

ОСОБЕННОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕЧАТНЫХ УЗЛОВ В ДВУХМЕРНЫХ ЗАДАЧАХ

И. И. Кочегаров, Г. В. Таньков, Н. К. Юрков

Введение

Для исследования поведения конструкции электронных средств под воздействием различных механических факторов применяют методы конечных элементов и методы конечных разностей. Анализ математической модели, решаемой методом конечных разностей для механических процессов применительно к конструкциям РЭС, приводится далее. Знание того, какие исходные данные требуются для расчета, необходимо для возможности встраивания такой математической модели в процесс проектирования и обеспечения ее необходимым минимумом исходных данных для получения корректного результата.

Описание предмета исследования

Механические процессы в элементах несущих конструкций при динамических внешних воздействиях (удары, вибрации) представляются как процессы в полях упругих деформаций. Эти процессы характеризуются тем, что движение любого бесконечно малого элемента определяется действием соседних элементов, массовыми силами и силами инерции [1].

Поскольку конструкции радиоэлектронных средств в общем случае рассматриваются как системы с распределенными параметрами, то в основу их расчетной модели могут быть положены дифференциальные уравнения в частных производных линейной теории упругости. Например, трехмерное напряженное состояние упругой среды описывается уравнениями Ламе [2, 3], которые в прямоугольной системе координат имеют вид

$$\begin{aligned} (\lambda + 2\mu) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + (\lambda + \mu) \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial z} \right) + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \\ (\lambda + 2\mu) \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + (\lambda + \mu) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y \partial z} + \frac{\partial^2 u}{\partial y \partial x} \right) + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right) &= \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}, \\ (\lambda + 2\mu) \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + (\lambda + \mu) \left(\frac{\partial^2 u}{\partial z \partial x} + \frac{\partial^2 v}{\partial z \partial y} \right) + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) &= \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \end{aligned} \quad (1)$$

где λ и μ – константы Ламе, характеризующие физико-механические свойства материала:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{Ev}{(1+\nu)(1-2\nu)}, \\ \mu &= \frac{E}{2(1+\nu)}, \end{aligned} \quad (2)$$

где E – модуль Юнга; ν – коэффициент Пуассона; ρ – плотность материала.

Расчет вибраций конструкций сложной формы (какими являются конструкции РЭС) путем аналитического решения системы уравнений (1) – трудноразрешимая задача. Поэтому для аналитического решения относительно простых задач применяют различные гипотезы о характере деформирования материалов конструкции, чтобы в итоге решение оказалось приемлемым для инженерной практики. Мы также будем пользоваться этим приемом.

В классической теории упругости широко применяется гипотеза прямых нормалей (гипотеза Кирхгофа–Лява) [4], которая приводит к известному дифференциальному уравнению технической теории изгиба [5]. Использование этой гипотезы дает хорошие результаты при расчетах статических процессов нагружения конструкций. Как будет показано ниже, расчеты вибраций на основе гипотезы прямых нормалей часто дают удовлетворительные результаты, и мы также будем пользоваться уравнениями, полученными на основе этой гипотезы, например, для пластин и пластинчатых конструкций.

Выбранные способы математического описания динамических процессов в пластинчатых конструкциях основаны на идеализированных представлениях о процессах деформирования упругих сред. Реальные материалы различных конструкций не являются идеально упругими, и это отличие проявляется в том, что все материалы обладают потерями энергии на внутреннее трение. В процессе нагружения в материалах возникают силы внутреннего трения, или диссипативные силы [6, 7].

В динамике диссипативные силы играют существенную роль, являясь, например, причиной затухания упругих колебаний в конструкциях. Если бы этих сил не было, то на резонансных частотах конструкции амплитуды колебаний и коэффициенты усиления возрастали бы бесконечно.

Поэтому учет диссипативных сил при решении динамических задач весьма полезен с точки зрения приближения процессов в модели к процессам в реальной конструкции.

Но, как правило, надежной информации о распределении сил трения в упругой системе не имеется [8], поэтому при учете потерь энергии на внутреннее трение пользуются разного рода гипотезами о распределении сил трения в материале [9, 10].

В данной работе потери энергии на внутреннее трение предлагается учитывать, используя понятие вязкости твердых тел. С этой целью используется реологическая модель Кельвина–Фойгта для линейной упруго-вязкой среды, в которой складываются упругие и вязкие напряжения:

$$\sigma = E\varepsilon + \eta\dot{\varepsilon}, \quad (3)$$

где ε – деформация материала; $\eta\dot{\varepsilon}$ – диссипативная компонента напряжения; E – модуль упругости материала; η – коэффициент, характеризующий вязкость материала.

На основе принятой модели (3) в работах [11, 12] разработан способ учета диссипативных сил в математическом описании вязкоупругого деформирования материалов и получения уравнения динамического равновесия с учетом вязкости в виде

$$\begin{aligned} U + A_\eta \frac{\partial U}{\partial t} &= \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \\ V + A_\eta \frac{\partial V}{\partial t} &= \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}, \\ W + A_\eta \frac{\partial W}{\partial t} &= \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \end{aligned} \quad (4)$$

где $A_\eta = \eta/\mu = 2\eta(1+\nu)/E$; U, V, W – соответственно левые части уравнений Ламе в формуле (2); $\eta \equiv \delta/\pi\omega_0$ – коэффициент динамической вязкости; δ – логарифмический декремент колебаний; ω_0 – частота собственных колебаний.

Рациональность такого способа учета диссипативных сил (4) состоит в том, что здесь удается выразить сумму упругих и вязких напряжений через одни упругие напряжения, что очень экономично по объему вычислений и объему используемой оперативной памяти при проведении расчетов на ЭВМ.

Способы построения математического описания динамики пластин и пластинчатых конструкций на основе аппроксимирующих функций

Для расчета динамических процессов в пластинах и пластинчатых конструкциях обычно используется уравнение в двумерной постановке, построенное на основе гипотезы прямых нормалей [3], которое имеет вид

$$D \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right) = -\rho d \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \quad (5)$$

где ρ – плотность материала; d – толщина пластины; D – цилиндрическая жесткость при изгибе пластин

$$D = \frac{Ed^3}{12(1-\nu^2)}, \quad (6)$$

здесь E – модуль упругости; ν – коэффициент Пуассона.

Уравнение (5) не является волновым [9], так как волновые уравнения имеют одинаковый порядок производных по времени и координатам. При нарушении этого условия скорость распространения волн в расчете безгранично возрастает с увеличением частоты колебаний, что противоречит эксперименту. Это связано с идеализацией картины деформирования гипотезой прямых нормалей, в которой не учитываются такие факторы, как инерция вращения элементов пластины, искривление сечения и т.д.

Эти факторы не играют существенной роли при достаточно длинных по сравнению с толщиной пластины изгибных волнах, но при малых длинах волн их влияние становится значительным.

Более общий подход к построению уравнений динамики пластин состоит в том, что форма сечений в процессе деформирования заранее не предопределяется; функция перемещения по толщине пластины выражается в виде некоторого ряда с неопределенными коэффициентами (аппроксимирующая функция), которые должны быть вычислены в процессе решения задачи. В качестве членов ряда целесообразно использовать полиномы Лежандра [13]. Каждый из полиномов Лежандра хорошо аппроксимирует функцию перемещения, соответствующую определенному виду деформации пластины (линейное растяжение, поворот сечения и т.д.), а свойство взаимной ортогональности этих полиномов позволяет значительно упростить расчетные соотношения.

В [12] разработано математическое описание вибраций пластин с учетом разложения перемещений и напряжений по толщине пластины в ряд по полиномам Лежандра, построенное на базе основных идей и принципов работы [13].

В качестве точных уравнений использованы уравнения Ламе в частных производных. После умножения каждого из них на полином Лежандра и интегрирования по толщине пластины получены уравнения динамического равновесия в виде

$$\begin{aligned} & \left[(\lambda + 2\mu) \frac{\partial^2 u_n}{\partial x^2} + \lambda \frac{\partial^2 v_n}{\partial x \partial y} + \frac{\lambda}{h_z} \sum_m A_m \frac{\partial w_m}{\partial x} \right] + \left[\mu \left(\frac{\partial^2 u_n}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_n}{\partial x \partial y} \right) \right] - \\ & - \left[\frac{\mu}{h_z^2} \sum_q A_{nq} u_q + \frac{\mu}{h_z} \sum_\rho (1 + 2\rho) \frac{\partial^2 w_\rho}{\partial x} \right] + \frac{1}{h_z} \left[\sigma_{xz}(h_z) - (-1)^n \sigma_{xz}(-h_z) \right] = \rho \frac{\partial^2 u_n}{\partial t^2}, \\ & \left[(\lambda + 2\mu) \frac{\partial^2 v_n}{\partial y^2} + \frac{\lambda}{h_z} \sum_m A_m \frac{\partial w_m}{\partial y} + \lambda \frac{\partial^2 u_n}{\partial x \partial y} \right] + \left[\mu \left(\frac{\partial^2 v_n}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_n}{\partial x \partial y} \right) \right] - \\ & - \left[\frac{\mu}{h_z^2} \sum_q A_{nq} v_q + \frac{\mu}{h_z} \sum_\rho (1 + 2\rho) \frac{\partial^2 w_\rho}{\partial y} \right] + \frac{1}{h_z} \left[\sigma_{yz}(h_z) - (-1)^n \sigma_{yz}(-h_z) \right] = \rho \frac{\partial^2 v_n}{\partial t^2}, \\ & \left[\left(\frac{\lambda + 2\mu}{h_z^2} \right) \sum_q A_{nq} w_q + \frac{\lambda}{h_z} \sum_q (1 + 2\rho) \frac{\partial u_\rho}{\partial x} + \frac{\lambda}{h_z} \sum_q (1 + 2\rho) \frac{\partial v_\rho}{\partial y} \right] + \left[\mu \frac{\partial^2 w_n}{\partial x^2} + \right. \\ & + \left. \frac{\mu}{h_z} \sum_m A_m \frac{\partial^2 u_m}{\partial x} \right] + \left[\mu \frac{\partial^2 w_n}{\partial y^2} + \frac{\mu}{h_z} \sum_m A_m \frac{\partial^2 v_m}{\partial y} \right] + \frac{1}{h_z} \left[\sigma_{zz}(h_z) - (-1)^n \sigma_{zz}(-h_z) \right] = \\ & = \rho \frac{\partial^2 w_n}{\partial t^2}, \end{aligned} \quad (7)$$

где A_m, A_{nq} – числовые коэффициенты, получаемые в результате интегрирования; $m = (n+1), (n+3), (n+5), \dots, q = 1, 2, 3, \dots$ независимо от n ; $\rho = (n-1), (n-3), (n-5), \dots, 0 \quad \rho \geq 0$.

Здесь в уравнения движения типа (7) не входит координата z , а сама система содержит $3n$ уравнений.

Для нас важен тот факт, что в полученную систему уравнений (7) в явном виде входят нормальные и касательные напряжения на поверхности платы. Это дает возможность естественным образом ввести в модель упругие и неупругие силы, возникающие на поверхности платы при деформировании навесных элементов и покрытий.

При сведении уравнений (7) к виду (5) в последнем аналогично в явном виде остаются нормальные напряжения на поверхности платы:

$$D\Delta^2 w + [\sigma_{zz}(h_z) - \sigma_{zz}(-h_z)] = -\rho d \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \quad (8)$$

где Δ – оператор Лапласа.

Использование этих напряжений при расчетах дает возможность учесть дополнительно поверхностные силы, возникающие при деформировании навесных элементов и покрытий.

Теперь можно чисто формальным путем произвести учет потерь энергии на внутреннее трение в математическом описании вибраций пластин с учетом разложения искомых функций в ряд по полиномам Лежандра. Для этого обозначим левые части уравнений (7) через функции U_n, V_n и W_n соответственно. В итоге получим

$$\begin{aligned} U_n + A_\eta \frac{\partial U_n}{\partial t} &= \rho \frac{\partial^2 u_n}{\partial t^2}, \\ V_n + A_\eta \frac{\partial V_n}{\partial t} &= \rho \frac{\partial^2 v_n}{\partial t^2}, \\ W_n + A_\eta \frac{\partial W_n}{\partial t} &= \rho \frac{\partial^2 w_n}{\partial t^2}. \end{aligned} \quad (9)$$

Для проведения расчетов уравнения (9) приводятся к виду рекуррентных соотношений [1]:

$$\begin{aligned} u_n(t+\tau) &= (1 + \frac{A_\eta}{\tau}) \frac{\tau^2}{\rho} U_{h(n)}(t) - \frac{A_\eta}{\tau} \frac{\tau^2}{\rho} U_{h(n)}(t-\tau) + 2u_n(t) - u_n(t-\tau), \\ v_n(t+\tau) &= (1 + \frac{A_\eta}{\tau}) \frac{\tau^2}{\rho} V_{h(n)}(t) - \frac{A_\eta}{\tau} \frac{\tau^2}{\rho} V_{h(n)}(t-\tau) + 2v_n(t) - v_n(t-\tau), \\ w_n(t+\tau) &= (1 + \frac{A_\eta}{\tau}) \frac{\tau^2}{\rho} W_{h(n)}(t) - \frac{A_\eta}{\tau} \frac{\tau^2}{\rho} W_{h(n)}(t-\tau) + 2w_n(t) - w_n(t-\tau), \end{aligned} \quad (10)$$

где $U_{h(n)}, V_{h(n)}, W_{h(n)}$ – левая часть (7), представляемая в разностной форме.

Уравнения (10) позволяют построить алгоритм рекуррентного вычислительного процесса для определения искомых функций, изменяя шаг по времени τ и подставляя в правую часть известные значения u_n, v_n, w_n , последовательно по временным шагам можно вычислить значения требуемых функций.

Расчет нестационарных процессов с учетом свойств навесных элементов

В расчетных уравнениях (10) учитываются потери энергии на внутреннее трение, возникающее в материале несущей пластины.

Для учета неупругих свойства навесных элементов используется способ, примененный в [11]. Тогда, например, третье уравнение в (10) преобразуется к виду

$$\begin{aligned}
 w_n(t + \tau) = & (1 + \frac{A_\eta}{\tau}) \frac{\tau^2}{\rho} W_{h(n)}(t) - \frac{A_\eta}{\tau} \frac{\tau^2}{\rho} W_{h(n)}(t - \tau) + \frac{1}{h_z h_x h_y} \frac{\tau^2}{\rho} \left[(1 + B_\eta)(k_{11} w_{n,1}(t) + \right. \\
 & + k_{12} u_{n,1}(t) + k_{13} v_{n,1}(t) + \dots + k_{1n} v_{n,n}(t)) - \frac{1}{h_z h_x h_y} \frac{\tau^2}{\rho} \left[B_\eta(k_{11} w_{n,1}(t - \tau) + k_{12} u_{n,1}(t - \tau) + \right. \\
 & \left. \left. k_{13} v_{n,1}(t - \tau) + k_{14} w_{n,2}(t - \tau) + \dots + k_{1n} w_{n,n}(t - \tau)) \right] + 2w_n(t) - w_n(t - \tau) \right].
 \end{aligned} \quad (11)$$

Аналогично записываются другие уравнения.

Таким образом, в расчетной модели учитываются не только потери энергии на внутреннее трение в материале пластины (коэффициент A_η), но и потери энергии в выводах навесных элементов или в материале покрытий (коэффициент B_η).

При численном решении функции $U_{h(n)}, V_{h(n)}, W_{h(n)}$ в уравнениях (11) представляются в разностной форме.

В нестационарных задачах кроме граничных условий необходимо задавать начальные условия, т.е. состояние конструкции в начальный момент времени $t = 0$.

При расчете вибраций необходимо знать начальное энергетическое состояние всех элементов, которое зависит от их потенциальной и кинетической энергии. Потенциальная энергия определяется силами упругости, т.е. взаимным расположением узлов, а кинетическая – их скоростью.

Иными словами, в начальных условиях нужно задать все начальные перемещения и скорости. Удобно использовать такие моменты времени, когда состояние конструкции известно полностью. Например, момент начала движения и момент остановки при возбуждении модели кинетическим ударным воздействием – случай нулевых начальных условий. При этом модель в два начальных момента времени находится в недеформированном состоянии.

Полученная таким образом система разностных уравнений (11) совместно с краевыми условиями, записанными в разностной форме, представляет собой разностную постановку краевой задачи расчета нестационарных процессов. Входящие сюда алгебраические уравнения должны образовать замкнутую систему.

Формированием системы алгебраических уравнений завершается построение дискретной расчетной модели конструкции.

Анализ режимов вынужденных колебаний

Для анализа изгибных колебаний пластин широко используется бигармоническое уравнение [15]. Его основное достоинство – простота. Для низкочастотных процессов уравнение (5) дает удовлетворительные для практики результаты.

В данной работе используется разработанная в [13, 16] на основе бигармонического уравнения (5) дискретная модель для анализа вынужденных колебаний пластинчатых конструкций типа печатных плат с различными способами закрепления и с учетом массы навесных электрорадиоэлементов (ЭРЭ). Алгоритм модели построен так, что позволяет вести расчет либо при жестком креплении платы, либо с учетом амортизаторов, либо с сочетанием этих типов крепления. Необходимость учета амортизаторов вытекает из потребностей производства, поскольку в настоящее время наиболее перспективными методами снижения перегрузок ЭРЭ считается использование демпфирующих прослоек и малогабаритных виброизоляторов [17]. Внешние воздействия задаются в каждую из точек крепления конструкции кинематическим способом; модель позволяет проводить расчеты, когда точки крепления кинематически связаны и когда они кинематически не связаны.

При построении модели пластины (5) преобразуется к виду

$$-D \Delta^2 w = p_i \rho d \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \quad (12)$$

где левая часть записана через оператор Лапласа, d – толщина пластины.

С учетом потерь энергии на внутреннее трение, внешней гармонической возмущающей силы $F(x, y, t)$ и коэффициента динамической вязкости уравнение (12) запишется

$$- \left[D \Delta^2 w + \eta \frac{\partial}{\partial t} D \Delta^2 w \right] = p_i \rho d \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + F(x, y, t). \quad (13)$$

В общем случае для узла модели, «связанного» с амортизатором (рис. 1), в уравнение состояния (13) вводятся члены

$$F_{a_i} = C_{a_i} (w_i - w_k), \quad (14)$$

где C_{a_i} – жесткость амортизатора (верхнего – $C_{ав}$ и нижнего – $C_{ан}$), w_i – соответствующее перемещение узла платы, w_k – перемещение корпуса, к которому крепится амортизатор (рис. 1).

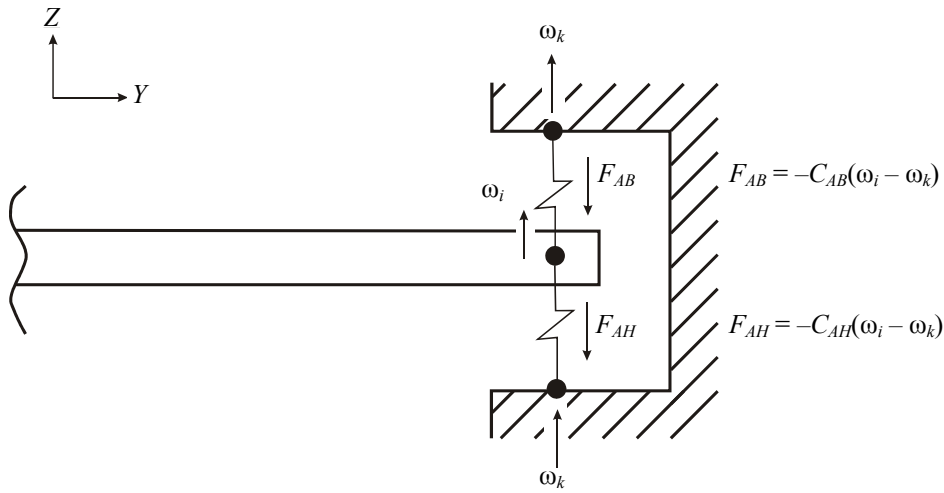


Рис. 1. Схема крепления точки платы на амортизаторах

Поделив (14) на площадь крепления амортизатора и учитывая потери на затухание в амортизаторе, подставим (14) в (13):

$$\begin{aligned} -D \Delta^2 w - \frac{(C_{ав} + C_{ан})}{S_a} (w_i - w_k) - \eta_a \frac{\partial}{\partial t} D \Delta^2 w - \eta_a \frac{\partial}{\partial t} \frac{(C_{ав} + C_{ан})}{S_a} (w_i - w_k) = \\ = F(x, y, t) + p_i \rho d \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \end{aligned} \quad (15)$$

где S_a – площадь амортизатора, η_a – коэффициент динамической вязкости амортизатора.

Заменим производные по времени в левой части (15) их разностным аналогом с шагом дискретизации по времени, равным τ :

$$\begin{aligned} -D \Delta^2 w(t) - \frac{\eta_a}{\tau} \left[D \Delta^2 w(t) - D \Delta^2 w(t - \tau) \right] - \frac{(C_{ав} + C_{ан})}{S_a} (w_i(t) - w_k(t)) - \\ - \frac{\eta_a}{\tau} \left[\frac{(C_{ав} + C_{ан})}{S_a} (w_i(t) - w_k(t)) - \frac{(C_{ав} + C_{ан})}{S_a} (w_i(t - \tau) - w_k(t - \tau)) \right] = \\ = p_i \rho d \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \end{aligned} \quad (16)$$

где $w(t)$ – перемещения узлов платы в настоящем временном слое, $w(t - \tau)$ – перемещения в прошедшем временном слое.

Раскрыв скобки в (16) и сгруппировав члены уравнения, получим окончательно

$$\begin{aligned} & - \left[\frac{(1 + AKV)D}{p_i \rho d} \Delta^2 w(t) + \frac{(1 + AKV_a)}{p_i \rho d S_a} \{ [C_{ав} + C_{ан}] (w_i(t) - w_k(t)) \} \right] - \\ & - \left[\frac{AKV \cdot D}{p_i \rho d} \Delta^2 w(t - \tau) + \frac{AKV_a}{p_i \rho d S_a} \{ [C_{ав} + C_{ан}] (w_i(t - \tau) - w_k(t - \tau)) \} \right] = \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2}, \end{aligned} \quad (17)$$

где $AKV = \frac{\eta}{\tau}$, $AKV_a = \frac{\eta_a}{\tau}$; p_i – коэффициент плотности, учитывающий массу навесного элемента [18].

Фактически левая часть (17) представляет собой ускорение a каждой точки платы. С учетом этого и выразив вторую производную в правой части ее разностным аналогом, запишем расчетное рекуррентное соотношение:

$$-\tau^2 a + 2w(t) - w(t - \tau) = w(t + \tau). \quad (18)$$

Для построения дискретной расчетной модели пластины представляем производные, входящие под знак оператора Лапласа в левой части (18), в разностном виде [19]. Получим уравнение, справедливое для любого узла сетки в пределах пластины и отстоящее от границы не менее чем на два шага. Чтобы уравнение было справедливо и для остальных узлов, в том числе и граничных, вводятся законтурные узлы. Поскольку уравнение содержит производные четвертого порядка, которые в разностном виде записываются на пятиточечном шаблоне, в общем случае вводятся два ряда законтурных узлов. Различные варианты закреплений и соответствующие им граничные условия разобраны в [13]. Масса навесного элемента учитывается в модели в виде коэффициента плотности:

$$p_i = \frac{m_{\Sigma}}{h_x h_y d} + \rho_n, \quad (19)$$

где m_{Σ} – масса (или часть массы) навесного ЭРЭ, относящаяся к данному узлу; h_x, h_y – шаги сетки по осям x и y ; d – толщина пластины; ρ_n – плотность материала пластины.

Такое представление эквивалентно построению модели для платы, материал которой имеет переменную плотность. Такой подход позволяет учесть нерегулярное распределение элементов на плате.

Алгоритм поиска зон навесных электрорадиоэлементов

Навесные электрорадиоэлементы (ЭРЭ) задаются при подготовке расчетной модели в виде прямоугольных проекций их на плоскость пластины. Координаты каждой такой зоны назначаются по габаритным размерам ЭРЭ. При регулярной структуре несколько ЭРЭ могут быть объединены в одну зону.

Важную роль играет адекватное размещение элемента в узлах конечно-разностной сетки. Вокруг каждого узла модели-сетки (рис. 2, 3) выделяется дискретный элемент размером $h_x \times h_y$, где $h_x = x_{kn_R} - x_{kn_L}$ и $h_y = y_{kn_R} - y_{kn_L}$ – шаги сетки по осям координат.

Определяется принадлежность каждого навесного элемента к соответствующему узлу (или узлам) сетки путем сравнения координат узла с координатами зоны навесного ЭРЭ.

Графически идея поиска зон навесных ЭРЭ отражена на рис. 2 и 3, где выявлены все возможные случаи пересечения навесного элемента с дискретным элементом сетки. Значение dX и dY численно показывают, какая часть площади навесного элемента относится к данному узлу.

После этого анализа вычисляется коэффициент плотности p_i каждого узла модели по (19). При пресечении в узле нескольких элементов их коэффициенты плотности суммируются.

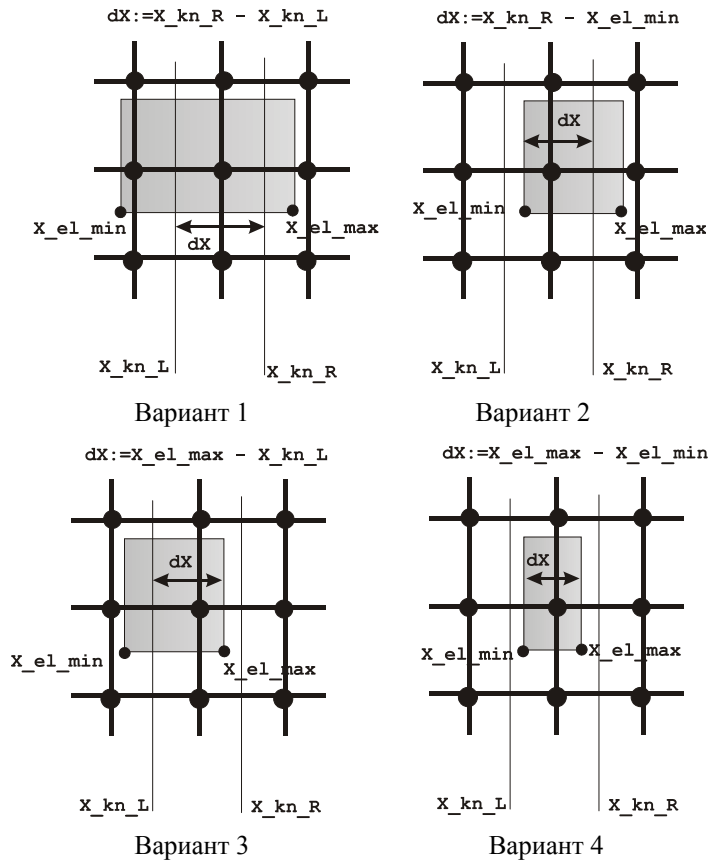


Рис. 2. Для расчета коэффициента плотности по X

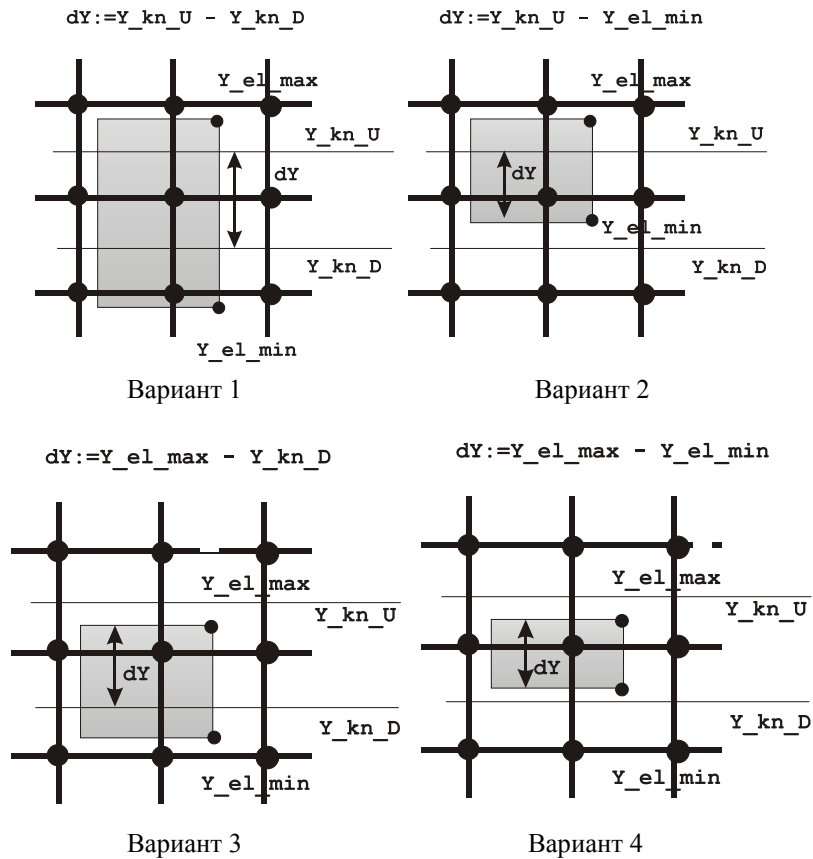


Рис. 3. Для расчета коэффициента плотности по Y

Полученные результаты

В данной работе описана методика построения модели пластинчатой конструкции электронного узла. Выбрана модель расчета вибраций конструкций сложной формы. Выбрана рациональная методика учета диссипативных сил, позволяющая очень экономично по объему вычислений и объему используемой оперативной памяти использовать ресурсы ЭВМ при проведении расчетов.

Обоснован выбор алгоритма рекуррентного вычислительного процесса для определения аппроксимирующих функций для метода конечных разностей.

Выбрана модель расчета нестационарных процессов с учетом упругих и неупругих свойств навесных элементов и покрытий, позволяющая выполнять моделирование печатных узлов для анализа режимов вынужденных колебаний. Для экономии вычислительных ресурсов задача решается в двухмерном варианте. Для получения максимальной точности предложен алгоритм поиска зон навесных электрорадиоэлементов, позволяющий учесть массы элементов без увеличения размеров сетки математической модели и получить приемлемую точность.

Список источников

1. Yurkov, N. K. Synthesis of a conceptual model of a subject domain. Characteristic features of modeling complex systems / N. K. Yurkov // Meas. Tech. – 2004. – V. 47, № 2. – P. 128–133.
2. Дедков, В. К. Компьютерное моделирование характеристик надежности восстанавливаемых объектов / В. К. Дедков, Н. А. Северцев // Труды Международного симпозиума Надежность и качество. – 2010. – Т. 1. – С. 368–370.
3. Тихонов, А. Н. Уравнения математической физики / А. Н. Тихонов, А. А. Самарский. – М. : Наука, 1975. – 375 с.
4. Самарский, А. А. Методы решения сеточных уравнений / А. А. Самарский, Е. С. Николаев. – М., 1978. – 416 с.
5. Кочегаров, И. И. Исследование влияния размещения радиоэлементов на механические характеристики печатной платы / И. И. Кочегаров, Г. В. Таньков, В. Ф. Селиванов // Труды Международного симпозиума Надежность и качество. – 2007. – Т. 1. – С. 128–130.
6. Maksimov, E. Y. A finite-element model of the thermal influences on a microstrip antenna / E. Y. Maksimov, N. K. Yurkov, A. N. Yakimov // Meas. Tech. – 2011. – V. 54, № 2. – С. 207–212.
7. Баранов, Н. А. Управление состоянием готовности системы безопасности к отражению угрозы / Н. А. Баранов, Н. А. Северцев // Труды Международного симпозиума Надежность и качество. – 2012. – Т. 1. – С. 8–10.
8. Моделирование нестационарных тепловых полей электрорадиоэлементов / В. Б. Алмаметов, А. В. Авдеев, А. В. Затылкин, Г. В. Таньков, Н. К. Юрков, В. Я. Баннов // Труды Международного симпозиума Надежность и качество. – 2010. – Т. 2. – С. 446–449.
9. Shirshov M. V. An Estimate of the Error in Constructing a Geometric Model of an Antenna Mirror by the Delone Method / M. V. Shirshov, N. K. Yurkov, A. N. Yakimov // Meas. Tech. – 2014. – V. 57, № 8. – P. 919–925.
10. Shishulin, D. N. Modeling the radiation of a mirror antenna taking vibration deformations into account / D. N. Shishulin, N. K. Yurkov, A. N. Yakimov // Meas. Tech. – 2014. – V. 56, № 11. – P. 1280–1284.
11. Системы автоматизированного проектирования в радиоэлектронике : справочник / Е. В. Авдеев, А. Т. Еремин, И. П. Норенков, М. И. Песков ; под ред. И. П. Норенкова. – М. : Радио и связь, 1986. – 368 с.
12. Слепян, Л. И. Нестационарные упругие волны / Л. И. Слепян – Л. : Судостроение, 1972. – 376 с.
13. Маквецов, Е. Н. Механические воздействия и защита радиоэлектронной аппаратуры : учеб. для вузов / Е. Н. Маквецов, А. М. Тартаковский. – М. : Радио и связь, 1993. – 346 с.
14. Юрков, Н. К. Моделирование вибрационных воздействий на печатных платах / Н. К. Юрков, И. И. Кочегаров // Алгоритмы, методы и системы обработки данных. – 2004. – № 9-2. – С. 154–159.
15. Морозов, Е. М. ANSYS в руках инженера. Механика разрушения / Е. М. Морозов, А. Ю. Муйземнек, А. С. Шадский. – М. : Ленанд, 2010. – 456 с.
16. Таньков, Г. В. Исследование особенностей вибрационного воздействия на бортовые РЭС / Г. В. Таньков, А. Г. Голубев // Труды Международного симпозиума Надежность и качество. – 2001. – Т. 1. – С. 143.
17. Shishulin, D. N. Research of the Vibration Effects on the Mirror Antenna's Radiation Using ANSYS / D. N. Shishulin, N. K. Yurkov, A. N. Yakimov // Modern problems of radio engineering, telecommunications, and computer science : Proceedings of the International Conference TCSET'2014 Dedicated to the

170th anniversary of Lviv Polytechnical National University. – Lviv ; Slavske, Ukraine : Lviv Polytechnical National University, 2014. – P. 135.

18. Yurkov, N. K. Characteristic features of the control of complex systems utilizing conceptual models / N. K. Yurkov // Meas. Tech. – 2004. – V. 47, № 4. – P. 339–342.
19. Тартаковский А. М. Математическое моделирование в конструировании РЭС : моногр. / А. М. Тартаковский. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 1995. – 112 с.

Кочегаров Игорь Иванович

кандидат технических наук, доцент,
кафедра конструирования
и производства радиоаппаратуры,
Пензенский государственный университет
(440026, Россия, г. Пенза, ул. Красная, 40)
8-(412)-36-82-12
E-mail: ico@mail.ru.

Таньков Георгий Васильевич

кандидат технических наук, доцент,
кафедра конструирования
и производства радиоаппаратуры,
Пензенский государственный университет
(440026, Россия, г. Пенза, ул. Красная, 40)
8-(412)-368-212
E-mail: oldalez@yandex.ru

Юрков Николай Кондратьевич

доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой конструирования
и производства радиоаппаратуры,
Пензенский государственный университет
(440026, Россия, г. Пенза, ул. Красная, 40)
8-(412)-56-43-46
E-mail: yurkov_NK@mail.ru

Аннотация. В работе рассматривается модель, предназначенная для исследования пластинчатой конструкции печатного узла методом конечных разностей. Рассмотрены способы выбора аппроксимирующих функций и методика расчета нестационарных процессов с учетом упругих и неупругих свойств навесных элементов и покрытий, позволяющая выполнять моделирование печатных узлов для анализа режимов вынужденных колебаний. Для получения максимальной точности предложен алгоритм поиска зон навесных электрорадиоэлементов, позволяющий учесть массы элементов без увеличения размеров сетки математической модели.

Ключевые слова: печатный узел, механические воздействия, математическое моделирование, переменная плотность, метод конечных разностей.

Kochegarov Igor Ivanovich

candidate of technical sciences, associate professor,
sub-department of radio equipment
design and production,
Penza State University
(440026, 40 Krasnaya street, Penza, Russia)

Tankov Georgiy Vasilievich

candidate of technical sciences, associate professor,
sub-department of radio equipment
design and production,
Penza State University
(440026, 40 Krasnaya street, Penza, Russia)

Yurkov Nikolay Kondrat'evich

doctor of technical sciences, professor,
head of sub-department of radio equipment
design and production,
Penza State University
(440026, 40 Krasnaya street, Penza, Russia)

Abstract. The functional relationship of number of accidents and damage (death toll) is discussed. The analytical dependences of quantitative values of the frequency of accidents and disasters are approximated by various distributions. The results based on statistics of fires, explosions, emissions of harmful chemicals and dam breaks are given. Also two types of socially significant technological objects – aircraft and nuclear power plants are considered. According to the results obtained, it is highly significant to use the values of technological risk at the stages of design and operation of highly complex crucial systems.

Key words: approximation, accident, model, catastrophe, technogenic risk.

УДК 621.396; 621.8

Кочегаров, И. И.

Особенности исследования динамических характеристик печатных узлов в двухмерных задачах / И. И. Кочегаров, Г. В. Таньков, Н. К. Юрков // Надежность и качество сложных систем. – 2015. – № 2 (10). – С. 13–22.