ОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
ИНСТИТУТ ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

Джихвадзе Давид Аркадьевич

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА МЕХАНИЗМОВ ЧЕЛНОЧНЫХ ШВЕЙНЫХ МАШИН ПОНИЖЕННОЙ ВИБРОАКТИВНОСТИ

Специальность 05.02.13 –
"Машины и агрегаты легкой промышленности"

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1990

50/42

Работа выполнена в Московском ордена Трудового Красного Знамени технологическом институте легкой промышленности

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор Лопандин И.В.

Официальные оппоненты – доктор технических наук, профессор Пискорский Г.А., кандидат технических наук, доцент Никифоров В.М.

Ведущая организация – Подольский механический завод им. М.И. Калинина.

Защита состоится "6" "марта" 1991 г. в 10 часов на заседании специализированного Совета Д.053.32.02 при Московском ордена Трудового Красного Знамени технологическом институте легкой промышленности по адресу: 113806, г. Москва, ул. Осипенко 33.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского ордена Трудового Красного Знамени технологического института легкой промышленности.

Автореферат разослан "29" "января" 1991 г.

Ученый секретарь специализированного Совета, кандидат технических наук, доцент Гривин В.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В последние годы в швейном машиностроении особое внимание уделяется созданию скоростных швейных машин, обеспечивающих высокую производительность в сочетании с достаточной надежностью. Повышенный интерес к увеличению скоростных возможностей машины объясняется, в первую очередь, возможностями роста производительности труда. Но повышенный скоростной режим - это дополнительная трудоемкость в связи с более высокими точностными параметрами изготовления кинематических пар и дополнительными проблемами в процессе шитья. Скоростные характеристики машины зависят не только от уровня проектных работ, но и от качества изготовления машины. Поэтому повышение скоростного режима работы машины нужно рассматривать не только как средство повышения производительности, но и как характеристику изготовления машины.

С повышением скоростных режимов работы машины возрастают затраты времени на заправку нитей после обрыва и смену игл, на разгон и выбег машины, усложняются конструкции механизмов и сборочных единиц, увеличивается мощность двигателя, расход энергии, возрастает уровень шума и вибрации, что создает неблагоприятные условия для работы оператора, снижается надежность и долговечность машины.

Повышенная вибрация нарушает планируемые конструктором законы движения механизмов и систем управления, порождает неустойчивость рабочих процессов и может вызвать полное расстройство всей системы. Из-за вибрации увеличиваются динамические нагрузки в элементах конструкции /кинематических парах/, вследствие чего снижается несущая способность деталей, развиваются трещины, возникают усталостные разрушения.

Вибрация сопровождается шумом, что оказывает непосредственное влияние на оператора, снижая его функциональные возможности и работоспособность. Поэтому в карты технического уровня отечес-

твенных швейных машин, среди прочих, внесен и такой показатель, как уровень звукового давления машины и ее зарубежного аналога, за который принимают лучшие машины-прототипы зарубежных фирм.

В связи с вышеизложенным исследование и разработка механизмов швейных машин пониженной виброактивности является актуальной научно-технической задачей.

Цель, объект и методы исследования. Целью работы является исследование и разработка механизмов челночных швейных машин пониженной виброактивности, соответствующих лучшим мировым аналогам. Объектом исследования являются основные механизмы и системы челночной швейной машины, определяющие ее виброактивность: реечный транспортер ткани, механизмы иглы и нитепритягивателя, отклонения иглы, а также система главный вал - подшипники - корпус.

Для достижения поставленной цели в работе предусмотрено:

- установление причин повышенной виброактивности промышленных швейных машин;
- анализ методов и средств снижения виброактивности машины;
- исследование аналогов и разработка системы транспортирования ткани;
- исследование аналогов и разработка механизмов иглы и нитепритягивателя;
- обоснование выбора конструктивных параметров системы главный вал - подшипники - корпус.

При решении поставленных задач использовались методы анализа и синтеза сочлененных систем, теория уравновешивания сил инерции механизмов в сочетании с соответствующими расчетами на ЭВМ с применением технических средств САПР. Изготовлялись образцы отдельных механизмов и машины в целом, которые подвергались испытаниям. Результаты экспериментов обрабатывались с помощью методов математической статистики.

Научная новизна. Научная новизна работы заключается в

- разработке математических моделей и алгоритмов расчетов на

ЭВМ механизмов: реечного транспортера ткани, иглы и нитепритягивателя, отклонения иглы - как пространственных систем;

- создании математической модели и алгоритма оптимизации фазового угла между эксцентриками цепей подъема и продвижения рейки из условий минимизации угла наклона оси, проходящей в точках, максимально удаленных от центра траектории рейки;

- отыскании зависимости уровня звукового давления механизма иглы от параметров механизма;

- разработке математической модели и алгоритма расчета на ЭВМ деформационных характеристик главного вала машины с учетом силовых факторов, возникающих в пространственных системах механизмов;

- разработке метода определения податливости опор системы главный вал - подшипники - корпус на установке РР100/1.

Практическая значимость и реализация результатов работы. Результаты работы могут быть использованы при конструировании механизмов и систем челночных швейных машин. Часть результатов исследований используется на ПО ПРОМШВЕЙМАШ. Полученный экономический эффект от внедрения составил 25,6 тыс. руб. в год.

Достоверность и публикация результатов работы. Достоверность результатов работы подтверждена испытаниями образцов механизмов и машины в целом. Основные результаты работы отражены в 2 статьях и одном учебном пособии.

1. Виброактивность промышленных швейных машин

Анализ оборудования для швейной промышленности, представленных на международных выставках *SAMAB - 84*/Милан, Италия/, *IMB-85* /Кельн, ФРГ/, *BOBBIN-SHOW* /США, 1986/, Инлегмаш-88 /Москва/, Швейавтомаш-90 /Киев/ показывает, что в настоящее время основные направления развития и совершенствования промышленных

швейных машин касаются:

- создания конструктивно-унифицированных рядов /КУР/;
- повышения уровня автоматизации и унификации;
- обеспечения заданной надежности при максимальном скоростном режиме работы;
- создания агрегатированных рабочих мест;
- минимизации расхода материалов и электроэнергии;
- улучшения эргономических характеристик оборудования, в особенности, снижения уровня шума и вибрации /виброактивности/ швейного машинного агрегата.

Изучению причин виброактивности промышленных швейных машин посвящены исследования Бычкова Б.И., Крапивина Н.И., Лобанова В.А., Лопандина И.В., Сейтова Б.Х., Милосердного Л.К., Фролова К.В., Борисенкова Б.И. и др. Анализ этих работ показывает, что шум и вибрация являются одними из основных факторов, по которым оцениваются основные технико-экономические и эргономические показатели машины /надежность, долговечность и др./. Уровни звукового давления и вибрации определяются уровнями виброактивности основных механизмов и систем машины, возмущающими силами, образующимися вследствие неуравновешенности отдельных механизмов, а также упруго-массовыми характеристиками соответствующих элементов систем.

Известно, что наиболее часто для снижения виброактивности швейных машин стремятся к тщательному уравновешиванию движущихся масс механизмов и минимизации этих масс за счет применения легких сплавов при изготовлении деталей. Однако, полное уравновешивание механизмов порождает ряд отрицательных явлений, а применение легких сплавов не всегда дает желаемый результат. Поэтому увеличение скоростных режимов работы машины в рамках растущих требований к ее эргономическим характеристикам станит необходимость отыскания новых методов и средств решения названной проблемы. Одним из таких средств могут являться новые структурные схемы машины, в руках которой будет расположен только механизм челнока, а все осталь-

ные шумопорождающие механизмы будут расположены под платформой машины в закрытом корпусе.

Опыт зарубежного и отечественного швейного машиностроения показывает, что на стадии проектирования механизмов и систем машины особо важное значение имеет определение точных значений силовых факторов / в том числе сил реакции связей в кинематических парах и приведенных инерционных нагрузок/, возникающих в механизмах и системах. С этой целью представляет интерес рассмотрение плоских рычажных механизмов швейной машины, как пространственных систем. В этом случае в расчетных схемах появляются дополнительные геометрические параметры, не входящие в плоскую расчетную схему. Эти параметры в сочетании с силами инерции и реакциями в опорах образуют моменты сил, учет которых в общих уравнениях равновесия позволяет определить точные значения силовых факторов. Как показали исследования, в шарнирно-рычажных механизмах швейной машины значение главного вектора-момента сил инерции пространственной системы примерно на 25-30% превосходит тот же параметр плоской системы. Очевидно, что рассчитанные таким образом механизмы и уравновешивающие элементы могут значительно снизить общий уровень шума и вибрации машины.

В следующих разделах работы приводятся: разработка структурных схем базовой машины нового ряда челночных швейных машин пониженной виброактивности и ее основных модулей, методы и результаты исследования и разработки основных механизмов машины, а также рекомендации по выбору конструктивных элементов системы главный вал - подшипники - корпус.

2. Разработка структурных схем базовой машины пониженной виброактивности и ее основных модулей

Применение обтекаемой конструкции машины может позволить значительно снизить размеры и массу рукава, сместить частоты собствен-

ных колебаний корпуса в зарезонансную зону, что открывает возможности повышения скоростных режимов работы агрегата без ухудшения его виброакустических характеристик.

В известном петельном полуавтомате фирмы *PFAFF* /кл.3118-2 /С6-266/С6А/ открытие доступа к рабочей зоне осуществляется за счет поворота рукава вокруг горизонтальной оси, закрепленной на платформе машины. В универсальных швейных машинах такое решение неприемлимо, т.к. известно, что качество соединения рукава с платформой значительно влияет на уровень виброактивности машины. Кроме того, при возвратно-вращательном движении рукава возникают существенные угловые ускорения, а, значит, и динамические нагрузки. На основе анализа известных конструкций предложено новое решение, базирующееся на использовании шарнирного многозвенного механизма для перемещения челнока по вертикали.

На рис.1 представлена структурная схема базовой машины пониженной виброактивности. Игла получает возвратно-поступательное движение от распределительного вала 1 посредством зубчатых барабанов 2 и 3 и зубчатого ремня 4, вала 5, кривошипа 6, шатуна 7, соединительного звена 8 и игловодителя 9. Механизм отклонения иглы состоит из качающегося вала 10, коромысла 11, шатуна 12, коромысла 13, качающегося вала 14, коромысла 15, шатуна 16 и рамки игловодителя 17, закрепленной в опоре 18. Нитепритягиватель 19 приводится в движение посредством кривошипа 6, шатуна 20, коромысла 21. Челнок 22 получает вращательное движение от распределительного вала 1 посредством зубчатых барабанов 23 и 24 и зубчатого ремня 25, верхнего вала 26, зубчатого ремня 29, зубчатых барабанов 27 и 28 /с передаточным отношением 1:2/ и челночного вала 30. Прижимная лапка 31 шарнирно связана с коромыслом 32, а с вторым коромыслом 33 взаимодействует пружина 34, обеспечивая необходимое усилие прижатия лапки к материалу. Перемещение челнока по вертикали осуществляется в следующей последовательности: подается си-

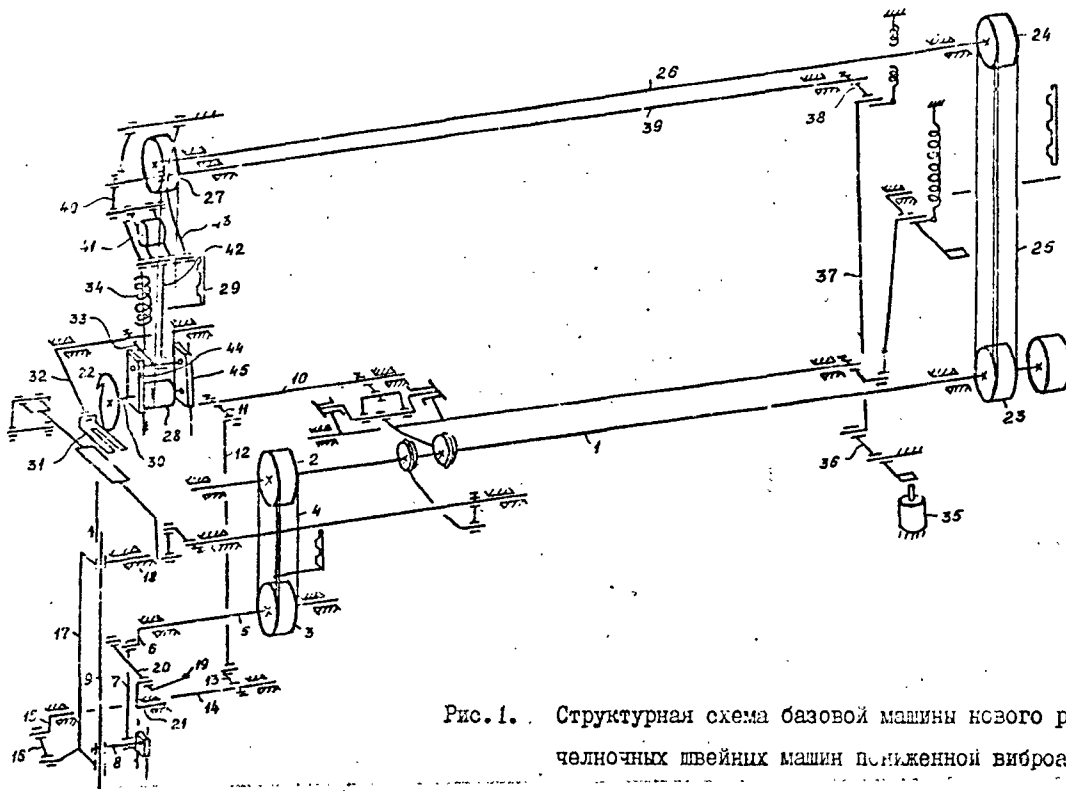

Рис. 1. Структурная схема базовой машины нового ряда челночных швейных машин пониженной виброактивности

нал от системы управления и включается электромагнит 35, поворачивается двуплечий рычаг 36 и тяга 37 опускается вниз; коромысло 38 поворачивает вал 39, рамка 40 отводит натяжной ролик 41 влево, звенья 42 и 43 поворачиваются, поднимая вверх ползуны 44 и 45 и закрепленный в них полночный вал 30, одновременно с этим палец ползунов 44 и 45 взаимодействует с коромыслом 33, поднимая вверх прижимную лапку. Структура и принцип работы реечного механизма продвижения ткани те же, что в машине 1597 М кл.

По вышеописанной схеме разрабатывалась и анализировалась циклограмма работы машины. В последующих разделах приводятся результаты оценки виброактивности отдельных механизмов и систем, данные о их конструктивных параметрах, результаты исследований, включающие динамический анализ механизмов, как пространственных систем.

3. Исследование и разработка системы транспортирования ткани

Как известно, реечный механизм продвижения ткани обеспечивает достаточную точность продвижения ткани до скоростей, соответствующих 4000–4500 об/мин главного вала. Дальнейшее увеличение скоростного режима приводит к резкому росту посадки ткани. С целью ее уменьшения высокоскоростные швейные машины оснащаются механизмами отклонения иглы в направлении стачивания. Это снижает посадку, но увеличивает уровень шума и вибрации машины, т.к. механизм отклонения иглы является одним из основных виброактивных механизмов.

В качестве дополнительного механизма продвижения ткани может быть использован верхний дополнительный роликовый транспортер типа "пуллер". Он имеет целый ряд положительных характеристик, в том числе пониженный уровень шума и вибрации и способность быть встроенным в любую машину.

Выбор структуры системы транспортирования ткани должен быть основан на исследовании каждого из входящих в нее механизмов. Так как уровень шума и вибрации является одним из основных показателей

высокоскоростной швейной машины, по которому оцениваются надежность долговечность и другие характеристики, необходимо динамическое исследование механизмов системы, определение сил реакции связей и приведенных инерционных нагрузок, которые обуславливают шум и вибрацию машины. С целью определения точных значений этих параметров следует провести динамический анализ механизмов по их пространственным схемам, разработать и исследовать механизм "пуллера". На основе этих исследований можно будет дать оценку целесообразности применения механизма "пуллера" в системе транспортирования ткани, а также исключения из этой системы механизма отклонения иглы, как вибродактивного механизма.

Кинематический анализ механизмов проводился по методике, обеспечивающей представление кинематических параметров механизма в функции угла поворота главного вала. На рис.2 показана траектория среднего зуба рейки. Как известно, работа прижимной лапки, стабильность и затяжка стежка, посадка нижнего слоя материала и некоторые другие отрицательные явления во многом обусловлены траекторией рейки, точнее, частью траектории, находящейся над игольной пластиной. Траектория рейки является функцией многих параметров механизма, один из которых представляет собой фазовый угол α между эксцентриками цепей подъема и продвижения. Если, например, $\alpha = 135°$/т.е. эксцентрик подъема "отстает" на 135°/, то угол наклона оси, проходящей в максимально отдаленных от центра О точках, составляет примерно 4°. Поэтому левая часть траектории находится "выше", чем правая часть, вследствие чего зубы рейки плавно заходят под лапку и резко опускаются. При высоких скоростных режимах работы это может привести к явлению, называемому "зависанием" лапки. Опыт зарубежного и отечественного швейного машиностроения показывает, что параметры механизма должны быть выбраны так, чтобы верхняя часть траектории была горизонтальной. Эта задача решалась путем выбора оптимального значения фазового угла α с использованием метода оптимизации. Роль целевой функции выполнял угол β. На рис.2 пун-

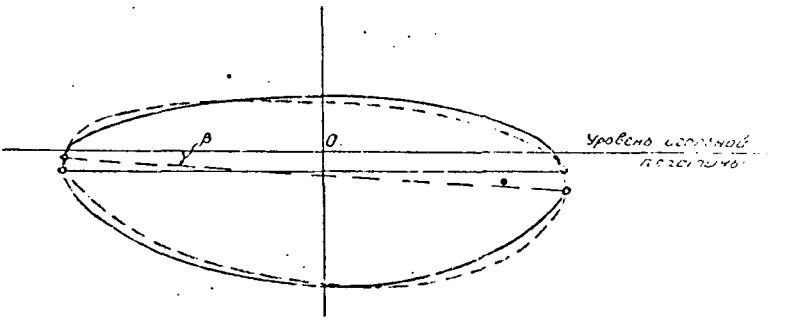

Рис.2. Траектория среднего зуба рейки

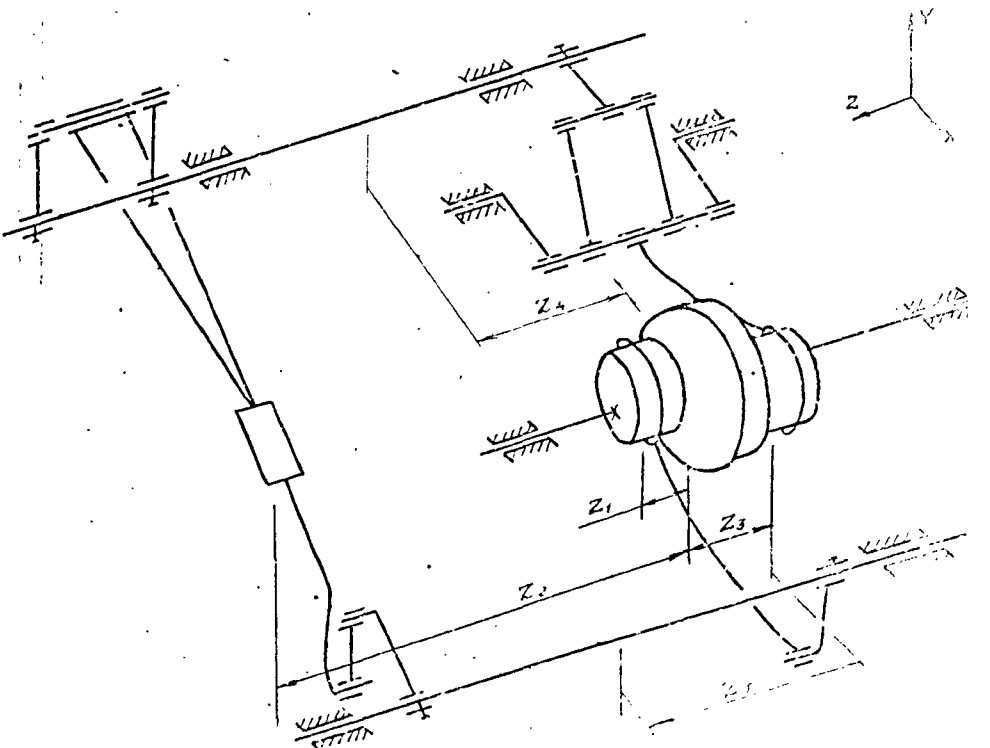

Рис. 3. Кинематическая схема механизма [illegible]

ктирная линия соответствует траектории рейки до оптимизации, сплошная - после оптимизации.

На рис.3 представлена пространственная схема реечного механизма продвижения ткани новой машины. Здесь указаны геометрические параметры /координаты центров масс звеньев по оси Z/, которые не входят в плоскую расчетную схему. Массы, координаты центров масс и моменты инерции звеньев определялись экспериментально. Динамическое исследование пространственной системы механизма показало, что величина суммарной силы реакции связи, действующей на эксцентрик с большей степени определяется цепью продвижения, а ее максимальное значение совпадает с крайним левым положением среднего зуба рейки. Аналогичным методом проводилось исследование механизма отклонения иглы базовой машины. В этом механизме, по сравнению с аналогичным механизмом машины 1597 М кл. значительно уменьшены размеры качающихся валов и некоторых звеньев. Как показали исследования, эти изменения позволили снизить динамические нагрузки и силы реакции связей примерно на 18%.

Оценка виброактивности системы транспортирования ткани базовой машины производилась посредством динамического анализа обобщенной пространственной системы двух механизмов: рейки и отклонения иглы. На рис.4 приведен годограф суммарной силы реакции связи, действующей на эксцентрик от обоих механизмов, а на рис.5 - графики приведенных инерционных нагрузок /звеном приведения здесь и в других случаях является ведущее звено/. Установлено, что при скорости работы машины, соответствующей 6000 об/мин главного вала и длине стежка ℓ =2,5 мм примерно 65% модулей значений силовых факторов системы приходится на долю механизма отклонения иглы. Уменьшение геометрических размеров звеньев механизма отклонения иглы в базовой машине позволили снизить суммарную силу реакции связи, действующей на эксцентрик примерно на 16%, а приведенные инерционные нагрузки - на 20-22% - по сравнению с машиной 1597 М кл.

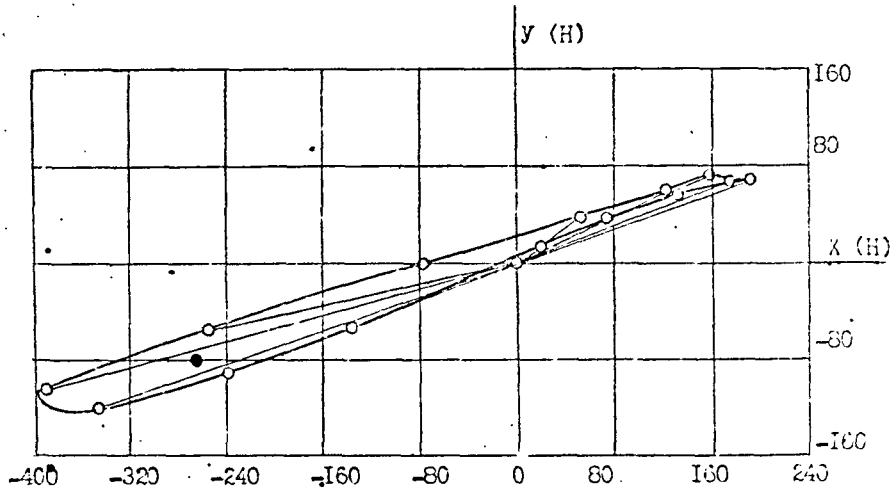

Рис.4. Годограф суммарной силы реакции связи, действующей на эксцентрик от механизмов рейки и отклонения иглы

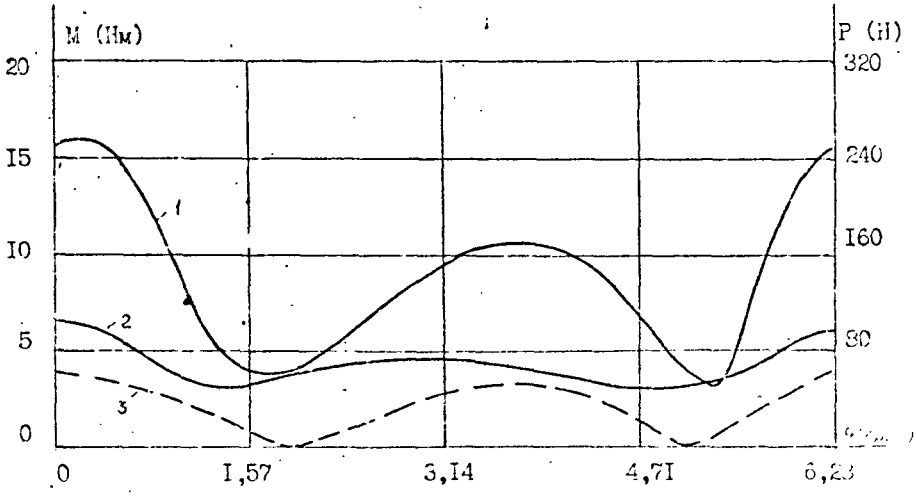

Рис.5. Графики приведенных инерционных нагрузок механизмов рейки и отклонения иглы: 1- главный вектор сил инерции, 2- главный вектор-момент сил инерции пространственной системы, 3- то же плоской системы

В базовой машине пониженной виброактивности с целью получения беспосадочного шва предусмотрено применение верхнего дополнительного роликового транспортера - механизма "пуллера", схема которого дана на рис.6. Структура этого механизма разработана на основе анализа зарубежной патентной литературы и конструкций современных зарубежных высокоскоростных швейных машин. На валу, размещенном в рукаве машины закреплен эксцентрик 1, который посредством шатуна 2 и коромысла 3 приводит в движение обгонную муфту 4, от выходного звена которой с помощью зубчатых барабанов 5 и 6 и зубчатого ремня 7 прерывистое вращательное движение получает транспортирующее устройство, состоящее из зубчатых барабанов 8 и 9 и зубчатого ремня 10. Барабан 9 расположен непосредственно в рабочей зоне машины /за прижимной лапкой/. Рабочая поверхность ремня 10 имеет профиль, обеспечивающий достаточное усилие сцепления с транспортируемым материалом. Необходимое давление барабана 9 на материал обеспечивается прижимным устройством, содержащим звено 11, соединенное с рамкой 12, стержень 13 и спиральную пружину 14. Усилие сжатия пружины регулируется винтом 15. Рычаг 16 с эксцентриком предназначен для поднятия и опускания ролика 9 с ремнем 10 при заправке /или снятии/ заготовки в рабочую зону. Регулировка хода "пуллера" обеспечивается изменением длины коромысла 3.

По вышеописанной схеме разработан, изготовлен и испытан названный механизм. Даны оценки таких показателей, как посадка сшиваемого материала, шум и вибрация, надежность при высоких скоростных режимах работы. При экспериментальном исследовании использовались стандартные образцы легкой и тяжелой тканей. Эксперименты проводились в два этапа: с отключенным механизмом "пуллера" и с включенным механизмом "пуллера". В первом случае посадка нижнего слоя составила: на тяжелой ткани - 4,5%, на легкой ткани -3%. Во втором случае - соответственно - 0,5% и 0%. Отметим, что механизм разработан на базе машины 1022 кл. и эксперименты проводились без механизма отклонения иглы при 4500 об/мин главного вала и длине

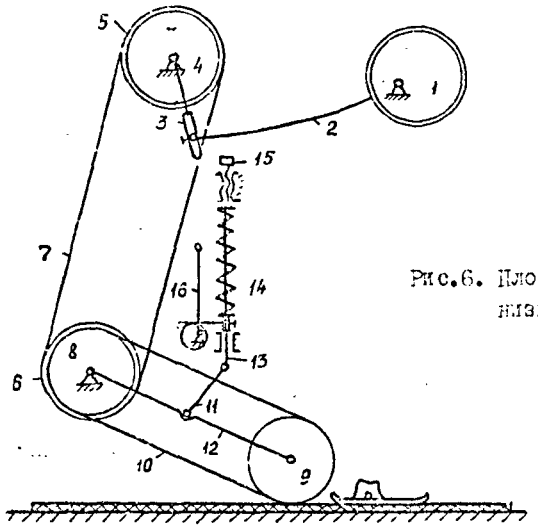

Рис.6. Плоская схема механизма "пуллера"

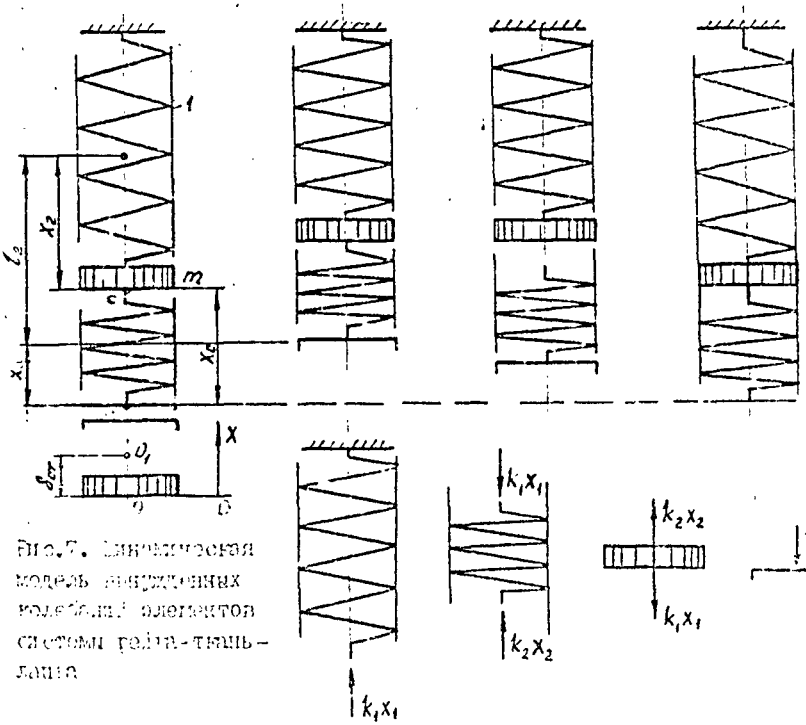

Рис.7. Динамическая модель вынужденных колебаний элементов системы рейта-тканьланта

стежка t =2,5 мм.

В предложенной машине пониженной виброактивности изменены структура и конструкция прижимной лапки, что позволило снизить массу подвижных частей примерно на 25%. В связи с вышеизложенным необходимо исследование и определение силовых факторов и частоты колебаний подвижных элементов системы, выявление условий транспортирования материала. На рис.7 представлена полная динамическая модель вынужденных колебаний подвижных элементов системы рейка-ткань-лапка. За начало отсчета оси X, направленной вертикально вверх, принята т. 0 – положение подошвы лапки в случае статически приложенного груза массой m к пружине 1 жесткости k_1. Точка 0' соответствует положению подошвы лапки при массе $m=0$. При выходе лапки из-под игольной пластины на величину X_a осуществляется дополнительное деформирование упругих элементов k_1 и k_2. Система рассматривается как линейная. При составлении дифференциального уравнения движения кинематической цепи прижатия ткани использован второй основной закон Галилея-Ньютона. При наличии взаимного контакта между элементами на массу в любой момент времени действуют силы сжатия пружины k_1X_1 и сжатия материала k_2X_2. Масса материала под лапкой считается пренебрежимо малой величиной. Закон движения подошвы лапки по вертикали определяется с помощью известной функции положения механизма продвижения ткани и представлен в виде выражения $X_a = f(t)$. Дифференциальное уравнение движения системы имеет вид:

$$m\frac{d^2X}{dt^2} = \sum_{i=1}^{n} F_{ix}\,,\quad \sum_{i=1}^{n} F_{ix} = k_2X_2 - k_1X_1\,,$$

$$m\ddot{X}_1 = k_2X_2 - k_1X_1\,,\quad m\ddot{X}_1 + k_1X_1 = k_2X_2\,.$$

Полная деформация пружины 1 $X_1 = L + X_a + l_2 - X_2$, $\ddot{X}_1 = \ddot{X}_a - \ddot{X}_2$, где L – расстояние от игольной пластины до начала отсчета оси X; l_2 – недеформированная толщина ткани.

Закон движения подошвы лапки в вертикальном направлении имеет вид: $X_a = YM = l_7\sin(\varphi_7 + \gamma_1) + l_9\sin(\varphi_9 + \gamma_1) - l_9\sin(\varphi_9 + \gamma_1) +$

$$+ l_{10}\sin(\varphi_{10} + \gamma_1) + l_{11}\sin(\varphi_{11} + \gamma_1) + l_M\sin(\varphi_M + \gamma_1 - \beta),$$

где YM – вертикальное перемещение среднего зуба рейки; $\varphi_1, \ldots, \varphi_4$ – углы поворота звеньев механизма рейки; $l_1, \ldots, l_4, \gamma, \beta$ – геометрические параметры.

Разработаны математическая модель и алгоритм расчета на ЭВМ силы сжатия ткани и частоты вынужденных колебаний системы. Расчеты производились в диапазоне угловой скорости главного вала машины 576–733 $с^{-1}$ при длине стежка t=2,5 мм. Установлено, что сила сжатия ткани меняется от 70 до 92 Н, что позволяет обеспечить условия перемещения материала, близкие к статическим /Р =70 Н/, а частота вынужденных колебаний системы меняется от 846 до 966 Гц, что исключает возникновение резонансных явлений.

4. Исследование и разработка механизмов иглы и нитепритягивателя

Схема определения рабочего и холостого ходов иглы базовой машины пониженной виброактивности представлена на рис.8. При традиционном расположении рабочих органов на некоторые из этих параметров наложены ограничения. Например, h_3 ограничивается размерами и перемещениями деталей, расположенных между игольной пластиной и челноком /рейки, ножей/, холостой ход иглы ограничен условием "невыхода иглы за подошву поднятой лапки". В предложенной конструкции эти ограничения отсутствуют, что позволяет значительно уменьшить h_3 и $Z_к$, а значит и радиус кривошипа.

Для отыскания оптимальной величины амплитуды колебания глазка нитепритягивателя, связанного с радиусом его кривошипа, анализировалась необходимая диаграмма подачи нити. Установлено, что размах глазка нитепритягивателя по вертикали Н=54 мм. Предварительные расчеты на ЭВМ функции положения механизма нитепритягивателя показали, что Н=54 мм обеспечивается при радиусе кривошипа r=13 мм.

Теоретическое исследование виброактивности механизмов иглы и нитепритягивателя производилось на основе сопоставительного анализа указанных систем двух машин: базовой /нового ряда/ и 1597 М кл.

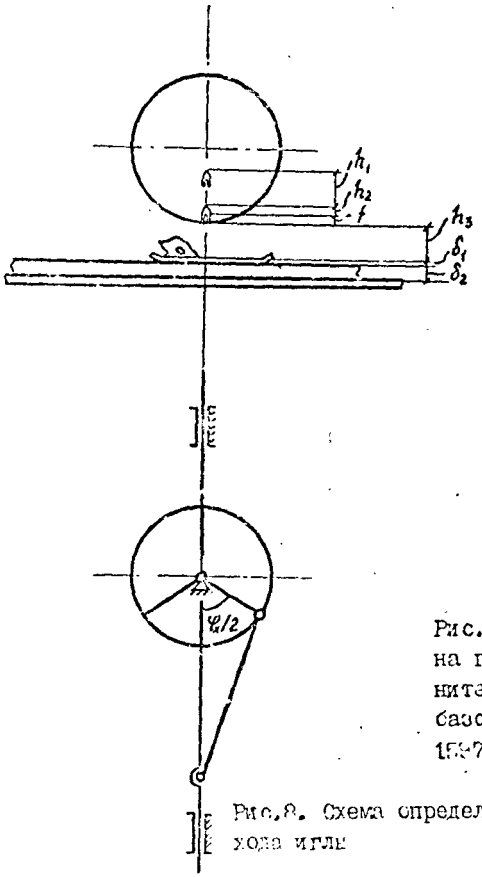

Рис.8. Схема определения рабочего хода иглы

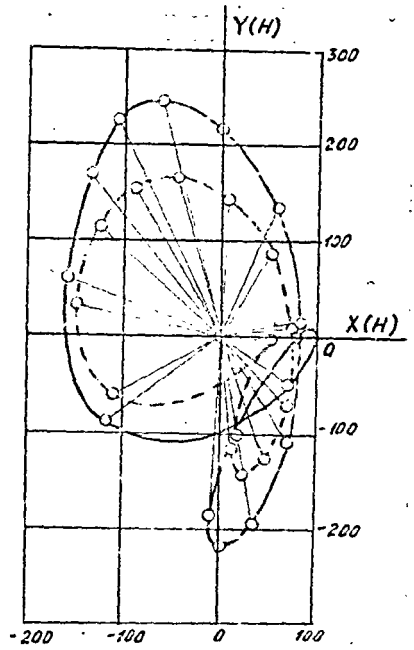

Рис.9. Годограф суммарной силы реакции на главный вал от механизмов иглы и нитепритягивателя: пунктирная линия – базовой машины, сплошная – машины 1539-7 М кл.

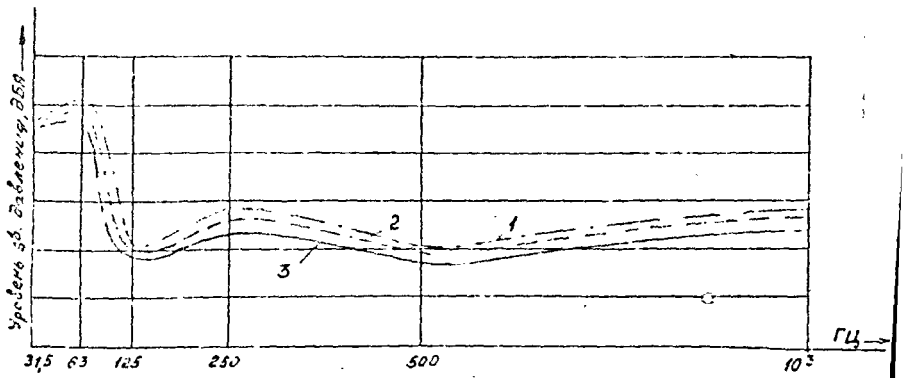

Рис.10. Уровни звукового давления механизма иглы: 1- n=11 мм, 2- n=12 мм, 3- n=10 мм.

Рассматривались как плоская, так и пространственная схемы. Установлено, что суммарная сила реакции на главный вал в базовой машине составляет 165 Н, а в машине 1597 М кл. - 245 Н /приводятся максимальные значения параметров при 6000 об/мин главного вала/, главный вектор сил инерции - соответственно - 200Н и 268Н, главный вектор-момент сил инерции плоской системы - 3,5 Нм и 4,6 Нм, пространственной системы - 6,1 Нм и 8,2 Нм. Таким образом, в базовой машине суммарная сила реакции на главный вал /рис.9/ на 32% меньше, а инерционные нагрузки на 25-27% снижены по сравнению с машиной 1597 М кл.

Уменьшение радиусов кривошипов в механизмах иглы и нитепритягивателя базовой машины позволили уменьшить массу противовеса примерно на 50 г. Таким образом удается уменьшить ширину противовеса на 25% по сравнению с машиной 1597 М кл., а значит, снизить величину момента сил, действующих на палец кривошипа.

Для измерения уровня звукового давления механизма иглы и определения эффективности уменьшения радиуса кривошипа был собран экспериментальный стенд, на котором с помощью прибора "Брюль и Кьер" при изменении радиуса кривошипа игловодителя от 10 до 14 мм на разных скоростях работы измерялся уровень звукового давления механизма. Результаты эксперимента приведены на рис.10. Установлена зависимость уровня звукового давления от изменения радиуса кривошипа механизма иглы. Оказалось, что за счет использования улучшенного механизма иглы уровень звукового давления снижается на 4 дБА.

5. Обоснование выбора конструктивных элементов системы главный вал-подшипники-корпус

В современных швейных машинах применяются самые разнообразные конструкции исследуемой системы: двухопорная /1022 кл./, двухопорная с двумя подшипниками в левой опоре /1597 М кл./, трехопорная /некоторые машины фирмы *PFAFF*/, со ступенчатыми валами и др. Выбор количества опор и подшипников в опорах должен производиться

с учетом деформационных характеристик /величины прогиба, угла поворота в опорах/, силовых факторов и угловой скорости главного вала.

С учетом полученных результатов динамического анализа пространственной системы механизмов иглы и нитепритягивателя, а также уменьшенной ширины противовеса были рассчитаны силы реакции в опорах главного вала базовой машины и машины 1597 М кл. Рассматривались варианты двухопорной конструкции /рис.11/: R_{61}^{*} и R_{21}^{*}, соответственно силы реакции связей, действующих на палец кривошипа от механизмов иглы и нитепритягивателя, P_1^{*} – сила инерции противовеса, М – момент, учитывающий составляющие относительно к оси Y главного вектора-момента сил инерции механизмов иглы и нитепритягивателя /не входящие в плоскую расчетную схему/, P_2^{*} и P_3^{*} – силы натяжения зубчатого и клинового ремней.

Разработана математическая модель и алгоритм расчета на ЭВМ деформационных характеристик главного вала. Расчеты показали, что при введении третьей промежуточной опоры сила реакции в левой опоре снижается примерно на 30%.

Известно, что подшипники, используемые в машинах, характеризуются определенной податливостью в направлении приложенной нагрузки. Вследствие этого величина общего перемещения вала /рис.12/ является суммой прогиба δ_1 и параллельного смещения в опорах δ_2. Параллельное смещение δ_2 зависит от параметров подшипников и нагрузки, а величина прогиба δ_1 – от параметров: изгибающей силы P, длины ℓ, диаметра Φ и материала вала. С целью определения δ_2 и характера его изменения на базе установки PF100/1 /ГДР/ был создан испытательный стенд. Результаты эксперимента обрабатывались с помощью программы *PREG* /полиномиальной регрессии/ на ЭВМ ЕС 1033. Установлено, что параллельное смещение вала в опорах в зависимости от изгибающей силы меняется от 7 до 14 мкм.

На основе теоретических и экспериментальных исследований были определены величины прогибов валов двухопорной и трехопорной конструкций с учетом результатов эксперимента. Расчеты показали, что

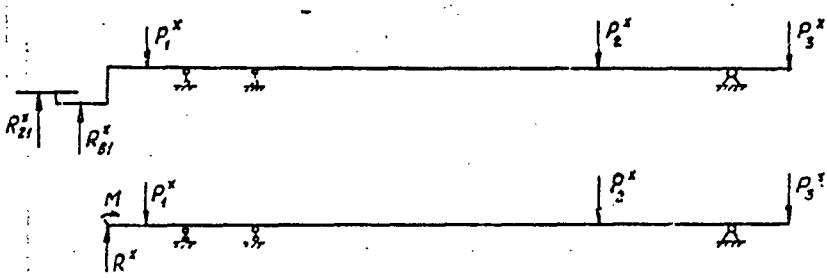

Рис. 11. Схема нагружения главного вала

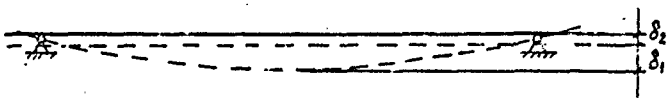

Рис.12. Схема прогиба вала

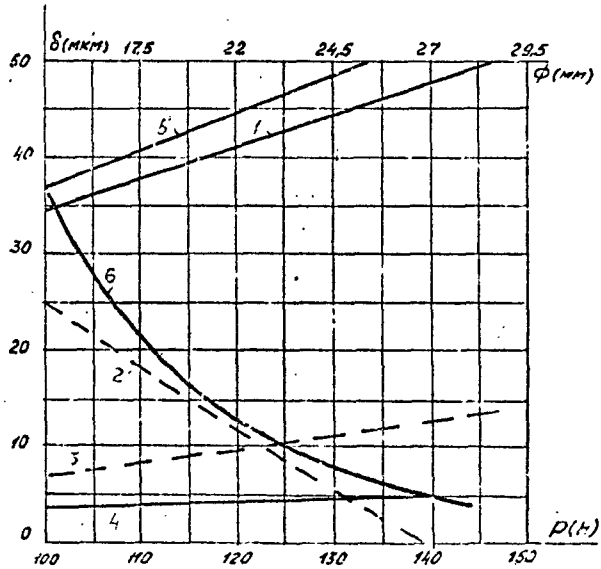

Рис.13. Кривые зависимостей: 1– $\delta_1 = f(P)$, 2– $\delta_2 = f(P)$, 3– $\delta_1 = f(\varphi)$, 4– $\delta_2 = f(\varphi)$/экспериментальные/, 5– $\delta_1 = f(P)$, 6– $\delta_1 = f(\varphi)$ /теоретические/.

в трехопорной конструкции главного вала прогиб снижается примерно в 6 раз. Предложенный алгоритм расчета позволил найти параметры вала механизмов иглы и нитепритягивателя базовой машины, а также определить конструктивные параметры системы. Установлено, что в базовой машине пониженной виброактивности целесообразно применение двухопорной конструкции вала с двумя подшипниками в левой опоре, при которой удается уменьшить массовые характеристики вала примерно на 35%, а прогиб вала в 7 раз по сравнению с машиной 1597 М кл.

Исследования показали, что расчет прогиба вала без учета силовых факторов пространственной системы механизмов иглы и нитепритягивателя и податливости опор дают общую ошибку в определении названного параметра, равную 30%.

Выводы по работе

На основе анализа отечественной и зарубежной литературы, проведенных теоретических и экспериментальных исследований

1- установлена целесообразность и возможность разработки нового конструктивно-унифицированного ряда челночных швейных машин пониженной виброактивности;

2- предложена структурная схема базовой машины нового ряда челночных швейных машин пониженной виброактивности, содержащая механизмы иглы, нитепритягивателя, отклонения иглы и реечного транспортера материала - расположенные под платформой машины в закрытом корпусе, а механизм челнока и устройство прижимной лапки - расположенные над платформой машины;

3- разработан механизм перемещения челнока по вертикали, отличающийся тем, что с целью снижения уровня шума и вибрации, при одновременном уменьшении габаритных размеров рукава и повышении надежности работы, механизм выполнен в виде шарнирного многозвенника, обеспечивающего изменение положения челнока по вертикали и приводимого в действие от электромагнита, расположенного под платформой машины;

4- с помощью созданной математической модели и алгоритма оптимизации осуществлен выбор фазового угла между эксцентриками цепей подъема и продвижения рейки из условий минимизации угла наклона оси, проходящей в точках, максимально удаленных от центра траектории рейки;

5- посредством обобщения результатов аналитического исследования механизмов иглы, нитепритягивателя, реечного транспортера ткани, отклонения иглы - рассмотренных как пространственные системы, найдено определение силовых факторов в механизмах по декартовым осям координат; установлено, что величина главного вектора-момента сил инерции пространственной системы примерно на 25-30% превосходит его значения, рассчитанное по плоской схеме;

6- выполнено проектирование, конструирование, изготовление и испытание роликового транспортера ткани типа "пуллер"; установлено, что его применение при обработке легких тканей полностью исключает посадку нижнего слоя материала, а на тяжелых тканях снижает посадку с 4,5 до 0,5%;

7- проведена оценка колебательных процессов в системе рейка - ткань - лапка с учетом закона перемещения рейки по вертикали, представленного в аналитической форме; выполнено решение дифференциального уравнения движения системы; выявлено, что в предложенной системе прижатия ткани динамические нагрузки близки к усилию предварительной затяжки пружины;

8- за счет использования улучшенной системы игла-челнок в базовой машине удалось снизить уровень звукового давления механизма иглы на 4 дБА при одновременном снижении приведенных инерционных нагрузок на 25% и уменьшении сил реакции связи, приложенных к главному валу на 32%;

9- установлено, что в предложенной машине массовые параметры вала механизмов иглы и нитепритягивателя уменьшены на 30%;

10- аналитическим и экспериментальным путями определены вели-

кальные смещения главного вала в опорах и приведена оценка прогиба вала с учетом соловых факторов, возникающих в пространственных системах механизмов;

11- предложены математические модели и алгоритмы для динамического исследования пространственных систем механизмов рейки, отклонения иглы, оптимального выбора фазового угла между эксцентриками цепей подъема и продвижения рейки, иглы и нитепритягивателя, системы главный вал - подшипники - корпус с пакетами прикладных программ, предусматривающих вывод искомых параметров на графопостроитель;

12- разработан, изготовлен и успешно испытан образец базовой машины.

Список опубликованных работ

1. Джихвадзе Д.А., Лопандин И.В. Виброактивность промышленных швейных машин. Сб. научных трудов "Комплексная механизмация производственных процессов легкой промышленности". М., ЦНИИТЭлегпром, 1990, с.86-91.

2. Лопандин И.В., Юрьева Т.М., Джихвадзе Д.А. Учебное пособие по прикладной механике и теории машин и механизмов. М., МТИЛП, 1989, 99 с.

3. Джихвадзе Д.А., Лопандин И.В., Фролов М.В. Исследование деформационных характеристик главного вала швейной машины. М., КОП, № 5, 1990, с.49,50.

Ротапринт МТИЛП
Заказ № 79.
Тираж - 100экз.