

МИНИСТЕРСТВО  
ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР  
Ленинградский институт текстильной и легкой промышленности  
имени С. М. Кирова

*На правах рукописи*

*Канд. техн. наук*  
**В. П. ПОЛУХИН**

**АНАЛИЗ И СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ  
ШВЕЙНО-ОБМЕТОЧНЫХ МАШИН**

(№ 05.180 — Машины и оборудование легкой промышленности)

**Автореферат**  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Москва — 1971

Работа выполнена во Всесоюзном научно-исследовательском институте  
лёгкого и текстильного машиностроения /ВНИИЛТекмаш/.

Научный консультант - доктор технических наук  
профессор Левитский Н.И.

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук профессор Вальщиков Н.М.

Доктор технических наук профессор Дамаскин Б.И.

Доктор технических наук профессор Зиновьев В.А.

Ведущее предприятие - Подольский механический завод  
им.М.И.Калинина

Автореферат разослан "24" vii 1971 г.

Захита диссертации состоится "27" 15 1971 г.  
на заседании Учёного Совета Ленинградского института текстильной  
и легкой промышленности им.С.М.Кирова - Ленинград, Д-65, ул.  
Герцена, 18.

С диссертацией можно познакомиться в библиотеке института.

Учёный секретарь Совета  
института

профессор Бездудный Ф.Ф.

Максимальное удовлетворение постоянно растущих потребностей  
населения нашей страны требует оснащения легкой промышленности  
оборудованием, обеспечивающим увеличение выпуска продукции без  
увеличения или даже при сокращении количества работающих. По дан-  
ным ЦСУ доля легкой промышленности по численности занятых рабочих  
во всей промышленности составляет 17,4%. Среди отраслей легкой про-  
мышленности 42,5% приходится на швейную промышленность, 8,1% - на  
трикотажную промышленность и 14,8% - на обувную, меховую и коже-  
венную промышленность.

Одним из основных направлений решения указанной задачи явля-  
ется создание высокопроизводительного и надежного в работе обору-  
дования. В связи с этим в последние годы в отечественной и зару-  
бежной промышленности при изготовлении одежды широкое применение  
стали получать швейные машины цепного стежка как наиболее полно  
отвечающие требованиям массового производства: повышенные (по срав-  
нению с челночными на 500 + 1000 об/мин) скорости работы, отсут-  
ствие смены шпуль, меньшая обрывность нитей, улучшение качества  
шва (отсутствие стягивания и меньшая посадка), меньший шум и вибра-  
ция и др.

Особенно широкое распространение среди машин цепного стежка  
получают швейно-обметочные машины: они являются основным оборудо-

ванием пошивочных цехов трикотажных и швейных фабрик, применяются в галантерейной, обувной и текстильной отраслях промышленности, а в чулочном производстве заменяет такой трудоемкий процесс как кеттлевка. Резкое расширение области применения швейно-обметочных машин наблюдается в последние годы в связи с появлением машин, выполняющих одновременно обметочную и параллельную ей двухниточную цельную или челночную строчку.

Отечественное машиностроение выпускает швейно-обметочные машины: на базе 51 кл.-Подольский механический завод им.М.И.Калинина (до 3500 об/мин), на базе 208 кл.- Ростовский завод "Легмаш" ( до 5000 об/мин), на базе 97 кл.- Оршанский завод "Легмаш" (до 5000 об/мин), ЭМЗ-2 и ЭМЗ-5- Московский экспериментальный завод.

Эти машины обладают целым рядом эксплуатационных недостатков, кроме того все они непатентоспособны. За рубежом швейно-обметочные машины выпускают фирмы: Зингер, Юнион Спеши, Виллько克斯 Джесс (США); Римольди (Италия); Джуки, Ямато (Япония); Текстима (ГДР); Дюркопп, Адлер (ФРГ) и др. Некоторые машины этих фирм работают на наших предприятиях. Эксплуатация зарубежного оборудования связана со значительными трудностями из-за отсутствия специальных масел, нитей, а также запчастей. Кроме того, машины эти не лишены недостатков.

Таким образом становится ясной необходимость создания отечественных базовых патентоспособных швейно-обметочных машин, а также повышения устойчивости работы и надежности выпускаемых машин.

Анализ работы и конструкций швейно-обметочных машин показывает, что они обладают целым рядом особенностей: многоинструментальность (от 6 до 12 инструментов) и малогабаритность, требующие высокой точности взаимодействия рабочих органов в пространстве и по

циклу; различие траекторий и законов движения рабочих органов, обуславливающее большое разнообразие схем функциональных механизмов; наличие большого количества пространственных механизмов, обеспечивающих движение всех рабочих органов непосредственно от главного вала; высокие скорости (до 7000 и более оборотов главного вала в минуту); малая доля полезных нагрузок по сравнению с инерционными; наличие от одной до пяти нитей, взаимодействующих на различных скоростях с рабочими органами и друг с другом.

До настоящего времени не было работ, посвященных комплексному исследованию швейно-обметочных машин. Материалы описательного характера имеются в известных книгах С.И.Русакова, И.В.Сергевнина и С.С.Эппеля, Л.Н.Флеровой и В.А.Шефера, Ф.И.Червякова и Н.В.Сумарокова, А.С.Далидовича, М.Гюле, К.П.Пашкова, Н.М.Вальщикова и др. Исследования процесса образования швейно-обметочных стежков, получили отражения в диссертациях Л.И.Флеровой, З.В.Савватеевой, Р.Ш.Хасанова. Частную задачу кинематики механизма иглы машины 51 кл. рассматривал И.В.Можаев. По смежным машинам цепного стежка известны исследования Б.А.Рубцова, И.С.Зака, А.Г.Бурмистрова. Важное значение имеют фундаментальные исследования А.И.Комиссарова - по теории швейных машин челночного стежка, П.А.Лебедева - по общим вопросам анализа и синтеза механизмов машин текстильной и легкой (в том числе и швейной) промышленности, В.Н.Гарбарику - по трикотажным машинам, имеющим общие элементы со швейными машинами. Полезные сведения по общим вопросам механики швейных машин имеются в работах И.И.Капустина, И.В.Сергевнина и С.С.Эппеля, С.Н.Кожевникова и М.М.Прудкина, Н.Н.Архипова, Е.А.Маракушева, В.А.Пищикова, Б.А.Зайцева, Н.И.Крапивина, М.Н.Иванова и др.

Указанные выше особенности швейно-обметочных машин, как показывает практика, не позволяют непосредственно использовать об-

ющие методы теории синтеза механизмов для проектирования механизмов этих машин, а проведенный обзор показал на весьма малое и совершенно недостаточное количество исследований непосредственно по этим машинам. Создание же и усовершенствование таких машин требует в первую очередь разработки методов проектирования их механизмов.

Таким образом, комплексная разработка инженерных методов анализа и синтеза механизмов швейно-обметочных машин в рамках специфики этих машин является основной проблемой, решению которой посвящена данная работа. Комплексность предусматривает единство подхода к проектированию и исследованию функциональных механизмов на основе исследований рабочего процесса. Критерием оценки методов является мобильность решения вариантовых задач на стадии проектирования машин.

В рамках этой основной задачи выполнено следующее:

1. Проведено исследование рабочего процесса, на основе чего сформулированы требования к траекториям и законам движения рабочих органов (Глава I [6,7,8,9,10,17]).

2. Разработаны общие методы анализа, синтеза (Глава II [16, 18, 19, 20, 22, 25, 26, 29, 33, 36, 37]) и некоторые вопросы динамики (Глава III [8, 4, 15, 25, 34, 35, 44]) пространственных механизмов применительно к швейно-обметочным машинам.

3. Для всех функциональных механизмов швейно-обметочных машин (Глава IV - механизмы игл [2,II,12,23,24,27,28,38,39]; Глава V - механизмы петлителей [5,13,14,21,27,31,45,46]; Глава VI - механизмы продвижения материала [1,17,38,39,47], Глава VII - механизмы и устройства подачи нитей [38, 39, 41]) разработаны методы проектирования и расчёта в основном как следствие полученных

общих методов. Кроме того, для некоторых механизмов швейно-обметочных и других машин (Приложения I-II [30,32,40,42,43]) параллельно разрабатывались другие методы.

При выполнении работы автор опирался на общую теорию синтеза механизмов и в первую очередь на исследования докт.техн.наук проф.Левитского Н.И. - по аналитическим методам и докт.техн.наук проф.Черкудинова С.А. - по геометрическим методам синтеза.

Диссертация изложена на 280 страницах машинописного текста с 115 рисунками. Ниже реферирование работы проводится по главам.

## Глава I. МЕХАНИКА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ТРЕБОВАНИЯ К ТРАЕКТОРИЯМ И ЗАКОНАМ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

I.I. Акад. И.И.Артоболевский неоднократно указывал, что развитие теории рабочих процессов имеет решающее значение для проектирования высокоеффективных машин и улучшения качества продукции. Рабочим процессом швейно-обметочных машин является процесс переплетения нитей с целью образования стежков. От устойчивости выполнения рабочего процесса зависит надежность работы машины. В связи с этим была поставлена задача исследования механики рабочего процесса швейно-обметочных машин с целью установления требований к траекториям и законам движения рабочих органов как основы проектирования механизмов этих машин.

На основе анализа процесса образования стежков выявлено, что на натяжение нитей при работе машин оказывают влияние в первую очередь такие факторы как: скорость скольжения нити, качество ее поверхности; радиус огибаемого контура и способы затяжки нитей. Анализ литературы показал, что по ряду из этих вопросов имеются исследования, однако результаты их оказываются или противоречивыми или не приемлемыми из-за того, чтоб были получены при других

условиях. Поэтому в работе были исследованы, в основном экспериментально, указанные задачи применительно к материалам и условиям работы нитей в швейно-обметочных машинах.

1.2. Для исследования отдельных факторов были разработаны специальные стенды, влияние комплекса факторов проверялось измерениями натяжений нитей непосредственно в машинах 51 и 208 классов. Для каждого исследования разрабатывалась методика эксперимента, обеспечивающая точность получаемых результатов.

1.3. В результате исследований получено:

Натяжение нити, проходящей через тормозок (дисковый регулятор натяжения нити), увеличивается с увеличением скорости ее скольжения. Так, при изменении скорости скольжения нити х/б №98/3 с 0,08 до 1,23 м/сек натяжение ее увеличивается на 19%, а с 1,23 до 7,4 м/сек - на 16%. Это подтверждается измерениями натяжений нитей непосредственно в машинах. При изменении чисел оборотов с 500 до 2900 натяжения нитей в машине 51 кл. увеличились почти в полтора раза.

Значительное влияние на натяжение нити оказывает отделка ее поверхности. Были взяты две нити - нить х/б № 98/3 и аналогичная нить с улучшенной отделкой поверхности. При огибании такой же нити с углом обхвата в 90° и при одинаковом натяжении ведомой ветви 20 г. натяжение ведущей ветви получилось равным соответственно 55 и 40 г., близкие результаты были получены при огибании трикотажного полотна арт.9. Результаты этого эксперимента позволяют объяснить тот факт, что при работе машин часто наблюдается повышенный обрыв нитей с шероховатой поверхностью, хотя прочность этих нитей может быть выше по сравнению с нитями, имеющими гладкую поверхность.

Натяжение нити меняется с изменением радиуса огибающего контура, причем это изменение становится более заметным при радиусах, соизмеримых с толщиной самой нити. Это имеет место при огибании нитью ушка иглы. В работе, на основе анализа большого количества исследований различных авторов, предложена для определения натяжения  $T_2$  ведущей ветви нити при натяжении  $T_1$  ведомой ветви формула

$$T_2 = T_1 \exp(\beta\alpha) + \frac{B\bar{N}}{(R\sqrt{B\bar{N}} + 0,565)^2} [\exp(\beta\alpha) - 1] + \frac{\alpha R}{B} [\exp(\beta\alpha) - 1],$$

где  $R$  - радиус огибающего контура;  $B$  - изгибная жесткость нити;  $\alpha$  и  $\beta$  - физические постоянные, характеризующие трение на фрикционном контакте;  $\bar{N}$  и  $N$  - объемный вес и номер нити. Экспериментальная зависимость натяжения нити х/б № 98/3 от радиуса огибающего контура в диапазоне радиусов от 0,125 до 7,5 мм при  $T_1 = 5$  г. хорошо описывается полученной формулой при следующих значениях постоянных:  $\alpha = 6,17 \cdot 10^{-3}$ ,  $\beta = 1,12 \cdot 10^{-2}$ ,  $B = 0,714$ .

Важную роль играет способ затяжки нити. Показано, что наименьшие натяжения обеспечиваются при затяжке игольной нити петлителем с помощью нитеподатчика. Большое значение имеет скольжение нити при затяжке относительно рабочих органов. Так, при спускании иглы для преодоления усилия в 20 г., приложенного к ведомой ветви, потребуется натяжение ведущей ветви 275 г. при неподвижном закреплении свободного конца нити; если же свободный конец нити перемещается вместе с игловодителем (нет скольжения нити относительно ушка), то это натяжение уменьшается до 50 г.

1.4-1.6. Полученные результаты дали возможность провести анализ выполнения элементов (проведение игольной нити через материал и затяжка ее, натяжение нити петлителя, соотношение натяжений нитей иглы и петлителя при образовании стежков) процесса образова-

ния стежков; определены условия взаимного перемещения нитей и рабочих органов, обеспечивающие наименьшие напряжения нитей. Результаты анализа подтверждены измерениями напряжения нитей непосредственно в машинах 5I и 208 классов.

I.7. Анализ показал, что величинами напряжений нитей можно управлять выбором соответствующих траекторий и законов движения рабочих органов. С другой стороны, траектории и законы движения рабочих органов в значительной мере предопределяют работоспособность механизмов, особенно на высоких скоростях.

Указанные характеристики определяются узловыми моментами взаимодействия рабочих органов при образовании стежка: А-захват игольной нити нижним петлителем, Б-захват нити нижнего петлителя верхним петлителем (или проведение своей нити в петлю нити нижнего петлителя - при двухниточном стежке) и В-захват иглой нити верхнего (или нижнего - при двухниточном стежке) петлителя. Расположение этих моментов в пространстве (относительно пошиваемого материала) и времени (по циклу) в основном определяет конструкцию машины: положение их в пространстве определяет траектории рабочих органов, а последовательность и продолжительность между ними - законы движения рабочих органов. В работе дан подробный анализ возможных положений указанных моментов как в пространстве так и по времени при различных схемах функциональных механизмов.

Устойчивость рабочего процесса швейно-обметочных машин зависит в значительной мере от сохранения неизменными условий взаимодействия рабочих органов и нитей в указанные характерные моменты при возмущениях, сопровождающих процесс. К таким возмущениям относятся изменение скорости работы машины от нуля до максимума и изменение плотности или толщины пошиваемого материала, например,

при переходе через поперечные швы. В моменты Б и В нить натянута и размеры пространства, куда входят рабочие органы, не зависят от режимов работы машины, а определяются только конструкцией рабочих органов. Этим же определяется поле допусков на положение в пространстве и по циклу указанных моментов. Показано, что устойчивость рабочего процесса во многом определяется моментом А, так как нижний петлитель захватывает игольную нить в виде петли, образуемой у ушка иглы при возвратном ее движении. Размеры петли должны быть строго определенные. Однако размеры петли, как показали исследования А.И.Комиссарова и В.Е.Мурыгина, Б.А.Рубцова, И.С.Зака и др., зависят от скорости работы машины и физико-механических свойств нитей и материала. Таким образом, допуски на воспроизведение этой точки при синтезе более жесткие и представляют собой перекрываемую часть полей допусков, определяемых при граничных условиях: при минимальной скорости и рыхлом материале, с одной стороны, и при максимальной скорости и наиболее плотном или толстом материале - с другой.

При этом также создаются неблагоприятные условия для работы механизмов петлителей, требующие большой неравномерности их ходов. В работе показано, что при кривой игле можно обеспечить захват игольной нити в натянутом состоянии, в результате чего резко повышается устойчивость рабочего процесса и создаются условия применения в качестве приводов для рабочих органов центральных механизмов. Такие механизмы, как известно, имеют более благоприятные динамические характеристики, что особенно важно для быстроходных швейно-обметочных машин.

Построенные на основе анализа рабочего процесса траектории и законы движения рабочих органов являются основой для проекти-

рования функциональных механизмов. Из рассмотрения циклограммы работы машины вытекает последовательность проектирования механизмов. Наибольшее количество точек, характеризующих взаимодействие с другими рабочими органами, находится на графике движения иглы. Поэтому механизм игл целесообразно проектировать в первую очередь и к нему затем привязывать остальные механизмы: механизм нижнего петлителя, механизм верхнего петлителя, механизм продвижения материала, механизмы и устройства подачи нитей.

## Глава II. АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ

2.1. В швейно-обметочных машинах наибольшее применение имеют пространственные рычажные четырехзвенные как общего так и частных видов с вращательными и шаровыми парами.

Теория пространственных механизмов в последнее десятилетие вызывает большой интерес советских и зарубежных ученых. Наиболее весомый вклад в разработку методов анализа, синтеза и динамики пространственных механизмов сделали И.И.Артоболевский, Н.Г.Бруевич, С.Н.Кожевников, В.В.добропольский, Д.С.Тавхелидзе, В.А.Зинновьев, Г.Д.Ананов, Я.Б.Шор и Ф.М.диментберг, С.Г.Кислицын, Н.И.Левитский и К.Х.Шахбазян, Н.А.Лебедев, В.И.Доронин, Ю.Ф.Морошкин, П.Б.Цвияк, В.И.Кулюгин, А.Г.Авакимов, С.С.Арутюнов, Е.И.Воробьев, Чжан Цы-сянь, Р.Байер, Д.Манжерон и К.Дрэган, Д.Денавит и Р.Хартенберг, Б.Росс и др. Вопросы анализа и синтеза пространственных механизмов применительно к швейным машинам нашли отражение в работах А.И.Комиссарова, А.И.Поплавского и А.Г.Бурмистрова.

Анализ библиографического материала и опыт работы показали, что на ряд важных практических вопросов по пространственным механизмам не получены еще достаточно полные ответы, а имеющиеся решения некоторых задач необоснованно сложны.

Для проектирования и совершенствования швейно-обметочных машин в основном требуется: при анализе - кинематические характеристики и величины ходов ведомых звеньев, а для силового расчёта (в общем случае центр тяжести шатуна не лежит на его оси) еще кинематические характеристики шатунной точки в зависимости от конструктивного оформления механизма; при синтезе - размеры звеньев, обеспечивающие заданные условия на проектирование, в первую очередь требуемые циклограммой работы машины ход ведомого звена и коэффициент неравномерности хода с учётом некоторых дополнительных условий. При этом практическая полезность решения задач зависит от мобильности и преемственности методов анализа, синтеза и динамики рассматриваемых механизмов. Разработка таких методов анализа и синтеза пространственных механизмов швейно-обметочных машин посвящена данная глава.

2.2. Произвольный выбор осей координат и плоскостей проекций при анализе и синтезе пространственных механизмов приводит к значительным затруднениям при использовании результатов, полученных разными авторами, так как в разных осях и плоскостях проекций казалось бы аналогичные построения и аналитические зависимости отличаются друг от друга. При этом, если в плоских механизмах переход от одной системы координат к другой был делом несложным, то в пространственных механизмах трудность такого перехода часто соизмерима с новым решением поставленной задачи.

Рассмотрим пространственный кривошипно-коромысловый механизм  $ABCD$  с двумя цилиндрическими ( $A$  и  $D$ ) и двумя шаровыми ( $B$  и  $C$ ) парами, оси I-I и 4-4 вращения кривошипа  $AB$  и коромысла  $CD$  которого пересекаются под произвольным углом  $\alpha$ .

Кратчайшее расстояние между пересекающимися осями I-I и 4-4 обо-

значим через  $OQ = e$ . Из центров шаровых шарниров  $B$  и  $C$  опустим перпендикуляры  $BA$  и  $CD$  соответственно на оси I-I и 4-4, тогда плоскость вращения кривошипа  $AB$  будет перпендикулярна оси I-I и расстояние ее от основания  $O$  нормали  $OQ$  составит  $OA = f$ . Плоскость движения коромысла  $CD$  будет перпендикулярна оси 4-4 и отстоит от основания  $Q$  нормали  $OQ$  на расстоянии  $QD = g$ . Расстояние между центрами шаровых шарниров  $B$  и  $C$  определит длину шатуна  $B$ . Обозначим также  $AB = a$ ,  $CD = c$ .

Направим ось  $X$  прямоугольной неподвижной системы координат  $XYZ$  вдоль нормали  $OQ$ , причем за начало системы примем точку  $O$  пересечения нормали с осью ведущего звена, а положительным направлением оси  $X$  будем считать направление от оси ведущего звена к оси ведомого звена. Ось  $Z$  направим параллельно оси  $QD$  вращения ведомого звена, за положительное направление будем считать направление от  $Q$  к  $D$ . Направление оси  $Y$  определится тогда как направление третьей оси в правой системе координат.

Параметры  $f, e, g$  и  $\alpha$  определяют положение опор  $A$  и  $D$ , плоскостей движения кривошипа  $AB$  и коромысла  $CD$ . Плоскость движения коромысла  $CD$ , как ведомого звена, целесообразно выбирать параллельной одной из плоскостей проекций. В этом случае упрощаются методы как графического, так и аналитического исследования. В данном случае ось вращения коромысла лежит в плоскости  $XOZ$ , а плоскость его движения параллельна плоскости  $XOY$ . Ось вращения ведущего звена здесь расположена в плоскости  $YQZ$  под углом  $\alpha$  к оси  $Z$ . Угол  $\alpha$  для определенности будем отсчитывать от оси вращения ведущего звена к оси вращения ведомого звена, за положительное направление примем отсчет против часовой стрелки, если смотреть с положительного направления оси  $X$ .

Угол поворота  $\varphi$  ведущего звена  $AB$  будем отсчитывать от положительного направления оси  $X'//X$ , а угол  $\psi$  - от оси  $X''//X$ , причем за положительное направление отсчета примем направление против часовой стрелки, если смотреть с конца  $QA$  или  $QD$  соответственно.

Выбор такой системы координат позволяет переходить к привычной системе координат в плоских механизмах. Плоский механизм получается из пространственного как частный случай, при  $\alpha = 0$  и  $f = g = 0$ .

Выбор подвижной, связанной с шатуном  $BC$ , системы координат зависит от конструктивного оформления механизма.

При расположении четырехзвенника  $ABCD$  в осах  $XYZ$  такие плоскости получаются сами собой. Плоскость  $P_{CD}$  движения ведомого звена  $CD$  параллельна плоскости проекций  $XOY$ , а плоскость  $P_{AB}$  движения кривошипа  $AB$  является проектирующей плоскостью.

2.3. В работе рассмотрены как графические так и аналитические методы кинематического анализа пространственного кривошипно-коромыслового механизма. Графическое определение положений звеньев сводится к простым построениям с помощью линейки и циркуля, а определение скоростей, ускорений и рывков (ускорений второго порядка) сведено к построению планов в проекциях на две взаимно-перпендикулярные плоскости. По сравнению с известными методами Н.Г.Бруевича, С.Н.Кожевникова и П.Б.Цвияка здесь при определении положений звеньев упрощаются построения, а при построении планов упрощается отыскание проекций векторов скоростей и ускорений ведущего или ведомого шарниров; планы рывков для пространственных механизмов построены впервые.

2.4. Аналитический метод основан на непосредственном использовании функции положения и производных от нее. Функция положения имеет вид

$$F(\varphi, \psi) = -2c(f\sin\alpha + a\cos\alpha\sin\varphi)\sin\psi + 2c(e-a\cos\varphi)\cos\psi + 2a(g\sin\alpha\sin\varphi - e\cos\varphi) + a^2 - b^2 + c^2 + e^2 + f^2 + g^2 - 2fg\cos\alpha = 0, \quad (1)$$

а угол поворота  $\psi$ , аналоги скорости  $\dot{\psi}^*$ , ускорения  $\ddot{\psi}^*$  и

рывка  $\ddot{\psi}^{**}$  ведомого звена определяются по формулам

$$\sin\psi = \frac{A_2 A_3 \pm A_1 \sqrt{A_1^2 + A_2^2 - A_3^2}}{A_1^2 + A_2^2},$$

$$\cos\psi = \frac{A_1 A_3 \pm A_2 \sqrt{A_1^2 + A_2^2 - A_3^2}}{A_1^2 + A_2^2}; \quad (2)$$

$$\dot{\psi}^* = -\frac{\frac{\partial F}{\partial \varphi}}{\frac{\partial F}{\partial \psi}}; \quad (3)$$

$$\ddot{\psi}^* = \frac{2 \frac{\partial^2 F}{\partial \varphi \partial \psi} \frac{\partial F}{\partial \varphi} - \frac{\partial^2 F}{\partial \varphi^2} (\frac{\partial F}{\partial \psi})^2 - \frac{\partial^2 F}{\partial \psi^2} (\frac{\partial F}{\partial \varphi})^2}{(\frac{\partial F}{\partial \psi})^3}; \quad (4)$$

$$\ddot{\psi}^{**} = -\frac{\frac{\partial^3 F}{\partial \varphi^3} + 3 \frac{\partial^3 F}{\partial \varphi^2 \partial \psi} \dot{\psi}^* + 3 \frac{\partial^3 F}{\partial \varphi \partial \psi^2} (\dot{\psi}^*)^2 + 3 \frac{\partial^2 F}{\partial \varphi \partial \psi} \ddot{\psi}^* + 3 \frac{\partial^2 F}{\partial \psi^2} \dot{\psi}^* \dot{\psi}^{**} + \frac{\partial^3 F}{\partial \psi^3} (\dot{\psi}^*)^3}{\frac{\partial F}{\partial \psi}}, \quad (5)$$

где

$$A_1 = 2c(f\sin\alpha + a\cos\alpha\sin\varphi),$$

$$A_2 = -2c(f\sin\alpha + a\cos\alpha\sin\varphi),$$

$$A_3 = 2a(e\cos\varphi - g\sin\alpha\sin\varphi) - a^2 - b^2 - c^2 - e^2 - f^2 - g^2 + 2fg\cos\alpha;$$

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi} = 2a(f\cos\alpha\cos\varphi\sin\psi - g\sin\alpha\cos\varphi\sin\psi - e\sin\varphi - g\sin\alpha\cos\varphi),$$

$$\frac{\partial F}{\partial \psi} = 2c(f\sin\alpha\cos\varphi + a\cos\alpha\sin\varphi\cos\psi - a\cos\varphi\sin\psi + e\sin\psi),$$

$$\frac{\partial^2 F}{\partial \varphi^2} = -2a(f\cos\alpha\sin\psi\sin\psi + g\sin\alpha\cos\varphi\sin\psi + e\cos\varphi\sin\psi - g\sin\alpha\cos\varphi),$$

$$\frac{\partial^2 F}{\partial \psi^2} = -2c(f\sin\alpha\sin\psi + a\cos\alpha\sin\varphi\sin\psi + a\cos\varphi\cos\psi - e\cos\psi),$$

$$\frac{\partial^3 F}{\partial \varphi^3} = -\frac{\partial F}{\partial \varphi}, \quad \frac{\partial^3 F}{\partial \psi^3} = \frac{\partial F}{\partial \psi},$$

$$\frac{\partial^3 F}{\partial \varphi^2 \partial \psi} = 2ac(\cos\varphi\sin\psi - \cos\alpha\sin\varphi\cos\psi),$$

$$\frac{\partial^3 F}{\partial \varphi \partial \psi^2} = 2ac(\sin\varphi\cos\psi - \cos\alpha\cos\varphi\sin\psi).$$

По этим формулам разработана [29] типовая программа кинематического расчёта четырехзвенников. Частные случаи пространственных механизмов получаются непосредственно из этих формул при  $\alpha = 90^\circ$  и  $\alpha = 90^\circ, g = 0$ . Плоскому механизму соответствует  $\alpha = 0, f = g = 0$ .

2.5. Одной из основных задач при анализе механизма является определение угла размаха ведомого звена и коэффициента неравномерности хода. Для пространственных механизмов это не столь очевидная задача как для плоских. Используя исследования Р.Бейера, показано, что координаты ведомого шарнира в его крайних положениях могут быть получены из совместного решения уравнений

$$(X-e)^2 + Y^2 = C^2,$$

$$(X^2 - fY\sin\alpha - g\cos\alpha + eX)^2 = \lambda^2 [X^2 + (Y\cos\alpha - g\sin\alpha)^2], \quad (6)$$

где

$$\lambda^2 = \frac{1}{2}(a^2 + f^2 + g^2 + c^2 - b^2 - e^2).$$

Подробно рассмотрен частный случай,  $\alpha = 90^\circ$ .

2.6. Кинематические характеристики шатунной точки зависят не только от параметров механизма, но и от его конструктивного оформления, устраняющего поворот шатуна вокруг своей оси. Это оформление, как было показано в работе, кинематически сводится в основном к двум случаям: палец на ведомом шарнире и палец на ведущем шарнире.

Для обоих случаев конструктивного оформления графически и аналитически решены задачи определения положений, скоростей и ускорений шатунной точки. Графически с использованием метода замены плоскостей проекций найдены положения, скорости и ускорения шатунных точек  $G, F, E$ , лежащих соответственно на оси шатуна, в плоскости  $P$ , определяемой конструктивным оформлением механизма и в пространстве на некотором расстоянии от плоскости  $P$ .

Аналитический метод основан на использовании углов Эйлера, каждый из которых выражается непосредственно через параметры схемы механизма в зависимости от конструктивного его оформления.

Так, при пальце на ведомом шарнире угол прецессии  $\Upsilon = \psi$ ; угол чистого вращения  $\Phi = 360^\circ - \mu$  и угол нутации

$$\Theta = \arg \sin \frac{fc \cos \alpha - a \sin \alpha \sin \varphi - g}{\delta \sin \mu},$$

$$\text{где } \mu = \arg \cos \frac{A_3 + 2C^2}{2BC}.$$

При пальце на ведущем шарнире:  $\Upsilon = 90^\circ - \alpha$ ;

$$\Theta = \arg \sin \frac{e + c \cos \psi - a \cos \varphi}{\delta}; \quad \Phi = 90^\circ - \arg \sin \frac{\delta}{B};$$

$$\text{где } \delta^2 = B^2 - (c \sin \alpha \sin \psi + g \cos \alpha - f)^2.$$

При определении скоростей и ускорений шатунных точек отыскиваются производные от углов Эйлера. Рассмотрены общие случаи и

наиболее часто встречающиеся в швейно-обметочных машинах частные случаи.

2.7. По аналогии с кривошипно-коромысловым рассмотрены графические и аналитические методы анализа пространственного кривошипно-ползунного механизма. Полученные зависимости здесь более простые. Например, ход ползуна определяется по формуле

$$S = f \delta \sin \alpha + a \cos \alpha \sin \varphi \pm \sqrt{Q}, \quad (7)$$

$$\text{где } Q = (f \delta \sin \alpha + a \cos \alpha \sin \varphi)^2 - a^2 + B^2 - e^2 - f^2 + 2ae \cos \varphi.$$

Скорости, ускорения и рывки находятся по формулам (3)–(5), частные производные в которых получены для данного типа механизма.

2.8. Полученные зависимости позволяют проводить анализ пространственных механизмов более сложной структуры. Это показано на примере двух схем, представляющих обобщение механизмов дополнительных петлевых швейно-обметочных машин. В первом механизме рабочая точка движется по сфере, во втором – по цилиндрической поверхности.

2.9. В главе I показано, что от механизмов швейно-обметочных машин в первую очередь требуется обеспечение заданного хода рабочего органа за определенное время, устанавливаемое циклограммой работы машины, при удовлетворении дополнительных требований. Под дополнительными требованиями понимается учёт условий передачи сил, величин максимальных ускорений, условий нестеснённости, а также мобильность при вариантном решении задач синтеза.

В крайних положениях механизма  $\dot{\psi}^* = 0$ , что в соответствии с (3) устанавливает зависимость между углами  $\varphi$  и  $\psi$  поворота ведущего и ведомого звеньев для этих положений.

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{c \cos \alpha \sin \psi - g \sin \alpha}{c \cos \psi + e}. \quad (8)$$

Но угол размаха ведомого звена  $\varphi_0 = \psi_2 - \psi_1$ , а соответствующий ему угол поворота ведущего звена  $\varphi_0 = \varphi_2 - \varphi_1$ . Тогда для одного из крайних положений ведомого шарнира  $C$ , например, внешнего  $C_1$ , получим уравнение

$$\begin{aligned} & (\cos\alpha \sin\varphi_0 - \cos\varphi_0 \operatorname{tg}\varphi_0) X_1^2 + \sin^2\alpha \sin\varphi_0 \operatorname{tg}\varphi_0 X_1 Y_1 + \\ & + \cos\alpha (\sin\varphi_0 - \cos\alpha \cos\varphi_0 \operatorname{tg}\varphi_0) Y_1^2 + 2 \left[ \left( e \cos\alpha \cos\frac{\varphi_0}{2} - g \sin\alpha \sin\frac{\varphi_0}{2} \right) \sin\frac{\varphi_0}{2} - \left( e \cos\frac{\varphi_0}{2} - \frac{g}{2} \sin 2\alpha \sin\frac{\varphi_0}{2} \right) \cos\frac{\varphi_0}{2} \operatorname{tg}\varphi_0 \right] X_1 + \\ & + 2 \left[ \left( e \sin\frac{\varphi_0}{2} + \frac{g}{2} \sin 2\alpha \cos\frac{\varphi_0}{2} \right) \cos\frac{\varphi_0}{2} \operatorname{tg}\varphi_0 - \left( e \cos\alpha \sin\frac{\varphi_0}{2} + g \sin\alpha \cos\frac{\varphi_0}{2} \right) \sin\frac{\varphi_0}{2} \right] Y_1 - (e^2 + g^2 \sin^2\alpha) \operatorname{tg}\varphi_0 = 0, \quad (9) \end{aligned}$$

где  $X_1 = c \cos\varphi_1$ ,  $Y_1 = c \sin\varphi_1$  — координаты шарнира  $C_1$  в прямоугольной системе координат с центром в точке  $D$ .

Уравнение (9) описывает семейство кривых, представляющих собой в плоскости движения коромысла геометрическое место центров (ГМЦ) ведомого шарнира  $C$  во внешнем крайнем положении механизма.

Уравнение (9) можно использовать для синтеза механизмов по заданным  $\varphi_0$  и  $\varphi_0$ . Такой метод разработан в диссертации. Сущность его заключается в следующем. Выбрав на кривой (9) точку  $C_1$ , определяем тем самым плоскость  $E_1$ , которая содержит оси кривошипа и шатуна и проходит через ось  $OA$  вращения кривошипа. Повернув  $E_1$  вокруг  $OA$  до совмещения с плоскостью  $Y_0Z$ , найдем  $C_1'$  — совмещенное положение шарнира  $C_1$ . Аналогично находится  $C_2'$ . Если через середину отрезка  $C_1' C_2'$  провести некоторую прямую  $B'$ , то она представит собой геометрическое место центров ведущего шарнира  $B$  в совмещенном положении.

Получены простые формулы для определения размеров кривошипа  $\alpha$  и шатуна  $b$

$$\alpha = \frac{f [X_1 \sin\varphi_0 - Y_1 (1 - \cos\varphi_0)] / \sin\alpha + e [X_1 (1 - \cos\varphi_0) + Y_1 \sin\varphi_0]}{\sqrt{(g \sin\alpha - Y_1 \cos\alpha)^2 + (X_1 + e)^2} + \sqrt{(g \sin\alpha + Y_1 \cos\alpha)^2 + (X_1 + e)^2}}, \quad (10)$$

$$b = \sqrt{(g \cos\alpha + Y_1 \sin\alpha - f)^2 + \sqrt{(g \sin\alpha - Y_1 \cos\alpha)^2 + (X_1 + e)^2} - \alpha^2} \quad (II)$$

При таком методе синтеза легко учитываются условия нестесненности, т.к. конструктор при компоновке машины может нанести геометрическое место точек (9) непосредственно на чертеж и выбирать шарнир  $C$  в любом месте этой кривой, сохраняя неизменными основные условия на проектирование. Это особенно важно для швейно-обметочных машин, когда в ограниченном объеме необходимо расположить большое количество механизмов.

В уравнении (9) отсутствует параметр  $f$ , через который при синтезе выражаются размеры кривошипа  $\alpha$  и шатуна  $b$ . На выбор параметра  $f$  можно накладывать дополнительные условия, например, проворачиваемости, передачи сил и т.п. Т.к. при этом методе всегда известны углы  $\varphi$  и  $\varphi_0$  в крайних положениях (8), то по этим углам легко определяются максимальные ускорения по (4). Следовательно, на выбор величины  $f$  можно накладывать условие минимизации максимального ускорения ведомого звена.

2.10. Подробно рассмотрен метод синтеза кривошипно-коромыслового механизма с взаимно-перпендикулярными осями вращения ведущего и ведомого звеньев, при  $\alpha = 90^\circ$ . ГМЦ в этом случае, в соответствии с уравнением (9), является гиперболой. Показаны получающиеся при этом упрощения.

2.11. При аналогичной задаче синтеза пространственных кривошипно-ползунных механизмов ГМЦ ведомых шарниров  $C$ , описывается уравнением эллипса

$$\cos^2 \alpha \operatorname{tg} \varphi S_1^2 + \operatorname{tg} \varphi e^2 + S_0 \cos^2 \operatorname{tg} \varphi S_1 - S_0 \cos \alpha e = 0, \quad (12)$$

где  $S_1$  – координата, характеризующая крайнее внешнее положение ведомого шарнира;  $S_0$  – ход ползуна.

Рассмотрен метод синтеза такого механизма с использованием уравнения (12).

Учтёт дополнительных требований на синтез, а именно – проворачиваемость, условия передачи сил и величина максимального ускорения ведомого звена рассмотрены в следующей главе.

### Глава III. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ДИНАМИКИ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ

3.1. Опыт эксплуатации высокоскоростных швейно-обметочных машин показывает, что надежность их определяется в первую очередь работоспособностью и долговечностью ведущих, особенно шаровых, шарниров. Оценку нагруженности шарниров и подшипников можно сделать в результате кинетостатического расчёта. Основной работой в этом плане является работа Н.Г.Бруевича. В ней изложены графические методы кинетостатического расчёта пространственных механизмов на примерах четырехзвенных (пары: В-Ш-П-Ц, В-П-шар в цилиндре – винтовая) и семизвездного механизмов. В швейно-обметочных машинах, как указывалось выше, наибольшее распространение имеют пространственные четырехзвенники с двумя вращательными, одной шаровой и одной шаровой с пальцем парами.

Особенно важным является учёт нагруженности подшипников на этапе проектирования механизмов. В плоских механизмах критерием такой оценки является угол давления. Этот же критерий может быть использован в пространственном кривошипно-ползунном механизме при расположении центра шарнира на оси движения ползуна. Знание

угла давления необходимо также при учёте продольной упругости шатуна. В связи с этим возникла потребность исследования угла давления в пространственных механизмах.

Перед конструкторами обычно стоит задача отыскания размеров механизма определенного типа, который сможет работать в заданных условиях его нагружения. Показано, что для полной оценки условий нагружения пространственного механизма общего вида одного угла давления недостаточно [25], требуется учитывать еще один угол или использовать проекции угла давления на две взаимно-перпендикулярные плоскости. В литературе по синтезу механизмов величины допустимых углов давления зачастую принимаются без достаточного обоснования. Эти величины призваны оценивать критические условия работоспособности подшипников. С другой стороны, в литературе по деталям машин для оценки работоспособности подшипников в зависимости от их вида, материала и конструкции используются другие критерии, величины которых, достаточно обоснованные статистикой эксплуатации, приводятся в справочниках. Возникает вопрос, нельзя ли связать указанные критерии с углами давления, которые затем использовать для синтеза механизмов.

Механизмы швейно-обметочных машин относятся к самонагружающимся механизмам, т.е. основными нагрузками в них являются инерционные, а полезные (усилие прокола и натяжение нитей в механизме иглы, натяжение нитей в механизмах петлителей и т.п.) составляют малую часть, часто пренебрежимую при расчётах. Уменьшение инерционных нагрузок обеспечивается, с одной стороны, уменьшением максимальных ускорений, что выполняется на этапе проектирования механизмов, с другой стороны, уменьшением массы звеньев. Однако уменьшение массы звеньев ведет к уменьшению их жесткости, что

с увеличением скоростей работы машин приводит к деформациям, которые могут приводить к нарушениям рабочего процесса, таким, например, как пропуск стежков. В связи с этим важным для быстроходных швейно-обметочных машин является вопрос о влиянии жесткости звеньев пространственных механизмов на кинематику движения ведомого звена. Все перечисленные вопросы применительно к пространственным механизмам швейно-обметочных машин рассмотрены в данной главе.

3.2. На основе метода кинетостатики рассмотрена задача определения реакций в шарнирах пространственного кривошипно-коромыслового механизма без учёта сил трения при общем случае расположения центра тяжести шатуна и коромысла.

Используя полученные ранее (раздел 2.6) кинематические характеристики шатунной точки, получены формулы для подсчёта инерционных нагрузок в проекциях на подвижные и неподвижные оси.

При рассмотрении кинетостатики диады  $BCD$  из уравнений моментов сил, действующих на шатун и коромысло, относительно осей, проходящих через шарнир  $C$  параллельно осям связанных с шатуном или коромыслом систем координат, находится часть неизвестных составляющих реакций в шарнирах  $B$  и  $D$ . Остальные неизвестные определяются после решения векторного уравнения равновесия всех действующих на диаду сил. При аналитическом решении рассматриваются уравнения проекций всех сил на неподвижные оси координат, при графическом решении строятся планы сил в проекциях на две взаимно-перпендикулярные плоскости.

Из рассмотрения равновесия кривошипа определяются силы, действующие на ведущий подшипник.

Трение при таком расчёте может быть учтено методом последовательных приближений по аналогии с плоскими механизмами.

3.3. Получена формула для подсчёта приведенного момента инерции пространственного кривошипно-коромыслового механизма.

3.4. Выведена зависимость угла давления  $\vartheta$  от параметров схемы коромыслового механизма

$$\sin \vartheta = \frac{1}{B_C} \sqrt{C^2(g - f \cos \alpha + a \sin \alpha \sin \varphi)^2 + [N - a(g \sin \alpha \sin \varphi - e \cos \alpha)]^2}, \quad (13)$$

где  $N = \frac{1}{2}(B^2 + C^2 - a^2 - e^2 - f^2 - g^2 + 2fg \cos \alpha)$ ,

и получено уравнение для отыскания углов  $\vartheta$ , соответствующих экстремальным значениям  $\vartheta$ . Показано, что число экстремумов стало четыре, тогда как в плоских их два.

Аналогично для кривошипно-ползунного механизма имеем

$$\sin \vartheta = \frac{1}{B} \sqrt{(e - a \cos \varphi)^2 + (a \sin \alpha \sin \varphi - f \cos \alpha)^2}. \quad (14)$$

3.5. За критерий оценки условий передачи сил в пространственных механизмах в диссертации принят радиальный  $\vartheta_1$  и аксиальный  $\vartheta_2$  углы давления шатуна на коромысло, отсчитываемые соответственно в плоскости движения коромысла и в нормальной ей плоскости, проходящей через ось коромысла.

Величины реакций в подшипниках увязываются, с одной стороны с нагрузочной способностью подшипников, а, с другой стороны, с указанными углами давления. Это даёт возможность выбирать допустимые углы в зависимости от типов подшипников и расположения опор. Этот вопрос в работе рассмотрен как для подшипников скольжения, так и для подшипников качения.

Так, для подшипников скольжения при расположении коромысла между подшипниками имеем: для первого подшипника

$$K_1 = \frac{L_2 d \ell (c/\cos \vartheta_1 - f d \Pi_3)}{\Pi_1} \geq \frac{M_c}{P_1^*}, \quad (15)$$

для второго подшипника

$$K_2 = \frac{L_2 d \ell (c/\cos \vartheta_1 - f d \Pi_3)}{\Pi_2} \geq \frac{M_c}{P_2^*}, \quad (16)$$

для упорного подшипника

$$K_3 = \frac{\pi(d_o^2 - d^2)(c/\cos \vartheta_1 - f d \Pi_3)}{4/\sin \vartheta_1 \operatorname{tg} \vartheta_2} \geq \frac{M_c}{P_3^*} \quad (17)$$

при

$$\Pi_1 = \sqrt{(ctg \vartheta_2 - 2L_1) c \sin^2 \vartheta_1 \operatorname{tg} \vartheta_2 + L_1^2},$$

$$\Pi_2 = \sqrt{(ctg \vartheta_2 - 2L) c \sin^2 \vartheta_1 \operatorname{tg} \vartheta_2 + L^2},$$

$$\Pi_3 = 0,75 \left( \frac{\Pi_1 + \Pi_2}{L_2} + 18,1 / \sin \vartheta_1 \operatorname{tg} \vartheta_2 \right),$$

где обозначено:  $M_c$  - момент сопротивления;  $P_1^*$ ,  $P_2^*$ ,  $P_3^*$  - допустимые удельные нагрузки для подшипников;  $L$ ,  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $\ell$  - размеры, характеризующие положение подшипников;  $d$ ,  $d_o$  - диаметр вала и внешний диаметр кольцевой пяты;  $f$  - коэффициент трения скольжения.

допустимые углы  $|\vartheta_1|$  и  $|\vartheta_2|$  определяются в следующей последовательности. Условия работы и выбранные типы подшипников определяют  $P_1^*$ ,  $P_2^*$ ,  $P_3^*$ , а диаграммы рабочих сил - величину  $M_c$ . По (15)-(17) строим зависимости  $K_1 = K_1(\vartheta_1, \vartheta_2)$ ,  $K_2 = K_2(\vartheta_1, \vartheta_2)$ ,  $K_3 = K_3(\vartheta_1, \vartheta_2)$ . Задаваясь одной из величин ( $\vartheta_1$  или  $\vartheta_2$ ), находим другую. Расчёты делаются для всех трех подшипников, для синтеза выбираются внутренние интервалы для углов  $\vartheta_1$  и  $\vartheta_2$ .

Аналогичная задача рассмотрена для подшипников качения, причем углы давления выражаются через допускаемую эквивалентную нагрузку. Применимость расчётных формул проиллюстрирована числовыми примерами.

При рассмотренном выводе за основу брались три действующие на ведомый шарнир силы (действующие по движению ведомого звена, вдоль этого звена и перпендикулярно его движению), поэтому в основном природой и методом вычислений этих сил определяется, являются ли эти условия статическими или динамическими.

3.6. Полученные условия передачи сил позволяют при синтезе механизмов отбирать практически пригодные механизмы, а не геометрически существующие, что дает обычно условия проворачиваемости.

Учёт условий передачи сил в пространственном кривошипно-ползунном механизме при расположении центра ведомого шарнира на оси ползуна обеспечивается неравенством

$$Q \geq B^2 \cos^2 |\vartheta|, \quad (18)$$

где  $Q$  - подкоренное выражение в (7),  $|\vartheta|$  - допустимый угол давления.

Условия проворачиваемости,  $Q \geq 0$ , получаются из (18) как частный случай при  $|\vartheta| = 90^\circ$ .

На числовом примере ( $S_0 = 1$ ;  $\sin \alpha = 0,6$ ;  $\cos \alpha = 0,8$ ;  $\operatorname{tg} \alpha = 0,5$ ;  $\ell = 0,8$ ;  $S_1 = -1,5$ ) показано, что условия проворачиваемости обеспечиваются на всем рассматриваемом диапазоне для параметра  $f$  от -2,5 до +3,5. Условия же передачи сил обеспечиваются: для  $|\vartheta| = 60^\circ$  только при  $f \leq -0,75$ ; для  $|\vartheta| = 30^\circ$  при  $f \leq -0,98$ .

Показано, как при выборе параметра  $f$  учитывать максимальные ускорения ведомого звена.

В кривошипно-коромысловом механизме обеспечение полученных допустимых углов давления  $\vartheta_1$  и  $\vartheta_2$  на ведомом шарнире достигается выполнением неравенств

$$|\operatorname{tg}^2 \vartheta_1| \leq \frac{(A_3 + 2C^2)^2}{A_1^2 + A_2^2 - A_3^2}, \quad (19)$$

$$|\operatorname{tg} \vartheta_2^-| \leq \frac{(c \sin \vartheta \sin \varphi - f \cos \vartheta + g) \cos \varphi}{a \cos \varphi - c \cos \varphi - e} \leq |\operatorname{tg} \vartheta_2^+| \quad (20)$$

Если требуется учесть еще угол давления  $\vartheta_3$  на ведущем шарнире, то добавляется еще одно неравенство

$$|\operatorname{tg} \vartheta_3^-| \leq \frac{(c \sin \vartheta \sin \varphi + g \cos \vartheta - f) \cos \varphi}{a \cos \varphi - c \cos \varphi - e} \leq |\operatorname{tg} \vartheta_3^+| \quad (21)$$

В диапазоне практически пригодных механизмов выбор механизма можно производить по условию, например, минимизации максимального ускорения ведомого звена.

3.7. В пространственных механизмах швейно-обметочных машин наименее жесткими звеньями являются шатуны, причем при работе их, как правило, поперечные перемещения малы по сравнению с продольными. В связи с этим наиболее важным является разработка простого метода оценки продольной упругости шатуна на закон движения рабочего органа.

Анализ известных работ С.Н.Кожевникова, М.И.Батя, П.А.Лебедева, И.И.Вульфсона и других по динамике плоских рычажных механизмов показал, что применительно к поставленной задаче принадлежность уравнений динамики к тому или иному (плоскому или пространственному) типу механизму определяется только одним членом, характеризуемым углом давления.

Определение дополнительных деформаций от продольной упругости шатуна для пространственного кривошипно-ползунного механизма было проведено по известным зависимостям с учётом (18). Полученные результаты дали хорошее совпадение с экспериментом, проведенным на специально для этого разработанном стенде [44].

Изложенное во II и III главах позволяет сформулировать инженерный метод синтеза пространственных механизмов, заключающийся в

последовательном обеспечении требований на проектирование на этапе создания машин.

Заданными при проектировании механизмов швейно-обметочных машин обычно являются положение плоскости движения ведомого звена и положения осей вращения ведущего и ведомого звеньев, определяемые компоновкой машины и условиями взаимодействия иглы с петлями, т.е. параметры  $e, \alpha, g$ . Необходимо спроектировать механизм, т.е. найти параметры  $c, f, \alpha$  и  $\beta$  механизма, обеспечивающие требуемые циклограммой работы  $\psi_0$  и  $\varphi_0$  и вписывающиеся в компоновочную схему.

Последовательность решения следующая.

1. По  $\psi_0, \varphi_0, e, \alpha, g$  вычисляем и строим в соответствии с (9) ГМЦ шарниров  $C_i$ .

2. Накладываем ГМЦ на компоновочную схему и отмечаем участки этой кривой, на которых может быть выбрано положение  $C_i$ , ведомого шарнира. На одном из этих участков выбираем  $C_1$ , определяя тем самым длину  $C$  коромысла.

3. Выбрав вид и конструкцию опор, по (15)-(17) определяем допустимые углы давления и по (19)-(21) – диапазон для параметра  $f$ , обеспечивающий практически пригодные механизмы.

4. Выбрав  $f$ , по (10) и (11) находим  $\alpha$  и  $\beta$ .

5. На выбор положения  $C_1$  на ГМЦ и выбор параметра  $f$  может быть наложено условие оптимизации, например, получение минимальной величины максимального ускорения ведомого звена. Для каждого  $C_1$  в диапазоне практически приемлемых  $f$  находится  $f_m$ , обеспечивающее  $(\dot{S}_{max})_{min}$ . Проведя вычисления для всех допустимых компоновок положений  $C_1$ , найдем  $(C_1)_{opt}$  и  $f_{opt}$ , обеспечивающие минимальную величину  $\dot{S}_{max}$ .

С помощью этого метода можно, помимо рассмотренной задачи синтеза, решать следующие важные для швейно-обметочных машин:

**Задача 1.** По  $\psi_0$ ,  $\varphi_0$  и одному или двум промежуточным положениям. Тогда для этих положений добавляются соответственно одно или два равенства (I).

**Задача 2.** По одному крайнему и двум промежуточным положениям. Расчетных уравнений будет шесть: по два типа (I) и (8) для крайних положений и два типа (I) – для промежуточных положений. Ставится задача отыскания таких  $\psi_0$ ,  $\varphi_0$ , которые доставляют минимум величине  $\ddot{S}_{\max}^*$ .

**Задача 3.** Синтез регулируемых механизмов. В этом случае строятся ГМЦ для заданных значений регулируемого параметра, например,  $\psi_0$  или  $\varphi_0$ . Здесь же одновременно получаем ответ, изменением каких параметров можно обеспечить заданную регулировку.

**Задача 4.** При частном случае,  $\alpha = 0$ , имеем плоский механизм. Решение соответственно упрощается и представляет собой известную в синтезе плоских механизмов задачу Альта.

**Задача 5.** Синтез последовательно-соединенных кривошипно-кофомыслового и кулисного четырехзвенников по заданному изменению  $\rho$ -длины ведомого звена. Первый механизм синтезируется по  $\psi_0$  и  $\varphi_0$ , а второй – по  $\psi_0$  и  $\rho_0$ . При этом могут быть учтены и промежуточные положения.

**Задача 6.** Синтез по п.5, когда второй четырехзвенник является плоским направляющим. Участок необходимой для воспроизведения шатунной кривой, в соответствии с предложением С.А.Черкудина, задается крайними точками  $J_1$ ,  $J_2$  и касательными к шатунной кривой в этих точках (заданы угловые коэффициенты касательных).

Первый четырехзвенник проектируется по  $\psi_0$  и  $\varphi_0$ , а затем  $\psi_0$  принимается для синтеза второго четырехзвенника.

Оптимизируемой величиной в задачах 5 и 6 является аналог максимального ускорения ведомого звена, который для схемы из двух последовательно-соединенных четырехзвенников подсчитывается по формуле

$$\ddot{S}_{x-\bar{x}}^* = \dot{S}_x^* \dot{S}_{\bar{x}}^* + (\dot{S}_x^*)^2 \ddot{S}_{\bar{x}}^*, \quad (22)$$

где  $\dot{S}_x^*$ ,  $\ddot{S}_x^*$ ;  $\dot{S}_{\bar{x}}^*$ ,  $\ddot{S}_{\bar{x}}^*$  – аналоги скорости и ускорения соответственно первого и второго четырехзвенников.

**Задача 7.** Синтез многозвездных передаточных механизмов по заданному ходу ведомого звена и заданному максимальному ускорению. В крайних положениях первого механизма  $\dot{S}_x^* = 0$  и тогда из (22) при заданном  $\ddot{S}_{x-\bar{x}}^*$  и полученному после проектирования первого механизма  $\dot{S}_x^*$  находится  $\dot{S}_{\bar{x}}^*$ . Рассчетными уравнениями являются два уравнения типа (I) и два уравнения типа (3) при  $\dot{\psi}^* = \dot{S}_{\bar{x}}^*$ .

**Задача 8.** Задача по п.7, но с выстоем ведомого звена заданной продолжительности. Первый четырехзвенник синтезируется по  $\psi_0$ ,  $\varphi_0$  и промежуточному положению  $\Delta\psi$ , определяемому заданной продолжительностью  $\psi_0$  выстоя. Для второго используются равенства типа (I) и (8) для крайнего положения и типа (I) – для остальных положений.

С помощью рассмотренных методов можно решать и другие задачи.

#### Глава IV. АНАЛИЗ И СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ ИГЛ

**4.1.** Анализ существующих схем и патентного материала показал, что механизмы игл швейно-обметочных машин в соответствии с траекториями движения игл и структурой механизмов можно сгруппировать следующим образом:

## I. Механизмы с прямолинейным движением иглы.

I.I. Плоские (Эксцентриковые. Кривошипно-ползунные четырехзвенные. Кривошипно-ползунные шестизвездные.

Направляющие.)

I.2. Пространственные (Без выстоя. С выстоем.)

## П. Механизмы с движением игл по дуге окружности.

2.I. Плоские.

2.2. Пространственные.

4.2. Выбор параметров плоских эксцентриковых механизмов игл с прямой иглой производится, исходя из допускаемых контактных напряжений и коэффициентов ( $\rho S_{ck}$ ) в высшей паре.

4.3. Анализ и синтез плоских кривошипно-ползунных механизмов игл с прямой иглой вытекает из общих методов разделов 2.7 и 2.II при  $\alpha = 0$ . В работе методы синтеза рассмотрены с учётом углов давления, максимальных ускорений ведомого звена и максимальных скоростей скольжения в ведущем шарнире.

В целях обеспечения мобильности и уменьшения сроков проектирования методы синтеза сведены к номограммам.

4.4. Анализ и синтез плоских механизмов игл с кривой иглой вытекает как частный случай, при  $\alpha = 0$ , из методов разделов 2.4. и 2.9 (задача 4). Для центрального механизма,  $\varphi = 180^\circ$ , синтез с учётом углов давления и ускорений ведомого звена сведен к номограмме, приведены формулы для подсчёта искомых параметров.

4.5. Синтез шестизвездных механизмов игл с прямой иглой с использованием зависимости (22) представляет собой рассмотренную выше задачу 7.

В работе кроме того дано решение этой задачи методами кинематической геометрии.

На основе этого метода синтеза спроектирован шестизвездный механизм иглы для машин на базе 208 кл., испытания которого на Ростовском-на-Дону заводе "Легмаш" показали хорошие результаты.

4.6. При изготовлении и эксплуатации швейно-обметочных машин 208 кл. был выявлен ряд недостатков, связанных с низкой надежностью механизма иглы. В связи с этим были проведены исследования механизма с целью повышения его надежности.

Механизм иглы представляет собой два последовательно соединенных четырехзвенника; к шатунной точке второго механизма прикреплен игловодитель, движущийся по неподвижному стержню. Этот механизм относится к семейству прямолинейно направляющих механизмов, отклонение от прямой траектории шатунной точки в котором на рабочем ходе иглы регламентируется допусками в паре игловодитель-направляющий стержень.

Синтез первого четырехзвенника проводится рассмотренными выше методами. Для второго четырехзвенника получены простые условия приближения шатунной точки к прямой на участке рабочего хода иглы, проведен анализ существующего механизма и показаны его недостатки, дано уточнение параметров схемы с целью улучшения указанного приближения (отклонение уменьшено в 3 раза), а также выявлена степень влияния каждого из параметров на точность приближения, проведен силовой расчёт механизма и его экспериментальная проверка.

На основе проведенного уточнения изменены размеры механизма, а силовой расчёт наряду с температурными исследованиями ведущего шарнира позволил изменить смазку; в результате повысилась надежность работ механизма. Изменения учтены во всех серийно выпускаемых машинах.

Все расчёты проводились на ЦВМ: анализ - на "Наири", уточнение - на "Минск 22".

4.7. Синтез пространственных механизмов игл с кривой иглой является частным случаем, при  $\alpha = 90^\circ$ , рассмотренного в разделе 2.9, а синтез регулируемых механизмов сводится к задаче 3.

В работе для случая  $\vartheta = 0$  рассмотрен также другой способ, основанный на аналогии задачи синтеза таких пространственных механизмов с синтезом плоских ползунно-коромысловых механизмов по крайним положениям. Найдены области существования проворачивающихся механизмов и построена номограмма, на которую нанесены кривые разных максимальных углов давления и ускорений ведомого звена.

4.8. Синтез пространственных механизмов игл с прямой иглой методически аналогичен рассмотренному в разделе 4.5 с той лишь разницей, что первый четырехзвенник здесь пространственный и для его синтеза используются непосредственно методы главы II.

Показано, на основе изложенного метода, что незначительное изменение размеров механизма иглы машины 51 кл. позволяет снизить максимальное ускорение игловодителя почти на 15%.

## Глава У. АНАЛИЗ И СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ ПЕТЛITЕЙ

5.1. Анализ существующих схем и патентных материалов, а также анализ узловых моментов взаимодействия петлителей с другими рабочими органами (см.раздел I.7) показал, что в зависимости от траектории и закона движения петлителей все механизмы можно разделить на следующие типы:

### I. Механизмы с прямолинейной траекторией движения петлителя:

I.1. Без выстоя.

I.2. С выстоем.

### 2. Механизмы с движением петлителя по дуге окружности:

2.1. Без выстоя.

2.2. С выстоем.

### 3. Механизмы с траекторией движения петлителя в виде плоской шатунной кривой.

### 4. Механизмы с траекторией движения носика петлителя в виде пространственной шатунной кривой.

5.2. Последовательность проектирования пространственно-плоского механизма петлителя с выстоем сводится к рассмотренной выше задаче 8.

Кроме того, рассмотрен метод, основанный на анализе схем последовательно соединенных четырехзвенников.

По этой методике проведен расчёт предложенного работниками ОГК ПМЗ им.Калинина механизма дополнительного петлителя к машине 51 кл.

5.3-5.4. В механизмах, где траектория носика петлителя представляет собой участок плоской шатунной кривой, используются схемы, петлитель в которых устанавливается на шатаунах двухкоромыслового, коромысло-ползунного или коромысло-кулисного четырехзвенников; передаточным механизмом во всех схемах служит пространственный кривошипно-коромысловый четырехзвенник. Синтез таких механизмов сводится к задаче 6.

Кроме того, решение указанных задач рассмотрено на основе методов кинематической геометрии.

Разработанными методами был проведен синтез двухкоромыслового механизма верхнего петлителя с целью замены им коромысло-кулисного механизма в машине 208 кл. Результаты показали, что без существенного изменения конструкции всей машины такую замену про-

вести нельзя.

Для указанных выше механизмов петлителей получены формулы для определения траекторий движения носиков петлителей.

5.5. В ряде швейно-обметочных машин, например, 797 и 1097 кл., ведущий шаровой шарнир ввиду сложности изготовления и компактности заменяют вращательными парами, оси которых взаимно-перпендикулярны и находятся на некотором расстоянии друг от друга. Тогда пространственный четырехзвенник превращается в пятизвенник.

Для такого механизма разработаны простые графические методы определения перемещений и скоростей ведомого звена, а также получена функция положения, позволяющая с помощью общих формул (3)–(5) находить кинематические характеристики ведомого звена.

5.6. В качестве механизмов петлителей используются пространственные кулисные механизмы. Для таких механизмов получены формулы для определения кинематических характеристик ведомого звена, а также формулы для подсчёта необходимых параметров по заданным условиям.

## Глава VI. АНАЛИЗ И НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ СИНТЕЗА МЕХАНИЗМОВ ПРОДВИЖЕНИЯ МАТЕРИАЛА

6.1. На основе анализа механики процесса продвижения материала показаны недостатки реечных механизмов продвижения материала, основным из которых является нарушение условий прижатия материала лапкой. Этот недостаток применительно к челночным машинам был замечен в исследованиях А.И.Комиссарова с учениками, Е.Е.Фрейверта и И.К.Горохова.

В работе установлено, что отмеченное явление зависит от частотных характеристик узла лапки и составляющей  $\dot{S}_o^y$  скорости рейки,

направленной вдоль стержня лапки, в момент выхода рейки из-под игольной пластинки. Показаны последствия этого явления, отражающиеся на качестве строчки, в первую очередь на изменении длины стежка в зависимости от скорости работы машины.

6.2-6.3. Обзор конструкций механизмов продвижения материала швейно-обметочных машин показал, что принципиальной разницы между ними нет. Рейки движутся по эллипсообразной траектории и получают эти движения от главного вала с помощью двух кинематических цепей (горизонтального и вертикального перемещения). Перемещения реек как минимум на порядок меньше размеров звеньев, в связи с чем графические методы анализа дают значительные ошибки, тем более, что в схемах этих механизмов входят трехпроводковые группы. В связи с этим в работе получены аналитические зависимости для определения перемещения реек применительно к машинам 208 и 51 кл.

6.4. Полученное для механизма продвижения материала выражение взвешенной разности имеет вид

$$\Delta g = (X_F - X_E)^2 + (Y_F - Y_E)^2 - g^2, \quad (23)$$

где  $X_E, Y_E, X_F, Y_F$  – координаты точек  $E$  и  $F$ , принадлежащих кривошипу и державке рейки соответственно,  $g$  – длина шатуна подъёма рейки.

Выражение (23) может быть использовано для синтеза механизма продвижения материала по полному числу параметров, однако сложность его делает такой путь сомнительным при практическом проектировании.

Поэтому была признана целесообразной следующая последовательность: вначале для каждой кинематической цепи приближенно определяются все размеры звеньев, затем проводится анализ траектории по

формулам предыдущего раздела, после чего производится уточнение нескольких параметров из условия улучшения рабочего участка траектории рейки и уменьшения указанной выше скорости  $\dot{S}_o$ .

Показано использование выражения (23) для уточнения трех параметров с целью улучшения приближения рабочего участка траектории рейки к прямой, параллельной игольной пластине.

Получена аналитическая зависимость  $S_o$  от параметров схемы механизма, которая совместно с системой уравнений (23) может быть использована для уточнения параметров схемы механизма.

6.5-6.6. Установлены требования к частотным характеристикам узла лапки из условия ненарушенния контакта между рейкой и лапкой в наиболее тяжелых условиях (при отсутствии материала), исходя из чего дана методика выбора жесткости пружины лапки.

Проведен расчёт и экспериментальная проверка механизма продвижения материала машины 208 кл. на повышенных числах оборотов с целью определения возможности его использования без принципиальных изменений на повышенных скоростях.

#### Глава VIII. АНАЛИЗ И СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ И УСТРОЙСТВ ПОДАЧИ НИТЕЙ

7.1. Синтез механизмов и устройств подачи нитей начинается с построения диаграмм подачи нитей и должен производиться только после того, когда спроектированы все механизмы, непосредственно участвующие в процессе образования стежков – механизмы игл, механизмы нижнего и верхнего петлителей и механизмы продвижения материала.

Синтез механизмов подачи нитей нашел отражение в работах А.И.Комиссарова, А.Г.Бурнистрова, Флоке, Огавы и др. Эти исследования посвящены челночным и однониточным целым машинам и почти

не касаются механизмов и устройств подачи нитей швейно-обметочных машин.

7.2. Особенность швейно-обметочных машин заключается в том, что в процессе формирования стежка одновременно находится не менее двух петель нитей. Величина подачи нитей в каждый момент времени характеризуется изменением периметров нитей каждой из указанных петель и длиной нитей, сматываемых с бобин.

На основе исследований главы I о рациональных перемещениях нитей относительно рабочих органов в диссертации разработана методика построения диаграмм подачи нитей иглы и петлителей, которые включают в себя графики изменения периметров нитей в каждой из петель, графики сматывания нитей с бобин и суммарные графики.

Последние графики  $P=P(\varphi)$  являются основой на проектирование механизмов и устройств подачи нитей.

7.3. Анализ конструкций швейно-обметочных машин показал, что нитеподающие устройства можно классифицировать следующим образом:

1. Глазковые с установкой глазков на звеньях других механизмов.
2. Кулачковые ( С направляющей для нити. Без направляющей для нити).

7.4. Имея диаграмму подачи нити  $P=P(\varphi)$ , можно найти скорость и ускорение нити

$$\dot{S} = \frac{dP}{d\varphi} \dot{\varphi} = \dot{P}^* \dot{\varphi}, \quad (24)$$

$$\ddot{S} = \frac{d^2P}{d\varphi^2} \dot{\varphi}^2 = \ddot{P}^* \dot{\varphi}^2, \quad (25)$$

а также угол обхвата нитью нитеподатчика

$$\beta = 2\alpha_{rc} \sin \frac{(P_h + P)/[(P_h + P)^2 - 4C^2]}{2\sqrt{X_E^2/[(P_h + P)^2 - 4C^2] + Y_E^2/(P_h + P)^4}}, \quad (26)$$

где  $2c$  - расстояние между нитенаправителями,  $P_h$  - начальная длина нити,  $X_E$  и  $Y_E$  - координаты точки контакта нити с нитеподатчиком.

Найденные величины дают возможность определять натяжение нитей в машине в любой момент времени по известным формулам, а также учесть деформацию нити на этапе проектирования механизмов.

7.5. Глазковый нитеподатчик представляет собой установленный на подвижном звене какого-то механизма (иглы, петлевителей или ножа) глазок  $E(X_E, Y_E, Z_E)$ , движущийся между двумя нитенаправителями  $N_1(X_1, Y_1, Z_1), N_2(X_2, Y_2, Z_2)$ .

Сложность решения задачи синтеза такого механизма в значительной мере зависит от выбора системы координат. При выборе системы координат по принципу главы II полученное в работе выражение взвешенной разности имеет вид

$$\Delta q = (X_E - e)^2 + Y_E^2 - \left[ \frac{(Z_E - Z_2)^2 - (Z_E - Z_1)^2 - (P_h + P)^2}{2(P_h + P)} \right]^2 + (Z_E - Z_1)^2, \quad (27)$$

где

$$X_E = \alpha \cos(\psi_h + \varphi),$$

$$Y_E = f \sin \alpha + \alpha \cos \alpha \sin(\psi_h + \varphi),$$

$$Z_E = f \cos \alpha - \alpha \sin \alpha \sin(\psi_h + \varphi)$$

и синтез такого механизма сводится к рассмотренной выше задаче 5.

Т.к. глазок установлен на звене спроектированного механизма, то угол  $\varphi$  поворота этого звена известен. Таким образом, наибольшее число параметров, по которым может решаться задача синтеза такого механизма, восемь:  $\alpha, e, f, Z_1, Z_2, \varphi, P_h, \psi_h$ .

Для наиболее распространенного частного случая дано подробное решение по полному числу параметров. Решение задачи методами интерполяции и квадратического приближения показало, что большую точность воспроизведения диаграммы подачи нити дает второй метод.

7.6. Кулакковый нитеподатчик с направляющей для нити представляет собой вращающийся кулакок, на расстоянии от оси которого установлены направляющие планки. Нить проходит через направитель  $N_1(X_1, Y_1, Z_1)$ , между планками огибает кулакок и далее проходит в направитель  $N_2(X_2, Y_2, Z_2)$ .

В работе показан графический метод определения профиля кулакчика по заданной диаграмме подачи нити и получены расчётные формулы.

Предложен и рассмотрен метод определения минимального радиуса кулакчика из условия незаклинивания нити в направляющих планках. Показано, что при этом можно использовать известные зависимости для кулакковых механизмов, аналог скорости толкателя в которых определяется диаграммой подачи нити

$$\dot{S}^* = \frac{(P_h + P) \dot{\rho}^*}{4\sqrt{\left(\frac{P_h + P}{2}\right)^2 - Z_1^2 - (e - X_1)^2}}, \quad (28)$$

а допустимый угол давления  $|\theta|$  - условиями незаклинивания нити

$$\operatorname{tg} \frac{|\theta|}{2} = \frac{1 \pm \sqrt{1 + (\mu_1 + \mu_2)^2}}{\mu_1 + \mu_2}, \quad (29)$$

где  $\mu_1$  и  $\mu_2$  - коэффициенты трения в парах нить - кулакок и нить - направляющие планки.

7.7. Кулакковый нитеподатчик без направляющей для нити представляет собой два нитенаправителя  $N_1(X_1, Y_1, Z_1), N_2(X_2, Y_2, Z_2)$ , между которыми движется кулакок, установленный, как правило, на звене какого-то уже спроектированного механизма.

В работе рассмотрены вопросы анализа такого механизма без трения и с учётом трения, а также указан графический путь синтеза.

В задачу анализа входит построение диаграммы подачи нити в зависимости от расположения нитенаправителей и профиля кулакчика. Без учёта трения такая задача связана с нахождением точки схода

нити с кулачка. В диссертации, на основе исследований А.П.Минакова и последующих работ, рассмотрена задача анализа данного вида нитеподатчика. Например, для кулачка, участок профиля которого в связанной с ним системе координат описывается уравнением  $x = ay^2$  координаты  $X, Y$  точки схода находятся из системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} & X \cos \varphi + Y \sin \varphi - a(Y \cos \varphi - X \sin \varphi)^2 = 0, \\ & \left( \frac{X-X_1}{L_1} + \frac{X-X_2}{L_2} \right) [\sin \varphi - 2a(Y \cos \varphi - X \sin \varphi) \cos \varphi] = 0, \\ & - \left( \frac{Y-Y_1}{L_1} + \frac{Y-Y_2}{L_2} \right) [\cos \varphi - 2a(Y \cos \varphi - X \sin \varphi) \sin \varphi] = 0, \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

где  $L_1 = \sqrt{(X-X_1)^2 + (Y-Y_1)^2 + Z^2}$ ,  $L_2 = \sqrt{(X-X_2)^2 + (Y-Y_2)^2 + Z^2}$ .

В целях учёта трения рассмотрено равновесие нити на профиле кулачка под действием приложенных к ней усилий и получено, что при учёте сил трения точкой схода будет точка на профиле кулачка, нормальная плоскость в которой образует с плоскостью нитей угол трения, измеряемый в плоскости, перпендикулярной к нормальной и проходящей через линию действия  $\bar{T}_{12} = \bar{T}_1 + \bar{T}_2$ , где  $T_2, T_1$  - натяжения ведущей и ведомой ветвей нити. Указана последовательность решения задачи анализа при учёте трения между нитью и кулачком в первом приближении без учёта геометрии контакта. Решение задачи с учётом геометрии контакта применительно к трикотажным машинам рассматривалось в работах И.С. Мильченко, В.Н. Гарбасрука, Б.А. Кузнецова, В.М. Кагана и др. Исследования, необходимые для решения подобной задачи применительно к нитеподатчикам швейно-обметочных машин, проводятся во ВНИИЛТЕКМАШе с участием автора.

Аналитическое решение задачи синтеза такого нитеподатчика представляется весьма сложным, в связи с чем дан простой графический метод синтеза по положениям без трения и указан путь учёта трения при этом.

## ВЫВОДЫ

1. В целях создания базы для проектирования быстроходных швейно-обметочных машин задача решалась комплексно: на основе исследования рабочего процесса методы анализа и синтеза разрабатывались для всех функциональных механизмов (механизмов игл, верхнего и нижнего петлителей, продвижения материала и подачи нитей). Теоретические выводы подтверждены экспериментом. Результаты исследований получили промышленное внедрение.
2. Исследована механика рабочего процесса: установлены факторы (скорость скольжения и отделка поверхности нити, радиус огибающего контура, способы затяжки нитей) и экспериментально определено влияние их на натяжение нити применительно к условиям работы в швейно-обметочных машинах.

По основу полученных данных проведен общий анализ элементов процесса образования стежков с целью определения оптимальных условий в смысле снижения натяжений нитей. Проанализирован рабочий процесс в машинах 51 и 208 классов.

Установлены, в результате анализа рабочего процесса, требования к траекториям и законам движения рабочих органов, направленные на обеспечение устойчивости рабочего процесса и создание благоприятных в динамическом отношении режимов работы для механизмов. Эти требования являются основой для синтеза механизмов швейно-обметочных машин. Такие исследования по швейно-обметочным машинам выполнены впервые.

3. Обобщено и классифицировано большое количество функциональных механизмов швейно-обметочных машин, которые могут быть полезными конструкторам в качестве справочного материала.

4. Разработаны в единой системе координат достаточно простые и удобные в инженерных приложениях аналитические и графические методы анализа пространственных механизмов швейно-обметочных машин.

Графические методы позволили упростить построения при определении перемещений, скоростей и ускорений звеньев, а также построить план рыков (ускорений второго порядка);

на основе аналитического метода разработана типовая программа кинематического расчёта четырехзвенников применительно к ЭВМ "Наира";

определение кинематических характеристик шатунной точки увязано с конструктивным оформлением таких механизмов в швейно-обметочных машинах;

получены формулы для определения кинематических характеристик ведомых звеньев для двух обобщенных схем многозвенных пространственных механизмов.

5. Предложены и разработаны методы синтеза пространственных четырехзвенных механизмов по заданному ходу и коэффициенту неравномерности хода ведомого звена, обеспечивающие получение семейства механизмов, объединенных геометрическим местом центров ведомого шарнира в одном из его крайних положений. Дано графическое и аналитическое определение параметров механизмов. Разработанные методы обеспечивают наглядность и мобильность при проектировании механизмов на этапе компоновки машин, когда необходимо вписываться в ограниченные габариты, и позволяют учитывать при этом дополнительные требования. Рассмотрены механизмы как общего вида, так и при частных случаях расположения осей.

6. Разработан аналитический метод кинетостатического расчёта (без учёта трения) пространственных четырехзвенных механизмов применительно к конструктивному оформлению их в швейно-обметочных машинах. Графическое решение этой задачи в принятых в работе плоскостях проекций сведено к простому построению планов сил в проекциях на две взаимно-перпендикулярные плоскости.

7. Получена и проанализирована зависимость углов давления от параметров схемы пространственных механизмов. Выведено уравнение для отыскания углов поворота кривошипа, соответствующих экстремальным значениям углов давления, и показано, что число экстремумов для угла давления в пространственных четырехзвенниках за один оборот кривошипа четыре, тогда как в плоском их два. Один угол давления является критерием оценки условий передачи сил в пространственном кривошильно-ползунном механизме.

Показано, что влияние продольной упругости шатуна на кинематику движения ведомого звена можно учесть с помощью угла давления и известных уравнений для плоских механизмов. Получена хорошая сходимость с результатами эксперимента, проведенного на специально разработанном стенде.

8. Установлено, что более сильными условиями по сравнению с условиями проворачиваемости (геометрически существующие механизмы) являются условия передачи сил (практически существующие механизмы), количественной оценкой которых могут быть аксиальный и радиальный углы давления шатуна на ведомое и ведущее звенья.

Впервые выявлена для пространственных механизмов взаимосвязь между углами давления и критериями работоспособности подшипников (допустимое удельное давление для подшипников скольжения, допустимая эквивалентная радиальная нагрузка для подшипни-

ков качения) и определены допустимые величины этих углов.

9. Разработан метод синтеза пространственных механизмов по заданному ходу и коэффициенту неравномерности хода ведомого звена с учётом условий передачи сил и максимальных ускорений ведомого звена. Показана применимость этого метода для решения ряда задач синтеза, являющихся общими для многих функциональных механизмов.

10. Разработаны методы анализа и синтеза различных схем механизмов игл:

на выбор параметров эксцентриковых механизмов игл введено ограничение по допустимым величинам контактного напряжения и величине коэффициента ( $\rho S_{ck}$ ) в зоне контакта;

в плоских четырехзвенных механизмах игл с прямой и кривой иглами задачи синтеза вытекают как частные случаи из разработанных общих методов и решение их сведено к номограммам;

для направляющих механизмов игл получены условия, обеспечивающие необходимую точность в паре игловодитель – направляющий стержень, проведен анализ и уточнение параметров механизма с целью повышения указанной точности;

синтез пространственных четырехзвенных механизмов игл с кривой игрой вытекает как частный случай ( $\alpha = 90^\circ$ ,  $\vartheta = 0$ ) из разработанных методов синтеза пространственных четырехзвенников общего вида; разработан второй способ, основанный на аналогии такого механизма с плоским ползунно-коромысловым механизмом, решение доведено до номограммы;

для плоских и пространственно-плоских шестизвенных механизмов игл с прямой игрой получена зависимость между ускорениями игловодителя и кинематическими характеристиками входящих в схему

четырехзвенников, на основе чего разработан метод проектирования таких механизмов по заданному ходу и максимальному ускорению игловодителя;

разработан новый и усовершенствован существующий механизм игл к машинам на базе 208 кл., анализ работоспособности ведущих шарниров позволил изменить смазку этих машин.

II. Разработаны методы анализа и синтеза различных схем механизмов петлевителей:

синтез простейших схем вытекает как частный случай из изложенных в главе II общих методов синтеза пространственных механизмов;

для пространственно-плоского механизма петлевителя с выстой получены формулы, позволяющие получить параметры механизма из условия заданной точности и длительности выстой;

разработан единый подход к синтезу механизмов петлевителей с траекторией носика петлевителя в виде плоской шатунной кривой, метод изложен в приложении к механизмам такого типа с двухкоромысловым, коромысло-ползунным и коромысло-кулисным плоскими исполнительными четырехзвенниками;

разработан метод определения перемещений, скоростей и получена функция положения для механизма петлевителя, у которого ведущий шаровой шарнир заменен вращательными парами;

получены простые зависимости для анализа и синтеза пространственного кулисного механизма петлевителя;

разработан механизм дополнительного петлевителя к машинам на базе 208 кл. и проведен расчёт механизма дополнительного петлевителя к машине 51 кл.

12. Проведен анализ механики процесса продвижения материала и опре-

делены требования к частотным характеристикам механизма продвижения материала;

рассмотрен аналитический метод уточнения параметров механизма с целью улучшения траектории рейки и условий взаимодействия рейки и лапки на высоких скоростях работы машины;

проведен расчёт и экспериментальная проверка механизма машины 208 кл. с целью определения возможности использования его на повышенных скоростях.

#### 13. Для механизмов и устройств подачи нитей:

разработана методика построения диаграммы подачи нитей;

получено выражение взвешенной разности для глазкового нитеподатчика, позволяющее синтезировать этот механизм по полному и ограниченному числу параметров;

проектирование кулачкового нитеподатчика с направляющей для нити сведено к синтезу кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем, закон движения которого определяется диаграммой подачи нити, а минимальный радиус кулачка - из условия незаклинивания нити в направляющих;

определены пути анализа и синтеза кулачковых нитеподатчиков без направляющей для нити.

#### 14. Практическая полезность методов определяется тем, что большинство работ проводилось по хоздоговорам с Ростовским-на-Дону заводом "Легмаш", Подольским механическим заводом им.М.И.Калинина и Оршанским заводом "Легмаш".

На основе проведенных исследований разрабатывается новая высокоскоростная швейно-обметочная машина, для которой отработаны уже все функциональные механизмы.

Многие результаты получили практическое использование при совершенствовании серийно-выпускаемых скоростных швейно-обметочных машин на базе 208 класса: изменены параметры направляющего механизма иглы; предложен, разработан и проверен в заводских и производственных условиях новый механизм иглы; предложен и внедрен механизм дополнительного петлителя, дающий экономический эффект более 6 тыс. рублей от одной машины в год; изменена смазка.

Изготовлены и проверены на макетах два варианта механизмов петлителей и механизм продвижения материала машины для сшивания и обметки меха.

Ряд механизмов внедрен на других типах швейных машин.

По разработанным механизмам получено 6 авторских свидетельств, на ряд механизмов поданы или оформляются заявки.

Кроме того, разработанные методы легли в основу лекций, которые автор читал конструкторам ОГК ПМЗ им.М.И.Калинина и в группах главных конструкторов и инженеров по автоматизации Московского института повышения квалификации руководящих работников и специалистов легкой промышленности. Полученные сведения использовались слушателями при выполнении плановых заданий по месту работы.

15. Изложенные в диссертации методы анализа и синтеза обладают некоторой общностью, что показало их использование при проектировании и расчёте механизмов швейных полуавтоматов, ткацких станков, трикотажных и обувных машин, а также пространственных механизмов машин других отраслей промышленности.

По материалам, обобщенным в диссертации, были сделаны доклады и сообщения: в Московском технологическом институте легкой

промышленности, на ІУ межвузовской конференции по текстильному материаловедению в г.Киеве, на Подольском механическом заводе им. М.И.Калинина, на Ростовском заводе "Легмаш", четырежды на научных Семинарах по теории механизмов и машин при Институте Машиноведения, на У и УІ Всесоюзных Совещаниях по основным проблемам теории машин и механизмов, на Симпозиуме по пространственным механизмам при Институте Машиноведения, на конференции по надежности при Институте повышения квалификации руководящих работников и специалистов легкой промышленности, на объединенном заседании Секции Швейного оборудования и Секции Механики и экспериментальных исследований машин НТС ВНИИЛТЕКМАШ, на кафедре теории механизмов и машин Московского текстильного института, на кафедре проектирования машин текстильной и легкой промышленности ЛИТЛП им.С.М.Кирова.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО В РАБОТАХ:

- I. Метод приближенного силового анализа механизма двигателя ткани швейной машины 22 класса. "Изв.ВУЗ"ов. Технология легкой промышленности", № 4, 1961 (совместно с Б.А.Зайцевым).
2. О способе разгрузки прямолинейных направляющих в шарнирных механизмах. Научные труды МТИЛП, № 20, 1961.
3. Кинетостатика пространственных четырехшарнирных механизмов. Научные труды МТИЛП, № 20, 1961. (совместно с А.И.Комиссаровым)
4. Приближенный кинетостатический расчёт пространственных четырехшарнирных механизмов. Научные труды МТИЛП, № 21, 1961 (совместно с А.И.Комиссаровым).
5. Типы механизмов петлителей обметочных машин. Научные труды МТИЛП, № 23, 1962.
6. Зависимость натяжения нити в швейной машине от скорости скольжения. Научные труды МТИЛП, № 24, 1962. (совместно с И.С.Заком).
7. Определение натяжения нити в процессе образования цепных стежков. "Изв.ВУЗов. Технология легкой промышленности", № 6, 1962 (совместно с И.С.Заком).
8. Натяжение нитей в швейно-обметочной машине. Научные труды МТИЛП, № 28, 1963. (совместно с В.М.Никифоровым).
9. Зависимость натяжения нити от радиуса кривизны огибаемого контура. "Изв.ВУЗов. Технология легкой промышленности", № 6, 1963 (совместно с И.С.Заком и В.М.Никифоровым).
10. Об условиях работы нити в швейных машинах цепного стежка. Журнал "Швейная промышленность", № 6, 1963 (совместно с И.С.Заком).
- II. Проектирование плоских механизмов игл швейно-обметочных машин. Научно-исслед.труды ВНИИЛТЕКМАШ, № II, 1964.
12. Исследование механизма иглы машины 51 класса ПМЗ. Научные труды МТИЛП, № 31, 1965 (совместно с В.М.Никифоровым).
13. Проектирование механизмов петлителей швейно-обметочных машин. Сообщ. I. "Изв.ВУЗов. Технология легкой промышленности", № 5 1965.

14. Проектирование механизмов петлителей швейно-обметочных машин. Сообщ. 2. "Изв.ВУЗов. Технология легкой промышленности", № 6 1965.
15. Угол давления в однокривошипном пространственном шарнирном четырехзвеннике. "Механика машин", № 3, Изд. "Наука", 1966 (совместно с С.А.Черкудиновым).
16. Синтез одного вида пространственного четырехзвенника. "Изв. ВУЗов. Технология легкой промышленности", № 1, 1966.
17. Современный уровень конструирования, проектирования и расчёта швейных машин. НИИМаш, 1966.
18. К выбору осей координат и плоскостей проекций в пространственном четырехзвеннике. "Машиноведение", № 6, Изд. "Наука", 1967 (совместно с Н.И.Левитским).
19. Пространственные рычажные механизмы, применяемые в машинах текстильной и легкой промышленности. "Механика машин", вып.12, Изд. "Наука", 1967.
20. К синтезу пространственного рычажного четырехзвенника частного вида. "Механика машин", вып.12, Изд. "Наука", 1967.
21. Обеспечение выстоя рабочего органа машин. Научно-исслед.труды ВНИИЛТЕКМАШ, вып.14, 1967.
22. Аналитическая кинематика шатунной точки пространственного четырехзвенника. "Машиноведение", № 6, 1968 (совместно с Н.И.Левитским).
23. Исследование механизма иглы швейно-обметочной машины 208 кл. Сообщ. I "Изв.ВУЗов. Технология легкой промышленности", № 2, 1969 (совместно с А.И.Децко, Е.С.Алимовой и Л.Е.Авдеевой).
24. Исследование механизма иглы швейно-обметочной машины 208 кл. Сообщ. 2. "Изв. ВУЗов. Технология легкой промышленности", № 3, 1969 (совместно с А.И. Децко, Е.С.Алимовой и Л.Е.Авдеевой).
25. Некоторые вопросы динамического синтеза пространственных механизмов. Сб."Анализ и синтез механизмов". Изд."Машиностроение" 1969.
26. Анализ пространственных четырехзвенников. "Механика машин", вып.21-22, Изд. "Наука", 1969.
27. Типовые механизмы швейных машин - задачи их расчёта и проектирования. Сб."Проектирование и расчёт механизмов швейных машин при помощи ЭВМ", ЦНИИТЭлегпищемаш, 1969.
28. Исследование влияния неточности изготовления деталей на работоспособность механизма иглы краеобметочной швейной машины 208 класса РЗМ при помощи ЭВМ. Сб."Проектирование и расчёт механизмов швейных машин при помощи ЭВМ", ЦНИИТЭлегпищемаш, 1969 (совместно с Г.И.Музьминком).
29. Типовая программа кинематического расчёта рычажных четырехзвенников. Сб."Проектирование и расчёт механизмов швейных машин при помощи ЭВМ", ЦНИИТЭлегпищемаш, 1969 (совместно с М.А.Малковым).
30. Проектирование кулачков механизма транспортировки материала короткоживых полуавтоматов. Сб. "Проектирование и расчёт механизмов швейных машин при помощи ЭВМ", ЦНИИТЭлегпищемаш. 1969 (совместно с А.В.Тер-Богдасаровым и В.В.Рачком).
31. Анализ движения механизмов петлителей швейных машин цепного стежка. Сб."Проектирование и расчёт механизмов швейных машин при помощи ЭВМ", ЦНИИТЭлегпищемаш. 1969.
32. Способы и средства автоматической обрезки ниток на швейных машинах. ЦНИИТЭлегпищемаш, 1970 (совместно с В.Н.Соколовым и В.А.Уймановым).
33. Анализ кривошипно-ползуночных пространственных механизмов. "Механика машин", вып.23-24, Изд. "Наука", 1970.
34. Определение реакций в пространственном четырехзвеннике. "Механика машин", вып.29-30, Изд. "Наука", 1970.
35. Определение допустимых углов давления в пространственном четырехзвеннике, "Механика машин", Изд. "Наука" (совместно с Е.Х.Блехерманом) - в печати.
36. Графоаналитический метод исследования пространственных шарнирных четырехзвенников. "Изв.ВУЗов. Технология легкой промышленности", № 4, 1970 (совместно с Н.С.Петровым).
37. К проектированию пространственных кривошипно-коромысловых

механизмов. Научно-исслед.труды ВНИИЛТЕКМАШ, вып. I8, 1970  
(совместно с Е.Х.Блехерманом).

38. Быстроходные швейно-обметочные машины. Изд."Легкая индустрия"  
(совместно с А.И.Децко и И.Д.Приходько) - в печати.
39. Проектирование механизмов швейно-обметочных машин. Изд."Ма-  
шиностроение" - в печати.
40. К вопросу обеспечения надежности оборудования текстильной и  
легкой промышленности на этапе его проектирования. Материал  
конференции-семинара при Моск.ин-те повышения квалификации  
руководящих раб. и спец. легкой пром-ти, М., 1970.
41. Проектирование глазковых механизмов подачи нити швейных машин  
цепного стежка. ЦНИИТЭлегпищемаш. (совместно с В.П.Фоминой)-  
- в печати.
42. Устройство для автоматического останова иглы швейной машины  
в заданном положении. Авторское свид.СССР № 180948 (совместно  
с В.А.Уймановым, В.И.Соколовым, и Н.Н.Архиповым).
43. Способ обрезки верхней и нижней ниток на швейных машинах.  
Авторское свид.СССР № 188832 (совместно с В.Н.Соколовым и  
Ю.К.Саламатиным).
44. Устройство для проектирования и исследования пространственных  
рычажных механизмов. Авторское свид.СССР № 249878 (совместно  
с Г.Г.Жежерей).
45. Механизм петлителя для образования двухниточной цепной строч-  
ки. Решение о выдаче авт.свид.по заявке № 1409839/28-12 от  
27.Ш.1970г. (совместно с И.Д.Приходько, А.И.Децко и А.П.Непря-  
хиным).
46. Механизм петлителя краеобметочной швейной машины. Решение о  
выдаче авт.свид.по заявке № 1460632/28-12 от 22.УП.1970 г.  
(совместно с Н.С.Петровым и Г.Г.Жежерей).
47. Механизм продвижения материала краеобметочной швейной машины  
с горизонтальной иглой. Решение о выдаче авт.свид.по заявке  
№ 1460633/28-12 от 22.УП.1970 г. (совместно с Н.С.Петровым).