

На правах рукописи
УДК 621.833.3

Носов Александр Сергеевич

**ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ И РЕСУРСА
БЕЗАЗОРНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ РОЛИКОВИНТОВЫХ
МЕХАНИЗМОВ КОНСТРУКТИВНЫМИ МЕТОДАМИ**

Специальность 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2019

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)».

Научный руководитель: **Блинов Дмитрий Сергеевич**,
доктор технических наук, доцент,
профессор кафедры основ конструирования
машин ФГБОУ ВО МГТУ им. Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)

Официальные оппоненты: **Лёвин Александр Владимирович**,
доктор технических наук, профессор,
заместитель генерального директора по научной
работе ООО «Экспериментальная мастерская
НаукаСофт», действительный член АЭН РФ,
заслуженный машиностроитель РФ

Лукьянов Александр Сергеевич,
кандидат технических наук, доцент,
доцент кафедры «Техническая механика» ФГБОУ
ВО «Московский политехнический университет»

Ведущая организация: **АО «Государственный космический научно-
производственный центр имени М.В. Хруничева»**

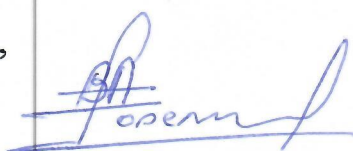
Защита диссертации состоится 17 июня 2019 г. в 14–30 на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 при ФГБОУ ВО МГТУ им. Н.Э.Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул. д. 5, стр. 1

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим высылать по указанному выше адресу.

Автореферат разослан _____ 2019 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.141.07,
доктор технических наук, доцент



В.А. Горелов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Самыми перспективными на сегодняшний день механическими преобразователями вращательного движения в поступательное являются планетарные роликовинтовые механизмы (ПРВМ). Они широко применяются в высоконагруженных ответственных изделиях, область их применения постоянно расширяется, и ими заменяют другие винтовые механизмы, в первую очередь, шариковинтовые. По инициативе фирмы EXLAR (США) прослеживается тенденция по замене в ряде изделий гидроцилиндров на электромеханические приводы на базе ПРВМ.

По конструкции ПРВМ можно условно разделить на механизмы с зазорами между сопрягаемыми витками резьбовых деталей (винта, роликов и гайки) и беззазорные планетарные роликовинтовые механизмы (БзПРВМ), которые применяются в высокоточных изделиях. Надо отметить, что для обеспечения сборки БзПРВМ имеют зазоры между сопрягаемыми витками резьбовых деталей, а после сборки указанные зазоры компенсируют различными способами. Для этого гайку выполняют сборной, она, как правило, состоит из двух полугаек и компенсатора. На практике для компенсации зазоров полугайки с помощью силового механизма сближают вдоль оси, раздвигают или поворачивают относительно друг друга, а затем фиксируют при рекомендуемом значении измеряемого крутящего момента холостого хода. В отличие от ПРВМ с зазорами, у которого гайка цельная, БзПРВМ не имеет люфта, обладает более высокой жесткостью и точностью. Однако нагрузочная способность известных БзПРВМ в два раза меньше нагрузочной способности ПРВМ с зазорами. По ресурсу известные БзПРВМ проигрывает ПРВМ с зазорами в восемь раз. Это объясняется тем, что осевую силу одного направления, действующую на механизм, в БзПРВМ воспринимает одна полугайка, а в ПРВМ с зазорами – цельная гайка, см. Рисунок 1. Поэтому для заданной нагрузки и ресурса приходится выбирать БзПРВМ большего типоразмера.

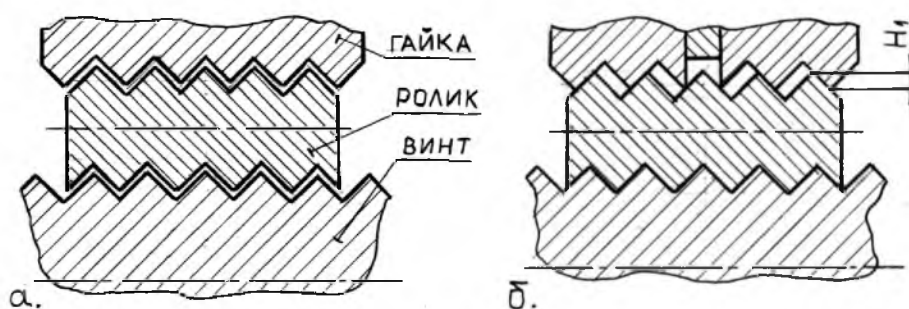


Рисунок 1. Схема ПРВМ: а – с осевыми зазорами; б - беззазорного

В связи с этим сложилось противоречие между высокой точностью и жесткостью БзПРВМ и их низкой нагрузочной способностью и малым ресурсом. Преодолению этого противоречия посвящена данная работа, в которой предложен новый способ компенсации зазоров между резьбовыми деталями механизма и разработана и запатентована новая конструкция БзПРВМ, обеспечивающая высокую нагрузочную способность и ресурс.

Отсюда актуальным является разработка и исследования новой конструкции БзПРВМ и определение основных эксплуатационных параметров новой конструкции БзПРВМ для сравнения по этим параметрам с известными конструкциями БзПРВМ.

Степень разработанности проблемы. Указанное противоречие между высокой точностью БзПРВМ и их низкой нагрузочной способностью известно давно. Попытки его разрешения сводились к разработке новых конструкций, которые защищались патентами. Однако эти конструкции были или очень сложными, или малоэффективными, поэтому до опытных образцов и их исследований дело не доходило.

Цель и основные задачи. Целью работы является повышение нагрузочной способности и ресурса БзПРВМ путем разработки нового способа компенсации зазоров между сопрягаемыми витками его резьбовых деталей, для которого в конструкции БзПРВМ применена цельная тонкостенная гайка и принципиально новый силовой механизм с разрезной цангой, деформирующий гайку в радиальном направлении.

Для достижения цели в работе решены следующие основные задачи:

1. Проведен анализ патентов и научно-технической литературы в области БзПРВМ. С учетом достоинств и недостатков известных БзПРВМ разработан новый способ компенсации зазоров в БзПРВМ.

2. Разработана математическая модель силового механизма с разрезной цангой, определено напряженно-деформированное состояние разрезной цанги, позволяющее определить связи усилий, деформирующих цангу, с ее прочностью и нагрузкой со стороны цанги на цельную гайку БзПРВМ.

3. Разработана математическая модель по определению напряженно-деформированного состояния цельной гайки под действием заданной нагрузки.

4. Разработан метод определения рациональных размеров с полями допусков на поверхности важнейших деталей БзПРВМ, обеспечивающий компенсацию зазоров в механизме при равномерном давлении цанги на гайку.

5. Разработан и изготовлен опытный образец БзПРВМ в составе линейного электромеханического привода с различной комплектацией.

6. Выполнен метрологический контроль параметров ответственных поверхностей деталей опытного образца БзПРВМ.

7. Разработаны и изготовлены испытательные установки и стенды для проведения экспериментальных исследований опытного образца БзПРВМ.

8. Выполнены экспериментальные исследования опытного образца БзПРВМ в составе электромеханического привода, доказана его работоспособность, подтверждены данные теоретических исследований и определены важнейшие эксплуатационные характеристики опытного образца.

9. Сопоставлены и проанализированы результаты теоретических и экспериментальных исследований опытных образцов БзПРВМ. Получены сравнительные результаты по нагрузочной способности и другим параметрам предлагаемой конструкции безазорного ПРВМ и известных конструкций.

10. Разработан алгоритм расчета и рекомендации по проектированию БзПРВМ предложенной конструкции.

Методы исследования. Теоретические исследования проводились методами теоретической механики, сопротивления материалов, строительной механики машин, теории упругости, деталей машин, теории вероятностей, математической статистики, основ взаимозаменяемости. Экспериментальные исследования проводились с использованием методов метрологии, математической статистики, теории планирования и обработки результатов экспериментов. Большинство вычислений на ЭВМ проводилось с помощью программ PTC Creo, PTC Mathcad, Part Maker, MS Office и Delphi.

Научная новизна

1. Разработан новый способ компенсации зазоров в БзПРВМ, отличающейся тем, что в конструкции БзПРВМ применена цельная тонкостенная гайка и принципиально новый силовой механизм с разрезной цангой, деформирующий гайку в радиальном направлении.

2. Разработана математическая модель разрезной цанги, прорезанной в шахматном порядке с разных торцов пазами почти вдоль всей длины цанги, отличающаяся тем, что под нагрузкой у цанги уменьшается диаметр за счет переменного по длине уменьшения ширины пазов. Кроме прочности, выявлен и исследован дополнительный критерий работоспособности разрезной цанги – заклинивание из-за перекрытия пазов у торцов цанги.

3. Разработана математическая модель тонкостенной гайки БзПРВМ, отличающаяся тем, что выборка зазоров осуществляется за счет ее радиальной сжимающей деформации.

4. Разработан метод определения рациональных размеров с полями допусков на сопрягаемые поверхности основных деталей БзПРВМ с целью уменьшения неравномерности распределения вдоль оси давления, действующего на тонкостенную гайку со стороны разрезной цанги.

5. Получены результаты экспериментальных исследований новой конструкции БзПРВМ по определению точности, нагрузочной способности, жесткости, КПД, ресурса, уровня шума в зависимости от комплектации опытного образца, момента холостого хода гайки относительно винта, температуры при ресурсных испытаниях и других факторов.

Положения выносимые на защиту:

1. Новый способ компенсации зазоров в БзПРВМ с цельной тонкостенной гайкой, деформируемой разрезной цангой в радиальном направлении;

2. Математическая модель разрезной цанги силового механизма БзПРВМ для определения напряженно-деформированного состояния разрезной цанги и предельного состояния цанги из условия заклинивания силового механизма.

3. Математическая модель тонкостенной гайки БзПРВМ для определения ее напряженно-деформированного состояния под действием наружного равномерного давления со стороны разрезной цанги.

4. Метод определения рациональных размеров с полями допусков на сопрягаемые поверхности основных деталей БзПРВМ для более равномерного распределения давления на гайку со стороны разрезной цанги.

5. Результаты экспериментальных исследований разработанного БзПРВМ.

Достоверность теоретических положений и результатов диссертационной работы подтверждается корректностью постановки задач, использованием общепризнанных законов и теорем механики, подтверждением теоретических данных результатами экспериментальных исследований, выполненных автором.

Практическая значимость работы состоит в том, что:

1. Разработан и изготовлен опытный образец БзПРВМ, на который получен патент на изобретение.
2. Спроектированы и изготовлены испытательные установки и стенды для исследований электромеханического привода и его составных элементов на базе винтового механизма различной конструкции и разных исполнений.
3. Разработана инженерная методика расчета и проектирования БзБРВМ, позволяющая выбрать рациональные параметры механизма для заданных исходных данных. Для реализации этой методики разработано программное обеспечение для ЭВМ.
4. Разработанный силовой механизм с разрезной цангой новой конструкции БзПРВМ может быть использован в качестве зажимного приспособления (станочного патрона) или устройства.

Реализация результатов работы:

1. Результаты диссертационной работы А.С. Носова «Разработка электромеханического привода на базе планетарной роликовинтовой передачи высокой точности и надежности функционирования» предложены к использованию ФГУП «ЦНИИмаш» при совместных работах с филиалом ФГУП «ЦЭНКИ» - «КБ «Мотор» в рамках ОКР.

2. Результаты диссертационной работы А.С. Носова «Разработка электромеханического привода на базе планетарной роликовинтовой передачи высокой точности и надежности функционирования» внедрены в опытное производства для изготовления стенда обкатки СОП.320 и испытательного стенда ИС.ЭМП.320 в филиале ФГУП «ЦЭНКИ» - «КБ «Мотор».

3. Результаты диссертационной работы А.С. Носова «Повышение нагрузочной способности и ресурса беззачерпных планетарных роликовинтовых механизмов конструктивными методами» используются в учебном процессе на кафедре основы конструирования машин МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Апробация работы. Основные положения диссертационного исследования были представлены: на Московской молодежной научно-практической конференции - «Инновации в авиации и космонавтике» МАИ, Москва, 2015; на Всероссийском межотраслевом молодежном конкурсе научно-технических работ и проектов - «Молодежь и будущее Авиации и Космонавтики - 2015» МАИ, Москва, 2015; на 14-й международной конференции «Авиация и космонавтика - 2015», МАИ, Москва, 2015; на Национальном конкурсе «Золотая идея» Федеральной службы Военно-Технического сотрудничества по итогам 2014 года, Москва, 2015; на 42-й Международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения», МАИ, Москва, 2016; на Всероссийском межотраслевом молодежном конкурсе научно-технических работ и проектов «Молодежь и будущее Авиации и

Космонавтики - 2016» МАИ, Москва, 2016; на XLI Академических чтениях по космонавтике. МГТУ им. Баумана, АО «ВПК «НПО Машиностроение», Москва-Реутов, 2017; на XLIII Международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения. МАИ, Москва, 2017; на XIV Конференции молодых ученых «Фундаментальные и прикладные космические исследования», ИКИ РАН, Госкорпорация «Роскосмос», Москва, 2017; на научно-практической конференции «Космическая научная весна 2017», ФГУП «ЦЭНКИ», Москва, 2017; в XX Московском международном Салоне изобретений и инновационных технологий, Москва, 2017; на XXI Научно-технической конференции молодых ученых и специалистов, посвященной 60-летию со дня запуска первого искусственного спутника, Королев, РКК «Энергия» им. С.П. Королева, 2017; на XLII Академических чтениях по космонавтике «Королевские чтения», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 2018 и других. За свои выступления А.С. Носов неоднократно награждался грамотами, дипломами и сертификатами. А.С. Носов выступал с положениями диссертационной работы на заседаниях кафедры основ проектирования машин МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва в 2016 г., 2017 г. и 2019 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 29 научных работ общим объемом 10,52 п.л., в том числе 11 статей в журналах из перечня ВАК. Кроме того, получено 2 патента на изобретение РФ.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения и общих выводов, списка литературы из 108 наименований. Работа изложена на 178 страницах машинописного текста, содержит 89 рисунков и 8 таблиц, а также приложение.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы исследования, определен объект исследования, приведены научная новизна, практическая значимость исследования, реализация результатов работы и ее апробации. Указаны данные по публикациям и структуре диссертации.

Глава 1. Проведен обзор существующих исследований ПРВМ, которые имеют достаточно много конструкций. Отмечено, что в РФ имеется два научных центра исследований ПРВМ: во Владимирском ГУ (Бушенин Д.В., Козырев В.В., Морозов В.В. и их ученики); в МГТУ им. Н.Э. Баумана (Блинов Д.С., Ряховский О.А., Тимофеев Г.А. и их ученики). В последнее время исследованиями и производством ПРВМ стали заниматься следующие организации: АО «Диаконт» совместно с Университетом ИТМО, АО «Арзамасский приборостроительный завод имени П.И. Пландина» совместно с «Арзамасским приборостроительным конструкторским бюро», Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М. Ф. Решетнева (г. Красноярск), УрГУПС (г. Екатеринбург), ФГУП «НИИСУ», Промышленная Группа «Приводная Техника» и другие.

Выполнен обзор БзПРВМ, являющихся объектами исследования, и способов компенсации зазоров между резьбовыми деталями этих механизмов. Отмечены достоинства и недостатки рассмотренных БзПРВМ.

На основании обзора разработан классификатор способов компенсации зазоров в БЗПРВМ, и выбрана конструкция опытного образца для исследований. Исследования проводились в рамках НИР филиала ФГУП «ЦЭНКИ» КБ «Мотор» для оснащения электромеханических приводов высокоточными БЗПРВМ для объектов наземной инфраструктуры, подъемных и транспортных устройств, кантователей и других изделий, которые должны обеспечивать высокую нагрузочную способность, точность, жесткость, невысокие скорости и ускорения, а также обладать малой массой и габаритами.

Определены цель работы и основные задачи исследования, а также приведены основные размеры и параметры опытного образца БЗПРВМ.

Глава 2. Посвящена теоретическим исследованиям БЗПРВМ, состоящего из устройства для преобразования вращательного движения в поступательное движение, в котором гайка выполнена в виде тонкостенной оболочки, и силового механизма, с помощью которого гайка деформируется для выборки зазоров между сопрягаемыми витками всех резьбовых деталей.

Ключевой деталью силового механизма является разрезная цанга, представляющая из себя пространственную замкнутую раму, см. Рисунок 2.

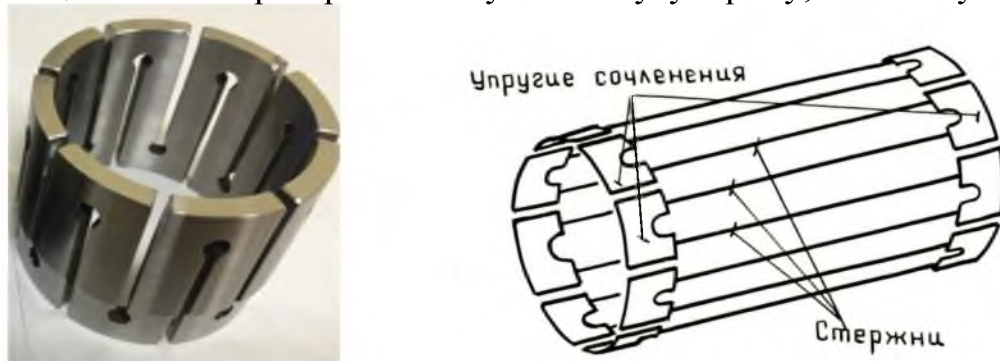


Рисунок 2. Разрезная цанга (слева) и ее физическая модель (справа)

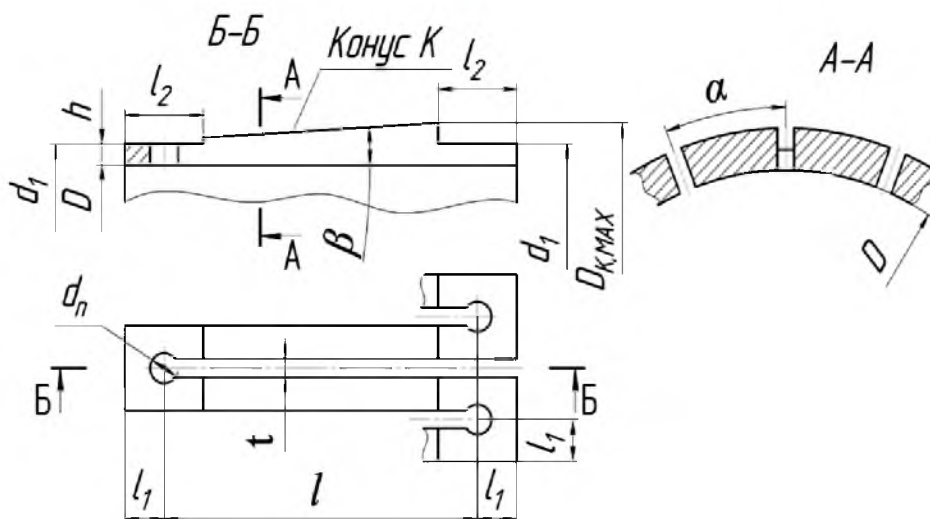


Рисунок 3. Расчетная схема разрезной цанги

Цангу условно можно разделить на упругие сочленения и лепестки (стержни), каждый из которых соединяется с сочленением у различных торцов цанги. Основные размеры разрезной цанги показаны на Рисунке 3.

Для разработки математической модели разрезной цанги был сделан

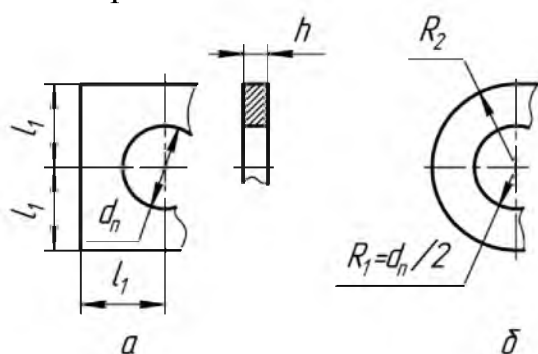
целый ряд допущений. Если рассмотреть сечение сочленения осевой плоскостью, то в силу симметрии конструкции и нагружения в нем будут

действовать только симметричные внутренние силовые факторы нормальная сила N_A и изгибающий момент M_A . Из условия равновесия сочленения и лепестка в 2-х плоскостях определены

$$N_A = \frac{F}{2 \cdot \sin(\alpha/2)}; \quad M_A = \frac{F \cdot l}{4 \cdot \sin(\alpha/2)} + N_A \cdot (0,5 \cdot l_1 + 0,25 \cdot d_{II}),$$

где F – сила, действующая со стороны корпуса на один лепесток в его среднем сечении (согласно допущениям).

Для определения силы F определялось деформированное состояние цанги. Податливость лепестков (стержней), имеющих переменное поперечное сечение, определять численно в 2-х плоскостях с помощью интеграла Мора. Податливость сочленения δ_c , считая его плоским круглым полукольцом с тем же отверстием и эквивалентным наружным радиусом $R_2 = k_{II} \cdot l_1$ (см. Рисунок 4),



определялось методами теории упругости (коэффициент $k_{II} \approx 1,1$).

$$\delta_c = \frac{4 \cdot \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2)}{E \cdot h \cdot [(R_2^2 - R_1^2)^2 - 4 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot \ln(R_2/R_1)]} + \frac{2 \cdot [R_2^2 \cdot (5 + \mu) + (R_2^2 + R_1^2) \cdot (1 - \mu) + R_1^2 \cdot (1 + \mu)]}{E \cdot l \cdot R_2 \cdot h \cdot [R_1^2 - R_2^2 + (R_1^2 + R_2^2) \cdot \ln(R_2/R_1)]},$$

где E и μ – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала цанги.

Рисунок 4. Сочленение и его модель

В итоге из условия прочности, считая сочленение брусом большой кривизны, получили допускаемое уменьшение диаметра цанги и допускаемую силу, действующую на один лепесток

$$\Delta D_{MAX,II} = \Delta D \cdot \frac{\sigma_T}{\sigma_{MAX} \cdot S_T}; \quad F_{MAX,II} = \frac{4 \cdot \Delta D_{MAX,II} \cdot \sin^2(\alpha/2)}{\delta_c \cdot l^2 \cdot \cos(\alpha/2)},$$

где: ΔD – произвольное сжатие цанги в радиальном направлении; σ_{MAX} – наибольшие напряжения при сжатии цанги на величину ΔD ; σ_T – предел текучести материала цанги.

Выявлен дополнительный критерий работоспособности силового механизма – заклинивание при перекрытии пазов у торца цанги, см. Рисунок 5. Максимально возможное изменение диаметра цанги для предельного угла φ (при перекрытии паза) и соответствующее этому изменению диаметра цанги максимальная сила, действующая на один лепесток цанги

$$\Delta D_{MAX,D} = \frac{t \cdot n}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{l}{(l + l_1)}; \quad F_{MAX,D} = \frac{4 \cdot \Delta D_{MAX,D} \cdot \sin^2(\alpha/2)}{\delta_c \cdot l^2 \cdot \cos(\alpha/2)}$$

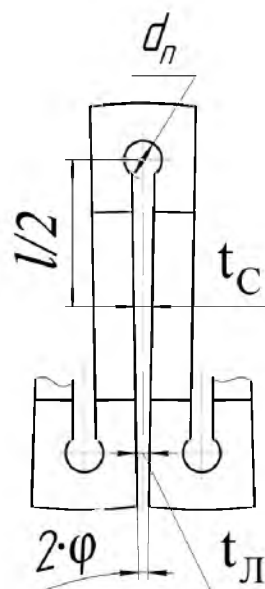


Рисунок 5.

Расчеты тонкостенной гайки. В предлагаемом БЗПРВМ статическая и динамическая грузоподъемности в два раза больше, чем у известных БЗПРВМ,

из-за в 2 раза большего числа сопрягаемых витков гайки и роликов при прочих равных условиях. При этом ресурс предлагаемого БзПРВМ в 8 раз больше, чем ресурс известных механизмов. В каталоге АвтоВАЗа вводился понижающий коэффициент 0,8, учитывающий более высокую точность изготовления на фирме SKF и качество металла по сравнению с Российскими производителями. Отсюда нагрузочная способность предлагаемых БзПРВМ на 80% выше нагрузочной способности традиционных механизмов, а ресурс в 4 раза больше.

Рассмотрим дополнительный критерий работоспособности – прочность тонкостенной гайки, выполненной в виде цилиндрической оболочки. Примем ряд допущений. В итоге на Рисунке 6 показана физическая модель гайки.

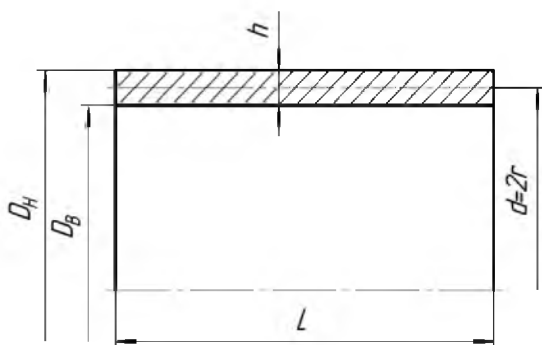


Рисунок 6. Расчетная модель гайки

Используя моментную теорию осесимметричных тонкостенных цилиндрических «длинных» оболочек, имеем дифференциальное уравнение осесимметричной деформации оболочки (гайки).

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w = -\frac{\mu T_x}{D \cdot r} + \frac{p}{D},$$

где: w – радиальное перемещение; x – продольная координата; $\beta = \sqrt[4]{3 \cdot (1 - \mu^2) / (h \cdot r)^2}$ – коэффициент; μ – коэффициент Пуассона материала оболочки; T_x – осевое усилие;

p – внешнее нормальное давление; r – радиус срединной окружности; $D = E \cdot h^3 / [12 \cdot (1 - \mu^2)]$ – изгибная жесткость оболочки.

Решение этого уравнения – прогибы точек срединной поверхности оболочки

$$w = \frac{M_0}{2 \cdot D \cdot \beta^2} \cdot e^{-\beta x} \cdot (\cos(\beta x) - \sin(\beta x)) + \frac{Q_0}{2 \cdot D \cdot \beta^3} \cdot e^{-\beta x} \cdot \cos(\beta x) + \bar{w}, \quad \text{где } \bar{w} = \frac{p \cdot r^2}{E \cdot h}.$$

Дифференцируя полученное уравнение по x , получим углы наклона нормали точек срединной поверхности, изгибающий момент M_x и поперечную силу Q_x . Окружная сила T_t в произвольном сечении оболочки равна

$$T_t = 2 \cdot r \cdot \beta^2 \cdot \left[M_0 \cdot e^{-\beta x} \cdot (\cos(\beta x) - \sin(\beta x)) + \frac{Q_0}{\beta} \cdot e^{-\beta x} \cdot \cos(\beta x) \right] + p \cdot r$$

Напряженное состояние в точках оболочки

$$\sigma_x = \pm \frac{6 \cdot M_x}{h^2} + \frac{T_x}{h} = \frac{6 \cdot M_x}{h^2}; \quad \sigma_t = \frac{6 \cdot M_x \cdot \mu}{h^2} + \frac{T_t}{h}; \quad \sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{0,5 \cdot [(\sigma_x - \sigma_t)^2 + \sigma_t^2 + \sigma_x^2]}$$

Для гайки БзПРВМ возможны две схемы закрепления торцов оболочки (гайки): – торцы свободны с граничными условиями

$$x = 0 \quad D \cdot \frac{d^2 w}{dx^2} = M_0 = 0; \quad x = L \quad D \cdot \frac{d^3 w}{dx^3} = Q_0 = 0; \quad \text{при этом } \sigma_{\text{эКВ}} = 131 \text{ МПа}$$

– торцы заделаны с граничными условиями

$$x = 0 \quad w = 0; \quad x = L \quad \frac{dw}{dx} = 0; \quad \text{при этом } \sigma_{\text{эКВ}} = 212 \text{ МПа.}$$

Предел текучести пружинных сталей, из которых изготавливаются разрезные цанги, составляет 1200 ... 1700 МПа. Отсюда коэффициент запаса от 8 до 10.

Как показали теоретические и экспериментальные исследования, цанга при деформировании имеет бочкообразный профиль, что может привести к неравномерности распределения давления цанги на гайку вдоль оси.

Определение рациональных размеров и полей допусков на диаметры поверхностей важнейших деталей БзПРВМ из условия более равномерного распределения давления вдоль оси, создаваемое цангой в контакте с наружной

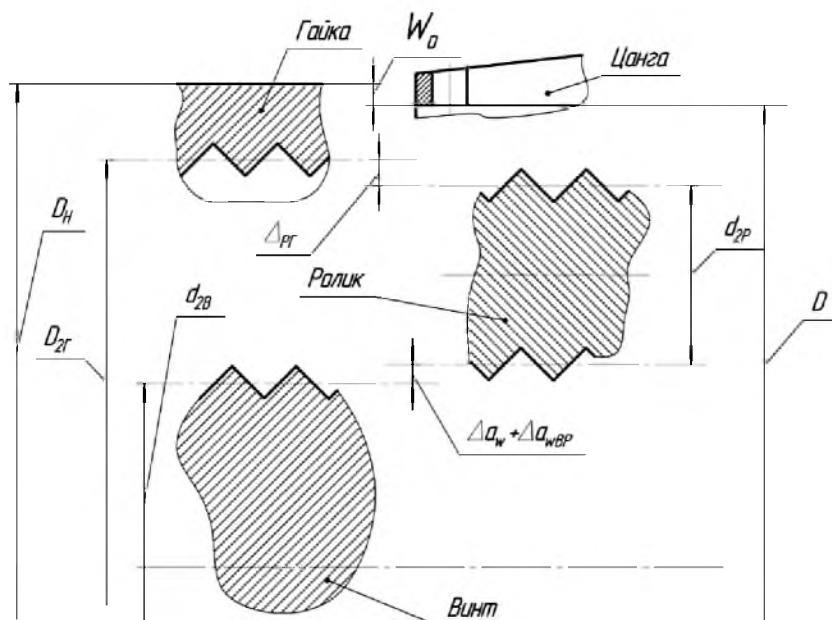


Рисунок 7. Осевой разрез БзПРВМ

поверхностью тонкостенной гайки при окончательной выборке зазоров, см. Рисунок 7. В этом положении цанга должна занимать номинальное положение, при котором отверстие цанги имеет строго цилиндрическую форму.

При расчете надо использовать две замкнутые размерные цепи:

Для 1-й цепи $D = D_H - 2 \cdot w_0$;

Для 2-ой цепи определяют предельные отклонения на средний диаметр резьбы замыкающего звена раз-

мерной цепи - винта: $es_{2B} = ES_{2r} - 2 \cdot (ei_{2P} + \Delta a_w + \Delta a_{w, BP} + \Delta_{rT})$;

$$ei_{2B} = EI_{2r} - 2 \cdot (es_{2P} + \Delta a_w + \Delta a_{w, BP} + \Delta_{rT}),$$

где: Δa_w – приращение межосевого расстояния a_w БзПРВМ, учитывающее неравенство углов подъема резьбы винта и ролика; $\Delta a_{w, BP}$ – приращение a_w , учитывающее погрешности изготовления резьбы винта и ролика; Δ_{rT} – приращение a_w , учитывающее погрешности изготовления резьбы ролика и гайку.

Глава 3. Посвящена разработке и изготовлению опытных образцов БзПРВМ в различной комплектации, электромеханических приводов на их базе, см. Рисунок 8, и испытательных установок и стендов.



Рисунок 8. Экспериментальный образец электромеханического привода

Опытные образцы изготавливались с учетом политики импортозамещения. Специальные дорогостоящие резьбошлифовальные станки не использовались

(их в КБ «Мотор» нет), опытные образцы были изготовлены по упрощенной и более дешевой технологии, но, как показал метрологический контроль, были соблюдены требования по точности изготовления деталей БзПРВМ. При этом контроль средних диаметров резьбы проводился для винта и роликов методом 3-х проволок, а для гайки с помощью специально изготовленного калибра. Все измерения проводились сертифицированными устройствами и приборами, данные по которым представлены в приложении.

Были изготовлены и налажены испытательный стенд (см. Рисунок 9) с системой нагружения гидроцилиндром и испытательная установка для ресурсных испытаний, в которую были включены элементы стенда. Сбор и обработка полученных результатов осуществлялись с помощью компьютера, для которого разработано специальное программное обеспечение.



Рисунок 9. Испытательный стенд ИС-01

В данной главе достаточно подробно описана технология и оборудование для изготовления деталей БзПРВМ и приведен пример статистической обработки результатов 50-ти измерений положения выходного звена механизма в конечной точке движения.

Глава 4. Она посвящена экспериментальным исследованиям и ресурсным испытаниям предлагаемых опытных образцов БзПРВМ.

На специально изготовленной установке исследовалось деформированное состояния цанги при зажиме (Рисунок 10). При перемещении цанги вдоль оси относительно корпуса (размер a) она сжимается, ее диаметры D измеряются в зонах I–V. Полученные результаты представлены на Рисунке 11 в виде графиков, из которых видно, что профиль отверстия цанги бочкообразный. С увеличением размера a искажение профиля увеличивается. Это может привести к неравномерности распре-

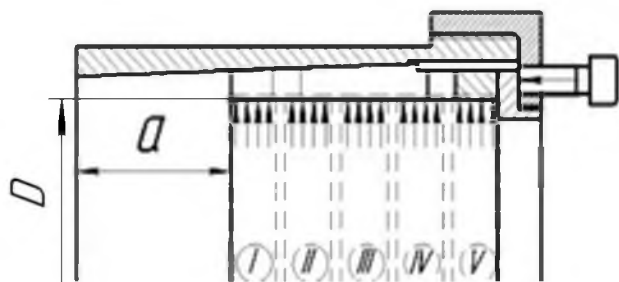


Рисунок 10. Испытания цанги

относительно корпуса (размер a) она сжимается, ее диаметры D измеряются в зонах I–V. Полученные результаты представлены на Рисунке 11 в виде графиков, из которых видно, что профиль отверстия цанги бочкообразный. С увеличением размера a искажение профиля увеличивается. Это может привести к неравномерности распре-

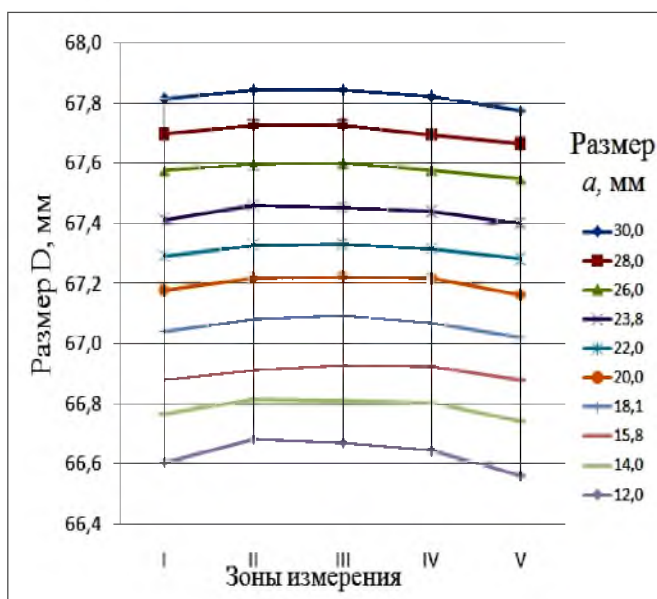


Рисунок 11. Продольный профиль цанги

зазоры, то исследовалась радиальная жесткость этих сопряжений. Установлено, что она практически такая же, как и у специально изготовленной монолитной детали, копирующей цангу и гайку.

Исследования осевой жесткости БзПРВМ с различной комплектацией проводились до начала испытаний (см. Рисунок 12) и после ресурсных испытаний. Установлено, что жесткость предлагаемого БзПРВМ не уступает жесткости известных безззорных механизмов. После ресурсных испытаний жесткость повысилась на 5-8% из-за приработки резьбовых деталей.

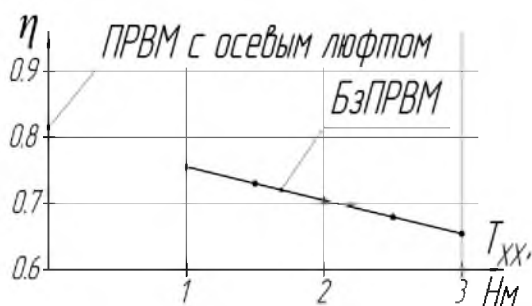


Рисунок 13. КПД БзПРВМ

показали, что предлагаемый механизм высокоточный. До начала испытаний точность контролировалась без нагрузки и с различной нагрузкой – осевой

деления вдоль оси давления на гайку.

На другой установке исследовалось деформированное состояние моделей гайки (одна с твердостью 44 HRC, а другая – 55 HRC) при сжатии ее цангой. Продольный профиль деформированных моделей гайки качественно наследует профиль продольного сечения цанги с уменьшением разности диаметров у торцов и в среднем сечении. Эти исследования качественно подтвердили правильность теоретических исследований.

Так как между цангой и корпусом и цангой и гайкой имеются

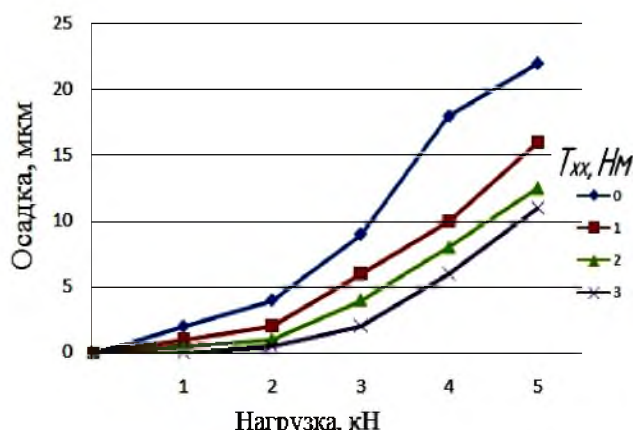


Рисунок 12. Кривые жесткости БзПРВМ

Экспериментально определялся КПД БзПРВМ, который, примерно равен КПД известного безззорного механизма. На Рисунке 13 показаны результаты экспериментов для различных значений крутящего момента холостого хода T_{xx} гайки относительно винта. Для БзПРВМ рекомендуется $T_{xx} = 1,5...2,5$ Н·м.

Многочисленные исследования точности перемещения выходного звена БзПРВМ

силой 2,46 кН, 4,88 кН, 9,85 кН и 14,6кН. Цикл испытаний составлял рабочее перемещение выходного звена на 200 мм со снятием показаний в конечной точке. Затем обратное (холостое) перемещение выходного звена. Далее выполнялся второй цикл со снятием показания в конечной точке и т.д. Количество циклов (измерений) составляло 100. Отклонения реального перемещения выходного звена привода от расчетного значения за 100 циклов (двойных ходов) находились в диапазоне 5 ... 12 мкм. Точность практически сохранилась и после ресурсных испытаний с учетом восстановления.

В процессе испытаний электромеханического привода на базе БзПРВМ были выполнены исследования воздействия работающего привода на окружающую среду. Наибольший уровень шума возникает в начальном и конечном положениях выходного звена механизма при смене направления движения выходного звена. Во время ресурсных испытаний не было замечено отрицательного влияния электромеханического привода и самого механизма на окружающую среду. Подтеки масла не были замечены.

Глава 5. Результаты исследований представлены в виде инженерной методики расчета БзПРВМ с разрезной цангой, а рассчитанные по этой методике размеры и параметры опытного образца – в приложении.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Разработаны новый способ компенсации зазоров между резьбовыми деталями в беззазорном планетарном роликовинтовом механизме (БзПРВМ) и конструкция БзПРВМ, на которую получен патент на изобретение РФ. Расчетным путем установлено, что разработанный БзПРВМ по сравнению с известными беззазорными механизмами обладает на 80% большей нагрузочной способностью и в 4 раза превосходит их по ресурсу.

2. Разработанный БзПРВМ можно разделить на оригинальный силовой механизм с разрезной цангой, деформирующей тонкостенную гайку, и механизм для преобразования вращательного движения в поступательное. Разработана математическая модель для исследования напряженно-деформированного состояния разрезной цанги и выявлен дополнительный критерий работоспособности механизма – заклинивание цанги, если у ее торцов перекроются пазы. Расчетным путем установлено, что для компенсации зазоров в предлагаемом БзПРВМ прочность силового механизма обеспечивается с 10-кратным запасом, деформированный профиль отверстия цанги имеет бочкообразную форму, а заклинивания цанги не происходит.

3. ПРВМ с осевым люфтом и беззазорные рассчитываются по статической и динамической грузоподъемностям. Дополнительным критерием работоспособности разработанного БзПРВМ является прочность тонкостенной гайки. Разработана математическая модель для исследования напряженно-деформированного состояния тонкостенной гайки. Расчетным путем определен запас прочности опытного образца БзПРВМ, он составляет 8...10.

4. Разработан метод определения рациональных размеров с полями допусков на сопрягаемые поверхности основных деталей БзПРВМ. Расчетами

доказана эффективность разработанного метода – неравномерность давления от номинального значения не превышает 2 - 3%.

5. Разработаны опытные образцы БзПРВМ в различной комплектации. Все основные детали БзПРВМ изготавливались по специально разработанной технологии на станках с ЧПУ токарной и фрезерной групп (специальное дорогостоящее оборудование для резьбошлифовки деталей ПРВМ не использовалось), что соответствует направлению импортозамещения. Метрологический контроль установил, что размеры и параметры изготовленных деталей не выходят за поля допусков.

6. Для проведения экспериментальных исследований разработаны и изготовлены испытательные стенды, средства измерения и контроля, технологическая оснастка и другое экспериментальное оборудование. В испытаниях использовались сертифицированные средства измерения. Теоретические исследования БзПРВМ качественно подтверждены экспериментами, в которых установлено, что деформированный профиль отверстия цанги имеет бочкообразную форму.

7. С помощью экспериментальных исследований определены основные эксплуатационные характеристики БзПРВМ (жесткость, точность, КПД). КПД заявляемого механизма равен КПД известного механизма. Точность заявляемого механизма выше точности известного механизма на 10...15%. Осевая жесткость заявляемого механизма выше осевой жесткости известного механизма на 5...8%. Для использования БзПРВМ рекомендуется выполнять обкатку (приработку) механизма и только затем использовать его в работе.

8. С помощью ресурсных испытаний установлено, что во время эксплуатации БзПРВМ допускает неоднократное восстановление параметров точности путем осевого поджатия разрезной цанги без разборки-сборки механизма с контролем по величине крутящего момента холостого хода гайки относительно винта или наоборот. Кроме того, осевая жесткость механизма за 100 000 циклов (двойных ходов) повысилась на 5...8%.

9. На основе теоретических и экспериментальных исследований для проектирования предлагаемых БзПРВМ предложен алгоритм расчета в виде инженерной методики.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Результаты математического моделирования управляемого электромеханического привода с применением планетарной роликовинтовой передачи повышенной точности и надежности функционирования/А.С. Носов [и др.] // Двойные технологии. 2015. №3 (72). С. 50-55 (0,74п.л./0,44 п.л.);

2. Носов А.С., Блинов Д.С., Егоров О.В. Определение напряженно-деформированного состояния тонкостенной гайки безззорного планетарного роликовинтового механизма // Справочник. Инженерный журнал. 2019. № 3. С. 13-22 (1,13 п.л./0,5 п.л.);

3. Патроны с разрезной цангой, прорезанной в шахматном порядке протяженными пазами от обоих торцов / А.С. Носов [и др.] // Приводы и компоненты машин. 2017. № 3-4. С. 20-23 (0,5 п.л./0,2 п.л.);

4. Носов А.С. Силовой электромеханический привод с применением планетарной роликвинтовой передачи повышенной точности // Вестник МАИ. 2015. том 22. С. 100-107 (0,71 п.л.);
5. Носов А.С. Методика обоснования выбора структуры, состава и параметров привода с применением планетарной роликвинтовой передачи повышенной точности и надежности функционирования // Вестник МАИ. 2016. том 23. С. 170-176 (0,85 п.л.);
6. Носов А.С. Управляемый электромеханический привод для специального монтажно-стыковочного оборудования // Вестник Самарского университета. 2017. том 16 №2. С. 81-89 (1,05 п.л.);
7. Носов А.С. Разработка научно-методического аппарата выбора структуры, состава и параметров электромеханического привода с применением планетарной роликвинтовой передачи повышенной точности и надежности функционирования // Сборник трудов III конференции молодых ученых РУСНЦ РАН «Ракетно-космическая техника. Системы управления». 2016. С. 145-154 (1,16 п.л.);
8. Методика и результаты обоснования выбора состава и параметров планетарной роликвинтовой передачи повышенной точности надежности и надежности функционирования управляемого электромеханического привода / А.С. Носов [и др.] // Сборник трудов филиала ФГУП «ЦЭНКИ» - КБТХМ по направлению «Проблемные вопросы развития наземных комплексов, стартового оборудования и эксплуатации летательных аппаратов». 2016 . № 11, часть 2. С. 58-67 (1,05 п.л./0,35 п.л.)
9. Носов А.С., Варочко А.Г., Сизанов А.В. Исследование надежности привода с планетарной роликвинтовой передачей для специального монтажно-стыковочного оборудования // Труды секции 22 имени академика В.Н. Челомея XLI Академические чтения по космонавтике, «Ракетные комплексы и ракетно-космические системы». 2017. С. 288-297 (1,16 п.л./0,38 п.л.);
10. Носов А.С., Егоров О.В., Блинов Д.С. Разработка беззазорной планетарной роликвинтовой передачи высокой точности // Известия Тульского государственного университета. 2018. выпуск 5. С. 54-69 (0,88 п.л./0,4 п.л.);
11. Носов А.С., Егоров О.В., Блинов Д.С. Обзор известных конструкций беззазорных планетарных роликвинтовых механизмов и разработка новых конструкций с цельной тонкостенной гайкой // Справочник. Инженерный журнал. 2018. № 12. С. 17-26 (1,3 п.л./0,5 п.л.);
12. Носов А.С. Структура, состав и параметры силового электромеханического привода с применением планетарной роликвинтовой передачи // Труды МИТ. 2014. С. 157-165 (0,88 п.л.);
13. Носов А.С. Силовой электромеханический привод с применением планетарной роликвинтовой передачи повышенной точности и надежности функционирования // Московская молодежная научно-практическая конференция - «Инновации в авиации и космонавтике»: Тезисы докладов. Москва, 2015. С. 234-235 (0,16 п.л.);

14. Носов А.С. Обоснование научно-методического подхода применения приводов на базе планетарной роликвинтовой передачи // Всероссийский межотраслевой молодежный конкурс научно-технических работ и проектов - «Молодежь и будущее Авиации и Космонавтики - 2015»: Тезисы докладов. Москва, 2015. С. 246-247 (0,16 п.л.);

15. Методика обоснования выбора структуры, состава и параметров привода с применением планетарной роликвинтовой передачи повышенной точности и надежности функционирования / А.С. Носов [и др.] // 14-я международная конференция «Авиация и космонавтика - 2015»: Тезисы докладов. Москва, 2015. С. 317-318 (0,16 п.л./0,1 п.л.);

16. Носов А.С. Научно-методический аппарат процесса эксплуатации кантователя с электромеханическим приводом на базе планетарной роликвинтовой передачи // 42-я Международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения»: Тезисы докладов. Москва, 2016. С. 34-35 (0,16 п.л.);

17. Носов А.С. Разработка научно-методического аппарата выбора структуры, состава и параметров электромеханического привода с применением планетарной роликвинтовой передачи повышенной точности и надежности функционирования // III Молодежной конференции РУСНЦ РАН «Молодежь. Наука. Инновации в оборонно-промышленном комплексе»: Тезисы докладов. Екатеринбург, 2016. С. 38-39 (0,18 п.л.);

18. Носов А.С. Разработка электромеханического привода с применением планетарной роликвинтовой передачи // Всероссийский молодежный научно-практический конкурс Госкорпорации «Роскосмос» «Орбита молодежи» Секция 3: «Развитие ракетно-космической промышленности и производственных технологий»: Тезисы докладов. Москва – Самара, 2016. С. 123-124 (0,25 п.л.);

19. Носов А.С. Проектирование электромеханического привода ракетной и космической техники // «Молодежь и будущее Авиации и Космонавтики - 2016»: Тезисы докладов. Москва, 2016. С. 270-272 (0,24 п.л.);

20. Носов А.С. Разработка научно-методического аппарата выбора структуры, состава и параметров электромеханического привода с применением планетарной роликвинтовой передачи повышенной точности и надежности функционирования // XLI Академические чтения по космонавтике: Тезисы докладов. Москва, 2017. С. 521-522 (0,16 п.л.);

21. Носов А.С. Разработка передачи высокой точности для линейного привода испытательного стенда космических аппаратов // XLIII Международная молодежная научная конференция «Гагаринские чтения»: Тезисы докладов. Москва, 2017. С. 145-146 (0,16 п.л.);

22. Носов А.С. Результаты математического моделирования процесса эксплуатации кантователя с электромеханическим приводом на базе планетарной роликвинтовой передачи // XIV Конференция молодых ученых «Фундаментальные и прикладные космические исследования»: Тезисы докладов. Москва, 2017. С. 18-19 (0,18 п.л.);

23. Носов А.С. Научно-методический аппарат проектирования электромеханического привода на базе планетарной роликвинтовой передачи для комплексных испытаний космических агрегатов // Научно-практическая конференция «Космическая научная весна 2017»: Тезисы докладов. Москва, 2017. С. 28-30 (0,16 п.л.);

24. Носов А.С. Разработка передачи высокой точности для линейного привода испытательного стенда космических аппаратов // VII Молодежная конференция Московского отделения Международной общественной организации «Академия навигации и управления движением»: Тезисы докладов. Москва, 2017. С. 51-52 (0,16 п.л.);

25. Носов А.С. Оптимизация производства путем внедрения передачи высокой точности и надежности функционирования // XXI Научно-технической конференции молодых ученых и специалистов, посвященной 60 - летию со дня запуска первого искусственного спутника : Тезисы докладов. Королев, 2017. С. 132-133 (0,175 п.л.);

26. Носов А.С. Разработка научно-технического аппарата выбора структуры, состава и параметров электромеханического привода с применением планетарной роликвинтовой передачи // XLII Академические чтения по космонавтике «Королевские чтения», Секция 12 – Объекты наземной инфраструктуры ракетных комплексов: Тезисы докладов. Москва, 2018. С. 220-221 (0,12 п.л.);

27. Носов А.С. Электромеханический привод высокой точности и надежности функционирования // XLIII Академические чтения по космонавтике «Королевские чтения», Секция 22 им. академика В. Н. Челомея – Ракетные комплексы и ракетно-космические системы. Проектирование, экспериментальная отработка, летные испытания, эксплуатация: Тезисы докладов. г. Реутов, 2019. С. 442-443 (0,12 п.л.);

28. Носов А.С. Будущее отечественной космонавтики в повышении точности и надежности // XLIII Академические чтения по космонавтике «Королевские чтения», Секция 12 Объекты наземной инфраструктуры ракетных комплексов: Тезисы докладов. Москва, 2019. С. 333-334 (0,12 п.л.);

29. Разработка и проведение испытаний опытного образца безззорного роликвинтового механизма / А.С. Носов [и др.] // XLIII Академические чтения по космонавтике «Королевские чтения», Секция 22 им. академика В. Н. Челомея – Ракетные комплексы и ракетно-космические системы. Проектирование, экспериментальная отработка, летные испытания, эксплуатация : Тезисы докладов. Реутов, 2019. С. 442-443 (0,11 п.л./0,1 п.л.).

Получены патенты на изобретение:

30. Устройство для преобразования вращательного движения в поступательное движение: пат. 2610747 РФ / Носов А. С., Варочко А.Г., Блинов Д.С. заявл. 01.10.2015; опубл. 15.02.2017 Бюл. № 5.

31. Планетарная роликвинтовая передача: пат. 2613138 РФ / Носов А. С., Варочко А.Г., Сизанов А.В., Сова А.Н. заявл. 01.10.2015; опубл. 15.03.2017 Бюл. № 8.