

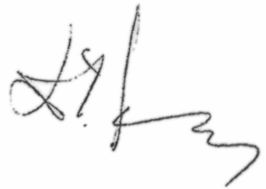
На правах рукописи
УДК 621.833

БЛИНОВ Дмитрий Сергеевич

**РАЗРАБОТКА НАУЧНО-МЕТОДИЧЕСКИХ ОСНОВ РАСЧЕТА И
ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ РОЛИКОВИНТОВЫХ
МЕХАНИЗМОВ, ИМЕЮЩИХ МНОГОЧИСЛЕННЫЕ ИЗБЫТОЧНЫЕ
СВЯЗИ**

**Специальность 05.02.02 – машиноведение, системы приводов
и детали машин**

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени доктора
технических наук



Москва – 2007

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Козырев В.В.

доктор технических наук, профессор Николаев В.П.

доктор технических наук, профессор Павлов В.Г.

Ведущая организация: ЗАО «Аэропривод»

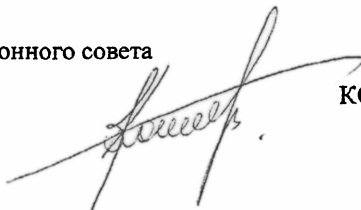
Защита диссертации состоится _____ в 14³⁰ на заседании диссертационного совета Д212.141.07 при Московском государственном техническом университете имени Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью, просьба высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского государственного технического университета имени Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан «___» _____ 200 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
доктор технических наук



КОТИЕВ Г.О.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы и объекты исследования. В настоящее время в промышленно-развитых странах и в РФ широко и успешно используются в ответственных изделиях современной техники относительно новые, исключительно перспективные механизмы – планетарные роликовинтовые механизмы (ПРВМ). ПРВМ относятся к механизмам, преобразующим вращательное движение в поступательное. В машиностроении указанные механизмы очень широко применяются, и прослеживается тенденция по расширению диапазона передаточной функции и повышению основных параметров этих механизмов, в том числе: точности, жесткости, нагрузочной способности, быстроходности, КПД, надежности, долговечности и других. ПРВМ по большинству параметров превосходят известные механизмы, преобразующие вращательное движение в поступательное, а по остальным не уступают последним. Например, по сравнению с известными шариковинтовыми механизмами (ШВМ) ПРВМ, имея примерно одинаковые КПД и кинематическую точность, превосходят ШВМ по: осевой жесткости в 1,5 раза, допускаемой частоте вращения винта в 3 и более раз, долговечности до 10 раз, величине диапазона изменения передаточной функции в десятки раз и т.д. Поэтому область применения ПРВМ постоянно расширяется, и ими в различных изделиях часто заменяют другие механизмы, преобразующие вращательное движение в поступательное.

В конце 80-х годов прошлого века в СССР, понимая перспективность ПРВМ, планировалось создать в городе Владимире специальный научно-технический центр по изучению ПРВМ, и даже началось его строительство. Однако по известным причинам данный центр не был создан.

ПРВМ, которые выбраны в качестве объектов исследования, являются наукоемкими изделиями со сложной кинематикой и конструкцией, имеющей многочисленные особенности. При работе ПРВМ рабочая осевая сила передается с винта на резьбовые ролики, а затем с роликов на гайку через несколько сотен сопрягаемых витков резьбы этих деталей. Отсюда важнейшей особенностью ПРВМ является большое количество (измеряется сотнями) избыточных связей, которое в ряде случаев переменное. Резьбовые детали ПРВМ пространственно нагружены, и при работе механизма в контакт постоянно вступают новые площадки на резьбовых поверхностях деталей ПРВМ. Это приводит к постоянному перераспределению рабочей осевой силы между сопрягаемыми витками деталей механизма.

Без раскрытия многократной статической неопределенности ПРВМ невозможно выполнить теоретические исследования и расчеты большинства основных параметров ПРВМ. При этом достоверные модели ПРВМ и методы раскрытия их статической неопределенности, а, следовательно, и методы расчета основных параметров этих механизмов до сих пор не разработаны. Количество избыточных

НТБ ИГТУ им. Н. Э. Баумана



1783594

Блинов Д. С. Разработка нау

обходимы качественно
ской неопределенности.
ИМ. Н. Э. БАУМАНА 1
Библиотека

Решение этой проблемы позволит обоснованно проектировать рациональные конструкции ПРВМ, а саму проблему следует считать актуальной.

В известных конструкциях ПРВМ ряд основных параметров находится в противоречии с другими параметрами. Например, повышение точности и жесткости ПРВМ приводит к снижению КПД и нагрузочной способности. Отсюда разработка новых конструкций ПРВМ, в которых указанное противоречие было бы частично устранено, является актуальной проблемой.

Цель исследования. Предложить новый подход к раскрытию многократной статической неопределимости ПРВМ, на его основе разработать пространственную физическую и математическую модели ПРВМ и методы раскрытия статической неопределимости этих механизмов с учетом погрешностей изготовления их деталей. Используя полученные результаты, разработать модели и методы расчета параметров жесткости и точности ПРВМ, прочности их деталей, контактной прочности в местах сопряжения деталей механизма и ряда геометрических параметров, а также заложить основы расчета ПРВМ на износостойкость. Разработать конструкции ПРВМ, которые по сравнению с известными конструкциями способны обеспечить повышение ряда основных параметров ПРВМ при сохранении других параметров в прежних границах.

Для реализации поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи: 1. Проанализировать основные особенности ПРВМ, некоторые из которых необходимо учитывать при разработке физической модели ПРВМ и для сборки механизма. С учетом этих особенностей разработать методику расчета основных размеров деталей ПРВМ и полей допусков на указанные размеры. При этом указанные размеры и поля допусков должны обеспечивать собираемость ПРВМ с минимальными зазорами между деталями механизма.

2. Выполнить высокоточные метрологические измерения деталей ПРВМ и, проанализировав полученные результаты, положить их в основу физической и математической моделей ПРВМ.

3. Разработать пространственную физическую модель ПРВМ.

4. Используя новый подход к раскрытию многократной статической неопределимости ПРВМ, разработать методы раскрытия статической неопределимости этих механизмов, математическое и программное обеспечение.

5. Выполнить теоретические исследования точности ПРВМ в общем случае при действии рабочей осевой силы и с учетом погрешностей изготовления деталей механизма.

6. Выполнить теоретические исследования жесткости ПРВМ, контактной прочности сопрягаемых витков деталей ПРВМ и прочности его деталей.

7. Определить основные критерии работоспособности ПРВМ и заложить теоретические основы для расчета ПРВМ на износостойкость.

8. Выполнить экспериментальные исследования осевой жесткости и кинематической точности ПРВМ для верификации.

9. На основе анализа достоинств и недостатков известных ПРВМ разработать новые конструкции ПРВМ и методики их расчета и конструирования.

Научная новизна работы заключается в том, что, учитывая большое число избыточных связей в ПРВМ, случайный характер распределения рабочей осевой силы между сопрягаемыми витками деталей ПРВМ и постоянное перераспределение указанной силы при работе механизма, предложен принципиально новый статистико-вероятностный подход к раскрытию статической неопределимости ПРВМ. При этом разработаны:

- пространственная физическая модель ПРВМ, отличающаяся от известных тем, что в ней учтены: форма и относительные размеры витков резьбы роликов, полученные в результате измерений; погрешности изготовления каждого захода резьбы многозаходных винта и гайки; шероховатости резьбовых поверхностей;

- математическая модель ПРВМ, для которой, а также и для расчета деталей ПРВМ было выполнено дальнейшее развитие известной задачи Штаермана о контакте цилиндра с цилиндрическим отверстием в безграничном теле – исследование напряженно-деформированного состояния контактирующих тел;

- оригинальные методы для раскрытия многократной статической неопределимости, в которых учитываются податливости резьбовых деталей и контактные податливости сопрягаемых шероховатых витков этих деталей. При этом накладываются условия статического равновесия для всех деталей ПРВМ, то есть определяется уравновешенное состояние ПРВМ. Для выбора из нескольких (обычно десяти – тридцати) уравновешенных состояний ПРВМ наиболее близкого к реальному состоянию механизма разработана численная интерпретация вариационного метода Ритца.

Впервые предлагается разрабатывать статистико-вероятностную модель нагружения деталей ПРВМ, для чего необходимо определять указанное распределение рабочей осевой силы для нескольких положений гайки на винте. В данной модели в концентрированном виде и наглядно отображено влияние на нагрузку витков резьбы деталей ПРВМ ряда параметров. К ним относятся: размеры деталей механизма, погрешности изготовления этих деталей, величина осевой силы и т.д.

Основываясь на более достоверном распределении рабочей осевой силы между сопрягаемыми витками деталей ПРВМ, разработаны оригинальные модели и методы расчетов, позволяющие более точно определять осевую жесткость ПРВМ, форму и размеры площадок контакта пар сопрягаемых витков деталей механизма и эпюру контактного давления на этих площадках, а также напряженное состояние деталей ПРВМ.

Впервые разработаны теоретические основы точности ПРВМ в общем случае, когда механизм нагружен рабочей осевой силой, и определяется суммарная погрешность реального положения гайки на оси винта по сравнению с номинальным положением. Установлены факторы, существенно влияющие на накопленную и циклическую составляющие суммарной погрешности, и разработаны методы для учета указанных факторов в величине суммарной погрешности (выявлены корреляционные связи).

С помощью наблюдений и высокоточных измерений доказано, что основным критерием работоспособности ПРВМ является износостойкость. Заложены основы расчета данных механизмов по указанному критерию, в том числе, впервые получены зависимости по определению числа циклов нагружения витков резьбы деталей ПРВМ.

Разработаны оригинальные численные методы для определения расстояния между осями винта и ролика и основных размеров деталей ПРВМ с учетом конструктивных особенностей этих механизмов и, впервые, с учетом погрешностей изготовления их резьбовых деталей.

Методы исследования. В работе использовались разделы и методы следующих дисциплин: теории вероятностей, математической статистики, аналитической геометрии, дифференциального и интегрального исчисления, теории рядов Фурье (с использованием σ -множителя Ланцоша), теоретической механики, сопротивления материалов, строительной механики машин, теории упругости, деталей машин, основ взаимозаменяемости и технических измерений и других. Часто использовались методы имитационного моделирования и численные методы, и практически все расчеты были выполнены по разработанным программам с использованием ЭВМ.

Достоверность полученных в работе результатов подтверждается: обоснованным выбором расчетных моделей; корректным использованием фундаментальных положений математики и механики; достаточно хорошей сходимостью теоретических и экспериментальных результатов; хорошим совпадением результатов исследования с данными, приведенными в литературе и каталогах; хорошей сходимостью результатов расчета ряда исследуемых параметров, выполненных для сопоставления различными методами; положительным опытом внедрения результатов работы.

Практическая ценность работы. Разработаны физическая и математическая модели ПРВМ, методы реализации указанных моделей и соответствующий им программный комплекс «Силы в ПРВМ», который использовался для моделирования взаимодействия элементов разъемных соединений в ИРМТ «Курчатовский институт».

Разработана методика расчета основных размеров деталей ПРВМ и полей допусков на эти размеры. Разработан программный комплекс «Работа ПРВМ», с помощью которого при проектировании ПРВМ можно моделировать его работу, прогнозировать ряд основных параметров и разрабатывать рациональные конструкции ПРВМ. Указанные методика и программный комплекс использовались при проектировании ПРВМ, входящих в состав прессов на ОАО «Тяжпрессмаш» (г. Рязань), нефтедобывающего оборудования на ОАО НПО «Техойл» (г. Москва) и электромеханических приводов авиационной техники на ОАО «Электропривод» (г. Киров).

Разработаны конструкции ПРВМ, на которые получены патенты РФ. Шесть разработанных конструкций ПРВМ относятся к высокоточным беззазорным

механизмам, из которых в двух конструкциях можно сочетать высокую точность и высокий КПД. В ПРВМ с модифицированной резьбой его деталей можно получать различную осевую жесткость и нагрузочную способность механизма. Разработанные конструкции расширяют гамму конструкций ПРВМ и могут найти рациональные области применения.

Разработаны и изготовлены два стенда для испытаний механизмов, преобразующих вращательное движение в поступательное. На конструкцию одного стенда получен патент РФ, и он может использоваться для испытаний указанных механизмов различных конструкций, а второй стенд использовался на АО «Москвич» (г. Москва) для контроля и определения срока, при котором требуется частично восстановить эксплуатационные параметры ПРВМ

Заложены основы расчета ПРВМ на износостойкость, которые можно использовать при разработке методики расчета ПРВМ по указанному критерию.

Результаты расчетов параметров контактного взаимодействия для задачи Штаермана с учетом ее развития преобразованы к безразмерному виду и, в виде графиков, используются при расчетах деталей машин.

Материалы диссертационной работы используются в учебном процессе.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы доложены на: научно-техническом совещании «Контактная жесткость в машиностроении» г. Куйбышев, 1977 г.; Всесоюзной научной конференции «Научно-техническое содружество Предприятие-ВУЗ» г. Москва, МГУ, 1980 г.; научно-технической конференции «170 лет МГТУ им. Н.Э.Баумана» г. Москва, МГТУ, 2000 г.; научно-технической конференции «Самолетное электрооборудование» АО «Аэроэлектрик», г. Москва, 2002 г.; научно-техническом совещании в АОА «Электропривод», г. Киров, 2003 г.; кафедре «Детали машин» МГТУ им. Н.Э.Баумана в 1992, 1997, 2003 и 2006 г.

Публикации. Тема диссертации отражена в 44 работах, среди которых одна монография и 9 патентов на изобретение.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, восьми глав, заключения и общих выводов, списка литературы и приложений. Общий объем работы 373 страницы машинописного текста, и содержит 275 страниц основного текста, 124 рисунка, 20 таблиц, список литературы из 146 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение посвящено обоснованию актуальности работы.

Первая глава посвящена состоянию и основным тенденциям развития механизмов, преобразующих вращательное движение в поступательное.

В результате обзора и анализа механизмов, преобразующих вращательное движение в поступательное, установлено, что количество таких механизмов невелико, и большинство из них имеет специфические области применения. В изделиях машиностроения для преобразования вращательного движения в

поступательное преобладают винтовые механизмы, обладающие многими достоинствами по сравнению с другими известными механизмами.

Разработан классификатор винтовых механизмов, который учитывает конструктивные особенности, принцип действия, кинематику и условия эксплуатации этих механизмов. Из выполненного обзора конструкций винтовых механизмов следует, что в настоящее время наибольшее применение находят винтовые механизмы, в которых реализуется трение качение: шариковинтовые механизмы (ШВМ) и планетарные роликовинтовые механизмы (ПРВМ). Сравнительный анализ ШВМ и ПРВМ показал, что ПРВМ по большинству эксплуатационных параметров превосходят ШВМ (см. актуальность работы и объекты исследования на стр. 1) и лучше других механизмов соответствуют тенденциям развития механизмов, преобразующих вращательное движение в поступательное. Поэтому в качестве объектов исследования выбраны перспективные ПРВМ, которые имеют различные конструкции и дополнительно подразделяются по количеству степеней свободы резьбовых роликов и по способу преобразования вращательного движения в поступательное. На рис. 1 показан общий вид ПРВМ с короткими

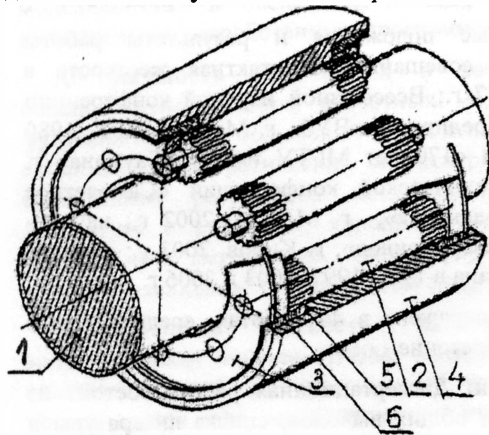


Рис.1

по резьбе нарезают наружные зубья, которые зацепляются с внутренними зубьями втулок 5, закрепленных в гайке. Осевое перемещение сепараторов ограничивается с помощью разрезных, пружинных колец 6. По торцам гайки закрепляют маслосъемные кольца 7, см. рис. 2.

В технической литературе (особенно зарубежной) исследованиям ПРВМ уделялось недостаточное внимание. В нашей стране первая работа, посвященная исследованиям ПРВМ, была опубликована в 1970 году Л.В.Марголиным. В дальнейшем исследованиями ПРВМ занимались: Бушенин Д.В., Гоголев Б.Б., Козырев В.В., Морозов В.В., Панюхин В.И., Ряховский О.А. и др. В.В.Козырев разработал и исследовал новую группу

роликами и цельной гайкой, между резьбовыми деталями которого имеются зазоры, а на рис. 2 – осевой разрез этого механизма. ПРВМ состоит из многозаходных винта 1 и гайки 4, однозаходных резьбовых роликов 2, шейки которых входят с зазором в отверстия сепараторов 3, расположенных с двух торцов гайки. Чтобы ролики относительно винта имели одну степень свободы, их дополнительно связывают с гайкой с помощью зубчатых зацеплений. Для этого на концах каждого ролика непосредственно

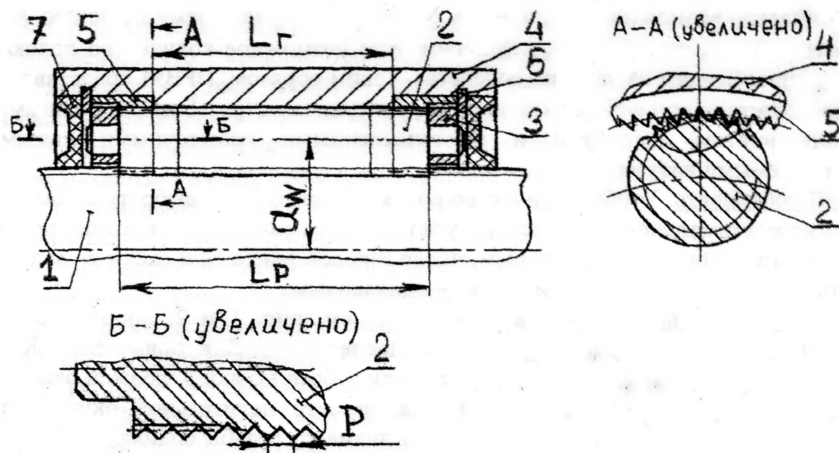


Рис. 2

механизмов – ПРВМ с длинными роликами. В настоящее время в РФ исследованиями ПРВМ занимаются во Владимирском ГУ и в МГТУ им.Н.Э.Баумана.

В конце главы сформулированы проблемы, цель и задачи исследования.

Вторая глава посвящена анализу основных особенностей ПРВМ.

1-я особенность. Чтобы между резьбовыми деталями ПРВМ в основном реализовывалось трение качения, средние диаметры резьбы винта d_{B2} , роликов d_{P2} и гайки $D_{Г2}$, а также число заходов резьбы гайки $z_{Г}$ (винта $z_{В}$) должны быть связаны между собой зависимостями, см. рис. 3

$$d_{P2} = d_{B2} / (z_{Г} - 2) \quad (1)$$

$$D_{Г2} = z_{Г} \cdot d_{P2} \quad (2)$$

2-я особенность. Чтобы избежать кромочных контактов витки резьбы винта и гайки изготавливают треугольными, а витки резьбы роликов – выпуклыми. Как правило, их профиль витков очерчен с двух сторон дугами окружности.

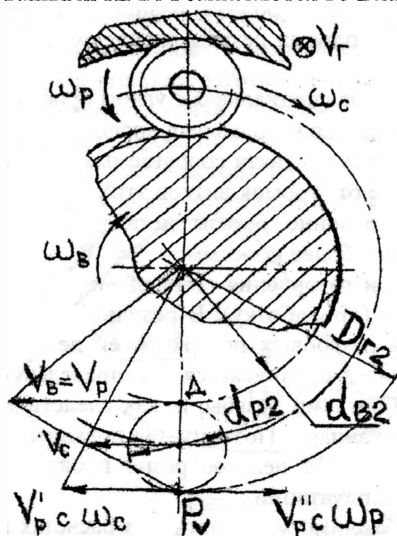


Рис. 3

3-я особенность. Витки резьбы ролика и гайки образуют внутреннее резьбовое соединение деталей, оси которых параллельны и не совпадают. Отсюда направление резьбы гайки и ролика должно быть одинаковое, и угол подъема резьбы гайки должен равняться углу подъема резьбы ролика.

4-я особенность. В ПРВМ для повышения нагрузочной способности, осевой жесткости и точности механизма количество роликов N должно быть равно

максимально возможному количеству $N_{\max}$ или чуть меньшему значению, чем значение $N_{\max}$, т.е. $N \leq N_{\max}$. Максимально возможное количество роликов $N_{\max}$ определяется из условия соседства. Таким образом, ПРВМ представляет собой конструкцию с N промежуточными элементами (резбовыми роликами) между винтом и гайкой и многочисленными избыточными связями (сопрягаемыми витками).

5-я особенность. Чтобы количество роликов можно было выбрать любым от трех до максимально возможного, и угловое положение роликов относительно винта и гайки было произвольным, число заходов винта Z_B и гайки Z_G должно быть равным, а направления их резьб – одинаковым.

6-я особенность. Гайка и каждый ролик, см. рис. 1 и 2, дополнительно соединены между собой зубчатыми зацеплениями. Для повышения КПД механизма диаметр делительной окружности зубьев втулки 5, должен равняться среднему диаметру резьбы гайки, а диаметр делительной окружности зубьев ролика должен равняться среднему диаметру резьбы ролика.

7-я особенность. Число заходов резьбы винта равно числу заходов резьбы гайки (см. 5-ю особенность), а средние диаметры резьбы этих деталей различны. Отсюда угол подъема резьбы винта не равен углу подъема резьбы гайки. При этом углы подъема резьбы гайки и ролика равны (см. 3-ю особенность). Следовательно, в ПРВМ угол подъема резьбы винта всегда не равен углу подъема резьбы ролика.

8-я особенность. Резьба винта, гайки и роликов специальная с углом профиля витков $\alpha = 90^\circ$. С увеличением угла α повышается нагрузочная способность и осевая жесткость ПРВМ за счет того, что пятна контакта сопрягаемых витков резьбы винта и ролика располагаются дальше от кромок витков этих деталей. Кроме того, с увеличением угла α изготовление резьбы деталей ПРВМ становится более технологичным, а контроль – более простым.

9-я особенность. Многие ПРВМ после изготовления деталей и сборки проходят специальную операцию – обкатку (приработку). В результате этой операции, вследствие интенсивного износа резбовых поверхностей деталей ПРВМ в местах концентрации нагрузки, выравнивается распределение рабочей осевой силы между сопрягаемыми витками резьбы, и, как следствие, повышается осевая жесткость и точность механизма. Поэтому для повышения жесткости, точности и других параметров ПРВМ целесообразно проводить приработку механизмов перед началом их эксплуатации.

Перечисленные особенности ПРВМ необходимо учитывать при расчетах и проектировании этих механизмов. Эти особенности, как правило, существенно усложняют теоретические исследования ПРВМ.

Третья глава посвящена метрологическим исследованиям опытных образцов ПРВМ типоразмера 48×8 (48 – это d_{B2} , а 8 – это подача гайки за 1 оборот винта), которые прирабатывались. Результаты исследований использовались для разработки физической модели ПРВМ, учитывающей геометрические параметры его деталей, точность их изготовления и т.д.

В результате измерения средних диаметров резьбы роликов каждого ПРВМ установлено, что средние диаметры резьбы роликов в комплекте укладываются в узкий диапазон размеров равный 2,5 мкм. Отсюда при разработке физической модели ПРВМ, пренебрегая погрешностью $\pm 1,25$ мкм от среднего значения в указанном диапазоне, можно считать, что все ролики в одном механизме имеют одинаковый средний диаметр резьбы.

Для измерения профилей винтовых поверхностей деталей ПРВМ использовался компьютеризированный прибор Form Talysurf, позволяющий точно (погрешность измерения на длине 20 мм составляет 0,1 мкм) измерять две координаты точек указанных профилей в осевой плоскости.

Для обработки результатов измерений разработан комплекс программ для ЭВМ. После анализа результатов измерений были сделаны следующие выводы: 1. На винте и гайке изготавливается специальная резьба с треугольным профилем. Измеренные точки боковых сторон витков (реальный профиль) этих деталей аппроксимировались методом наименьших квадратов линейными зависимостями (теоретический профиль). Было установлено, что точки реального профиля имеют отклонения от теоретического профиля не превышающие десятых долей микрона, а накопленные шаги резьбы по реальному и теоретическому профилям совпадают. Поэтому в физической модели ПРВМ можно использовать теоретический профиль витков резьбы винта и гайки.

2. На роликах изготавливается специальная резьба с выпуклым профилем. Измеренные точки боковых сторон витков (реальный профиль) роликов аппроксимировались методом наименьших квадратов теоретическим профилем, который состоит из двух участков одной и той же окружности, соединенных хордой (прямолинейным участком), см. рис. 4. Длины прямолинейных

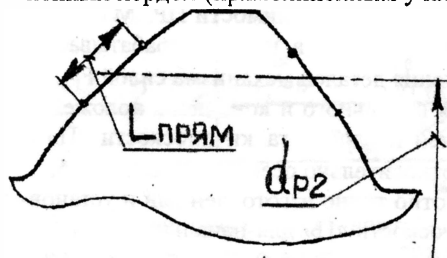


Рис. 4

участков $L_{\text{прям}}$ на профилях витков являются случайными величинами, распределение которых лучше всего описывается законом Гаусса, и в среднем равны 0,2...0,3 мм для шага резьбы деталей ПРВМ $P=1,6$ мм. Было установлено, что точки реального профиля имеют отклонения от теоретического профиля не превышающие десятых долей микрона, а накопленные

шаги резьбы по реальному и теоретическому профилям равны. Поэтому в физической модели можно использовать теоретический профиль витков резьбы роликов. Выявлена корреляционная связь между размером $L_{\text{прям}}$ прямолинейного участка произвольного витка ролика и отклонением реального накопленного шага резьбы произвольного витка от его среднего накопленного шага.

3. Было установлено, что случайные величины шагов резьбовых деталей ПРВМ лучше всего описываются нормальным законом распределения Гаусса. Для каждого ролика были определены значения параметров (среднее значение

и среднее квадратическое отклонение) закона Гаусса, а для винта и гайки – параметры закона Гаусса для каждого захода резьбы этих деталей.

4. Установлено, что основным критерием работоспособности ПРВМ является износостойкость. Во время работы ПРВМ длина прямолинейного участка витков роликов, зависящая от величины износа, увеличивается.

5. При статистической обработке измеренных шагов резьбы винта ПРВМ с помощью критерия Ирвина были выявлены бракованные витки, шаг резьбы которых не учитывался при определении параметров закона Гаусса.

Четвертая глава посвящена раскрытию статической неопределенности ПРВМ. Для опытного образца ПРВМ $N = 10$, $L_T = 80$ мм, а шаг $P = 1,6$ мм (см. рис. 2). Отсюда количество витков ролика вдоль любой образующей $M_P = L_T / P = 50$, а общее количество сопрягаемых витков гайки и всех роликов $(N \cdot M_P) = 500$. Количество сопрягаемых витков винта и всех роликов такое же. Между парой сопрягаемых витков может быть зазор или сближение при контакте. Отсюда, считая все сопрягаемые витки контактирующими, степень статической неопределенности опытного образца ПРВМ равна почти 1000.

1. Постановка задачи. Предложен новый подход, для которого: 1. Учитываются погрешности изготовления шагов резьбы деталей ПРВМ. Для этого, используя параметры закона Гаусса (определяют по результатам измерений или полям допусков), случайным образом генерируются указанные шаги резьбы.

2. Раскрытие статической неопределенности ПРВМ производится для K начальных (сила $F_{ГЗ} = 0$) положений гайки вдоль оси винта. Для каждого начального положения ищется осадка $W_{ВГ}$ гайки относительно винта (конечное положение) под действием одной и той же силы $F_{ГЗ}$ и распределение этой силы между контактирующими витками. Все результаты записываются в файлы.

3. Результаты K раз раскрытия статической неопределенности ПРВМ обрабатываются методами математической статистики, и в итоге разрабатывается статистико-вероятностная модель нагружения деталей механизма силой $F_{ГЗ}$.

Положение гайки вдоль оси винта для начального и конечного положений будем оценивать по координате Z средней по длине гайки плоскости «П» и углам наклона $\varphi_{ГХ}$ и $\varphi_{ГУ}$ этой плоскости относительно осей X и Y , см. рис. 5.

На рис. 5,а показан эталонный (абсолютно точно изготовленный и установленный) ПРВМ. На рис. 5,б показана плоскость «П» для начального положения ПРВМ или кинематический ПРВМ, так как $F_{ГЗ} = 0$. Если не учитывать погрешность установки $\delta_{УСТ}$ ПРВМ в корпус, то положения плоскости «П» вдоль оси для эталонного и кинематического ПРВМ будут отличаться на величину осевого зазора W_0 и погрешности $\delta_{ПРВМ}$, возникающей из-за неточностей изготовления резьбовых деталей ПРВМ по шагу. На рис. 5,г показано конечное положение ПРВМ (силового ПРВМ, так как $F_{ГЗ} > 0$), для которого его плоскость «П» гайки сместилась относительно начального положения на величину осадки $W_{ВГ} = Z_{ГН} - Z_{ГК}$ гайки относительно винта под действием силы $F_{ГЗ}$. При определении связи $F_{ГЗ}$ с $W_{ВГ}$ будем задаваться перемещениями.

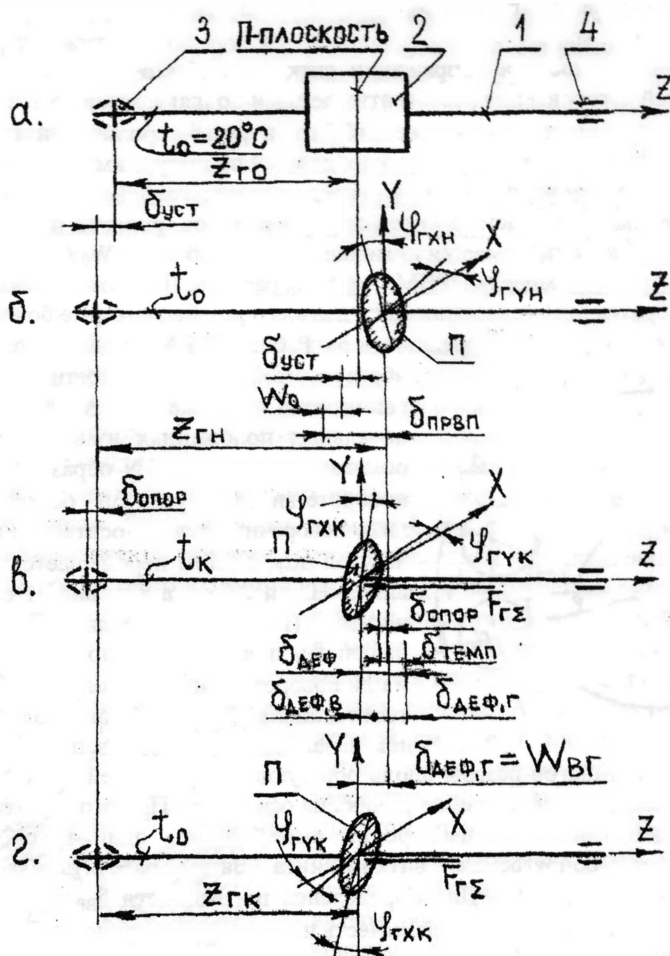


Рис. 5. Расчетная схема (1—винт; 2—гайка; 3—фиксирующая опора; 4—«плавающая» опора): а – эталонного ПРВМ; б – кинематического ПРВМ ($F_{ГЗ} = 0$); в – силового ПРВМ ($F_{ГЗ} > 0$); г – силового ПРВМ только для определения связи осевой силы $F_{ГЗ}$ с осадкой $W_{ВГ}$ гайки относительно винта.

Сначала проводились все исследования для ПРВМ с цельной гайкой (с осевыми зазорами), см. рис. 1 и 2, а затем модели и методы расчетов модернизировались для исследований беззазорных ПРВМ.

2. Определение начального положения гайки ПРВМ на оси винта (рис. 5, а и 5, б) сводится при заданном осевом зазоре W_0 к расчету погрешности

$$\delta_{ПРВМ} = \delta_B + \delta_{ВР} + \delta_{РГ}, \quad (3)$$

где: δ_B – накопленная погрешность винта из-за неточностей изготовления его резьбы по шагу, мкм;

δ_{BP} – погрешность в сопряжении витков резьбы винта и роликов из-за неточностей изготовления резьбы этих деталей по шагу, мкм;

δ_{PT} – погрешность в сопряжении витков резьбы роликов и гайки из-за неточностей изготовления резьбы этих деталей по шагу, мкм.

Физическая модель ПРВМ представляет собой пространственно расположенные сопрягаемые витки гайки и роликов, роликов и винта, между каждой парой которых имеется номинальный осевой зазор $W_0 / 2$.

Математическая модель ПРВМ и методы расчета. Для каждого захода винта вдоль N образующих генерировались шаги его резьбы, которые более не изменялись, и определялась погрешность δ_B . Работа ПРВМ моделировалась таким

образом, чтобы винт, дискретно поворачиваясь на один и тот же угол $\Delta\alpha_B$, в следующих начальных положениях взаимодействовал с роликами указанными N образующими. При повороте винта на угол $\Delta\alpha_B$ ось каждого ролика поворачивается относительно оси винта на угол $\Delta\alpha_P$, а гайка перемещается вдоль оси винта. На рис. 6 показаны винт 1 с образующими I и $(I + 1)$ и два соседних ролика 2 и 3 в начальном положении (сплошными линиями) и при повороте винта на угол $\Delta\alpha_B$ (прерывистыми линиями). Для каждого ролика в каждом начальном положении заново производилась генерация шагов резьбы вдоль образующих, взаимодействующих с винтом, и определялось положение ролика на оси винта. При этом считалось, что для ведущего винта каждый ролик имеет только один виток, который контактирует с сопрягаемым витком винта. Затем рассчитывалась сумма погрешностей $(\delta_B + \delta_{BP})$. Для определения погрешности δ_{BP} необходимо из

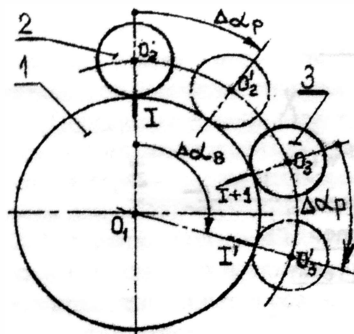


Рис. 6

указанной суммы погрешностей вычесть известную погрешность δ_B .

Далее в начальном положении для каждого ролика генерировались шаги его резьбы вдоль противоположных образующих, а также генерировались шаги резьбы многозаходной гайки вдоль образующих, взаимодействующих с роликами, рассчитывались погрешность $\delta_{ПРВМ}$ и углы $\varphi_{ГХН}$ и $\varphi_{ГУН}$ (см. рис. 5,б). При этом считалось, что положение гайки на роликах определяют три витка, которые контактируют с витками различных роликов. Эти витки определялись численно методом перебора. Для определения погрешности δ_{PT} из погрешности $\delta_{ПРВМ}$ надо вычесть сумму погрешностей $(\delta_B + \delta_{BP})$. Такая методика позволяет определить вклад в $\delta_{ПРВМ}$ каждой погрешности δ_B , δ_{BP} и δ_{PT} .

3. Определение конечного положения гайки ПРВМ на оси винта (рис. 5,в) сводится к установлению связи между осадкой W_{BG} гайки и осевой силой F_{TG} .

Между парой контактирующих витков действует нормальная сила F_N , которую можно разложить на осевую F_A , радиальную F_R и окружную F_t силы. Зная геометрические параметры винтовых деталей и любую из перечисленных выше сил, можно рассчитать остальные силы. В данном исследовании удобно использовать осевые силы F_A . При этом сумма осевых сил всех контактирующих витков винта (гайки) равна рабочей осевой силе $F_{ГТ}$.

3.1. Разработка физической и математической моделей ПРВМ.

Для учета шероховатости поверхностей пары контактирующих витков за основу была взята известная эмпирическая зависимость, разработана модель сопрягаемых витков деталей ПРВМ с шероховатыми поверхностями, выполнен эксперимент и учтены результаты измерений параметра шероховатости R_a винтовых поверхностей деталей опытных образцов ПРВМ.

Модель профиля продольного сечения витков роликов. Было установлено, что на выпуклом профиле витка ролика после обкатки образуется прямолинейный участок длиной $L_{\text{прям}}$ и выявлена корреляционная связь между размером $L_{\text{прям}}$ прямолинейного участка произвольного витка ролика и отклонением реального накопленного шага резьбы произвольного витка от его среднего накопленного шага. Таким образом, размеры $L_{\text{прям}}$ витков резьбы роликов назначались в физической модели с учетом выявленной корреляционной связи.

Модель контактного взаимодействия пары сопрягаемых витков ролика и

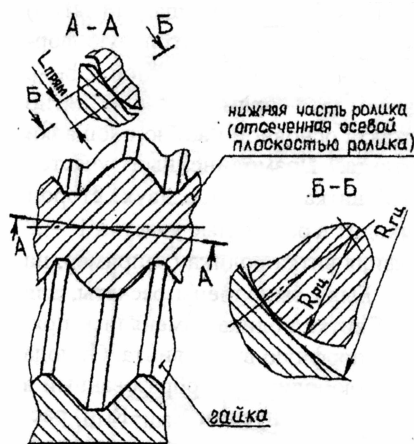


Рис. 7

а виток гайки безграничным телом с цилиндрическим отверстием. Расчетные параметры были получены, используя задачу И.Я.Штаермана о внутреннем контакте двух цилиндров, которая получила дальнейшее развитие методами задачи плоской деформации теории упругости с использованием функции Эри.

Модель контактного взаимодействия произвольной пары сопрягаемых витков винта и ролика с гладкими профилями. С учетом сделанных допущений и по

гайки с гладкими профилями. Рассмотрим в месте первоначального контакта нормальное к винтовым поверхностям гайки и ролика сечение А – А по виткам этих деталей, см. рис. 7. Как отмечалось выше, виток ролика после приработки имеет теоретический профиль с прямолинейным участком длиной $L_{\text{прям}}$. Теоретический профиль сопрягаемого витка гайки также прямолинейный, то есть у сопрягаемых витков ролика и гайки одна из главных кривизн винтовой поверхности равна нулю. При этом гайка имеет внутреннюю резьбу. Если рассматривать контакт сопрягаемых витков с позиции теории деформаций соприкасающихся тел, то виток ролика можно заменить приведенным цилиндром,

аналогии с разработанной моделью контактного взаимодействия произвольной пары сопрягаемых витков гайки и ролика, можно заменить пару сопрягаемых

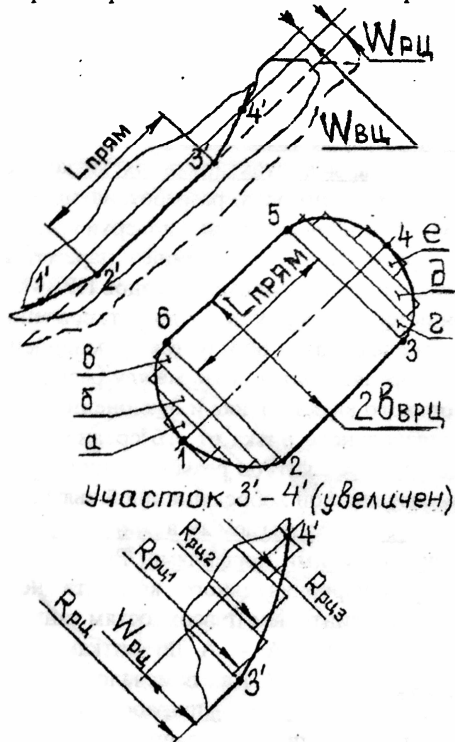


Рис. 8

и 3' – 4. Очевидно, что часть радиусного профиля витка ролика (например, на участке 3' – 4') также будет деформироваться. Были выполнены расчеты, для которых указанные части радиусного профиля витка ролика заменялись прямолинейными участками, которые параллельны профилю витка винта. Отсюда с витком-цилиндром винта взаимодействует виток ролика, преобразованный в основной цилиндр с радиусом $R_{РЦ}$, три цилиндра с радиусами $R_{РЦ1}$ – $R_{РЦ3}$, расположенные с одной стороны от основного цилиндра и три таких же цилиндра, расположенные с другой стороны от основного цилиндра. В результате взаимодействия витка-цилиндра винта с витком-цилиндром ролика с радиусами $R_{РЦ1}$ – $R_{РЦ3}$ получались дополнительные участки площадки контакта (полоски «а»–«е» на рис. 8), для которых подбирались огибающие линии 2–1–6 и 3–4–5. Эти линии лучше всего аппроксимируются уравнением эллипса.

Определение контактного давления между парой сопрягаемых витков деталей ПРВМ. На рис. 9 показана эпюра контактного давления $p_{ВРЦ}$ на площадке контакта витков винта и ролика с гладкими поверхностями в 3-х

витков винта и ролика приведенными цилиндрами. Расчетные параметры определяются, используя задачу Герца о внешнем контакте двух цилиндров с параллельными осями.

Определение формы и размеров площадки контакта между парой сопрягаемых витков с гладкими профилями. На рис. 8 изображен профиль витка ролика и профиль витка винта, показанный в момент первоначального касания пунктирной линией, а при сближении на величину $W_{ВРЦ}$ ($W_{ВРЦ} = W_{ВЦ} + W_{РЦ}$) – сплошной линией. В сопряжении витков винта и ролика, имеющих гладкие профили, с учетом принятых допущений взаимодействуют цилиндры, то есть площадка (пятно) контакта имеет прямоугольную форму с длиной $L_{прям}$ и шириной $2b_{ВРЦ}$. Назовем это прямоугольное пятно контакта основной частью площадки контакта. Прямолинейный участок 2' – 3' витка ролика с двух сторон переходит в радиусные участки 1' – 2'

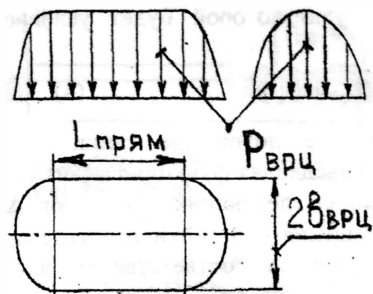


Рис. 9

щений $W_r[J]$ (г) гайки вдоль оси винта (I—номер ролика, J—номер витка гайки вдоль ее оси).

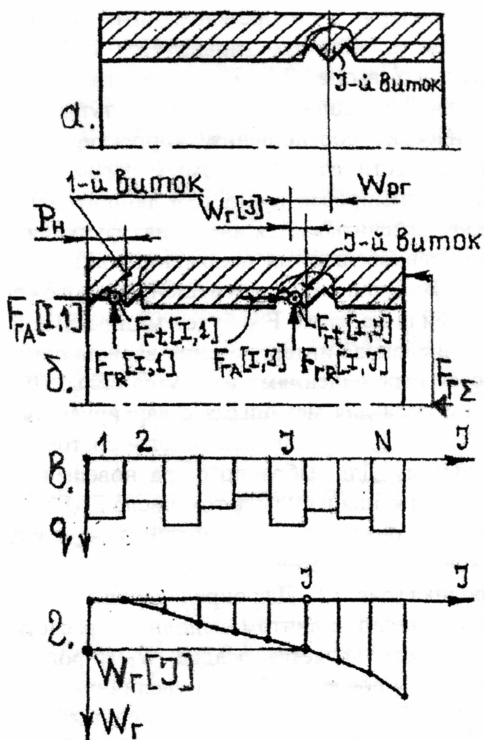


Рис. 10

4. Вдоль образующих гайки, взаимодействующих с роликами, суммировались силы $F_{ГД}[I,J]$, $F_{ГР}[I,J]$ и $F_{ГЛ}[I,J]$, и получались суммарные силы $F_{ГД}[I]$, $F_{ГР}[I]$ и $F_{ГЛ}[I]$, действующие со стороны ролика на гайку, см. рис. 11.

проекциях. Расчеты показали, что на дополнительных участках площадки контакта давление распределяется по эллипсоиду. Размеры площадок контакта и давления определяются с помощью ЭВМ.

Учет собственной податливости винта и гайки осуществлялся методом последовательных итераций, см. ниже.

3.2. Разработка методов расчета. На рис. 10 показаны осевое сечение гайки для начального (а) и конечного (б) положений, а также эпюры осевых сил $q[J]$ (в) и перемещений $W_r[J]$ (г) гайки вдоль оси винта (I—номер ролика, J—номер витка гайки вдоль ее оси).

1. Задавалась осадка гайки относительно роликов $W_{рг}$

2. Рассчитывались конечные зазоры или сближения $W_{рг}[I,J]$ между сопрягаемыми витками роликов и гайки. Для первой итерации не учитывались перемещения гайки и части винта, расположенной в пределах гайки, под действием осевой нагрузки, так как неизвестно распределение осевых сил вдоль осей этих деталей ($q[J]=0$ и $W_r[J]=0$). Для последующих итераций $q[J]$ рассчитывались по значениям осевых сил $F_{ГД}[I,J]$ (рис. 10), которые брались из предыдущей итерации, и определялись $W_r[J]$.

3. Для расчета сближений $W_{рг}[I,J]$, используя модель контактного взаимодействия пары сопрягаемых витков гайки и ролика, определялась нормальная сила в сопряжении и проекции этой силы $F_{ГД}[I,J]$, $F_{ГР}[I,J]$ и $F_{ГЛ}[I,J]$, см. рис. 10. Далее определялись $q[J]$ и рабочая осевая сила $F_{ГЭ}$.

Введем следующую функцию, равенство нулю которой будет условием равновесия гайки.

$$f(\Delta X, \Delta Y, \Delta \varphi_x, \Delta \varphi_y) = \sum_{i=1}^N [F_{ГР} \cdot \cos(\beta[i]) + F_{ГЛ} \cdot \sin(\beta[i])] \quad (4)$$

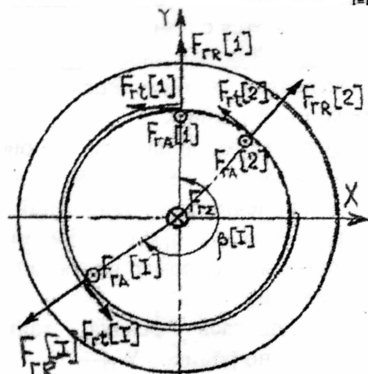


Рис. 11

значения сближений $W_{РГК}[I, J]$ в зависимости от варьируемых параметров; программный модуль, в котором запрограммирован пункт «3» данного алгоритма; программный модуль, в котором рассчитывается введенная функция и анализируется смена ее знака. Число уравновешенных положений гайки при расчете достигает нескольких десятков. Выбранным уравновешенным положением гайки будет такое, для которого сила на гайке $F_{ГЛ}$ будет минимальной. Объясняется это тем, что предложена численная интерпретация вариационного метода Ритца, для которого задаются перемещения и ищутся силы. При этом реальная сила будет меньше, чем сила для механизма с варьируемыми параметрами. Отсюда, чем меньше сила для уравновешенного состояния гайки, тем ближе это состояние к реальному. Для выбранного уравновешенного положения гайки рассчитываем все сближения и силы, в том числе $F_{ГЛ}[I]$.

5. Предварительный расчет параметров контактного взаимодействия между сопрягаемыми витками винта и роликов. Последовательно (в цикле по I) добиваются осевого равновесия каждого ролика (рис. 12). Для определения суммарной осевой силы $F_{ВА}[I]$ на ролике в сопряжении с винтом выполняют расчеты во вложенном цикле, параметром которого является осадка $W_P[I]$ ролика относительно винта. Величину осадки $W_P[I]$ последовательно увеличивают во вложенном цикле от нулевого значения. Вычисляют значения конечных зазоров (сближений) между сопрягаемыми витками ролика и винта и, используя модель контактного взаимодействия пары сопрягаемых витков винта и ролика, определяют нормальную силу в сопряжении и проекции этой силы $F_{ВА}[I, J]$, $F_{БР}[I, J]$ и $F_{ВЛ}[I, J]$. Суммируя указанные силы по виткам ролика (в цикле по J), получают суммарные силы $F_{ВА}[I]$, $F_{БР}[I]$ и $F_{ВЛ}[I]$ на ролики со стороны винта. Если $F_{ВА}[I] \approx F_{ГЛ}[I]$, то расчеты во вложенном цикле заканчивают.

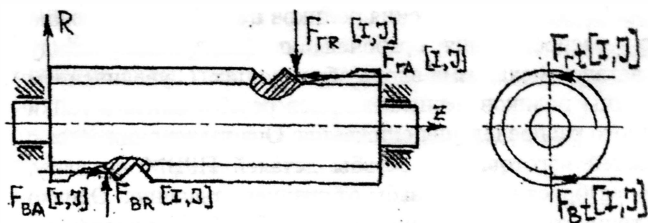


Рис. 12

$F_{BR}[I, J]$ и $F_{GR}[I, J]$. Определение распределения радиальных сил, при котором ролик уравновешен, производится численно с помощью ЭВМ в четырех вложенных циклах. При этом считается, что ролик поворачивается в осевой плоскости $R - Z$ относительно некоторой точки, положение которой ищется.

6. Уточненный расчет параметров контактного взаимодействия между сопрягаемыми витками винта и роликов проводят так, как было описано выше для контакта витков гайки и роликов (рис. 10). Уточнение получается за счет того, что учитываются осевые перемещения части винта, расположенной в пределах гайки. В итоге определяются величины всех осадок и сил. Далее определяют осадку W_{BR} комплекта роликов относительно винта и осадку $W_{BI} = W_{BR} + W_{RG}$.

Найденные величины конечных сближений (зазоров) между сопрягаемыми витками деталей ПРВМ, сил между контактирующими витками, размеров площадок контакта, максимальных контактных давлений и других параметров записываются в файлы.

Интерес представляет распределение рабочей осевой силы $F_{ГГ}$ между сопрягаемыми витками деталей ПРВМ. На рис. 13 представлены графики отноше-

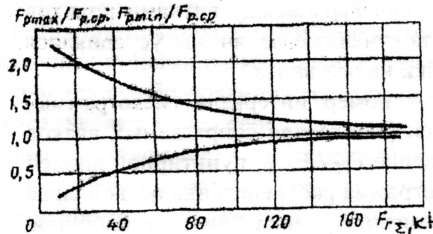


Рис. 13

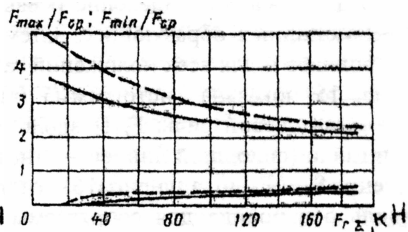


Рис. 14

ний $F_{P,MAX} / F_{P,CP}$ и $F_{P,MIN} / F_{P,CP}$ в зависимости от величины силы $F_{ГГ}$. При этом: $F_{P,CP} = F_{ГГ} / N$ – средняя сила, передаваемая через ролик; $F_{P,MAX}$ и $F_{P,MIN}$ – соответственно наибольшая и наименьшая сила, передаваемая через ролик. Выберем из всех витков всех роликов ПРВМ наиболее нагруженный виток и наименее нагруженный виток, и обозначим силы на этих витках F_{MAX} и F_{MIN} . Пусть $F_{CP} = F_{ГГ} / (N \cdot M_p)$ – средняя нагрузка на виток ролика. На рис. 14 показаны графики отношений F_{MAX} / F_{CP} и F_{MIN} / F_{CP} в зависимости от величины осевой силы на гайке $F_{ГГ}$ (сплошной линией для сопрягаемых витков гайки и роликов, прерывистой линией для сопрягаемых витков винта и роликов).

Установлено, что из-за особенности нагружения роликов в ПРВМ невозможно достичь равномерного распределения рабочей осевой силы между сопрягаемыми витками деталей механизма вдоль образующих. С увеличением рабочей осевой силы, длины роликов и числа заходов резьбы винта и гайки неравномерность указанного распределения снижается. Она также снижается с уменьшением погрешностей изготовления резьбы деталей ПРВМ по шагу, особенно с уменьшением разброса шагов резьбы от среднего значения. Однако резервы по повышению точности изготовления деталей ПРВМ ограничены.

Чтобы все сопрягаемые витки роликов и гайки вступили в контакт, необходима осевая сила, которая в зависимости от типоразмера ПРВМ, шага резьбы его деталей и точности их изготовления составляет 10–30% от допускаемой статической нагрузки. Чтобы все сопрягаемые витки винта и роликов вступили в контакт, необходима сила, составляющая 7–20% от той же нагрузки.

3.3. Разработка статистико-вероятностной модели нагружения деталей ПРВМ. Указанную модель предлагается разрабатывать по результатам выполненных расчетов. Она состоит из моделей нагружения винта, роликов и гайки. Особый интерес представляет модель нагружения роликов, для которой рассчитано распределение рабочей осевой силы $F_{r\Gamma}$ между N роликами. Далее, как показал анализ результатов расчетов, можно с небольшой погрешностью разработать обобщенную модель ролика, которая описывает распределение осевой силы $F_p[I]$, действующей на I -ый ролик, для всех роликов одного ПРВМ. Осевая сила $F_p[I]$, действующая на I -ый ролик, распределяется между его витками вдоль образующей, взаимодействующей с гайкой, и вдоль образующей, взаимодействующей с винтом. При разработке модели нагружения роликов для каждого произвольного положения гайки на оси винта определялось распределение осевых сил $F_p[I]$ между витками роликов вдоль 2-х указанных образующих. Затем полученные величины усреднялись для всех роликов и для всех положений гайки на оси винта.

На рис. 15 показана гистограмма (m – номер интервала гистограммы) распределения осевой силы $F_p[I]$ вдоль оси ролика для сопрягаемых витков ролика и гайки (сплошной линией – отношение $F_{p\Gamma} / F_{p,CP}$; пунктирной линией – отношение $S_{p\Gamma} / F_{p,CP}$), а на рис. 16 – гистограмма распределения осевой силы $F_p[I]$ вдоль оси ролика для сопрягаемых витков ролика и винта (сплошной

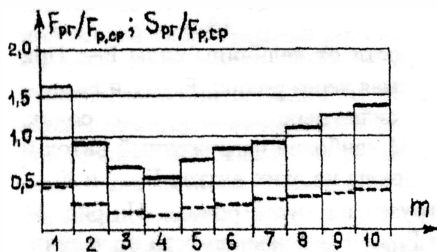


Рис 15

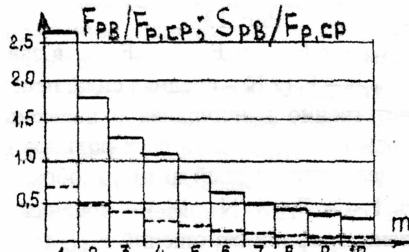


Рис. 16

линией – отношение $F_{PB} / F_{P,CP}$; пунктирной линией – отношение $S_{PB} / F_{P,CP}$). Где: F_{PT} и F_{PB} – усредненное для всех роликов и положений гайки на оси винта значение силы, действующей на произвольный виток ролика соответственно со стороны гайки и со стороны винта; S_{PT} (S_{PB}) – среднее квадратическое отклонение значения реальной силы, действующей на произвольный виток ролика со стороны гайки (винта), от F_{PT} (F_{PB}); $F_{P,CP} = F_P[I] / M_P$ – среднее значение силы, действующей на любой виток ролика (M_P – количество витков ролика вдоль образующей).

Пятая глава посвящена теоретическим исследованиям ПРВМ.

1. Определение реального значения межосевого расстояния a_w ПРВМ (рис. 2) и точки первоначального контакта витков винта и ролика. Реальное значение межосевого расстояния a_w больше номинального значения из-за неравенства углов подъема резьбы винта и ролика (см. 7-ю особенность во второй главе) и погрешностей изготовления резьбы винта и ролика, то есть

$$a_w = a_{w,НОМ} + \Delta a_w + \Delta a_{w,ВР}, \quad (5)$$

где: $a_{w,НОМ} = 0,5 \cdot (d_{B2} + d_{P2})$ – номинальное значение межосевого расстояния;

Δa_w – приращение межосевого расстояния, которое необходимо для того, чтобы витки ролика разместились во впадинах между витками винта при условии, что винт и ролик изготовлены абсолютно точно;

$\Delta a_{w,ВР}$ – приращение межосевого расстояния, которое учитывает погрешности изготовления резьбы винта и ролика.

Для определения Δa_w и координат точки первоначального контакта сопрягаемых витков винта и ролика X_{TK} и Y_{TK} был разработан итерационный численный метод. Его сущность заключается в том, что берут номинальное межосевое расстояние и проверяют, рассчитывая в точках (узлах сетки) расстояния между противоположными сторонами витка резьбы винта и сопрягаемыми соседними витками резьбы ролика, размещается или не размещается виток винта во впадине, образованной соседними витками ролика. Если не размещается, то увеличивают межосевое расстояние и повторяют расчет. Если размещается, то расчет заканчивают – искомые величины найдены. Для определения Δa_w , X_{TK} и Y_{TK} в зависимости от среднего диаметра резьбы винта d_{B2} и шага резьбы P предложены графики. Как показал анализ, с уменьшением угла α профиля витков резьбы деталей ПРВМ увеличивается приращение Δa_w межосевого расстояния, а точка первоначального контакта сопрягаемых витков винта и ролика смещается к вершинам сопрягаемых витков.

Для определения приращения $\Delta a_{w,ВР}$ был выполнен анализ погрешностей, возникающих при изготовлении резьбы винта и ролика, на основании которого установлено, что величина $\Delta a_{w,ВР}$ зависит от погрешности изготовления винта и ролика по шагу. Используя методы математической статистики, теории вероятностей и имитационного моделирования, из условия обеспечения сборки ПРВМ разработаны программы расчета на ЭВМ для определения приращения $\Delta a_{w,ВР}$ и аналогичного приращения Δr_r , на которое надо

уменьшить расстояние между осями гайки и ролика. Результаты расчетов представлены в виде графиков, с помощью которых можно определить $\Delta a_{w,вр}$ и $\Delta r_{г}$ в зависимости от шага резьбы P , длины роликов L_p и точности изготовления деталей по шагу.

2. Разработка основ точности ПРВМ. Чтобы эффективно расходовать средства на изготовление деталей, входящих в состав изделия, необходимо определить какие детали и какие их параметры в наибольшей степени влияют на точность работы изделия, т.е. нужно выявить корреляционные связи между этими параметрами и точностью. Для достижения наибольшей точности в машиностроении применяются беззачерновые механизмы, в том числе, и ПРВМ.

Исследовалась суммарная погрешность δ_{Σ} силового ПРВМ, к гайке которого приложена рабочая осевая сила $F_{г\Sigma}$, и, как частный случай, кинематическая погрешность ПРВМ ($F_{г\Sigma} = 0$).

Суммарная погрешность положения плоскости «П» силового ПРВМ это отрезок на оси Z винта между двумя положениями гайки. Первое положение (рис. 5,а) является исходным номинальным. Во втором положении (рис. 5,в) находится гайка реального механизма, к которой приложена рабочая осевая сила $F_{г\Sigma}$, а винт нагрелся во время работы до установившейся температуры t_k . Если рассмотреть положение гайки ПРВМ при нормальной температуре до приложения нагрузки, то это положение гайки отличается от номинального на величину кинематической погрешности ПРВМ (рис. 5,б). Отсюда суммарная погрешность силового ПРВМ без учета влияния на указанную погрешность динамических явлений определяется по следующей формуле

$$\delta_{\Sigma} = \delta_{уст} + W_0 + \delta_{ПРВМ} + \delta_{опор} + \delta_{деф} + \delta_{тем}, \quad (6)$$

где: $\delta_{уст}$ – погрешность установки винта ПРВМ в опорных узлах, мкм;

W_0 – суммарный осевой зазор между сопрягаемыми витками резьбы винта, роликов и гайки (для беззачерновых ПРВМ равен нулю), мкм;

$\delta_{ПРВМ}$ – погрешность ПРВМ из-за неточностей изготовления деталей механизма (исследовалась ранее в 4-ой главе), мкм;

$\delta_{опор}$ – погрешность (перемещение винта с гайкой) из-за деформаций опорных узлов под действием рабочей нагрузки, мкм;

$\delta_{деф}$ – погрешность (осевое перемещение гайки) из-за деформаций винта, резьбовых роликов и гайки ПРВМ под действием рабочей нагрузки, мкм;

$\delta_{тем}$ – погрешность (осевое перемещение гайки) из-за температурных деформаций деталей ПРВМ, в первую очередь, винта, мкм.

Сумма трех первых слагаемых в правой части формулы (6) равна кинематической погрешности ПРВМ. Если при ее определении измеряют начальное и конечное положение гайки, то погрешность установки винта ПРВМ в опорных узлах не учитывается и $\delta_{уст} = 0$.

$$\text{Погрешность } \delta_{деф} = \delta_{деф.в} + \delta_{деф.г}, \quad (7)$$

где: $\delta_{деф.в}$ – упругое растяжение или сжатие части винта (стержня) от фиксирующей опоры до ближайшего торца гайки под действием $F_{г\Sigma}$, мкм;

$\delta_{\text{деф.г}} = W_{\text{вг}}$ – перемещения гайки, роликов и части винта, расположенной в пределах гайки, под действием $F_{\text{гз}}$ (исследовалось ранее в 4-ой главе), мкм.

Исследование кинематической погрешности ПРВМ, для которой в 4-ой главе разработаны модели ПРВМ и методы расчета, сводится в основном к определению погрешности $\delta_{\text{ПРВМ}}$. В данной главе выполнен анализ влияния на величину $\delta_{\text{ПРВМ}}$ точности изготовления резьбовых деталей ПРВМ. Кинематическая погрешность разделяется на накопленную и циклическую составляющие. На рис. 17 показан график накопленной составляющей $\delta_{\text{ПРВМ}}$ вдоль оси Z для

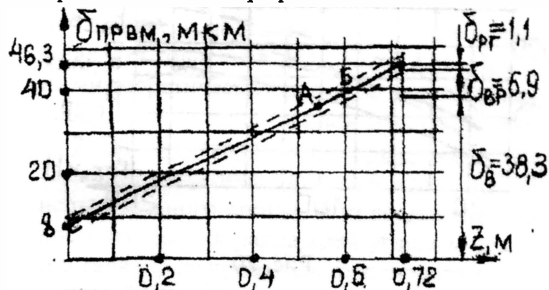


Рис. 17

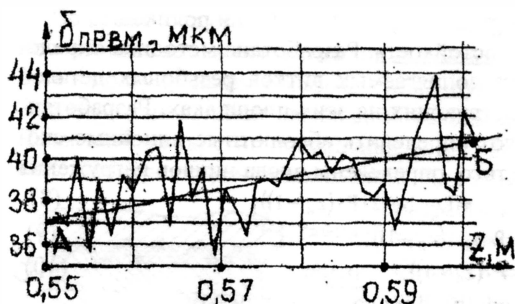


Рис. 18

роликов в среднем равна 0,25 мм), а также – осадки $W_{\text{рг}}$ и $W_{\text{вр}}$, сумма которых равна осадке $W_{\text{вг}}$. Прерывистой линией «а» показана жесткость этого же ПРВМ, для которого $L_{\text{прям}}$ в среднем равна 0,1 мм, а прерывистой линией «б», если $L_{\text{прям}}$ в среднем равна 0,4 мм. Осевая жесткость беззазорного механизма выше, чем ПРВМ с цельной гайкой. Объясняется это тем, что в беззазорных ПРВМ сила преднагрузки, деформируя шероховатые слои контактирующих витков и увеличивая их количество до приложения рабочей силы, повышает осевую жесткость ПРВМ.

При обкатке ПРВМ на витках роликов образуются прямолинейные участки. Отсюда механизмы после обкатки имеют не только более равномерное распределение осевой силы между сопрягаемыми витками деталей механизма, но и более высокую осевую жесткость.

опытного образца ПРВМ, а также доверительный интервал (прерывистые линии), полученный для 26 расчетов с одинаковыми исходными данными, а на рис. 18 – участок «АБ» на указанном графике. Ломаная линия характеризует циклическую составляющую $\delta_{\text{ПРВМ}}$.

3. Осевая жесткость ПРВМ.

Интерес представляет осевая жесткость гайки, комплекта роликов и части винта, расположенной в пределах гайки, которая и исследовалась в данной работе. На рис. 19 показан график зависимости от осевой силы $F_{\text{гз}}$ осадки $W_{\text{вг}}$ гайки относительно винта для опытного образца ПРВМ с цельной гайкой (длина $L_{\text{прям}}$ прямолинейного участка витков

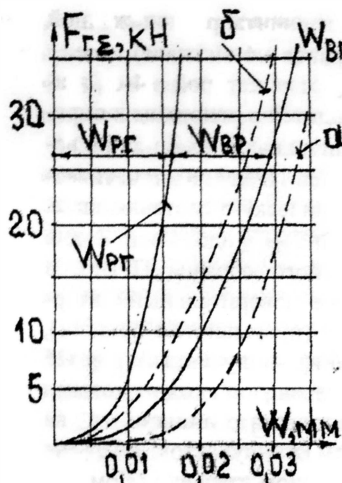


Рис. 19

симости от силы $F_{ГЭ}$ максимальных $p_{В,МАХ}$ и средних $p_{В,СР}$ давлений между сопрягаемыми витками винта и роликов, а также максимальных $p_{Г,МАХ}$ и средних $p_{Г,СР}$ давлений между сопрягаемыми витками гайки и роликов.

5. Основы расчета ПРВМ на износостойкость. Разработана методика определения размеров площадок контакта сопрягаемых витков резьбовых деталей ПРВМ и контактных давлений, действующих на этих площадках. Разработанные программы для ЭВМ позволяют определить абсолютные линейные скорости точек этих площадок. Кроме того, определены числа циклов нагружения витков резьбы (см. рис. 2):

$$\text{— винта } N_B = L_T \cdot N / (2 \cdot P \cdot (z_B - 1)); \quad (8)$$

$$\text{— гайки } N_G = N \cdot (L_B - L_T) \cdot (z_B - 2) / (2 \cdot P \cdot z_B \cdot (z_B - 1)); \quad (9)$$

$$\text{— роликов } N_P = (L_B - L_T) \cdot (z_B - 2) / (2 \cdot P \cdot (z_B - 1)), \quad (10)$$

где L_B — длина резьбовой части винта; z_B — число заходов резьбы винта.

Шестая глава посвящена экспериментальным исследованиям ПРВМ, которые проводились для сопоставления результатов полученных:

- в экспериментальных исследованиях опытных образцов ПРВМ, детали которых были подвергнуты точным метрологическим измерениям;
- в теоретических расчетах ПРВМ, при моделировании которых использовались данные указанных метрологических измерений.

Для испытаний опытных образцов ПРВМ были разработаны и изготовлены два испытательных стенда: первый в АО «Москвич»; второй в лаборатории кафедры «Детали машин» МГТУ им. Н.Э.Баумана.

1. Экспериментальные исследования осевой жесткости ПРВМ проводились в статике. Опытный образец ПРВМ устанавливался в базовые узлы испытательного стенда, винт фиксировался от поворота, а базовые элементы гайки соединялись с силовым механизмом, с помощью которого создавалась осевая

4. Контактная прочность сопрягаемых витков резьбы деталей ПРВМ. Определив максимальные давления на пятнах контакта пар сопрягаемых витков (см. главу 4), определялись максимальные эквивалентные напряжения в опасных точках этих витков. На рис. 20 показаны зави-

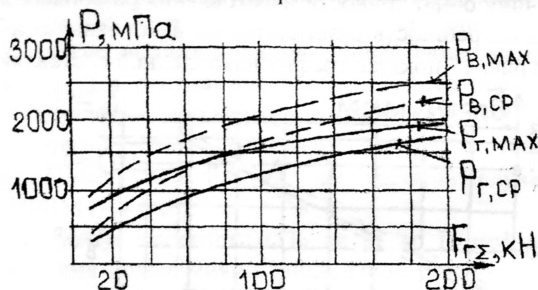


Рис. 20

сила $F_{ГЭ}$. Сила $F_{ГЭ}$ измерялась с помощью тензодатчиков, а осадка $W_{ВГ}$ гайки относительно винта – с помощью микроиндикаторов TESA с ценой деления шкалы 1 мкм. Эксперимент повторялся несколько раз. По усредненным измеренным значениям осевой силы $F_{ГЭ}$ и осадки $W_{ВГ}$ гайки относительно винта строилась кривая, характеризующая осевую жесткость опытного образца ПРВМ. Установлено, что результаты экспериментов хорошо сходятся с данными теоретических расчетов. Расхождения не превышают 10-12%.

В каталоге АО «АвтоВАЗ» представлены данные по осевой жесткости ПРВМ, которые используются во время сдаточных испытаний ПРВМ, поэтому неоднократно подтверждались этими испытаниями. Опытные образцы ПРВМ были изготовлены в АО «АвтоВАЗ». При сравнении указанных данных с данными теоретических расчетов расхождения не превышают 16%. Это является косвенным подтверждением достоверности теоретических расчетов ПРВМ.

2. Экспериментальные исследования кинематической точности ПРВМ проводились в статике. Опытный образец ПРВМ устанавливался в базовые узлы испытательного стенда, винт соединялся с делительным устройством (погрешность измерения равна трем угловым секундам), с помощью базовых элементов гайка фиксировалась от поворота и могла совершать только поступательное движение. На специальном ползуне закреплялись два-три индикатора микроперемещений MITUTOYO, погрешность измерения которых равна 0,5 мкм.

Во время эксперимента ползун с индикаторами устанавливался в различных положениях вдоль оси винта (на k -той измерительной трассе), гайка подводилась к ползуну таким образом, чтобы шупы индикаторов упирались в ее торец. Это положение гайки являлось начальным для k -той измерительной трассы. Далее винт дискретно поворачивался на один и тот же угол, а гайка перемещалась в контролируемое положение. Для обработки данных эксперимента были разработаны специальная методика и программа для ЭВМ. Полученные после статистической обработки результаты свидетельствуют о хорошей (расхождения до 15%) сходимости теоретических и экспериментальных данных.

Седьмая глава посвящена разработке новых конструкций ПРВМ. Известные конструкции ПРВМ, кроме неоспоримых достоинств, обладают рядом недостатков, поэтому не могут рационально удовлетворять все, предъявляемые к ним, требования. В известных безззорных ПРВМ выборка зазоров осуществляется за счет подбора толщины компенсатора и сжатия силой преднагрузки одной полугайки относительно другой. На рис. 21 показана схема ПРВМ: а –

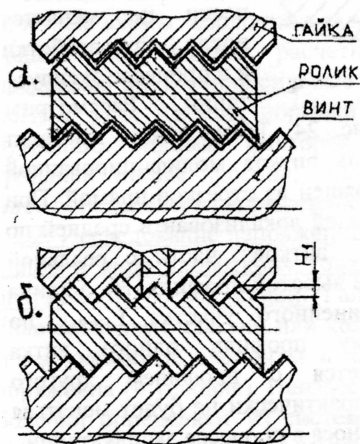


Рис. 21

с зазорами между витками резьбовых деталей; б – беззазорного. По сравнению с первым механизмом беззазорный ПРВМ имеет: более сложную конструкцию, сборку и наладку; более низкие КПД и осевую жесткость; меньшую рабочую высоту H_1 профиля резьбы в сопряжении витков гайки и роликов. Кроме того, рабочую осевую силу в беззазорном ПРВМ воспринимает только одна полугайка.

Разработано новое направление по проектированию ПРВМ, в основу которого положено использование в конструкции механизма гибкой, деформируемой гайки, изготавливаемой в виде цельной детали. На рис. 22 показана схема ПРВМ, в котором гайка выполнена в виде «короткой» цилиндрической оболочки с развитыми торцами под действием осевой силы F , а на рис. 23 – схема ПРВМ, в котором гайка выполнена в виде «длинной» цилиндрической оболочки под действием внешнего давления p .

Разработан способ компенсации зазоров между резьбовыми деталями ПРВМ за счет специальной установки роликов между винтом и гайкой и три конструкции ПРВМ, в которых данный способ материализован.

Разработан способ и две конструкции ПРВМ, позволяющие сочетать высокую точность с высоким КПД, т.е. преодолеть противоречие известных ПРВМ.

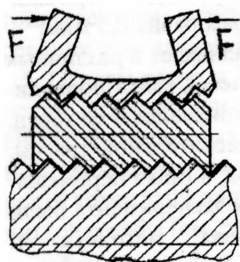


Рис. 22

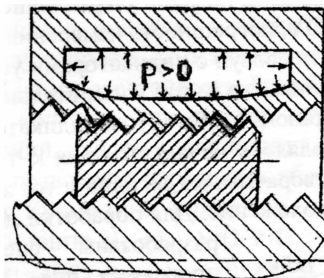


Рис. 23

Разработана конструкция механизма с модифицированной резьбой ее деталей, в которой длина прямолинейного участка $L_{\text{прям}}$ профилей витков велика и практически не меняется после приработки и в процессе эксплуатации. Рассмотрим

сопрягаемые витки гайки и ролика, см. рис. 24. Точно также выглядят сопрягаемые витки ролика и винта. Профиль витков модифицированной резьбы выполнен в виде ломаной линии, состоящей из отрезков прямой. При этом контакт между витками сопрягаемых деталей локализован в средней по

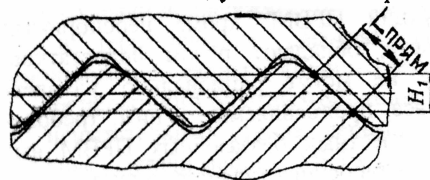


Рис. 24

высоте витков части с реальной рабочей высотой профиля H_1 , а длина прямолинейного участка $L_{\text{прям}}$, по которому профиль одного витка сопрягается с профилем другого витка, практически не будет меняться из-за износа в процессе эксплуатации.

Реальная рабочая высота профиля предлагаемой модифицированной резьбы деталей ПРВМ может быть легко

изготовлена любой возможной величины, а, как отмечалось выше, этот параметр существенно влияет на осевую жесткость и нагрузочную способность механизма в целом.

Разработана конструкция сепаратора ПРВМ, позволяющая производить регулировку зазоров между поверхностями сепаратора и шейками роликов.

Восьмая глава «Разработка инженерных методик расчета ПРВМ».

1. Методика расчета основных размеров деталей ПРВМ и полей допусков на эти размеры. Размеры деталей ПРВМ образуют три размерные цепи. Разработана инженерная методика расчета основных размеров деталей ПРВМ и полей допусков на важнейшие размеры этих деталей. При разработке указанной методики использовались графики для определения приращений Δa_w , $\Delta a_{w,вр}$ и Δr_1 , а также условия осуществления сборки механизма с наименьшими зазорами и отсутствия заострения витков резьбы его деталей.

2. Теоретические исследования ПРВМ с гибкими гайками. В двух новых конструкциях ПРВМ компенсация зазоров между сопрягаемыми витками резьбы деталей механизма осуществляется за счет деформирования тонкостенных гаек в радиальном направлении к оси винта. Для исследований использовалась моментная теория осесимметричных цилиндрических оболочек. Анализ размеров деталей ПРВМ и полей допусков на эти размеры показал, что перемещения точек гибкой гайки должны быть в пределах допусков на средний диаметр резьбы гайки, соответствующих 6-7 квалитетам точности.

2.1. Исследование напряженно-деформированного состояния гайки, выполненной в виде «длинной» тонкостенной оболочки и нагруженной внешним, равномерным давлением (см. рис. 23). Анализ возможных комбинаций закрепления гайки-оболочки в корпус показал, что возможны две расчетные схемы: оболочка с заделанными торцами; оболочка со свободными торцами. Для каждой расчетной схемы из граничных условий были определены внутренние силовые факторы на торцах, и получены зависимости прогиба, угла наклона нормали точек срединной поверхности оболочки и внутренних силовых факторов от осевой координаты. Для наглядности строились эпюры прогиба, указанного угла наклона и силовых факторов. Далее определялось напряженное состояние в опасных точках оболочки.

2.2. Исследование напряженно-деформированного состояния гайки, выполненной в виде «короткой» тонкостенной оболочки с развитыми торцами и нагруженной осевой силой. Гайка состоит из «короткой» цилиндрической оболочки и двух пластин или колец (см. рис. 22). Для расчета гайку расчленяют на указанные элементы и записывают граничные условия в местах их сопряжения (4 условия). Неизвестные внутренние силовые факторы на торцах оболочки определяют из системы 4-х линейных алгебраических уравнений, для которой выведены зависимости для расчета элементов матриц податливостей и свободных членов. Далее определялись зависимости прогиба, угла наклона нормали точек срединной поверхности оболочки и внутренних

силовых факторов от осевой координаты и строились соответствующие эпюры. Затем определялись напряжения в опасных точках оболочки.

3. Инженерные методики расчета ПРВМ с гибкими гайками. Теоретические исследования напряженно-деформированного состояния гибких гаек показали, что гайки-оболочки способны компенсировать суммарные радиальные зазоры в резьбовых сопряжениях деталей ПРВМ.

На базе теоретических исследований напряженно-деформированного состояния гибких гаек-оболочек разработаны инженерные методики по расчету и конструированию ПРВМ с гибкими, деформируемыми гайками, для изготовления которых рекомендуются пружинные стали.

4. Расчет сопряжений шеек роликов с отверстиями сепараторов. Указанное внутреннее сопряжение цилиндрических поверхностей имеет малый радиальный зазор. Поэтому для расчета параметров контактного взаимодействия используется инженерная методика расчета таких сопряжений, разработанная на основе задачи Штаермана, получившей дальнейшее развитие. Расчет проводится в статике. Учитывая неравномерность распределения между двумя шейками ролика суммарных окружных сил, действующих на I-ый ролик со стороны винта $F_{в1}[I]$ и гайки $F_{г1}[I]$ (см. рис 12), расчетное значение силы, действующей на шейку ролика равно $F_{ш} = 0,75 \cdot (F_{в1}[I] + F_{г1}[I])$ (11)

В зависимости от размеров шейки ролика и сепаратора, величины радиального зазора и силы $F_{ш}$, действующей на шейку ролика, полуугол контакта достигает 40° и даже больших значений.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

Объектами исследования являются исключительно перспективные планетарные роликвинтовые механизмы (ПРВМ), важнейшая особенность которых заключается в наличии многочисленных избыточных связей

1. На примере ПРВМ в работе предложен принципиально новый подход к раскрытию многократной статической неопределимости механических устройств, в которых нагрузка передается за счет контакта сопрягаемых поверхностей деталей, изготовленных с погрешностями. Сущность подхода заключается в том, что N раз случайным образом в заданных границах генерируются погрешности изготовления сопрягаемых поверхностей деталей устройства, и каждый раз раскрывается статическая неопределимость устройства. Затем результаты, полученные для N раз раскрытия статической неопределимости устройства, обрабатываются методами математической статистики и получаются средние значения и средние квадратические отклонения.

2. Для разработки физической и математической моделей ПРВМ, а также для определения геометрических параметров деталей механизма выполнены анализ конструктивных особенностей ПРВМ и высокоточные метрологические измерения деталей опытных образцов ПРВМ, с помощью которых разработаны теоретические профили резьбы указанных деталей. При этом впервые доказано, что с погрешностью, не превышающей $0,2\%$ по накопленному шагу

резьбы деталей ПРВМ на базе измерений, соответствующей 30 – 50 шагам резьбы, реальные профили резьбы можно заменить теоретическими.

С помощью критериев согласия было установлено, что распределение измеренных шагов резьбы каждой детали ПРВМ лучше всего согласуется с нормальным законом распределения Гаусса. Определены параметры законов распределения для опытных образцов ПРВМ.

Впервые установлено, что после обкатки или приработки в начальный период эксплуатации профиль витков резьбы роликов имеет три участка: средний прямолинейный, крайние в виде дуг одной и той же окружности.

3. Разработана пространственная физическая модель ПРВМ для начального, когда механизм ненагружен, и конечного, когда через механизм передается рабочая осевая сила, положений гайки на винте. В начальном положении учитываются погрешности изготовления резьбы деталей ПРВМ, в том числе, впервые, для каждого захода многозаходных винта и гайки. В конечном положении учитываются контактная жесткость пар сопрягаемых витков деталей ПРВМ, осевая жесткость винта и гайки и шероховатости рабочих, резьбовых поверхностей деталей механизма.

Разработана математическая модель ПРВМ, которая реализована в виде программ для ЭВМ. При ее разработке, а также для расчетов деталей ПРВМ была использована задача Штаермана о внутреннем контакте цилиндра с цилиндрическим отверстием в безграничном теле. Эта задача получила дальнейшее развитие – было выполнено исследование напряженно-деформированного состояния контактирующих тел и разработана инженерная методика, которую можно использовать при расчетах деталей машин.

4. Для раскрытия многократной статической неопределимости ПРВМ, используя физическую и математическую модели, разработаны оригинальные численные методы, в том числе, вариационный численный метод по определению статически уравновешенного положения гайки на оси винта, которое ближе всего к действительному положению гайки. Полученное распределение рабочей осевой силы между сопрягаемыми витками резьбы деталей ПРВМ на много десятков процентов или в разы точнее известных. Установлено, что из-за особенности нагружения роликов в ПРВМ невозможно достичь равномерного распределения рабочей осевой силы между сопрягаемыми витками деталей механизма. Впервые, используя результаты раскрытия многократной статической неопределимости ПРВМ, разрабатывались статистико-вероятностные модели нагружения деталей механизма, которые можно использовать для сравнительного анализа, расчетов и исследований.

Результаты теоретических исследований, в которых используется полученное разработанными методами распределение рабочей осевой силы между сопрягаемыми витками деталей ПРВМ, при прочих равных условиях будут также более точными (уточнения от 20–40% до многих десятков процентов).

5. Впервые разработаны теоретические основы точности ПРВМ, состоящие из двух основных разделов. Первый раздел посвящен определению кинемати-

ческой погрешности ПРВМ, а второй – определению суммарной погрешности положения гайки на винте относительно ее номинального положения при действии рабочей осевой силы. При этом определены факторы, оказывающие существенное влияние на накопленную и циклическую составляющие кинематической и суммарной погрешности, разработаны методы расчета указанных составляющих и программное обеспечение. Если длина резьбовой части винта в несколько раз больше длины ролика, то на накопленную составляющую кинематической и суммарной погрешности ПРВМ в наибольшей степени влияет величина среднего шага резьбы винта. С увеличением среднего квадратического отклонения шагов резьбы от среднего шага резьбы винта, роликов и гайки циклическая составляющая кинематической погрешности существенно увеличивается. С увеличением рабочей осевой силы циклическая составляющая суммарной погрешности ПРВМ снижается.

6. График зависимости осадки гайки относительно винта от осевой силы (характеристику осевой жесткости) для ПРВМ с цельной гайкой, между резьбовыми деталями которого имеются зазоры, можно условно разделить на два участка. Первый участок, для которого осевая сила мала по величине, имеет низкую осевую жесткость из-за того, что при малой силе количество контактирующих витков мало, и сначала деформируются шероховатые слои этих витков. На втором участке осевая жесткость высокая. Для повышения осевой жесткости ПРВМ и исключения осевого люфта между резьбовыми деталями механизмов рекомендуется применять безззорные конструкции ПРВМ. С увеличением длины прямолинейного участка профиля витка резьбы ролика из-за приработки или в процессе эксплуатации осевая жесткость ПРВМ повышается. Точность изготовления резьбовых деталей ПРВМ с цельной гайкой по шагу существенно влияет на осевую жесткость механизма при малой по величине осевой силе, а при увеличении этой силы влияние снижается. Для безззорных ПРВМ влияние точности изготовления их резьбовых деталей по шагу на осевую жесткость механизма проявляется в меньшей степени.

7. Разработаны методика и программы для ЭВМ, позволяющие определять размеры площадок контакта пар сопрягаемых витков деталей ПРВМ, контактные давления на этих площадках и эквивалентные напряжения в опасных точках витков. Из-за неравномерности распределения рабочей осевой силы между сопрягаемыми витками деталей ПРВМ напряженное состояние витков резьбы будет различным, то есть сконструировать равнопрочными детали механизма невозможно. При этом максимальные эквивалентные напряжения в опасных точках в сопрягаемых витках винта и ролика, имеющих внешний контакт, больше, чем в сопрягаемых витках гайки и ролика, имеющих внутренний контакт.

8. Учитывая некоторые особенности ПРВМ и, впервые, точность изготовления их деталей, были разработаны оригинальные численные методы по расчету положения роликов между винтов и гайкой, при котором обеспечивается

сборка механизма с наименьшими зазорами, а также инженерная методика расчета основных размеров деталей ПРВМ и полей допусков на эти размеры.

9. Установлено, что износостойкость является основным критерием работоспособности ПРВМ. Заложены основы расчета ПРВМ на износостойкость. Впервые получены зависимости по определению числа циклов нагружения витков резьбы деталей ПРВМ. Для разработки расчета ПРВМ на износостойкость необходимо самостоятельное исследование.

10. Для проведения экспериментальных исследований разработаны и изготовлены два испытательных стенда. На один стенд получен патент РФ. Экспериментально исследовались осевая жесткость и кинематическая точность опытных образцов ПРВМ. Результаты экспериментов имеют хорошую сходимость (погрешность не превышает 16 %) с результатами теоретических расчетов.

11. Для расширения гаммы конструкций ПРВМ были разработаны новые конструкции таких механизмов, на которые получены патенты РФ. По сравнению с известными ПРВМ две разработанные конструкции позволяют сочетать высокую точность с высоким КПД, одна разработанная конструкция обладает большей осевой жесткостью, которая мало меняется во время эксплуатации, и т.д. Для новых конструкций, в которых выборка зазоров между резьбовыми деталями ПРВМ осуществляется за счет упругих деформаций гибких гаек, выполнены теоретические исследования напряженно-деформированного состояния гибких гаек и разработаны инженерные методики расчета и конструирования таких ПРВМ.

Результаты работы нашли применение для расчетов и конструирования ПРВМ, входящих в состав различного оборудования. Учитывая сделанные выводы, следует заключить, что в диссертации решена крупная научная проблема, имеющая важное народнохозяйственное значение и связанная с повышением нагрузочной способности, жесткости, точности ПРВМ за счет совершенствования расчетов этих механизмов при проектировании.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ИЗЛОЖЕНО В РАБОТАХ:

1. Блинов Д.С., Сергеев В.И. Метод расчета пар трения судовых ВРШ // Судостроение. – 1975. – № 11. – С. 20-21.

2. Блинов Д.С. Методика расчета сжатия упругих тел с близкими радиусами кривизны при внутреннем контакте // Контактная жесткость в машиностроении: Тез.докл.Регион.научно-техн.совещ. – Куйбышев, 1977. С. – 8.

3. Блинов Д.С., Шатилов А.А. Определение усилий закрепления заготовок в станочных приспособлениях методами контактной задачи теории упругости // Труды МВТУ. – 1978. – № 281. – С. 63-75.

4. Блинов Д.С., Шатилов А.А., Штейнер С.А. Использование методов контактной задачи теории упругости при проектировании кулачковых оправок // Научно-техн.содружество Предприятие-ВУЗ: Тез.докл.Всесоюз. научной конф. – Москва, МГУ, 1980. – С. 19-20.

5. Блинов Д.С., Ряховский О.А., Соколов П.А. Численный метод определения точки первоначального контакта витков двух винтов с параллельными осями и различными углами подъема резьбы // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 1996. – № 3. – С. 93-97.

6. Способ измерения рабочих поверхностей ходовых резьб и обработка полученных результатов / Д.С.Блинов, О.А.Ряховский, П.А.Соколов и др. // Вестник машиностроения. – 1997. – № 2. – С. 7-9.

7. Ряховский О.А., Блинов Д.С., Соколов П.А. Определение преднатяга в планетарных роликовинтовых передачах // Точность автоматизированных производств: Специальный сборник. – Пенза. – 1997. – № 3-4. – С. 95-97.

8. Ряховский О.А., Блинов Д.С., Соколов П.А. Определение преднатяга в планетарных роликовинтовых передачах // Новые промышленные технологии: Производственно-технический журнал. – М. – 1997. – № 3. – С. 36-39.

9. Патент РФ 2098695. Планетарная роликовинтовая передача / Д.С.Блинов, В.Н.Богачев, О.А.Ряховский и др. // Б.И. – 1997. – № 34.

10. Исследование прогрессивных конструкций планетарных роликовинтовых передач: Отчет по теме / МГТУ. Руководитель темы Д.С.Блинов. – ГР № 01970004484, Инв. № 02980002002, – М., 1997. – 89 с.

11. Патент РФ 2104425. Планетарная роликовинтовая передача / Д.С.Блинов, В.Н.Богачев, О.А.Ряховский и др. // Б.И. – 1998. – № 4.

12. Патент РФ 2116640. Стенд для испытаний механических передач, преобразующих вращательное движение винта в поступательное движение гайки / В.И.Фетисов, Д.С.Блинов, О.А.Ряховский и др. // Б.И. – 1998. – № 21.

13. Способ измерения профилей резьб роликов планетарных роликовинтовых передач и обработка результатов / Д.С.Блинов, О.А.Ряховский, П.А.Соколов и др. // Вестник машиностроения. – 1998. – № 7. – С. 26-29.

14. Методика назначения допусков на размеры основных деталей планетарных роликовинтовых передач / Д.С.Блинов, О.А.Ряховский, В.И.Фетисов и др. // Точность технологических и транспортных систем: Сборник статей, в 2 ч. – Пенза. – 1998. – № 5 - 6. – Ч. 1. – С. 13-15.

15. Блинов Д.С., Соколов П.А. Расчет соединений по цилиндрическим поверхностям при наличии малого зазора // Методические указания МГТУ. – 1999. – 12 с.

16. Патент РФ 2140592. Узел осевого перемещения планетарной роликовинтовой передачи / В.И.Фетисов, Д.С.Блинов, О.А.Ряховский // Б.И. – 1999. – № 30.

17. Скорость скольжения в точке сопряжения винта и ролика в планетарной роликовинтовой передаче / О.А.Ряховский, Д.С.Блинов, Ю.Д.Плешаков и др. // Вестник машиностроения. – 2000. – № 8. – С. 8-10.

18. Блинов Д.С. Исследование точности роликовинтовых передач // 170 лет МГТУ им. Н.Э.Баумана: Тез. докл. научно-техн. конференции; В 2 ч. – М., 2000. – Ч. 1. – С. 114.

19. Перспективные конструкции передачи винт-гайка / О.А.Ряховский, Д.С.Блинов, В.И.Фетисов и др. // Привод и управление. – 2000. – № 3. – С. 7-9.
20. Разработка теории создания новых конструкций перспективных преобразователей вращательного движения в поступательное: Отчет по теме / МГТУ. Руководитель темы Д.С.Блинов. – ГР № 01200115407, Инв. № 02200108117, – М., 2000. – 57 с.
21. Разработка нового направления в проектировании высокоточных конструкций планетарных роликовинтовых передач: Отчет по теме / МГТУ. Руководитель темы О.А.Ряховский. – ГР № 1576406, Инв. № 02200003574, – М., 2000. – 30 с.
22. Блинов Д.С., Ряховский О.А. Новые конструкции планетарных роликовинтовых передач // Самолетное электрооборудование: Сборник материалов ОАО Аэрозелектромаш. – М., 2001, – С. 66-67.
23. Блинов Д.С. Новое направление в проектировании планетарных роликовинтовых передач // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2001. – № 4. – С. 52-61.
24. Блинов Д.С., Ряховский О.А. Новые конструкции планетарных роликовинтовых передач // Самолетное электрооборудование: Сборник материалов научно-техн.конф. – М., 2002. – С. 93-98.
25. Блинов Д.С. Исследование точности кинематических планетарных роликовинтовых передач // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2002. – № 3. – С. 39-56.
26. Патент РФ 2194202. Планетарная роликовинтовая передача / Д.С.Блинов, О.А.Ряховский, В.И.Фетисов и др. // Б.И. – 2002. – № 34.
27. Ряховский О.А., Блинов Д.С., Соколов П.А. Анализ работы планетарной роликовинтовой передачи // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2002. – № 4. – С. 52-57.
28. Разработка нормативно-технических документов на перспективные преобразователи вращательного движения в поступательное: Отчет по теме / МГТУ. Руководитель темы Д.С.Блинов. – ГР № 01200202884, Инв. № 02200301624, – М., 2002. – 61 с.
29. Комплексные исследования передач, преобразующих вращательное движение в поступательное, с многочисленными избыточными связями (на примере роликовинтовых передач): Отчет по теме / МГТУ. Руководитель темы Д.С.Блинов. – ГР № 01200302538, Инв. № 02200301626, – М., 2002. – 84 с.
30. Блинов Д.С. Точность кинематических планетарных роликовинтовых передач с резьбовой гайкой // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2003. – № 1. – С. 69-86.
31. Патент РФ 2204069. Планетарная роликовинтовая передача с модифицированной резьбой ее деталей / Д.С.Блинов, А.Н.Воробьев, О.А.Ряховский и др. // Б.И. – 2003. – № 13.
32. Патент РФ 2204070. Планетарная роликовинтовая передача / Д.С.Блинов, О.А.Ряховский, П.А.Соколов и др. // Б.И. – 2003. – № 13.

33. Блинов Д.С. Определение числа циклов нагружения витков резьбы деталей планетарных роликвинтовых передач // Справочник. Инженерный журнал. – 2003. – № 7. – С. 19-25.

34. Блинов Д.С. Разработка методики расчета напряжений в местах контакта витков резьбовых деталей планетарных роликвинтовых передач // Справочник. Инженерный журнал. – 2003. – № 8. – С. 33-40.

35. Блинов Д.С. Точность силовых планетарных роликвинтовых передач с цельной гайкой // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2003. – № 3. – С. 73-94.

36. Блинов Д.С. Результаты расчетов на контактную прочность резьбовых деталей планетарных роликвинтовых передач // Справочник. Инженерный журнал. – 2003. – № 10. – С. 29-34.

37. Патент РФ 2224933. Планетарная фрикционная передача / Д.С.Блинов, А.Н.Воробьев, Д.В.Голобоков и др. // Б.И. – 2004. – № 6

38. Разработка новых, перспективных конструкций планетарных роликвинтовых передач и методики обоснованного выбора из гаммы конструкций таких передач рациональной для заданных условий эксплуатации: Отчет по теме / МГТУ. Руководитель темы Д.С.Блинов. – ГР № 01200313428, Инв. № 02200502375, – М., 2004. – 46 с.

39. Кинематика планетарных роликвинтовых механизмов / П.А.Соколов, О.А.Ряховский, Д.С.Блинов и др. // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2005. – № 1. – С. 3-14.

40. Атлас конструкций узлов и деталей машин: Учеб.пособие / Под ред. О.А.Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ, 2005. – 384 с.

41. Патент РФ 2272199. Устройство для преобразования вращательного движения в поступательное / Д.С.Блинов, О.А.Ряховский, П.А.Соколов и др. // Б.И. – 2006. – № 8

42. Силовой контакт рабочих поверхностей витков резьбы планетарного роликвинтового механизма / П.А.Соколов, Ф.Д.Сорокин, О.А.Ряховский, Д.С.Блинов // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2006. – № 1. – С. 61-72.

43. Определение размеров и полей допусков для основных деталей планетарных роликвинтовых передач / Д.С.Блинов, О.А.Ряховский, П.А.Соколов и др. // Справочник. Инженерный журнал. – 2006. – № 7, Приложение № 7. – 24 с.

44. Блинов Д.С. Планетарные роликвинтовые механизмы. Конструкции, методы расчетов / Под ред. О.А.Ряховского. – М.: МГТУ, 2006. – 222 с.