

В.В. КЛИТНОЙ

**ЧИСЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УПРАВЛЕНИЯ
КОЛЕБАНИЙ ПЕЧАТНОГО УЗЛА БОРТОВОЙ
АППАРАТУРЫ**

У статті описана схема активного гасіння вібрацій, заснована на принципі управління із зворотним зв'язком за швидкістю переміщень. Представлені геометрична і кінцево-елементна моделі бортового печатного вузла *BU-65572i*. Проведені чисельні дослідження можливості активного гасіння механічних вібрацій в досліджуваному бортовому печатному вузлі.

The chart of active suppression of vibrations, based on the management with a feed-back on speed moving, is described in the article. The geometrical and finite-element models of printed board *BU-65572i* are represented. Numeral researches of possibility of active suppression of mechanical vibrations are conducted in the explored printed board.

Одной из наиболее важных проблем, стоящих перед создателями электронного оборудования, является обеспечение безотказной работы систем в жестких условиях эксплуатации, при интенсивном воздействии на аппаратуру, которое представляет собой определенное сочетание климатических, радиационных и механических факторов.

Конструирование электронной аппаратуры зависит от условий ее эксплуатации: нормальные, наземные, бортовые (на борту самолетов, ракет, космических аппаратов). Наиболее подвержена комплексному воздействию факторов бортовая электронная аппаратура, которая должна быть работоспособной в условиях негерметизированного пространства, больших вибраций и ударных нагрузок при взлетах и посадках. Наиболее же напряженным элементом электронной аппаратуры является печатная плата, которая служит не только несущей конструкцией второго уровня иерархии, а часто и основной несущей конструкцией более высокой иерархической структуры.

Механические воздействия вызывают до половины всех отказов электронных средств. Под действием механических нагрузок в печатных платах могут происходить обратимые и необратимые изменения, вызванные недопустимо большими деформациями, связанными с превышением предела прочности материала и возникающие в результате недостаточной жесткости платы. Деформации могут вызывать отказы электрического и механического характеров. К первым относятся изменения параметров электрических цепей, ко вторым изменения геометрических размеров, перекосы, нарушения герметичности стыков. Также опасны поломки печатных узлов в результате усталости материала, так как они происходят при напряжениях значительно меньших допустимых в статических режимах нагружения. Явление усталости

в печатных узлах вызывает изломы выводов навесных элементов, разрывы печатных проводников и паяных швов [1].

Все выше перечисленное требует принятия мер по защите печатных узлов бортовой аппаратуры от вибраций и ударных перегрузок.

Хорошие результаты в этом направлении могут быть достигнуты при использовании активных методов подавления вибраций, идея которых состоит во вводе в систему дополнительного источника энергии. Активные средства виброзащиты представляют собой системы автоматического регулирования, включающие в себя чувствительные, контролируемые и исполнительные элементы. Эти системы либо компенсируют возмущающие вибрационные возмущения, либо удерживают защищаемый объект на заданном уровне вибраций. В качестве чувствительных элементов используются вибропреобразователи (сенсоры), которые воспринимают вибрацию объекта и передают полученный сигнал на контролируемые устройства. Последние выделяют сигналы рассогласования, поступающие на исполнительные элементы (актуаторы). Назначение оных состоит в формировании сил, компенсирующих вибрацию объекта. Высокая интегрируемость пьезоэлектрических элементов и их широкий частотный диапазон позволяют активно использовать их в качестве вибропреобразователей, или исполнительных элементов в активных управляемых структурах. Как чувствительные элементы, они производят сигнал, пропорциональный их деформации, и наоборот, как актуаторы создают силу являющуюся пропорциональной приложенному электрическому напряжению.

Основной целью данной работы является оценка эффективности использования пьезокерамических актуаторов и сенсоров в системах активного подавления возмущений и изучение возможности защиты бортовых печатных плат от механических вибраций и ударных нагрузок.

Для этих целей была построена трехмерная модель бортового печатного узла *BU-65572i* (рис. 1.), используемого как для наземных работ (тестирования бортовой системы *MIL-STD-1553*), так и для работы в условиях реального полета (сбора данных). Анализ результатов гашения вибраций проводился, с использованием конечно элементной модели системы. Активное подавление вибраций в плате осуществлялось на основе схемы метода обратной связи.

Вибрацией печатного узла называют его механические колебания с относительно малой частотой. Вибрация может быть периодической и случайной. Периодические вибрации могут быть гармоническими и полигармоническими, а случайные – стационарными и нестационарными, узкополосными и широкополосными. В рамках данной работы рассматриваются гармонические вибрации.

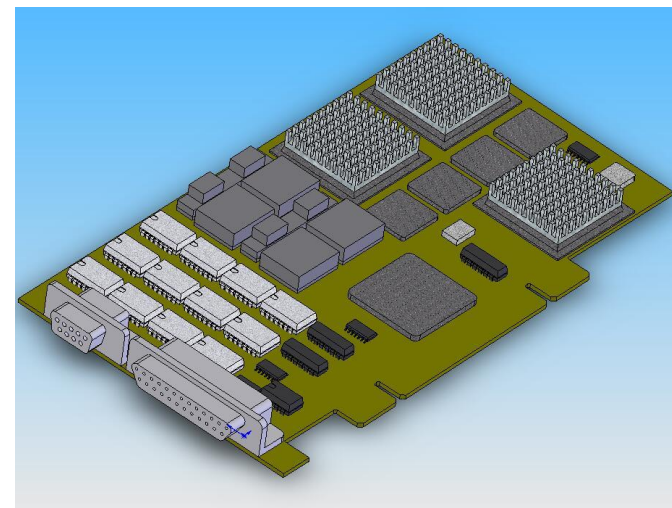


Рис. 1. Трехмерная модель бортового печатного узла *BU-65572i*

Если частота вибрации совпадает или близка к собственной частоте колебаний печатного узла, наступает резонанс, который приводит к отказу в работе. Но даже при отсутствии резонанса вибрационные нагрузки являются опасным механическим воздействием, так как они вызывают усталостные явления в элементах конструкций, выражающиеся в повреждениях при напряжениях, значительно меньших предельно допустимых для статических режимов эксплуатации.

В качестве ориентировочных параметров возмущающих факторов используются среднестатистические значения, накопленные путем обобщения опытных данных. Так и в наших исследованиях воспользуемся значением максимальной вибрационной перегрузки воздействующей на электронное оборудование, которая для самолетов всех типов равна $n_g = 15$ [1]. Виброперегрузкой называется отношение виброускорения к ускорению свободного падения:

$$n_g = \frac{a_g}{g} . \quad (1)$$

Ударные нагрузки возникают при эксплуатации (например, при взлете, посадке летательного аппарата, или под воздействием ударной волны). Интенсивность ударного воздействия зависит от формы, амплитуды и длительности ударного импульса.

При исследовании воздействия на печатный узел ударной нагрузки воспользуемся такой характеристикой, как ударная перегрузка:

$$n_{\text{уд}} = \frac{a_{\text{уд max}}}{g}. \quad (2)$$

Для самолетов всех типов $n_{\text{уд}} = 25$ [1]. Форма ударного импульса может быть различной, для упрощения вычислений, она была заменена более простой – полусинусоидальной. Длительность ударного импульса принималась равной $\tau = 0,01$ с.

Благодаря уникальным свойствам пьезокерамических материалов существует большое количество разработок схем активного подавления возмущений, работающих с гарантируемой стабильностью при использовании различных типов актуаторов и сенсоров. Для обеспечения безотказной работы электронного оборудования в жестких условиях эксплуатации, в частности, при интенсивных механических воздействиях, наиболее эффективными видятся глобальные методы контроля. Таковыми являются методы, основанные на принципе контроля по обратной связи.

Одной из перспективных и широко используемых схем является схема управления с обратной связью по скорости перемещений. Управляющая система для такой схемы состоит из компенсатора второго порядка, на который поступает сигнал от сенсора, соответствующий скорости перемещения точки системы. После чего сигнал с компенсатора усиливается и подается обратно в систему. Уравнения, описывающие такую схему контроля, можно представить в следующем виде [2, 3, 4]:

$$\begin{aligned} \ddot{x} + 2 \cdot \zeta_n \cdot \omega_n \cdot \dot{x} + \omega_n^2 \cdot x &= f - G \cdot \omega_c^2 \cdot y \\ \ddot{y} + 2 \cdot \zeta_c \cdot \omega_c \cdot \dot{y} + \omega_c^2 \cdot y &= \omega_c^2 \cdot \dot{x} \end{aligned} \quad (3)$$

где x – координата, описывающая деформацию конструкции; ω_n – собственная частота колебаний в конструкции; ζ_n – коэффициент демпфирования конструкции; f – возбуждающая нагрузка; y – координата описывающая сигнал сенсора; ω_c – собственная частота колебаний компенсатора; ζ_c – коэффициент демпфирования компенсатора; G – коэффициент обратной связи.

Считаем, что при установившихся вибрациях состояние системы и компенсатора описывается по гармоническому закону:

$$x = x_0 \cdot e^{i\omega t} \quad y = y_0 \cdot e^{i\omega t} \quad (4)$$

Подставив выражения (4) в уравнения (3) можно получить зависимость для амплитуды сигнала в контроллере:

$$y_0 = \left[\frac{i \cdot \omega \cdot \omega_c^2}{(\omega_c^2 - \omega^2) + 2 \cdot i \cdot \zeta_c \cdot \omega_c \cdot \omega} \right] \cdot x_0 \quad (5)$$

В окончательном виде сигнал с контроллера усиливается и подается на пьезоэлектрический актуатор, работающий в качестве гасителя вибраций:

$$u = u_0 \cdot e^{i\omega t} = \left[\frac{-G \cdot i \cdot \omega \cdot \omega_c^4}{(\omega_c^2 - \omega^2) + 2 \cdot i \cdot \zeta_c \cdot \omega_c \cdot \omega} \right] \cdot x_0 \cdot e^{i\omega t} \quad (6)$$

Таким образом, в выражении (6) показана зависимость между амплитудой перемещений конструкции и амплитудой гасящего сигнала контроллера.

Дальнейшие вычисления проводились с учетом параметров контроллера рассматриваемого в работе [2]. Для которого значение собственной частоты приравнялось $\omega_c = 1,3 \cdot \omega_n$, и коэффициент демпфирования $\zeta_c = 0,3$.

Для проведения численных расчетов построенная геометрическая модель печатного узла была импортирована в расчетный комплекс ANSYS. После чего была получена конечно элементная модель рассматриваемой конструкции (10200 конечных элементов) (рис. 2).

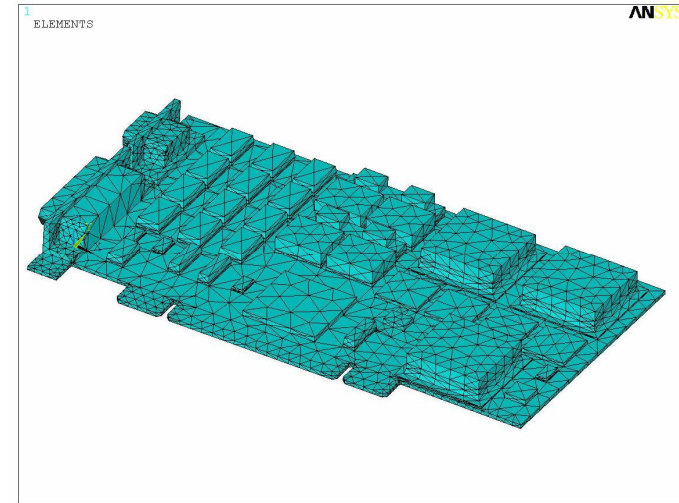


Рис. 2. Конечно элементная модель печатного узла

В качестве элемента разбиения несущей пластины и электронных компонентов был выбран объемный элемент *SOLID92*, который имеет десять узлов с тремя степенями свободы в каждом (перемещения вдоль осей x , y , z – UX , UY , UZ). Пьезоэлектрический элемент разбивался с помощью десяти узлового объемного конечного элемента *SOLID98*, имеющего шесть степеней свободы в каждом узле (UX , UY , UZ , $TEMP$, $VOLT$, MAG). В нашем варианте исследований в каждом узле были задействованы только перемещения и электрическое напряжение (UX , UY , UZ , $VOLT$).

На основании ряда экспериментальных данных диапазон частот колебаний, в котором работает бортовая электронная аппаратура самолетов всех типов, составляет от 3 до 500 Гц [1]. В этот диапазон попали первые две собственные частоты рассматриваемого печатного узла. Которые были численно определены и оказались равными: $p_1 = 153,4$ Гц, $p_2 = 344,6$ Гц.

На рис. 3, 4 приведены графики АЧХ колебаний печатного узла при различных значениях коэффициента обратной связи в диапазонах первой и второй собственных частот.

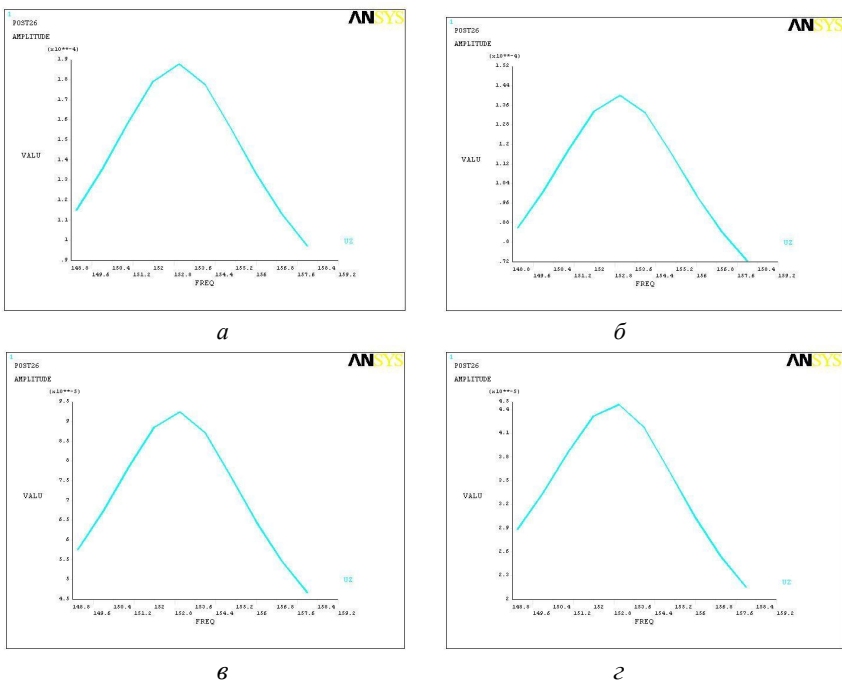


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики колебаний бортового печатного узла BU-65572i, около первой собственной частоты при различных коэффициентах обратной связи: а – $G = 0$; б – $G = 2$; в – $G = 4$; з – $G = 8$

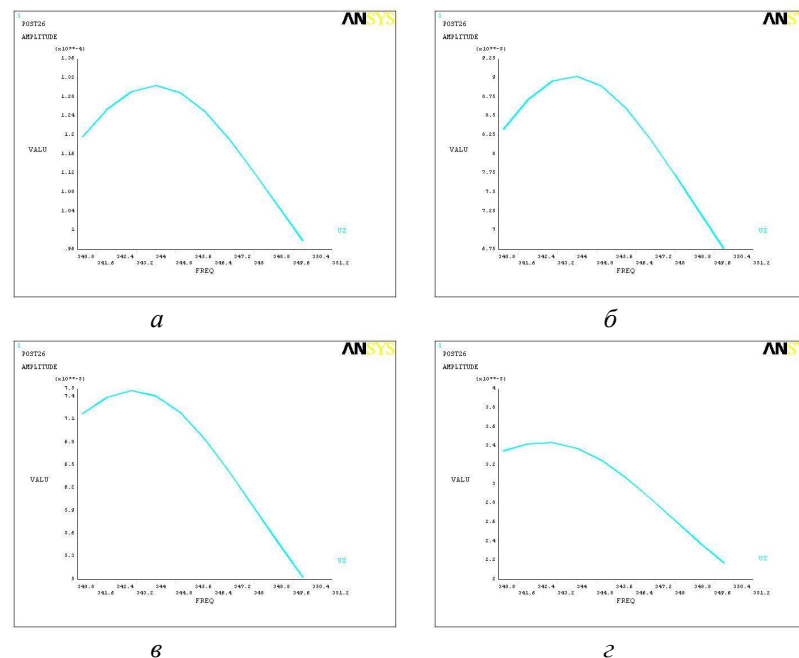


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики колебаний бортового печатного узла BU-65572i, около второй собственной частоты при различных коэффициентах обратной связи: а – $G = 0$; б – $G = 2$; в – $G = 4$; з – $G = 8$

На рис. 5, 6 представлены графики зависимости отклонений печатного узла от времени под действием ударной нагрузки при коэффициентах обратной связи $G = 0$ и $G = 8$ соответственно.

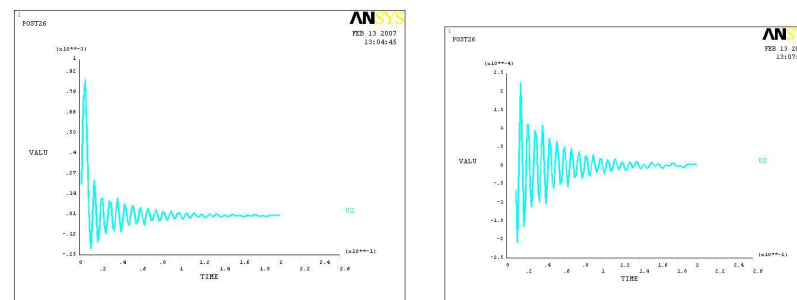


Рис. 5. Зависимость отклонений печатного узла BU-65572i от времени под действием ударной нагрузки, при коэффициенте обратной связи $G = 0$

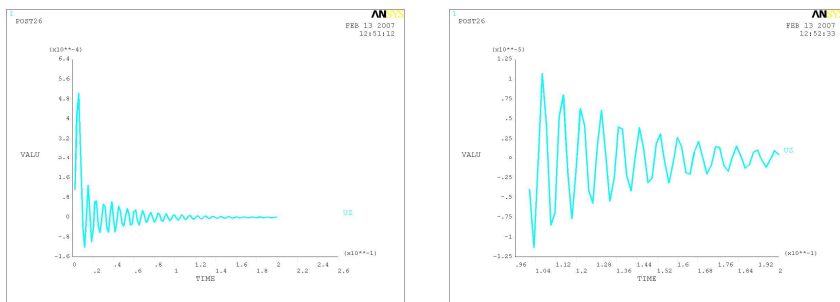


Рис. 6. Зависимость отклонений печатного узла *BU-65572i* от времени под действием ударной нагрузки, при коэффициенте обратной связи $G = 8$

Как видно из полученных результатов, при использовании схемы активного подавления вибраций с коэффициентом обратной связи равном $G = 8$, при гашении гармонических вибраций происходит уменьшение максимальных значений амплитуд около первой собственной частоты практически на 70 %, и около второй на 64%. При анализе результатов управления ударными возмущениями можно отметить значительное снижение (практически в три раза), времени затухания колебаний. Также снижение на порядок максимальных амплитуд отклонения печатного узла.

Полученные результаты свидетельствуют об эффективности активного подавления механических вибраций и ударных нагрузок в бортовых печатных узлах.

Список литературы: 1. *Сухобрус А.А., Ткаченко В.А.* Конструирование печатных узлов. Харьков ХАИ 1990. – 104. 2. *Brian P. Bailargeon, Senthil S. Vel* Active vibration suppression of sandwich beams using piezoelectric shear actuators: experiments and numerical simulations. Journal of intelligent material systems and structures. Vol. 16. 2005. – 517-530. 3. *Newman, S.M.* Active damping control of a flexible space structure using piezoelectric sensors and actuators. Master's Thesis. U.S. Naval Postgraduate School. 1992. 4. *Preumont A.* Active vibration control.

Поступила в редакцию 19.11.07