

В электрических моделях исходными являются электрические параметры; в физико-топологических – геометрические параметры и электрофизические характеристики материалов; в технологических – параметры технологических операций; в стоимостных – параметры качества и сложности конструкции, а также стабильность технологического процесса; в надёжных – эксплуатационные факторы.

В данном докладе рассмотрены математические модели проектирования электронных узлов на основе многослойных печатных плат и элементной базы импортного производства с бессвинцовыми выводами.

На основе математических моделей разработаны алгоритмы работы подсистемы САПР, обеспечивающей процесс автоматизированного проектирования электронных узлов с учётом внешних воздействующих факторов на всех этапах. Алгоритмы позволяют проводить анализ печатных плат. Приведены примеры проектирования узлов. Предложенная подсистема позволила сократить время и повысить качество проектирования.

#### **Список использованных источников**

1. Татуев А.И. Испытания и моделирование //Надёжность и качество: Труды Международного симпозиума: в 2-х томах/под редакцией Н.К. Юркова – Пенза: ПГУ, 2007. – 1 т. – С. 259-261.

### **РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ И ВЕРОЯТНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕБАНИЙ ПРИ ИСПЫТАНИИ НАВЕСНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЭЛЕКТРОННЫХ СРЕДСТВ**

Краснощекова Г.Ф., Наседкин А.В., Тюлевин С.В.  
Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П.Королева  
(национальный исследовательский университет),  
г. Самара

В статье даются некоторые понятия вибрационной прочности навесных элементов электронных средств. Проведен расчет основных

параметров вибрации: передаточных отношений, ресурса работы и время испытаний, коэффициента упругости и напряжения в схемах крепления элементной базы, скорость разрушения. Приведены выражения для оценки вибрационных характеристик.

Практика показывает, что наиболее опасной механической нагрузкой, приводящей к разрушению выводов элементной базы при креплении их на плату является вибрация.

Колебания, которые передаются на элементы крепления элементной базы, вызывают сложные вибрационные напряжения. Энергия передается от источника колебаний многим элементам несущей конструкции и вызывает новые колебания, т.е. вибрация имеет сложный характер и представляет собой колебания переменной частоты и переменной амплитуды. Обычно колебания имеют нелинейный характер с переменной величиной добротности и с достаточно большим числом резонансных частот и полос. Как и при волновых процессах здесь имеются понятия коэффициента связи, коэффициента передачи, коэффициента затухания, коэффициента влияния.

В качестве анализа рассмотрим несколько вибрационных параметров, необходимых при испытании изделий.

#### 1. Передаточный коэффициент.

Если известно перемещение элемента с массой  $m$ , амплитудой  $A_m$ , частотой  $f$ , то скорость, ускорение, энергия, мощность могут быть рассчитаны по формулам:

$$\begin{aligned} V &= A_m \omega; & E &= m \omega^2 A_m^2; & \omega &= 2\pi f. \\ a &= A_m \omega^2; & P &= m \omega^3 A_m^2; \end{aligned}$$

Характерным свойством вибрационного повреждения можно считать постепенный незаметный характер. Действие вибрации можно описать схемой показанной на Рис.1.

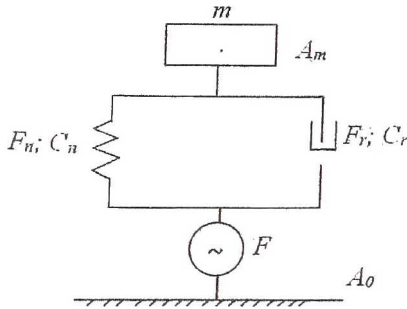


Рис.1.Схема действия вибрации

Имеется источник вибрации, который действует на упругий элемент силой  $F$ , имеются силы упругости  $F_n = \frac{x}{C_n}$ , силы сопротивления(демпфирующие силы)  $F_r = C_r \frac{dx}{dt}$ , зависящие от материала элемента, свойств среды и величины механических напряжений.

Тогда дифференциальное уравнение колебаний можно записать в следующем виде:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + C_r \frac{dx}{dt} + \frac{x}{C_n} = F,$$

где

$t$  - время,

$x$  - перемещение (координаты),

$m$  - масса,

$C_r$  -коэффициент демпфирования,

$C_n$ -коэффициент упругости.

В некоторых случаях удобней пользоваться обратной величиной

$$K = \frac{1}{C_n} \text{ коэффициентом жесткости.}$$

Для одночастотной вибрации можно использовать выражения:

$$\begin{aligned} F &= F_0 e^{i\omega t}; & x &= A_m e^{i\omega t}; \\ x_0 &= A_0 e^{i\omega t}; & \omega &= 2\pi f, \end{aligned}$$

где

$x_0$  - перемещение источника вибрации,

- амплитуда колебаний источника вибрации,
- амплитуда колебаний элемента,
- амплитудное значение силы источника вибрации,
- частота.

Учитывая эти выражения и подставляя их в дифференциальное уравнение получим:

$$\left(-m\omega^2 + i C_r \omega + \frac{1}{C_n}\right) A_m = F_0 .$$

Если положить  $\omega_0^2 = \frac{1}{C_n m}$ ;  $\frac{C_r}{m} = \frac{\omega_0}{Q}$ ,

где  $f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$  - резонансная частота,  $Q$  - добротность получим выражение:

$$\left(-\frac{\omega^2}{\omega_0^2} + 1 + i \frac{\omega}{\omega_0} \frac{1}{Q}\right) A_m = \frac{F_0}{m\omega_0^2} = \frac{F_0}{C_n} = A_0 .$$

Модуль комплексной функции является отношением амплитуды колебаний элемента к амплитуде источника вибрации представляет собой передаточное отношение, которое равно

$$\alpha_n = \left| \frac{A_m}{A_0} \right| = \left[ \left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{\omega}{\omega_0} \cdot \frac{1}{Q}\right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}}$$

и играет важнейшую роль в приложениях вибрационной техники.

## 2. Ресурс работы и время испытаний.

Разрушение под действием вибрационных нагрузок очень сложный процесс. Возникает разрушение в микроструктуре материала, развивается на границе зерен и неоднородностей в трещины и зоны с концентрацией напряжений. В областях пика нагрузки возникают микросдвиги, которые не всегда зависят от формы пика и его длительности. Эти микросдвиги накапливаются, суммируются, что вызывает рост деформаций.

Если нагрузка симметрична, то принято считать не число пиков, а число периодов или циклов.

Число циклов до разрушения можно определить формулой

$$N_m = N_{-1} \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_m} \right)^8; \quad \sigma_{-1} < \sigma_m < \sigma_T$$

$$\text{при } 10^4 < N_m < 10^7$$

где

$\sigma_m$  - амплитудное значение напряжения,

$\sigma_T$  - предел текучести материала,

$\sigma_{-1}$  - предел усталостной прочности,

$N_{-1}$  - разрушающее число циклов при напряжении  $\sigma_{-1}$ ,

$N_m$  - разрушающее число циклов при напряжении  $\sigma_m$ .

При гармонической вибрации на резонансной частоте динамические напряжения максимальны и при этом фиксируется минимальное время до разрушения  $t_0$ ,

$$t_0 = \frac{N_{-1}}{f_0} \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_m} \right)^8,$$

которое является основным при выборе параметров режима испытания, к которому относятся:

- ускорение стола, которое можно определить выражением

$$a_n = A_n \omega_n^2; \quad \omega_n = 2\pi f_n;$$

где

$A_n$  - амплитуда перемещения стола,

$f_n$  - частота вибрации стола.

- напряжения элемента крепления при испытании

$$\sigma_n = \sigma_0 \alpha_n \frac{a_n}{g},$$

где

$\sigma_0$  - статическое напряжение,

$\sigma_n$  - динамическое напряжение,

$g$  - ускорение свободного падения,

$\alpha_n$  - передаточный коэффициент

- время испытания до разрушения

$$t_n = \frac{N - 1}{f_n} \left( \frac{\sigma - 1}{\sigma_n} \right)^8$$

3. Коэффициенты упругости и напряжения схем крепления элементной базы.

Рассмотрим два вида виброопасного крепления элементной базы, показанного на рис. 2.

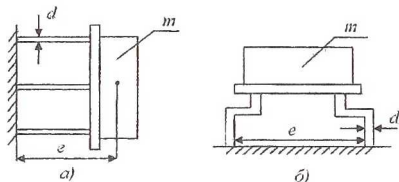


Рис.2. Виброопасные крепления элементной базы

Коэффициент упругости  $C_n$  при достаточно большом соотношении длины ножек к диаметру можно определить величиной прогиба под действием силы

$$F_g = mg; \quad C_n = \frac{Y}{P_g};$$

Тогда для случая а прогиб равен

$$y_a = \frac{F_g l^3}{3EJ}$$

Для случая б прогиб равен

$$y_b = \frac{F_g l^3}{48EJ}$$

где  $l$  - длина,

$y_a; y_b$  - прогибы для разных вариантов крепления,

$E$  - модуль упругости материала,

$J$  - момент инерции ножек,  $J=0,05d^4$  - для одной ножки круглого сечения,

где  $d$  - диаметр вывода.

Напряжение изгиба для рассматриваемых вариантов крепления равно

$$\sigma_{0a} = \frac{F_g l}{W}; \quad \sigma_{0б} = \frac{F_g l}{4W}$$

где  $W$  - момент сопротивления

$$W=0,1d^3$$

для одного

вывода круглого сечения.



### 3. Скорость разрушения.

Разрушение ряда материалов определяется числом резонансных колебаний. Если к детали приложено  $n(\sigma)$  циклов нагружения при напряжении  $\sigma$ , а деталь выдерживает при этом же нагружении до разрушения  $N(\sigma)$  циклов, то для сравнения долговечности различных нагрузок можно ввести величину разрушения  $S(\sigma)$ , которая является величиной повреждения или разрушения:

$$S(\omega) = \frac{n(\sigma)}{N(\sigma)}.$$

Кроме того, нужно ввести еще и частичную величину разрушения

$$S_k = \frac{n(\sigma_k)}{N(\sigma_k)}$$

Где  $n(\sigma_k)$  - количество действующих циклов, имеющих напряжения  $\sigma_k$   
 $N(\sigma_k)$  - разрушающее число циклов при напряжении  $\sigma_k$ , которые имеют несколько значений амплитуд напряжений. Частные величины разрушения складываются, т.е.  $S = \sum S_k$ .

Теперь можно найти скорость разрушения изделия:

$$V_k = \frac{dS_k}{dt} \text{ - частная скорость разрушения.}$$

$$V = \frac{dS}{dt} \text{ - полная скорость разрушения.}$$

Величина частного повреждения за данное время и величина частной скорости повреждения может быть представлена следующими выражениями:

$$S_k = \frac{f_k P_k}{N - 1} \left( \frac{\sigma_k}{\sigma - 1} \right)^8 t; \quad V_k = \frac{f_k P_k}{N - 1} \left( \frac{\sigma_k}{\sigma - 1} \right)^8;$$

Где  $P_k$  – вероятности для данного источника вибрации (вероятность амплитуды)

Из вышесказанного можно сделать следующее заключение, что применение электронных средств в различных условиях эксплуатации требует широкого диапазона прочности к различным действиям механических нагрузок (вибрационных, ударных). Возникающие напряжения и разрушающие причины различны.

## Список использованных источников

1.Взятышев В.Ф. Методы поиска проектно-конструкторских решений при разработке радиоэлектронных средств.М:изд-во МЭИ,1093.85с.

2.Медведев А.М. Технологическое обеспечение надежности межсоединений /А.М.Медведев//Технологии в электронной промышленности.-2005.-№5-С.60-62.