц. Список литературы включает 103 источника.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулированы цель и задачи исследования; определены научная новизна и практическая значимость результатов, полученных в диссертации.

В первой главе приводится анализ особенностей работы и конструкций механизмов транспортирования материалов швейных машин и узла прижимной лапки. Выполнен обзор литературных и патентных источников, посвященных механизмам транспортирования материалов. Отмечено, что указанные механизмы являются регулируемыми многозвенными рычажными механизмами сложной структуры и, как правило, содержат три кинематические цепи: перемещений зубчатой рейки по горизонтали, по вертикали, узла зубчатой рейки. Указывается, что одним из источников появления брака, повышения виброактивности является неудерживающий характер связи прижимной лапки с зубчатой рейкой через стачиваемые материалы.

Решению задач проектирования механизмов швейных машин посвящены работы 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, А. И. Комиссарова, В. В. Сторожева и др. Задачи структурного и кинематического анализа рычажных механизмов, к которым принадлежит исследуемый механизм, рассматриваются в работах И. И. Артоболевского, Ф. М. Диментберга, В. В. Добровольского, В. А. Зиновьева, Н. И. Левицкого, Ю. Л. Саркисяна, Э. Е. Пейсаха, А. Б. Кикина и др. Исследованию структурных, кинематических и динамических характеристик механизмов транспортирования материалов посвящены работы В. П. Полухина, Л. Б. Рейбарха, А. И. Комиссарова, Б. С. Сункуева, Ю. Ю. Щербаня, И. И. Вульфсона, Т. С. Грибковой, Л. С. Мазина, А. В. Марковца и др.

Анализ литературных источников показал что, одним из направлений совершенствования конструкции механизмов транспортирования материалов, улучшения качества строчки и увеличения производительности швейных машин является получение прямолинейного, параллельного игольной пластине участка траектории движения зубчатой рейки в процессе рабочего хода. В настоящее время швейных машин с механизмами подобного вида не существует. Отсутствует теория, математическое, алгоритмическое и программное обеспечение для синтеза механизмов транспортирования материалов с прямолинейным участком траектории движения зубчатой рейки в процессе рабочего хода, позволяющая учитывать требуемую высоту подъема зубчатой рейки, длительность прямолинейного участка траектории и угол рабочего хода механизма. При этом необходимо обеспечить возможность регулирования длины стежка в заданных пределах без изменения величины подъема зубчатой рейки над игольной пластиной, угла рабочего хода и прямолинейного участка траектории зубчатой рейки. Отсутствуют исследования влияния прямолинейного участка траектории движения зубчатой рейки в процессе рабочего хода на динамику прижимной лапки.

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

Вторая глава посвящена разработке структурной и кинематической схемы узла зубчатой рейки механизмов транспортирования материалов швейных машин, у которых траектория движения зубчатой рейки в процессе рабочего хода остается параллельной игольной пластине. В существующих механизмах транспортирования зубчатая рейка движется по траектории близкой к эллипсу. Для выявления условий получения участка траектории движения зубчатой рейки параллельно

игольной пластине была рассмотрена схема узла зубчатой рейки на примере механизма транспортирования материалов швейных машин 131 кл. (рис. 1).

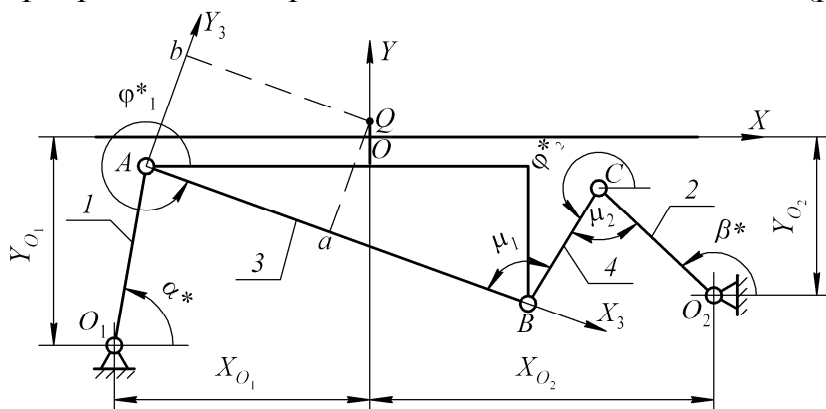


Рис. 1. Расчетная схема узла зубчатой рейки

Данную схему можно рассматривать как пятизвенный механизм со степенью подвижности $W = 2$. Указанным степеням подвижности соответствуют обобщенные координаты α^* и β^* – углы поворота коромысел O_1A и O_2C . Рассматривая перемещение среднего зуба Q зубчатой рейки вдоль осей OX и OY в функции углов $\alpha^* = \alpha_0 + \alpha$ и $\beta^* = \beta_0 + \beta$ при малом перемещении точки Q от положения, соответствующего максимальному подъему зубчатой рейки над игольной пластиной, были получены зависимости $X_Q(\alpha, \beta)$ и $Y_Q(\alpha, \beta)$. Анализ указанных зависимостей (при учете условий качества передачи сил) показал, что для получения движения зубчатой рейки параллельно игольной пластине в процессе рабочего хода необходимо, чтобы выполнялись условия $\beta = \text{const}$, $\alpha_0 = 0.5\pi$, $\beta_0 = \pi$. Указанным условиям соответствуют два типа схем узла зубчатой рейки, представленные на рис. 2. Условие $\beta = \text{const}$ означает необходимость получения выстоя коромысла O_2C .

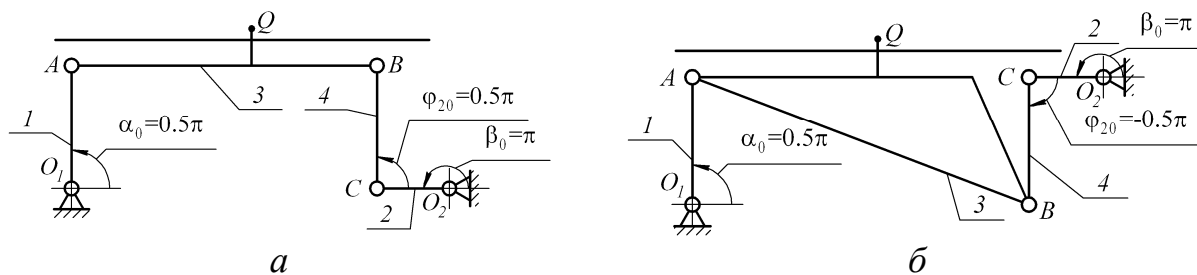


Рис. 2. Схемы узлов зубчатой рейки:

a – “параллелограмм”; *б* – “антипараллелограмм”

Для указанных двух типов схем были получены аналитические зависимости, позволяющие на базе узла зубчатой рейки механизма транспортирования материалов швейной машины 131 кл. определить размеры звеньев с учетом максимальной величины подъема зубчатой рейки над игольной пластиной. Выполненный в работе сравнительный анализ данных типов схем, показал, что наименьшее отклонение траектории точки Q от прямой линии при $\beta = \text{const}$ и $\alpha \neq \text{const}$ можно получить с помощью схемы типа “антипараллелограмм”. Для дальнейших исследований была выбрана эта схема.

Для синтеза кинематических цепей вертикальных и горизонтальных перемещений зубчатой рейки необходимо получить зависимости углов поворота коромысел O_1A и O_2C . С этой целью была разработана “требуемая” из технологических соображений траектория движения зубчатой рейки с прямолинейным, параллельным игольной пластине участком с учетом заданных: шага транспортирования T , длины прямолинейного участка $L_{п}$, угла рабочего хода механизма транспортирования φ_p , высоты подъема зубчатой рейки над игольной пластиной при ее движении по прямолинейному участку $p_{п}$, длительности угла поворота главного вала швейной машины в период прямолинейного движения зубчатой рейки φ_B . В результате кинематического анализа узла зубчатой рейки типа “антипараллелограмм” при заданном движении точки Q по “требуемой” траектории с прямолинейным участком была получена требуемая функция перемещения $\psi(\varphi) = \beta_{\max} - \beta(\varphi)$ коромысла подъема O_2C и зависимость $\alpha^*(\varphi)$, где φ – угол поворота главного вала швейной машины. Полученные зависимости использовались далее для синтеза кинематических цепей горизонтальных и вертикальных перемещений зубчатой рейки. При этом функция перемещения $\psi(\varphi)$ должна иметь выстой заданной длительности на заданном интервале угла φ в период рабочего хода механизма транспортирования материалов.

В третьей главе разработан метод синтеза кинематической цепи вертикальных перемещений зубчатой рейки и получена кинематическая схема нового механизма транспортирования материалов с прямолинейным, параллельным игольной пластине участком траектории движения зубчатой рейки.

Для реализации требуемой функции перемещения выходного звена кинематической цепи вертикальных перемещений зубчатой рейки выбран шестизвенный шарнирный механизм с присоединением диады к шатуну четырехзвенника (рис. 3). Данная кинематическая схема содержит 13 постоянных параметров, из которых 2 параметра X_{O_3} и Y_{O_3} – координаты опоры O_3 коромысла подъема известны (после определения размеров кинематической цепи узла зубчатой рейки).

Использование существующих в настоящее время методов, алгоритмов и программ синтеза шестизвенных рычажных механизмов с выстоем не позволило получить механизм с выстоем выходного звена в заданный циклограммой работы шарнирный механизм с присоединением диады к шатуну четырехзвенника (рис. 3). Данная кинематическая схема содержит 13 постоянных параметров, из которых 2 параметра X_{O_3} и Y_{O_3} – координаты опоры O_3 коромысла подъема известны (после определения размеров кинематической цепи узла зубчатой рейки).

Использование существующих в настоящее время методов, алгоритмов и программ синтеза шестизвенных рычажных механизмов с выстоем не позволило получить механизм с выстоем выходного звена в заданный циклограммой работы

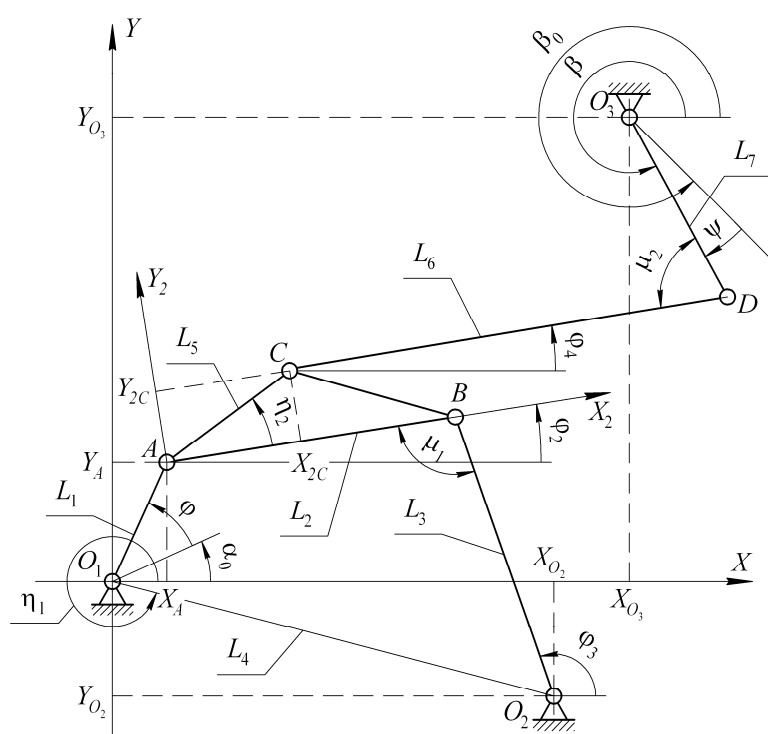


Рис. 3

швейной машины угол рабочего хода. На основе методики оптимизационного синтеза рычажных механизмов, предложенной Э. Е. Пейсахом, был разработан метод, алгоритм и программа для синтеза шестизвенного механизма, показанного на рис. 3 с выстоем при учете заданного угла рабочего хода.

Параметры кинематической схемы рассматриваемого механизма были разбиты на три группы: назначаемые (X_{O_3}, Y_{O_3}), варьируемые ($x_1 = \alpha_0, x_2 = \beta_0, x_3 = L_1, x_4 = L_2, x_5 = L_3, x_6 = L_4, x_7 = \eta_1$) и вычисляемые ($y_1 = X_{2C}, y_2 = Y_{2C}, y_3 = L_6, y_4 = L_7$). Также к параметрам кинематической схемы механизма относятся показатели M_1 и M_2 вариантов сборки. Показатель $M_2 = \pm 1$ определялся в процессе оптимизационного синтеза механизма, а параметр $M_1 = \pm 1$ задавался. Вычисляемые и варьируемые параметры образуют множество $\bar{a} = \{x_1, \dots, x_7, y_1, \dots, y_4\}$ из 11 параметров кинематической схемы определяемых в процессе оптимизационного синтеза.

В соответствии с используемой методикой в процессе синтеза оценивались критерии качества, выражающие выполнение трех групп условий: главного Q , обязательных P_1 и желательных P_2 . В качестве главного условия использовалась величина $Q = \max(|\delta(\varphi, \bar{a})|)$, $\varphi \in [0, 2\pi]$, характеризующая точность воспроизведения заданной функции перемещения $\psi(\varphi)$, где $\delta(\varphi, \bar{a}) = \psi^*(\varphi, \bar{a}) - \psi(\varphi)$ – функция отклонения, $\psi^*(\varphi, \bar{a})$ функция перемещения выходного звена O_3D механизма (рис. 3), полученная в результате его кинематического анализа. Функция $\psi(\varphi)$ должна учитывать заданный циклограммой машины угол рабочего хода и требуемую длительность выстоя.

В качестве обязательных условий синтеза рассматриваемого механизма приняты следующие: четырехзвенник O_1ABO_2 должен существовать при $\varphi \in [0, 2\pi]$; задача определения вычисляемых параметров \bar{y} должна существовать (параметры X_{2C}, Y_{2C} должны быть вещественными, а L_6 и L_7 – вещественными и положительными); точность определения вычисляемых параметров X_{2C}, Y_{2C}, L_6 и L_7 не должна превышать допустимое значение; присоединяемая к четырехзвеннику O_1ABO_2 диада CDO_3 должна существовать в виде замкнутой кинематической цепи при всех $\varphi \in [0, 2\pi]$; способ сборки диады CDO_3 при всех $\varphi \in [0, 2\pi]$ не должен изменяться.

В качестве желательных условий синтеза приняты следующие: значения варьируемых \bar{x} и вычисляемых \bar{y} параметров синтеза должны быть ограничены в заданных пределах; должны быть обеспечены благоприятные условия качества передачи сил.

Вычисляемые параметры X_{2C}, Y_{2C}, L_6, L_7 определялись из условия минимума суммы квадратов взвешенной разности $\Delta_{qi} = (L_{CD}^2)_i - L_6^2$:

$$S(X_{2C}, Y_{2C}, L_6, L_7) = \sum_{i=1}^N ((L_{CD}^2)_i - L_6^2)^2 \rightarrow \min_{X_{2C}, Y_{2C}, L_6, L_7}.$$

Решение этой задачи сводится к задаче определения корней полинома 9-й степени, среди которых, с помощью разработанного в среде MATLAB программного обеспечения, определялись вещественные положительные корни $r_k = (L_7)_k$, $k = \overline{1, N_1}$.

Обязательные условия синтеза выражаются неравенствами: U_j , $j = 1, 2$ – существования четырехзвенника O_1ABO_2 ; U_3 – существование вещественных положительных корней r_k полинома; U_4 – превышение задаваемого допустимого значения взвешенной разности $[\Delta_{q\max}]$ при вычислении X_{2C} , Y_{2C} , L_6 и L_7 ; $U_{j,k}$, $j = 5, 6$ – разрыв кинематической цепи в диаде CDO_3 ; $U_{7,k}$ – изменение способа сборки в диаде CDO_3 (неравенство $U_{7,k}$ вычисляется как отклонение максимального угла давления в диаде CDO_3 от задаваемого допустимого значения в случае если имеет место изменение способа сборки указанной диады при $\varphi \in [0; 2\pi]$). Величина критерия P_1 выполнения обязательных условий синтеза вычислялась из выражения

$$P_1 = \begin{cases} 0, & \text{если } \prod_{k=1}^{N_2} P_{1,k}^* = 0; \\ \min(P_{1,k}^*), & \text{если } \prod_{k=1}^{N_2} P_{1,k}^* > 0, \end{cases}$$

где

$$P_{1,k}^* = \begin{cases} 0 & \text{при } U_{j,k} > 0, j = \overline{1, 7}, k = \overline{1, N_1}, \\ \frac{2}{\pi} \arctg(|U_{j,k}|) + 7 - j & \text{при } U_{j,k} \leq 0, j = \overline{1, 7}, k = \overline{1, N_1}. \end{cases}$$

При вычислении дополнительных условий синтеза учитывались ограничения $y_i^{\min} \leq y_i \leq y_i^{\max}$, $i = \overline{1, 4}$ на вычисляемые параметры. Ограничения на варьируемые параметры синтеза $x_i^{\min} \leq x_i \leq x_i^{\max}$, $i = \overline{1, 7}$ учитывались в алгоритме оптимизации путем выбора значений этих параметров из указанных пределов. Также при вычислении дополнительных условий синтеза учитывались ограничения на углы давления в диадах ABO_2 и CDO_3 , для чего вычислялся максимальный из углов давления в этих диадах при $\varphi \in [0; 2\pi]$. Так как задача определения вычисляемых параметров синтеза в общем случае может иметь $k = \overline{1, N_1}$ решений, то для каждого из полученных решений, удовлетворяющих обязательным условиям синтеза, определялись значения критериев Q_k и $P_{2,k}$. Вычисление критерия $P_{2,k}$ в процессе оптимизации выполнялось с использованием выражений, предложенных Э. Е. Пейсахом. Целевая функция, с учетом возможного наличия нескольких решений задачи определения вычисляемых параметров, имеет вид

$$P(\bar{a}) = \begin{cases} P_1 + C & \text{при } P_1 > 0, \\ \min_{k=1, N_2} ((P_2)_k + Q_k) & \text{при } P_1 = 0, \end{cases}$$

где N_2 – количество решений, удовлетворяющих обязательным условиям синтеза.

При вычислении указанной целевой функции последовательно определяются обязательные условия синтеза. Если в процессе проверки условие с номером j не выполняется, то вычисляется критерий P_1 , соответствующий данному условию и значение функционала $P(\bar{a}) = P_1 + C$, где $C \gg \max(Q_k + P_{2,k})$. Если все обязательные условия синтеза выполняются ($P_1 = 0$), то для каждого из $k = \overline{1, N_2}$ решений вычисляются главное условие синтеза Q_k и критерий $(P_2)_k$. Выбираются те значения параметров \bar{a} механизма, для которых сумма $(P_2)_k + Q_k$ минимальна.

В соответствии с полученными математическими зависимостями был разработан алгоритм и программа вычисления целевой функции в среде MATLAB. Предварительный анализ функции $P(\bar{a})$, выполненный на ЭВМ, показал, что в рассматриваемом случае целевая функция является существенно нелинейной и содержит недифференцируемые участки, вызванные наличием ограничений, выраженных в виде обязательных условий синтеза. Исходя из сказанного, для поиска минимума целевой функции выбран метод, основанный на использовании генетического алгоритма, представляющий собой одну из разновидностей методов случайного поиска.

С использованием разработанного алгоритма и программы был выполнен оптимизационный синтез шестизвенных шарнирных механизмов для кинематической цепи вертикальных перемещений зубчатой рейки при угле рабочего хода механизма транспортирования $\varphi_p = 120^\circ$. В процессе оптимизационного синтеза исследовалось влияние на результаты различных значений величины длительности выстоя φ_b , максимального подъема зубчатой рейки над игольной пластиной при ее движении по прямолинейному участку $p_{1п}$ и максимальной величины опускания зубчатой рейки под игольную пластину p_2 .

В результате синтеза получены различные шестизвенные шарнирные механизмы при $\varphi_b = [40; 60; 80]^\circ$, $p_{1п} = 0,2 \div 0,5$ мм и $p_2 = 3,0 \div 6,0$ мм. Анализ результатов показал, что наименьшие значения $P_{\text{опт}}(\bar{a})$ наблюдаются при $p_{1п} = 0,2$ мм. Во всех исследуемых случаях с увеличением φ_b наблюдается рост $P_{\text{опт}}(\bar{a})$, при этом точность воспроизведения выстоя снижается.

При синтезе узла зубчатой рейки согласно “требуемой” траектории движения установлено, что характер зависимости $\alpha^*(\varphi)$ угловой координаты коромысла O_1A (рис. 1) практически не изменился. Таким образом, при разработке нового механизма транспортирования материалов с прямолинейным, параллельным игольной пластине участком траектории движения зубчатой рейки, может быть использована кинематическая цепь горизонтальных перемещений зубчатой рейки базового механизма без изменения большинства ее размеров. В соответствии с требуемой зависимостью $\alpha^*(\varphi)$ изменялись лишь регулировочные параметры указанной кинематической цепи. Кинематическая схема нового механизма транспортирования материалов представлена на рис. 4.

мое на прижимную лапку со стороны зубчатой рейки при ее движении над игольной пластиной в направлении перпендикулярном игольной пластине (ось OY). Прижимная лапка вместе со стержнем считается абсолютно твердым телом – лапкой, на которую действуют: F_1 – сила со стороны пружины; F_2 – равнодействующая распределенных сил в направлении оси OY со стороны стачиваемых материалов из-за их деформации на величину Δ ; G – сила тяжести. Математическая модель лапки представляет собой обыкновенное дифференциальное уравнение второго порядка, которое является существенно нелинейным из-за нелинейности силы F_2 (при отрыве лапки от стачиваемых материалов $F_2 = 0$).

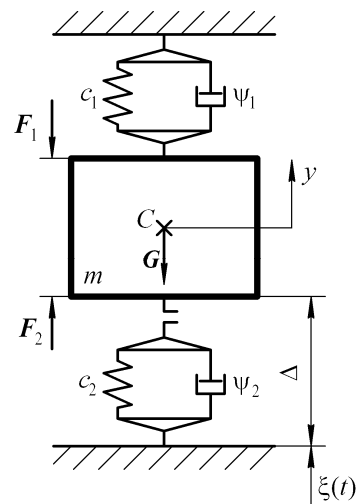


Рис. 5.

Для решения полученной математической модели было разработано алгоритмическое и программное обеспечение с использованием метода Рунге-Кутты 4-5 в среде MATLAB. Кинематическое внешнее воздействие со стороны зубчатой рейки при ее движении по траектории с прямолинейным участком в процессе рабочего хода задавалось после кинематического анализа нового механизма транспортирования материалов путем разложения в ряд Фурье (выбрано пять первых гармоник). Исследовалась динамика узла прижимной лапки нового механизма транспортирования материалов с прямолинейным движением зубчатой рейки при различных значениях параметров φ_b , $p_{1п}$ и p_2 . Параметры динамической модели в основном соответствуют параметрам узла прижимной лапки швейной машины 131 кл. (тип ткани – бязь).

На рис. 6 представлены зависимости $F_2(t)$, полученные в результате моделирования динамики узла прижимной лапки для случая эллипсной траектории (сплошная линия) и траектории с прямолинейным участком (пунктирная линия) при $\varphi_b = 60^\circ$, $p_{1п} = 0,5$ мм, $p_2 = 3,0$ мм и частоте внешнего воздействия $\omega = 300$ с⁻¹. Как видно из представленных графиков, в случае движения зубчатой рейки по траектории с прямолинейным участком усилие, создаваемое в зоне контакта прижимной лапки со стачиваемыми материалами и зубчатой рейкой в период рабочего хода, превышает значения, соответствующие случаю эллипсной траектории движения зубчатой рейки, т. е. при движении зубчатой рейки по прямолинейному участку траектории обеспечивается лучшее сцепление зубчатой рейки с материалами и прижимной лапкой в период рабочего хода.

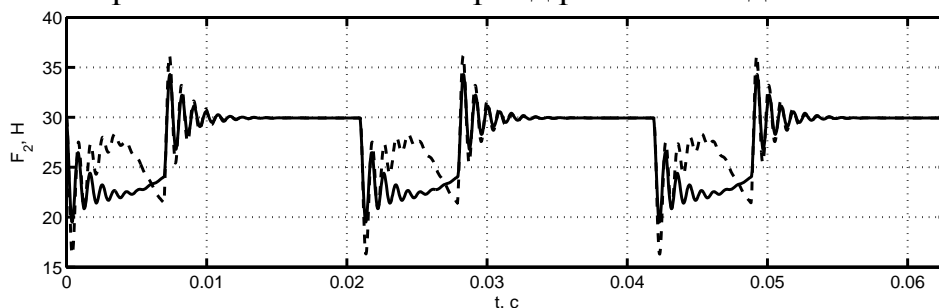


Рис. 6.

На основании анализа влияния на динамику прижимной лапки величин φ_b , p_{1n} и p_2 предлагается при синтезе механизмов транспортирования материалов швейных машин с прямолинейным участком траектории движения зубчатой рейки выбирать значения величины $p_2 = 3,0$ мм (что соответствует аналогичной величине опускания зубчатой рейки при ее движении по эллипсной траектории), а значения $\varphi_b = 60^\circ$. Выбор величины p_{1n} может быть сделан в интервале $0,2 \div 0,5$ мм, при этом следует оценить реальную длину стежка механизма транспортирования с учетом свойств стачиваемых материалов.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

На основании проведенных исследований, направленных на совершенствование механизмов транспортирования материалов швейных машин, можно сделать следующие выводы.

1. Разработан регулируемый рычажный механизм транспортирования материалов швейных машин, обеспечивающий прямолинейное, параллельное игольной пластине движение зубчатой рейки в процессе рабочего хода.

2. Разработан узел зубчатой рейки механизма транспортирования, обеспечивающий параллельность зубчатой рейки игольной пластине в процессе рабочего хода.

3. Разработано математическое, алгоритмическое и программное обеспечение оптимизационного синтеза кинематической цепи вертикальных перемещений зубчатой рейки в виде передаточного шестизвенного шарнирного механизма, образованного присоединением диады к шатуну четырехзвенника, с выстоем выходного звена в крайнем положении при заданном угле рабочего хода механизма транспортирования и высоте подъема зубчатой рейки над игольной пластиной.

4. Получены “требуемые” из технологических соображений траектории движения зубчатой рейки с прямолинейным, параллельным игольной пластине участком с учетом шага транспортирования, требуемой высоты подъема зубчатой рейки над игольной пластиной и углом рабочего хода механизма транспортирования.

5. На примере механизма транспортирования материалов швейной машины 131 кл. выполнен синтез кинематической цепи узла вертикальных перемещений зубчатой рейки с углом рабочего хода $\varphi_p = 120^\circ$, величиной угла выстоя $\varphi_b = 40^\circ; 60^\circ; 80^\circ$ при высоте подъема зубчатой рейки $p_{1n} = 0,2 \div 0,5$ мм.

6. Разработано математическое, алгоритмическое и программное обеспечение исследования динамики узла прижимной лапки для случая движения зубчатой рейки по траектории с прямолинейным, параллельным игольной пластине участком в процессе рабочего хода.

7. Выполнен сравнительный анализ динамики узла прижимной лапки для случаев движения зубчатой рейки по традиционной эллипсной траектории и траектории с прямолинейным участком, имеющей различные значения параметров высоты подъема зубчатой рейки над игольной пластиной p_{1n} , продолжительности

выстоя $\varphi_{\text{в}}$ и максимальной величины опускания зубчатой рейки под игольную пластину. На основании выполненного исследования динамики узла прижимной лапки сделан вывод о возможности повышения производительности, улучшения технических и технологических характеристик швейных машин при использовании нового механизма транспортирования материалов.

8. Даны инженерные рекомендации по методике выбора параметров высоты подъема зубчатой рейки над игольной пластиной $p_{1п}$, продолжительности выстоя $\varphi_{\text{в}}$ и максимальной величины опускания зубчатой рейки под игольную пластину в процессе синтеза новых механизмов транспортирования материалов швейных машин.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

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

1. Полотебнов, В. О. Разработка программного обеспечения для исследования динамики узла прижимной лапки швейных машин [Текст] / А. В. Марковец, В. О. Полотебнов, А. А. Жигалов // Швейная промышленность. — 2008 – №2 – С. 22 – 23.

Статьи в журналах

2. Полотебнов, В. О. Исследование резонансной кривой узла прижимной лапки механизмов транспортирования материалов швейных машин [Текст] / А. В. Марковец, В. О. Полотебнов // Вестник СПГУТД. — 2007. – №14. – С. 70 – 73.

3. Полотебнов, В. О. Анализ узла зубчатой рейки механизмов транспортирования материалов швейных машин [Текст] / Е. В. Анашкина, А. В. Марковец, В. О. Полотебнов // Вестник СПГУТД. Серия 1. Естественные и технические науки 2. — 2010. – С. 61 – 67.

Материалы конференций (тезисы докладов)

4. Полотебнов, В. О. Исследование динамики узла прижимной лапки механизмов транспортирования материалов швейных машин [Текст] / В. О. Полотебнов, А. В. Марковец, Л. С. Мазин // Современные наукоёмкие технологии и перспективные материалы текстильной и легкой промышленности (ПРОГРЕСС – 2008): Сб. материалов. межд. научн.-техн. конф. Иваново. — 2008. – С. 138.

5. Полотебнов, В. О. Синтез узла зубчатой рейки механизмов транспортирования материалов швейных машин [Текст] / В. О. Полотебнов, А. В. Марковец // Материалы XXI международной инновационно-ориентированной конференции молодых учёных и студентов МИКМУС-2009. Москва. Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН — 2009. – С. 79.

6. Полотебнов, В. О. Синтез механизма транспортирования материалов швейных машин с прямолинейным участком движения зубчатой рейки в процессе рабочего хода [Текст] / В. О. Полотебнов, А. В. Марковец // Материалы XXII международной инновационно-ориентированной конференции молодых учёных и студентов МИКМУС-2010. Москва. Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН — 2010. – С. 55.

