

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ СССР  
МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ  
ИНСТИТУТ ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

---

На правах рукописи

Мозгов Эдуард Михайлович

УДК 687.053

РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ВЛИЯНИЯ  
НЕСООБНОСТИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ МЕХАНИЗМОВ  
ШВЕЙНЫХ МАШИН

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 1983

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ СССР  
МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ  
ИНСТИТУТ ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

---

На правах рукописи

Мозгов Эдуард Михайлович

УДК 687.053

РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ВЛИЯНИЯ  
НЕСООБНОСТИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ МЕХАНИЗМОВ  
ШВЕЙНЫХ МАШИН

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 1983

Работа выполнена в Московском ордена Трудового Красного знамени технологическом институте лёгкой промышленности.

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор А. И. Комиссаров.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой

МТИИПа Е. В. Каремышкин;

кандидат технических наук, начальник отдела швейного машиностроения НИИИДтекмаша Г. В. Волвенков.

Ведущее предприятие: Орнянский завод "Легман" ПО "Промшвеймаш".

Автореферат разослан "20" мая 1983г.

Защита диссертации состоится "22" июня 1983г.

в 10 часов на заседании специализированного Совета Д. 053.32.04 при Московском ордена Трудового Красного Знамени технологическом институте лёгкой промышленности.

Адрес: Москва, 113127, ул. Осипенко, 33.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института. Ваши отзывы и замечания в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять в Учёный Совет института.

Учёный секретарь  
специализированного Совета  
кандидат технических наук,  
доцент

В. В. Гривин

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы и состояние вопроса. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года", принятых XXVI Съездом КПСС, поставлена задача по улучшению качества и технического совершенства вновь разрабатываемого оборудования для лёгкой промышленности, повышению его надёжности и долговечности.

Среди большого разнообразия технологического оборудования, выпускаемого для лёгкой промышленности, значительное место занимает швейное оборудование, которое является основным орудием производства таких важных и крупных отраслей как швейная, трикотажная, обувная, кожгалантерейная, меховая и многие др. Достаточно сказать, что швейные машины составляют по номенклатуре 70-75% всего оборудования лёгкой промышленности, на котором занято свыше 40% всех работающих в этой отрасли. Поэтому вопросы повышения эффективности швейного оборудования как на этапах его проектирования, так и на этапе эксплуатации имеют существенное значение для повышения производительности труда, сокращения числа работающих, улучшения качества изделий и расширения их ассортимента.

Задача обеспечения производительности и надёжности отечественного швейного оборудования имеет огромное народно-хозяйственное значение, так как только расходы, связанные с потерей работоспособности машин, составляют десятки миллионов рублей в год. Анализ эксплуатационных данных швейного оборудования на предприятиях лёгкой промышленности показывает, что 80-90% швейных машин выходят из строя или требуют ремонта вследствие износа поверхностей трения скольжения кинематических пар звеньев механизмов машин.

Интенсивность износа поверхностей трения скольжения цилиндрических шарнирных соединений механизмов швейных машин зависит от многих факторов: от величины нагрузки, от скорости скольжения, от ма-

териала пар трения, от вида смазки и от точности взаимного расположения сопрягаемых поверхностей.

Вопросу исследования работоспособности механизмов швейных машин, а также их анализу и синтезу, посвящено большое количество работ А. И. Комиссарова, В. П. Полухина, Б. И. Дамаскина, В. Н. Гарбарука, В. В. Сторожева, И. С. Зака, Ж. Усенбекова, Д. Д. Досхожаева и др., которые содержат в себе классические методы расчётов механизмов машин с учётом номинальных параметров звеньев и действующих в них нагрузок, но без учёта влияния зазоров, макрогеометрии трущихся поверхностей и отклонений формы и расположения. В основном результаты отмеченных работ подтверждают работоспособность исследуемых механизмов швейных машин, но не объясняют причины их повышенного износа. В связи с этим проблема исследования влияния отклонений расположения сопрягаемых поверхностей кинематических пар механизмов швейных машин на их долговечность является весьма актуальной.

Цель работы. Основной целью диссертационной работы является разработка методов расчёта обоснованного выбора параметров отклонений расположения сопрягаемых поверхностей цилиндрических шарнирных соединений и основных размеров соединительных звеньев механизмов швейных машин. Совокупность полученных результатов данных исследований и их последующее использование позволит повысить надёжность и долговечность вновь создаваемого швейного оборудования.

Объект исследования. За объект исследования принят кривошипно-ползунный механизм иглы швейной машины челночного стежка кл. 852 ИМЗ. В основу исследования положены количественная и качественная оценка влияния наиболее вероятной величины накопленной погрешности отклонения расположения сопрягаемых поверхностей исследуемой кинематической пары на её износостойкость и долговечность с учётом изменения основных конструктивных параметров рассматриваемого звена.

Методы исследования. В работе сочетаются теоретические и экспе-

риментальные методы исследования. Определение наиболее вероятной величины отклонения сопрягаемых поверхностей кинематической пары исследуемого механизма иглы проводилось на основе обработки статистических данных замеров отклонений расположения поверхностей всех, входящих в механизм, шарнирных соединений с использованием основных законов теории вероятностей, математической статистики и теории размерных цепей.

Теоретическое исследование и анализ напряжённого состояния соединительных звеньев, вызванного деформацией от действия в них инерционных нагрузок и дополнительных нагрузок от влияния непараллельности и взаимного перекоса осей сопрягаемых поверхностей их шарнирных соединений, проводилось на основе общепринятых в машиностроении зависимостей с экспериментальным подтверждением полученных данных на основе тензометрического определения нагрузок в поперечном сечении исследуемого звена.

Определение параметров поперечного сечения соединительных звеньев, обладающих минимально допустимой жёсткостью, подтверждалась теоретически и экспериментально с обеспечением условия их работы вне зоны резонансных частот, совпадающих с частотой вынужденных колебаний машины.

Теоретическое определение инерционных нагрузок, действующих в шарнирных соединениях исследуемого механизма, проводилось на ЭМ "Минск-32" на основе использования программы анализа плоских механизмов (АПМ), разработанной НИИДТемашем.

В процессе исследования также проводилось динамическое уравновешивание вновь разработанных механизмов машин кл. 852 и 25I с целью устранения начальной неуравновешенности, вызванной отклонением всех конструктивных параметров соединительных звеньев механизмов машин в пределах установленного допуска на их размеры.

Научная новизна и достоверность. В диссертации впервые в такой постановке вопроса исследовано влияние отклонений расположения сопрягаемых поверхностей всех кинематических пар механизмов швейных машин на работоспособность наиболее нагруженного и лимитирующего работу всего механизма шарнирного соединения с учётом радиальных зазоров и вида депуска на отклонения.

В работе предложены аналитические зависимости, определяющие параметры поперечного сечения соединительных звеньев механизмов швейных машин, минимально допустимая величина которых позволяет в определённых пределах компенсировать отрицательное влияние отклонений осей сопрягаемых поверхностей их цилиндрических шарнирных соединений.

Теоретические и экспериментальные исследования показали, что используемая степень точности величин предельных отклонений расположения сопрягаемых поверхностей цилиндрических шарнирных соединений в механизмах швейных машин ограничивает конструктивную возможность швейного оборудования и приводит к повышенному износу наиболее нагруженных кинематических пар.

Экспериментальная проверка аналитических соотношений и выводов, полученных в работе, подтверждает их достоверность и достаточную для инженерных расчётов точность.

Практическая ценность. Полученные результаты исследования подтвердили необходимость обеспечения высокой степени точности параметров отклонений расположения сопрягаемых поверхностей цилиндрических шарнирных соединений механизмов швейных машин и их рационального конструктивного исполнения, одним из направлений решения которого предлагается обоснованный выбор минимально-допустимых параметров поперечного сечения соединительных звеньев с целью снижения дополнительных нагрузок в кинематических парах, вызванных

наличием перекосов осей их сопрягаемых поверхностей.

На основе проведённого исследования и разработанной методики определения основных конструктивных параметров соединительных звеньев предложено новое конструктивное решение кривошипно-палаунного механизма иглы машин кл. 0862 и 0862, позволяющее существенно улучшить динамику работы механизма при увеличении хода иглы с 27 мм до 31 мм за счёт уменьшения жёсткости поперечного сечения шатуна и снижения массы подвижных звеньев. На данный механизм подана заявка на предполагаемое изобретение, а ожидаемый экономический эффект от внедрения одной машины на предприятиях лёгкой промышленности составляет 921 руб, 10% которого приходится на результат использования нового механизма.

Также с целью исключения влияния перекосов в цилиндрических шарнирных соединениях красомётных машин кл. 51 и 51А и повышения их скоростного режима разработана новая конструкция машин с использованием во всех основных шарнирных соединениях стандартных подшипников трения скольжения и качения. В новых машинах кл. 251 и 251-1 применено оригинальное конструктивное решение дышек механизмов привода петлителей и иглы с использованием двухрядных ферритических шариковых подшипников, на которые подана заявка на предполагаемое изобретение, по существу которой получено положительное решение от НИИМПС. Данные машины прошли все виды испытаний и оданы межведомственной государственной комиссии с рекомендацией на постановку серийного производства по высшей категории качества.

Ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения только 25 машин кл. 251 на предприятиях лёгкой промышленности составит 25352 рубля. Потребное количество машин в год свыше 17000 шт.

Апробация работы. Результаты работы доложены и получили положительную оценку:

1. На заседании кафедры "Машины и аппараты лёгкой промышленности" МТИППа, - 1983г.;

2. На научно-техническом Совете секции "Повышение технического уровня продукции и улучшения её качества" Подольского механического завода имени Калинина ПО "Подольскийвеймаш", - 1983г.;

3. На заседании Совета НТО Оршанского объединения "Промшвеймаш", - 1983г.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов и приложений. Работа изложена на 187 страницах машинописного текста, содержит 39 рисунков, 37 таблиц и библиографии, включающей 106 источников.

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы и устанавливается направление исследования.

Первая глава посвящена анализу особенностей работы соединительных звеньев механизмов швейных машин, проведённого с целью определения накопленной погрешности отклонений расположения сопрягаемых поверхностей наиболее нагруженной кинематической пары исследуемого механизма.

Наилучшие условия работы цилиндрических шарнирных соединений механизмов швейных машин обусловлены тем, что величина погрешности отклонения осей их сопрягаемых поверхностей не должна выходить за пределы наиболее вероятной величины конструктивно-заданного поля допуска на радиальный зазор, т. е.

$$\delta \leq [\delta], \quad (I)$$

где  $\delta$  - наиболее вероятная величина накопленной погрешности отклонения расположения сопрягаемых поверхностей кинематической пары с учётом отклонений поверхностей всех шарнирных соединений исследуемого механизма;

$[\delta]$  - наиболее вероятная величина отклонения сопрягаемых по-

поверхностей кинематической пары в пределах её поля допуска на радиальный зазор.

При наличии отклонений оси сопрягаемых поверхностей цилиндрических шарнирных соединений, совершающих вращательное или качательное движение, описывают коническую поверхность с радиусом в основании конуса

$$\Delta = \sqrt{\Delta Z^2 + \Delta Y^2}$$

где  $\Delta Z, \Delta Y$  - линейные величины отклонений, характеризующие непараллельность и перекос осей сопрягаемых поверхностей.

Для установления величины угловых параметров, характеризующих расположения сопрягаемых поверхностей наиболее нагруженной кинематической пары (В) шатуна (рис. I) кривошипно-ползунного механизма иглы швейной машины кл. 852 ПМЗ, необходимо располагать статистическими данными параметров случайных величин отклонений расположения сопрягаемых поверхностей всех шарнирных соединений исследуемого механизма, которые были получены в результате проведённых замеров партии (выборки) деталей каждого наименования, входящего в данный механизм.

В качестве теоретического закона распределения случайных величин принят закон нормального распределения. Согласие эмпирического и теоретического закона распределений проводилось по критерию  $\chi$  Пирсона. Сопоставление действительных законов распределения случайных величин отклонений расположения сопрягаемых поверхностей с нормальным законом дало хорошее согласие.

На основе полученных данных замеров используются основные зависимости статистических показателей, определяющие линейные или угловые параметры отклонений. Учитывалось постоянство значений угловых параметров отклонений расположения сопрягаемых поверхностей,

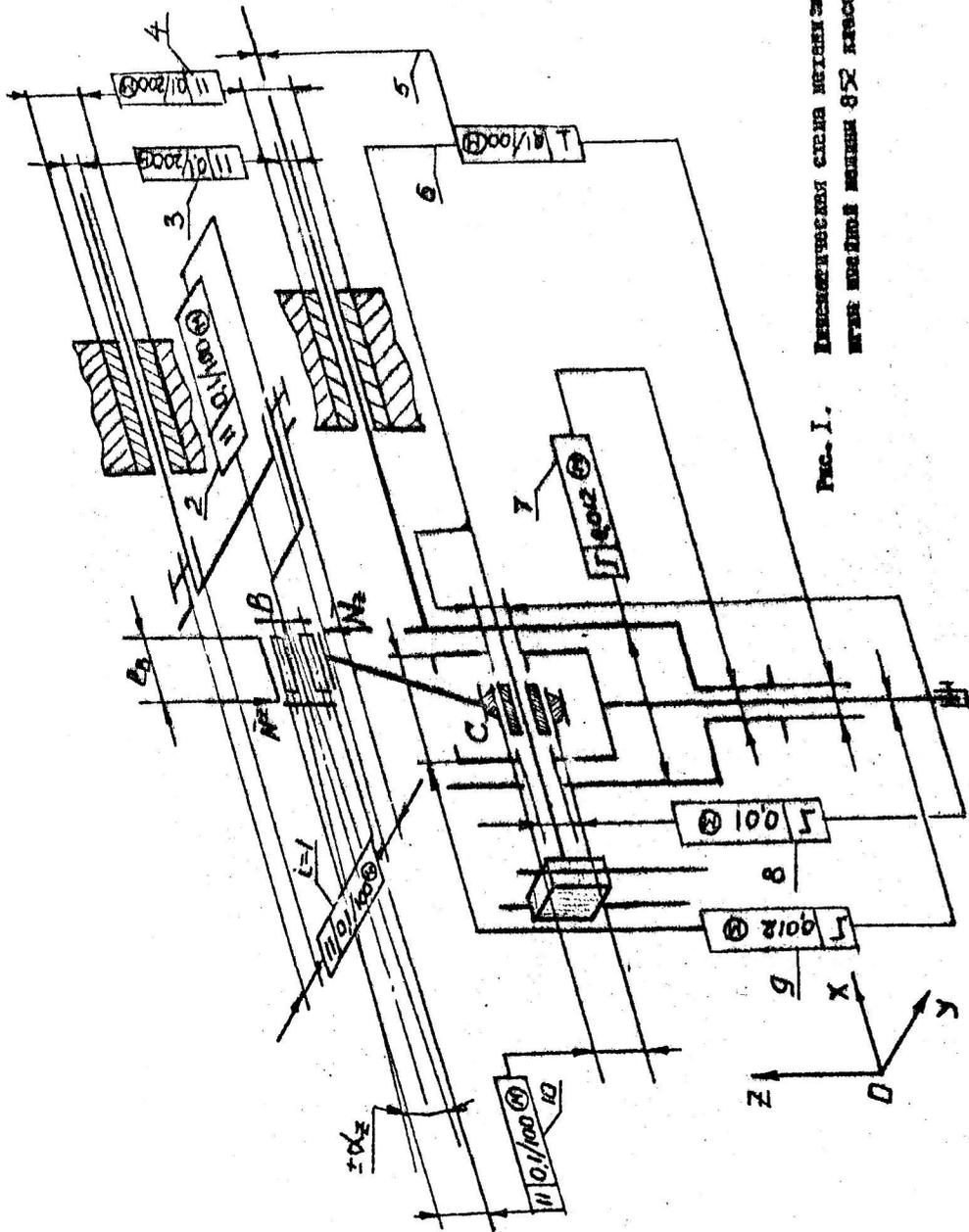


Рис. 1. Кинематическая пара на шатуне двигателя  
мотора мощностью 852 кВт.

величина которых не зависит от длины шарнирных соединений, то среднее арифметическое значение углового отклонения сопрягаемых поверхностей кинематической пары определяется выражениями

$$\bar{\alpha}_{zj} = \frac{\sum_{i=1}^m \alpha_{zi} \cdot n_i}{\sum_{i=1}^m n_i}, \quad \bar{\alpha}_{yj} = \frac{\sum_{i=1}^m \alpha_{yi} \cdot n_i}{\sum_{i=1}^m n_i}; \quad (2 \text{ и } 2a)$$

дисперсия вариационного ряда характеризуется

$$\sigma_{\alpha_{zj}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^m (\alpha_{zi} - \bar{\alpha}_{zj})^2 \cdot n_i}{\sum_{i=1}^m n_i}, \quad \sigma_{\alpha_{yj}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^m (\alpha_{yi} - \bar{\alpha}_{yj})^2 \cdot n_i}{\sum_{i=1}^m n_i}; \quad (3 \text{ и } 3a)$$

среднее квадратическое отклонение определяется выражениями

$$\sigma_{\alpha_{zj}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (\alpha_{zi} - \bar{\alpha}_{zj})^2 \cdot n_i}{\sum_{i=1}^m n_i}}, \quad \sigma_{\alpha_{yj}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (\alpha_{yi} - \bar{\alpha}_{yj})^2 \cdot n_i}{\sum_{i=1}^m n_i}}, \quad (4 \text{ и } 4a)$$

где  $\alpha_{zi}, \alpha_{yi}$  - среднее значение величины углового отклонения в интервале, характеризующая, соответственно, непараллельность и перекос осей;

$n$  - число деталей в интервале;

$j$  - номер вариационного ряда, характеризующего отклонения рассматриваемых поверхностей деталей;

$i$  - порядковый номер действительного отклонения рассматриваемых поверхностей деталей;

$m$  - количество интервалов.

Используя значения  $\bar{\alpha}_{zj}, \bar{\alpha}_{yj}, \sigma_{\alpha_{zj}}, \sigma_{\alpha_{yj}}$ , необходимо определить среднее квадратическое угловое отклонение суммы конечного числа независимых случайных величин, характеризующих непараллельность и перекос осей сопрягаемых поверхностей исследуемой кинематической пары по формулам:

$$\sigma_{\alpha_z} = \sqrt{\sum_{j=1}^m \sigma_{\alpha_{zj}}^2}, \quad \sigma_{\alpha_y} = \sqrt{\sum_{j=1}^m \sigma_{\alpha_{yj}}^2}. \quad (5 \text{ и } 5a)$$

Сравнивая числовые значения  $\sigma_{\alpha_z} = 0,042 \times 10^{-2}$  рад и  $\sigma_{\alpha_y} = 0,043 \times 10^{-2}$  рад, полученные для верхней кинематической пары шатуна исследуемого ме-

ханизма иглы, необходимо отметить, что приближённое равенство их значений закономерно и подтверждает достоверность определения характеристик эмперического распределения случайных величин отклонений расположения сопрягаемых поверхностей рассматриваемого шарнирного соединения, т.к. в силу вращательного движения верхней головки шатуна величина накопленной погрешности отклонения осей изменяется по гармоническому закону и в одном положении характеризует непараллельность, а в другом — их перекос.

Допуски расположения, устанавливаемые для сопрягаемых поверхностей кинематических пар, могут быть зависимыми и независимыми. Зависимые допуски расположения назначают главным образом в тех случаях, когда необходимо обеспечить соосируемость деталей, сопрягающихся одновременно по нескольким поверхностям с заданными зазорами или натягами.

Независимые допуски назначают в тех случаях, когда помимо собираемости обеспечить правильное функционирование деталей, соответствующую прочность, износостойкость и минимальный уровень шума и вибрации, что крайне важно для высокоскоростных промышленных швейных машин, надёжность работы которых зависит от точности изготовления наиболее ответственных элементов деталей основных механизмов.

Формулы (5 и 5а) получены с учётом независимых допусков, величина которых не зависит от действительных отклонений размеров сопрягаемых поверхностей кинематических пар исследуемого механизма. С учётом зависимого вида допуска на отклонения эти выражения примут вид:

$$\sigma_{\alpha_z}^m = \sqrt{\sum_{j=1}^m (\sigma_{\alpha_{z_j}} - \sigma_{\beta_{z_j}})^2}, \quad \sigma_{\alpha_y}^m = \sqrt{\sum_{j=1}^m (\sigma_{\alpha_{y_j}} - \sigma_{\beta_{y_j}})^2}, \quad (6 \text{ и } 6a)$$

где  $\sigma_{\beta_z}$ ,  $\sigma_{\beta_y}$  — среднее квадратическое угловое отклонение осей сопрягаемых поверхностей кинематической пары,

которое может иметь место при выборе радиального зазора в шарнирном соединении.

Значения  $\sigma_{\beta_z}$ ,  $\sigma_{\beta_y}$  определяются из заданных допусков на изготовление деталей механизмов машин. После подстановки данных, входящих в формулы (6 и 6а), получены числовые значения величин среднего квадратического углового отклонения суммы конечного числа независимых случайных величин, характеризующих непараллельность и перекос осей сопрягаемых поверхностей верхнего шарнирного соединения шатуна исследуемого механизма иглы, т.е.

$$\sigma_{\alpha_z}^m = 0,088 \times 10^{-2} \text{ рад}, \quad \sigma_{\alpha_y}^m = 0,089 \times 10^{-2} \text{ рад}.$$

Вероятность того, что отклонения случайных величин ( $\alpha_z$  или  $\alpha_y$ ), характеризующих непараллельность или перекос осей сопрягаемых поверхностей исследуемого шарнирного соединения, от математического ожидания  $A$  не превзойдёт по абсолютной величине  $\Delta > 0$ , определяется выражением:

$$P(|z - a| \leq \Delta) = \Phi\left(\frac{\Delta}{\sigma}\right) \quad (7)$$

где

$\Phi(z) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{t^2}{2\sigma^2}} dt$  — функция Лапласа, величина табулированная, значения которой сведены в таблицы соответствующих справочников;

- $A$  — математическое ожидание, равное половине величины поля допуска на отклонения расположения сопрягаемых поверхностей кинематической пары, характеризующее непараллельность их осей, т.е.  $A = \frac{\delta}{2}$ ;
- $\Delta$  — величина, сравниваемая с математическим ожиданием  $A$ , равная половине величины углового отклонения осей сопрягаемых поверхностей в пределах допуска на радиальный зазор в кинематической паре.

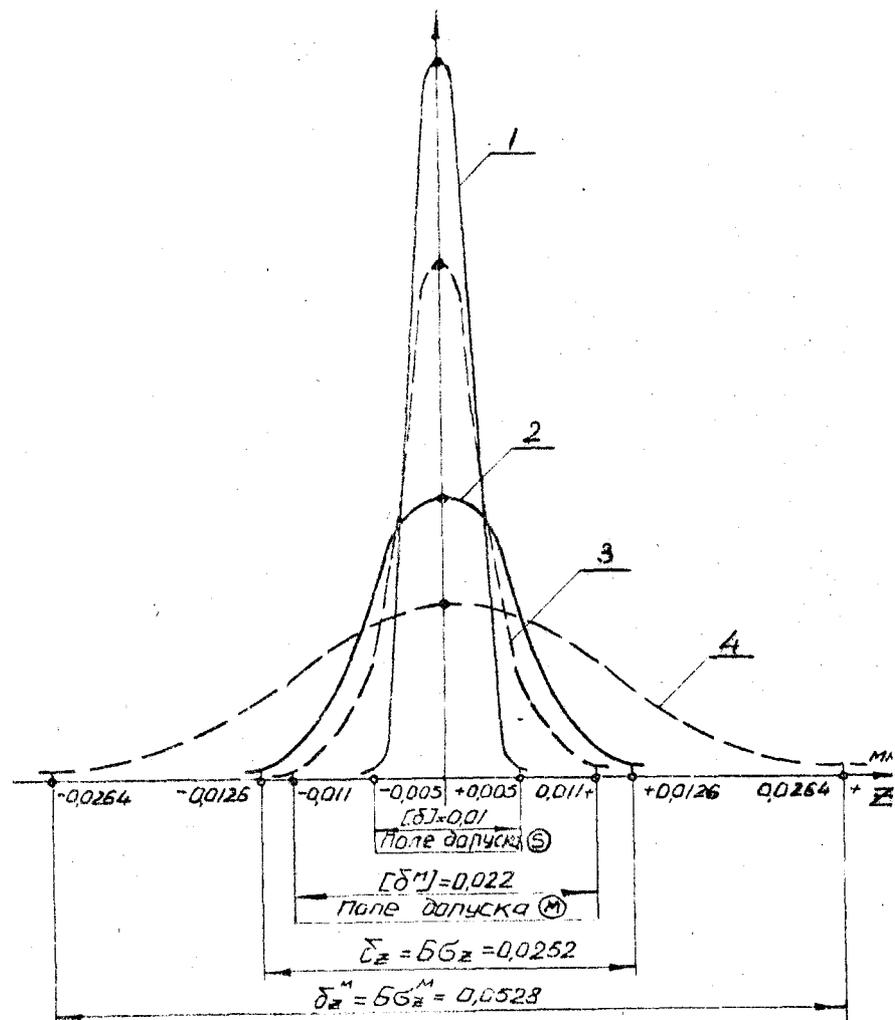


Рис. 2. Кривые нормального распределения вероятностей случайных величин ОРП, характеризующих на параллельность осей сопрягаемых поверхностей КП (В) с учетом независимого ( 1, 2 ) и зависимого вида допуска ( 3, 4 ) на отклонение.

На рис. 2 представлены кривые нормального распределения вероятностей случайных величин, полученные в результате математической обработки статистических данных замеров параметров отклонений расположений сопрягаемых поверхностей шарнирных соединений исследуемого кривошипно-ползунного механизма иглы и характеризующие непараллельность осей сопрягаемых поверхностей верхнего шарнирного соединения (В) шатуна (рис. 1) с учетом зависимого и независимого вида допуска на отклонения.

Анализ полученных данных подтверждает то, что поле допуска наиболее вероятной величины отклонения осей сопрягаемых поверхностей рассматриваемой кинематической пары при зависимом виде допуска на отклонения в два раза больше, чем при независимом, а вероятность выхода случайной величины отклонения осей сопрягаемых поверхностей за пределы радиального зазора, поле допуска которого  $\delta = 0,114 \times 10^{-3}$  рад, составляет 0,6484, что соответственно характеризует 64,8% всех машин, выпускаемых в процессе производства на базе машин кл. 852.

Во второй Главе проведено исследование напряжённого состояния соединительных звеньев механизмов швейных машин с учетом действия инерционных нагрузок и нагрузок, вызванных влиянием перекосов осей сопрягаемых поверхностей их цилиндрических шарнирных соединений, которые приводят к дополнительной деформации изгиба и кручения звеньев.

Сравнительный анализ изменений нагрузок в шатуне исследуемого механизма иглы, полученных экспериментально тензOMETрическим методом и расчётным путём на ЭВМ "Минск-32" на основе использования программы анализа плоских механизмов (АМ), разработанной специалистами НИИИТеймана, подтвердил то, что величина реально действующей нагрузки превышает в среднем на 25% её расчётное значение.

Это отличие можно объяснить многими факторами, а именно: влиянием

нием несоосности сопрягаемых поверхностей цилиндрических шарнирных соединений, которая приводит к дополнительной, неучтенной деформации соединительных звеньев, наличием радиальных зазоров и погрешностью определения нагрузок.

На рис. 3 показана схема деформированного состояния шатуна исследуемого механизма иглы с учетом величины наиболее вероятной накопленной погрешности отклонения осей сопрягаемых поверхностей верхней кинематической пары и радиального зазора в ней.

Условно принимая шатун за балку, закреплённую одним концом, определим силу  $P$ , которую необходимо приложить для того, чтобы свободный конец её переместился на  $x = \alpha_z P$ , т. е.

$$P = \frac{3EJ\alpha_z}{l^3} \quad (8)$$

Из условия равновесия балки, нагруженной силой  $P$ , величина дополнительной нормальной реакции в исследуемой кинематической паре, вызванной влиянием непараллельности осей её сопрягаемых поверхностей, при условии отсутствия радиального зазора и независимого вида допуска на отклонения расположения поверхностей всех элементов соединений деталей механизма будет определяться выражением:

$$N_z = \frac{3EJ\alpha_z}{l \cdot P_B} \quad (9)$$

С учётом же радиального зазора и зависимого вида допуска на отклонения

$$N_z^M = \frac{3 \cdot E \cdot J (\alpha_z^M - \beta_z)}{l \cdot P_B} \quad (9a)$$

Принимая во внимание наличие перекосов осей сопрягаемых поверхностей цилиндрических шарнирных соединений соединительных звеньев механизмов машин, которые приводят к дополнительной неучтенной деформации кручения звеньев, то в этом случае величина нормальной реакции будет определяться выражениями:

а) при условии отсутствия радиального зазора в шарнирном сое-

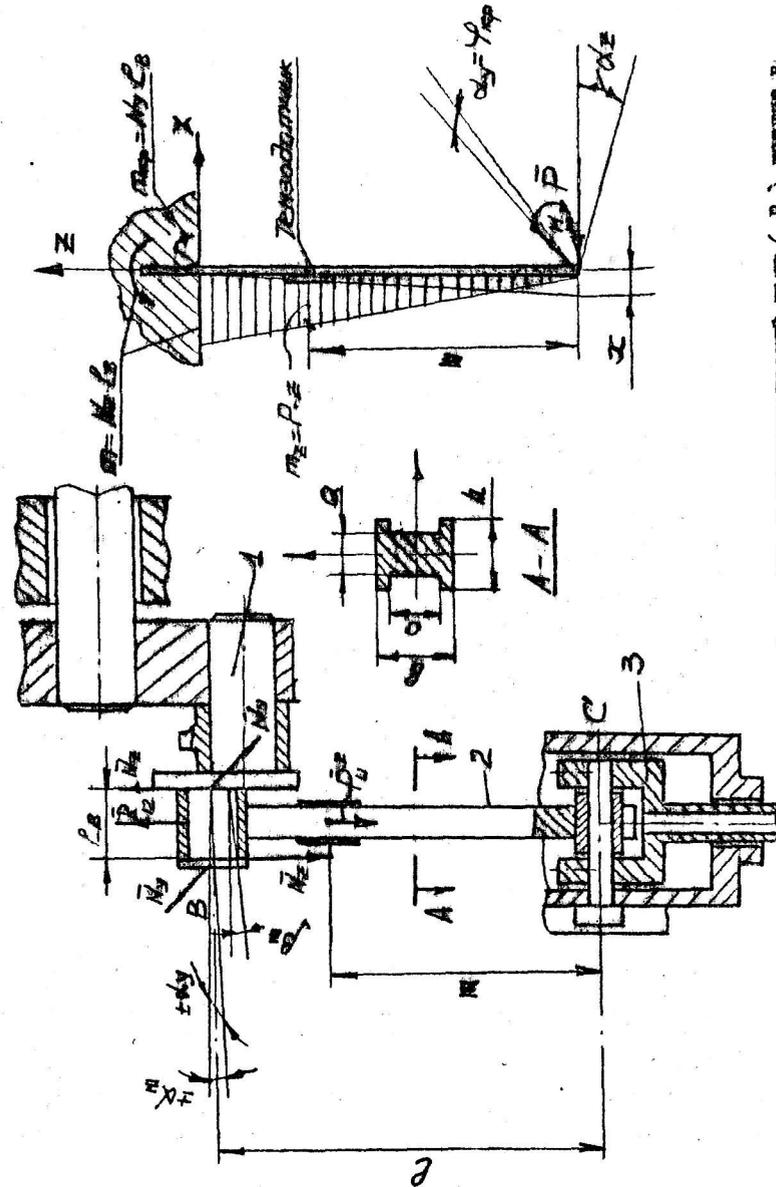


Рис. 3. Схема нагрузок, действующих в кинематической паре (В) шатуна и плоскости  $ZOx$  с учетом непараллельности осей её сопрягаемых поверхностей.

динении и при независимом виде допуска на отклонения

$$N_z = \frac{G \cdot r \cdot \delta \cdot d_s}{\rho \cdot \rho_B} \quad (10)$$

б) с учётом радиального зазора и зависимого вида допуска на отклонения

$$N_z^M = \frac{G \cdot r \cdot h^3 \cdot \delta \cdot d_s^2 \cdot \rho_A}{\rho \cdot \rho_B} \quad (10a)$$

Величина же суммарной нормальной реакции в цилиндрическом шарнирном соединении определяется выражением

$$N = \sqrt{(N_z^M)^2 + (N_y^M)^2}$$

После подстановки соответствующих данных в формулы (9a и 10a) получим наиболее вероятную величину нормальной реакции, вызванной деформацией шатуна от наличия несоосности сопрягаемых поверхностей в верхнем шарнирном соединении,

$$N = \sqrt{45,5^2 + 16,5^2} = 48,4 \text{ Н.}$$

При тех же параметрах отклонений, но при уменьшенной толщине поперечного сечения шатуна ( $B \cdot h = 7 \times 2$  мм вместо  $B \cdot h = 7 \times 3,2$  мм) величина  $N = 12,2$  Н, что в четыре раза меньше, чем при существующих параметрах.

Это говорит о том, что рациональный выбор параметров поперечного сечения соединительных звеньев механизмов машин значительно влияет на повышение износостойкости цилиндрических шарнирных соединений.

Наличие дополнительных нагрузок в шарнирном соединении исследуемого кривошипно-ползунного механизма иглы было подтверждено экспериментально с помощью тензометрического метода определения нагрузок в поперечном сечении шатуна. Анализ результатов замеров, которые проводились при медленном вращении главного вала машины, ког-

да  $\omega \approx 0$ , и при максимальной скорости вращения  $\omega = 471$  рад/с, показав, что на увеличение напряжённого состояния соединительных звеньев механизмов машин помимо действия инерционных нагрузок существенное влияние оказывает величина погрешности отклонения расположения сопрягаемых поверхностей его шарнирных соединений и особенно, лагбная и крутильная жёсткость поперечных сечений звеньев.

В третьей главе на основе полученных данных в предыдущих разделах рассматривается методика расчёта основных параметров соединительных звеньев механизмов швейных машин и определения критериев оценки работоспособности цилиндрических шарнирных соединений с учётом наличия накопленной погрешности углового отклонения осей их сопрягаемых поверхностей.

Выбор основных параметров соединительных звеньев механизмов швейных машин должен удовлетворять техническим требованиям, предъявляемым к их работе, а именно: заданной износостойкости, обеспечивающей гарантийный срок службы шарнирного соединения; условия прочности и продольной устойчивости при действии экстремальных случайных нагрузок.

Проверку цилиндрических шарнирных соединений соединительных звеньев высокоскоростных швейных машин предлагается проводить из условия обеспечения износостойкости:

$$P_{\max} = \frac{4(R+N)}{f \cdot d \cdot \rho \cdot K} \leq [\rho], \quad (11)$$

а для высокоскоростных машин из условия отсутствия перегрева:

$$(P \cdot V)_{cp} = \frac{4(R+N)_{cp} \cdot V}{f \cdot d \cdot \rho \cdot K} \leq [\rho \cdot V]. \quad (12)$$

Формулы (11 и 12) отличаются от известных выражений наличием дополнительной нормальной реакции  $N$ , действующей в шарнирном соединении, и приведённым коэффициентом площади пятна контакта  $K$  трущихся поверхностей, величина которого зависит от точности изготовле-

ния, ст податливости соединительного звена и состояния макрогеометрии сопрягаемых поверхностей его кинематических пар.

Учитывая деформации растяжения, изгиба и кручения соединительных звеньев, условие обеспечения их прочности должно определяться выражением:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\left(\frac{R}{\beta h} + \frac{Nz \rho_a \sigma}{\beta h^2}\right)^2 + 3\left(\frac{N_y \rho_a}{\beta h^2}\right)^2} \leq [\sigma]. \quad (12)$$

Одним из основных проверочных условий должно быть обеспечение условия продольной устойчивости соединительных звеньев при действии экстремальных случайных нагрузок, а именно:

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E I}{12 l^2} \leq [\sigma]_{\text{кр}} = \varphi [\sigma]_k \quad (14)$$

Используя выражения (11, 12, 13 и 14), основные параметры соединительных звеньев механизмов швейных машин по следующим выражениям:

а) длина кинематических пар соединительных звеньев невысокоскоростных машин

$$l \geq \frac{4(R+N)}{\pi \cdot d \cdot k \cdot [\rho]}; \quad (15)$$

б) длина кинематических пар звеньев высокоскоростных машин

$$l \geq \frac{4(R+N)_{\text{ср}}}{\pi \cdot d \cdot k \cdot [\rho \nu]}; \quad (16)$$

в) ширина поперечного сечения соединительных звеньев

$$b \geq \frac{1}{[\sigma]} \sqrt{\left(\frac{R}{h} + \frac{6Nz \cdot \rho_a}{h^2}\right)^2 + 3\left(\frac{N_y \rho_a}{h^2}\right)^2}; \quad (17)$$

г) толщина поперечного сечения

$$h \geq \sqrt{\frac{12 \rho^2 \varphi [\sigma]_k}{\pi^2 E}}. \quad (18)$$

С учётом поставленной задачи большой интерес представляет исследование влияния несоосности сопрягаемых поверхностей на долговечность игольчатых подшипников, которые находят широкое применение в цилиндрических шарнирных соединениях механизмов швейных машин вследствие их компактности и относительно высокой несущей способности.

Долговечность игольчатого подшипника определяется по соотношению  $\frac{C}{F_z f_0}$ , где  $C$  - коэффициент грузоподъёмности подшипника;  $F_z = R + N$  - наиболее вероятная величина нагрузки, действующей в шарнирном соединении;  $f_0$  - коэффициент учитывающий степень несоосности сопрягаемых поверхностей игольчатого подшипника.

После подстановки соответствующих справочных и расчётных данных была определена долговечность игольчатого подшипника, установленного в верхнем шарнирном соединении исследуемого кривошипно-ползунного механизма иглы, которая с учётом зависимого вида допуска на отклонения сопрягаемых поверхностей шарнирных соединений равна:

- при доверительной вероятности, равной 0,8827,  $\Delta h = 430$  час;
- при доверительной вероятности, равной 0,9545,  $\Delta h = 310$  час;
- при доверительной вероятности, равной 0,9973,  $\Delta h = 100$  час.

При условии назначения независимого вида допуска на отклонения долговечность игольчатого подшипника повысилась бы, а именно: для вариантов - а)  $\Delta h = 1340$  час; б)  $\Delta h = 440$  час; в)  $\Delta h = 360$  часов. Данное сравнение даёт количественную и качественную оценку преимущества назначения независимого вида допуска на отклонения расположения сопрягаемых поверхностей цилиндрических шарнирных соединений перед зависимым.

Четвёртая глава посвящена вопросу исследования влияния частот собственных поперечных колебаний соединительных звеньев механизмов швейных машин, вызванных их деформацией изгиба при наличии несоосности сопрягаемых поверхностей цилиндрических шарнирных соединений, на общий уровень вибрации машин, а также экспериментальному подтверждению результатов расчёта.

Если рассматривать машину как систему материальных точек, выполняющих различные взаимозависимые перемещения, с учётом восстанавливающих сил, вызванных деформацией звеньев тела машин от наличия взаимных перекосов сопрягаемых поверхностей их кинематических

пар, уравнение движения предлагается рассматривать в виде:

$$\sum_{i=1}^n \bar{P}_i + \sum_{i=1}^n (-m_i \cdot \bar{a}_i) - \sum_{i=1}^n \bar{N}_i = 0 \quad (19)$$

При этом различают два вида начальной неуравновешенности вращающихся деталей механизмов швейных машин: конструктивную неуравновешенность, обусловленную особенностями конструкций деталей, центр масс которых смещён относительно оси вращения, и начальную неуравновешенность, обусловленную отклонениями номинальных параметров формы и расположения деталей.

Если конструктивная неуравновешенность частично устраняется расчётными методами в процессе проектирования машины, то неуравновешенность, которая носит случайный характер, можно устранить только проведением динамической балансировки всей машины в сборе на этапе её юстировки с использованием специальной балансировочной аппаратуры, характерный тип которой был разработан специалистами МТИИпа совместно с автором данной работы и защищён авторским свидетельством № 823923 "Балансированный стенд для уравновешивания механизмов швейных машин".

Предыдущие выводы об уменьшении жёсткости поперечного сечения соединительных звеньев механизмов машин вызывают необходимость определения их собственных частот поперечных колебаний, величина которых для обеспечения нормальной работы машины должна быть за пределами частот вынужденных колебаний для исключения возможных резонансных явлений.

Согласно метода Релея, который основан на равенстве максимальных значений кинетической и потенциальной энергий при колебаниях системы:

$$T_{\max} = 0,5 \cdot m \cdot \dot{x}_c^2 + 0,5 \int_0^l m \cdot \dot{x}^2 dz;$$

$$P_{\max} = 0,5 \cdot C \cdot x^2.$$

Величина прогиба звена под действием поперечной силы  $P$ , которую необходимо приложить к массе головки шатуна  $m$ , характеризуется выражением:

$$x(z) = \frac{P \cdot l^3}{3 \cdot E J} \left[ \frac{3}{2} \left( \frac{z}{l} \right)^2 - \frac{1}{2} \left( \frac{z}{l} \right)^3 \right].$$

Используя данное выражений определим максимальное значение кинетической энергии системы:

$$T_{\max} = \frac{m}{2} \rho^2 \left( \frac{P l^3}{3 E J} \right)^2 + \frac{m_0}{2} \rho^2 \left( \frac{P l^3}{3 E J} \right)^2 \int_0^l \left[ \frac{3}{2} \left( \frac{z}{l} \right)^2 - \frac{1}{2} \left( \frac{z}{l} \right)^3 \right]^2 dz,$$

или

$$T_{\max} = \frac{\rho^2}{2} \left( \frac{P l^3}{3 E J} \right)^2 (m + \mu \cdot m_0 \cdot l), \quad (20)$$

где  $\mu$  - коэффициент приведения массы системы, который равен

$$\mu = \frac{1}{l} \int_0^l \left[ \frac{3}{2} \left( \frac{z}{l} \right)^2 - \frac{1}{2} \left( \frac{z}{l} \right)^3 \right]^2 dz = 0,238;$$

$m_0$  - масса единицы длины соединительного звена.

Наибольшее значение потенциальной энергии:

$$P_{\max} = \left( \frac{C}{l} \right) \left( \frac{P l^3}{3 E J} \right)^2, \quad (21)$$

где  $C = \frac{3 E J}{l^3}$  - жёсткость соединительного звена.

Учитывая равенство выражений (20 и 21) и решая их относительно  $\rho$ , получим выражение, определяющее частоту собственных поперечных колебаний шатуна исследуемого механизма иглы при условии отсутствия радиального зазора в верхней кинематической паре, условно принятой за заделку,

$$\rho = \frac{1,73}{l} \sqrt{\frac{3 E J}{(m + \mu \cdot m_0 \cdot l) \cdot C}}. \quad (22)$$

Достоверность формулы (22) была подтверждена экспериментально. При этом было установлено, что частота собственных поперечных колебаний шатуна, установленного без зазора, в 1,2 раза больше чем при наличии зазора в кинематической паре.

На основании этого условия, определяющего отсутствие резонансных поперечных колебаний соединительных звеньев бытовых и промышленных

швейных машин при наличии накопленной погрешности углового отклонения осей сопрягаемых поверхностей их цилиндрических шарнирных соединений, будет представлено в виде:

$$\rho = \frac{0,8E}{E} \sqrt{\frac{3E\Gamma}{(m + \sqrt{4 \cdot m \cdot E}) E}} \leq [\Omega], \quad (23)$$

где  $\rho$  - частота собственных поперечных колебаний основного тона соединительного звена, имеющего радиальные зазоры в его кинематических парах;

$[\Omega] = 1,3 \omega$  - допускаемая первая резонансная частота;

$\omega$  - частота возмущающей силы или частота вращения главного вала машины.

С учётом условия (23) были разработаны номограммы, позволяющие определять минимальную толщину соединительных звеньев механизмов бытовых и промышленных швейных машин в зависимости от угловой скорости вращения главного вала машины, длины соединительных звеньев и прочностных свойств различных материалов, наиболее часто используемых в машинах.

В главе пятой более подробно отражена практическая реализация разработки.

В приложениях работы приведены статистические данные результатов замеров параметров отклонений сопрягаемых поверхностей деталей шарнирных соединений исследуемого кривошипно-ползунного механизма иглы машины 852 класса с гистограммами распределения случайных величин замеряемых параметров отклонений; таблицы кинестатического расчёта механизмов на ЭМ "Минск-32"; акты, протоколы, расчёт экономической эффективности и справки, подтверждающие результаты внедрения.

Обобщение теоретических и экспериментальных исследований, представленных в работе, позволяют сделать следующие выводы и рекомендации:

1. Долговечность сопрягаемых поверхностей цилиндрических шарнирных соединений механизмов швейных машин помимо влияния действующих инерционных нагрузок, условий смазки и износостойкости применяемых материалов существенно зависит также от геометрической точности их взаимного расположения.
2. Проведённая количественная оценка определения наиболее вероятной величины отклонения расположения сопрягаемых поверхностей верхнего шарнирного соединения шатуна кривошипно-ползунного механизма иглы швейной машины 852 класса ПМВ им. Калинина подтвердила то, что 64,8% механизмов всех машин имеют дополнительную избыточную связь, которая приводит к деформации изгиба и кручения шатуна и к повышенному износу его шарнирных соединений.

3. Полученные в результате анализа условия:

а) при независимом виде допуска на отклонения

$$\sigma_{\alpha} - \sigma_{\beta_j} \leq 0;$$

б) при зависимом виде допуска на отклонения

$$\sigma_{(\alpha+\beta)}^M - \sigma_{\beta_j} \leq 0,$$

обеспечивающие нормальную работу механизма без наличия дополнительных избыточных связей, характеризуются тем, что среднее квадратическое угловое отклонение осей сопрягаемых поверхностей кинематической пары  $\sigma_{\alpha}$  и  $\sigma_{(\alpha+\beta)}^M$  не должно превышать величину среднего квадратического углового отклонения  $\sigma_{\beta_j}$  её осей в пределах наиболее вероятной величины радиального зазора.

4. Величина дополнительной нагрузки в цилиндрическом шарнирном соединении соединительного звена механизма машины при наличии несоосности, превышающей величину углового отклонения осей сопрягаемых поверхностей рассматриваемой кинематической пары в пределах её радиального зазора, существенно зависит от жёсткости поперечного сечения звена, параметры которого должны быть

минимально допустимыми.

5. Предложенные методы расчёта основных параметров соединительных звеньев механизмов машин с учётом отклонений расположения сопрягаемых поверхностей деталей их шарнирных соединений, которые приводят к уменьшению площади пятна контакта трущихся поверхностей, к увеличению удельных давлений и скорости процесса изнашивания цилиндрических вращательных и поступательно перемещающихся соединений, позволяют определять:
- длину цилиндрических шарнирных соединений для низкоскоростных ( $\omega < 360$  рад/с) и высокоскоростных ( $\omega > 400$  рад/с) бытовых и промышленных швейных машин;
  - параметры поперечного сечения соединительных звеньев при обеспечении условий их прочности и продольной устойчивости.
6. На основе проведённого анализа работоспособности игольчатого подшипника, установленного в верхнем шарнирном соединении механизма иглы, определено, что 68,27% всех подшипников имеют наиболее вероятную долговечность  $\Delta h = 430$  часов, а 95,45% подшипников - 310 часов, в то время как гарантийный срок службы работы машины в течении одного года при одноосменном режиме работы составляет 1370 часов.
7. Для повышения долговечности работы игельчатых подшипников, используемых в механизме иглы машин кл. 852 и 862, необходимо:
- обеспечить (как минимум) процесс изготовления и контроля параметров отклонений сопрягаемых поверхностей всех деталей шарнирных соединений по независимому виду допуска на отклонения, который позволит обеспечить наиболее вероятную долговечность в пределах 1340 часов - 68,27% всех машин и 440 часов - для 95,45% машин;
  - или повысить точность изготовления параметров отклонения расположения сопрягаемых поверхностей всех кинематических пар исследуемого механизма (параллельность, перпендикулярность,

плоскостность и др.) в пределах до 0,02/100 мм вместо 0,1/100, используемых, в основном, в действующем производстве.

8. Одним из рациональных конструктивных решений по устранению влияния несоосности кинематических пар является использование стандартных подшипников трения качения и скольжения, которые нашли успешное применение при разработке краеобметочных швейных машин кл. 25I и 25I-I (взамен 5I и 5I-A классов), обеспечивающих повышение скоростного режима  $\omega = 470$  рад/с без изменения основных кинематических параметров и режима смазки.
- Ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения 25 машин кл. 25I на предприятиях лёгкой промышленности составит 25352 руб.
9. На основе проведённого анализа по определению частот собственных поперечных колебаний соединительных звеньев, построены номограммы, позволяющие определять минимально допустимые параметры их поперечного сечения в зависимости от угловой скорости вращения главного вала машины, типа выбранного материала и длины звеньев, и исключающие их работу в зоне резонансных частот.
10. Направление, принимаемое на уменьшение радиальных зазоров в кинематических парах механизмов машин без повышения точности взаимного расположения их сопрягаемых поверхностей, нецелесообразно и экономически необоснованно, т.к. это приводит только к увеличению вероятности их заклинивания, и более интенсивному износу цилиндрических шарнирных соединений.
11. Изготовление серийно освоенных машин и создание новых, имеющих неуравновешенность, связанную с отклонениями параметров звеньев в пределах установленного допуска на их размеры, требует необходимости их уравновешивания в сборе на специ-

альных балансировочных стендах, один из которых разработан специалистами МТИППа при участии автора данной работы (авторское свидетельство № 823923) и внедрён на ПМЗ.

Публикации по теме диссертационной работы:

1. Комиссаров А.И., Анастасиев А.А., Мозгов Э.М. Анализ влияния допусков расположения поверхностей деталей на работоспособность механизма иглы швейной машины. Известия вузов, Технология лёгкой промышленности, Киев, том 25, 1982, с 110-114.
2. СТП 27-00-6.008-82 Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения. Ограничения ГОСТ 24 643-81 СТ СЭВ 636-77. ПМЗ им. Калинина, 1982. Разрабатывался при участии автора с использованием его рекомендаций.
3. Фёдоров И.С., Николаенко А.А., Мозгов Э.М. Авторское свидетельство № 823923 "Балансировочный стенд для уравнивания механизмов швейных машин", 1979.
4. Николаенко А.А., Комиссаров А.И., Мозгов Э.М. и др. Механизм челнока швейной машины. Решение государственной научно-технической экспертизы изобретения НИИГПС от 25 января 1983г.



Подп. к печати 13.05.83 Л-85781 Формат 60x90 1/16 Изд. № 1854  
Уч.-изд. л. 1,0 Печ. л. 175 Тираж 150 экз. Зак. № Бесплатно

ЦНИИТЭИдегпищемаш. Печатно-множительная база  
105081, Москва, ул. Пущкинская, 52