На правах рукописи

Гусейнов Гидаят Гамид оглы

Повышение долговечности швейных машин на основе совершенствования узлов трения

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

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Москва - 2005

Работа выполнена в «Московском государственном университете дизайна и технологии», на кафедре «Прикладная механика».

Научный руководитель	кандидат технических наук, профессор Евгений Васильевич Андреенков
Официальные оппоненты	доктор технических наук, профессор Николай Алексеевич Феоктистов кандидат технических наук, доцент Михаил Антонович Исаев
Ведущая организация	ОАО Гянджинское швейное предприятие

Защита диссертации состоится «22» июня 2005г. в 14 часов на заседании диссертационного совета Д 212.144.03 в «Московском государственном университете дизайна и технологии», ауд. 156.

Адрес: 115998, г. Москва, ул. Садовническая,33

С диссертацией можно ознакомится в библиотеке университета.

Автореферат разослан «9» июня 2005г.

Ученый секретарь
диссертационного совета В.В. Гривин

2006-4
10303

2162222

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Эффективность и долговечность технологических машин в значительной степени определяется их надежностью. К общим задачам, которые приходится решать для повышения безотказности и долговечности технологических машин относится обеспечение рациональной смазки узлов трения (кинематических пар). Это может быть достигнуто рациональным выбором смазочных материалов и совершенствованием способов и систем смазки машин с учетом специфики их конструкции и режимов работы. Решение вопросов смазки определяет одно из важнейших направлений развития конструкции промышленных швейных машин, актуальность которых повышается из-за несовершенства их систем смазки, использования, в основном, смазочных масел общего назначения при больших скоростях и нестабильных режимах работы, характерных для этой группы машин.

Цель и задачи работы. Целью работы является повышение безотказности и долговечности промышленных швейных машин на основе совершенствования узлов трения.

Для достижения поставленной цели в работе были сформулированы следующие задачи:

1. разработать методику и выявить основные факторы, определяющие работоспособность пар трения промышленных швейных машин.
2. Исследовать изменение параметров смазочных масел в условиях работы промышленных швейных машин.
3. Разработать динамические модели систем «вал-подшипник», позволяющие с необходимой точностью описывать реальные особенности работы подшипниковых узлов швейных машин.
4. Определить основные параметры, характеризующие долговечность узлов и деталей швейных машин, и разработать стенд для проведения испытаний по этим параметрам.
5. Исследовать температурный режим работы кинематических пар швейных машин в зависимости от способа подачи масла в зону трения, геометрических параметров пары трения, скоростного режима машины и режима «пуск-останов».
6. Определить влияние на скорость изнашивания деталей швейных машин, продуктов загрязнения и разработать систему мероприятий по снижению количества технических примесей в масле и устранению абразивного износа.
7. Разработать рекомендации по повышению долговечности кинематических пар швейных машин.

Методы исследования. Работа включает экспериментальные и теоретические исследования. Теоретические исследования проводились с использованием основных положений теории колебаний, динамики

РОС. НАЦИОНАЛЬНАЯ БИБЛИОТЕКА С.Петербург 548

механических систем и методов математической статистики. Экспериментальные исследования велись в производственных условиях непосредственно на промышленных швейных машинах, а также на специально разработанных экспериментальных стендах с применением современных методов и средств регистрации и контроля измеряемых параметров.

Обработка результатов экспериментов проводилась на электронно-вычислительных машинах. Все научные положения, выдвинутые в работе, в необходимой мере теоретически и экспериментально подтверждены.

Научная новизна: В работе впервые исследованы динамические условия работы и основные параметры узлов трения промышленных швейных машин. Определены пути и методы совершенствования подшипников скольжения.

Итогом проведения работы является следующее:

1. Разработана методика и выявлены факторы, определяющие безотказность и долговечность узлов трения промышленных швейных машин, из которых наиболее существенными является: геометрические параметры подшипников скольжения (l,d,φ), их условия работы (PV, P_c, ω); параметры подаваемой смазки (вязкость, температура, наличие продуктов загрязнения, присадки).
2. Впервые проведено теоретическое исследование характера (моментов) трения в подшипниках скольжения, исследована динамика маятниковой системы, моделирующей реальные условия работы и нагружения пары «вал-подшипник» Теоретически обоснована и аналитически описана моделирующая система стенда «мотор-весы».
3. Проведено теоретическое исследование различных режимов работы (пуск-останов, установившееся движение). Разработаны варианты динамических моделей маятниковой системы, стенда «мотор-весы», стенда обращенного движения. Составлены и решены дифференциальные уравнения движения главного вала машины с учетом свободных колебаний, колебаний в переходных режимах, вынужденных колебаний. Для практических целей разработана упрощенная система уравнений движения вала-маятника.
4. Рекомендована оптимальная величина относительного зазора в подшипниках скольжения, при котором обеспечиваются благоприятные условия работы с минимальной температурой и износом. Эти результаты рекомендованы при проектировании узлов и деталей трущихся пар со смазкой и допуски посадок сопрягающихся поверхностей.
5. Определена номинальная величина давления масла в системах смазки Установлены границы режимов применения отдельных марок масел в узлах трения промышленных швейных машин. Определена необходимая производительность системы смазки в зависимости от расположения масляной ванны относительно плоскости пар трения.

Рекомендованы фильтрующие элементы для систем смазки и сроки замены масла в узлах трения промышленных швейных машин. Выполнено прогнозирование долговечности по износу пар трения швейных машин, которое показало, что использование в системе смазки фильтрующих элементов повышает ресурс (наработку) пар трения в 1,5 – 2 раз.

Практическая значимость и реализация результатов работы. Результаты исследований приняты к использованию на производственном швейном объединении им Мехсети Гянджеви г Гянджа, на Бакинской швейной фабрике, в молодежном производственном объединении «Гюнель» при Бакинском промышленно-торговом швейном объединении им. Володарского и включены в комплекс мероприятий, направленных на улучшение эксплуатации промышленных швейных машин, увеличение срока службы подшипниковых узлов и повышение культуры производства. Результаты исследования использованы в учебном процессе – на кафедре «Прикладная механика» МГУДТ и на кафедре «Машин, аппаратов текстильной легкой промышленности и бытового обслуживания» АзТИ (г. Гянджа). Методика теоретических и экспериментальных исследований может быть использована и для изучения работы подшипниковых узлов других машин легкой промышленности. Фактический годовой экономический эффект от использования результатов работ составил 23500 рублей в год на одну швейную фабрику республики Азербайджан. Эффект достигается за счет применения улучшенной системы смазки промышленных швейных машин.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались и получили положительную оценку: на заседании кафедры «Прикладная механика» МГУДТ, на заседании кафедры «Машины и аппараты текстильной, легкой промышленности и бытового обслуживания» АзТИ, на швейном произ. Объединении им. М.Гянджеви, конференции профессорско-преподавательского АзТИ 1992 года, Республиканской научной конференции АзТИ, 1999г.

Публикации. Основное содержание работы опубликовано в восемнадцати печатных работах.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов, списка литературы, включающего 62 наименования и содержит 120 страницы, в том числе 109 страниц текста, 40 рисунков и 11 табл.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ:

В первой главе дан анализ конструктивных особенностей пар трения швейных машин, их форм и параметров, обусловленных спецификой работы механизмов. Рассмотрение подшипниковых узлов главных валов современных швейных машин отечественного и зарубежного производства показывает широкое использование подшипников скольжения различных конструкций. Из проведенного в работе анализа следует, что подшипникам скольжения отдается предпочтение в более нагруженных опорах главного вала, расположенных ближе к основным источникам возмущающих сил – механизмам иглы и подачи нити, исследование которых, как весьма нагруженных и подверженных большому износу, представляет наибольший интерес.

В качестве смазочных материалов для подшипников скольжения применяются минеральные жидкие масла с вязкостью от 4 сСт до 31,6 сСт. В отечественных швейных машинах рекомендуется применять масла А (велосит), Т (вазелиновые) и индустриальные типов И-12, И-20 и другие. За рубежом количество марок, рекомендованных масел для швейных машин велико, так как каждая фирма – производитель швейного оборудования стремится создать и рекомендовать свою смазку, применительно даже к определенному классу или группе швейных машин.

В настоящее время методика выбора смазочных масел для подшипников швейных машин отсутствует, однако наблюдения за работой швейных машин показали, что оптимальным и наиболее распространенным способом подачи масла является его подача под давлением. В скоростных швейных машинах наиболее предпочтительным является применение смазки вязкостью 658 сСт, что и определило в дальнейшем использование ее при проведении наших исследований.

Решающим условием, определяющим работоспособность пары трения, при соответствующих режимах является способ смазки.

В зависимости от способа смазки, различают следующие конструктивные решения опорных узлов:

1. подшипники с периодической смазкой от ручной масленки;
2. подшипник с непрерывной подачей смазки под давлением;
3. подшипники с непрерывной фитильной смазкой.

Анализ конструкций промышленных швейных машин отечественного и зарубежного производства показал, что в швейных машинах применяются два основных способа подачи жидкой смазки к узлам трения – индивидуальная и централизованная. Индивидуальный способ предполагает подачу масла к одному смазываемому узлу. Централизованный способ обеспечивает одновременную подачу масла к нескольким узлам как без давления, так и под давлением.

Произведенные исследования и анализ известных работ показали, что условия трения и износа деталей машин, в том числе и швейных во многом определяются количеством смазывающего масла, проходящего через

сопряженные поверхности деталей. Способ подачи, заложенный в конструкцию той или иной швейной машины предопределяет количество смазочного масла в зоне контакта и с учетом скоростного и нагрузочного режима либо обеспечивает нормальные условия трения, либо нет. Это имеет важное значение для выбора способа подачи масла, однако, при проектировании швейных машин эти соображения не учитываются в полном объеме. Так, например, для швейных машин скоростной и нагрузочный режим работы которых весьма близок; в одном случае (852 кл) масло в зону трения передней опоры главного вала подается под давлением, в другом (876 кл) случае без давления.

Анализ отказов машин показывает, что около 70 % случаев происходит из-за износа деталей или нарушения режима смазки.

Среди эксплуатационных факторов, оказывающих значительное влияние на долговечность машин, в том числе и швейных, следует отметить нагрузочные характеристики работы механизмов, эффективность системы планово -предупредительного ремонта, качество ремонтных работ. учет информации о надежности машины в целом и ее отдельных узлов и деталей и корректировка сроков службы деталей и кинематических пар с учетом их реального ресурса.

Несмотря на особое влияние на износ, а следовательно, и долговечность швейных машин, способа подачи масла в зону трения и условий жидкого трения для трущихся поверхностей деталей, до настоящего времени отсутствует рекомендации по проектированию и расчету их узлов трения. Исследованию температурных режимов работы различных типовых пар трения посвящено значительное количество работ, однако результаты этих исследований и практические рекомендации не охватывают многообразие условий работы реальных узлов и деталей швейных машин, скоростной и нагрузочный диапазон которых весьма специфичен. Температурный режим недостаточно изучен.

В работах Гуровича В.А. исследовано влияние способа подачи масла в зону трения на температурный режим работы деталей, однако, не определено влияние других, не менее значимых, факторов – геометрических параметров валов и опор, конструктивных вариантов оформления поверхностей трения, места подвода смазки в зону трения и других.

Отсутствие данных о характере изменения температуры деталей в зоне трения для швейного оборудования затрудняет поиск конструктивных решений и разработку мероприятий по снижению температуры в узле трения. Опыт ведущих зарубежных машиностроительных фирм, специализирующихся на производстве швейного оборудования показывает, что для повышения безотказности работы высокоскоростных машин без требуемой системы смазки и охлаждения невозможно. Так, например, фирма «Унион-Специаль» разработала машину класса Н 622К 213 ММ, в которой для охлаждения в системе смазки предусмотрен радиатор с принудительным воздушным охлаждением.

Повышенная загрязненность масла в системе смазки швейных машин оказывает значительное влияние на его смазочные свойства и вязкость По данным Подольского механического завода вязкость масла И-12А после 4-х месяцев работы снижается на 26-34 %, в то время как в системе смазки станочного оборудования аналогичные изменения происходят через 10-12 месяцев работы. При этом необходимо иметь ввиду, что изменение вязкости на 25 % согласно известным рекомендациям, является качественным предельным показателем.

В результате анализа следует выделить следующие факторы, влияние которых на долговечность швейных машин недостаточно исследованно:

- способ подачи масла в зону трения;
- температура в узлах трения и способы ее снижения;
- абразивный износ и пути его снижения;
- режим смазывания;
- управление качеством ремонтных работ швейных машин с учетом прогнозирования показателей надежности узлов трения швейных машин.

Анализ показал, что именно эти вопросы для швейного машиностроения до настоящего времени недостаточно исследованы, а принимаемые конструктивные решения при оформлении узлов трения швейных машин носят необъективный характер и зависят, главным образом, от опыта и квалификации конструкторов.

Анализ литературных источников показал, что расход смазочного масла для подшипников скольжения промышленных швейных машин является необходимым условием обеспечения режима жидкостной и полужидкостной смазки. Критерием этих условий является фактическая величина коэффициента трения

Первой задачей исследования является оценка характера трения и его величины в зависимости от геометрических размеров подшипников скольжения (l, d), скоростного и нагрузочного режима работы (PV), величины зазора в сопряжении ψ и давления масла в системе смазки P_c . В общем виде эту зависимость можно записать:

$$f = f\left(PV \; ; \frac{l}{d} ; \Psi \; ; P_e \right)$$

Также задачей работы является экспериментальное определение эффективности применяемых в швейных машинах систем смазки по температурному критерию, т.е. по способности удаления тепла от зоны трения.

При исследованиях необходимо учитывать режим «пуск-останов», который является наиболее тяжелым для работы любых механизмов швейных машин.

В задачи исследования входит изучение влияния на температурный режим работы деталей швейных машин способа подачи масла в зону трения (P_e), геометрических параметров пары трения (l, d) и скоростного режима «пуск-останов». Трущиеся поверхности деталей швейных машин в начальный момент работы из-за некоторой инерционности системы смазки начинают перемещаться, когда количество масла в зоне трения недостаточно. Такие условия работы поверхностей деталей соответствуют граничному трения, когда скорость изнашивания зависит от состава масла.

С целью уменьшения вредного влияния абразивных частиц на износ деталей в системах смазки используются различные фильтрующие устройства. Применение фильтров тонкой очистки позволило увеличить ресурс работы деталей на 25-30 %. В системе смазки швейных машин отдельных классов (например: 876 кл и 852 кл) применяются пассивные средства очисти масел от механических примесей: металлические сетки, магнитные пробки.

Опыт эксплуатации швейного оборудования показал, что сетки предохраняют зеркало поверхности масляной волны только от ниток и мелких кусочков перерабатываемых тканей, попадающих во внутреннюю область машины, а магнитные пробки улавливают только около 10-15 % продуктов износа деталей из стали или чугуна.

Третьей задачей является исследование влияния на скорость изнашивания деталей машин примесей загрязнения и разработка мероприятий по снижению в масле количества механических примесей. Решение такого рода задач в настоящее время базируется на эксплуатационных испытаниях технологического оборудования или на лабораторных стендовых модельных испытаниях. Проведенный анализ известных работ позволил разработать классификацию требований и условий предъявляемых к лабораторным, стендовым и эксплуатационным испытаниям. Эта классификация охватывает большой диапазон условий работы деталей и может быть использована для испытания конструкционных материалов на трение, изнашивание и заедание.

Габариты швейных машин, их масса и сравнительная простота монтажа, позволяют без больших трудностей проводить лабораторные и эксплуатационные испытания машин. При этом необходимо иметь ввиду что при этих испытаниях приходится считаться с действием многочисленных неконтролируемых и нерегулируемых факторов, связанных с качеством изготовления и техническим состоянием отдельных экземпляров машин, а также индивидуальными особенностями операторов и специфическими условиями эксплуатации. Целесообразно проведение лабораторных испытаний.

В ряде случаев наряду с лабораторными испытаниями следует проводить эксплуатационные, что позволяет сопоставлять результаты испытаний, исключает возможную ошибку при выборе модели испытаний.

В настоящее время в отечественной и зарубежной практике для проведения испытаний смазочных масел применяются разнообразные

средства. Наибольшее распространение получили машины трения: четырехшариковая 4ШМ-3; машина фирмы «Фалекс»; машина фирмы «Тимкен»; машина фирмы «Олмед-Виланд» и др. Использование этих машин для подбора смазочных масел к реальным механизмам швейных машин нецелесообразно, т.к. на них не воспроизводятся условия трения, характерные для работы основных типовых пар трения швейных машин.

Наиболее часто для определения коэффициента (момента) трения применяют стенды, в основе которых используется устройство в виде сбалансированного электродвигателя. Профессором Зайцевым А.К. разработан прибор – стенд для определения момента трения, где в конструкции измерительного узла заложен плавающий подшипник скольжения. Анализ показал, что их использование для моделирования условий работы узлов и деталей промышленных швейных машин невозможен, г.к. воспроизводимые скоростные и нагрузочные режимы работы имеют большое расхождение с диапазонами нагрузок и скоростей швейных машин.

Вторая глава посвящена исследованию динамики маятниковой схемы для аналитического определения моментов трения в подшипниках скольжения. При постоянной скорости вращения вала часто используется схема маятника, предложенная профессором Зайцевым А.К. Она была использована и нами в настоящей работе.

Необходимо отметить, что при малом смазочном слое, когда в подшипнике будет полусухое или даже сухое трение, могут возникнуть автоколебания маятника.

Это объясняется тем, что сила сухого трения непостоянна как обычно принимается в расчетах, а несколько падает с увеличением скорости скольжения. Значит, когда направление вращения вала и качания маятника совпадают, то силы трения больше, чем при обратном движении. Следовательно, во время каждого цикла силы трения совершают положительную работу, что приводит к поддержанию или даже возрастанию колебаний маятника. Такие самовозбуждащие механические колебания были экспериментально показаны Фроундом.

В условиях обильной смазки вследствии вязкости масла неизбежно будут возникать затухающие колебания маятника. По этим причинам трудно ожидать неподвижного положения маятника.

При эксплуатации швейные машины работают в старт-стопном режиме и при остановке в ряде подшипников скольжения происходит непосредственный контакт вала с подшипником. Момент трения в подшипнике в условиях эксплуатации является переменной величиной.

Нами предложено измерять момент трения $M_{тр}$ в заданных парах вращения в маятниковой схеме в условиях затухающих и вынужденных колебаний маятника. При этом происходит изменение величин реакций и относительных угловых скоростей в паре трения и это позволяет качественно учесть изменение величины $M_{тр}$ в реальных условиях.

Необходимо учитывать рассеяние энергии, которое будет происходить в самой паре при колебании маятника Для проведения аналитической качественной оценки динамики явлений в рассматриваемой маятниковой схеме ограничимся линейным подходом и введем в рассмотрение некоторое эквивалентное вязкое трение. Конечно, жидкостное трение, вообще может оказаться зависящим от дробных степеней относительной скорости скольжения, а в системе механической индексации будет сухое трение, но все они приводятся к эквивалентному вязкому трению.

Покажем это на примере сухого трения для случая линейных колебаний в системе с одной степенью свободы. Пусть $P \sin\omega t$ – некоторая возмущающая сила, тогда вынужденные колебания будут происходить по закону:

$$\mathbf{X = A \cdot \sin(\omega t - \alpha)} \qquad \mathbf{(1)}$$

где P – амплитуда возбуждающей силы,
ω – круговая частота возбуждения,
A – амплитуда вынужденных колебаний,
α – сдвиг фазы.

При установившихся колебаниях между двумя последующими кратными колебаниями. колеблющееся тело перемещается на расстояние A, так что работа силы сухого трения $F_{тр}$ за цикл будет равна $4AF_{тр}$.

Пусть $F_1 = -hx$ сила вязкого трения (сопротивление), где h – некоторый коэффициент. Тогда:

$$\mathbf{-h\dot{X} = -hA\omega \cos(\omega t - \alpha)} \qquad \mathbf{(2)}$$

Умножая (2) на $dx = \dot{X}dt$ и интегрируя за период колебаний T, для рассеиваемой за цикл за счет вязкого трения энергии выражение

$$\int_0^T hA^2\omega^2 \cos^2(\omega t - \alpha)dt = \frac{1}{2}hA^2 \cdot \omega^2 T \equiv \pi h A^2 \omega$$

Сравнивая полученные выражения работ, имеем $\pi h A^2 \omega = 4AF_{тр}$

Откуда коэффициент эквивалентного вязкого трения будет

$$h = \frac{4F_{тр}}{\pi A \omega}$$

Запишем уравнение колебаний маятника, как некоторого твердого тела, вращающегося около неподвижной оси. Расчетная схема приведена на

рис.1, где O_1 – центр цапфы вала, O_2 – центр тяжести маятника. Величиной зазора пренебрегаем. Рассматриваем сечение перпендикулярное оси подшипника. R_x , R_y – составляющие реакции за счет колебаний маятника намного меньше общей нагрузки подшипника.

Рассмотрим теоретические аспекты модельной схемы.

Пусть как в исходной схеме, вал вращается с некоторой постоянной угловой скоростью. Тогда дифференциальное уравнение вынужденного движения маятника будет:

$$I_{O_1}\ddot{\Psi} = M_0 - q_1\left(\dot{\Psi} - \omega\right) - q_2\dot{\Psi} - lmg\sin\Psi + M_1\sin Pt \qquad (3)$$

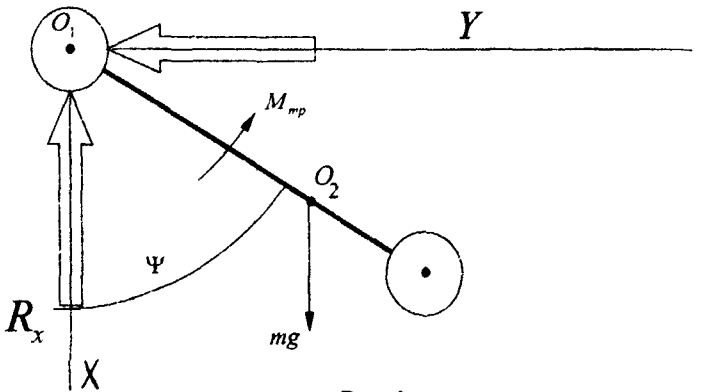

Рис. 1

В линейной постановке:

$$\ddot{\Psi} + 2b\dot{\Psi} + \Omega_0^2\Psi = q_0 + \gamma\sin Pt \qquad (4)$$

где обозначения прежние, но $M_{тр} = M_0 + q_1\omega$

M_1 – амплитуда возбуждающей силы (момента)

P – частота возбуждения, $\gamma = \frac{M_1}{I_{O_1}}$; $q_0 = \frac{M_0}{Y_{01}}$; $\Omega_0^2 = \frac{lmg}{Y_{01}}$, $b = \frac{q}{2Y_{01}}$

Согласно общей теории колебаний линейной системы с одной степенью свободы при q_0 = const (что будет при заданной постоянной

скорости вращения вала) общее решение уравнения в наших обозначениях имеет вид.

$$\psi(t) = \psi_{cm} + e^{-bt}(C_1 \cos\Omega_1 t + C_2 \sin\Omega_1 t) + A\sin(Pt - \alpha) \tag{5}$$

где C_1, C_2 - произвольные постоянные;
A – амплитуда вынужденных колебаний;
α - сдвиг фазы вынужденных колебаний.

$$A = \frac{\gamma}{\sqrt{(\Omega_0^2 - P^2) + 4b^2P^2}} \tag{6}$$

$$tg\ \alpha = \frac{2\,bP}{\Omega_0^2 - P^2} \tag{7}$$

Естественно предположить, что время рабочих операций на машинах таково, что собственные колебания успевают затухнуть и можно рассматривать только вынужденные колебания, наблюдая A и α Наличие $\psi_{ст}$ не вносит принципиальных изменений в картину колебаний и в анализе мы его опустим.

Третья глава посвящена исследованию динамики стенда «Мотор-весы».

Стенд «мотор-весы» предназначен для измерения суммарного момента трения промышленных швейных машин различных классов. Стенд представляет собой пространственную упругую конструкцию. Для обеспечения достоверных стабильных показателей должны быть предъявлены вполне определенные требования к жесткости несущих элементов, в первую очередь к элементам передвижной тележки.

Ограничимся плоской схемой для получения качественных результатов по оценке влияния названных выше факторов. Конечно можно учесть податливость рукава, крепление машины, крепление двигателя, жесткость конструкции тележки. Тогда к исследованию будет многомерная система с сосредоточенными и распределенными параметрами.

Учтем влияние жесткости ремня, моментную характеристику двигателя и момент инерции статора с грузом. Определим возможность существования стационарного режима в стенде «мотор-весы», т.е. условия при которых:

$$\dot{\varphi} = \omega_c = const, \psi = \psi_c = const \qquad (8)$$

Тогда следует:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{1}{k} + q \right) \omega_c = \frac{\Omega_1}{k} - M_{тр} \\ \left(\frac{1}{k} + q \right) \omega_c + mgl \ \psi_c = \frac{\Omega}{k} \end{array} \right\} \qquad (9)$$

где ψ_c – угл поворота статора двигателя;
q – коэффициент эквивалентного вязкого трения;
k – число наблюдаемых амплитуд;
Ω - угловая скорость электродвигателя пола.

Нетрудно видеть из (9), что решение (8) возможно лишь при:

$$M_{гр} = M_0 = const \qquad (10)$$

Тогда будет:

$$\omega_c = \frac{1}{\frac{1}{k} + q} \left(\frac{\Omega_1}{k} - M_{тр} \right) \qquad \psi_c = \frac{M_0}{mgl} \qquad (11)$$

Ясно, что наличие (10) в случае экспериментов со швейной машиной нереально и следует анализировать случай тех или иных (колебаний) отклонений от (10) для оценки достоверности измерений.

При проведении экспериментов данные снимаются для случая установившегося движения, когда собственные колебания уже затухли. Достаточно найти частные решения уравнений для возмущений γ_1 и γ_2:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{\gamma}_1 + 2b_1\dot{\gamma}_1 = -a_1 \sin \omega_c t \\ \ddot{\gamma}_2 + 2b_2\dot{\gamma}_2 + \Omega_0^2\gamma_2 = -2b_2\dot{\gamma}_1 \end{array} \right\} \qquad (12)$$

Используем решение уравнения (12) в виде

$$\gamma_1(t) = A_1 \sin\omega_c t + B_1 \cos\omega_c t$$

После преобразований амплитуда вынужденных колебаний на маятнике A_2 и суммарный сдвиг фазы – α_2

$$A_2 = \frac{2b_2\omega_c \tilde{A}_1}{\sqrt{\left(\Omega_0^2 - \omega_c^2\right) + 4b_2^2\omega_c^2}};$$

$$\alpha_2 = \alpha + \frac{\pi}{2} - \alpha_1; \qquad tg\alpha = \frac{2b_2\omega_c}{\Omega_0^2 - \omega_c^2} \qquad \textbf{(13)}$$

Из (13) видно, что возможно возникновение резонансных режимов, на что следует обратить внимание при конструировании и отладке стенда и при обработке результатов измерений.

Для представления истинной величины амплитуды возмущения необходимо составление таблицы или номограммы, соответствующих данному стенду. Постоянная составляющая проходит без изменений. Необходимо отметить также, что сравнение амплитуд вынужденных колебаний является критерием оценки износа подшипников машины в целом.

Четвертая глава посвящена исследованиям динамики стенда обращенного движения.

Экспериментальные и теоретические исследования показывают, что в условиях гидродинамической смазки возможно возникновение самовозбуждающихся колебаний, обусловленных нелинейностями упругих характеристик масляной пленки. С такими незатухающими колебаниями валов столкнулись при испытаниях компрессоров и турбин с быстровращающимися рабочими колесами.

Пусть даже не возникли возбуждающие автоколебания, но наличие любых, хотя и малых колебаний, обусловленных масляным слоем, несомненно, ускоряет процесс износа подшипников машины, и всей машины в целом.

Существенно нелинейная и весьма сложная зависимость сил, действующих со стороны смазочного слоя на вал, затрудняет теоретическое исследование картины колебаний, вызванных гидродинамическими силами подшипника, и поэтому в большом количестве работ по этой теме рассматривается равновесное положение шипа на слое смазки.

С целью изучения влияния колебаний вала на величину момента трения в подшипнике скольжения мы предлагаем применить схему обращенного движения, при которой условно вращается шип (втулка), а вал вследствие трения вовлекается в движение. Маятник связывается с валом. Схема регистрации колебаний маятника естественно остается прежней.

Испытуемая втулка может быть как снаружи так и «внутри» вала. Второй конец вала должен опираться на такую же или контрольную втулку. Вал будем считать достаточно жестким и пренебрегать его изгибными колебаниями и качаниями.

Расчетная схема нагружения маятника дана на рис. 2 с указанием углов действия сил. Запишем уравнение кинетостатического равновесия моментов относительно O_1:

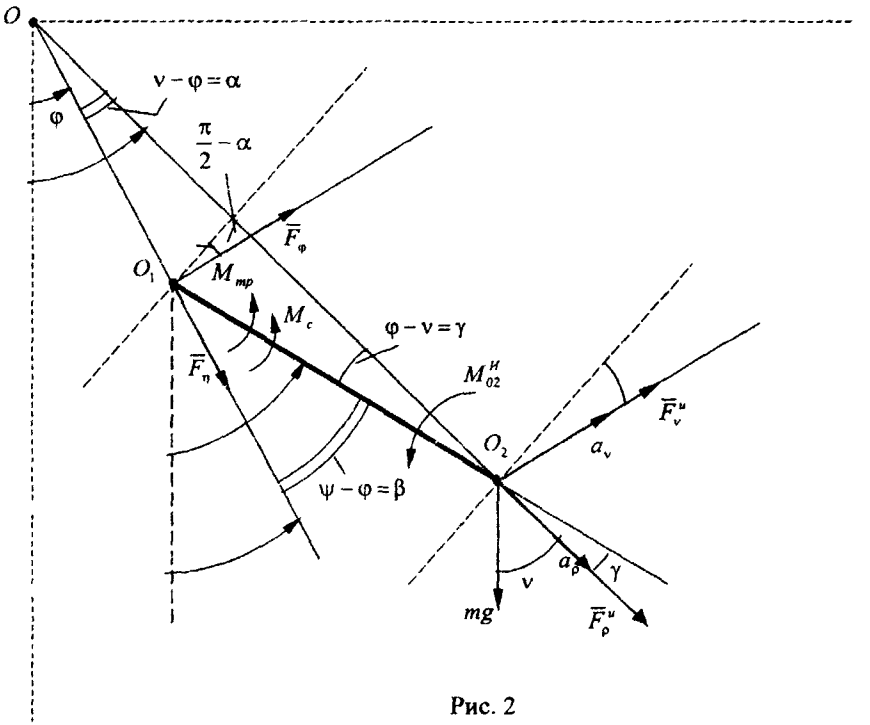

Рис. 2

$$\begin{cases} LF_\eta \cos(V-\varphi) + LF\varphi \sin(V-\varphi) + F_\rho^n + mq\cos V = 0 \\ -LF_\eta \sin(V-\varphi) + LF_\varphi \cos\varphi(V-\varphi) + F_V^n - mq\sin V = 0 \\ M_{02}^u - F_\rho^u \delta l \sin(\psi - V) + F_V^u \delta l \cos(\psi - V) + M_{тр} + M_c - mg\delta l \sin\psi = 0 \end{cases} \quad (18)$$

где M_{02}^u - главный момент сил инерции с центром приведения O_2, $M_{0_2}^u = -I_{0_2}\psi$, I_{0_2} – момент инерции маятника около оси, проходящей через его центр масс O_2,

$\dot{\psi}$ - угловое ускорение маятника при вращении вокруг его центра масс O_2,
$M_{тр}$ – измеряемый момент трения в подшипнике,
$M_c = -q_1(\dot{\psi} - \omega) - q_2\dot{\psi}$ – момент сопротивления, учитывающий, в частности, трение в системе индикации ($-q_2\dot{\psi}$), обусловленное силой трения F_c, рис.2 и сопротивление в соединении прямо пропорциональное относительной угловой скорости, q_1 , q_2 коэффициенты условного (эквивалентного) вязкого трения, L – длина обеих цапф,
$q = q_1+q_2$.

Физически ясно, что $\eta(t)$ не может неограниченно возрастать. Значит, удержание только членов первого порядка в первом уравнении является грубым, недопустимым приближением. Причина в том, что η - очень малая величина. ограниченная величиной радиального зазора δ, который действительно мал в подшипниках швейных машин.

Это дает основание считать, что в отсутствии автоколебаний и резонансных режимов, влияние гидродинамических свойств масляного слоя на колебания маятника проявляются в малых второго порядка уравнениях В частности, это относится и к величине $\gamma = \psi - \delta$.

Значит, предложенная нами схема вполне работоспособна, будет давать стабильные показания. В результате проведения экспериментов найдутся величины q и $M_{тр}$ с учетом гидродинамических свойств масляной пленки.

Для избежания противоречия и учета малых второго порядка (малых по отношению к ψ) следует брать в виде:

$$F_\eta = -6\mu \frac{R}{\varepsilon^2}\left(0{,}59\dot{\eta} + 2\eta^2\omega\right),$$

$$F_\varphi = 6\mu \frac{R}{\varepsilon^2}\left[1{,}57 \cdot \eta\left(\omega - \dot{\varphi}\right) + 2\dot{\eta}\eta\right]$$

Пятая глава посвящена изучению влияния геометрических параметров узла трения (l, d, ψ) и скоростного режима работы на интенсивность трения.

Исследования показали, что при увеличении скорости скольжения испытуемого вала, затраты на трение постоянно увеличиваются. Однако такое изменение момента трения не находится в прямо-пропорциональном отношении с геометрическими размерами подшипника скольжения. Так, например, при переходе от 400 до 4500 1/мин момент трения увеличился на 3,2 Нсм, а при переходе от 5000 до 5500 1/мин – на 14,8 Нсм для подшипника скольжения с соотношением l:d = 0,53.

Было установлено, что при работе узла трения на низких ступенях скоростного режима затраты на трение главного вала с подшипником скольжения при l:d= 0,53 были ниже, чем с подшипником l:d =3,3. По мере возрастания нагрузки разница в затратах на трение уменьшалась, а при скорости n = 6000 1/мин $T_{тр}$ у подшипника с l:d = 0,53 превышал на 6,5 Нсм затраты на трение в подшипнике с l:d = 3,3.

Поиск уравнения регрессии зависимости между моментом трения и частотой вращения вала в паре трения проводился на ЭВМ методом подбора, при этом считали необходимым, чтобы относительная погрешность не превышала 5% - го уровня. Этим условиям отвечало степенное уравнение вида: $y=e^{a}\cdot e^{bx}\cdot x^{c}$.

Расчет коэффициентов уравнения проводился по стандартной программе для всего массива значения. Было установлено, что в области скоростных режимов, не превышающих 5500 1/мин при l:d < 3 условия трения в сопряжении наиболее благоприятные.

Исследования показали, что при скоростном режиме ниже 5500 1/мин подшипник скольжения с меньшей опорной поверхностью обеспечивает более низкие коэффициенты трения при условии подачи масла самотеком.

При расчете подшипников скольжения, в соответствии с известными рекомендациями, определяется относительный зазор по эмпирической зависимости:

$\psi = 0{,}8 \cdot 10^{-3}\sqrt[4]{V}$, где V – окружная скорость вала.

Для рассматриваемого диапазона скоростного режима V = 3 – 4,71 м/с относительный зазор будет приниматься $\psi = 0{,}001 \div 0{,}0012$.

Анализ конструкторской документации показал, что ведомственная нормаль по швейным машинам рекомендует применять посадки для вала Ø 15Н, а для подшипника скольжения Ø 15А +0,13; +0.16. Тогда максимальный зазор в соединении будет составлять:

$$\Delta_{max} = 0{,}014 + 0{,}13 = 0{,}144 \text{ мм}$$

а минимальный зазор составит:

$$\Delta_{max} = 0{,}002 + 0{,}06 = 0{,}062 \text{ мм.}$$

Относительный зазор для узла трения «главный вал – передняя опора» будет находится в пределах $\psi = 0{,}01 \div 0{,}004$.

Таким образом, при проектировании опорных узлов трения швейных машин известные рекомендации по выбору геометрических соотношений подшипников скольжения не принимаются во внимание. В связи с этим возникает необходимость экспериментально установить значимость влияния зазора в сопряжении на величину и характер трения вала в подшипнике скольжения швейных машин. Исследованиz позволили установить, что

относительный зазор оказывает существенное влияние на величину момента трения.

Полученные экспериментальные зависимости $T_{тр} = f(\phi)$ показали, что с уменьшением относительного зазора, величина момента трения асимптотически снижается до некоторого минимального значения и дальнейшее ужесточение допуска на посадку для сопряжения (т.е. уменьшение зазора) значительно снижает потери на трение.

Так, например, при n = 6000 1/мин, при Ψ = 0,006 величина $T_{тр}$ = 23,6 Нсм. Если учесть, что повышение точности обработки деталей и жесткие допуски определяют и себестоимость обработки. Заметного снижения потерь на трение при переходе от Ψ = 0,004 на всех скоростных диапазонах работы испытуемых узлов трения не отмечалось, а при n = 4500 1/мин не было обнаружено и существенного отличия в величине момента трения при Ψ = 0,008 и Ψ = 0,004.

Проведенный эксперимент позволяет сделать следующий вывод, что наиболее оптимальное соотношение между затратами на трение и относительным зазором в паре «вал-подшипник» - скольжения, для скоростного диапазона n = 4000 ÷ 6000 1/мин достигается при значениях Ψ = 0.005 ÷ 0,0065.

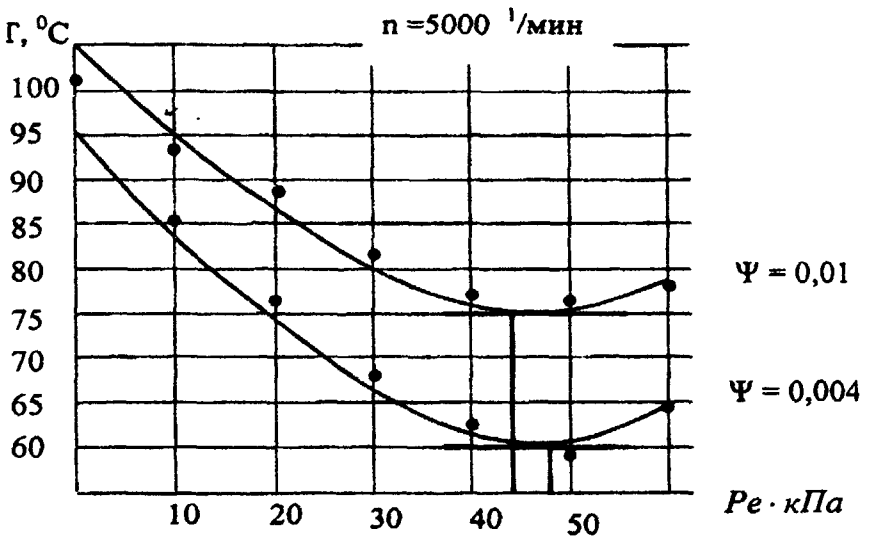

Рис. 3

На рис. 3 Представлены графики зависимости величины трения от отношения l:d

($T_{тр} = f\left(\frac{l}{d}\right)$). Исследование показали, что при увеличении площади контакта от l:d = 1:5 как при n = 5000 1/мин; так и при n = 5500 1/мин отмечалось уклонение и снижение трения.

В результате работ сил трения на поверхности деталей возникает высокие локальные температуры и происходит нагрев смазочного масла Маслj частично или полностью теряtт смазочные свойства.

Было установлено, чго состояние теплового баланса достигается через 20-24 минуты работы машины в режиме «пуск-останов». На участке работы машины в интервале времени от 0 до 10 ÷ 14 мин. отмечается медленное увеличение температуры.

На втором участке работы машины в интервале времени при 12 – 20 мин скорость нарастания температуры снижается и затем стабилизируется.

Для сопоставления температурных режимов узлов трения, относительный зазор которых соответствовал заводским нормалям, были проведены испытания сопряжений $\psi = 0{,}002$, что соответствовало рекомендациям общемашиностроительных нормалей Эксперименты показали, что увеличение точности изготовления пары трения существенного снижения температуры в зоне трения не дает. Так, при $\psi = 0{,}002$ и P_e = 10 температура смазочного слоя составила 36^0 С , при $\psi = 0{,}004$ и P_e = 0, P_e = - 39^0С,.

Эксперименты показали, что при P_e = 0 и $\psi = 0{,}002$ температура составляла 86^0С, а при $\psi = 0{,}01 - 102^0 C$ т.е. Δt = 16^0С. Следует отметить весьма напряженный температурный режим работы деталей машины при подачи масла в зону трения самотеком (P_e = 0).

Исследования позволили установить, что одним из наиболее перспективных путей, обеспечивающих снижение температуры в зоне трения является повышение давления масла в системе смазки. Эксперименты показали, что повышение давления масла в системе от 0 до 50 кПа создает возможность снижения температуры смазочного масла на 25 – 30^0С, практически при всех рассмотренных сочетаниях зазоров в сопряжении типа «вал-втулка». На рис.4 представлены графики зависимости температуры в узле трения от давления масла в системе смазки.

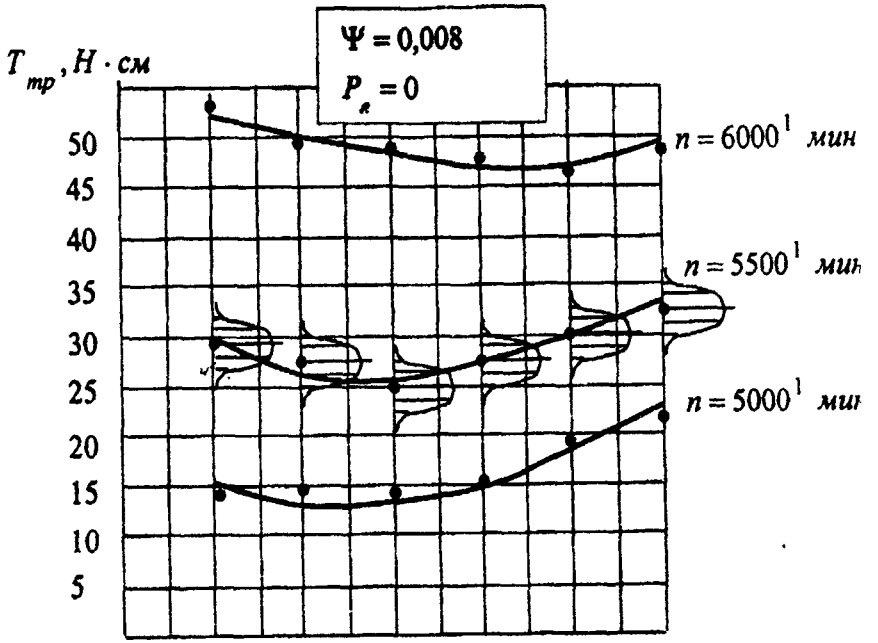

Рис.4

Для оценки эффективности действия способа подачи масла были проведены сравнительные испытания трех вариантов: фитильная подача масла, циркуляционная подача без давления (P_c = 0), подача масла под давлением (P_c = 40кПа). Испытания проводились в трех скоростных режимах: n = 3000, n = 4000, n = 5000 1/мин.

Экспериментально было установлено, что применение автоматической смазки и ее подача в зону трения под давлением существенного снижения температуры в узле трения не обеспечивает. Разница в температуре смазочного слоя масла составила всего лишь 6^0С.

Применение в машинах более совершенных систем смазки, предполагающих использование различных насосов, маслораспределительных и уплотнительных устройств приводит к естественному усложнению, а, следовательно, и к удорожанию машин. В проведенном эксперименте при n = 3000 1/мин эффект улучшения условий работы узла трения от применения подачи масла в зону трения под давлением, не наблюдалось.

Установлено, что фитильная подача масла в зону трения (масло Н-12А) недостаточно эффективна. Масло И-20А проходит по фитилям еще в меньшем количестве и также не обеспечивает нормальные условия трения.

Выявлено также, что зона ввода смазки в подшипник скольжения оказывает существенное влияние на температурный режим работы. Обычный вариант ввода масла в зону трения через 24 мин испытаний дал температуру смазочного слоя в установившемся режиме равную 98^0С, а непосредственное введение масла в рабочую зону – 74^0С.

Далее ставилась задача установить характер изнашивания деталей в швейных машинах 876 и 852 кл, в условиях реальной эксплуатации и действующей системы обслуживания. Перед началом наблюдений в машину заливалось свежее масло, а система смазки тщательно промывалась.

Исследования позволили установить скорость изнашивания деталей по двум элементам – индикаторам Fe и Cu.

Было установлено, что концентрация Fe в масле машины 976 кл за 20 часов машинного времени изменялась с $1{,}2\cdot10^{-4}$% до $6{,}1\cdot10^{-3}$%.

Решение этой задачи возможно лишь при моделировании условий работы деталей швейных машин при стендовых испытаниях, где имеется возможность изменять в широком диапазоне скоростные и нагрузочные режимы работы, а также изменять условия смазки, характерные для того или иного класса швейной машины.

Исследования позволили установить существенное отличие в изменении концентрации железа Fe и меди Cu в масле при наличии и отсутствии в системе смазки фильтрующего элемента.

В процессе исследования скорости изнашивания деталей швейных машин методом микрометража и методом эмиссионного спектрального анализа, было установлено, что присутствие в системе смазки активного элемента очистки масла от продуктов износа значительно снижает износ, а, следовательно, способствует увеличению ресурса деталей в два раза.

Влияние количества абразивных элементов на износ и трение деталей швейных машин определялось в процессе ускоренных испытаний. В ходе испытаний контролировались параметры, характеризующие условия работы: момент трения, температуру в зоне трения, линейный износ деталей. Использование в системе смазки швейных машин фильтров позволит снизить скорость изнашивания практически в 1,5 раза.

Исследования позволили установить существование критической зоны, характеризующей наличие в масле предельно допустимого количества абразивных частиц Fe и Si.

Присутствие в масле абразивных частиц в значительной степени определяет скорость изнашивания деталей. Так при испытании деталей в масле И-20А с содержанием Fe равном $0{,}1\cdot10^{-4}$ % и Si – $0{,}1\cdot10^{-4}$% скорость изнашивания деталей – втулок E = 1,38 мкм/ч. В условиях действия масла – И-20 А (Fe $\approx 12{,}5\cdot10^{-4}$%;
Si $\approx 50\cdot10^{-4}$%), скорость изнашивания E – 2,52 мкм/ч.

Дальнейшее увеличение в масле Fe и Si сильно ухудшает условия трения. В связи с этим, количество абразива в масле можно считать предельным, если его процентное содержание превышает $1\cdot10^{-3}$%.

Наши наблюдения показали, что для машин с автоматической системой смазки при подаче масла в зону трения под давлением и без давления предельное количество абразивных частиц образуется через 5-6 месяцев эксплуатации в технологическом процессе.

Таким образом можно считать целесообразным производить полную замену смазочного масла в автоматической системе смазки швейных машин при их постоянной эксплуатации через 6 месяцев работы.

Основные выводы.

1. Работа промышленных швейных машин в характерном для них скоростном режиме «пуск-останов» приводит к повышенному износу кинематических пар механизмов. В то же время работоспособность этих машин значительно зависит от точности взаимодействия их рабочих органов. Это определяет актуальность работы по совершенствованию систем смазки пар трения (кинематических пар) современных промышленных швейных машин для уменьшения их износа.
2. Разработана методика отбора наиболее существенных факторов, влияющих на устойчивость работы подшипников скольжения промышленных швейных машин, использование которой позволило установить, что значительными факторами, определяющими это являются: геометрические параметры подшипников скольжения (l, d, φ), условия их работы (PV, P_c, ω), состояние подаваемой смазки (вязкость, температура, наличие продуктов загрязнения).
3. Впервые для теоретического исследования характера (моментов) трения в подшипниках скольжения предложено использование исследования динамики маятниковой системы, моделирующей реальные условия работы и нагружения системы «вал-подшипник». Теоретически обоснована и достаточно полно аналитически описана моделирующая система стенда «мотор-весы».
4. С учетом специфики режимов промышленных швейных машин, для повышения точности экспериментального исследования трения и износа кинематических пар проведено теоретическое исследование для различных случаев движения (пуск-останов, установившееся движение, выбег ...) разработанных вариантов динамических моделей маятниковой системы, стенда «мотор-весы», стенда обращенного движения. Составлены и решены дифференциальные уравнения движения для свободных колебаний, колебаний в переходных режимах, вынужденных колебаний.

   Для практических целей разработаны упрощенные системы уравнений движения вала-маятника.
5. Разработаны стенды и методики экспериментального исследования характеристик трения в подшипниках скольжения промышленных

швейных машин, максимально приближенных к реальным условиям эксплуатация узлов трения машин:

- определены методы и средства проведения экспериментальных исследований по установлению износа деталей швейных машин, обеспечивающие высокую чувствительность измерения ± 0,3 мкм при непрерывной регистрации износа + 1 мкм и его периодическом замере;
- разработана методика определения температурных режимов работы деталей швейных машин и смазочных масел, основанная на прямых измерениях температуры в зоне контакта деталей с применением искусственных термопар типа «ХК»;
- для определения эффективности действия смазочных масел разработаны испытательные стенды, что позволяет: моделировать в широком диапазоне скорости (П=2000+8000 1/мин.) и нагрузочного режима (120+2500 Н) работу узлов швейных машин типа «вал-подшипник»; моделировать различные системы смазки и способы подачи масла в зону трения (Q = 0...100 кПа.); измерять суммарный момент трения всех механизмов швейных машин в диапазоне от 0,1 до 5,0 Нм.

6. Рекомендована оптимальная величина относительно зазора в подшипниках скольжения, при котором обеспечиваются лучшие условия трения и минимальная температура. Рекомендованы для проектирования узлов и деталей трущихся пар со смазкой допуски на размеры сопрягаемых поверхностей.
7. Определена номинальная величина давления масла в системе смазки. Установлены границы режимов применения масел для смазки узлов трения промышленных швейных машин. Определена необходимая производительность систем смазки в зависимости от расположения масляной ванны над поверхностью трущихся деталей. Рекомендованы фильтрующие элементы для системы смазки и сроки замены масла в узлах трения производственных машин Прогнозирование долговечности кинематических пар швейных машин по износу показало, что использование фильтров в системах смазки повышает ресурс (наработку) кинематических пар в 1,5 ÷ 2 раза по сравнению с использованием фильтрующих сеток и магнитных пробок.
8. На основе теоретических и экспериментальных исследований разработаны конкретные рекомендации для проектировщиков промышленных швейных машин и предприятий их эксплуатирующих по выбору и определению уточненных геометрических, кинематических и динамических характеристик работы подшипников скольжения и оптимальных условий их эксплуатации. Экономический эффект от внедрения проведенных исследований составил 23,5 тыс. руб. в год на одну швейную фабрику.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1.**Гусейнов Г.Г., Велиев Ф.А.** «Повышение долговечности деталей швейных машин на базе смазочных систем». / / Легкая промышленность № 35 АзНИИНТИ 1986г.

2.**Гусейнов Г.Г., Велиев Ф.А.** «Зависимость расхода смазочного масла в подшипниках скольжения от физических и механических параметров». / / Легкая промышленность № 29 АзНИИНТИ 1986г.

3 **Гусейнов Г.Г.** «Определение температурных режимов работы деталей узлов трения и смазочных материалов в швейных машинах». / / Тезисы докладов межреспубликанской, студенческой, научной конференции Кировабад 1988 г.

4.**Гусейнов Г.Г., Ибрагимов А.Х.** «Исследование износостойкости деталей и узлов трения швейных машин». Сборник АзТИ 1989 г.

5 **Гусейнов Г.Г., Андреенков Е.В.** «Влияние фитильного способа подачи смазки на работоспособность деталей швейных машин». / / Журнал «швейная промышленность», Москва 1990 г.

6. **Гусейнов Г.Г., Ибрагимов А.Х.** «Влияние окружающей среды на характер износа деталей швейных машин». / / Тезисы докладов Юбилейной научно-практической конференции: профессорско-преподавательского состава, посвященной десятилетию образования института Гянджа 1990г.

7. **Гусейнов Г.Г., Ибрагимов А.Х.** «Исследование износостойкости деталей и узлов трения швейных машин». / / Сборник научных трудов «Новое в технике и технологии в текстильной и легкой промышленности» - 2-й выпуск. Баку 1990г.

8. **Гусейнов Г.Г., Андреенков Е.В., Логинов В.В.** «температурный режим узла трения, «вал - втулка» швейных машин». Сборник научных трудов, М. МГАЛП 1996г.

9 **Гусейнов Г.Г., Андреенков Е.В.** «Динамика износа деталей трения швейных машин». Сборник научных трудов, М. МГАЛП 1996г.

10.**Гусейнов Г.Г., Мамедов Ф.А.** «Смазка швейных машин с учетом геометрических параметров узла трения». Труды международной конференции по проблемам прикладного машиностроения Грузия, Тбилиси, 2000г.

11.**Гусейнов Г.Г., Андреенков Е.В.** «Влияние величины относительного зазора в подшипнике скольжения на его нагружение» Сборник трудов «Наука и образование. Новые технологии» № 6. МГУДТ М. 2003г.

12.**Гусейнов Г.Г., Ибрагимов А.Х.** «Исследование износостойкости деталей и узлов трения швейных машин». Сборник научных трудов «Новое в технике и технологии текстильной и легкой промышленности». АзТИ 1990г.

13.**Гусейнов Г.Г., Ибрагимов А.Х.** «Влияние величины зазора сопряжения на температурный режим узлов трения швейных машин». Сборник научных трудов. АзТИ, г. Гянджа 1995г.

14 **Гусейнов Г.Г., Ибрагимов А.Х.** «Характер трения и износа полимерных материалов при различных температурах». Сборник научных трудов. АзТИ, г. Гянджа 1995г.

15.**Гусейнов Г.Г., Алиев Ш.Р.** «Влияние на скорость изнашивания деталей швейных машин продуктов загрязнения масла». Сборник научных трудов. АзИСУ, г. Баку 1998г.

16.**Андреенков Е.В., Карамышкин В.С., Гусейнов Г.Г., Соколов Н.В.** «К динамике маятниковой схемы при расчете подшипников скольжения». Сборник научных трудов МГУДТ «Вопросы динамики и технологии машин легкой промышленности». г. Москва, 2000г.

17 **Гусейнов Г.Г., Алиев Ш.Р.** «Влияние давления масла на температурный режим работы опор подшипников». Тезисы доклада МГТУ им. А.Н. Косыгина, г. Москва, 2000г.

18.**Гусейнов Г.Г.** «Совершенствование показателя загруженности универсальных швейных машин».Сборник известий №8. Национальная Академия наук Азербайджана. г. Гянджа, 2003 г.

Ротапринт МГУДТ
Заказ № 50
тираж – 80 экз.

№13685

РНБ Русский фонд

2006-4
10303