

# ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ СИСТЕМ АКТИВНОЙ ВИБРОЗАЩИТЫ МАЛОГАБАРИТНОЙ БОРТОВОЙ АППАРАТУРЫ

*Ю. Г. Сметанина, А. В. Иванов, А. А. Куфтин, С. А. Калмыков*

ФГУП «РФЯЦ-ВНИИЭФ», г. Саров Нижегородской обл.

Высокие требования по точности и надежности функционирования малогабаритной бортовой аппаратуры (МБА) при вибрационных воздействиях ставят перед разработчиками ряд проблем, для решения которых требуется поиск новых эффективных концептуальных подходов, основанных на применении интеллектуальных систем, способных длительно и автономно функционировать в экстремальных условиях. Электронная МБА, устанавливаемая на подвижных объектах, работает при интенсивном воздействии вибрации в широком диапазоне частот, что приводит к возникновению резонансных колебаний печатных плат ячеек электронной аппаратуры. Известно, что наиболее сильное негативное влияние вибрационные воздействия оказывают на печатные платы, расположенные внутри блоков МБА на нескольких точках крепления. Воздействие вибрации на радиоэлектронные устройства вызывает в них различные явления. Например, в индуктивностях и трансформаторах наблюдаются явления магнитострикции и изменения магнитной проницаемости сердечников, в конденсаторах наблюдается микрофонный эффект, некоторые типы резисторов обладают пьезоэффектом, в диодах, транзисторах и интегральных микросхемах возникают тензорезистивный эффект, эффект смещения энергетических уровней и изменения ширины запрещенной зоны в полупроводниках.

Приборы МБА подвергаются воздействиям различных типов вибрации в диапазоне от 3 до 3000 Гц при ускорении 2–40 g. Для снижения влияния вибрационных нагрузок на МБА существуют активные и пассивные средства защиты, а также гибридные – совместное использование активных и пассивных. Основой всех пассивных систем являются упругий и демпфирующий элементы, такие как прокладки, демпферы, амортизаторы, дополнительные ребра жесткости и пр. Пассивные системы позволяют смягчить ударное воздействие и погасить колебания в устройстве, широко применяются в лабораторных и промышленных условиях. При этом существует достаточная теоретическая база, наработки, которые подтверждают их надежность, эффективность и неприхотливость в эксплуатации. На данный момент широко применяется заливка МБА полимерными компаундами [1], амортизирующие платформы [2]. Однако пассивные системы не всегда бывают эффективными. Среди недостатков можно отметить заметное увеличение габаритов прибора, снижение эффективности на низких частотах, отсутствие возможности изменить

подавляемую частоту, а также во многих случаях сложность или невозможность замены деталей и частей прибора, что негативно отражается на ремонтнопригодности и влияет на применение модульной конструкции устройств. Также повышается стоимость каждой ошибки ввиду отсутствия возможности ремонта при высоких стоимостях элементов.

Возможным решением подобных проблем является применение активных средств виброзащиты, в общем случае, они относятся к числу многомерных, многоосевых систем автоматического управления волновым полем. Такие системы предназначены для снижения перемещения элементов МБА во всем требуемом диапазоне частот, что обеспечивается присутствием гасителей вибровоздействия с дополнительным источником энергии. В состав систем активной виброзащиты (САВ), рис. 1, как правило, входят акселерометры для обнаружения и фиксации колебаний, микропроцессорные системы анализа колебаний и формирования управляющих сигналов – блок управления, а также механизм реализации активной компенсации, генерирующий противофазные колебания – устройство компенсации. САВ формируют с помощью компенсирующих излучателей дополнительное гасящее поле с требуемыми пространственными и частотными характеристиками. Наложение на исходное поле гасящего поля приводит к их взаимной компенсации.

Анализ создания подобных систем показывает, что практически все они подчинены общей концепции – установке защищаемого устройства на виброзащитную платформу. Общий вид схемы виброзащиты представлен на рис. 1 [3, 4].

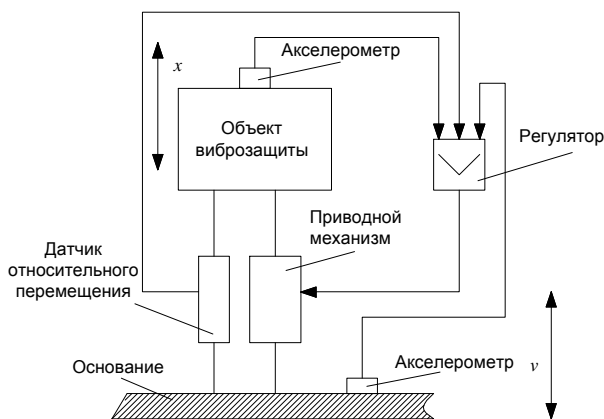


Рис. 1. Схема виброзащиты

Применение подобных систем значительно увеличивает массогабаритные характеристики и сложность конструкции, а соответственно и себестоимость изделия. В то время, как разработчики постоянно сталкиваются с дефицитом полезного объема в изделии (например, ракеты-носителя, ракеты и пр). Поэтому актуальной задачей является разработка нового устройства для снижения вибрационных воздействий с условием минимальных габаритов.

Предлагается концепция расположения системы активной виброзащиты непосредственно на защищаемом объекте – плате, рис. 2. На печатной плате 1 вместе с остальными электрорадиоизделиями (ЭРИ) должны быть установлены акселерометр 2 для снятия показаний воздействия вибраций, блок управления – микропроцессор 4, обрабатывающий сигнал с датчика и преобразующий его, а также устройство компенсации – вибратор 3.

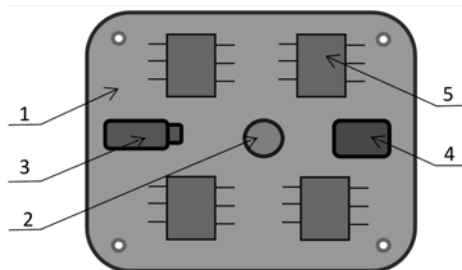


Рис. 2. Схема малогабаритной активной системы гашения вибраций: 1 – печатная плата защищаемого устройства, 2 – акселерометр, 3 – генератор вибраций, 4 – микропроцессор, 5 – функциональные элементы защищаемого устройства

Адаптивная система автоматического управления, получая сигнал с акселерометров, рис. 3, обрабатывает его при помощи алгоритма микропроцессора, корректирует генерируемые противофазные вибрации, необходимые для гашения колебаний. Вибрационные воздействия в такой системе рассматриваются с точки зрения цифровой обработки сигналов.

Важной проблемой при расширении рабочей полосы частот является возникновение условий для положительной обратной связи, и вместо ослабления наступает неустойчивая работа системы, а на некоторых частотах даже самовозбуждение, проявляющееся в резком возрастании амплитуд колебаний системы. Возможный вариант решения этой проблемы –

исследования модальных характеристик защищаемого изделия на этапе разработки при помощи методов имитационного моделирования.

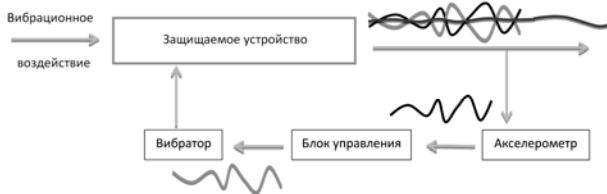


Рис. 3. Структурная схема САВ

Как известно, наиболее опасной для конструкции является первая собственная частота колебания изделия, т. е. избежав ее появления, не будет явления резонанса. 3D модель изделия можно рассчитать при помощи компьютерного моделирования и метода конечных элементов. Пример расчета первой собственной частоты колебания печатной платы представлен на рис. 4.

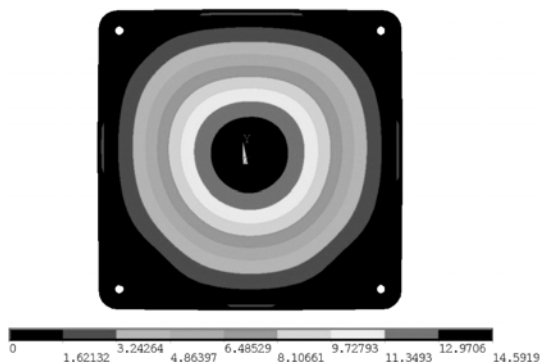


Рис. 4. Форма собственных колебаний конструкции (имитационное моделирование). Первая собственная частота колебания данной конструкции 1112 Гц

Математическая модель компенсации вибровоздействий показана на рис. 5.

Зная модальные характеристики прибора, можно прогнозировать поведение изделия при вибронагрузках и предотвращать их: когда частота колебания платы будет приближаться к значению первой собственной частоты, блок управления подает на устройство генерации сигнал в противофазе и условия резонанса можно будет избежать, рис.5.б.

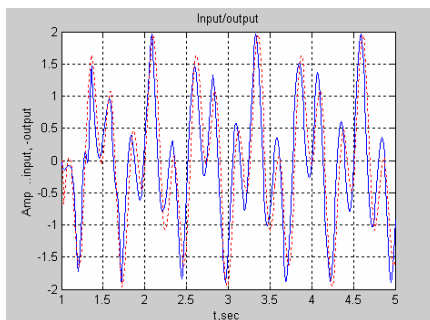
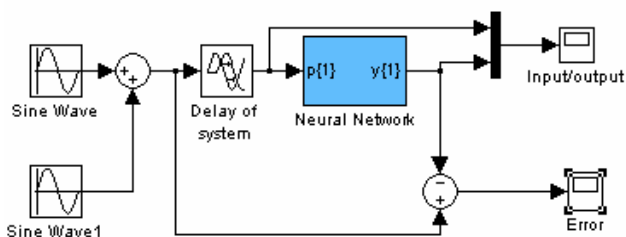


Рис. 5. Математическая модель компенсации вибровоздействий: - - - входной сигнал; \_\_\_\_ компенсирующий сигнал

Основной проблемой является то, что точный вид вибрации, от которой приходится защищаться, неизвестен, поэтому весомая часть создания активной системы виброзащиты связана с рядом теоретических проблем. Отсутствие разработанной теории анализа и синтеза подобных малогабаритных систем виброзащиты затрудняет реализацию несложной на первый взгляд задачи компенсации. Рассмотрим действие защищаемого устройства как задачу управления движением защищаемой механической системы, а динамические воздействия, вызывающие соответствующее изменение параметров – как управление, рис. 6. Таким образом, для анализа и синтеза виброзащитной системы можно воспользоваться теорией автоматического управления [5]. На рис. 6,а изображена защищаемая конструкция, на которую воздействует виброзащитная система, создающая силу  $U(t)$ , приложенную в точке  $C$  и имеющую постоянную линию действия. Такое устройство является динамическим гасителем, который предназначается для уменьшения перемещения  $x(t)$  точки  $C$  по линии действия силы. На рис.6б показана структурная схема системы, где  $x(t)$  – выход системы,  $U(t)$  – сила, создаваемая генератором вибраций.  $U(t)$  зависит от конструкции гасителя и формирует управление, зависящее от  $x(t)$ . Иными словами, осуществляется функциональная связь вида:

$$\Rightarrow U(t) = \Phi \{x(t)\},$$

где  $\Phi$  – некоторый оператор, учитывающий особенности воздействия и конструкции.

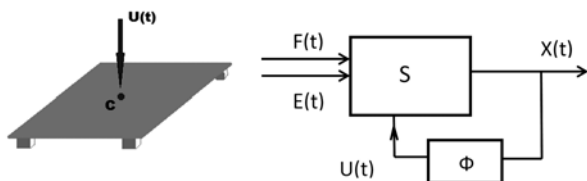


Рис. 6. САВ с точки зрения задачи управления: а – конструкция, на которую воздействует виброзащитная система, б – структурная схема

Для определения оператора  $\Phi$  необходимо определить модель амортизируемого объекта, что усложняется нерегулярностью структуры радиоэлектронных приборов. Массы конструкции заменяются несколькими сосредоточенными массами, распределенные и диссипативные свойства конструкции также заменяются сосредоточенными элементами жесткости и неупругих сопротивлений. Для исследования распространения волн в объекте можно воспользоваться методами численного имитационного моделирования, но для описания закона компенсирующего воздействия необходима аналитическая модель, так как она обеспечивает необходимую глубину анализа. Но при построении аналитической модели поведения амортизируемого объекта приходится идти на упрощение реальных явлений, это позволяет изучить только некоторые свойства сложной системы. Например, известно, что при возникновении явления резонанса, все точки крепления движутся синфазно. Если фазу одной из точек крепления сместить в диапазоне от  $0^\circ$  до  $180^\circ$ , то амплитуда результирующих кривых уменьшается с увеличением смещения фаз [6], рис. 7.

Однако смещение фазы той же точки крепления от  $180^\circ$  до  $360^\circ$  приводит к обратному результату: увеличение амплитуды с увеличением смещения фазы, рис. 8.

Таким образом, расположив генератор вибраций ближе к одной из точек крепления, можно наоборот спровоцировать возникновение условий резонанса. Поэтому с увеличением сложности защищаемой платы, увеличением количества компонентов на ней все больше усложняются динамические связи всех элементов, а вместе с тем и аналитическая модель. Также присутствие на плате элементов с большой массой смещает центр масс и, соответственно, точку основного воздействия. Таким образом, необходимо определять аналитическую модель защищаемого устройства для каждого конкретного случая, при этом учитывать взаимосвязь всех элементов платы, чтобы вывести закон управления САВ.

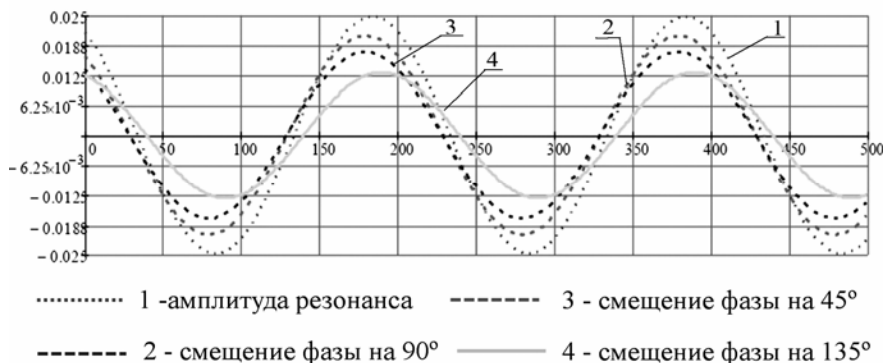


Рис. 7. График зависимости резонанса платы от смещения фазы одной из точек крепления от  $0^\circ$  до  $180^\circ$



Рис. 8. График зависимости резонанса платы от смещения фазы одной из точек крепления от 180° до 360°

Еще одной важной проблемой является техническая реализация устройства. Кроме задачи анализа, важное значение имеет определение параметров вибрационного устройства, совершающего требуемые колебания. И если миниатюрные акселерометры и микросхемы для обработки данных представлены на современном рынке, например, миниатюрные линейные вибропреобразователи предприятия Global-Test серии AP1019 массой не более 0,18 г и размерами:  $\varnothing 3 \times 3,6$  мм отвечают требованиям по габаритам, то реализация миниатюрного виброгенератора (вибровозбудителя) на данный момент является задачей разработчиков. Наиболее подходящим в данных условиях является электромагнитный вибровозбудитель, так как обладает рядом достоинств: простотой регулирования амплитуды вибрации и возможностью ее регулирования при работе устройства, надежностью и долговечностью, что обусловлено отсутствием пар трения, возможностью применения в одном устройстве несколько одновременно действующих вибровозбудителей без специальных мер по обеспечению синхронизации [7]. Однако, ситуация усложняется тем, что силы, создаваемые электромагнитными возбудителями, определяются не только параметрами электромагнита, но и параметрами (жесткостями, массами и т.д.) связанной с ним колебательной системы. Это объясняется взаимодействием механических и электромагнитных процессов вибровозбудителя. Высокие воздействия вибрации на МБА требуют большой компенсирующей силы, возможность технической реализации которой на данный момент не определена. При этом необходимо учитывать негативное воздействие электромагнита на ЭРИ. Поэтому окончательная схема подобного вибровозбудителя возможна при конкретном описании модели защищаемого устройства, а затем на основе ее определение закона управления виброгенератором.

Таким образом, после проведения анализа существующих средств виброзащиты, была разработана концепция системы активной виброзащиты

малогабаритной бортовой аппаратуры, выбрана и проанализирована математическая модель работы устройства, а также разработана его структурная схема. Но, не смотря на кажущуюся простоту решения проблемы виброзащиты фазовым сдвигом гасящего воздействия, существует проблема определения аналитической модели устройства активной виброзащиты, установленной непосредственно на защищаемом объекте – плате, от этого зависит и техническая реализация генератора вибраций, при этом готовых решений не выявлено.

## Литература

1. Иванов А. В., Куфтин А. А., Демарева А. И. и др. Защита малогабаритной бортовой аппаратуры от вибрационных и ударных воздействий // Проектирование и технология радиоэлектронных средств. 2015. № 2.
2. Пат. 2410583 РФ, МПК F16F 3/08. Устройство для защиты / Кузьмин Э. Н., Малков М. В., Панкратова Н. М., Прыкин В. А. // Бюл. № 3 27.01.2011.
3. Пат. 2406620 РФ, МПК B60G 17/015. Система активной виброзащиты и стабилизации / Фурунжиев Р. И., Хомич А. Л. // Бюл. № 35 20.12.2010.
4. Автор А. А. Активное гашение вибраций на поезде ICE1 // Ж. д. мира. 2004, № 5. С. 51–54.
5. Коловский М. З. Автоматическое управление виброзащитными системами. – М.: «Наука», 1976.
6. Лысенко А. В. Информационно-измерительная система управления активной виброзащитой радиоэлектронных устройств: Диссертация канд. техн. наук. – Пенза, 2014.
7. Вибрации в технике / Под. ред. Э. Э. Лавендела, Т. 4. Вибрационные процессы и машины. – М.: «Машиностроение», 1981.
8. Елисеев С. В., Нерубенко Г. В. Динамические гасители колебаний. – Новосибирск: Наука, 1982.