

На правах рукописи

Богорад Мирослава Сергеевна

**АНАЛИЗ ДИНАМИКИ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИВОДА И ЕЕ
ВЛИЯНИЯ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АНТЕННОГО
ПАРАБОЛИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА (АПУ) НА СТАДИИ
ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание
степени магистра по направлению Конструкторско-технологическое
обеспечение машиностроительных производств (151900.68)
магистерская программа – **Автоматизация конструкторско-
технологического проектирования (151900.68.01)**

Красноярск 2014

Работа выполнена на кафедре «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» Политехнического института Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Сибирский федеральный университет»

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор Лимаренко Герольд Николаевич

Рецензент:

Волков Петр Федорович, начальник КБ1 ОАО «НПП «Радиосвязь»

Защита диссертации состоится «9» июля 2014 г. в 9:00 часов в ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет» по адресу:
660074, г. Красноярск, ул. Ак. Киренского 26, ауд. Г 2-47

С авторефератом магистерской диссертации можно ознакомиться на сайте СФУ <http://edu.sfu-kras.ru/engineering> и в архиве открытого доступа: <http://elib.sfu-kras.ru>

Руководитель магистерской программы:

кандидат технических наук,
профессор



М. П. Головин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы: Начиная с 2007 года возрос спрос на спутниковые системы связи и продолжает расти и по сей день. Традиционные системы связи работающие в так называемых С- и Ku- диапазонах на данный момент практически полностью загружены и поэтому необходимо использовать новые частотные ресурсы в более высоких диапазонах. Самым доступным на данный момент можно считать Ka- диапазон. Частотный ресурс этого диапазона выше чем для С- и Ku- диапазонов, однако высокие частоты диапазона требуют более высокой точности наведения антенны.

Исследуемый антенный модуль ЛД100Д-Л (рисунок1) основан на антенном модуле работающем в Ku-диапазоне, который в настоящее время находится в стадии разработки на заводе «Радиосвязь» и пока не обеспечивает требуемую для диапазона точность наведения.

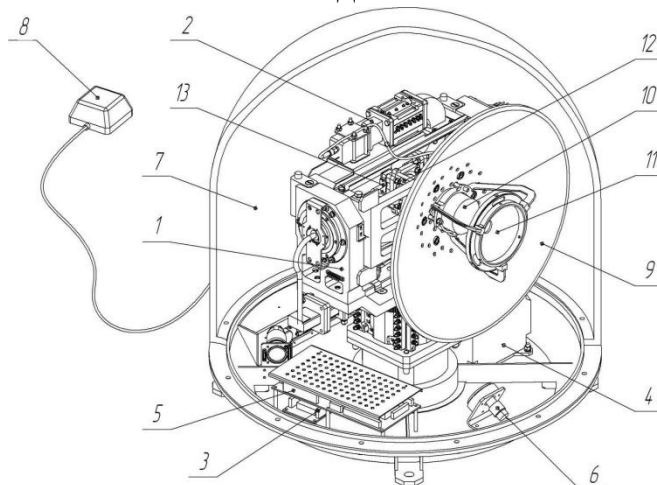


Рисунок 1 – Общий вид антенного модуля ЛД100Д-Л

При переходе на диапазон более высоких частот требования точности ужесточаются. На точность влияет серия факторов, как конструктивных и технологических, так и решаемых на стадии производства. В том числе влияние оказывают и высокие значения амплитуд колебаний. В данном устройстве для обеспечения требуемой точности погрешность, создаваемая вибрациями, не должна превышать 6 угловых минут.

Объектом исследования является механизм наведения антенного модуля ЛД100Д-Л по азимуту и горизонту.

Цель диссертационной работы – Выявить элементы, создающие наиболее высокую погрешность, для обоснования конструктивных изменений привода антенного устройства.

Для достижения данной цели поставлены следующие **задачи**:

1 Провести информационный обзор и поиск патентов по теме диссертации.

2 Разработать динамические модели системы приводов перемещения антенны по азимуту и горизонту.

3 Определить инерционно-массовые характеристики параболической антенны, приведенных к обобщенным координатам.

4 Произвести расчет и анализ динамических характеристик приводов.

5 Выполнить Моделирование динамики АУ в программном комплексе ANSYS.

6 Разработать рекомендации по улучшению динамических характеристик АУ.

Научная новизна:

1. Выявлены основные элементы взаимодействующих приводов, оказывающие влияние на точность наведения по горизонту и азимуту зеркального отражателя, и разработаны динамические модели для анализа колебаний АУ при установившемся движении.

2. Разработана методика определения упругих динамических параметров приводов АУ совмещением инженерных расчетов и инструментального анализа напряженно-деформированного состояния их элементов.

Практическая значимость работы

По результатам исследования динамических характеристик разработаны предложения по улучшению динамического качества механизма антенного устройства.

Личный вклад автора в исследование заключается в разработке основных положений, определяющих научную новизну и практическую значимость, в определении цели и задач работы. Основные научные результаты получены лично автором.

Апробация работы

Результаты проведенных исследований были апробированы на следующих мероприятиях:

1. Научно-практическая конференция «Молодежь и наука» (СФУ 2013)
2. X студенческая международная заочная научно - практическая конференция «Научное сообщество студентов 21 столетия» (Новосибирск 2013)
3. Научные семинары кафедры конструкторско-технологического обеспечения машиностроительных производств ПИ СФУ.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность исследования проблемы высоких значений амплитуд колебаний механизма, дана общая характеристика решаемой проблемы

В первом разделе диссертационной работы приведен обзор и анализ способов исследования динамических характеристик. Рассмотрены инструменты для решения поставленных задач и сделаны следующие выводы:

1. В исследовании следует комбинировать теоретические методы с использованием программных комплексов.
2. Рассмотрено требование точности и технические требования к характеристикам антенн.
3. Выбрана методика для проведения дальнейших вычислений.
4. Проведен поиск патентов и литературы по данной теме.

Во втором разделе рассмотрены и выявлены элементы конструкции взаимодействующих приводов, оказывающие влияние на точность наведения по горизонту и азимуту зеркального отражателя, разработаны динамические модели для анализа колебаний АУ при установившемся движении и

определены их характеристики.

В качестве глобальной системы принята система координат, в которой ось Z нормальна к земной поверхности и представляет собой центр вращательного движения антенного устройства при наведении в горизонтальном направлении, плоскость XU располагается параллельно земной поверхности, ось Y параллельна оси вращения антенной головки, а ось X направлена в сторону зеркала антенны (рисунок 1).

На рисунке 2 приведена упрощенная модель АУ, используемая для расчета его инерционно-массовых характеристик

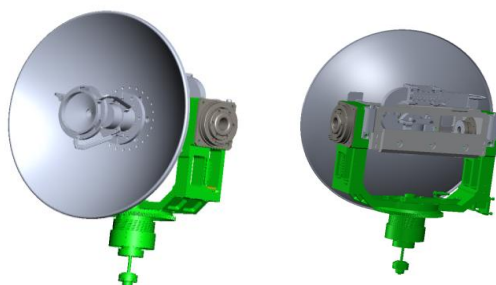


Рисунок 2 – упрощенная модель антенного устройства

Для составления уравнений движения в качестве базовых частей АУ выделяются массовые элементы m_1 и m_2 . К элементу m_1 отнесена часть механизма, выполняющая вращение вокруг оси Z при наведении антенного устройства, а к элементу m_2 относится та часть, которая выполняет вращение вокруг оси Y .

Основные части первого массового элемента – зубчатая передача, подшипниковые опоры и кронштейн, поддерживающий основание антенного устройства (рис.3).

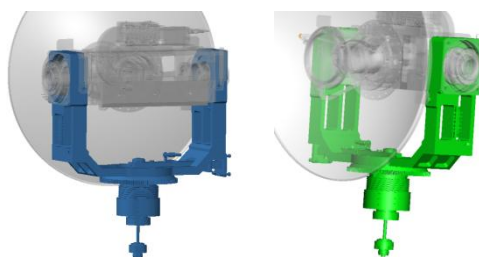


Рисунок 3 – первый массовый элемент

Основные части второго массового элемента – основание антенного устройства, вал и подшипниковые опоры, поддерживающие основание антенного устройства (рис.4).

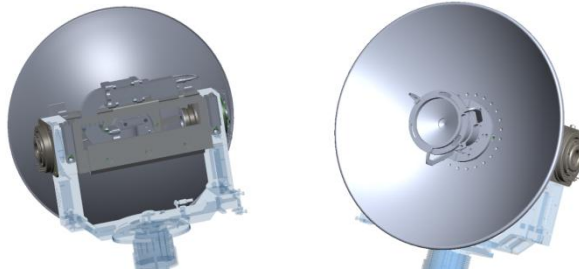


Рисунок 4 – второй массовый элемент

На рисунке 5 приведена динамическая модель АУ для анализа его вертикальных (ось Z) и угловых колебаний (вокруг оси Y). В модели не указаны элементы демпфирования, действующие параллельно элементам жесткости.

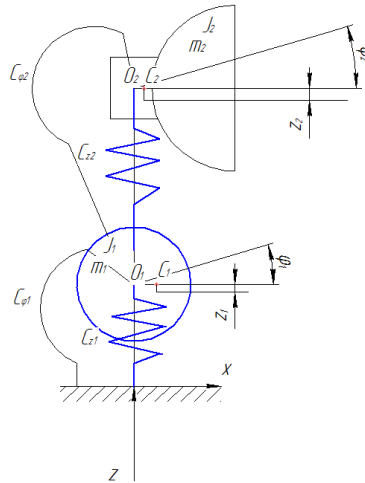


Рисунок 5 – динамическая модель вертикальных и угловых колебаний

Для исследования системы модель механизма наведения антенного устройства была упрощена и избавлена от всех дополнительных элементов, не участвующих во вращении вокруг осей и колебательных движениях.

Кинетическая энергия консервативной системы:

$$T = \frac{1}{2} [m_1 \dot{z}_1^2 + J_1 \dot{\varphi}_1^2 + m_2 \dot{z}_2^2 + J_2 \dot{\varphi}_2^2], \quad (1)$$

$$\text{где } \dot{z}_1 = \dot{z}_{o1} + L_{o1c1} \dot{\varphi}_1; \quad \dot{z}_2 = \dot{z}_{o2} + L_{o2c2} \dot{\varphi}_2.$$

После преобразования (1)

$$2T = m_1 \dot{z}_{o1}^2 + 2m_1 L_{o1c1} \dot{z}_{o1} \dot{\varphi}_1 + m_1 L_{o1c1}^2 \dot{\varphi}_1^2 + m_2 \dot{z}_{o2}^2 + 2m_2 L_{o2c2} \dot{z}_{o2} \dot{\varphi}_2 + m_2 L_{o2c2}^2 \dot{\varphi}_2^2 + J_1 \dot{\varphi}_1^2 + J_2 \dot{\varphi}_2^2. \quad (2)$$

Потенциальная энергия консервативной системы:

$$V = \frac{1}{2} [C_{z1} z_{o1}^2 + C_{\varphi1} \varphi_1^2 + C_{z2} (z_{o1} - z_{o2})^2 + C_{\varphi2} (\varphi_1 - \varphi_2)^2]. \quad (3)$$

После преобразования (3)

$$2V = (C_{z1} + C_{z2}) z_{o1}^2 + (C_{\varphi1} + C_{\varphi2}) \varphi_1^2 + C_{z2} z_{o2}^2 + C_{\varphi2} \varphi_2^2 - 2C_{z2} z_{o1} z_{o2} - 2C_{\varphi2} \varphi_1 \varphi_2. \quad (4)$$

Матрицы инерции и жесткости системы, полученные из (1)-(4) :

$$A = \begin{bmatrix} m_1 & m_1 L_{o1c1} & 0 & 0 \\ m_1 L_{o1c1} & J_1 + m_1 L_{o1c1}^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & m_2 L_{o2c2} \\ 0 & 0 & m_2 L_{o2c2} & J_2 + m_2 L_{o2c2}^2 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{z1} + C_{z2} & 0 & -C_{z2} & 0 \\ 0 & C_{\varphi1} + C_{\varphi2} & 0 & -C_{\varphi2} \\ -C_{z2} & 0 & C_{z2} & 0 \\ 0 & -C_{\varphi2} & 0 & C_{\varphi2} \end{bmatrix}$$

Векторы:

$$\ddot{\mathbf{q}} = \{ \ddot{z}_{01} \quad \ddot{\varphi}_1 \quad \ddot{z}_{02} \quad \ddot{\varphi}_2 \}. \quad \mathbf{q} = \{ z_{01} \quad \varphi_1 \quad z_{02} \quad \varphi_1 \}.$$

На рисунке 6 изображена динамическая модель АУ при его колебаниях вокруг оси Z. Кинетическую и потенциальную энергию консервативной системы представим в виде уравнений

$$T = \frac{1}{2} (J_1 \dot{\varphi}_1 + J_2 \dot{\varphi}_2), \quad (5)$$

$$\text{где } J_1 = J_{c1} + m_1 L_1^2$$

$$J_2 = J_{c2} + m_2 L_2^2$$

$$2T = J_{c1} \dot{\varphi}_1^2 + m_1 L_1^2 \dot{\varphi}_1^2 + J_{c2} \dot{\varphi}_2^2 + m_2 L_2^2 \dot{\varphi}_2^2 \quad (6)$$

$$V = \frac{1}{2} [C_{k1} \varphi_1^2 + C_{k1} (\varphi_1 - \varphi_2)^2] \quad (7)$$

$$2V = (C_{k1} + C_{k2}) \varphi_1^2 + C_{k2} \varphi_1^2 - 2C_{k2} \varphi_1 \varphi_2 \quad (8)$$

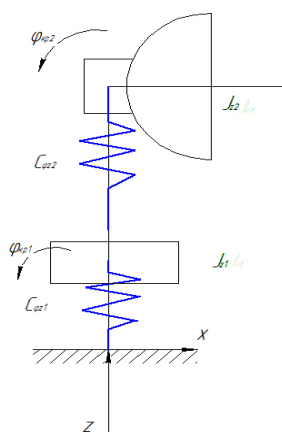


Рисунок 6 – динамическая модель крутильных колебаний вокруг оси Z

Матрицы инерции и жесткости системы получены после дифференцирования (5)-(8)

$$A = \begin{bmatrix} J_{c1} + m_1 L_1^2 & 0 \\ 0 & J_{c2} + m_2 L_2^2 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{k1} + C_{k2} & -C_{k2} \\ -C_{k2} & C_{k2} \end{bmatrix}$$

Для решения данной системы уравнений необходимы входные данные в виде массово-инерционных характеристик отдельных элементов системы и упругих связей между ними. Моменты инерции определяются исследованием модели в программе Solid Works. Для расчета собственных частот необходимо определить жесткости связей системы.

В третьем разделе определены собственные частоты и амплитуды вынужденных колебаний системы методом модального анализа с использованием данных, подготовленных в предыдущем разделе. Собственные частоты системы приведены в табл. 1

Таблица 1 – Собственные частоты системы

	Осевые колебания вдоль оси Z	Вращение вокруг оси Y	Вращение вокруг оси Z
Первая частота, Гц	20.1	30.2	18.77
Вторая частота, Гц	338.114	151.4	54.22

Значения амплитуд колебаний для двух массовых элементов механизма относительно двух резонансных частот приведены на рисунках 7 и 8.

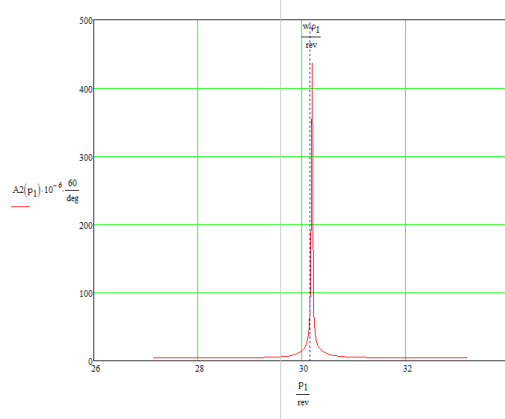
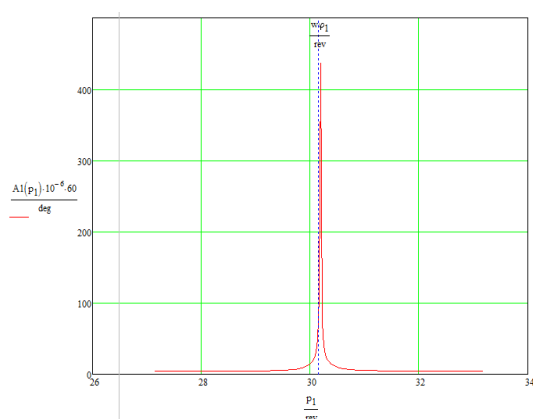


Рисунок 7 – первая резонансная частота для колебаний вокруг Y

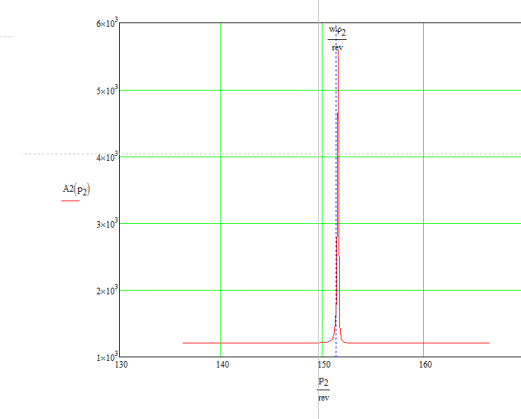
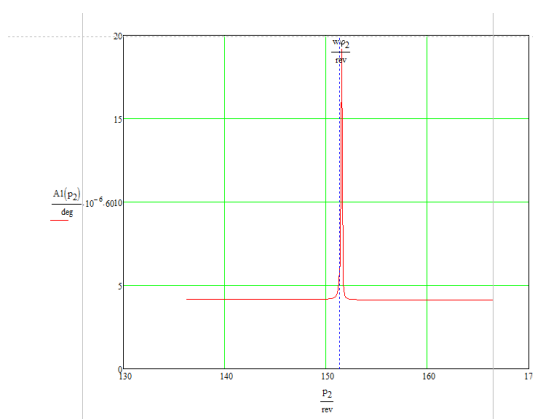


Рисунок 8 – вторая резонансная частота для колебаний вокруг Y

Обработаны данные по другим координатам. Полученные значения приведены к точке в основании зеркала антенны. Сводные данные представлены в табл.2:

Таблица 2 – Амплитуды колебаний, приведенные к основанию зеркала

	Осевые колебания вдоль оси Z	Вращение вокруг оси Y	Вращение вокруг оси Z
Амплитуда колебаний на первой частоте, микрон	26.404	56.67	15.121
Амплитуда колебаний на второй частоте, микрон	0.293	2.494	0.943

В четвертом разделе произведена оценка результатов расчета и исследование возможных изменений конструкции объекта с целью повышения ее качества. По табл. 3 можно выделить слабые места конструкции. Наименьшие значения жесткостей в крутильных колебаниях относительно оси Y показывает кронштейн в первом элементе и основание антенны во втором. Кроме того, жесткость первого элемента на два порядка меньше жесткости второго элемента.

Таблица 3

Сводная таблица жесткостей связей в системе

	Ед-цы измерения	Первый элемент			Второй элемент		
		$C_{\varphi1вал}$	$C_{\varphi1кр}$	$C_{\varphi1}$	$C_{подш1}$	$C_{кронш1}$	C_{z1}
Крут. отн. оси Y	$H \cdot \frac{м}{рад}$	$19,9 \cdot 10^3$	$5,21 \cdot 10^3$	$4,13 \cdot 10^3$	$44,46 \cdot 10^5$	$6,7 \cdot 10^5$	$5,83 \cdot 10^5$
Осевая отн. оси Z	$\frac{H}{м} \cdot рад$	$44,5 \cdot 10^5$	$6,7 \cdot 10^5$	$5,83 \cdot 10^5$	$459,8 \cdot 10^5$	$844,6 \cdot 10^5$	$297,7 \cdot 10^5$
Крут. отн. оси Z	$H \cdot \frac{м}{рад}$	$C_{кр1}$	$C_{\varphi zk1}$	$C_{\varphi z1}$	$C_{\varphi z2подш}$	$C_{\varphi z2осн}$	$C_{\varphi z2}$
		$8,24 \cdot 10^3$	$55,8 \cdot 10^3$	$7,18 \cdot 10^3$	$4,271 \cdot 10^5$	$9,61 \cdot 10^3$	$9,4 \cdot 10^3$

Для осевых колебаний относительно оси Z слабыми местами являются кронштейн для первого элемента и подшипники для второго элемента, жесткость второго элемента примерно в 50 раз выше жесткости первого. В крутильных колебаниях вокруг оси Z наименьшие значения жесткостей имеют зубчатое зацепление и подшипники второго элемента.

Из табл. 4 следует, что амплитуда колебаний на первой резонансной частоте при вращении вокруг оси Z не соответствует заданной точности в 6 угловых минут.

Таблица 4 – Амплитуды колебаний в угловых минутах

	Осевые колебания вдоль оси Z	Вращение вокруг оси Y	Вращение вокруг оси Z
Амплитуда колебаний на первой частоте, угл. минут	1,4	3	8
Амплитуда колебаний на второй частоте, угл. минут	0,015	0,0022	0.05

Из анализа жесткостей видно, что зубчатая передача обладает наименьшей жесткостью и является слабым звеном механизма. Для улучшения динамических характеристик следует заменить механический привод на электромеханический.

Рекомендуется провести исследования в приводе поворота антенны по горизонту и разработать конструкцию плоского шагового двигателя на постоянных магнитах.

Заключение

- 1 Произведен обзор литературы и патентов по теме диссертации.
- 2 Выявлены основные элементы конструкции взаимодействующих приводов, оказывающие влияние на точность наведения по горизонту и азимуту зеркального отражателя, и разработаны динамические модели для анализа колебаний АУ при установившемся движении.
- 3 Определены инерционно-массовые характеристики параболической антенны, приведенные к обобщенным координатам.
- 4 Произведен расчет и анализ динамических характеристик приводов
- 5 Выполнено моделирование динамики АУ в программном комплексе ANSYS.
- 6 Предложены рекомендации заказчику по изменению структуры и параметров электромеханического привода.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЕ

1. Богорад М.С. Использование CosmosWorks для замеров величин деформации, используемых в расчете собственных частот и амплитуд колебаний антенного устройства// материалы X студенческой международной заочной научно - практической конференции «Научное сообщество студентов 21 столетия» (Новосибирск 2013)
2. Богорад М.С. К выбору методики расчета динамических характеристик опорно-поворотных механизмов антенных устройств// материалы научно - практической конференции «Молодежь и наука» (СФУ, 2013)
3. Богорад М.С. Analysis of the methods for calculating the natural frequencies and vibration amplitudes, applicable to the mechanisms of antenna devices // материалы научно - практической конференции «Молодежь и наука» (СФУ, 2013)

4. Богорад М.С. Составление динамических моделей антенного параболического устройства для последующего расчета его динамических характеристик // Международный научно-исследовательский журнал: Сборник по результатам VII заочной научной конференции Research Journal of International Studies. Екатеринбург. : МНИЖ – 2014. – № 6(25)