Федеральное государственное автономное образовательное учреждение

высшего образования

«Национальный исследовательский Томский государственный университет»

На правах рукописи

Jh

Кузнецов Станислав Александрович

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ АКТИВНЫХ ВАНТОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ С ПЬЕЗОПРИВОДАМИ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ФОРМЫ ОТРАЖАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ КОСМИЧЕСКИХ РЕФЛЕКТОРОВ

01.02.04 – Механика деформируемого твердого тела

Диссертация на соискание ученой степени кандидата физико-математических наук

Научный руководитель

доктор физико-математических наук,

старший научный сотрудник

Пономарев Сергей Васильевич

Оглавление

В	ведение
1	Постановка задачи о напряженно-деформированном состоянии
	формообразующей системы крупногабаритных трансформируемых
	антенных рефлекторов космического аппарата с активными вантовыми
	элементами, регулирующими форму отражающей поверхности 13
	1.1 Состояние вопроса регулирования формы отражающей поверхности
	крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов
	космического аппарата 13
	1.2 Математическая постановка задачи
	1.3 Выводы по главе 1 25
2	Численное моделирование напряженно-деформированного состояния
	активных вантовых элементов с пьезоприводами
	2.1 Построение моделей активных вантовых элементов с пьезоприводами 26
	2.2 Определение величины натяжения активного вантового элемента
	2.3 Численное моделирование напряженно-деформированного состояния
	элементов конструкции пьезопривода 32
	2.3.1 Моделирование конструкционного узла захват-толкатель 32
	2.3.2 Моделирование контактного взаимодействия захват-шток
	2.3.3 Определение напряженно-деформированного состояния в зоне
	контактного взаимодействия 36
	2.4 Динамический анализ процесса в активных вантовых элементах при
	регулировании формы отражающей поверхности крупногабаритных
	трансформируемых антенных рефлекторов 40
	2.4.1 Анализ собственных частот 40
	2.4.2 Моделирование переходного процесса пуска пьезопривода 44
	2.5 Выводы по главе 2 48
3	Моделирование процесса работы пьезопривода при заданных рабочих
	нагрузках

3.1 Анализ существующих методов расчетов и проектирования				
3.1.1 Механические колебательные системы	51			
3.1.2 Электромеханические аналогии	55			
3.1.3 Акустические системы	59			
3.1.4 Возбуждение упругих волн	61			
3.2 Разработка математической модели функционирования пьезопривода				
при заданных рабочих нагрузках	68			
3.3 Выводы по главе 3	81			
4 Экспериментальные исследования двигательных режимов	работы			
прецизионного пьезопривода				
4.1 Экспериментальные исследования				
4.2 Выводы по главе 4				
Заключение				
Список литературы	101			
Приложение А Акт о внедрении научных результатов	111			

Введение

Актуальность исследования. Вопросы регулирования формы отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов в настоящее время являются актуальными и исследуются в ведущих странах – производителях космической техники, таких как США, Япония, Россия, Китай и др.

современных тенденций крупногабаритных Анализ развития трансформируемых антенных рефлекторов формообразующей с вантовой системой показывает необходимость обеспечение точности настройки отражающей поверхности в связи с увеличением частоты передаваемого сигнала [1, 2, 3, 4] для повышения объема передаваемой информации и создания систем глобальной связи [5, 6, 7].

В течение срока существования космического аппарата ухудшаются физико-механические характеристики вантовых элементов формообразующей системы, что приводит к искажению отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов. Решением данной проблемы является разработка системы активных вантовых элементов регулирующих форму отражающей поверхности, с использованием в качестве активных элементов пьезоприводов.

Системы активных элементов регулирующих форму отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов разрабатываются с 90-х годов. За прошедшее время были предложены различные модели реализации подобных систем, в том числе на основе пьезоприводов, которые считаются самыми перспективными. Подобные решения уже планирует к внедрению российский лидер в создании крупногабаритных трансформируемых конструкций отраслевой крупногабаритных трансформируемых центр механических систем АО «ИСС» под руководством В. И. Халимановича.

Однако разработка перспективных аналогов подобных систем требует повышение точности моделирования, учитывающего динамику режимов работы

системы, нелинейность отдельных механических взаимодействий и свойства материалов системы.

Степень разработанности темы исследования. В настоящее время для моделирования активных элементов системы регулирования отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов применяются численные методы (методы конечных элементов) в трехмерной постановке, либо одномерное математическое моделирование, так как длина объекта исследования (активного вантового элемента) в напряженном состоянии превышает поперечные размеры более чем на 2 порядка.

В доступных современных научно-технических публикациях рассмотрены ряд аналогов подобного моделирования. Наиболее представительными среди них являются работы F. Mitin & A. Krivushov [8], Z. Wang et al. [9], S. Kabanov et al. [10].

B работе [8] рассматривается моделирование работы системы формы отражающей регулирования поверхности активными вантовыми элементами на основе электродвигателей, без учета силового взаимодействия элементов вантовой формообразующей структуры. А в работах [9] и [10] рассматривается система на основе монолитных пьезоактуаторов, в которой учитывались нелинейные процессы, происходящие в системе регулирования отражающей поверхности, но не учитывались вязкоупругие деформации (ползучесть и релаксация) вантовой формообразующей системы, контактные взаимодействия и динамическая составляющая процесса регулирования длины вант.

Отметим, что для достоверного моделирования работы системы регулирования отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов необходимо учитывать силовые взаимодействия и вязкоупругие свойства элементов вантовой формообразующей структуры, при динамическом характере процесса регулирования длин вант.

Цели и задачи исследования. Целью работы является обоснование метода регулирования формы отражающей поверхности применением активных

вантовых элементов формообразующей системы крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов с пьезоприводами, позволяющего предотвратить накопление деформаций и ухудшения среднеквадратичного отклонения отражающей поверхности в течение срока активного существования космического аппарата.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

1. Постановка задачи о напряженно-деформированном состоянии вантовой формообразующей системы крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов космических аппаратов с активными элементами регулирования формы отражающей поверхности.

2. Разработка модели активных вантовых элементов с пьезоприводами системы регулирования формы отражающей поверхности рефлекторов с вантовой формообразующей структурой, позволяющая моделировать динамические аспекты корректировки длин вант.

3. Численное моделирование напряженно-деформированного состояния и динамических характеристик активных вантовых элементов с пьезоприводами.

4. Численное моделирование возможности процесса регулирования длины ванта при пошаговой работе пьезопривода.

5. Экспериментальное исследование реализуемости процесса регулирования длины активных вантовых элементов с пьезоприводами.

Научная новизна:

1. Впервые при моделировании напряженно-деформированного состояния формообразующей системы крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов с активными вантовыми элементами применяется сочетание нелинейности вантовой системы, нелинейности геометрической контакта взаимодействующих активных конструкции элементов пьезоприводов, вязкоупругого характера деформирования самих вант и динамики процесса регулирования формы отражающей поверхности пьезоприводами. Использование вязкоупругой модели деформирования позволяет прогнозировать накопление

деформаций формообразующей системы и отражающей поверхности в течение всего срока активного существования космического аппарата.

2. Разработана модель активных вантовых элементов с пьезоприводами системы регулирования формы отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов космических аппаратов, учитывающая геометрическую нелинейность формообразующей системы, нелинейность контакта взаимодействующих активных элементов конструкции пьезопривода и вязкоупругость деформирования самих вант с рассмотрением корректировки длин вант как динамический процесс.

3. Разработан алгоритм численного решения нелинейной задачи механического поведения активных вантовых элементов прецизионной системы регулирования формы отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов с пьезоприводами.

4. Разработана инженерная (одномерная) модель, учитывающая свойства пьезопакета и всей колебательной системы, позволяющая определять зону устойчивой и неустойчивой работы пьезопривода.

5. Разработан подход и получены экспериментальные данные процесса регулирования длин вантовых элементов пьезоприводами на специально созданном стенде, учитывающем нелинейность жесткостей тыльной и фронтальной вантовых сетей рефлектора.

6. Исследованы зоны устойчивой работы пьезопривода типа «Захват», создающего линейное пошаговое продвижение штока касательным периодическим контактным воздействием захвата со скругленной кромкой. Выявленные зоны характеризуют двигательный режим и режим двигательного торможения, а также режим неустойчивой работы в зависимости от частоты питающего электрического напряжения.

Теоретическая и практическая значимость исследования. Результаты диссертации имеют фундаментальный характер и являются теоретической основой для проектирования крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов с системой активного регулирования на основе пьезоприводов, а так же обоснованием метода управления точностью отражающей поверхности рефлектора на орбите.

На практике результаты диссертации в своей совокупности позволяют решать широкий круг задач, возникающих при конструировании крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов и уже нашли применение при проектировании системы регулирования точности формы отражающей поверхности крупногабаритного трансформируемого антенного рефлектора на околоземных орбитах, а также при определении необходимых режимов работы такой системы.

Методология и методы исследования. При выполнении диссертационной работы применялись методы математического моделирования с позиций механики деформированного твердого тела при создании моделей, численные методы, тестирование и сравнение эффективности при численном анализе алгоритмов работы пьезопривода, экспериментальные исследования, подтверждающие адекватность разработанных моделей.

Область исследования. Математические модели системы регулирования формы отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов.

Предмет исследования. Напряженно-деформированное состояние активных вантовых элементов с пьезоприводами.

Положения, выносимые на защиту:

1. Постановка задачи механического поведения формообразующей системы крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов с активными вантовыми элементами при регулировании формы отражающей поверхности, учитывающая комплекс нелинейностей различного рода (геометрической и контактной), реологический характер деформирования (ползучести) вантовых элементов в течение всего срока активного существования космического аппарата и динамический процесс регулирования пьезоприводами.

2. Модель активных вантовых элементов с пьезоприводами системы регулирования формы отражающей поверхности крупногабаритных

трансформируемых антенных рефлекторов космических аппаратов, учитывающая геометрическую нелинейность формообразующей системы, нелинейность контакта взаимодействующих активных элементов конструкции пьезопривода, вязкоупругое деформирование самих вант и моделирующая корректировку длин вант как динамический процесс.

3. Алгоритм численного решения нелинейной задачи механического поведения активных вантовых элементов прецизионной системы регулирования формы отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов с пьезоприводами.

4. Инженерная (одномерная) модель, учитывающая свойства пьезопакета и всей колебательной системы, позволяющая определять зону устойчивой и неустойчивой работы пьезопривода.

5. Специально созданный стенд для испытания пьезоприводов, моделирующий нагрузки вантовой формообразующей структуры при процессе регулирования формы отражающей поверхности рефлектора.

6. Результаты экспериментальных исследований зоны устойчивой работы пьезопривода типа «Захват», характеризующие двигательный режим и режим двигательного торможения, а также зоны неустойчивой работы в зависимости от частоты воздействия.

Степень достоверности апробация результатов И исследования. Достоверность результатов метода расчета основана на использовании адекватных математических моделей вантово-оболочечных конструкций с учетом геометрической нелинейности. Сходимость итерационного процесса в методе конечных элементов подтверждена результатами расчетов для различных пространственных сеток конечно-элементной модели рефлекторов. Использованы экспериментальные методики и сертифицированное оборудование, а также произведено сравнение результатов математического моделирования c экспериментальными результатами.

Апробация результатов исследования. Основные материалы диссертации были рассмотрены на следующих конференциях:

1. Международная научно-практическая конференция, посвященная 90летию со дня рождения генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева, 11-14 ноября 2014 г., Красноярск;

2. XIX Международная научно-практическая конференция, посвященная 55-летию Сибирского государственного аэрокосмического университета имени академика М. Ф. Решетнева, 10–14 ноября 2015 г., Красноярск;

3. XX Юбилейная международная научно-практическая конференция, посвященная памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М. Ф. Решетнева, 09–12 ноября 2016 г., Красноярск;

4. XXI Международная научно-практическая конференция, посвященная памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М. Ф. Решетнева, 08–11 ноября 2017 г., Красноярск;

5. Х Всероссийская научная конференция, посвященная 140-летию ТГУ и 50-летию Научно-исследовательского института прикладной математики и механики ТГУ, 03–05 сентября 2018 г., Томск;

 6. XXII Международная научно-практическая конференция, посвященная памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева, 12–16 ноября 2018 г., Красноярск;

7. XV Международная конференция студентов, аспирантов и молодых ученых, 24–27 апреля 2018 г., Томск;

8. XXIII Международная научно-практическая конференция, посвященная памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева, 11–15 ноября 2019 г., Красноярск.

Публикации по теме диссертации. По тематике исследования опубликовано 17 работ, в том числе 3 статьи в журналах, включенных в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук, 1 статья в сборнике материалов конференций, представленном в издании, входящем в Web of Science, и 3 статьи в сборниках материалов конференций в Scopus,

10 публикаций в сборниках материалов международных и всероссийских научных и научно-практических конференций.

Внедрение результатов работы. Научные результаты, полученные в ходе выполнении диссертационной работы, а именно:

1. электроупругая модель управляющих вант с пьезоприводами системы регулировки формы отражающей поверхности (ОП) крупногабаритного трансформируемого антенного рефлектора (КТАР) космического аппарата, позволяющая моделировать динамические аспекты корректировки длин вант;

2. вычислительная модель вантовых элементов с пьезоприводами, позволяющая проектировать пьезопривода с характеристиками соответствующими разрабатываемой системе регулировки;

3. алгоритм численного решения нелинейной задачи механического поведения прецизионной системы регулировки формы ОП КТАР с вантовыми пьезоприводами;

 математическая модель, учитывающая свойства пьезопакета и всей колебательной системы, позволяющая определять зону устойчивой и неустойчивой работы пьезоприводами;

5. метод расчета и моделирования режимов работы пьезопривода системы регулировки длин вант;

были использованы в работах выполняемых АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнева» (приложение 1), а также в рамках Федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014–2020 годы» по соглашениям № 14.578.21.0073, 14.578.21.0257.

Личное участие автора в получении результатов, изложенных в диссертации. При выполнении работ по теме диссертации автор лично принимал непосредственное участие в разработке методов и моделей, обработке и анализе результатов, подготовке и проведении экспериментов, подготовке статей, тезисов и докладов на конференциях. Совместно с научным руководителем были поставлены цели и задачи, сформулированы основные выводы по диссертации.

Структура и объем работы. Диссертация изложена на 112 страницах, состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы, включающего 81 наименование, 1 приложения, содержит 89 рисунков и 9 таблиц.

1 Постановка задачи о напряженно-деформированном состоянии формообразующей системы крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов космического аппарата с активными вантовыми элементами, регулирующими форму отражающей поверхности

1.1 Состояние вопроса регулирования формы отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов космического аппарата

Современные крупногабаритные трансформируемые антенные рефлекторы (КТАР) космических аппаратов (КА) характеризуются большим коэффициентом трансформации, т.е. большими размерами в развернутом состоянии, но при этом малыми габаритными характеристиками в сложенном состоянии. Данные требования накладывают относительно небольшие размеры головных обтекателей ракет, а ограничение по массе - расходы по доставке конструкции на заданную орбиту [11]. Повышение качества связи подобных антени и улучшение их характеристик возможно при решении задачи обеспечения высокой точности геометрии отражающей поверхности (ОП) рефлектора, которая определяется как среднеквадратичное отклонение (СКО) от теоретически заданной поверхности и не должно превышать заданную максимально допустимую величину. Улучшение СКО за счет увеличения жесткости конструкции путем введения дополнительных элементов крепления приводит к увеличению массы конструкций рефлекторов, что ограничивается массогабаритными возможностями ракетоносителей. Поэтому сейчас это направление развивается за счет улучшения характеристик материалов и оригинальных конструкторских решений, а так же повышения точности настройки формы ОП.

Увеличение размеров и усложнение конструкций рефлекторов КА приводит к увеличению веса конструкции, усложняет процесс настройки формы ОП, а так же снижает ее предельно достижимый уровень СКО [12]. Анализ зависимости предельно достижимого уровня СКО ОП КТАР от их диаметра приведен в работе

Freeland R.E. и Campbell T.G [13]. На рисунке 1.1 кривая 1 показывает максимально достижимый уровень СКО для КТАР с зеркалом из гибкой сетки, достигаемый посредством предварительного натяжения вант.



Рисунок 1.1 – Зависимость достижимого СКО поверхности от диаметра рефлектора

На орбите ОП КТАР подвергается различным факторам искажения. Общее искажение можно представить в виде суммы из трех составляющих:

- Смещение рефлектора как жесткого тела;

 Искажение поверхности за счет деформаций элементов силового каркаса рефлектора;

 Искажение поверхности за счет деформаций формообразующей структуры.

Смещение рефлектора как жесткого тела включает 3 линейных смещения и 3 угловых смещения относительно, например, опорной системы координат КА. Такие смещения могут быть обусловлены следующими причинами:

 погрешность юстировки штанги рефлектора в земных условиях (например, вследствие влияния системы обезвешивания);

- температурные деформации штанги рефлектора;

- температурные деформации корпуса КА;

- деформация углепластиковых звеньев штанги от влагонасыщения;

- случайные отклонения (воспроизводимость раскрытия);

- деградация конструкционных материалов.

Под искажением ОΠ рефлектора понимается отклонение УЗЛОВ формообразующей структуры от теоретической (параболической) поверхности без учета смещений рефлектора как жесткого тела (то есть при отсутствии изменения положения фланца рефлектора относительно теоретической поверхности). Искажение поверхности за счет деформаций элементов силового каркаса может быть обусловлено:

- температурными деформациями элементов конструкции;

- ошибками настройки, связанными с воздействием гравитации;

 деформация углепластиковых элементов конструкции силового каркаса от влагонасыщения;

- случайными отклонениями (воспроизводимость раскрытия);

– деградация конструкционных материалов.

Причины искажения ОП, обусловленные деформациями формообразующей структуры, следующие:

- температурные деформации шнуров формообразующей структуры;

- ошибки настройки, связанные с воздействием гравитации;

 изменение длины шнуров формообразующей структуры от влагонасыщения;

- зацепления или порыв шнуров;

 деградация материалов шнуров, прорыв сетеполотна микрометеоритами и т.п.

Искажение ОП рефлектора, вызванное тепловым воздействием, является переменным с суточной и годовой периодичностью. Искажение вследствие деградации материалов является переменным. Остальные источники искажения формируют постоянную составляющую общего искажения поверхности.

Для компенсации указанных искажений и улучшения СКО ОП необходимы активные системы орбитальной юстировки. Из выше сказанного следует, что управляющие органы системы орбитальной юстировки ОП, входящие в состав антенны, должны включать, в общем случае, следующее:

– устройство (или несколько устройств) для измерения геометрии ОП рефлектора;

– устройство (или несколько устройств) для управления формой ОП рефлектора.

Устройство для управления формой ОП КТАР разрабатываются с 90-х годов. Исследованы некоторые методы контроля формы космических антенн, имеющих сетчатую структуру [14].

Алгоритм регулирования формы гибких антенных отражателей исследуется путем изменения чувствительности матрицы, которая регулирует длину нити и смещения поверхности [15]. Однако матрицу чувствительности необходимо непрерывно пересчитывать, чтобы соответствовать изменению формы поверхности, а это достаточно сложно достичь на орбите.

Возможность формирования активной формы или коррекцию напряженных антенных конструкций в условиях ограниченного числа приводных механизмов и ограничения информации о форме поверхности изучали в своей работе Tabata M. and Natori M. C. [16]. Однако в этом исследовании рассматривались линейные актуаторы, а так же не учитывалось влияние приводных механизмов на поведение конструкции.

Некоторые методы контроля формы развертываемых сетчатых рефлекторов с нитяными оттяжками были исследованы двумя способами [17, 18]: граничные шнуры ОП, которые прикреплены к развертываемой ферме в сборе, и силовые натяжные элементы. Однако предлагаемые в данной работе методы на практике могут применяться только для стадии проектирования или наземной корректировки сетчатых рефлекторов.

Для управления формой ОП рефлектора с высокой точностью необходимо индивидуальное изменение напряжения отдельных вант или их сегментных групп [19]. Одним из самых очевидных решений является использование автономных натяжителей вантовых элементов [20, 21, 22].

Для работы автономного натяжителя минимально необходимый набор состоит из источника питания, блока управления и прецизионного привода. Несомненно, что при больших размерах рефлекторов, где количество вант исчисляется тысячами, одной из основных характеристик является микроминиатюризация всех элементов. Для этих целей, при изготовлении в микро исполнении необходимых приборов, используются самые новые технологии.

Пример системы управления формы с применением линейных актуаторов описана в патенте US6661384 B2.

Здесь функцию исполнительного элемента системы управления формой выполняет линейный привод. Применение управляющих механизмов с одной степенью подвижности нашло широкое применение в таких системах ввиду надёжности и простоты такого механизма. На рисунке 1.2 представлена одна из возможных кинематических схем механизма линейной актуации:



Рисунок 1.2 – Кинематическая схема линейного привода

Вращение от электродвигателя 1 через муфту 2 передаётся на волновой редуктор 3 (в качестве редуктора может использоваться любой другой передаточный механизм). От волнового редуктора момент передаётся на винт, который, вращаясь, перемещает гайку (передача винт-гайка 4), посредством которой перемещается исполнительный элемент механизма 5. Элемент 5

установлен в направляющие 6 для соблюдения необходимой соосности и снижения трения. Вся конструкции помещена в корпус 7. Такой механизм нашёл применение, как в конструкциях наземного базирования, так и на орбите. Однако при применении линейных актуаторов в космическом пространстве их конструкция претерпевает необходимые доработки, в частности, их корпус герметизируется, а элементная база изготавливается из металлов с необходимыми характеристиками для возможности работы в космическом пространстве. Все это снижает надежность двигателя и делает его значительно дороже.

Одним из основных направлений в микроминиатюризации сейчас является применение микротехнологий, адаптированных на изготовление сложных интегральных приборов и систем, среди которых выделяется новое направление, сформировавшееся в конце прошлого столетия - микроэлектромеханические системы (МЭМС).

МЭМС – миниатюрные интегральные устройства, приборы и системы, которые объединяют электрические и механические компоненты на одном кристалле либо подложке. МЭМС характеризуются чрезвычайно малыми массой и габаритами (от микрометра (микрона) до миллиметра), имеют высокое быстродействие, низкое энергопотребление, стоимость и, вместе с тем, высокую стойкость к внешним воздействиям. Эти системы могут считывать, управлять и активизировать механические процессы в микро масштабе, функционировать индивидуально или совместно с другими, чтобы произвести эффекты в макро масштабе. Микро технология позволяет изготовление больших множеств устройств, которые индивидуально выполняют простые задачи, но в комбинации могут выполнять сложные функций.

Широкое применение в технике миниатюрных двигателей определяет появление ряда конкурирующих типов преобразователей энергии. Активную конкуренцию традиционным электромагнитным двигателям для применения в сложных научно-технических изделиях, особенно автоматических КА, представляют пьезоприводы (ПП) [23-27].

Есть различные варианты применения ПП в системах управления формы ОП, например статье [28] на развернутой антенне предлагается разместить линейные актуаторы на концах раздвижных спиц (рисунок 1.3), с помощью чего генерировать адаптивную силу натяжения полотна. Таким образом, предлагается нивелировать температурные деформации фасеты при выведении и функционировании.



Рисунок 1.3 – Рефлектор с вантовой формообразующей системой [28]

Но данный метод эффективен только при малых и средних размерах КТАР (до 12 метров), так как создает натяжение только на основных формирующих шнурах ОП. При больших диаметрах КТАР необходимо обеспечить более точечное регулирование ОП путем индивидуальной настройки вант. Поэтому вопросы разработки системы автономных натяжителей вантовых элементов на основе ПП, а именно: создание комплексных моделей элементов и прогноз их термомеханического поведения, алгоритмов расчетов, программных комплексов, а так же методики расчета оптимальных параметров работы системы автономных натяжителей вантовых элементов являются крайне актуальными.

Анализ системы регулирования формы ОП сетчатых КТАР с помощью вантовых пьезоэлементов и методика регулирования хорошо рассмотрены в

статьях F. Mitin & A. Krivushov [8], Z. Wang et al. [9], S. Kabanov et al. [10]. Однако при расчетах в данных работах сделаны следующие допущения:

1. В работе [8]:

в качестве элемента регулирования рассматривается двигатель постоянного тока;

- не рассматриваются нелинейные процессы вант;

- не рассматриваются контактные взаимодействия.

2. В работе [9]:

 – для расчета параметров тыльной и фронтовой сети взяты характеристики условной кабельной сети с фиксированными периферийными узлами;

– в качестве пьезопривода взят пьезоактуатор без системы передачи механического воздействия на вант, т.е. рассчитывается условное перемещение;

- не рассматриваются контактные взаимодействия;

- не рассматриваются процессы в динамике.

3. В работе [10]:

- пьезоактуатор рассматривается как один монолитный элемент;

– не рассматриваются контактные взаимодействия.

Для улучшения методики анализа, расчетов и моделирования подобных систем, а так же повышения точности прогнозирования результата в данной работе, с учетом данных из литературных источников, введены следующие уточнения:

1. Моделирование параметров тыльной и фронтовой сети производилось на основании конечно-элементной модели (КЭМ) моделирования реальных КТАР диаметром до 48 метров.

2. Для моделирования динамических аспектов разработана модель управляющих вант с пьезоприводами, учитывающая нелинейность формообразующей системы, нелинейность контакта взаимодействующих активных элементов конструкции пьезопривода, физическую нелинейность

деформирования самих вант и электроупругий характер деформирования пьезопакета.

3. Рассмотрена, смоделирована и создана оригинальная конструкция пьезопривода.

4. Разработан алгоритм проектных расчетов пьезопривода с характеристиками соответствующими разрабатываемой системе регулирования КТАР КА, учитывающий особенности контактного и электроупругого деформирования;

5. Для моделирования работы пьезопривода разработана инженерная модель, учитывающая свойства пьезопакета и всей колебательной системы.

1.2 Математическая постановка задачи

Для постановки задачи рассмотрим некоторую вантовую конструкцию КТАР (ободную или зонтичную), имеющую систему активного регулирования формы ОП с ПП и занимающую область Ω , представленную набором подобластей Ω_j , j = 1, 2, ..., k соответствующих элементам конструкции со свойствами упругих, вязко-упругих и пьезоэлектрических материалов. Считаем, что физикомеханические процессы, происходящие в подобластях Ω_j можно адекватно описать в рамках теорий упругости, вязко-упругости и электроупругости. Пусть Г = $\partial \Omega$ – граница области Ω ; $\mathbf{n} = \mathbf{n}(\mathbf{x})$ – вектор внешней единичной нормали к Г ($\mathbf{x} \in \Gamma$).

Для сред Ω_j с чисто упругими свойствами считаем, что состояние среды определяется вектор-функцией перемещений $\mathbf{u} = \mathbf{u}(\mathbf{x}, t)$. Тогда уравнения движения среды имеет вид:

$$\rho \ddot{u}_i + \alpha_d \rho \dot{u}_i - \sigma_{ij,j} = f_i, \tag{1.1}$$

где u_i , σ_i – компоненты вектора перемещения и второго тензора напряжений Пиолы-Кирхгофа; α_d – первый коэффициент демпфирования по Релею (инерционный коэффициент); $\rho = \rho(\mathbf{x})$ – плотность материала; $f_i = f(x_i, t)$, при i= 1, 2, 3 – массовые силы; $\ddot{u}_i, \ \dot{u}_i$ – вторая и первая производные по времени і компоненты вектора перемещения.

Связь деформаций и перемещений рассматривается в виде

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(u_{i,j} + u_{j,i} + u_{k,j} u_{k,i} \right), \tag{1.2}$$

где ε_{ij} – компоненты тензора деформаций;

 $u_{i,j}$ – частная производная і компоненты вектора перемещения **u** по направлению j.

Для моделирования механического поведения в напряженном состоянии элементов силового каркаса и отражающей поверхности конструкции КТАР в качестве определяющих соотношений использован закон Гука:

$$\sigma_{ij} = \lambda \theta \delta_{ij} + 2\mu \varepsilon_{ij}, \qquad (1.3)$$

$$\theta = \varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33} = \operatorname{div} \vec{u}, \tag{1.4}$$

где δ_{ii} – символ Кронекера, μ , λ – параметры Ламе.

Для моделирования процессов деформирования вантовых элементов формообразующей системы КТАР при эксплуатации на околоземных орбитах использованы определяющие соотношения вязкоупругости [29, 30]:

$$\varepsilon(t) = \int_0^t \Pi(t-\tau)\sigma(\tau)d\sigma(\tau), \qquad (1.5)$$

$$\sigma(t) = \int_0^t R(t-\tau)d\varepsilon(\tau), \quad t \ge 0, \tag{1.6}$$

где $\Pi(t)$, R(t) - функции ползучести (ФП) и релаксации. Отсчет времени ведется с момента раскрытия рефлектора (<math>t=0) и до времени окончания срока активного существования КА (t_k).

Соотношение (1.3) позволяет определить моменты времени t_i при которых деформация ползучести превысит допустимое значение, определяемое требуемой точностью формы ОП КТАР. То есть, когда изменение СКО формы ОП превышает допустимое значение и требуется производить корректировку длин соответствующих активных вант.

Для пьезоэлектрической среды $\Omega_{j} = \Omega_{pk}$, соответствующей пьезопакету ПП, считаем, что состояние среды определяется кроме вектор-функции перемещений $\mathbf{u} = \mathbf{u}(\mathbf{x}, t)$ также и скалярной функцией электрического потенциала $\varphi = \varphi(\mathbf{x}, t)$.

Связь деформаций и перемещений рассматривается, как выражение (1.2), связь напряженности электрического поля E и потенциала φ рассматривается в виде:

$$E_i = -\frac{\partial \varphi}{\partial x_i} = -\varphi_{,i} \,. \tag{1.7}$$

Для пьезоэлектрической среды в линейном приближении существует линейная связь между тензором деформаций ε и вектором напряженности электрического поля E с тензором напряжений σ и вектором электрической индукции D. Эти зависимости имеют следующий вид:

$$\sigma_{ij} = c^E_{ijkl}(\varepsilon_{kl} + \beta_d \cdot \dot{\varepsilon}_{kl}) - e_{kij}E_k, \qquad (1.8)$$

$$D_i = e_{ikl}\varepsilon_{kl} + \epsilon_{ik}^S E_k, \tag{1.9}$$

где c_{ijkl}^{E} , e_{ikl} , ϵ_{ik}^{S} — материальные константы характеризующие, соответственно, упругие, пьезоэлектрические и диэлектрические свойства материала соответствующих элементов конструкции рефлектора, β_d — второй коэффициент демпфирования по Релею (конструкционный коэффициент) [31].

Для пьезоэлектрического тела уравнения движения будут иметь вид, как и для упругого тела (1.1).

В силу того, что скорости упругих и электромагнитных волн отличаются на порядки, а пьезоэлектрические среды являются диэлектриками, можно принять уравнение приближения квазиэлектростатики вида

$$D_{i,i} = \sigma_{\Omega}, \tag{1.10}$$

где σ_{Ω} – объемная плотность электрических зарядов, причем $\sigma_{\Omega} = 0$.

Подставляя в (1) и (7) определяющие соотношения (5) и (6) и формулы (2) и (4), получаем итоговую систему дифференциальных уравнений электроупругости относительно функций *и* и φ:

$$\rho \ddot{u}_{i} + \alpha_{d} \rho \dot{u}_{i} - \left(c^{E}_{ijkl} (u_{k,l} + \beta_{d} \dot{u}_{k,l}) - e_{kij} \varphi_{,k} \right)_{,j} = f_{i}, \qquad (1.11)$$

$$\left(e_{ikl}u_{k,l}-\epsilon_{ik}^{s}\varphi_{,k}\right)_{,i}=\sigma_{\Omega},\tag{1.12}$$

Граничные условия подразделяются на механические и электрические.

Для формулировки механических граничных условий предположим, что граница Г разбивается на три участка Г_и, Г_о и Г_{cont}.

Тогда механические граничные условия для закрепленных граней тела:

$$\boldsymbol{u}(\boldsymbol{x},t) = 0, \quad \boldsymbol{x} \in \Gamma_u. \tag{1.13}$$

Так как пьезопакет предварительно нагружен, то справедливо выражение

$$\mathbf{p}(\mathbf{x},t) = \mathbf{n}^* \cdot \mathbf{\sigma}, \quad \mathbf{x} \in \Gamma_{\mathbf{\sigma}}, \tag{1.14}$$

где $p = n^* \cdot \sigma$ – трехмерный вектор напряжений на площадке с нормалью n [31].

Граница контакта Γ_{cont} разделяется на два участка: граница сцепления Γ_{cu} и граница проскальзывания $\Gamma_{c\kappa}$. Контактное взаимодействие элементов ПП характеризуется одновременным действием тангенциальных F_x и нормальных F_N сил.

Условие сцепления двух тел имеет вид [32]:

$$\tau \le \mu \sigma, \tag{1.15}$$

где τ – тангенциальное напряжение, σ – нормальное напряжение, μ – коэффициент трения.

Полное сцепление двух тел означает, что

$$u_i^+(\mathbf{x}) = u_i^-(\mathbf{x})$$
 при $\mathbf{x} \in \Gamma_{\text{сц}},$ (1.16)

где u_i^+ и u_i^- – перемещения противолежащих точек контактной поверхности двух тел.

В области проскальзывания действует закон трения Кулона:

$$\tau = \mu \sigma(\mathbf{x}, t)$$
 при $\mathbf{x} \in \Gamma_{c\kappa}$. (1.17)

Для задания электрических граничных условий будем считать, что существует независимое разбиение границы Г: $\Gamma = \Gamma_0 + \Gamma_D$.

На границе Γ_{ϕ} нанесены электроды, которые питаются генератором напряжения с выходным потенциалом V(t), то

$$\varphi = \Phi_{\Gamma}, \ \Phi_{\Gamma} = V(t), \ \boldsymbol{x} \in \Gamma_{\varphi}, \tag{1.18}$$

На границе пьезоэлектрического материала Γ_D , где нет электродов, задается поверхностная плотность электрических зарядов $\sigma_{\Gamma} = \sigma_{\Gamma}(\boldsymbol{x}, t)$:

$$\mathbf{n}^* \cdot \mathbf{D} = -\sigma_{\Gamma}, \ \sigma_{\Gamma} = 0, \ \mathbf{x} \in \Gamma_D, \tag{1.19}$$

Начальные условия: при *t* = 0 поле перемещений *u*₀ и скоростей *v*₀ предполагается заданным

$$\boldsymbol{u}(\boldsymbol{x},0) = \boldsymbol{u}_0(\boldsymbol{x}),\tag{1.20}$$

$$\dot{\boldsymbol{u}}(\mathbf{x},0) = \boldsymbol{v}_0(\mathbf{x}),\tag{1.21}$$

$$\mathbf{p}(\mathbf{x}, 0) = \sigma_0(\mathbf{x}), \tag{1.22}$$

где $\mathbf{u}_0(\mathbf{x})$ – начальное положение тела, $\mathbf{v}_0(\mathbf{x})$ – начальная скорость, $\sigma_0(\mathbf{x})$ – начальные напряжения.

Таким образом, постановка задачи для системы ПП включает систему дифференциальных уравнений (1.11)–(1.12), граничные условия (1.13)–(1.19) и начальные условия (1.20-1.22) [33, 34].

1.3 Выводы по главе 1

1. Анализ публикаций по вопросу регулирования формы отражающей крупногабаритных трансформируемых поверхности антенных рефлекторов космического аппарата показывает, что эти вопросы разрабатываются с 90-х годов прошлого столетия. Однако предложенные решения не учитывают ряда важных моментов этого процесса, а именно: во-первых, реологическое поведение формообразующей вантовых элементов системы крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов в течение более 15 лет срока активного существования космического аппарата; во-вторых, динамический характер натяжения вантовых элементов приводами.

2. Предложена новая математическая постановка задача о напряженно деформированном состоянии всей конструкции крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов космического аппарата при наличии активных вантовых элементов с пьезоприводами для орбитального регулирования (юстировки) формы отражающей поверхности в течение всего срока активного существования космического аппарата.

2 Численное моделирование напряженно-деформированного состояния активных вантовых элементов с пьезоприводами

2.1 Построение моделей активных вантовых элементов с пьезоприводами

Для построения модели взаимодействия ПП, ванта и формообразующей структуры использовались данные, полученные ранее при разработке для формы ΠО прецизионных приводов систем регулирования трансформируемого рефлектора КА нового поколения [29], а так же конечноэлементная параметрическая модель механического поведения рефлектора из [35-38].

Вантовые элементы формообразующей части конструкции КТАР представляют собой композиционные шнуры из полимерных высокомодульных волокон. Однако, несмотря на стремление разработчиков таких шнуров сделать их максимально размеростабильными, эти материалы, при механической нагрузке, проявляют эффекты свойственные полимерным материалам, а именно – ползучесть и релаксацию. На рисунке 2.1 приведены характерные графики ползучести композиционных шнуров при постоянной нагрузке.

Вследствие этого, с течением времени напряженно деформированное состояние (НДС) рефлектора изменяется - ухудшается точность формы ОП и снижается жесткость конструкции. Таким образом, задачей системы регулирования формы ОП является компенсация таких изменений. Другие элементы конструкции рефлектора (углепластиковые элементы силового каркаса), выполненные из композиционных материалов с полимерной матрицей также проявляют вязкоупругие свойства, однако их вклад в изменение формы ОП рефлектора существенно меньше вклада вантовых элементов, связывающих узлы тыльной и фронтальной сетей.



Рисунок 2.1 – Графики ползучести шнура ШР 0,7-25T при T=150 °C

Для построения представительной модели активных вант с ПП проведены расчеты КЭМ 48 метрового КТАР показанного на рисунке 2.1. Основная цель этих расчетов заключалась в определении силового упругого воздействия со стороны тыльной и фронтальной сетей на концы вантовых элементов (оттяжек) с ПП. Длины этих вантовых элементов определяют положение узлов фронтальной сети, то есть форму ОП.

При расчетах на все элементы конструкции кроме сетеполотна, фронтальной сети и оттяжек накладывались граничные условия в виде запрета перемещений и поворотов по всем осям. Элементам фронтальной и тыльной сети задавалось начальное натяжение равное 10 H, периферийным шнурам – 250 H, шнурам, проходящим по границам секторов – 40 H, шнурам силового каркаса – 100 H. Также задавалось предварительное натяжение сетеполотна равное 2 H/м;

Выбранным элементам конструкции, в данном случае оттяжкам (рисунок 2.2), задавалось натяжение начиная от значения характерного для отпускания оттяжки (в этом случае сетеполотно и фронтальная сеть перемещались вверх) и заканчивая значением натяжения, которое подтягивало оттяжку на величину порядка 0,06 м. (в этом случае сетеполотно и фронтальная сеть перемещались вниз). Остальным оттяжкам задавалось начальное натяжение равное 1 Н.



а) вид сбоку, б) вид сверхуРисунок 2.2 – КЭМ рефлектора. Размеры в метрах

Для каждого значения натяжения определялась величина перемещения узловой точки фронтальной сети и соответствующей ей узловой точки сетеполотна. На основании этих значений вычислялась величина изменения длины вантового элемента.

Далее, по полученным данным, находилось значение силы F(x), а производная от нее, соответственно, и есть значение коэффициента жесткости k(x). На рисунках 2.3 и 2.4 приводятся зависимости для силы натяжения и коэффициента жесткости.



Рисунок 2.3 – Зависимость силы от изменения длины



Рисунок 2.4 – Зависимость коэффициента жесткости от изменения длины

Полученная зависимость k(x) в дальнейшем задается в качестве свойства нелинейного упругого элемента при моделировании взаимодействия оттяжки ПП и остальной частью формообразующей структуры - тыльной и фронтальной сетями.

Расчетная схема, описанная выше, реализована в системе программирования ANSYS, повторялась для получения таких же зависимостей для тыльной сети. Проведенные расчеты показали, что величины коэффициентов жесткости для сетеполотна (фронтальной сети) и для тыльной сети отличаются не более чем на 3%, следовательно, для сокращения времени расчета было принято, что воздействие на оттяжку как со стороны фронтальной сети с сетеполотном, так и со стороны тыльной сети одинаковое.

На рисунке 2.4 показана схема упрощенной модели активного вантового элемента (оттяжки) с нелинейными упругими связями, по силовому воздействию эквивалентными тыльной и фронтальной сети.

Масса ПП бралась равной 0,1 кг. Длина шнура бралась равной 6,51 м (максимальная длина оттяжки в выбранной модели рефлектора). Схематичное изображение КЭМ активного вантового элемента с ПП формообразующей системы КТАР показано на рисунке 2.5.



Рисунок 2.5 – Схема КЭМ активного вантового элемента с ПП

На схеме, пружины, моделируют воздействие фронтальной сети с сетеполотном и тыльной сети на оттяжку и пьезопривод. Именно для них и определялись зависимости, приведенные на рисунках 2.2 и 2.3. Оттяжке задавалось граничное условие в виде предварительного натяжения равного 10 Н

(рабочее натяжение вантов рефлектора), а пружинам задавались граничные условия в виде зависимости показанной на рисунке 2.3. Оттяжка моделировалась веревочным элементом, работающим на растяжение (LINK10), пьезопривод задавался в виде точечной массы, а пружины моделировались нелинейным одноосным упругим элементом с нелинейным обобщенным представлением связи усилия с перемещением (COMBIN39). Также данный элемент имеет возможность учета больших перемещений. Ниже, на рисунке 2.6, приводится перемещение по оси X в системе, показанной на рисунке 2.5, под действием рабочей нагрузки равной 10 Н.



нагрузки 10 Н, м

Расчеты показывают, что точки отражающей поверхности в узлах крепления вант смещаются на 2,53 мм (при длине ванты 6,51 м) относительно начальной радиотехнической модели, что необходимо учитывать при проектировании конструкции и сборке вантовой формообразующей системы.

2.2 Определение величины натяжения активного вантового элемента

Вопрос о наибольшем значении силы натяжения в активном вантовом элементе важен, прежде всего, для такого удерживающего усилия в ПП.

Величина натяжения, реализующаяся при нахождении рефлектора на Солнце, может быть превышена при заходе КА с рефлектором в тень Земли.

Расчеты, проведенные для показанного выше рефлектора, показывают, повышение силы натяжения не превосходит нескольких процентов. Таким

образом, переходя к анализу напряженного состояния в ПП необходимо выбрать активный вант с наибольшим натяжением и увеличить эту величину натяжения в полтора раза для обеспечения запаса по сцеплению в пьзоприводе 50%. И далее обеспечить разработку такого сцепления в ПП, чтобы оно гарантировало удержание штока в ПП без выдергивания.

2.3 Численное моделирование напряженно-деформированного состояния элементов конструкции пьезопривода

2.3.1 Моделирование конструкционного узла захват-толкатель

При моделировании конструкционного узла захват-толкатель экспериментально определялась жесткость этого узла.

Определение жесткости соединения элементов захвата и толкателя в конструкции пьезоэлектрического привода типа «Захват» [39, 40] проводилось с помощью настольной системы для микроиспытаний INSTRON MicroTester 5948 (USA).

При испытаниях пьезоэлектрический привод типа «Захват» фиксировался на предметном столике настольной системы, в вертикальном и горизонтальном положении, и к захвату подводился индентор. Индентор перемещался со скоростью 0,5 мм/мин, при этом фиксировался уровень нагрузки и величина перемещения. Ограничение по нагрузке составляло 10 Н.

На рисунке 2.7 приведены результаты экспериментальных исследований по определению жесткости соединения элементов захвата и толкателя. Таким образом, при вертикальном расположении ПП прогиб соединения захвата и толкателя под действием вертикальной нагрузки составляет 0,025 мм, а при горизонтальном расположении ПП – прогиб составляет 0,05 мм.

Конструкционный узел захват-толкатель моделировался в виде стержня. Жесткость стержня должна соответствовать полученным экспериментальным

данным. Для определения геометрических размеров захвата, использовались соотношения по определению прогиба стержня [38].



расположение ПП

Рисунок 2.7 – График зависимости величины прогиба захвата от величины нагрузки

$$y(l) = -(F \cdot l^3)/(3 \cdot E \cdot J_x) \cdot (1+\lambda), \qquad (2.1)$$

где *y*(*l*) – наибольший прогиб стержня, м; *l* – длина стержня, м; *F* – изгибающая сила, H; *E* – модуль Юнга материала стержня, Па;

 $J_x = b \cdot h^3 / 12$ – момент инерции сечения стержня, где *b* – толщина сечения стержня, м; *h* – высота сечения стержня, м;

 $\lambda = k(1+v)h^2/2l^2$ – коэффициент приращения прогиба при учете деформации сдвига, где k – безразмерный коэффициент сдвига, зависящий от формы поперечного сечения; v – коэффициент Пуассона материала стержня.

По результатам расчета подобраны оптимальные геометрические размеры стержня, которые будут использоваться в моделировании: h = 0,0015 м, b = 0,003 м, l = 0,0137 м. [34].

2.3.2 Моделирование контактного взаимодействия захват-шток

Работоспособность ПП зависит от надежности контактной пары захватшток. Моделирование напряженно-деформированного состояния элементов ПП при заданных рабочих нагрузках проводилось с использованием программы конечно-элементного моделирования ANSYS.

На рисунке 2.8 представлена расчетная геометрическая модель контактной пары захват–шток, которая рассматривается в двумерной постановке. Поскольку в конструкции ПП предусмотрено, что шток проходит в отверстие захвата, ограничен этим отверстием и не имеет возможности смещаться в сторону, то достаточно рассмотреть эту задачу в двумерной постановке. Геометрическая модель состоит из шести элементов: захват (1), шток (2), корпус(3), вант рефлектора (4), пьезопакет АПМ 2-22 (5) и упругий элемент (6) [41]. В задаче учитывается корпус, потому что необходимо учесть силу трения штока о корпус. Захват к поверхности штока располагается под углом α.

Взаимодействие системы ПП и ванта с другими элементами конструкции рефлектора моделируется упругим элементом. Свойства упругого элемента представлены на рисунке 2.3. Свойства упругого элемента определены в соответствии с методикой, представленной в [42].

На основе геометрической модели строилась КЭМ. Для наглядного отображения напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов конструкции при их нагружении, необходимо в местах наиболее вероятных максимальных напряжений уменьшить размеры элементов. В рассматриваемом случае – это зона контакта захват-шток. На рисунке 2.9 представлена КЭМ и продемонстрировано уменьшение элементов в зоне вероятных максимальных напряжений.



Рисунок 2.8 – Расчетная геометрическая модель



а) КЭМ модель, б) зона захват-шток
Рисунок 2.9 – Конечно-элементная модель

Количество элементов в представленной КЭМ составляет 116227. Для элементов пьезодвигателя использовался двумерный элемент объемного НДС Plane42, для ванта – двумерный стержневой элемент Link1, для упругого элемента – нелинейный упругий элемент Combin39. Для захвата, штока корпуса выбран материал сталь, для пьезопакета – ЦТС-46. В контактных парах захват/шток и шток/корпус коэффициент трения равен µ=0,1. Свойства материала представлены в таблицах 2.1 и 2.2. Данные по пьезокерамике взяты из [43], по остальным материалам – экспериментально полученные данные.

Материал	Плотность, кг/м ³	Модуль упругости, Па	Коэффициент Пуассона
Сталь	7800	$2,1.10^{11}$	0,29
Шнур ШРА	2600	$32,7.10^9$	0,34

Таблица 2.1 – Свойства материалов

Таблица 2.2 – Свойства пьезокерамического материала ЦТС-46

Свойства материала	Значение
Плотность, кг/м ³	7600
Планарная добротность	70
Диэлектрическая проницаемость, Ф/м	$\epsilon^{s}_{xx} = 2100, \epsilon^{s}_{zz} = 1300$
Модули упругости (анизатропный	$C_{11}^{E}=1,1\cdot10^{11}; C_{21}^{E}=6,1\cdot10^{10};$
материал), Н/м ²	$C^{E}_{22}=1,1\cdot10^{11}; C^{E}_{31}=5,8\cdot10^{10};$
	$C^{E}_{33} = 1,01 \cdot 10^{11}; C^{E}_{44} = 1,8 \cdot 10^{10};$
	$C_{55}^{E}=1,1\cdot10^{11}; C_{66}^{E}=2,45\cdot10^{10}$
Пьезоэлектрические модули	d_{31} =-190·10 ⁻¹² , d_{33} =450·10 ⁻¹² ,
	$d_{15} = 400 \cdot 10^{-12}$

В расчетной модели учитываются две пары контактов: захват-шток (тип: узел-поверхность) и шток-корпус (поверхность-поверхность).

Граничные условия в расчетной модели: корпус ПП, упругий элемент и левая грань пьезопакета жестко закреплены по всем направлениям (рисунок 2.8).

2.3.3 Определение напряженно деформированного состояния в зоне контактного взаимодействия

В конструкции ПП захват упирается гранью в поверхность штока, тем самым прижимая шток к поверхности корпуса. От угла наклона захвата к поверхности штока α будет зависеть величина перемещения штока и максимальная интенсивность напряжений в зоне контакта захвата и штока. При подаче управляющего сигнала на пьезопакет, он удлиняется и давит на захват. При этом захват контактирует со штоком и перемещает его.
При исследовании сходимости решения в качестве исходного принималось состояние конечно-элементной модели, в котором в зоне контакта захвата и штока имелся 1 элемент (рисунок 2.10). Затем количество элементов, аппроксимирующих конструкцию, последовательно, этапов, В ПЯТЬ увеличивалось.



Рисунок 2.10 – Аппроксимация зоны контакта захвата и штока

Следует отметить, что расчётная максимальная интенсивность напряжения в зоне контакта захвата и штока, которая является критерием выбора материалов для контактирующих элементов конструкции ПП, зависит от количества элементов в области контакта, как показано на рисунке 2.11. График на рисунке 2.11 является обобщением результатов статического анализа. Сходимость решения наблюдается, когда в зоне контакта содержится не менее 4 элементов.

Далее варьируя угол наклона захвата к поверхности штока α, рассчитали оптимальный угол наклона для работы штока. Совместно с величиной перемещения в каждом рассмотренном случае оценивалась интенсивность напряжений в области контакта захвата и штока. На рисунке 2.12 и в таблице 2.3 представлены результаты моделирования величины перемещения штока при перемещении захвата на заданную величину.



Рисунок 2.11 – Зависимость решения от числа элементов в зоне контакта



 а) перемещение штока вдоль оси Х, б) интенсивность напряжений в зоне контакта Рисунок 2.12 – Результаты моделирования

Угол	Перемешения по	Максимальная интенсивность		
наклона α,°	оси Х, мкм	напряжения σ, МПа		
45	3,34	236		
30	3,34	349		
20	3,34	546		
10	10	971		
5	33,9	295		
3	29	254		
2	25,4	210		
1	22,1	92,1		

Таблица 2.3 – Результаты моделирования величины перемещения штока и интенсивность напряжений в области контакта

Анализ результатов моделирования НДС конструкции ПП типа «Захват» показал, что при увеличении угла наклона α перемещение штока уменьшается. При увеличении угла наклона возрастает вертикальная составляющая силы нагрузки, а следовательно, и сила трения, что влечет уменьшение величины перемещения штока. Но и при уменьшении угла наклона α есть момент, когда вертикальная (прижимная) составляющая силы нагрузки становится очень маленькой и захват начинает проскальзывать. Такой процесс наблюдается при угле наклона $\alpha \leq 4^{\circ}$. По результатам моделирования определен максимальный порог величины перемещения штока равный X = $0.33 \cdot 10^{-4}$ м при угле наклона $\alpha = 5^{\circ}$. По результатам оценки максимума интенсивности напряжения в каждом из этих случаев, наиболее оптимальным является расчетный случай при угле наклона $\alpha = 5^{\circ}$, при этом $\sigma = 295$ МПа.

2.4 Динамический анализ процесса в активных вантовых элементах при регулировании формы отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов

2.4.1 Анализ собственных частот

Для определения собственных частот и форм колебаний был выполнен анализ собственных частот системы представленной на рисунке 2.4, в диапазоне от 1×10⁻⁵ Гц до 1000 Гц. Были найдены 8 частот формы колебаний соответствующие которым показаны на рисунках 2.13 – 2.28 и сведены в таблицу 2.4.

MX	
MN	
*	*
	7

Х

Х

Рисунок 2.13 – Форма колебания, соответствующая первой собственной частоте 1,204 Гц и обладающая эффективной массой 0,262·10⁻³⁴ кг, вид сбоку

MN	MX	Ψ
A.		75
		v

Рисунок 2.14 – Форма колебания, соответствующая первой собственной частоте 1,204 Гц и обладающая эффективной массой 0,262·10⁻³⁴ кг, вид сверху



Рисунок 2.15 – Форма колебания, соответствующая второй собственной частоте 1,204 Гц и обладающая эффективной массой 0,105·10⁻³⁴ кг, вид сбоку



Рисунок 2.16 – Форма колебания, соответствующая второй собственной частоте 1,204 Гц и обладающая эффективной массой 0,105·10⁻³⁴ кг, вид сверху



Рисунок 2.17 – Форма колебания, соответствующая третьей собственной частоте 2,321 Гц и обладающая эффективной массой 0,826 кг, вид сбоку



Рисунок 2.18 – Форма колебания, соответствующая третьей собственной частоте 2,321 Гц и обладающая эффективной массой 0,826 кг, вид сверху



Рисунок 2.19 – Форма колебания, соответствующая четвертой собственной частоте 2,693 Гц и обладающая эффективной массой 0,574·10⁻³¹ кг, вид сбоку



Рисунок 2.20 – Форма колебания, соответствующая четвертой собственной частоте 2,693 Гц и обладающая эффективной массой 0,574·10⁻³¹ кг, вид сверху



Рисунок 2.24 – Форма колебания, соответствующая шестой собственной частоте 22,09 Гц и обладающая эффективной массой 0,103·10⁻³ кг, вид сверху

Х



Рисунок 2.25 – Форма колебания, соответствующая седьмой собственной частоте 286,7 Гц и обладающая эффективной массой 0,914·10⁻¹⁰ кг, вид сбоку

MN *	MX		*
		Y Z	Х

Рисунок 2.26 – Форма колебания, соответствующая седьмой собственной частоте 286,7 Гц и обладающая эффективной массой 0,914·10⁻¹⁰ кг, вид сверху



Рисунок 2.27 – Форма колебания, соответствующая восьмой собственной частоте 637,8 Гц и обладающая эффективной массой 0,35·10⁻¹² кг, вид сбоку



Рисунок 2.28 – Форма колебания, соответствующая восьмой собственной частоте 637,8 Гц и обладающая эффективной массой 0,35 · 10⁻¹² кг, вид сверху

N⁰	Собственная частота, Гц	Эффективная масса, кг
1	1,204	$0,262 \cdot 10^{-34}$
2	1,204	$0,105 \cdot 10^{-34}$
3	2,321	0,826
4	2,693	0,574·10 ⁻³¹
5	2,693	0,677·10 ⁻³⁰
6	22,09	$0,103 \cdot 10^{-3}$
7	286,7	0,914 · 10 ⁻¹⁰
8	637,8	$0,35 \cdot 10^{-12}$

Таблица 2.4 – Собственные частоты и соответствующие им эффективные массы

Полученные результаты показывают, что наиболее вероятным при динамическом нагружении является резонансный процесс с наибольшей эффективной массой для собственной частоты № 3.

Учитывая, что рабочая частота ПП находится в районе 20 – 50 Гц, динамическая нагрузка от пьезопакета не может вызвать резонанса, так как собственная частота №7 (22,09 Гц) в этом интервале частот имеет незначительную эффективную массу, а именно, 10⁻⁴ кг. С остальными собственными частотами диапазон рабочей частоты не пересекается.

Проведенный анализ форм и частот собственных колебаний соответствует идеализированной упругой модели, не учитывающей демпфирование в этой колебательной системе. Для более адекватного анализа далее рассматривается модель системы с учетом демпфирования.

2.4.2 Моделирование переходного процесса пуска пьезопривода

Расчет переходного процесса пуска ПП проходил в три этапа:

1) вертикальный прижим захвата к штоку, это имитирует положение захвата в конструкции ПП при фиксации штока;

2) воздействие на вант тепловым полем, при этом осуществляется первоначальное натяжение ванта в конструкции рефлектора.

3) подача на пьезопакет управляющего сигнала, это имитирует процесс работа ПП в составе рефлектора.

В расчетной модели на пьезопакет ПП подавалось напряжение в виде пилообразной сигнала. При этом варьировалась величина амплитуды напряжения электрического тока и частота сигнала. Пьезопакет преобразовывал электрическую энергию в механические колебания, на основе свойств материала пьезокерамики, заложенных в модели (рисунок 2.29а). На рисунке 2.296 представлен график зависимости перемещения захвата ПП от времени в зависимости от подаваемого напряжения на пьезопакет.



а) Форма управляющего сигнала,

б) Перемещение захвата при выбранном управляющем сигнале пьезопакета
Рисунок 2.29 – Режим работы ПП

В результате решения получены зависимости величины перемещения штока от времени. На рисунке 2.30 приведен график перемещения штока при амплитуде напряжении электрического тока U = 80 В и частоте управляющего сигнала f = 30 Гц.



Рисунок 2.30 – Результаты расчета перемещения штока

По результатам моделирования выявлено влияние выбранных параметров режима работы ПП (амплитуды напряжения электрического тока *U* и частоты управляющего сигнала *f*) на максимальную скорость перемещение штока с нагрузкой в виде упругого элемента с нелинейными свойствами (рисунки 2.31 и 2.32). Анализ полученных данных показал, что при увеличении частоты управляющего сигнала увеличение амплитуды напряжения не вносит существенных изменений в результирующую скорость штока.

Для определения достоверности предложенной конечно-элементной модели проведено сравнение теоретических расчетов и экспериментальных данных.

Задавались одинаковые условия: амплитуда напряжения U = 100 В, частота сигнала f = 30 Гц.

Эксперимент проводился на экспериментальном стенде с нагрузкой в виде упругой связи, где варьировалась сила упругого сопротивления от 0 до 12 Н. Работа ПП без нагрузки (холостой ход) проходила при скорости перемещения штока V = 6,6 мм/мин. С увеличением силы упругого сопротивления до $F_{nag} = 10$ Н скорость штока уменьшалась линейно до 0,15 мм/мин, при $F_{nag} = 12$ Н скорость штока снизилась до нуля (режим короткого замыкания) (рисунок 2.33).



Рисунок 2.31 – Зависимость скорости штока от частоты управляющего сигнала при разных амплитудах напряжения



Рисунок 2.32 – Зависимость скорости штока от амплитуды напряжения управляющего сигнала при разных частотах

По результатам моделирования определено, что в режиме холостого хода скорость перемещения штока составляла V = 7,4 мм/мин, с увеличением силы упругого сопротивления до $F_{nag} = 10$ Н скорость штока уменьшалась линейно до 0,13 мм/мин, при $F_{nag} = 11,5$ Н скорость штока снизилась до нуля. Расхождение результатов моделирования с экспериментальными данными составляет менее 18 %.



Рисунок 2.33 – Зависимости скорости линейного движения штока ПП от силы растяжения пружины

Использование данного подхода для моделирования процесса работы ПП позволяет произвести выбор материалов для изготовления конструкции ПП и выбрать оптимальный режим работы ПП.

2.5 Выводы по главе 2

1. Разработана модель активного вантового элемента с пьезоприводом для регулирования формы отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов.

2. Определены требования для гарантированной фиксации пьезоприводом активного вантового элемента (для обеспечения размеростабильности - удержания).

3. Разработан подход и проведен анализ работы пьезопривода в вантовой формообразующей системе при регулировании формы отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов.

4. Установлена наиболее вероятная частота резонансного эффекта в модели активного ванта с пьезоприводом.

5. Разработана конечно-элементная модель пьезопривода, учитывающая особенности контактного и электроупругого деформирования. Модель учитывает характер внешней нагрузки на пьезопривод и может использоваться для проектирования энергетически автономных натяжителей антенных рефлекторов КА.

6. Разработан алгоритм решения нелинейного динамического контактного взаимодействия элементов пьезопривода для всех режимов работы, включая переходный процесс при пуске системы. Исследованы влияние параметров режима работы пьезопривода на величину перемещения штока.

3 Моделирование процесса работы пьезопривода при заданных рабочих нагрузках

Рассмотрим конструкцию ПП на основе многослойного пьезопакета, представленную на рисунке 3.1. Данная конструкция состоит из:

- Пьезопакет;
- Силовые щеки;
- Жесткие излучатели;
- Винт;
- Толкателя;
- Пружины.



Рисунок 3.1 – Схематичное изображение пьезопривода пакетного типа

Источник питания для подобного ПП представляет собой электронный преобразователь стандартного электрического напряжения в двухполярный сигнал переменного напряжения и переменной частоты.

Частотный диапазон работы привода определяется собственным электромеханическим резонансом (до 1 кГц), резонанс зависит от массы толкателя и исполнительного элемента, с которым взаимодействует ПП.

Диапазон перемещения толкателя ПП зависит от типа пьезопакета (материал и количества пьезопластин в пакете) и от вида управляющего сигнала источника питания.

За счет несогласованности колебательной системы, до исполнительного элемента не доходит около семидесяти процентов электрической энергии источника питания, коэффициент полезного действия ПП с возвратно-поступательным режимом работы составляет около 30 % [43].

Совокупность элементов ПП представляет собой сложную механоакустическую систему, режимы которой существенно зависят от конструкции и от материалов элементов этой конструкции. Математическое моделирование процесса работы ПП позволит согласовать его колебательную систему на этапе проектирования [44].

3.1 Анализ существующих методов расчетов и проектирования

3.1.1 Механические колебательные системы

Колебания – это процессы, при которых параметры, характеризующие состояние колебательной системы, повторяются с течением времени [45–48]. Например, колебания маятника в маятниковых часах, суточные колебания освещённости данного участка Земной поверхности и т.д. Вынужденные колебания – колебания системы, возникающие под воздействием внешней силы. Характер этих колебаний определяется как свойствами самой колебательной системы, так и внешней силой. Обычно принимают, что внешняя периодическая сила изменяется по гармоническому закону $F = F_0 \cdot \sin \omega t$, где F_0 – амплитуда силы, ω – циклическая частота (рисунок 3.2).



М – масса груза, кг; К – жесткость пружины (упругий подвес), Н/м;
R – коэффициент потерь (диссипация), кг/с.
Рисунок 3.2 – Механическая колебательная система

Для вынужденных колебаний вводят, так называемые, амплитудночастотные (зависимость амплитуды колебаний от частоты вынуждающей силы) и фазово-частотные (зависимость сдвига фаз от частоты вынуждающей силы) характеристики. Графически эти зависимости при различных значениях коэффициента диссипации R приведены на рисунках 3.3 – 3.9.

Явление резкого увеличения амплитуды вынужденных колебаний при определённой частоте вынуждающей силы называется резонансом.



Рисунок 3.3 – Амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики механической колебательной системы



Рисунок 3.4 – Временные зависимости вибросмещения x(t), виброскорости v(t), виброускорения a(t)



Рисунок 3.5 – Система с вынужденными колебаниями. Один из примеров колебательной системы с диссипацией



Рисунок 3.6 – Силы, действующие в системе

Уравнение движения колебательной системы с вынужденными колебаниями.

$$M \cdot a(t) + R \cdot V(t) \cdot K \cdot x(t) = F_0 \cdot \sin\omega t, \qquad (3.1)$$

где М – масса, кг; *R* – коэффициент затухания, H·c/м; К – коэффициент жесткости, Н/м.

На рисунках 3.7 и 3.8 показан вид переходного процесса механической колебательной системы при $f > f_0$ и при $f_0 > f$ соответственно, где f_0 – частота собственных колебаний колебательной системы, f – частоты вынужденных колебаний. На рисунке 3.9 приведены фазовые портреты (гистерезисные петли) поведения колебательной системы в осях «сила-смещение».



 $t_{\Pi\Pi}$ – время переходного процесса пуска колебательной системы Рисунок 3.7 – Вид переходного процесса механической колебательной системы при $f > f_0$



t_{пп} – время переходного процесса пуска колебательной системы
Рисунок 3.8 – Вид переходного процесса механической колебательной системы



a) $f \ll f_0$, δ) $f < f_0$, b) $f = f_0$, π) $f > f_0$.

Рисунок 3.9 – Фазовые портреты поведения КС в осях «сила-смещение»: а) поведение КС без потерь при f << f₀, б) поведение КС с потерями при f < f₀, в) поведение КС с потерями при f < f₀, г) поведение КС с потерями при работе на резонансной частоте (f = f₀), г) поведение КС с потерями при f > f₀

Площадь петли гистерезиса равна активной работе КС или потерям на трение (нагрев). При установившемся движении, когда КС совершает вынужденные колебания по закону (3.1), ее энергия остается неизменной. Однако при этом внешняя сила непрерывно совершает работу над системой. Иными словами, система непрерывно поглощает (от источника внешней силы) энергию, которая диссипируется в тепло благодаря наличию трения.

3.1.2 Электромеханические аналогии

Системы различной физической природы описываются идентичными дифференциальными уравнениями [45, 47, 48]. Имеются прямые аналогии в (колебаний) механических колебательных законах движения систем И контуров. Главное достоинство электрических электрических аналогий возможность применения методов расчёта И анализа электрических колебательных систем при рассмотрении свойств механических и акустических систем, основанная на сходстве дифференциальных уравнений, описывающих состояние этих систем. На основании сопоставления сходных уравнений составляется таблица соответствия электрических, механических и акустических аналогов, причём выбрано В зависимости того, ЛИ уравнение OT

последовательного или параллельного электрического контура для сопоставления, различают 1-ю (прямую) и 2-ю (инверсионную) системы аналогий (таблица 3.1).

	Механинеские релиции и		Акустические		
Электрические	Тисханичес	величины			
всличины	1-я система	2-я система	1-я система		
Напряжение	Сило Е	Cropocti y	Звуковое		
(ЭДС) <i>U</i>	Child F	Скорость /	давление р		
Tor i	Cropocti v	Сила Е	Объёмная		
	Скорость и		скорость $S v$		
	Macca m	Податливость	Акустическая		
ИНДУКТИВНОСТЬ L	Iviacca m	(гибкость) $C_{\scriptscriptstyle M}$	масса $m_a = rl/S$		
	Полатлирости		Акустическая		
Ёмкость С		Macca m	податливость		
	$(1 MOROCIE) C_M$		$C_a = V/rc^2$		
A ICTUDUOS	Сопротивление Активная		Сопротивление		
	механических	механическая	акустических		
сопротивление к	потерь r_{M}	приводимость 1/r _м	потерь <i>г</i> а		
Примечание. <i>S</i> – площадь, <i>r</i> – плотность среды, <i>с</i> – скорость звука в					
среде, V – объём					

Таблица 3.1 – Электрические аналогии механических и акустических величин

При рассмотрении акустических систем наибольшее распространение получила 1-я система аналогий. Электрические аналогии особенно полезны при определении свойств сложных механических систем с несколькими степенями свободы, аналитическое исследование которых решением дифференциальных уравнений весьма трудоёмко. Такие системы представляют в виде совокупности электрических контуров и полученную электрическую схему (эквивалентную схему) анализируют приёмами электротехники. Метод электрических аналогий применяется для расчёта электромеханических и электроакустических преобразователей.

В методе электромеханической аналогии системы неэлектрической природы анализируется на основе эквивалентной электрической схемы, для

которой уравнения, описывающие изменения электрических величин, совпадают с соответствующими уравнениями исходной системы. Например, механический гармонический осциллятор с уравнением движения

$$m\ddot{x} + \Gamma\dot{x} + kx = 0, \tag{3.2}$$

может быть заменен эквивалентной электрической схемой в виде последовательного колебательного контура с индуктивностью *L*, емкостью *C* и сопротивлением *R*

$$L\ddot{q} + R\dot{q} + \frac{q}{c} = 0. \tag{3.3}$$

Уравнение (3.3) описывает простейшую электрическую цепь, в которой происходят затухающие гармонические колебания.

Эквивалентная электрическая схема, которая адекватно описывает свойства конденсатора с пьезоэлектриком, представляет собой параллельное соединение конденсатора емкостью C_0 и электрического последовательного колебательного контура, характеризуемого индуктивностью L, емкостью C и сопротивлением R (рисунок 3.10).



Рисунок 3.10 – Электрическая схема – аналог уравнения (1.2)

В [45, 49–54] представлены таблицы аналогий потенциальных и кинетических параметров систем различной природы. Рассмотрены особенности описания микросистем в сосредоточенных параметрах на основе аналогий идеальных элементов для различных физических систем (рисунки 3.11 – 3.13).



а) схема механической системы, б) схема замещения механической системы
Рисунок 3.11 – Пример механической системы маятника на пружине под
действием внешнего ускорения



а) механическая схема; б) инверсия цепи; в) электрический аналог
Рисунок 3.12 – Этапы построения электрической схемы – аналога.



а) конструкция микрофона, б) механическая аналогия микрофона,в) электрическая схема замещения



3.1.3 Акустические системы

Звуковые (акустические) волны представляют собой продольные механические волны [46, 55–58]. Механическая волна представляет собой колебательный процесс в упругой среде. Такая среда состоит из большого числа связанных друг с другом частиц, совершающих колебания. Если возбуждаются колебания одной из частиц, то она становится центром распространяющейся волны. Кинематическим признаком волнового движения служит распространение фазы колебаний, динамическим – перенос энергии. Скорость обоих этих

процессов представляет собой фазовую скорость, или скорость распространения волны (рисунок 3.14).



Рисунок 3.14 – Длина волны

Длина волны определяется по формуле:

$$\lambda = c / f, \mathbf{M}, \tag{3.4}$$

где *с* – скорость распространения волны, м/с; *f* – частота, с которой колеблется каждая частица в волне, Гц.

Скорость звука в твердых телах

$$c = \sqrt{E} / \rho, \tag{3.5}$$

где E – модуль упругости, Па; ρ – плотность среды, кг/м³.

Важным параметром среды, в которой распространяется волна, является её характеристический импеданс или удельное волновое сопротивление. Он определяется как отношение комплексных амплитуд звукового давления *P* к колебательной скорости *V* в гармонической бегущей волне:

$$Z = P / V. \tag{3.6}$$

Обычно выражается произведением плотности среды *р* на скорость распространения волны *с*:

$$Z = \rho \cdot c. \tag{3.7}$$

Полная энергия звуковой волны *E* складывается из кинетической энергии движения частиц среды *Ek* и внутренней энергии *Es*. Плотность кинетической энергии равна:

$$Ek = \rho \cdot (V^2/2).$$
 (3.8)

В бегущей волне плотность внутренней энергии равна плотности кинетической энергии, поэтому полная плотность энергии равна

$$E = Ek + Ee = \rho \cdot V^2, \tag{3.9}$$

измеряется в Дж/м³.

Тогда плотность потока энергии звуковой волны равна:

$$W = c \cdot E = c \cdot \rho \cdot V^2, \tag{3.10}$$

измеряется в Дж/($M^2 \cdot c$).

Среднее значение энергии за период называют интенсивностью или силой звука. Для плоской бегущей гармонической волны интенсивность равна:

$$J = (1/2) \cdot W = (1/2) \cdot c \cdot \rho \cdot V^2, \qquad (3.11)$$

величина $P = C \cdot \rho \cdot V$ называется акустическим давлением звуковой волны, измеряется в кг/(м · c²).

3.1.4 Возбуждение упругих волн

Преобразователь энергии из электрической в механическую представляет собой колебательную систему, которая включает в себя пьезопакет и набор механических элементов, которые составляют конструкцию для формирования конкретного движения объекта (рисунок 3.15) [59]. Пьезоэлемент возбуждается электрическим полем сигнала, приложенного к двум электродам. Пьезоэлемент деформируется, при этом упругие волны распространяются по звукопроводу и передают акустическую энергию.



Рисунок 3.15 – Структура пьезопреобразователя упругих волн

На рисунке 3.16 приведена эквивалентная электрическая схема замещения для подобного пьезопреобразователя [59].



Рисунок 3.16 – Эквивалентная схема замещения пьезоэлектрического преобразователя

В случае для пьезопреобразователя, состоящего из нескольких пьезоэлементов, строится многомерная структурно – параметрическая модель и параметрическая структурная схема составного пьезопреобразователя (рисунки 3.17 – 3.19) [60].



Рисунок 3.17 - Составной пьезодвигатель при продольном пьезоэффекте



Рисунок 3.18– Эквивалентный четырехполюсник пьезопластины при продольных колебаний



Рисунок 3.19– Эквивалентные четырехполюсники пьезопластин соединенные последовательно при продольных колебаниях.

В работе [61] исследовано влияние корректирующих обратных связей на динамические характеристики пьезодвигателя. На основе разработанной параметрической структурной схемы пьезодвигателя определена зависимость статических и динамических характеристик пьезодвигателя от его параметров и внешней нагрузки, а также получены передаточные функции пьезодвигателя (рисунок 3.20).

В статье [62] приведены экспериментальные и теоретические гистерезисные характеристики пьезодвигателя, определены гистерезисные статические и динамические характеристики деформации пьезодвигателя. Получены коэффициенты гармонической линеаризации гистерезисной характеристики пьезодвигателя.

В [62, 63] получены механические и регулировочные характеристики многослойных пьезодвигателей с параллельным и кодовым управлением. Рассчитаны статические характеристики простых и многослойных пьезодвигателей при продольном и поперечном пьезоэффектах с параллельным и кодовым управлением.

В [33] изучены вопросы создания высокоэнергетической конструкции колебательной системы ПП, вопросы согласования источника энергии с исполнительными элементами и выбор материалов для получения максимального эффекта преобразования электрической мощности в механическую мощность (рисунок 3.20). Методика, разработанная в [33], позволяет получить частотные характеристики всей колебательной системы. Но для ПП, работающего в пошаговом режиме, эти вопросы не изучены.



а) абсолютно жёсткий штамп на упругом полупространстве; б) механическая
схема замещения колебательной системы; в) электрическая схема замещения
излучения волн

Рисунок 3.20 – Схема излучения жесткого штампа, расположенного на упругом полупространстве

Известна зависимость сопротивления жесткого акустического источника на однородном полупространстве.

$$Z_{\mu} = r_{\mu} + j \left(\omega \cdot m_{\mu} - k_{\mu} / \omega \right), \qquad (3.12)$$

где r_{μ} – активное сопротивление излучения, кг/с; k_{μ} – коэффициент жесткости, H; m_{μ} – присоединенная масса, кг.

При протяженности источника больше λр волновое поле имеет вид плоских фронтов, и сопротивление приближается к чисто активному сопротивлению плоской волны [64].

$$r_{\mu} = \rho \cdot C_{p} \cdot S, \quad \text{KF/c.}$$
(3.13)

Активное сопротивление излучение для малых размеров излучателя [65].

$$r_{\scriptscriptstyle H} = 8 \cdot (1 - \gamma^2) \,\rho \cdot V_s \cdot R^2, \qquad (3.14)$$

где $\gamma = V_s / V_p$, V_s – скорость звука поперечной волны, V_p – скорость звука продольной волны, R – радиус излучателя, ρ – плотность материала.

Старков М.А. дает зависимость активного сопротивления для излучателя большего, чем длина волны [66]:

$$r_{\scriptscriptstyle H} = (\pi / 2) \cdot \rho \cdot V_s \cdot R^2. \tag{3.15}$$

Во всех случаях активное сопротивление излучения лежит в пределах:

$$r_{\mu} = (0.67 \div 0.87) \cdot \rho \cdot V_s \cdot S. \tag{3.16}$$

Изменять величину *г*_н можно следующим образом (таблица 3.2):

 изменять материал толкателя, при этом будет изменяться плотность вещества и скорость звука (необходимо помнить, что будет изменяться и упругость материала);

конструктивно изменять площадь толкателя (волновода);

- подбирать материал и конструкцию толкателя.

В области низких частот преобладает реактивная (упругая) составляющая сопротивления, для которой справедливо статическое приближение:

$$k_{\mu} = 2 (\sqrt{\pi} \cdot S) \cdot \rho \cdot V_{s}^{2} \cdot (1 - \gamma^{2}). \qquad (3.17)$$

В строительстве для жесткого излучателя малых размеров есть упрощенная запись определения присоединенной массы системы [66]:

$$m_{\rm H} = 1,5 \cdot \rho \cdot r_0^{-3}, \qquad (3.18)$$

где *r*₀ – радиус излучателя.

Параметры колебательной системы определяются из соотношения:

$$m_{\rm H} = (8 \cdot (1 - \gamma^2) \cdot (2 - \gamma^2) \cdot \rho \cdot r_0^{-3}) / (10 + 2 \cdot \gamma^2). \tag{3.19}$$

В сейсморазведке приняты другие формулы для определения параметров сейсмической колебательной системы [67]. Так жесткость упругого полупространства определяется из соотношения:

$$K_{\mu} = 8 \cdot (1 - \gamma^2) \cdot \rho \cdot V_{s}^2 \cdot r_0, \, \text{H/M.}$$
 (3.20)

Таблица 3.2	– Решения	для разли	ічных	систем
-------------	-----------	-----------	-------	--------

Статические решения		Динамические решения				
Жесткий штамп	Мягкий штамп с равномерной загрузкой	Мягкий штамп с загрузкой по полушару	И.С. Чичинин	М.А. Старков	Р. Клаф Дж.Пензиен	
	В константах механической системы					
$C_z = F_z / U_z =$ = 2(E R)/ /(1-u ²)	$C_{z0} = \frac{\pi/2 \cdot (E \cdot R)}{/(1 - u^2)}$	$C_{z0} = 4/3 \cdot (E \cdot R)/(1-u^2)$	$C_{z0} = \frac{\pi/2 \cdot (E \cdot R)}{/(1 - \mu^2)}$	_	$C_{z0} = 4 \cdot (E \cdot R) / / (1 - u^2)$	
B cucteme ρ, V						
$C_z = = 8\rho V_s^2 (1 - \gamma^2) R$	$C_{z0} = 2\pi\rho V_{s}^{2}(1 - \gamma^{2})R$	$C_{z0} = (16/3)\rho V_{s}^{2} \cdot (1-\gamma^{2})R$	$C_{z0} = 2\pi\rho V_{s}^{2} \cdot (1-\gamma^{2})R$	$C_z = (3/94)\rho V_s^2 R$	_	

Активное сопротивление излучения равно:

$$R_n = 7 \cdot (1 - \gamma^2) \cdot \rho \cdot V_s \cdot r_0^2 \cdot \alpha_r$$
, κΓ/c.

Присоединенная масса системы определяется из выражения:

$$m_{\rm H} = (1 - \gamma^2) \cdot \rho \cdot r^3{}_0 \cdot \alpha_{\rm m}, \, \kappa\Gamma, \qquad (3.21)$$

где α_r и α_m – поправочные коэффициенты, близкие к единице, но зависящие от частоты воздействия (для среды Пуассона ($\gamma^2 = 1/3$) $\alpha_r = 0.86 - 0.9$; $\alpha_m = 1.05$) [56, 57].

В колебательных системах ПП вопрос определения параметров является очень важным, потому что от точности расчета волновых характеристик материалов зависит выбор конструкции и КПД устройства [56, 57]. Обычно проводится анализ вычислительных систем для моделирования и исследования

динамических свойств микро- и наномеханических элементов, которые широко используются при построении систем автоматического управления [68].

Важным этапом разработки и проектирования ПП является построение математических моделей и математическое моделирования процессов в механоакустической колебательной системе. Выше были представлены методики моделирования и расчетов для механических и акустических колебательных систем. Эти методы исследования являются линейными и одномерными. Они позволяют исследовать объект с сосредоточенными параметрами в статических и динамических режимах работы. Такие задачи успешно решаются в пакетах прикладных программ Matlab, Mathcad и Simulink.

К возможностям таких программных комплексов можно отнести:

- построение частотных характеристик;
- построение переходных процессов;
- исследование устойчивости колебательных систем;
- синтез структур регулятора управления системы;
- параметрическая оптимизация.

Знания, полученные при решении одномерных задач, достаточны для оценочных расчетов конструкции ПП, материалов элементов ПП и источников питания ПП.

На этом этапе исследований является необходимым разработка возможных решений отдельных исследовательских задач:

исследование частотных характеристик механоакустической системы ПП
в зависимости от материала и толкателя и конструкции элементов ПП;

 выбор режимов работы и оптимального частотного диапазона с максимальным коэффициентом преобразования;

– исследование переходных процессов пуска и останова ПП.

Для задач преобразования электрической энергии источника в полезную работу исполнительного элемента колебательной системы ПП исполнительных устройств КА с длительным сроком активного существования решение линейных одномерных моделей недостаточно.

Окончательный выбор материала элементов конструкции производится при анализе напряженно-деформированного состояния конструкции ПП. Данную задачу решают методом конечных элементов [69–71].

3.2 Разработка математической модели функционирования пьезопривода при заданных рабочих нагрузках

Преобразование энергии из электрической в механическую в ПП происходит в пьезопакете, который находится в механическом контактном взаимодействии с элементами конструкции. Ресурс и надежность ПП будет существенно зависеть от работы материалов устройства в зоне упругости.

Ряд преимуществ ПП перед электромагнитными двигателями определяет эффективность применения ПП в миниатюрных приводах и устройствах [72, 73]. К основным преимуществам ПП относятся: широкий диапазон регулирования частот возбуждения, возможность малых перемещений в пределах долей микрон, высокое значение силы на нагрузке, высокий КПД, большая сила удержания нагрузки в обесточенном состоянии, малые масса и габариты. Область применения пьезоприводов – это жесткие безлюфтовые и безредукторные электромеханические исполнительные механизмы с низкой регулируемой перемещений позиционирования скоростью с высокой точностью И быстродействием.

Все преимущества пьезоприводов, приведенные выше, относятся к возвратно-поступательному режиму работы. Основные энергетические параметры (КПД, сила на нагрузке, скорость движения подвижных элементов) в этом режиме работы физически понятны и прогнозируемы по существующим математическим моделям [33]. Однако при переходе в пошаговый режим работы для реализации больших линейных перемещений энергетические параметры ПП резко снижаются.

Для эффективного проектирования ПП, работающего в пошаговом режиме, необходимо разработать математическую модель функционирования ПП [74].

Рассмотрим конструкцию ПП типа «Захват», работающего в пошаговом режиме (рисунок 3.21) [75, 76].



Рисунок 3.21 – Конструкция разработанного шагового пьезоэлектрического двигателя

Привод состоит из внешнего корпуса, внутреннего корпуса, подвижного штока, захвата, толкателя, пьезопакета и торцевых щитов. Отверстие захвата имеет диаметр больше, чем диаметр штока и шток свободно движется в захвате.

Основное отличие ПП типа «Захват» от ПП других конструкций заключается в наличие контактной пары «захват – шток» (рисунок 3.22). При организации угла наклона между толкателем с захватом и штоком (угол $\alpha \approx 5^{\circ}$, рисунок 2.8) захват одной гранью упирается в шток и упруго деформирует его. При этом захват фиксирует шток. Данный контакт обладает существенным значением силы трения F_{fr1} , которая позволяет удерживать и преодолевать значительные силы нагрузки F_n вплоть до разрушения корпуса ПП [77].



Рисунок 3.22 – Принципиальная схема контактного взаимодействия захвата и

Перемещение захвата относительно штока в сторону нагрузки ограничивается силой трения F_{fr2} , которое много меньше F_{fr1} ($F_{fr1} >> F_{fr2}$). Эта особенность данного контакта позволяет организовать пошаговый режим движения штока вместе с нагрузкой.

При математическом моделировании ПП были приняты следующие допущения:

1. Не учитываются потери механической энергии в зоне контактных взаимодействий;

2. Величина силы трения в зоне контактных взаимодействий F_{fr1} при движении захвата в противоположную сторону от нагрузки принята бесконечности;

3. Источник электрической энергии является источником бесконечной мощности;

4. Сила нагрузки представлена в виде веса груза;

5. Деформации материала захвата и штока за период колебания носит упругий характер;

6. Поведение пьезопакета ПП происходит в соответствии с техническим паспортом производителя.

Преобразование электрической мощности в механическую происходит в колебательной системе (КС), которая состоит из: колебательной подсистемы ПП и подсистемы нагрузки.

Непосредственно преобразование электрической энергии в механическую происходит в пьезопакете. Все остальные элементы КС передают механическую энергию в нагрузку.

Для описания процесса формирования механической силы пьезопакета рассмотрим уравнение обратного пьезоэффекта:

$$S = d \cdot E, \tag{3.22}$$

70

где $S = \Delta l/l$ — деформация пьезопакета; E = U/l — напряженность электрического поля, В/м; l — толщина пьезопластины, м; d — пьезоэлектрический модуль, Кл/Н.

Запишем его с учетом того, что механическое напряжение материала препятствует деформации из-за пьезоэффекта:

$$S = -s^E \cdot T + d_n \cdot E, \tag{3.23}$$

где T – механическое напряжение, Па; $s^E = 1/Y$ – упругая податливость пьезокерамики, Па⁻¹; Y – модуль Юнга, Па.

Умножив все члены уравнения (2) на произведение ($Y \cdot S_0$), получим:

$$\Delta l/l_0 \cdot Y \cdot S_0 = d_n \cdot Y \cdot S_0 \cdot E - S_0 \cdot T, \qquad (3.24)$$

где S_0 – площадь поперечного сечения пьезопакета, м².

Левая часть выражения (3) описывает усилие упругой деформации:

где K_v – коэффициент упругости пьезопакета, Н/м.

Первое слагаемое правой части выражения (3.24) определяет усилие, вызванное приложенным электрическим полем:

$$F_{el} = d_n \cdot Y \cdot S_0 \cdot E.$$
 $F_{\mathfrak{g}} = d_n \cdot Y \cdot S_0 \cdot E(3.26)$

Механическое напряжение, входящее во второе слагаемое правой части уравнения (3.3) определяется нагрузкой F_{nag} , приложенной к ПП. Кроме того, во время движения подвижных частей ПП возникают сила F_d , пропорциональная ускорению, и демпфирующее усилие F_R , пропорциональное скорости смещения штока ПП, вызванное процессами, связанными с потерей энергии в пьезопакете. Определив все действующие силы, можно составить уравнение равновесия сил, приложенных к подвижной границе активной части пьезопакета:

$$F_y = F_{el} + F_{nag} + F_R + F_d,$$
 $F_y = F_3 + F_H + F_R + F_{дин}$ (3.27)

где $F_d = -(M_{\Sigma}d^2\Delta l)/dt^2$ – сила, пропорциональная ускорению, $F_R = -(R_{\Sigma}d\Delta l)/dt$ – демпфирующая сила, $F_y = K_{\Sigma}\cdot\Delta l$ – сила упругой деформации,

$$F_{el} = (d_{33} \cdot n \cdot U(t) \cdot S_0) / (S_{33}^E \cdot l) - (\Delta l \cdot S_0) / (l \cdot S_{33}^E)$$
, $F_y = K_{\Sigma} \cdot \Delta l$ – результирующая сила пьезопакета, имеющая нелинейный характер.

$$F_{\mathfrak{H}} = \frac{NYS_0 d_n U}{l} F(t, x) = \frac{d_{33} \cdot n \cdot U(t) \cdot S_0}{S_{33}^E \cdot l} - \frac{x(t)}{l} \cdot \frac{S_0}{S_{33}^E}$$
Уравнение (3.27) соответствуют

дифференциальному уравнению движения. Заменив Δl на *x*, получим уравнение для решения поведения механической системы, состоящей из ПП и нагрузки:

$$M_{\Sigma} \cdot d^{2}x/dt^{2} + R_{\Sigma} \cdot dx/dt + K_{\Sigma} \cdot x + F_{nag} = (d_{33} \cdot n \cdot U(t) \cdot S_{0})/(S_{33}^{E} \cdot l) - (x(t) \cdot S_{0})/(l \cdot S_{33}^{E}),$$
(3.28)

где M_{Σ} – суммарная масса движущихся частей пьезопривода и нагрузки (спиц рефлектора или нагрузки испытательного стенда); R_{Σ} – коэффициент диссипации (рассеяния) энергии на трение и полезную работу за цикл работы ПП и конструкции рефлектора или испытательного стенда; K_{Σ} – суммарная жесткость ПП и конструкции рефлектора или испытательного стенда; F_{nag} – сила, создаваемая нагрузкой; U(t) – напряжение питания пакета ПП; x(t) – вибросмещение подвижных частей системы ПП.

Моделирование процесса работы ПП типа «Захват».

Параметры моделируемой системы ПП – нагрузка:

1. Сила нагрузки (вес груза) – 20 Н;

- 2. Частота питающего напряжения 20 Гц;
- 3. Максимальное напряжение на пакете пьезодвигателе 50 В.
- 4. Параметры пьезопакета АПМ 2-22:
- Количество пьезоэлементов в пьезопакете: 22 шт.;

– Размеры пьезоэлемента (длина х ширина х высота): $a \cdot b \cdot h = 6 \cdot 6 \cdot 2$ мм;

– Площадь поперечного сечения пьезоэлемента: $S_{nn} = 3.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$;

- Упругая податливость пьезокерамики: $S_{33} = 17.5 \cdot 10^{-12} \text{ мм/H};$
- Напряженность электрического поля: $E = \frac{U_{\Pi\Pi}}{I} = 2.5 \cdot 10^4 \text{ B/m};$
- Пьезоэлектрический модуль: $d_{33} = 410 \cdot 10^{-12} \text{ Кл/H}.$
Технические характеристики пьезопакета АПМ 2-22 при статическом напряжении 100 В: максимальное перемещение при нулевой силе – 40 мкм, максимальная сила при нулевом перемещении – 1000 Н (рисунок 3.23).



Рисунок 3.23 – Статическая зависимость силы пьезопакета от величины суммарной деформации.

Статическая сила пьезопакета определяется из выражения:

$$F_{el_c} = F_{\Pi\Pi} \cdot \left(1 - \frac{X_i}{X_m}\right), \tag{3.29}$$

где $F_{\Pi\Pi}$ – блокирующая сила пьезопакета, X_m – максимальное паспортное значение перемещения торца пьезопакета, X_i – текущее значение перемещения торца пьезопакета.

Переменная сила пьезопакета в динамическом режиме работы определяется из выражения[77-79]:

$$F_{el_d} = (d_{33} \cdot n \cdot U(t) \cdot S_0) / (S_{33}^E \cdot l) - (\Delta l \cdot S_0) / (l \cdot S_{33}^E).$$
(3.30)

Определение параметров выражения (3.30) приведены в выражениях (3.22)– (3.28).

Дифференциальное уравнение (3.28) решалось в системе Mathcad. В результате расчета были получены временные зависимости вибросмещения захвата и вибросмещения штока с нагрузкой для пилообразного сигнала управления (рисунки 3.24–3.29).



Рисунок 3.24 – Сигнал управления, подаваемый на пьезопакет ПП



Рисунок 3.25 – Форма силы пьезопакета без учета нелинейного коэффициента



Рисунок 3.26 – Коэффициент нелинейности силы пьезопакета



Рисунок 3.27 – Форма силы пьезопакета с учетом нелинейного коэффициента



Рисунок 3.28 – Форма вибросмещения захвата



Рисунок 3.29 – Форма кривой вибросмещения штока вместе с нагрузкой.

Для определения наиболее эффективного режима работы ПП проведено моделирование функционирования ПП. Варьировались параметры сигнала управления ПП (частота и амплитуда питающего напряжения) при одинаковой массе груза. Результаты расчета приведены в таблице 3.3 и на рисунке 3.30.

f, Гц	U, B	т, гр	V, мм/мин
20	50	2000	3.93
50	50	2000	10.57
100	50	2000	13.21
200	50	2000	52.81
20	100	2000	7.9
50	100	2000	15.8
100	100	2000	39.6
200	100	2000	79.3

Таблица 3.3 – Результаты расчета режимов работы ПП



Рисунок 3.30 – Зависимости скорости движения штока ПП от формы сигнала

управления

При процессе регулирования формы ОП КТАР КА скорость процесса регулирования не должны превышать 5-10 мм/мин. Из результатов моделирования следует, что частота сигнала управления должны находится в диапазоне от 20 до 50 Гц. В таблице 3.4 приведены результаты моделирования функционирования ПП при разных массах груза.

Таблица 3.4 – результаты моделирования функционирования ПП

f, Гц	U, B	т, гр	V, мм/мин
20	50	500	5.3
20	50	1000	3.3

Полезная механическая мощность ПП определяется первой собственной частотой. Полезная механическая мощность ПП рассчитывается по формуле:

$$P = F_{nag} \cdot V_{nag}, \qquad (3.31)$$

где F_{nag} – сила воздействия пьезопакета на вант рефлектора КА, H; V_{nag} – скорость движения подвижных частей ПП, м/с.

Проанализируем на математической модели нелинейную колебательную систему ПП с точки зрения полезной механической мощности. На рисунках 3.31 - 3.33 приведены результаты моделирования функционирования ПП при весе груза m = 0.5 кг, частоте сигнала управления f = 50 Гц и амплитуде напряжения сигнала управления U = 50 В.



Рисунок 3.31 – Форма силы воздействия пьезопакета на вант



Рисунок 3.32 – Форма перемещения захвата ПП



Рисунок 3.33 – Форма механической мощности ПП

Для выбранных параметров режима работы ПП механическая мощность имеет четкую периодичность и положительное значение средней механической мощности, следовательно, ПП имеет двигательный режим работы. На рисунке 3.33 видны пульсации мгновенной мощности, вызванные нелинейностью пьезопакета.

Система ПП является нелинейной и, поэтому необходимо на математической модели рассчитать режимы работы ПП [80], позволяющие разделить двигательный режим его работы, при выполнении условия (3.32):

$$F_{\Pi\Pi} > F_{\text{Har}}, \qquad (3.32)$$

и режим динамического торможения ПП, при выполении условия (3.33):

$$F_{\Pi\Pi} < F_{Har}. \tag{3.33}$$

Основными критериями устойчивой работы ПП являются [19, 77-80]:

- периодичность механической мощности ПП;
- положительное значение средней механической мощности ПП.

На рисунке 3.34 представлена схема определения двигательного режима работы ПП при постоянном сигнале управления (амплитуда напряжении U= 50 В и частота сигнала управления f = 50 Гц) и при изменении массы груза.



Синие точки – двигательный режим работы ПП, красные точки – режим динамического торможения ПП Рисунок 3.34 – Схема определения двигательного режима работы ПП При анализе результатов расчета определена граница разделения режимов работы ПП, которая для выбранных параметров расчета расположена в диапазоне от 1 до 2 кг. При массе груза выше 2 кг форма механической мощности ПП теряет периодичность, появляется модуляция мощности, значение средней механической мощности близко к нулю. В этом случае двигательный режим ПП отсутствует.

На рисунке 3.35 представлена схема определения двигательного режима работы ПП при постоянном сигнале управления (амплитуда напряжении U = 100 В и частота сигнала управления f = 50 Гц) и при изменении массы груза.



Синие точки – двигательный режим работы ПП, красные точки – режим динамического торможения ПП Рисунок 3.35 – Схема определения двигательного режима работы ПП При анализе результатов расчета определена граница разделения режимов работы ПП, которая для выбранных параметров расчета расположена в диапазоне от 2 до 3 кг. При массе груза выше 3 кг форма механической мощности ПП теряет периодичность, появляется модуляция мощности, значение средней механической мощности близко к нулю. В этом случае двигательный режим ПП отсутствует.

3.3 Выводы по главе 3

1. Разработана математическая модель функционирования пьезопривода при заданных рабочих нагрузках, которая позволяет учитывать свойства пьезопакета и всей колебательной системы.

2. Математическая модель функционирования пьезопривода позволяет определять зону устойчивой и неустойчивой работы пьезопривода.

3. Определены критерии формирования двигательного режима пьезопривода при регулировании формы отражающей поверхности рефлектора.

4 Экспериментальные исследования двигательных режимов работы прецизионного пьезопривода

4.1 Экспериментальные исследования

В данной главе приведены экспериментальные данные работы прецизионного ПП при нагрузке, соответствующей рабочей нагрузке системы регулирования длины вант в конструкции рефлектора, а так же проведен анализ экспериментальных данных и результатов математического расчета, с целью оценки точности построения и работоспособности математических моделей для эффективного проектирования подобного типа конструкций.

Основным элементом преобразования энергии в ПП типа «Захват» является пьезопакет. Необходимым условием работы пьезопакета является его предварительное преднагружение. На графике (рисунок 4.1) показаны рабочие характеристики пьезопакета АПМ-2-22 с силой предварительного поджатия равной 250 Н. Если сила нагрузки F_{нагр} на ПП составляет 20 Н, тогда расчетный диапазон перемещений для данного пьезопакета составит не более 30 мкм, то есть сила предварительного поджатия сужает диапазон перемещений пьезопакета.



Рисунок 4.1 – Зависимость силы от смещения пьезопакета АПМ-2-22

Для проведения экспериментальных исследований изготовлены опытный образец ПП (рисунок 4.2) и стенд для его испытаний (рисунок 4.3). Стенд состоит из: жесткого основания с фиксатором для крепления пьезоэлектрического двигателя, троса с грузом, блока питания и устройств измерения: индикатора перемещения, акселерометра и осциллографа.



Рисунок 4.2 – Прецизионный пьезопривод в собранном виде



Рисунок 4.3 – Вид экспериментальной установки ПП

Для пошагового режима работы ПП наиболее эффективным является пилообразная форма питающего напряжения (рисунок 4.4). Принципиальная схема проведения эксперимента по исследованию режимов работы ПП с источником питания пилообразного напряжения представлена на рисунке 4.5 [81].



Рисунок 4.4 – Форма пилообразного напряжения питания ПП



Рисунок 4.5 – Принципиальная схема проведения эксперимента по исследованию режимов работы ПП

Порядок проведения эксперимента: На ПД подается сигнал управления (рисунок 4.4). Положительный сигнал увеличивает длину пьезопакета, ПД перемещает захват и шток с грузом, тем самым производя работу и реализуя прямой ход штока. При уменьшении амплитуды сигнала управления пьезопакет сжимается и подвижные элементы системы ПД возвращаются в исходное состояние. Далее при увеличении амплитуды сигнала управления захват перехватывает шток в новом положении, обеспечивая пошаговое перемещение штока. Обратный ход (реверс) штока осуществляется в процессе подачи отрицательного сигнала управления на пьезопакет. Перемещение штока фиксирует индикатор перемещения.

Режим работы генератора импульса пилообразного напряжения: для формирования фронта питающего напряжения транзистор коммутирует основное напряжение питания $U_{\tau 1}$, шунтируя напряжение на ПП $U_{\Pi\Pi}$, при этом напряжение питания резко снижается до нуля (рисунок 4.6).



Рисунок 4.6 – Осциллограмма напряжения питания ПП и падения напряжения на коммутирующем транзисторе T1

Эксперимент 1. Условия: масса груза m = 500 гр ($F_{nag} = 5 \cdot 10^{-3}$ H). Параметры сигнала управления: Частота питающего напряжения 500 Гц, амплитуда пилообразного напряжения – 65,5 В, напряжение источника питания – 100 В. Осциллограмма сигнала управления приведена на рисунке 4.7.

В результате эксперимента определено: скорость движения штока V = 9,96 мм/мин. = 0,166 мм/с. Время отрицательного фронта (U_{nn}) – 110 микросекунды.



Рисунок 4.7 – Осциллограмма сигнала управления

Механическая мощность ПП определяется из соотношения:

$$P_{\text{mex}} = V \cdot F_{nag}$$
, BT.
 $P_{\text{mex}} = 0,166 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 0,83 \cdot 10^{-3}$ BT.

Шаг движения штока за один период колебания сигнала управления определяется из соотношения:

$$V = \frac{h}{T} = \frac{h}{\frac{1}{f}} \quad M/c,$$

где V – скорость движения штока (измеряется по индикатору перемещения в единицу времени),

h – перемещение штока за один период колебания сигнала управления,

Т – время периода колебания сигнала управления,

f – частота колебаний сигнала управления.

Таким образом, перемещение штока за один период колебания сигнала управления:

$$h = \frac{V}{f} = \frac{0,166}{500} = 3,32 \cdot 10^{-4} = 0,332$$
 мкм.

Эксперимент 2. Условия: масса груза m = 500 гр ($F_{nag} = 5 \cdot 10^{-3}$ H). Параметры сигнала управления: Частота питающего напряжения – 178 Гц, амплитуда пилообразного напряжения – 80 В. Осциллограмма сигнала управления приведена на рисунке 4.8.

В результате эксперимента определено: скорость движения штока V = 1,8 мм/мин. = 0,0295 мм/с. Время отрицательного фронта (U_{пп}) – 165 микросекунд.

Механическая мощность ПП равна:

$$P_{\text{Mex}} = V \cdot F_{nag} = 0.0295 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 0.1475 \cdot 10^{-3} \text{ Bt}.$$

Шаг движения штока за один период колебания сигнала управления равен:



$$h = \frac{0,0295}{178} = 1,65 \cdot 10^{-4}$$
мм = 0,1657 мкм.

Рисунок 4.8 – Осциллограмма сигнала управления

Эксперимент 3. Условия: масса груза m = 1000 гр ($F_{nag} = 10^{-2}$ H). Параметры сигнала управления: Частота питающего напряжения – 156 Гц, амплитуда пилообразного напряжения – 100 В. Осциллограмма сигнала управления приведена на рисунке 4.9.

В результате эксперимента определено: скорость движения штока V = 1,5 мм/мин. = 0,025 мм/с. Время отрицательного фронта (U_{nn}) – 160 микросекунд.

$$P_{\text{mex}} = V \cdot F_{nag} = 0,025 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ Bt.}$$

Шаг движения штока за один период колебания сигнала управления равен:



$$h = \frac{0,025}{156} = 1,6 \cdot 10^{-4}$$
мм = 0,1603 мкм

Рисунок 4.9 – Осциллограмма сигнала управления

Эксперимент 4. Условия: масса груза m = 1000 гр ($F_{nag} = 10^{-2}$ H). Параметры сигнала управления: Частота питающего напряжения – 140 Гц, амплитуда пилообразного напряжения – 140 В. Осциллограмма сигнала управления приведена на рисунке 4.10.

В результате эксперимента определено: скорость движения штока V = 1,5 мм/мин. = 0,025 мм/с. Время отрицательного фронта (U_{пп}) – 160 микросекунд. Механическая мощность ПП равна:

$$P_{\text{Mex}} = V \cdot F_{nag} = 0,025 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ Bt}.$$

Шаг по скорости из эксперимента:

$$h = \frac{0.025}{140} = 1,781 \cdot 10^{-4}$$
мм = 0,178 мкм.



Рисунок 4.10 – Осциллограмма сигнала управления

Момент декомпозиции (проскальзывания) захвата относительно штока определялось по сигналу ускорения движущихся элементов системы ПП. Для измерения ускорения движущихся элементов системы ПП использовался акселерометр. Акселерометр крепился на толкателе ПП и измерял его ускорение (рисунок 4.11).



Рисунок 4.11 – Схема расположения акселерометра на толкателе пьезодвигателя

Эксперимент 5. Условия: масса груза m = 500 гр ($F_{nag} = 5 \cdot 10^{-3}$ H). Параметры сигнала управления: Частота питающего напряжения – 150 Гц, амплитуда пилообразного напряжения – 150 В. Осциллограмма сигнала управления приведена на рисунке 4.12.

В результате эксперимента определено: скорость движения штока V = 3 мм/мин = 0,05 мм/с.

Механическая мощность ПП равна:

$$P_{\text{mex}} = V \cdot F_{nag} = 0,05 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ Bt.}$$

Желтая кривая – напряжение на пьезопакете, зеленая – ускорение толкателя Рисунок 4.12 – Осциллограмма работы ПП типа «Захват» с аксерерометром на

толкателе пьезодвигателя

Эксперимент 6. Условия: масса груза m = 500 гр ($F_{nag} = 5 \cdot 10^{-3}$ H). Параметры сигнала управления: Частота питающего напряжения – 150 Гц, амплитуда пилообразного напряжения – 80 В. Осциллограмма сигнала управления приведена на рисунке 4.13.

В результате эксперимента определено: скорость движения штока V = 2 мм/мин = 0,033 мм/с.

Механическая мощность ПП равна:



 $P_{\text{Mex}} = V \cdot F_{nag} = 0,033 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 0,165 \cdot 10^{-3} \text{ Br}.$

Желтая кривая – напряжение на пьезопакете, зеленая – ускорение толкателя Рисунок 4.13 – Осциллограмма работы ПП типа «Захват» с аксерерометром на толкателе пьезодвигателя

Анализ экспериментальных данных показал, что максимальное отрицательное значение силы, приводящей к декомпозиции захвата и штока, совпадает с максимальным отрицательным значением ускорения подвижных частей механической системы.

Результаты экспериментальных исследований зависимости режимов работы ПП при различных параметрах (вес груза, амплитуда напряжения и частота сигнала управления) представлены в таблице 4.1. Анализ результатов показал, что с увеличением частоты и амплитуды напряжения сигнала управления скорость движения штока с грузом увеличивается, причем при увеличении веса груза скорость движения штока падает практически линейно.

f, Гц	20	140	156	150	178	500
U, B	80	140	100	150	80	100
G, гр	500	1000	1000	500	500	500
V	1,2 мм/мин, 0,02 мм/с	1,5 мм/мин, 0,025 мм/с	1,5 мм/мин, 0,025 мм/с	3 мм/мин, 0,05 мм/с	1,8 мм/мин, 0,0295 мм/с	9,96 мм/мин, 0,166 мм/с
Хш, мкм	1	0,178	0,1603	0,333	0,1657	0,332
Р, Вт	0,1 ·10 ⁻³	0,25.10-3	0,25.10-3	0,25.10-3	0,15.10-3	0,83.10-3

Таблица 4.1 – Результаты экспериментальных исследований

Перемещение захвата относительно штока в сторону нагрузки ограничивается силой трения F_{тp2}, которое много меньше F_{тp1}, F_{тp1}>>F_{тp2} (рисунок 3.22). Это особенность данного контакта позволяет организовать пошаговый режим движения штока вместе с нагрузкой.

В результате численного моделирования пошагового режима работы ПП определено, что изменение смещения пьезопакета ПП сопровождается обратно пропорциональным изменением силы ПП. При резком изменении напряжения на пьезопакете ПП (отрицательный фронт смещения) образуется отрицательное ускорение, которое дает появление силы F_{μ} с отрицательным знаком (рисунок 4.14). В зоне «А» сила F_{μ} может превышать силу ПП и силу трения, что приводит к нарушению контакта «Захват–шток» и перемещению захвата относительно штока. При снижении силы F_{μ} контакт «Захват–шток» восстанавливается. Происходит пошаговый режим работы ПП.



Рисунок 4.14 – Схема толкования процесса движения подвижных частей ПП и формирование пошагового режима движения штока с нагрузкой

Для моделирования использовались следующие параметры ПП:

– сигнал управления: амплитуда напряжения U $_{\Pi\Pi}$ = 80 B, частота f = 20 Гц;

- вес груза m = 500 гр.

Результаты моделирования представлены в виде:

– зависимости скорости и ускорения движения толкателя и штока в процессе организации пошагового режима работы ПП (рисунок 4.15).

 – диаграмма расчета движения штока ПП в пошаговом режиме (рисунок 4.16). По результатам моделирования определено, что скорость перемещения штока V = 1,2 мм/мин. = 0,02 мм/с, при этом шаг за период колебания составляет $h = \frac{0.02}{20} = 1$ мкм.



Рисунок 4.15 – Временные зависимости скорости и ускорения движения толкателя и штока в процессе организации пошагового преобразования энергии

ΠП



X – перемещение штока, *F_d* –сила, пропорциональная ускорению
 Рисунок 4.16 – Диаграмма расчета движения штока ПП в пошаговом режиме

Качественное сравнение ускорений механической системы, полученное математическим моделирование (а) и экспериментальным путем (б) представлено на рисунке 4.17. Экспериментальная осциллограмма ускорения захвата получена при следующих условиях: масса груза m = 500 гр, сигнал управления: амплитуда напряжения U_{ПП} = 80 B, частота сигнала f = 150 Гц. Скорость перемещения штока составила V = 2 мм/мин = 0,0333мм/с, при этом шаг перемещения штока за период колебания составил $h = \frac{0,0333}{150} = 2,2 \cdot 10^{-4}$ мм = 0,22 мкм.



а) результаты математического моделирования;

б) экспериментальные данные

Рисунок 4.17 – Временные зависимости ускорения движения толкателя и штока в

пошаговом режиме работы ПП

Экспериментальная осциллограмма ускорения (рисунок 4.17б) качественно похожа на временную зависимость ускорения, полученную при численном моделирование (рисунок 4.17а).

Анализ теоретических и экспериментальных расчетов показал, что сила F_d является определяющей в организации пошагового режима ПП. Величина силы F_d зависит от максимального смещения колебательной системы ПП и от времени отрицательного фронта сигнала управления. Регулирование силы F_d возможна амплитудой напряжения сигнала управления.

В результате экспериментальных исследований ПП выявлены диапазоны его устойчивой работы при разной нагрузке (вес груза) с учетом параметров управляющего сигнала (амплитуда напряжения и частота сигнала) (рисунок 4.18).

Двигательный режим работы ПП характеризуется устойчивым подъемом груза при превышении силы F_d над весом груза и силой трения подвижных частей ПП. На рисунке 4.18a двигательный режим расположен ниже разделительной зоны равновесия.

Режим динамического торможения характеризуется устойчивым опусканием груза при превышении веса груза и силы трения подвижных частей ПП над силой F_d. На рисунке 4.18а режим динамического торможения расположен выше разделительной зоны равновесия.

Разделительная зона равновесия характеризуется равенством силы F_d и веса груза с силой трения подвижных частей ПП. При этом скорость перемещения груза равна нулю. На рисунке 4.18б показаны зависимости скорости движения штока от амплитуды напряжения сигнала управления.

Кривые, представленные на рисунке 4.18, показывают увеличение скорости движения штока с увеличением амплитуды напряжения сигнала управления. С увеличением веса груза скорость движения штока снижается и составляет 3-5 мм/мин при весе груза 1 кг.



 а) границы режимов устойчивой работы ПП при разных частотах воздействия от амплитуды управляющего напряжения; б) зависимости скорости движения штока от амплитуды управляющего напряжения

Рисунок 4.18 – Экспериментальные зависимости ПП на основе пакета

АПМ-2-22

4.2 Выводы по главе 4

1. На основе анализа результатов экспериментальных исследований определены параметры пошагового режима работы разработанного пьезопривода для регулирования формы отражающей поверхности рефлектора.

2. На основе параметрического анализа определено разделение режимов работы пьезопривода на три зоны: зона двигательного режима; зона режима динамического торможения и зоны равновесия.

3. Выявлено, что регулирование производительности разработанного пьезопривода возможна за счет изменения величины амплитуды напряжения сигнала управления, в пределах паспортных данных пьезопакета.

Заключение

В диссертационной работе проведены теоретическое и экспериментальное исследование обосновывающие методы регулирования формы отражающей поверхности на орбите путем применения пьезоприводов в активных вантовых элементах формообразующей системы крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов космических аппаратов.

В рамках диссертационной работы решены все поставленные задачи. Основные научные и практические результаты состоят в следующем:

1. Впервые при моделировании напряженно-деформированного состояния формообразующей системы крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов с активными вантовыми элементами применяется сочетание нелинейности вантовой системы, нелинейности геометрической контакта взаимодействующих активных элементов конструкции пьезоприводов, вязкоупругого характера деформирования самих вант и динамики процесса регулирования формы отражающей поверхности пьезоприводами. Использование вязкоупругой модели деформирования позволяет прогнозировать накопление деформаций формообразующей системы и отражающей поверхности в течение всего срока активного существования космического аппарата.

2. Разработана модель активных вантовых элементов с пьезоприводами системы регулирования формы отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов космических аппаратов, учитывающая геометрическую нелинейность формообразующей системы, нелинейность контакта взаимодействующих активных элементов конструкции пьезопривода и вязкоупругость деформирования самих вант с рассмотрением корректировки длин вант как динамический процесс.

3. Разработан алгоритм численного решения нелинейной задачи механического поведения активных вантовых элементов прецизионной системы регулирования формы отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлекторов с пьезоприводами.

4. Разработана инженерная (одномерная) модель, учитывающая свойства пьезопакета и всей колебательной системы, позволяющая определять зону устойчивой и неустойчивой работы пьезопривода.

5. Разработан подход и получены экспериментальные данные процесса регулирования длин вантовых элементов пьезоприводами на специально созданном стенде, учитывающем нелинейность жесткостей тыльной и фронтальной вантовых сетей рефлектора.

6. Исследованы зоны устойчивой работы пьезопривода типа «Захват», создающего линейное пошаговое продвижение штока касательным периодическим контактным воздействием захвата со скругленной кромкой. Выявленные зоны характеризуют двигательный режим и режим двигательного торможения, а также режим неустойчивой работы в зависимости от частоты питающего электрического напряжения.

Результаты диссертационной работы имеют фундаментальный характер и могут быть использованы при определении напряженно-деформированного состояния системы регулирования длин вант и ее элементов. На практике результаты диссертации нашли применение при проектировании системы регулирования точности формы отражающей поверхности крупногабаритных трансформируемых антенных рефлектора на околоземных орбитах, а также при определении необходимых режимов работы такой системы.

Перспективы дальнейшей разработки темы. Полученные результаты можно обобщить на новые концепции и конструкции пьезоприводов. Планируется получить решение поставленной задачи для всего рефлектора, со всей совокупностью активных элементов, расширить модель реологического поведения вантовых элементов (ползучесть, релаксация) в условиях космического пространства, учитывающую влияние внешних воздействий (температура, солнечная радиация, глубокий вакуум).

Список литературы

1. Ozawa S. Design concept of large deployable reflector for next generation Lband SAR satellite / S. Ozawa // The 2nd International Scientific Conference Advanced Lightweight Structures and Reflector Antennas Proceedings. Tbilisi, October 01–03, 2014. – Tbilisi, 2014. – P. 43–51.

2. Nakamura K. Concept Design of 15m class Light Weight Deployable Antenna Reflector for L-band SAR Application / K. Nakamura, N. Nakamura // 3rd AIAA Spacecraft Structures Conference, AIAA SciTech Forum. San Diego, 04–08 January 2016. – San Diego, 2016.

3. Zheng F. New Conceptual Structure Design for Affordable Space Large Deployable Antenna / F. Zheng, M. Chen // IEEE Transactions on Antennas and Propagation. -2015. -Vol. 63, No 4. -P. 1351–1358.

4. Пономарев С. В. Трансформируемые рефлекторы антенн космических аппаратов / С. В. Пономарев // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. – 2011. – № 4 (16). – С. 110–119.

5. Халиманович В. И. Разработка технических решений платформы космических аппаратов для системы персональной подвижной спутниковой связи в интересах шанхайской организации сотрудничества / В.И. Халиманович, А. В. Кузовников, С. В. Единосяк, А. В. Яковлев, С. А. Кузнецов // Решетневские чтения : материалы XX Юбилейной международной научно-практической конференции, посвященной памяти генерального конструктора ракетнокосмических систем академика М. Ф. Решетнева. Красноярск, 09-12 ноября 2016 г. – Красноярск, 2016. – Ч. 1. – С. 58–59.

6. Халиманович В. И. Разработка концепции персональной системы подвижной спутниковой связи для шанхайской организации сотрудничества / А. В. Кузовников, С. В. Единосяк, К. Г. Охоткин, В. И. Халиманович, С. А. Кузнецов // Решетневские чтения : материалы XIX Международной научнопрактической конференции, посвященной 55-летию Сибирского государственного аэрокосмического университета имени академика

М.Ф. Решетнева. Красноярск, 10–14 ноября 2015 г. – Красноярск, 2015. – Ч. 1. – С. 258–259.

Разработка 7. Халиманович В. И. системы персональной подвижной Шанхайской спутниковой организации сотрудничества / связи для В. И. Халиманович, А. В. Кузовников, С. В. Единосяк, К. Г. Охоткин, С. А. Кузнецов // Решетневские чтения : материалы XVIII Международной научно-практической конференции, посвященной 90-летию со дня рождения генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева. Красноярск, 11–14 ноября 2014 г. – Красноярск, 2014. – Ч. 1. – C. 202–203.

8. Mitin F. Application of optimal control algorithm for demotor / F. Mitin, A. Krivushov // Proceedings of the 29th DAAAM International Symposium. Croatia, Zadar, 21-28 October 2018. – Croatia, Zadar, 2018. – P. 0762–0766.

9. Wang Z. Form-Finding Analysis and Active Shape Adjustment of Cable Net Reflectors with PZT Actuators / Z. Wang, T. Li, H. Deng // Journal of aerospace engineering. – 2014. – Vol. 27. – P. 575–586.

10. Kabanova S. Control of a Piezo Actuator to Adjust the Reflective Surface of the Space-Based Reflector / S. Kabanova, F. Mitina, A. Krivushova, E. Ulybushev // Russian Aeronautics. -2018. - Vol. 61, No 4. - P. 629-635.

Тестоедов Н. А. Космические системы ретрансляции / Н. А. Тестоедов,
 В.Е. Косенко, Ю.Г. Выгонский, А.В. Кузовников, В.А. Мухин, В.Е. Чеботарев,
 В.Г. Сомов. – М. : Радиотехника, 2017. – 448 с.

12. Баничук Н. В. Механика больших космических конструкций / Н. В. Баничук, И. И. Карпов, Д. М. Климов, А. П. Маркеев, Б. Н. Соколов, А. В. Шаранюк. – М. : Факториал, 1997. – 302 с.

13. Freeland R.E. Deployable Antenna Technology Development for the Large Space System Technology Program / R. Freeland., T. Campbell // AIAA/NASA Conf. Adv. Technol. Future Space Syst. Hampton, Virginia, May 08-10, 1979. – Hampton, Virginia, 1979. – P. 417–428.

14. Азин А. В. Регулирование формы отражающей поверхности вантовооболочечных конструкций космических антенных рефлекторов / А. В. Азин, С. В. Белов, С. А. Кузнецов, Н. Н. Марицкий // Перспективы развития фундаментальных наук : сборник научных трудов XV международной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. Томск, 24–27 апреля 2018 г. – Томск, 2018. – Т. 3. – С.31–33.

15. Tabata M. Shape adjustment of a flexible space antenna reflector / M. Tabata,
K. Yamamoto, T. Inoue, T. Noda, K. Miura // Journal of Intelligent Material Systems and Structures. – 1992. – Vol. 3, № 4. – P. 646–658.

16. Tabata M. Active shape control of a deployable space antenna reflector /
M. Tabata, M. Natori // Journal of Intelligent Material Systems and Structures. – 1996.
– Vol. 7 (2). – P. 235–240.

17. Tanaka H. Shape control of cable net structures based on concept of selfequilibrated stresses / H. Tanaka, M. Natori // JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing. – 2006. – Vol. 49 (4). – P. 1067–1072.

18. Tanaka H. Shape control of space antennas consisting of cable networks /
H. Tanaka, M. Natori // Acta Astronautica. – 2004. Vol. 55(3-9). – P. 519–527.

19. Ящук А. А. Моделирование, алгоритмы и комплекс программ прогнозирования термомеханического поведения крупногабаритного зонтичного рефлектора: дис. ... канд. физ.-мат. наук / А.А. Ящук. – Томск, 2005. – 123 с.

20. Мельников В.М. Проблемы создания в космосе крупногабаритных конструкций / В. М. Мельников, И. Н. Матюшенко, Н. А. Чернова, Б. Н. Харлов // Электронный журнал «Труды МАИ». – 2014. – № 78. – С. 1–21.

21. Zhang Y. Dynamic analysis of the deployment for mesh reflector deployable antennas with the cable–net structure / Y. Zhang, N. Li, G. Yang, W. Ru. // Acta Astronautica. – 2017. – Vol. 131. – P. 182–189.

22. Mitin F. Control deployment of mobile units of large-sized spacecraft /
F. Mitin A. Krivushov // Proceedings of the 28th DAAAM International Symposium.
Zadar, Croatia, November 05–12, 2017. – Zadar, 2017. – P. 773–779.

23. Peng Y. A review of long range piezoelectric motors using frequency leveraged method / Y. Peng, X. Gu, J. Wang, H. Yu // Sensors and Actuators. – 2015. – Vol. 235. – P. 240–255.

24. Wang L. A review of recent studies on non-resonant piezoelectric actuators /
L. Wang, W. Chen, J. Liu, J. Deng, Y. Liu // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2019. – Vol. 133. – doi: 10.1016/j.ymssp.2019.106254.

25. Бобцов А.А. Исполнительные устройства и системы для микроперемещений / А. А. Бобцов, В. И. Бойков, С. В. Быстров, В. В. Григорьев, П. В. Карев. – СПб. : СПбГУ ИТМО, 2011. – 131 с.

26. Hasan Z. Analysis and Control of Smart Composite Laminates Using Piezoelectric Materials / Z. Hasan, A. Muliana // Proc. of the 6th Annual Technical Conference of the American Society for Composites 2011: The 2nd Joint US–Canada Conference on Composites. Canada, Montreal, Quebec, September 26–28, 2011. – Montreal, 2011. – Vol. 1. – P. 530–546.

27. Gajbhiye S. Nonlinear Vibration Analysis of Piezo-Actuated Flat Thin Membrane / S. Gajbhiye, S. Upadhyay, S. Harsha // Journal of Vibration and Control. – 2015. – Vol. 21. – P. 1162–1170.

28. Masaki T. Active Shape Control of a Deployable Space Antenna Reflector /
T. Masaki, M. Natori // Journal of Intelligent Material Systems and Structures. – 1996.
Vol. 7. – P. 235–240.

29. Панич А. Е. Пьезокерамические актюаторы : учебное пособие / А. Е. Панич. – Ростов н/Д. : Изд-во Юж. фед. ун-та, 2008. – 159 с.

30. Москвитин В. В. Сопротивление вязко-упругих материалов / В. В. Москвитин. – М. : Наука, 1972. – 328 с.

31. Наседкин А. В. Моделирование пьезоэлектрических преобразователей в ANSYS: учебное пособие / А. В. Наседкин. – Ростов н/Д. : Изд-во Юж. фед. ун-та, 2015. – 176 с.

32. Попов В. Л. Механика контактного взаимодействия и физика трения. От нанотрибологии до динамики землетрясений / В. Л. Попов. – М.: Физматлит, 2013. – 352 с.

33. Храмцов А. М. Напряженно-деформированное состояние
взаимодействующих элементов пьезоактюатора : дис. ... канд. физ.-мат. наук /
А.М. Храмцов. – Томск, 2017. – 135 с.

34. Азин А. В. Моделирование контактного взаимодействия элементов пьезоэлектрического двигателя / А. В. Азин, С. А. Кузнецов, С. А. Пономарев, С. В. Пономарев, С. В. Рикконен // Космические аппараты и технологии. – 2019. – Т. 3, № 4 (30). – С. 222–229.

35. Бельков А. В. Метод расчета напряженно-деформированного состояния вантово-оболочечных конструкций космических антенных рефлекторов / А. В. Бельков, С. В. Белов, А. П. Жуков, М. С. Павлов, С. В. Пономарев, С. А. Кузнецов // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. – 2019. – № 62. – С. 5–18.

36. Belov S. Numerical modeling of space umbrella-type mesh reflector [Electronic resource] / S. Belov, A. Belkov, A. Zhukov, M. Pavlov, S. Kuznetsov, S. Ponomarev // EPJ Web of Conferences. – 2019. – Vol. 221 : XXVI Conference on Numerical Methods for Solving Problems in the Theory of Elasticity and Plasticity (EPPS-2019). Tomsk, Russian Federation, June 24–28, 2019. – Article number 01004. – 8 p. – URL: https://www.epj-conferences.org/articles/epjconf/pdf/2019/26/ epjconf_epps2018_01004.pdf (access date: 26.12.2019).

37. Пономарев С. В. Разработка нового типа прецизионных приводов для систем регулирования формы отражающей поверхности трансформируемого рефлектора космического аппарата нового поколения: отчет о ПНИЭР (промежуточ.) / Национальный исследовательский Томский государственный университет; рук. С. В. Пономарев. – Томск, 2018. – 375 с. – Рег. № НИОКТР АААА-А17-117122550032-9. – Инв. № АААА–Б19–219041990004–1.

38. Биргер И. А. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трех томах / И. А. Биргер, Я. Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – Т.1 – 831 С.

39. Азин А. В. Особенности применения двухконтурных упругих преобразователей в пьезоприводах типа «Захват» / А. В. Азин, С. В. Пономарев, С. В. Рикконен, Н. Н. Марицкий, С. А. Кузнецов // Фундаментальные и

прикладные проблемы современной механики (ФППСМ–2018) : сборник трудов Х Всероссийской научной конференции, посвященной 140-летию ТГУ и 50-летию Научно-исследовательского института прикладной математики и механики ТГУ. Томск, 03–05 сентября 2018 г. – Томск, 2018. – С. 140–141.

40. Азин А. В. Разработка прецизионных приводов для систем регулировки формы отражающей поверхности рефлектора космического аппарата / А. В. Азин, С. В. Пономарев, С. В. Рикконен, Н. Н. Марицкий, С. А. Кузнецов // Решетневские чтения: Материалы XXII Международной научно-практической конференции, посвященной памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева. Красноярск, 12–16 ноября 2018 г. – Красноярск, 2018. – Ч. 1. – С. 67–69.

41. Многослойные пьезоактюаторы [Электронный ресурс] // Акционерное общество «Научно-исследовательский институт «Элпа». – URL: https://www.elpapiezo.ru/Datasheets/AKTUATORS%20multilayer.pdf (дата обращения: 23.09.2019).

42. Belkov A. Stiffness estimation for large-sized umbrella space reflector / A. Belkov, S. Belov, M. Pavlov, V. Ponomarev, S. Ponomarev, A. Zhukov // MATEC Web of Conferences. Tomsk, 04 April 2016. – Tomsk, 2016. – Vol. 48. – P. 1–6.

43. Бобцов А.А. Исполнительные устройства и системы для микроперемещений : учебное пособие [Электронный ресурс] / Бобцов А.А., БойковВ.И., БыстровВ.В., Григорьев В.В. – Электрон. дан. – СПб. : ИТМО, 2011. – URL: http://books.ifmo.ru/book/666/ispolnitelnye_ustroystva_i_sistemy_dlya_mikroperemescheniy.htm (дата обращения: 18.10.2018).

44. Азин А. В. Согласование распределенных колебательных систем пьезодвигателей / А. В. Азин, С. А. Кузнецов, С. В. Рикконен // Перспективы развития фундаментальных наук : Сборник научных трудов XV международной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. Томск, 24–27 апреля 2018 г. – Томск, 2018. – Т. 3. – С.13–15.

45. Львович А. Ю. Электромеханические системы / А. Ю. Львович. – СПб.: Изд-во Ленинград. ун-та, 1989. – 295 с.

46. Кухлинг X. Справочник по Физике / X. Кухлинг. – М.: Мир, 1982. – 492 с.

47. Яблонский А. А. Курс теории колебаний : учебное пособие / А. А. Яблонский, С. С. Норейко // СПб: Лань, 2003. – 248 с.

48. Стрелков С.П. Введение в теорию колебаний / С. П. Стрелков. – М.: ГИТТЛ, 1952. – 438 с.

49. Фурдуев В. В. Электроакустика / В. В. Фурдуев. – М.: Ленинград, 1948. – 516 с.

50. Ольсон Г. Динамические аналогии: пер. с англ. / Г. Ольсон. – М. : Гос. изд-во иностранной литературы, 1947. – 224 с.

51. Матаушек И. Ультразвуковая техника: пер. с нем. / И. Матаушек. – М.: Государственное научно-техническое издательство литературы по черной и цветной металлургии, 1962. – 513 с.

52. Карташев В.А. Исследование автономных подвижных микросистем методом подобия / В. А. Карташев // Нано- и микросистемная техника. – Москва, 2009. – № 4. – С. 32–35.

53. Корляков А.В. Метод аналогий при комплексном анализе и моделировании элементов микросистем / А. В. Корляков // Нано- и микросистемная техника. – Москва, 2012. – № 12. – С. 40–47.

54. Корляков В. Критерии и оптимизация параметров вибродатчиков / В. Корляков, Е. М. Устинов // Нано - и микросистемная техника. – Москва, 2013. – № 2. – С. 32–36.

55. Скучик Е. Основы акустики / Е. Скучик. – М.: Мир, 1976. – Т. 2. – 542 с.

56. Скучик Е. Основы акустики / Е. Скучик. – М.: Мир, 1976. – Т. 1. – 487 с.

57. Хаясака Т. Электроакустика / Т. Хаясака. – М.: Мир, 1982. – 240 с.

58. Ультразвуковой контроль [Электронный ресурс]: Лаборатория неразрушающего контроля и технической диагностики. – Электрон. дан. – ЛНКиТД, 2005 г. – URL.: http://lnktd-opz.narod.ru/uzk.html (дата обращения: 04.03.2018).

59. Дьелесан Э. Упругие волны в твердых телах / Э. Дьелесан, Д. Руайе. – М.: Наука, 1982. – 413 с.

60. Афонин С. М. Многомерная структурно-параметрическая модель составного пьезодвигателя наноперемещений / С. М. Афонин. – Вестник машиностроения. – Москва, 2007. – № 1. – С. 3–5.

61. Афонин С. М. Коррекция характеристик пьезодвигателя наноперемещений / С. М. Афонин. – Вестник машиностроения. – Москва, 2008. – № 2.– С. 3–7.

62. Афонин С. М. Гармоническая линеаризация гистерезисных статических и динамических характеристик пьезодвигателя нано- и микроперемещений / С. М. Афонин. – Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. – Москва, 2009. – № 10. – С. 18–22.

63. Афонин С. М. Исследование характеристик многослойных пьезодвигателей нано-и микроперемещений с параллельным и кодовым управлением / С. М. Афонин. – Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. – М., 2012. – № 8. – С. 1–7.

64. Лурье А. И. Аналитическая механика / А. И. Лурье. – М.: Физматгиз, 1961. – 824 с.

65. Ивашин В. В. Резонансные схемы согласования вибратора с грунтом /
В. В. Ивашин, И. А. Милорадов, С. А. Симкин, И. С. Чичинин // Проблемы вибрационного просвечивания Земли. – М. : Наука, 1977. – С. 115–128.

66. Старков М. А. Динамическая контактная задача для поршня лежащего на упругом полупространстве / М. А. Старков. – Н. : Измерительная аппаратура для разведочной геофизики, 1973. – С.79–87.

67. Чичинин И. С. Вибрационное излучение сейсмических волн / И. С. Чичинин. – М. : Недра, 1984. – 221 с.

68. Тягунов О. А. Программный комплекс для моделирования и исследования динамических характеристик микро - и наноменических элементов и систем / О. А. Тягунов // Нано- и микросистемная техника. – 2008. – № 3. – С. 17–24.

69. Афонин С. М. Особенности электромеханического преобразования энергии пьезодвигателями наноперемещений [Электронный ресурс] /
С. М. Афонин. – Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. – 2012. – № 6. – С. 23–28. – Электрон. версия печатн. публ. – URL: http://pribor.tgizd.ru/ru/arhiv/mount6year2012 (дата обращения: 04.03.2018).

70. Тарнавский Г.А. Программные комплексы компьютерного проектирования микроэлектромеханических систем / Г. А. Тарнавский,
В. С. Анищик // Нано- и микросистемная техника. – 2008. – №11. – С. 22–28.

71. Хмелёв В.Н. Определение оптимальной формы излучающей поверхности многополуволновых рабочих элементов / В. Н. Хмелёв, С. В. Левин, С. С. Хмелев, С. Н. Цыганюк // Южно-Сибирский научный вестник. – 2013. – № 2. – С. 20–22.

72. Azin A. Alignment of distributed oscillation systems in piezo motors / A. Azin, S. Rikkonen, S. Ponomarev, S. Kuznetsov // IOP Conf. Series: Journal of Physics. – 2019. – Vol. 1145. – P. 1–8. – doi: 10.1088/1742-6596/1145/1/012007.

73. Azin A. Design issues of the piezo motor for the spacecraft reflector control system / A. Azin, S. Rikkonen, S. Ponomarev, S. Kuznetsov // MATEC Web of Conferences. – Tomsk, 26-28 April 2018. – Tomsk, 2018. – Vol. 158. – P. 1-4. – doi: 10.1051/matecconf/201815801005.

74. Пономарев С. В. Разработка автономного натяжителя вантовых элементов рефлектора космического аппарата / С. В. Пономарев, С. А. Кузнецов, С. В. Рикконен, А. В. Азин, А. М. Храмцов // Фундаментальные и прикладные (ФППСМ-2018) современной механики : сборник проблемы трудов Х Всероссийской научной конференции, посвященной 140-летию ТГУ и 50-летию Научно-исследовательского института прикладной математики и механики ТГУ. Томск, 03-05 сентября 2018 г. – Томск, 2018. – С. 105-107.

75. Azin A., Rikkonen S., Ponomarev S., Orlov S. Linejnyj reversivnyj vibrodvigatel [Linear reversible vibration motor]. Patent RU 2187888, 2019, bulletin N_{2} . 10.

76. Azin A. Designing a precision motor for the spacecraft reflector control system / A. Azin, S. Rikkonen, S. Ponomarev, S. Kuznetsov, N. Maritsky // AIP

109

Conference Proceedings. Tomsk, 29 April 2019. – Tomsk, 2019. –Vol. 2103. – P. 1–9. – doi: 10.1063/1.5099865.

77. Азин А. В. Математическое моделирование процесса работы пьезодвигателя типа «Захват» / А. В. Азин, С. А. Кузнецов, С. А. Пономарев, С. В. Пономарев, С. В. Рикконен // Космические аппараты и технологии. – 2019. – Т. 3, № 3 (29). – С. 164–170.

78. Azin A.V. Experimental research on the operating conditions of PZT stack actuator / A.V. Azin [et al.] // Vestnik Tomskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Matematika i Mekhanika. – 2017. – Vol. 45. – P. 60–68.

79. Azin A.V. Development of Microlinear Piezo-Drives for Spacecraft Actuators / A.V. Azin [et al.] // Proceedings of the Scientific-Practical Conference «Research and Development – 2016». Tomsk, December 05, 2017. – Tomsk, 2017. – P. 247–254.

80. Азин А. В. Моделирование работы режимов линейных пьезоэлектрических двигателей / А. В. Азин, С. А. Кузнецов, С. В. Пономарев, С. В. Рикконен // Решетневские чтения : Материалы XXIII Международной конференции, научно-практической посвященной памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф. Решетнева. Красноярск, 11-15 ноября 2019 г. - Красноярск, 2019. - Ч. 1. - С. 74-75.

81. Азин А. В. Экспериментальные исследования режимов работы физической модели линейного пьезопривода / А. В. Азин, С. В. Пономарев, // С. В. Рикконен, С. А. Кузнецов Решетневские чтения : материалы XXI Международной научно-практической конференции, посвященной памяти конструктора ракетно-космических генерального систем академика М. Ф. Решетнева. Красноярск, 08–11 ноября 2017 г. – Красноярск, 2017. – Ч. 1. – C. 59–60.

Приложение А

Акт о внедрении научных результатов



Акционерное общество «ИНФОРМАЦИОННЫЕ СПУТНИКОВЫЕ СИСТЕМЫ» имени академика М.Ф. Решетнёва»



ул. Ленина, д. 52, г. Железногорск, ЗАТО Железногорск, Красноярский край, Российская Федерация, 662972 Тел. (3919) 76-40-02, 72-24-39, Факс (3919) 72-26-35, 75-61-46, e-mail: office@iss-reshetnev.ru, http: //www.iss-reshetnev.ru ОГРН 1082452000290, ИНН 2452034898

УТВЕРЖДАЮ

Председатель Президиума НТС, Генеральный директор АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М.Ф. Решетнева», локтор технических наук, профессор, н.А. Тестоедов решетие и тонниент РАН и тонниент РАН и тонниент работы о внедрения научных результатов, полученных Кузнецовым Станиславом Александровичем в ходе выполнения диссертационной работы на тему «Напряженно-деформированное состояние активных вантовых элементов с пьезоприводами системы регулирования формы отражающей поверхности

космических рефлекторов»

Комиссия в составе:

1. Охоткин К.Г., заместитель генерального директора по науке АО «ИСС», доктор физико-математических наук;

2. Синьковский Ф.К., заместитель директора - главный конструктор ОЦ КТМС АО «ИСС», кандидат технических наук,

3. Леканов А.В., заместитель директора ОЦ КТМС по научной работе направления автоматики АО «ИСС», кандидат технических наук;

4. Шендалев Д.О., заместитель начальника отдела анализа конструкции космических аппаратов по прочности и динамике, кандидат технических наук;

составила настоящий акт о том, что научные результаты, полученные Кузнецовым Станиславом Александровичем в ходе выполнения диссертационной работы «Напряженнодеформированное состояние активных вантовых элементов с пьезоприводами системы регулирования формы отражающей поверхности космических рефлекторов», а именно:

1. Электроупругая модель управляющих вант с пьезонатяжителями системы регулировки формы отражающей поверхности (ОП) крупногабаритного трансформируемого антенного рефлектора (КТАР) космического аппарата, позволяющая моделировать динамические аспекты корректировки длин вант;

2. Вычислительная модель вантовых элементов с пьезонатяжителями, позволяющая проектировать пьезонатяжители с характеристиками соответствующими разрабатываемой системе регулировки;

3. Алгоритм численного решения нелинейной задачи механического поведения прецизионной системы регулировки формы ОП КТАР с вантовыми пьезонатяжителями;

4. Математическая модель, учитывающая свойства пьезопакета и всей колебательной системы, позволяющая определять зону устойчивой и неустойчивой работы пьезонатяжителя;

5. Методы расчета и моделирования режимов работы системы регулировки длин вант.

были использованы в деятельности Отраслевого центра крупногабаритных трансформируемых механических систем АО «ИСС» при:

1) выполнении ПНИ по теме «Разработка микролинейных пьезоприводов исполнительных устройств космических аппаратов» (Соглашение с Минобрнауки России №14.578.21.0060 от 23.09.2014).

2) выполнении ПНИЭР по теме «Разработка нового типа прецизионных приводов для систем регулировки формы отражающей поверхности трансформируемого рефлектора космического аппарата нового поколения» (Соглашение с Минобрнауки России №14.578.21.0257 от 26.09.2017).

3) разработке конструкции трансформируемого рефлектора большой космической зонтичной антенны диаметром 12 м разрабатываемой в рамках ОКР «Рефлектор».

К.Г. Охоткин Ф.К. Синьковский

А.В. Леканов Д.О. Шендалев