DOI: 10.17117/na.2015.09.710

<http://ucom.ru/doc/na.2015.09.710.pdf>

Поступила (Received): 24.09.2015

Затылкин С.В., Лысенко А.В., Юрков Н.К. **Исследование аналитической модели фазового** **рассогласования внешнего вибрационного воздействия** **в точках крепления бортовой радиоаппаратуры**

Zatylkin S.V., Lysenko A.V., Jurkov N.K.
Study of analytical models of phase mismatch
of the external vibration exposure in points
of attachment on-Board radio equipment

В статье рассмотрена аналитическая модель фазового рассогласования внешнего вибрационного воздействия в точках крепления бортовой радиоаппаратуры. Проведенные исследования позволили сделать выводы о том, что максимальная амплитуда вибрационных нагрузок в объекте исследования достигается введением вибрационного воздействия в точки крепления синфазно, а минимальная амплитуда вибрационных нагрузок в объекте исследования достигается введением вибрационного воздействия в точки крепления с равным сдвигом фазы

Ключевые слова: аналитическая модель, вибрация, внешнее воздействие, резонансные частоты, надежность

The article describes an analytical model of phase mismatch of external vibration impact at the points of attachment of the onboard radio equipment. The conducted research allowed to draw conclusions about what maximum amplitude of vibration loads in the object of study is achieved by introducing vibration impact at the point of attachment of-phase, and minimum amplitude of vibration loads in the object of study is achieved by introducing vibration exposure in mounting points with equal phase shift

Key words: analytical model, vibration, external impact, resonant frequencies, reliability

Затылкин Сергей Валентинович

Аспирант

Пензенский государственный университет
г. Пенза, ул. Красная, 40

Zatylkin Sergej Valentinovich

Graduate student

Penza State University
Penza, Krasnaya st., 40

Лысенко Алексей Владимирович

Кандидат технических наук, доцент

Пензенский государственный университет
г. Пенза, ул. Красная, 40

Lysenko Aleksey Vladimirovich

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
Penza State University
Penza, Krasnaya st., 40

Юрков Николай Кондратьевич

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой

Пензенский государственный университет
г. Пенза, ул. Красная, 40

Jurkov Nikolaj Kondrat'evich

Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,
Head of the Department
Penza State University
Penza, Krasnaya st., 40

Статья подготовлена в рамках реализации проекта «Разработка методов и средств создания высоконадежных компонентов и систем бортовой радиоэлектронной аппаратуры ракетно-космической и транспортной техники нового поколения» (Соглашение № 15-19-10037 от 20 мая 2015г.) при финансовой поддержке Российского научного фонда.

Для проведения исследований распространения упругих волн в объекте необходимо воспользоваться известными методами математического моделирования, среди которых наибольшее распространение получили методы аналитического и имитационного моделирования [1-4].

При построении аналитических моделей поведение сложной системы описывается в виде функциональных соотношений или логических условий. Наиболее полное исследование удастся провести в том случае, когда получены явные зависимости, связывающие искомые величины с параметрами сложной системы и начальными условиями ее изучения. Однако это удастся выполнить только для сравнительно простых систем. Для сложных систем исследователю придется идти на упрощение реальных явлений, дающее возможность описать их поведение и представить взаимодействия между компонентами сложной системы [5, 6]. Это позволяет изучить хотя бы некоторые общие свойства сложной системы, например, оценить устойчивость системы, характеристики надежности и т.п.

Относительная быстрота и легкость получения информации о поведении сложной системы способствовала успешному распространению аналитических моделей при анализе характеристик сложных систем. Тем не менее, когда явления в сложной системе настолько сложны и многообразны, что аналитическая модель становится слишком грубым приближением к действительности, системный аналитик вынужден использовать имитационное моделирование.

Аналитическая модель имеет некоторые преимущества по сравнению с имитационной моделью. Во-первых, аналитическая модель дает решение поставленной задачи в законченной форме. Во-вторых, применение аналитической модели обеспечивает глубину анализа. С помощью аналитических моделей можно проводить исследование характеристик в некоторой области определения параметров, в которой модель адекватна описываемым явлениям или процессам. Применение аналитических моделей позволяет получить решение в виде функциональной зависимости исследуемых характеристик от параметров модели.

Известно, что при вводе вибрационного воздействия в точки крепления РЭУ на определенных частотах, называемых собственными, возникает явление резонанса, при котором все точки крепления движутся синфазно, вне зависимости от типа амортизатора [7].

Поэтому в данном случае наша задача – нарушить условия возникновения резонанса, т.е. не допустить синфазного движения всех точек крепления РЭУ [84]. Кроме того, важно знать при какой именно разности фаз в точках крепления РЭУ вероятность возникновения резонанса будет минимальной. Для чего воспользуемся известной формулой гармонического колебания:

$$A(t) = A_0 \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi),$$

где A_0 – начальная амплитуда колебаний; ω – циклическая частота; φ – начальная фаза.

Для уточнения данной формулы необходимо задать параметры материала, используемого в качестве ИО, а именно – модуль Юнга (E) и плотность (ρ).

Длина волны от точки возбуждения ИО до точки измерения показаний равна

$$\lambda := \sqrt{\frac{E}{\rho}} \cdot \frac{1}{f},$$

где E – модуль Юнга; ρ – плотность материала ОИ; f – частота вибрации. Волновое число определяется по формуле

$$k := 2 \frac{\pi}{\lambda}.$$

Зададим точку измерения показателей вибрации, при этом расстояние от точки крепления, выполняющей, в данном случае, роль источника вибрации, до этой точки будет равна l .

Формула гармонического колебания ОИ относительно одной (ближайшей) точки крепления выглядит как

$$A(t) = \frac{A_0}{l} \cdot \sin[(\omega \cdot t) - k \cdot l] + \varphi].$$

Уравнение неприменимо для малых l , т.к. при $l \rightarrow 0$, $A(t) \rightarrow \infty$, а справедливо на больших расстояниях от источника (по крайней мере, больше длины волны) [85].

Таким образом, колебания в исследуемой точке рассчитываются при помощи системы уравнений, учитывающей n точек крепления (если задать начальные фазы внешнего вибрационного воздействия в каждой точке крепления ОИ разными ($\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$))

$$A_{CP}(t) = \sum_{i=1}^n A_i(t) = \begin{cases} A_1(t) = \frac{A_0}{l_1} \cdot \sin[(\omega \cdot t) - k \cdot l_1] + \varphi_1 \\ A_2(t) = \frac{A_0}{l_2} \cdot \sin[(\omega \cdot t) - k \cdot l_2] + \varphi_2 \\ \dots \\ A_n(t) = \frac{A_0}{l_n} \cdot \sin[(\omega \cdot t) - k \cdot l_n] + \varphi_n \end{cases}$$

где l_1, l_2, l_n – расстояние соответственно от 1-ой, 2-ой, n -ой точек крепления до точки измерения.

Проведем анализ построенной модели.

В качестве ОИ возьмем печатную плату, закрепленную в 4 точках. Основным материалом печатной платы является стеклотекстолит или гетинакс. В последнее время в радиоэлектронной промышленности всё большую популярность приобретает стеклотекстолит, поэтому зададим начальные условия, соответствующие этому материалу:

- модуль Юнга (E), равный 10^5 кгс/м²,
- плотность (ρ), равная 1400 кг/м³,
- частота (f), равная 200 Гц,
- амплитуду внешнего вибрационного воздействия (A_0) примем за 1 мм.
- расстояния от точек крепления ОИ до точки измерения вибрации, которую для упрощения расчетов зададим в центре ОИ ($l_1 = l_2 = l_3 = l_4$), равные 152 мм.

А так же граничное условие: начальные фазы внешнего вибрационного воздействия в каждой точке крепления ОИ ($\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$).

По заданным условиям произведем вычисления. Для удобства воспользуемся системой автоматизированного проектирования MathCAD v.13

Для нахождения минимальной амплитуды в заданной точке при резонансном воздействии найдем необходимые начальные фазы методом перебора.

В первом случае воздействие на ОИ зададим синфазно, т.е. $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4 = 0$ (рис. 1).

Рис. 1. График резонанса центральной точки платы при $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4 = 0$

Из рисунка видно, что в заданной точке выявляется наложение колебаний ($A_0(t)$), что обеспечивает появление резонанса, при котором результирующая амплитуда кривой ($A\Sigma(t)$) возрастает многократно.

Сместим фазу одной из точек крепления (φ_2) последовательно на $45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$ (рис. 2).

Рис. 2. График резонанса центральной точки платы при $\varphi_2 = 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ, 180^\circ$

Как видно из графиков, амплитуды результирующих кривых при увеличении смещения фазы φ_2 с 0 до 180° , уменьшаются. Но при последующем увеличении смещения фазы φ_2 от 180° до 360° происходит обратный процесс (рис. 3).

Рис. 3. График резонанса центральной точки платы при $\varphi_2 = 2250, 2700, 3150, 3800$

Исходя из того, что наименьшая амплитуда (0,125 м) при изменении фазы одной из точек крепления достигается тогда, когда фаза этой точки равна 90° , то дальнейший перебор будем производить, зафиксировав это значение для данной точки крепления.

Далее зафиксировав в третьей точке крепления фазу, равную 90° ($\varphi_2 = \varphi_3 = 90^\circ$), рассмотрим оставшиеся варианты сначала от 45° до 180° (рис. 2.4, а), а затем от 225° до 360° (рис. 2.4, б).

Среди перечисленных фазовых рассогласований лучшей является вариант, при котором $\varphi_2 = \varphi_3 = 90^\circ$, $\varphi_4 = 225^\circ$, но даже в этом случае получившаяся амплитуда (0,007 м) превышает искомую $A_0(t)$ (0,001 м) в 7 раз.

а)

б)

Рис. 4. График резонанса центральной точки платы при $\varphi_2 = \varphi_3 = 900$:
а) $\varphi_4 = 450, 900, 1350, 1800$; б) $\varphi_4 = 2250, 2700, 3150, 3800$

Поэтому продолжим перебор фаз четвертой точки крепления, задав третьей точке смещение фазы на 180° ($\varphi_2 = 90^\circ$, $\varphi_3 = 180^\circ$), изменяя φ_4 от 45° до 180° (рис. 5, а), а так же от 225° до 360° (рис. 5, б).

Среди перечисленных фазовых рассогласований лучшей является вариант, при котором $\varphi_2 = 90^\circ$, $\varphi_3 = 180^\circ$, $\varphi_4 = 270^\circ$, в этом случае получившаяся амплитуда стремится к нулю.

Таким образом, путем перечисления всех имеющихся вариантов значения фазы для каждого из четырех точек крепления, мы нашли наиболее оптимальный вариант ($\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_2 = 90^\circ$, $\varphi_3 = 180^\circ$, $\varphi_4 = 270^\circ$), при котором амплитуда в резонансной точке стремится к нулю. Получившиеся значения фазы характеризуются равным сдвигом относительно друг друга при последовательном прохождении.

Рис. 5. График резонанса центральной точки платы при $\varphi_2 = 900$, $\varphi_3 = 1800$:
а) $\varphi_4 = 450, 900, 1350, 1800$; б) $\varphi_4 = 2250, 2700, 3150, 3600$

Таким образом, сравнивая получившиеся графики (рис. 2-5) можно сделать следующие выводы:

- максимальная амплитуда вибрационных нагрузок в объекте исследования достигается введением вибрационного воздействия в точки крепления синфазно;
- минимальная амплитуда вибрационных нагрузок в объекте исследования достигается введением вибрационного воздействия в точки крепления с равным сдвигом фазы.

Список используемых источников:

1. Вибрационные воздействия как причина отказов изделий авиационной техники обучения / Калашников В.С., Яшин Д.С., Затылкин А.В. / Труды международного симпозиума Надежность и качество. 2015. Т. 1. С. 314-316.
2. Таньков, Г.В. Моделирование тепловых процессов в стержневых конструкциях РЭС / Таньков Г.В., Затылкин А.В. // Труды международного симпозиума Надежность и качество. 2007. Т. 1. С. 257-258.
3. Функциональная модель информационной технологии обеспечения надежности сложных электронных систем с учетом внешних воздействий / Юрков Н.К., Затылкин А.В., Полесский С.Н., Иванов И.А., Лысенко А.В. // Труды международного симпозиума Надежность и качество. 2014. Т. 1. С. 184-187.
4. Особенности разработки макромоделей надежности сложных электронных систем / Юрков Н.К., Затылкин А.В., Полесский С.Н., Иванов И.А., Лысенко А.В. // Труды международного симпозиума Надежность и качество. 2014. Т. 1. С. 101-102.
5. Герасимов, О.Н. Программная система оценки качества демпфирования проектируемой системы пассивной амортизации бортовых электронных средств / Герасимов О.Н., Затылкин А.В., Юрков Н.К. // Труды международного симпозиума Надежность и качество. 2015. Т. 1. С. 309-312.
6. Затылкин, А.В. Устройство для исследования влияния инерционной и деформационной составляющей внешнего вибрационного воздействия / Затылкин А.В., Голушко Н.В., Ольхов Д.В. // Новые информационные технологии в автоматизированных системах. 2015. № 18. С. 380-383.
7. Лысенко, А.В. Конструкция и методика расчета гибридного виброамортизатора с электромагнитной компенсацией / Лысенко А.В., Затылкин А.В., Ястребова Н.А. // Вестник Пензенского государственного университета. 2013. № 4. С. 73-78.

© 2015, Затылкин С.В., Лысенко А.В., Юрков Н.К.
Исследование аналитической модели фазового
рассогласования внешнего вибрационного
воздействия в точках крепления бортовой
радиоаппаратуры

© 2015, Zatytkin S.V., Lysenko A.V., Jurkov N.K.
Study of analytical models of phase mismatch of the
external vibration exposure in points of attachment
on-Board radio equipment