

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический
университет»

А.В. Турецкий В.А. Шуваев

СОВРЕМЕННЫЕ РЭС СПЕЦНАЗНАЧЕНИЯ: ОСОБЕННОСТИ
ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ

Утверждено Редакционно- издательским
советом университета в качестве
учебного пособия

Воронеж 2015

Турецкий А.В. Современные РЭС спецназначения: особенности проектирования и эксплуатации: учебное пособие [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые и граф. данные (5,0 Мб) / А.В. Турецкий, В.А. Шуваев. – Воронеж: ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2015. – – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM) : цв. – Систем. требования : ПК 500 и выше ; 256 Мб ОЗУ ; Windows XP ; SVGA с разрешением 1024×768 ; MS Word 2007 или более поздняя версия или (Adobe Acrobat) ; CD-ROM дисковод ; мышь. – Загл. с экрана.

В учебном пособии рассмотрены вопросы обеспечения требуемых характеристик радиоэлектронных средств спецназначения. Издание может быть полезно магистрантам, изучающим вопросы проектирования радиоэлектронных средств.

Издание соответствует требованиям Федерального государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению 211000.68 «Конструирование и технология радиоэлектронных средств» (магистерская программа «Автоматизированное проектирование и технология радиоэлектронных средств специального назначения»), дисциплине «Современные РЭС спецназначения: особенности проектирования и эксплуатации».

Табл. 1. Ил. 30. Библиогр.: 66 назв.

Рецензенты: кафедра основ радиотехники и электроники Воронежского института ФСИИ России (нач. кафедры канд. техн. наук, доц. Р.Н. Андреев); д-р техн. наук, проф. В.М. Питолин

© Турецкий А.В., Шуваев В.А., 2015

© Оформление. ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2015

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день проведение анализа характеристик радиоэлектронных средств (РЭС) спецназначения, состоящих из радиоэлектронных модулей (РМ) различных уровней, с учетом влияния механических воздействий осложняется разнообразием типов электронных компонентов и способами их установки, ростом интенсивности механических воздействий и их видов, многообразием технологических материалов.

Жесткие условия эксплуатации значительно влияют на работоспособность и надежность РМ. Причинами возникновения этих воздействий могут быть дорожные неровности, падения и удары, двигатели, в том числе и реактивные, вращающиеся разбалансированные массы, взрывы и многие другие. Отказы РМ, связанные с разрушением его диэлектрического основания (печатной платы (ПП)), появлением микротрещин в паяных соединениях, отрывом электронного компонента и др., выявляются, как правило, на завершающих этапах разработки изделия при выходных лабораторных испытаниях и приводят к длительным процессам оптимизации конструкции, что серьезно увеличивает время проектирования и стоимость.

В связи с этим для повышения эффективности проектных работ широко применяют средства инженерного анализа, базирующиеся на методах математического моделирования. Однако анализ применяемых программных пакетов САПР на радиотехнических предприятиях, таких как Pro/Engineer, Solid Works, КОМПАС и др. показывает, что они не предназначены для детального анализа механических характеристик такой структурной единицы РЭС, как радиоэлектронный модуль: отсутствует возможность моделирования процессов нарушения контактов плата-компонент, контакт межслойных соединений в МПП и др. Математическое моделирование этих элементов РМ представля-

ется сложнейшей задачей, зависящей от многих факторов: вида корпуса электрорадиоэлемента (ЭРЭ), марки припоя, режимов пайки, размера и количества слоев в МПП, технологии изготовления МПП и др. Оценка надежности этих элементов может быть проведена только с помощью лабораторных испытаний.

В пособии рассматриваются вопросы проектирования РЭС спецназначения с учетом влияния жестких условий эксплуатации.

1. ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПЛЕКСНОГО АНАЛИЗА МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЭС СПЕЦНАЗНАЧЕНИЯ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ИНСТРУМЕНТОВ САПР

1.1. Основные задачи и процедуры механического проектирования конструкций РЭС спецназначения

В состав практически всех современных технических систем, в том числе систем телевидения, входят электронные устройства, выполняющие функции управления, регулирования, связи. При этом перечень решаемых задач постоянно расширяется, а их сложность возрастает. Оснащенность электронной аппаратурой различных объектов резко возросла, отказ в работе хотя бы одной структурной части электронного средства может привести к отказу всего объекта. Структура современных средств может быть достаточно сложной, включающей различные иерархические уровни (рис. 1.1).

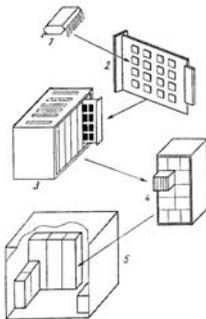


Рис. 1.1. Иерархические уровни конструкций РЭС:
1 – компоненты СИС, БИС, полупроводниковые приборы; 2 – модуль (функциональная ячейка), узел на печатной плате; 3 – блок; 4 - стойка; 5 – комплекс (аппаратное помещение)

Однако одним из основных критичных элементов, является РМ второго уровня - узел на печатной плате.

Стабильность и надежность работы РМ значительно ухудшается при механических воздействиях - ударах, вибрациях, линейных перегрузках и акустических шумах. Механическое воздействие на РМ приводят к изменению активного сопротивления в полупроводниках; нарушению электрических контактов; деформации электрорадиоэлементов (ЭРЭ) и многим другим отрицательным явлениям. В одних случаях они приводят к помехам в каналах передачи информации, в других к снижению точности работы аппаратуры, в-третьих, к механическим разрушениям элементов конструкций [1, 5, 7, 8, 11, 12, 13, 25, 46].

Свойство аппаратуры противодействовать влиянию вибраций характеризуется виброустойчивостью и вибропрочностью. Вибропрочность – это способность противостоять воздействию вибрации в нерабочем состоянии и работать после снятия данных нагрузок. Виброустойчивость - это способность РЭС выполнять заданные функции в рабочем состоянии при условии воздействия вибраций. Вибрации характеризуются диапазоном частот и величиной ускорения.

Удар в конструкции РЭС возникает при резких изменениях ускорения. Удар характеризуется ускорением, числом и длительностью ударных импульсов. Удары разделяют на одиночные и многократные.

Акустический шум определяется по давлению звука от внешних источников, мощностью колебаний, силой звука, спектром частот. Действие акустического шума имеет большее разрушающее действие, чем ударно-вибрационные нагрузки при прочих равных условиях.

Под воздействием вибраций и ударных нагрузок на конструкции РЭС возникают два вида деформаций: статические и динамические. Вибрационные и ударные нагрузки воздействуют

на элементы РЭС через их точки крепления. В зависимости от положения элементов относительно внешнему воздействию эффективность этого воздействия может быть выражена в большей степени или меньшей. Конструкционные элементы крепления элементов являются демпферами, которые ослабляют действие источника вибраций.

При проектировании всего РЭС и отдельных РМ они подвергаются обязательным испытаниям на вибропрочность и виброустойчивость, анализируются резонансные частоты. На данный момент наиболее распространенным методом данного анализа являются лабораторные и натурные испытания. Для лабораторных испытаний используется дорогостоящее оборудование, такое как вибростенды, усилители мощности, контроллеры и др.

Вибростенды в основном используются при решении двух задач, соответственно в промышленности и в метрологии.

Виброиспытания – испытания изделий (продукции) на воздействие вибраций, т.е. определение параметров виброустойчивости, вибропрочности в соответствии с ГОСТ 30630.1.2-99 «Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на воздействие вибрации» [53]. Здесь же могут определяться инерционно-жесткостные характеристики изделий, определение областей и параметров резонансов и антирезонансов, проведение испытаний по ускоренным ресурсным испытаниям и т.д., в зависимости от характера и назначения испытываемых изделий.

Виброповерка (и виброкалибровка) – определение метрологических характеристик различных типов вибропреобразователей и виброизмерительных приборов, комплексов, систем.

В большинстве случаев вибростенд для определения механических характеристик РМ представляет собой совокупность

ряда устройств, два из которых являются обязательными: вибростол и усилитель мощности, который и формирует конечный сигнал управления перемещением рабочего стола вибратора. При испытаниях электронных модулей чаще всего используется установка, блок-схема которой представлена на рис. 1.2 [40, 65]. В состав установки входят: базовый ПК 4 с установленным программным обеспечением (ПО) 3 управления испытаниями и вывода результатов лабораторных испытаний; портативный анализатор спектра 7; управляющий контроллер обратной связи 5; усилитель мощности 6; виброметр 8 в состав которого входят интерферометр и контроллер (на схеме не показаны), вибродатчик 9; модальный вибростенд 10; лазерные датчики виброперемещений 12 и 13; периферийный ПК 2 для хранения данных результатов испытаний и записи в единую базу 1.

Устройство работает следующим образом.

Установленный РМ 11 возбуждают колебаниями модального вибростенда 10, управление параметрами колебаний происходит с помощью базового ПК 4 через специальное программное обеспечение 3, управляющий сигнал с ПК 4 поступает на вход управляющего контроллера обратной связи 5, в котором формируется электрический сигнал с заданными параметрами, этот сигнал, проходя через усилитель мощности 6, возбуждает обмотку (на схеме не показана) модального вибростенда. Контроль вибрационных характеристик вибростенда осуществляется с помощью вибродатчика 9, выход которого подключен к контроллеру 5. Частота колебаний и перемещение конструкции РМ 11 фиксируются с помощью лазерных датчиков виброперемещений 12 и 13, их выходы подключены через оптоволоконную связь с виброметром 8, в котором оптический сигнал преобразуется в электрический, далее сигнал передается в портативный анализатор спектра 7, данные о частотных характеристиках объекта 11 передаются на ПК 4, где формируются результаты

проведения лабораторных испытаний. Результаты испытаний формируются в виде таблиц с помощью ПО 3, эти таблицы передаются по каналу Ethernet на периферийный ПК 2 и загружаются в базу данных.

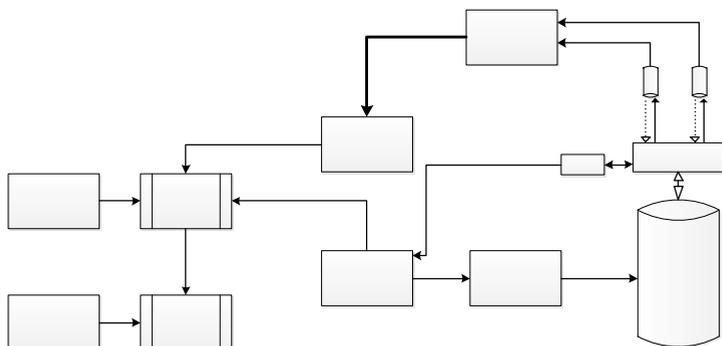


Рис. 1.2. Общая схема системы для проведения лабораторных испытаний

После проведенных испытаний выносится решение о дальнейшем продолжении хода проектирования РЭС, в состав которого входит данный модуль, либо о корректировке конструкции блока или модуля.

Проверка функциональности РЭС, её электрические характеристики должны проводиться на испытательных стендах. Однако, разработчики должны всегда стремиться к уменьшению количества подобных испытаний (в виду их высокой стоимости) за счет повышения качества проектируемых изделий в целом, так и с точки зрения механических характеристик.

Часть процесса проектирования конструкций РЭС, в которой решаются задачи обеспечения нормального механического режима устройств и комплексов, называется механическим проектированием [1, 25]. Механическое проектирование делится на этапы, соответствующие делению конструкции РЭС на ие-

рархические уровни. К первому относят электрорадиоэлементы (ЭРЭ). Второй иерархический уровень объединяет конструкции, которые не имеют самостоятельного применения, входят в состав конструкции третьего уровня. К этому уровню относят радиоэлектронные модули, блочные каркасы, шасси. В третий иерархический уровень входят конструкции блоков и пультов. В качестве примера на рис. 1.3 показан блок РЭС, включающий конструкции первого, второго и третьего уровней.

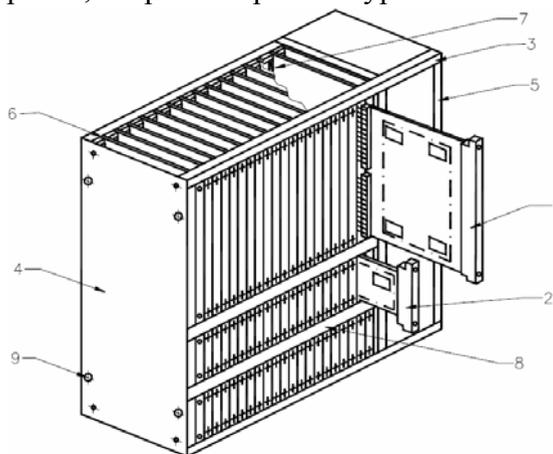


Рис. 1.3. Блок разъемной конструкции

1,2 – ячейки; 3 – каркас; 4 – панель передняя; 5 – панель задняя; 6 – плата печатная соединительная; 7 – розетка разъема ГРППЗ; 8 – направляющая; 9 – замок

С ростом сферы применения РЭС растут требования к высокой устойчивости их конструкции при механических воздействиях. В связи с этим обязательной частью процесса проектирования современных устройств является механическое проектирование и необходимо соответствующее проведение инженерного анализа [1].

Основой для проведения механического проектирования является созданное к настоящему времени обширное математическое обеспечение (МО), включающее значительное число математических моделей (ММ), методов, алгоритмов и методик анализа механических характеристик конструкций РЭС различных типов [2-20]. Базой для построения ММ и методик моделирования служат как аналитические [2, 19-24], так численные методы [3, 23, 24]. Аналитические методы, позволяющие получить решения в виде формул или группы формул, дают представление о зависимости возникающих динамических процессов от конструктивных параметров и провести оптимизацию конструкции. Главным минусом таких методов является трудность математического описания граничных условий для “нестандартных” сложных конструкций и собственной формы колебаний. В связи с этим аналитические методы в большей мере применяют для конструкций простой формы с “классическими” способами крепления типа жесткого защемления, свободного опирания или незакрепленного края пластины или конца балки. При решении задач движения конструкции выявляется ряд математических трудностей.

Из за подобных недостатков аналитических методов произошло быстрое развитие численных методов, которые в настоящее время широко внедряются в практику инженерных расчётов и современные САПР. К численным методам относятся метод конечных разностей (МКР) [1, 25], метод конечных элементов (МКЭ) [1, 10, 25, 36, 37, 38, 64] и различные вариационные методы [25].

Одной из основных особенностей при анализе механических характеристик РМ – это необходимость учитывать надёжность паяного соединения, данная структурная единица радиоэлектронного модуля наиболее чувствительна к механическим нагрузкам, как результат нарушение электрического контакта.

Оценивать надежность паяного соединения как отдельной структурной части нецелесообразно. Так как в соединении участвуют несколько элементов: контактная площадка ПП (покрытие под пайку), галтель и присоединительная поверхность компонента (вывод) [43,44]. Соответственно вероятность отказа и надежность оборудования зависит от характеристик этих трех элементов, которые участвуют в межсоединении плата – компонент.

Паяное соединение — это абсолютно не гомогенная структура. ПС состоят из множества отличных друг от друга материалов:

- 1) покрытие контактных площадок ПП;
- 2) один или более слоев-интерметаллидов;
- 3) слой между слоем-интерметаллоидом и припоем со стороны платы;
- 4) припой с определенной структурой зерна (разные размеры зерен, межкристаллические прослойки, различные загрязнения);
- 5) слой между слоем-интерметаллоидом и припоем со стороны компонента;
- 6) покрытие вывода компонента.

Отказы ПС делятся на внезапные, параметрические, перемежающиеся. По характеру проявления: явный обрыв, микроотслоения, микроизлом и видимая целостность цепи. Основные механизмы отказов рассмотрены в таблице [43].

Кроме этих основных причин возникновения отказов ПС существует еще ряд явлений и процессов в структуре контакта: старение материалов; образование в ПС интерметаллических соединений и т. п.

Все вышеуказанные особенности нарушения ПС подтверждают высокую сложность математического описания механических характеристик паяного соединения.

В настоящее время существует несколько методик анализа прочностных характеристик паяных соединений. Одна из методик описана в IPC-SM-785 «Руководящие указания по ускоренным методам испытаний на надежность паяных соединений поверхностного монтажа» [46], в этом стандарте рассматриваются модели усталостной долговечности паяных соединений, включая их поведение при воздействии многократных циклических нагрузок в условиях значительного возрастания температуры или высокочастотных циклов при низких температурах, кроме того, обсуждаются коэффициенты ускорения, преобразования ускорения и приводятся статистические расчеты.

Следующая методика описывается в стандарте IEC-PAS 62137-3 «Методы тестирования надежности паяных соединений» [49, 50], основывается на лабораторных испытаниях – компоненты, припаянные тестовой к печатной плате, подвергаются различного рода механическим воздействиям: испытание прочности монтажа сдвигом компонента сбоку; испытание прочности монотонным или многократным сгибом; различные виды удара и тп.

Как видно, все эти стандарты основаны на лабораторных испытаниях и последующих статистических расчетов для анализа паяного соединения.

Механизм причинно-следственных зарождений отказов паяных соединений

Виды механизмов отказов паяных соединений	Причина возникновения отказа
Возникновение пор и трещин	Из-за выхода газов из монтажных оснований; поглощения влаги из воздуха; усадки припоя
Коррозия	Под воздействием различия элек-

	трохимических потенциалов материалов; под воздействием активных веществ
Непропай («холодная» пайка)	Вследствие неправильного температурного режима; несоблюдения временных режимов пайки или процесса кристаллизации припоя
Усталостное разрушение контактной пары	Усталостное разрушение контактной пары

1.2. Задачи механического анализа конструкций радиоэлектронных модулей

Среди задач механического анализа конструкций РМ можно выделить следующие [1, 5, 8, 25, 56]:

- статический анализ напряженного состояния конструкций с определением перемещений, напряжений, деформаций и усилий с выявлением наиболее нагруженного участка;
- модальный анализ с расчетом собственных частот конструкции в различных точках с выявлением опасных участков;
- гармонический анализ конструкции на воздействие вибраций синусоидальной формы с получением перемещений и ускорений на заданном интервале частот, формы колебаний на резонансной частоте;
- анализ конструкций на случайные вибрации, получение векторов перемещений;
- анализ конструкций на действие ударов, выявление участков наиболее подверженных разрушению при ударе;
- анализ механической прочности паяных соединений при циклических механических и тепловых нагрузок;

- определение критических значений деформации, перегрузки, количество термоциклов, при которых происходит разрушение соединения плата-компонент.

Статический прочностной анализ используется для определения перемещений, деформаций, усилий и напряжений, возникающие в конструкции или ее частях вследствие воздействия механических сил. Статический анализ используется для задач, в которых действующие силы не оказывают существенное влияние на поведение конструкции. Можно использовать в задачах для определения локализации и концентрации механических напряжений.

Прочностной динамический анализ применяется для анализа реакции конструкции или ее составных частей на воздействие нагрузок, зависящих от времени. В этом типе анализа учитывается рассеяние энергии и инерционные эффекты зависящих от времени нагрузок. Пример таких нагрузок:

- циклические нагрузки (вращающиеся части);
- импульсные нагрузки (удар или взрыв);
- случайные нагрузки (землетрясение);
- другие переменные нагрузки.

Модальный анализ используется для определения собственных частот колебаний и их форм. Результаты анализа, дающие возможность определить число форм колебаний, могут обеспечить решение задачи о динамическом поведении системы в неустановившемся режиме. Некоторые методы получения решений для динамических процессов используют результаты модального анализа.

Анализ механических характеристик конструкции при гармоническом воздействии применяется для определения параметров установившегося движения линейной системы в случае синусоидального силового возбуждения. Данный вид анализа актуален при исследовании влияния нагрузок, которые меняются во времени согласно закону гармонических колебаний.

При выполнении данного анализа перемещения меняются так же синусоидально с частотой ω , однако фаза не обязана сов-

падать с вынуждающей силой. Нагрузки могут быть как в виде узловых сил, начальных перемещений, так и распределенными по элементу.

Для анализа поведения конструкции при ударном нагружении определяется спектр отклика конструкции. Далее для динамической нагрузки с уже известным спектром вычисляются максимальные значения напряжений и перемещений в конструкции при каждой из ее СЧК, определяемые в ходе модального анализа.

Результат спектрального анализа - функции отклика, которые зависят от частоты (функций для перемещений, ускорений, скоростей и сил). Если указать в ряде точек модели одну из функций отклика - это будет однофакторный анализ, при получении нескольких типов функций в разных точках - многофакторный анализ.

Так же одним из вариантов спектрального анализа является анализ случайных колебаний, применяемый для определения отклика системы на действующие силы, которые не являются детерминированными функциями времени; как пример - нагрузки, возникающие при работе ракетных или реактивных двигателей.

1.3. Методы и средства комплексного анализа механических характеристик радиоэлектронных модулей на базе современных инструментов автоматизированного проектирования

В разработке математического обеспечения подсистем и программных комплексов активную роль должны играть конструкторы, которые, с одной стороны хорошо представляют суть проблем, с другой - выступают как пользователи. Поэтому рассмотрим принципы построения прикладных программ на уровне описания алгоритмов.

Программные комплексы совместно с ЭВМ образуют некоторую систему, предназначенную для моделирования механических процессов в проектируемой конструкции, возникающих при ударах и вибрациях. Такие системы называют имитационными (рис. 1.4).

Имитационная система включает в себя следующие основные блоки [25]:

1. Блок построения расчетной модели конструкции. Входной информацией здесь служит описание конфигурации конструкции и материалов ее деталей, описание способа их соединения. На выходе блока получается расчетная модель конструкции в виде системы разрешающих уравнений, описывающих динамическое равновесие дискретных элементов модели.

Разработаны и находятся в эксплуатации программы и методические комплексы, предназначенные для расчетов типовых конструкций РЭС: стержневых конструкций, плат с навесными элементами, пакетов плат и пластинчато-стержневых конструкций.

2. Блок проведения численных экспериментов. На вход этого блока поступает система разрешающих уравнений, а также описание внешних воздействий на конструкцию. В блоке эта система уравнений решается, и результаты решения передаются в блок анализа результатов.

С помощью рассматриваемой имитационной системы могут производиться расчеты деформированного состояния проектируемой конструкции. Рассматриваются следующие случаи:

– статистическое нагружение силами и моментами. На конструкцию могут действовать внешние силы и моменты, передаваемые через точки крепления (например, от двигателей), внутренние силы и моменты, возникающие при движении объекта с ускорением линейным или угловым (например, при ис-

пытании аппарата в центрифуге). Важно, что эти силы и моменты известны и постоянны во времени и необходимо решать статическую задачу, в которой все величины не зависят от времени;

– стационарное (установившееся) движение по известному закону по времени. В некоторых редких, но важных для практики случаях закон изменения во времени обобщенных перемещений всех незакрепленных элементов модели заранее известен. Например, в случае резонанса все точки конструкций колеблются по гармоническому закону во времени с одинаковой частотой и фазой.

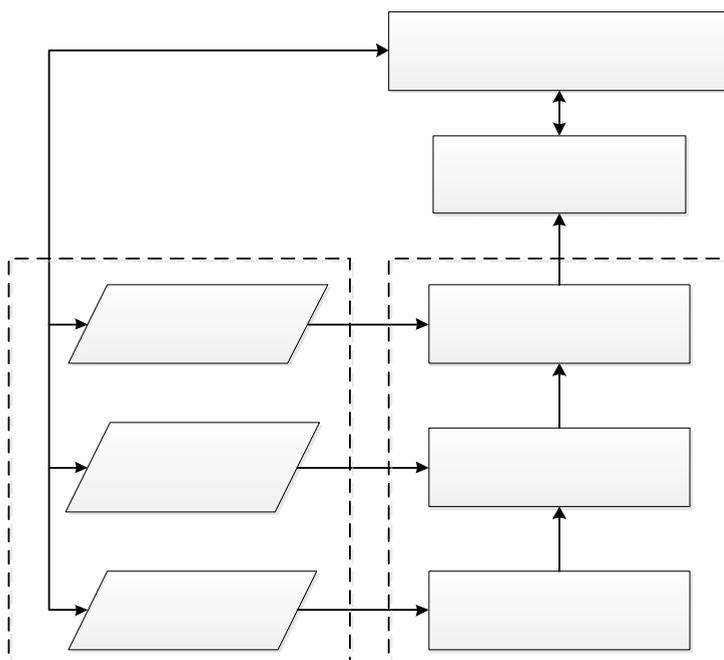


Рис. 1.4. Структурная схема имитационной системы

– нестационарные переходные процессы деформирования. В практике конструирования нестационарной аппаратуры наиболее часто возникают именно нестационарные задачи, в которых закон движения по времени частей конструкции заранее неизвестен. Зависимость от времени исключить из уравнений не удастся. Искомые функции, например обобщенные перемещения, становятся функциями трех координат и времени.

3. Блок анализа результатов вычислений. Здесь происходит преобразование результатов расчета к форме, удобной для конструктора, в соответствии с его заданием. С помощью полученных данных на этом этапе решаются вопросы надежности и прочности изделия при возможных нагрузках, какими запасами прочности оно обладает, нужны дополнительные крепления или нет.

Наибольшее применение получили методы, для которых не имеются принципиальные препятствия при анализе сложных конструкций, это такие методы как методы конечных элементов, конечных разностей.

В таких методах исходные дифференциальные уравнения заменяются алгебраическими с помощью дискретизации конструкции.

Применение численных методов целесообразно тогда, когда аналитические методы не пригодны. Неплохой эффект дает сочетание этих методов.

Стандартом при решении задач механики твердых тел на основе численных алгоритмов [37] в настоящее время является метод конечных элементов (МКЭ). Однако, ввиду сложности математического описания, задания условий, качество заключений, которые принимаются на основе результатов, полностью зависит от квалификации инженера-аналитика. На эту тему опубликовано достаточно большое число книг, например [33], также документация к программным пакетам [35, 36, 37].

В последние годы обозначилась тенденция формирования инструментов геометрического и расчетного моделирования в интегрированные системы. Одной из фирм, которая положила начало этому процессу, была Parametric Technology Corporation (PTC), внедрившая в продукт Pro/Engineer модули численного анализа на прочность методом конечных элементов, процедуры динамического и кинематического анализа.

Построение конечно-элементных систем сводится к традиционной схеме, показанной на рис. 1.5.

Препроцессор - построение геометрии модели, описание свойств материалов, дискретизация модели на конечные элементы, таким образом, препроцессор осуществляет подготовку задачи к решению. Подготовленная конечно-элементная модель проходит обработку вычислителем (решателем) в соответствии с требуемым видом анализа. С помощью постпроцессора производится визуализация расчетных данных.

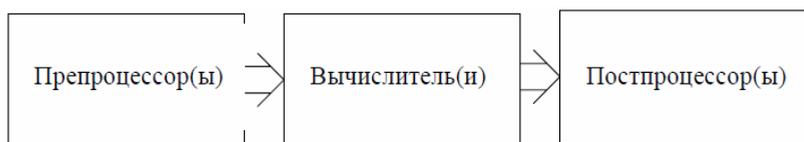


Рис. 1.5. Типовая структура конечноэлементных систем

К одним из наиболее распространенных систем автоматизированного проектирования, имеющих модули инженерного анализа на основе МКЭ, можно отнести NASTRAN, T-Flex, ANSYS, Pro|Engineer, COSMOS Works, ABAQUS.

Возможности системы NASTRAN хорошо описаны на информационном ресурсе <http://www.hetnet.ru> и источниках [20, 26]. Однако в этой системе есть некоторая универсальность и направленность на механическое проектирование. Для исполь-

зования системы в расчетах узлов на печатных платах, имеющих свою специфику, требуется доработка.

Рассмотрим возможности системы ANSYS для задач инженерного анализа [18, 19, 27-31]. Программный комплекс ANSYS является единой программной системой для реализации всего цикла разработки нового изделия начиная от технического задания до проверки принятых решений (www.ansys.ru, www.ansys.msk.ru).

Анализируя возможности системы ANSYS можно сказать, что она наиболее полно отвечает современным требованиям именно инженерного анализа и оптимизации печатных узлов РЭС.

Комплекс T-FLEX разрабатывается и распространяется российской компанией «Топ Системы» описан в <http://www.sapr.ru> и источнике [32].

Анализируя возможности системы T-FLEX можно выявить достаточно хорошую проработку проектной и технологической составляющих проектирования. Отличительной особенностью является поддержка не только современного, но и более старого оборудования, что немаловажно для ряда российских предприятий.

Однако в данной системе отсутствуют средства анализа и оптимизации РМ РЭС. T-FLEX имеет строгую направленность на механическое проектирование, но некоторые основные прочностные и тепловые расчеты можно провести.

На сегодняшний день многие крупные российские и зарубежные разработчики РЭС используют в качестве САПР Pro/ENGINEER с поддержкой CALS-технологии. В данную систему входит большое количество модулей проектирования и анализа конструкций (www.ptc.ru, www.ptc-russia.com, www.solver.ru, www.pro-technologies.ru) [33, 34].

Когда используется любой из продуктов Pro/MECHANICA, чтобы провести анализ и оптимизацию проекта при встроенном или сопряженном режиме, необходимо выполнить четыре процесса (рис. 1.6).

Построение конечноэлементной сетки с помощью системы Pro/ENGINEER Mechanica на примере РМ представлено на рис. 1.7. Результаты анализа представлены на рис. 1.8.

Анализируя возможности модуля Pro/MECHANICA системы Pro/ENGINEER можно сделать вывод, что это достаточно мощный инструмент механического и температурного анализа конструкций, позволяющий проводить большинство необходимых видов расчетов и оптимизаций. Однако стоит отметить в основном его направленность на решение задач в области механического проектирования и слабую проработку анализа и оптимизации узлов на печатных платах РЭС [63].



Рис. 1.6. Этапы анализа и оптимизации в Pro/MECHANICA

Система обеспечения надежности и качества аппаратуры (АСОНИКА) включает в себя несколько подсистем, каждая из которых направлена на решение конкретной задачи [34] (www.asonika.ru).

Подводя итоги можно отметить следующие общие недостатки, присущие подсистемам АСОНИКА:

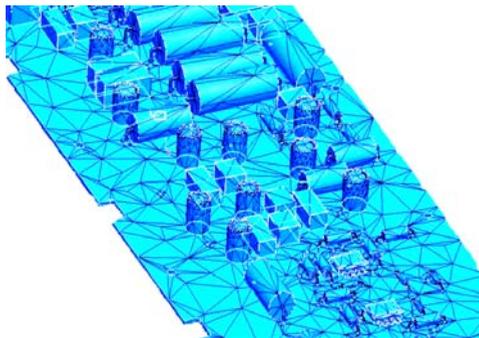


Рис. 1.7. Сетка конечных элементов на радиоэлектронном модуле

- слабая связь с современными системами 3D проектирования, что серьезно ограничивает применяемость системы;
- отсутствие у ряда подсистем собственного решателя, что приводит к необходимости приобретения продуктов сторонних производителей, зачастую дорогостоящих;
- недостаточная реализация средств оптимизации конструкций, увеличивающая затраты на проектирование как временные, так и материальные.

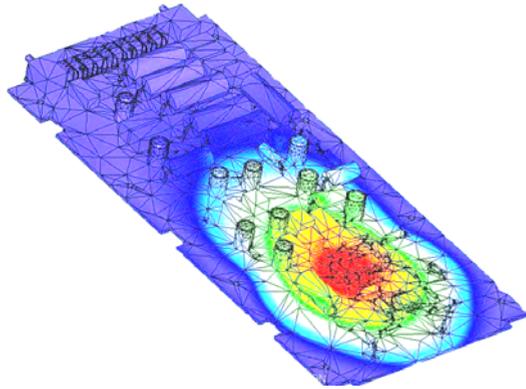


Рис. 1.8. Результаты статического анализа

В связи со сказанным выше и по сравнению с рассмотренными системами инженерного анализа система АСОНИКА имеет весьма скромные возможности, что серьезно ограничивает ее применение на современных российских предприятиях [63].

В настоящее время среди методов анализа механических характеристик радиоэлектронных средств наиболее распространенными являются математическое моделирование с использование современных средств автоматизированного проектирования и инженерного анализа, а также проведение лабораторных испытаний. Проверка функциональности РЭС, её электрические и механические характеристики проводятся на испытательных стендах. Однако, существующие САПР не предназначены для детального анализа механических характеристик такой структурной единицы РЭС как радиоэлектронный модуль: отсутствует возможность моделирования процессов нарушения контактов плата-компонент, в то время как нарушение целостности паяного соединения является основной причиной отказа РМ при механических воздействиях. В свою очередь разработчики должны стремиться к уменьшению количества натурных испытаний, в виду их высокой стоимости и увеличения времени проектирования в результате неудачных испытаний.

На основе проведенного анализа, составлена структурная схема (рис. 1.9) процесса комплексного анализа механических характеристик РМ, позволяющего выполнять анализ механической устойчивости РМ с учетом надежности паяных соединений, предлагается выбор метода анализа в зависимости от предъявляемых требований к точности расчетов.

В качестве средств инженерного анализа целесообразно выбрать систему автоматизированного проектирования Pro|Engineer, которая имеет эффективную систему

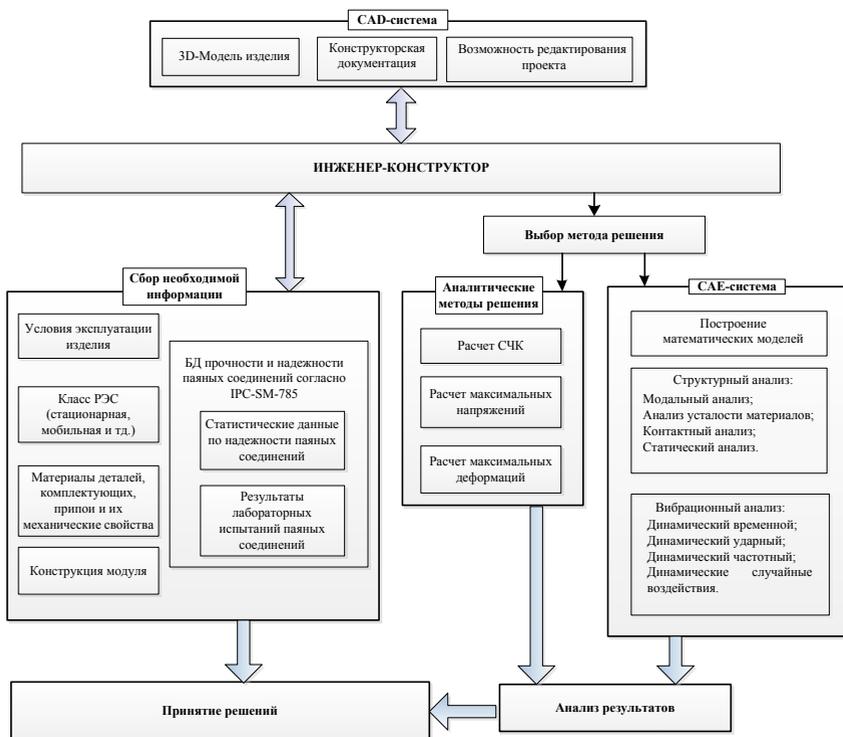


Рис.1.9. Структурная схема процесса комплексного анализа механических характеристик РМ

информационной поддержки процессов жизненного цикла изделий (ИПИ-технологии). В настоящее время данная САПР находит широкое применение на предприятиях радиоэлектронной отрасли.

Учитывая вышесказанное, целесообразна разработка методики комплексного анализа механических характеристик радиоэлектронных модулей с использованием синтеза возможностей современных инструментов автоматизированного проектирования и инженерного анализа, аналитических методов и методов лабораторных испытаний, которые позволят определить основные механические свойства РМ с учетом такой их структурной части, как паяные соединения. Полученные данные позволят сократить количество промежуточных вариантов конструкции, уменьшить время проектирования и себестоимость изделия, увеличить надежность. Актуальность данной темы определяется необходимостью разработки соответствующих методик, математических моделей и алгоритмов, структурной схемы лабораторного испытательного стенда, методов испытания паяного соединения, моделей сложных электронных компонентов для эффективного механического проектирования РМ. Разработанные методики и средства позволят повысить эффективность проектирования РМ в отношении механической надежности с учетом множества конструкторско-технологических критериев и ограничений, что обеспечит повышение качества и скорости производства опытного образца РМ.

2. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ И МЕТОДЫ КОМПЛЕКСНОГО МЕХАНИЧЕСКОГО АНАЛИЗА РЭС СПЕЦНАЗНАЧЕНИЯ

2.1. Основные воздействия на конструкции РЭС

Функции, выполняемые современными РЭС в целом и его отдельными частями, являются результатом целенаправленного взаимодействия различных сил, создающихся элементами конструкции и их связями с окружающей средой и предметами.

На элементы конструкции могут воздействовать посторонние силы, которые полностью или частично не были учтены при разработке РЭС. Они могут оказывать нежелательное воздействие на целенаправленное взаимодействие сил или сопутствовать им, не нарушая функций, выполняемых аппаратом.

Все силы и условия, при которых они влияют на элементы конструкции, называют факторами [45].

Различается три группы факторов.

1. Целенаправленные (основные) факторы рассчитывают и выбирают в процессе проектирования. Они в основном определяют функции аппарата.

2. Сопутствующие факторы учитывают при разработке, так как неизбежны их взаимодействия с основными (целенаправленными) факторами.

3. Случайные факторы - факторы, которые не могут быть учтены при разработке, так как их характер, время взаимодействия с основными факторами неизвестны. Управляемые факторы, могут управляться в процессе разработки. Это такие как напряжение питания, отклонения в работе, устраняемые калибровкой и настройкой. До известной степени можно управлять температурой (применяя специальную теплозащиту и термостаты), влажностью (применяя герметизацию и специальные осушители), давлением (используя герметизацию) и т. п.

Среди основных факторов, оказывающих влияние на функционирование наземных РЭС можно выделить:

- температурные воздействия;
- механические воздействия различного рода;
- электромагнитные помехи.

Большое различие коэффициента линейного расширения металлов и пластмасс оказывает существенное влияние на процесс конструирования соединений деталей из подобных материалов, особенно при высоких температурах.

Деформации, вызываемые перепадами температур, зачастую приводят к разрушению паяных швов, вследствие этого нарушается герметичность.

Тонкие монтажные провода со значительным предварительным натяжением при понижении температуры обрываются в основном количестве случаев в местах соединения с неподвижными выводами.

Температурные перепады в процессе эксплуатации различных РЭС имеют диапазон от -70 до $+150^{\circ}\text{C}$, а иногда до $+200^{\circ}\text{C}$.

Повышенное значение температуры оказывает негативное влияние на свойства всех элементов конструкции, а ее цикличность (от отрицательной к положительной и обратно) для ряда узлов является критическим.

Защитить полностью РЭС от перегрева не удастся, поэтому выбор материалов и конструкции и принятие особых мер защиты активных элементов от перегрева должен производиться с особой внимательностью и с учетом всех последствий влияния изменений температуры.

Механические воздействия на РЭС могут происходить не только в процессе эксплуатации, но и при транспортировке [1, 45].

Уровень механических воздействий определяется из условий транспортировки РЭС и его эксплуатации.

Аппаратура, которая используется в нормальных условиях, подвергается механическим воздействиям только в процессе транспортировки.

Механические воздействия при транспортировке и неосторожном обращении практически всегда значительно сильнее воздействий в ходе эксплуатации. Механические воздействия, как правило, имеют сложный характер как по спектру частот и ускорений, так и по направлению их действий. Могут быть различными в разных частях устройства.

Следует различать два вида механических воздействий: удары и вибрации.

Удар возникает при обстоятельствах, когда РЭС претерпевают быстрое изменение ускорения.

Вследствие ударов происходит механическое разрушение слабых элементов конструкции или же возникают затухающие колебательные движения отдельных элементов на собственных механических частотах.

Уровень ударов, которым может подвергаться аппаратура, трудно предугадать, поэтому элементы конструкции при ударе могут оказаться перегруженными.

Такие перегрузки зачастую возникают в элементах конструкции с консольными креплениями. Во время периодических ударов они имеют свойство возбуждаться на собственной механической частоте. Результатом этого, как правило, является разрушение в месте крепления.

Элементы конструкции, находящиеся под значительным механическим напряжением, также подвержены действию удара.

Как пример, выводы кабелей, жгутов, резисторов, конденсаторов, полупроводниковых диодов, транзисторов, если они

были сильно натянуты в процессе монтажа, при действии удара обрываются.

Керамические платы, соединенные с базовыми металлическими деталями и имеющие большие местные напряжения (например, в местах крепления), часто при ударных нагрузках на аппарат, обламываются. Подобные повреждения наблюдаются у гетинаксовых и пластмассовых деталей.

Элементы конструкций, в том числе электронные компоненты, входящие в колебательные системы устройств, при воздействии ударов могут смещаться, что приводит к изменению их параметров.

Случайные удары большой силы (например, при неудачной посадке самолета) нередко являются причиной разрыва резиновых амортизаторов.

В условиях пониженной температуры действие ударов вызывает значительно больше повреждений элементов конструкции, чем в нормальных условиях. Объясняется это повышенной хрупкостью многих материалов, а также возникающими напряжениями в отдельных частях конструкции при охлаждении.

При низкой температуре (ниже -40°C), удары часто разрушают, например, детали из полиэтилена, полистирола и т. п.

Вибрации - это периодические колебания [1], которым подвергаются РЭС при контакте с источником колебаний или же через воздушную среду (или любую другую).

Вибрации вызывают в основном те же последствия, что и удары. Их негативное влияние состоит в том, что они с течением времени приводят к разрушению конструкции. Даже при достаточно малом уровне вибрационной нагрузки с течением времени появляются механические дефекты элементов конструкции за счет такого явления, как усталость материала, которая

при знакопеременных механических и тепловых нагрузках проявляется в большей степени, чем при статических.

В первую очередь опасность представляют вибрации по частоте совпадающая с собственными частотами элементов конструкции. Очень низкие частоты вибраций могут являться причинами отрыва, например, трансформаторов, некоторых блоков, электролитических конденсаторов, и т. п. Более высокие частоты вибрации нередко вызывают обрывы подвешенных на выводах различных резисторов и конденсаторов, сравнительно больших габаритов и веса. На малогабаритные резисторы, конденсаторы, транзисторы и микросхемы влияют вибрации при частоте от 100 до 600 Гц, а иногда и выше. При этом отрываются или обламываются выводы.

При значительно сильном воздействии вибрации снижается качество механических соединений. В случае длительного действия вибрации ослабляются винтовые соединения, расшатываются заклепочные, разрушаются сварные соединения. Ручки управления и подстроечные элементы неимеющие специального жесткого фиксирования перемещаются.

Монтажные провода, жгуты и кабели при вибрациях могут обрываться, особенно, если отдельные негибкие провода натянуты или попадают в механический резонанс.

В колебательных системах возникают паразитные модуляции, имеющие ту же природу появления, что и при ударах. Наибольшее значение паразитной модуляции встречается в волноводных системах. Пружинные контакты реле, входя в механический резонанс, могут создать ложные срабатывания.

Длительная эксплуатация аппаратов в условиях вибраций обычно приводит к повреждению амортизаторов (как резиновых, так и пружинных).

2.2. Математические модели механических сил, действующих на радиоэлектронные модули

Вибрация РЭС может быть периодической и случайной. Периодическая вибрация бывает гармонической и полигармонической, случайная - нестационарной, стационарной, узкополосной и широкополосной. [1]

Гармоническая вибрация сравнительно редко встречается в реальных условиях эксплуатации, но часто используется при лабораторных испытаниях и для анализа, используется также при определении динамических характеристик изделий, которые являются входными данными для нахождения реакции системы при более сложных формах колебаний.

Виброперемещение при гармонической вибрации описывается выражением [68]

$$z(t) = S \sin(\omega t + \varphi), \quad (2.1)$$

где S - амплитуда виброперемещения, ω - угловая частота, t - время, φ - начальная фаза колебаний.

Виброскорость и виброускорение находят путём последовательного дифференцирования выражения (2.1):

$$\begin{aligned} \dot{z}(t) &= \omega S \cos(\omega t) \\ \ddot{z}(t) &= -\omega^2 S \sin(\omega t), \end{aligned} \quad (2.2)$$

где ωS - амплитуда виброскорости; $S_0 = \omega^2 S$ - амплитуда виброускорения.

Основными характеристиками гармонической вибрации являются: амплитуда виброперемещения, виброускорения, виброскорости, угловая частота колебаний.

Гармоническая вибрация характеризуется коэффициентом виброперегрузки:

$$n_g = \frac{S_0}{g} = \frac{S\omega^2}{g} = \frac{Sf^2}{250}, \quad (2.3)$$

где f - частота, Гц.

Полигармоническую вибрацию создают электродвигатели, вентиляторы и другие электромеханические устройства, имеющие несбалансированные быстровращающиеся массы [68]. Такую вибрацию (рис. 2.1), можно разложить на сумму гармонических составляющих. Аналитически это разложение может быть представлено рядом Фурье

$$P(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} (a_i \cos \omega_i t + b_i \sin \omega_i t) \quad (2.4)$$

Амплитуда S_i и начальная фаза φ_i каждой i -й гармоники с частотой $\omega_i = i\omega$ определяется по формулам

$$S_i = \sqrt{a_i^2 + b_i^2}; \quad \operatorname{tg} \varphi_i = \frac{b_i}{a_i}. \quad (2.5)$$

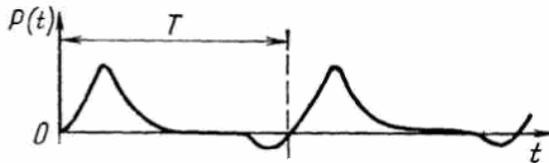


Рис. 2.1. Полигармоническая вибрация

Совокупность частот $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$, которые расположены в порядке их возрастания, определяют частотный спектр, а совокупность амплитуд S_1, S_2, \dots, S_n – амплитудный спектр данного периодического возмущения.

Вибрация, параметры которой (амплитуда виброперемещения, частота и др.) изменяются во времени случайным образом, называется случайной. Она может быть стационарной и нестационарной. У стационарной вибрации математическое ожидание виброперемещения равно нулю, математическое ожидание виброскорости и виброускорения постоянны, корреляционная функция не зависит от начала отсчета. У нестационарной вибрации постоянства статических характеристик не наблюдается. К такому виду можно отнести вибрацию, возникающую при движении транспортных средств, при работе реактивных двигателей.

Наиболее информативной характеристикой стационарного случайного процесса является корреляционная функция. Поэтому определение реакции динамической системы к решению задачи о преобразовании корреляционной функции износа (корреляционный метод). Разновидность корреляционного метода, широко применяемой на практике, является спектральный метод, основанный на возможности спектрального разложения стационарного случайного процесса. Важнейшая характеристика спектрального разложения – спектральная плотность дисперсии, или просто спектральная плотность $S_z(\omega)$ виброперемещения (виброускорения)

$$S_z(\omega) = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \frac{D_z}{\Delta\omega}, \quad (2.6)$$

где D_z - дисперсия виброперемещения.

Используя прямое и обратное преобразование Фурье, для непрерывного спектра можно записать:

$$S_z(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} k_z(\tau) \cos \omega\tau d\tau, \quad (2.7)$$

$$k_z(\tau) = \int_0^{\infty} S_z(\omega) \cos \omega\tau d\omega,$$

где k_z – корреляционная функция.

Используя формулу (2.7), можно предположить, что среднеквадратическое (действующее) значение процесса определяется по

$$\sigma_z = \sqrt{D_z} = k_z(0) = \sqrt{\int_0^{\infty} S_z(\omega) d\omega}. \quad (2.8)$$

Рассмотрим модели ударов. В процессе удара нагрузка к элементам аппаратуры прикладывается в течение короткого промежутка времени τ .

Вследствие этого ускорения элементов РЭС могут достигать довольно больших значений и вызывать различные повреждения [19, 50, 51]. Интенсивность ударного воздействия зависит от нескольких факторов: форма, амплитуда и длительность ударного импульса.

Форма ударного импульса есть зависимость ударного ускорения от времени $a(t)$. При расчете ударных воздействий форму импульса удара идеализируют для упрощения анализа, заменяя ее подобной более простой формой (прямоугольной, треугольной, полусинусоидальной). При замене реального импульса идеализированным внимание обращается на крутизну фрон-

та и среза, в виду того, что от них зависит «жесткость» удара. Амплитуда импульса - это максимальное значение ударного ускорения A , а длительностью – интервал времени действия импульса τ . Данные три характеристики $a(t)$, A и τ задаются обычно для анализа ударных воздействий и проектирования средств защиты.

На рис. 2.2 приведены простейшие формы ударных импульсов.

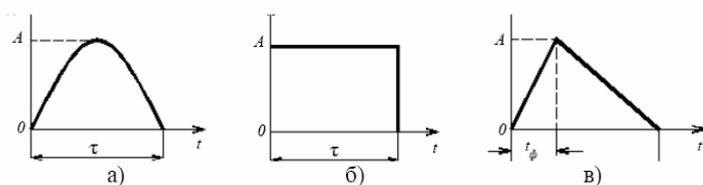


Рис. 2.2. Формы ударных импульсов:
а) полусинусоидальная; б) прямоугольная; в) треугольная

Математическая модель полусинусоидального импульса

$$F(t) = A \sin \omega t \text{ при } 0 \leq t < \tau; \quad (2.9)$$

$$F(t) = 0 \text{ при } t \geq \tau;$$

прямоугольного

$$F(t) = A \text{ при } 0 \leq t < \tau; \quad (2.10)$$

$$F(t) = 0 \text{ при } t \geq \tau;$$

треугольного

$$F(t) = \frac{At}{\tau} \text{ при } 0 \leq t < \tau; \quad (2.11)$$

$$F(t) = \frac{At}{\tau - t_\phi} (\tau - t) \text{ при } t_\phi \leq t < t_{и}.$$

Рассмотрим модели ударов. В процессе удара нагрузка к элементам аппаратуры прикладывается в течение короткого промежутка времени τ .

Идеализация ударных импульсов оправдано не всегда. Для обеспечения более точного результата приводит представление ударного импульса и всего процесса в виде частотного спектра $F(t)$, который получается путем преобразования Фурье

$$F(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} F(t) e^{j\omega t} dt. \quad (2.12)$$

Линейные ускорения свойственны всем объектам, движущимся с переменной скоростью (разгон, торможение). Влияние линейных ускорений на детали конструкций и ЭРЭ обусловлено силами инерции, которые могут во много раз превышать силы тяготения. Так, если на элемент с массой m в состоянии покоя действует сила тяжести $G=ma(t)$, то при наличии ускорения тот же элемент дополнительно подвергается воздействию силы инерции $P_{и}=ma(t)$, тогда результирующая сила составит $\vec{P}_p = \vec{G} + \vec{P}_{и}$, а результирующее ускорение $\vec{a}_p(t) = \vec{g} + \vec{a}(t)$.

При движении объекта по криволинейной траектории, например по дуге окружности радиуса R , элементы конструкции аппарата будут испытывать центробежное ускорение

$$a = m\Omega^2 R = mV^2/R, \quad (2.13)$$

где Ω – угловая, а V – линейная скорости движения объекта.

При анализе аппаратуры, работающей при линейных ускорениях, последние как правило считаются равными максимальному значению за время их появления, либо изменяющимися по линейному или ступенчатому закону. В технических условиях на РЭС обычно задают закон изменения ускорения $a(t)$, длительность его действия τ в виде ступенчатой функции. Отношение действующего ускорения к ускорению свободного падения называют перегрузкой

$$n=a/g . \quad (2.14)$$

Сложность противостояния с линейными перегрузками заключается в том, что они практически не поддаются ослаблению. Некоторые конструктивные меры [1] могут быть использованы только в случае кратковременного воздействия линейных перегрузок. Во всех же остальных случаях обеспечение работоспособности элементов конструкции РЭС может быть достигнуто только с увеличением их жесткости или прочности, что в свою очередь ведет к увеличению массы и удорожанию конструкции. Поскольку нагрузкой для элементов являются силы инерции, то повышение их прочности можно достигнуть применяя материалы с более высоким отношением σ/ρ , где σ — допустимое напряжение, а ρ – плотность.

На основе проведенного анализа механических воздействий на радиоэлектронные модули предлагается структура метаматематического обеспечения комплексного анализа РМ, представленная на рис. 2.3.

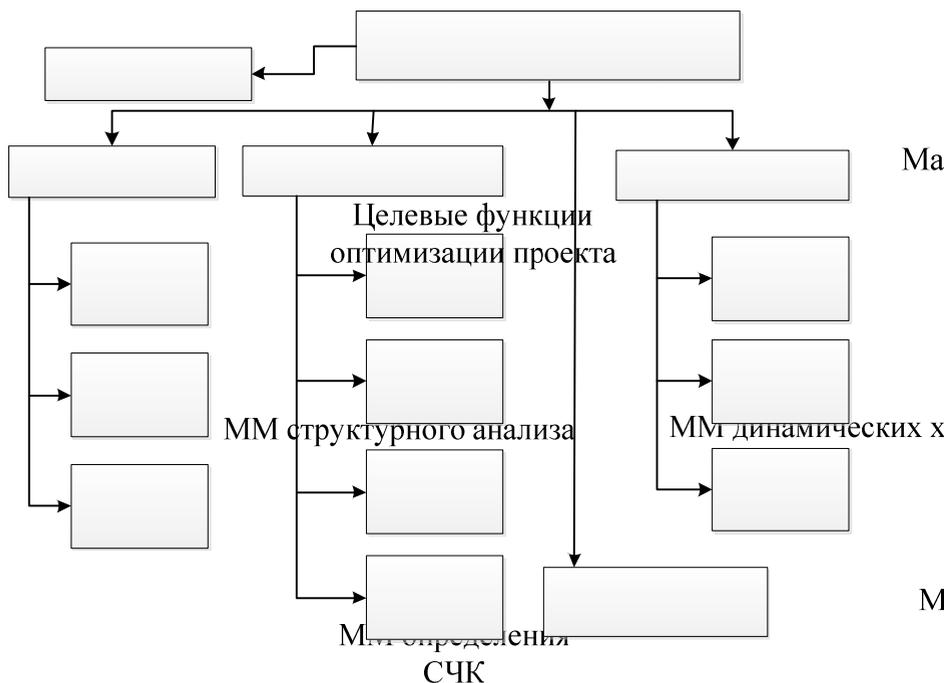


Рис. 2.3. Структура комплекса математических моделей

Решение рассмотренных задач моделирования основывается на анализе механических полей в конструкциях РМ. Соответствующие краевые задачи записываются в виде системы дифференциальных уравнений с частными производными второго порядка и соответствующих начальных и граничных условий. В решении широко используются уравнения Лапласа, Пуассона, волновое уравнение, уравнение Рэлея – Ритца. Решение задач возможно аналитическими методами. При этом следует отметить, что последние более универсальны, позволяют решать более широкий класс задач моделирования и реализованы в качестве инструментальных средств во многих современных САПР, в частности в Pro/Engineer.

Отличием данной структуры является то, что в нее входят модели паяных соединений, определяющие энергию вязко-пластичной деформации и прогностические модели.

2.3. Математическая постановка задач моделирования механических характеристик конструкций радиоэлектронных модулей

Различные методы анализа механических воздействий и определения динамических характеристик, прочности, нагрузок, резонансных частот конструкций РЭС [1, 7, 8, 9, 11, 12] базируются на использовании в качестве основы дифференциальных уравнений в частных производных теории упругости и теории колебаний [11]. Рассмотрим базовые модели основных задач анализа механических характеристик конструкций РЭС.

При использовании динамической (физической) модели конструкции РЭС в виде системы стержней и пластин (каркасы стоек, блоков, ячеек платы и т.д.) задача сводится к анализу колебаний в таких элементах и имеет типовые постановки и соответствующие ММ.

Модель продольных колебаний стержней включает уравнение [11]

$$C^2 \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + f(x,t) = \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}, \quad (2.15)$$

где ξ - амплитуда (смещение) точки;

$c^2 = E/\rho$;

E - модуль упругости;

$f(x,t) = F(x,t)/\rho$ - плотность внешней силы $F(x,t)$, а также начальное условие

$$\xi(x,0)=\varphi(x), \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial \xi}{\partial t}(x,0) = \psi(x) . \quad (2.17)$$

В качестве граничных условий используются следующие:

- условие I рода:

$$\xi(0,t)=\mu_1(t), \quad \xi(l,t)=\mu_2(t), \quad (2.18)$$

где l - длина стержня;

f_1, f_2 - законы движения концов стержня;

-условие II рода:

$$E \frac{\partial \xi}{\partial x} \Big|_{x=0} = F_1(t), \quad (2.19)$$

$$E \frac{\partial \xi}{\partial x} \Big|_{x=l} = F_2(t), \quad (2.20)$$

где F_1, F_2 - законы изменения силы, приложенной к концам стержня.

В частности, для упруго закрепленного при $x=l$ стержня:

$$E \frac{\partial \xi}{\partial x}(l,t) = -k\xi(l,t), \quad (2.21)$$

где k - коэффициент жесткости закрепления;

- условия III рода:

$$\frac{\partial \xi}{\partial x}(l, t) + \frac{k}{E} [\xi(l, t) - \beta(t)] = 0, \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial \xi}{\partial x}(0, t) + \frac{k}{E} [\xi(0, t) - \beta(t)] = 0, \quad (2.23)$$

где $\beta(t)$ - закон распределения точки закрепления стержня.

В случае трехмерного объекта дифференциальное уравнение гиперболического типа имеет вид

$$c^2 \Delta \xi + f(x, y, z, t) = \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}, \quad (2.24)$$

а граничные условия:

- I рода

$$\xi|_S = \mu(x, y, z, t), \quad (2.25)$$

- II рода

$$\frac{\partial \xi}{\partial n} \Big|_S = \frac{F}{E}(x, y, z, t), \quad (2.26)$$

- III рода

$$\left(\frac{\partial \xi}{\partial n} + \frac{K}{E} \xi \right) \Big|_S = \beta(x, y, z, t) . \quad (2.27)$$

Постановка краевой задачи включает уравнение (2.24), граничные условия (2.25), (2.26) или (2,27) или их сочетание, а также начальное условие

$$\xi(x, y, z, 0) = \varphi(x, y, z) . \quad (2.28)$$

При использовании модели поперечных колебаний стержня уравнения записываются в виде

$$c^2 \frac{\partial^4 \xi}{\partial x^4} + \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = 0 , \quad (2.29)$$

где

$$c^2 = \frac{E \tau}{\rho s} , \quad (2.30)$$

τ — момент инерции стержня;

s — площадь поперечного сечения стержня.

Граничные условия учитывают типовые случаи закрепления концов стержня:

– для свободного конца стержня

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = 0; \frac{\partial^3 \xi}{\partial x^3} = 0; \quad (2.31)$$

– для жестко закрепленного конца стержня

$$\xi = 0; \frac{\partial \xi}{\partial x} = 0; \quad (2.32)$$

– для шарнирного закрепления конца стержня

$$\xi = 0; \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = 0. \quad (2.33)$$

Для некоторых типовых конструкций РЭС (платы) используется модель поперечных колебаний пластины. Механические колебания в однородной пластине описываются уравнением

$$c^2 \left(\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \xi}{\partial y^2} \right) + f(x, y, t) = \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \quad (2.34)$$

где

$$c^2 = T / \rho; \quad (2.35)$$

$$f(x, y, t) = \frac{F(x, y, t)}{\rho} \quad (2.36)$$

T – напряжение пластины;

$F(x, y, t)$ – приложенная сила.

При представлении конструкции в виде упругой пластины используется дифференциальное уравнение в частных производных 4-го порядка

$$D \left(\frac{\partial^4 \xi}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 \xi}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \xi}{\partial y^4} \right) - \frac{\gamma \delta}{g} \omega_0^2 \xi = 0 \quad (2.37)$$

где $D = \frac{E \delta^3}{12(1 - \sigma^2)}$ – цилиндрическая жесткость пластины;

σ – коэффициент Пуассона;

γ – удельный вес пластины;

ω_0 – собственные частоты пластины;

δ – толщина пластины.

Граничные условия:

–края пластины свободно опираются

$$\xi = 0; \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \sigma \frac{\partial^2 \xi}{\partial y^2} = 0 \quad (2.38)$$

–края жестко закреплены

$$\xi = 0; \frac{\partial \xi}{\partial x} = 0; \quad (2.39)$$

–свободные края пластины

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \sigma \frac{\partial^2 \xi}{\partial y^2} = 0 \quad (2.40)$$

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} - (2 - \sigma) \frac{\partial^2 \xi}{\partial x \partial y} = 0 \quad (2.41)$$

В случае действия на пластину нагрузки (внешней силы), изменяющейся по гармоническому закону

$$F(x, y, t) = f(x, y) \sin \omega t \quad (2.42)$$

уравнение вынужденных колебаний формулируется в следующем виде

$$D \Delta^2 \xi - \frac{\gamma \delta}{g} \omega^2 \xi - f(x, y) = 0, \quad (2.43)$$

где

$$\Delta^2 \xi = \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial^2 \xi}{\partial x \partial y^2} + \frac{\partial^2 \xi}{\partial y^2} \quad (2.44)$$

В качестве математической базы для моделирования вибрационных воздействий в конструкциях РЭС также используются уравнения Лагранжа в обобщенных координатах, позволяющие определить вибрационные характеристики – перемещения, скорости, ускорения – по величине возмущающей силы.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_k} - F_k = 0; \quad (2.45)$$

где q_k – обобщенные координаты ($k \equiv \overline{1, n}$);

$$\dot{q}_k = \frac{\partial q_k}{\partial t};$$

E_k – кинетическая энергия;

F_k – обобщенные (внешние) силы.

В случае потенциального характера обобщенных сил

$$F_k = - \frac{\partial E_n}{\partial q_k} \quad (2.46)$$

где E_n – потенциальная энергия, уравнение примет вид

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_k} = 0, \quad (2.47)$$

который можно записать иначе

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k} - \frac{\partial L}{\partial q_k} = 0, \quad (2.48)$$

где $L = E_k - E_n$ – функция Лагранжа.

При моделировании одномерных колебаний в конструкциях применяется уравнение Лагранжа для системы с одной степенью свободы, в которой выражения для кинетической и потенциальной энергии имеют вид

$$E_k = m \dot{\xi}^2 / 2, \quad E_n = m \xi^2 / 2, \quad (2.49)$$

где m – масса;

$$\dot{\xi} = \frac{d\xi}{dt};$$

$\xi = q - q_0$ – смещение (отклонение) координат q от равновесного значения q_0 ;

k – коэффициент жесткости конструкции.

В случае, когда колебания в такой системе имеют малый характер, формулы Лагранжа представляются в виде [11]

$$L = m \dot{\xi}^2 / 2 - k \xi^2 / 2, \quad (2.50)$$

и дифференциальное уравнение примет форму

$$m \ddot{\xi} + k \xi = 0 \quad (2.51)$$

или

$$\ddot{\xi} + \omega_0^2 \xi = 0, \quad (2.52)$$

где $\ddot{\xi} = \frac{d^2 \xi}{dt^2}$;

$$\omega_0 = \sqrt{k/m}.$$

В случае колебаний под воздействием внешней силы (вынужденные колебания) уравнение (2.52) примет вид

$$\ddot{\xi} + \omega_0^2 \xi = \frac{1}{m} F(t). \quad (2.53)$$

При действии в анализируемом объекте сил трения F_m уравнение Лагранжа будет иметь вид

$$m \ddot{\xi} + k \xi = -\alpha \dot{\xi} \quad (2.54)$$

или

$$\ddot{\xi} + 2\lambda \dot{\xi} + \omega_0^2 \xi = 0, \quad (2.55)$$

где $F_m = -\alpha \dot{\xi}$;

α - коэффициент трения;

$\alpha/m=2\lambda$ - коэффициент затухания.

Уравнение для вынужденных колебаний такой системы имеет вид

$$\ddot{\xi} + 2\lambda \dot{\xi} + \omega_0^2 \xi = F(t). \quad (2.56)$$

Для практически каждого случая, когда воздействие имеет гармонический характер, получаем

$$\ddot{\xi} + 2\lambda \dot{\xi} + \omega_0^2 \xi = \frac{F_0}{m} \sin(\gamma t), \quad (2.57)$$

где

$$F(t) = F_0 \sin(\gamma t). \quad (2.58)$$

Для плоских и объемных объектов применяется модель механической системы с несколькими степенями свободы q_i , где $i=2,3$. В этом случае энергия системы вычисляется с использованием квадратичных форм:

$$E_k = \frac{1}{2} \sum_{i,k=1}^n m_{i,k} \dot{q}_i \dot{q}_k, \quad (2.59)$$

$$E_n = \frac{1}{2} \sum_{i,k=1}^n k_{i,k} q_i q_k,$$

где q_i, \dot{q}_i - обобщенные координаты и их производные по времени;

$$m_{ik} = m_{ki}, \quad k_{ik} = k_{ki}, \quad (i, k = \overline{1, n}).$$

Тогда получаем следующее уравнение Лагранжа

$$\sum_{k=1}^n (m_{ik} \ddot{q}_k + k_{ik} q_k) = 0. \quad (2.60)$$

Возможно применение уравнений вида (2.53) и для анализа ударных нагрузок, при этом, для внешнего ударного воздействия используют эквивалентную частоту f_0 и параметры эк-

вивалентного ударного импульса (ускорение a_0 и длительность t_0) [11]

$$a_0 t_0 = \int_0^t a(t) dt, \quad (2.61)$$

где $a(t)$ и t - амплитуда и длительность реального импульса.

2.4. Аналитический метод решений некоторых задач механических колебаний конструкций

Механизмы РЭС в основном имеют небольшую энергию и не вызывают существенных нагрузок на элементы конструкции. Поэтому расчет прочности конструкции многих РЭС производится главным образом с учетом нагрузок, которые могут возникнуть от вибраций и ударов, действующих извне.

Внешние механические силы, которые действуют на объект, проявляют себя в перемещении его массы. Для расчета этой силы предполагается, что объект это абсолютно твердое недеформируемое тело. Оценка механических нагрузок на объект может быть произведена по появляющимся ускорениям. В случае, когда внешние возбуждающие силы подчиняются периодическому закону и известна их амплитуда и частота, то возникающее ускорение определяется по формуле

$$J = \frac{4\pi^2 f^2 A}{9810} g, \quad (2.62)$$

где f - частота механических колебаний, Гц; A - амплитуда перемещения, мм. Имея значение ускорения, можно определить силу, действующую на объект [68]

$$F = MJ \quad , \quad (2.63)$$

где M — масса объекта, кг.

Внешние силы не только перемещают объект, но и вызывают его деформацию. При этом часто силы, вызывающие перемещения объекта, создают и силы, порождающие деформации.

Для определения деформации, предполагается, что объект может изменять свою форму, то есть не является абсолютно твердым телом. Деформацию называют упругой, если благодаря внутренним силам упругости тело восстанавливает свою форму после прекращения действия силы, и остаточной, когда тело после удаления приложенной силы не восстанавливает своей формы. В реальности тела не обладают такими свойствами в полной мере.

Пределом упругости тела называют предел, до которого тела ведут себя как абсолютно упругие. Предел, после которого тело сохраняет изменение формы, называют пределом остаточных деформаций или пластических деформаций.

Помимо предела упругости и деформации существует область текучести материала, в этой области сохраняются остаточные деформации, однако целостность материала еще не нарушается.

Между внешними силами и деформациями имеются определенные соотношения. Так для однородного стержня с сечением S и при воздействии на него силы F , возникающее напряжение в данном сечении

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (2.64)$$

Относительное удлинение (деформация) ε при данной силе F

$$\varepsilon = \frac{F}{SE} = \frac{\Delta l}{l} \quad (2.65)$$

где E - модуль упругости;

l - длина стержня.

Соответственно

$$\sigma = E\varepsilon \quad (2.66)$$

При наличии сил, вызывающих сдвиг (относительный) γ , тангенциальное напряжение

$$\tau = G\gamma, \quad \text{так как } \tau = \frac{F}{S} \quad (2.67)$$

где G - модуль сдвига

Поскольку напряжение и деформации в элементах конструкции РЭС зависят от уровня действующих на них сил, то, зная эти силы, можно выбрать такие материалы (с такими константами E , G) и сечения, при которых не будут происходить недопустимые нарушения их работы.

При заданной деформации энергия прямо пропорциональна модулю упругости E . Поэтому при прочих равных условиях материал с более высоким E будет обладать большей способностью запасать механическую энергию, а следовательно, лучше противостоять силам, ударами и вибрациями.

Большинство элементов РЭС с известным приближением может быть представлено в виде физических тел простейших геометрических форм. Например, в виде балок с прямоугольным или круглым сечениями, прямоугольных или круглых пластин и т. п.

Существуют несколько методов приближенного определения собственных колебаний балок (методы Ритца, Галеркина и др.). В большинстве они основаны на методе Релея, при котором истинную форму колебаний представляют в виде произведений двух функций

$$y(x,t) = Y(x)T(t), \quad (2.68)$$

где упругая линия $Y(x)$ зависит только от абсциссы балки x , а $T(t)$ — только от времени, что соответствует колебаниям в форме так называемых стоячих волн) и заменяют подходящей формой исходя из условий задачи. При этом получают завышенное значение собственных колебаний балки.

Точные методы определения частот основаны на решении дифференциальных уравнений собственных изгибных колебаний балки постоянного сечения без учета влияния инерции поворота сечения и срезающих сил. Это уравнение имеет следующий вид

$$EJ = \frac{\partial^4 Y(x,t)}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 Y(x,t)}{\partial t^2} = 0, \quad (2.69)$$

где $Y(x, t)$ — прогиб балки;

J — момент инерции; E — модуль упругости. Следуя методу Фурье, предположим

$$Y(x,t) = f(x) \cos \omega t, \quad (2.70)$$

где ω - угловая частота собственных колебаний; $f(x)$ — функция формы упругих колебаний изгиба. Вводя в качестве независимой переменной отвлеченную величину

$$\bar{x} = \frac{x}{l} \text{ - (здесь } l \text{ — длина балки), получим дифференциальное уравнение формы колебаний:}$$

$$\frac{\partial^4 f(\bar{x})}{\partial \bar{x}^4} - \alpha^4 f(\bar{x}) = 0 \quad (2.71)$$

$$\alpha^4 = \omega^4 \frac{ml}{EJ}$$

Общее решение уравнения (2.71) можно записать в форме

$$f(\bar{x}) = AS(a, \bar{x}) + BT(a, \bar{x}) + CU(a, \bar{x}) + DV(a, \bar{x}). \quad (2.72)$$

Здесь A, B, C, D — произвольные постоянные, определяющиеся

из соответствующих граничных условий;

$S(a, \bar{x}), T(a, \bar{x}), U(a, \bar{x})$ и $V(a, \bar{x})$ — линейные комбинации угловых и гиперболических функций, введенные А. Н. Крыловым

$$S(a) = \frac{1}{2}(cha + \cos a)$$

$$T(a) = \frac{1}{2}(cha - \cos a) \quad (2.73)$$

$$U(a) = \frac{1}{2}(cha - \cos a)$$

$$V(a) = \frac{1}{2}(cha - \sin a)$$

Пользуясь уравнением (2.71), можно определить колебания простых балок. (Далее для каждого частного случая даны формулы в их окончательном виде без решений уравнений.)

Приведем некоторые формулы расчета собственных изгибных колебаний балок для случаев опорных креплений, показанных на рис. 2.4.

$$f = \frac{1}{2\pi} \frac{\alpha^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}, \quad (2.74)$$

где l - длина балки;

EJ - жесткость балки на изгиб;

m - погонная масса балки;

α - корень трансцендентного уравнения частот (берется из уравнений изгибных колебаний для каждого варианта крепления балки).

Балка с заделанными концами (рис. 2.4, а). Уравнение частот изгибных колебаний

$$ch \alpha \cos \alpha - 1 = 0 \quad \text{или} \quad D(\alpha) = 0. \quad (2.75)$$

Балка с одним заделанным и другим опертым концом (рис. 2.4, б).

Уравнение частот изгибных колебаний

$$Tg \alpha \th \alpha = 0 \quad \text{или} \quad B(\alpha) = 0. \quad (2.76)$$

Балка с одним заделанным и другим свободным концом
(рис. 2.4, в)

Уравнение частот изгибных колебаний

$$\operatorname{Ch} \alpha \cos \alpha + 1 = 0 \text{ или } A(\alpha) = 0. \quad (2.77)$$

Балка с опертыми концами (рис. 1.3, г). Уравнение частот изгибных колебаний

$$\operatorname{Sin} \alpha = 0. \quad (2.78)$$

Балка с одним опертым и другим свободным концом
(рис. 2.3, д).

Уравнение частот изгибных колебаний

$$\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{th} \alpha = 0 \text{ или } B(\alpha) = 0. \quad (2.79)$$

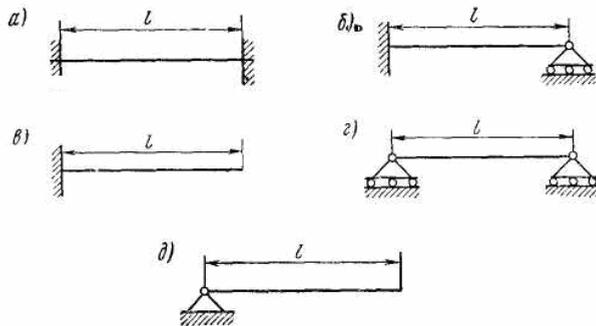


Рис.

2.4. Опорные крепления балок:

а) балка с заделанными концами; б) балка с одним заделанным и одним опертым концом; в) с одним заделанным и одним свободным; г) с двумя опертыми концами; д) с одним опертым и одним свободным концом.

Из формулы (2.74) видно, что для заданного способа крепления балки изменение ее собственной частоты наиболее эффективно путем изменения ее длины. Изменение ее массы слабо влияет на собственную частоту балки.

Довольно точную характеристику аналитическим методам дает автор [1]: «Практическое применение аналитических методов для решения задач динамики конструкций сопряжено с рядом трудностей. Конструкции современной аппаратуры представляют собой сложные механические системы с множеством упругих и жёстких связей, с неклассическими для строительной механики способами крепления отдельных конструктивных элементов. Для такой механической системы сложно построить расчётную модель, достаточно простую и в то же время хорошо отражающую физические и динамические свойства, тем более, что конструкция содержит множество неконтролируемых параметров, например усилия затяжки соединений при сборке плат в пакет, коэффициенты механических потерь материалов элементов. При составлении и решении уравнений движения конструкции возникает ряд математических трудностей».

В результате этих причин началось быстрое развитие численных методов, которые на данный момент широко применяются в системах автоматизированного инженерного анализа.

2.5. Метод конечных элементов для решений некоторых задач механических колебаний конструкций

В последнее время широкое распространение приобрело одно из направлений диакоптики — метод конечных элементов. Данный метод является одним из вариационных методов, зачастую определяется как метод Ритца [35, 37]

Метод конечных элементов (МКЭ) в последнее время получил статус стандарта при решении задач механики твердого тела на основе численных экспериментов [36].

Ранее популярный метод конечных разностей, а также метод граничных элементов в настоящее время используется в ограниченных задачах. МКЭ получил широкое распространение благодаря имеющейся возможности моделирования широкого круга явлений и объектов. Большинство конструктивных элементов, изготовленных из различных материалов и их сочетаний, могут быть проанализированы посредством МКЭ. При этом, необходимо учитывать неизбежные условности и погрешности. В связи с этим соответствие между расчетной моделью и реальной является основным при работе с программами анализа. Даже несмотря на то, что такие САПР имеют достаточно подробную документацию, они в определенной степени являются черными ящиками. То есть результаты анализа имеют определенную степень непредсказуемости результатов, а также возможную неверную их интерпретацию.

В основе метода конечных элементов лежит дискретизация объекта для решения уравнений механики сплошной среды с учетом, что эти уравнения и зависимости выполняются в пределах каждой элементарной области- конечном элементе (КЭ). Они могут соответствовать реальной части пространства, например, пространственные элементы (рис. 2.5а, 2.5б). или быть математической абстракцией: элементы стержней, балок, пластин, оболочек (рис. 2.5в). В пределах КЭ назначаются свойства участка объекта и описываются поля необходимых величин (перемещения, деформации, напряжения).

Параметры из второй группы задаются в узлах элемента, далее вводятся интерполирующие функции, с помощью которых соответствующие значения можно определить в любой точке внутри элемента или на его границе. Математическое описание

элемента сводится к тому, чтобы определить зависимости действующих в узлах факторов [36]. В механике сплошной среды это обычно перемещения и усилия. В качестве примера приведем прямой метод построения уравнений, который связывает данные факторы в пределах конечного элемента, приведены выдержки из работы [36]

1. Поле перемещений A в пределах элемента (для пространственной задачи $\Delta = \{u, v, w\}$) посредством интерполяционных функций (в так называемых изопараметрических конечных элементах), собранных в матрицу $/N/$, выражается через узловые перемещения $\{\Delta\}$. Смысл интерполяционных функции состоит в том, чтобы, зная величины, например, перемещений в узлах, получить их значения в любой точке элемента в зависимости от координат. В матричном виде соотношения имеют вид

$$\Delta = N \cdot \{\Delta\}. \quad (2.80)$$

Для пространственной задачи

$$\{\Delta\} = \{u_1, v_1, w_1, \dots, u_k, v_k, w_k\}, \quad (2.81)$$

где k – число узлов конечного элемента.

2. Поле деформаций ε выражается через степени свободы $\{A\}$ посредством дифференцирования поля перемещений (а фактически интерполяционных функций) согласно соотношениям, собранным в матрицу $/D/$ и связывающим деформации с перемещениями

$$\varepsilon = D \cdot \{\Delta\}. \quad (2.82)$$

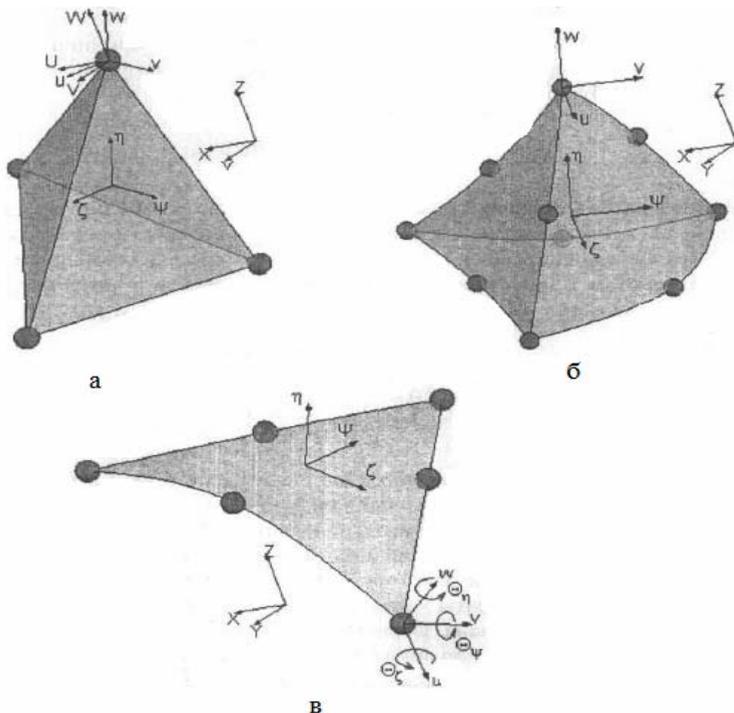


Рис. 2.5. Конечные элементы:

- а) объемный линейный; б) объемный параболический;
 в) параболический конечный элемент поверхности

3. С учетом уравнений состояния, в основе которых лежит закон Гука и коэффициенты которых образуют матрицу $/E/$, устанавливается связь сначала между полем напряжений и полем деформаций

$$\sigma = /E/ \cdot \varepsilon, \quad (2.83)$$

а затем и между напряжениями и степенями свободы в узлах

$$\sigma = /E/ \cdot /D/ \cdot \{\Delta\}. \quad (2.84)$$

4. Формулируются выражения для сил $\{F\}$, действующих в вершинах элемента, в зависимости от поля напряжений, для чего используется матрица преобразования напряжений в узловые силы $/A/$

$$\{F\} = /A/ \cdot \{ \sigma \}. \quad (2.85)$$

5. Связываются выражения для узловых сил и перемещений в узлах

$$\{F\} = /k/ \cdot \{ \Delta \}, \quad (2.86)$$

где $/k/ = /A/ \cdot /E/ \cdot /D/$ - матрица жесткости конечного элемента.

6. Для придания матрице $/k/$ свойства симметрии добиваемся замены матрицы преобразования жесткости матрицей, транспонированной к матрице преобразования перемещений в деформации $/D/$. Тогда

$$/k/ = /D/^{T} \cdot /E/ \cdot /D/. \quad (2.87)$$

Перечисленные зависимости позволяют, зная перемещения в узлах, получить величины сил, а также решить обратную задачу: по силам найти перемещения, затем деформации и напряжения в пределах конечного элемента.

Прямая формулировка, как правило, используется для получения матриц жесткости конечных элементов стержней, балок и пластин, а также для описания процесса теплопроводности.

Для получения матриц жесткости пространственных элементов наиболее часто используются вариационные принципы,

например, принцип минимума потенциальной энергии. Полученная таким образом матрица жесткости из пункта б здесь будет вычисляться как

$$/k/= /j_v /D^T/E/ \cdot /D/dx dy dz/. \quad (2.88)$$

Программы, реализующие метод конечных элементов, могут иметь различное назначение. Чаще всего требуется только решение линейных задач в упругой постановке, однако число степеней свободы может быть различным, от нескольких десятков до нескольких тысяч. В задачах динамики и устойчивости может потребоваться отыскание собственных значений, а для решения нелинейных задач может оказаться необходимым применение различных итерационных методов».

2.6. Разрушение паяных соединений и анализ причин возникновения разрушений

При любых видах нагрузки материалы подвергаются двум видам напряжений [45]: нормальные (сжимающие и растягивающие) и тангенциальные (касательные). При осевом растяжении стержня припоя либо другого металла произвольной длины силой F растягивающие напряжения перпендикулярны поперечному сечению стержня и равны

$$\sigma = F/S, \quad (2.89)$$

а максимальные тангенциальные напряжения направлены под углом 45° к оси растяжения и равны

$$\tau = 0,5\sigma. \quad (2.90)$$

Относительные величины напряжений, а так же их направлений при анализе паяных соединений могут значительно отличаться от случая простого растяжения стержня.

В соответствии с приведенными видами напряжений существуют два типа разрушения: разрушение путем отрыва при воздействии максимальных нормальных напряжений и разрушение вследствие среза от максимальных касательных напряжений.

Прочность паяного соединения (ПС) определяется сопротивлением его слабого звена к воздействию силового поля. Подобным слабым звеном могут являться дефекты формирования ПС и его поверхности, непропаи, неспаи, общая или локальная эрозия основного металла, помимо этого существуют структурно-чувствительные дефекты — уадочные и газовые поры, релаксационные, кристаллизационные, термические трещины, интерметаллические соединения, шлаковые и флюсовые включения.

При расчетной оценке прочности ПС необходимо учитывать довольно сложный характер напряженного состояния при воздействия нагрузки. Примем, что напряжения в паяном шве не превышают предела упругости припоя, для того чтобы использовать схему анализа адгезионных и клеевых соединений. Модуль упругости паяного шва E_1 при этом меньше модуля упругости основного металла E .

В соединениях нахлесточного типа в результате относительного сдвига элементов, находящихся в соединении, и искривления из-за действия изгибающего момента создаются тангенциальные напряжения τ и нормальные напряжения σ_z и σ_y , которые неравномерно распределены по длине и толщине нахлесточного соединения. Концентрация тангенциальных напряжений тем выше, чем выше отношение E/E_1 . В зоне спаия (диффузионная зона) сдвиговые деформации имеют максимальное

значение, в результате неоднородной структуры, которая возникает при кристаллизации, они плохо передаются в структуру паяного шва и практически не релаксируют. Возникающая высокая концентрация напряжений может привести к отрыву припоя от основного металла. Это особенно характерно, для миниатюрных ПС в электронике, когда пластические свойства в небольших размерах соединения не реализуются.

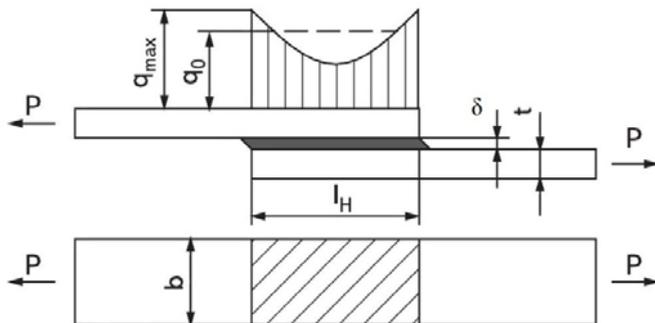


Рис. 2.6. Паяное соединение внахлестку, нагруженное осевыми силами

При пайке таких соединений большое внимание следует уделять качеству спая, то есть выполнению условий необходимого формирования паяного шва с плавными и симметричными галтелями, так как наибольшие значения тангенциальных напряжений q приходятся на край галтели

$$q_{\max} = \frac{\alpha \rho}{2} \left(\sqrt{\frac{1 + ch(\alpha l_H)}{sh(\alpha l_H)}} \right), \quad (2.91)$$

где

$$\alpha = \sqrt{\frac{2G}{E}} \cdot \frac{b}{F\delta}. \quad (2.92)$$

Из условий статической равнопрочности

$$l_H = 2t, \quad F = b \cdot t, \quad (2.93)$$

получим

$$\alpha l = \sqrt{\frac{8G}{E}} \cdot \frac{t}{\delta}. \quad (2.94)$$

Коэффициент концентрации напряжений

$$\beta = \frac{\alpha l}{2} \cdot \left(\frac{1 + ch(\alpha l)}{sh(\alpha l)} \right).$$

Чем меньше отношение G/E , где E — модуль упругости основного металла, а G — модуль сдвига паяного шва, тем меньше значение коэффициента концентрации и тем больше вероятность выравнивания q_0 при малых деформациях. Как пример, для пайки меди припоем ПОС-61 отношение $G/E \approx 0,04$, для пайки стали латунию $G/E \approx 0,4$ (в 10 раз больше), в связи с этим хрупкое разрушение в последнем случае возможно при напряжениях меньших предела текучести латуни.

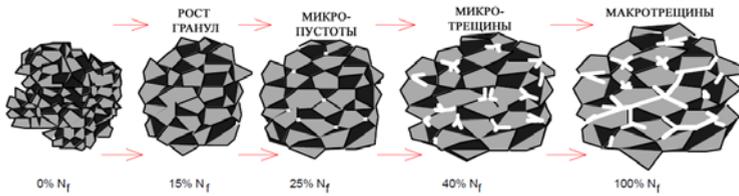
Одним из главных значений для анализа напряженного состояния ПС имеет способ закрепления компонентов, условия направление действия внешних сил и их приложение с учетом внутренних напряжений. Подобные условия реализуются на несущем базовом конструктиве — печатной плате (ПП), которая в

конструктивную прочность изделия вносит еще две механо-технологические характеристики, такие как прочность фольги на отдир (не для случая гальванической металлизации), сопротивление вырыва металлизации отверстия и, самое главное — технологические факторы обеспечения требуемых условий формирования ПС на плате — использование эффективных флюсов, обеспечение оптимальных технологических зазоров, соблюдение установленных режимов пайки, дозирование припоя.

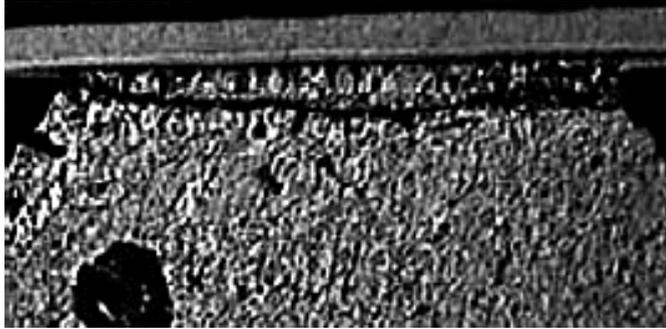
Так же к одним из самых главных причин разрушения паяного соединения необходимо отнести фактор старения оловянно-свинцовых припоев.

Структура зерна припоя нестабильна во времени. То есть со временем происходит рост зерна, так как это ведет к уменьшению внутренней энергии кристаллической структуры. Подобный процесс формирования зерна ускоряется с ростом температуры, а так же при термоциклической нагрузке. Данный процесс роста зерна приводит к образованию накапливающейся усталости [42, 47]. По мере роста зерна так же увеличиваются межкристаллитные прослойки, в которые вторгаются всевозможные загрязнения припоя и различные пустоты. Вследствие этих диффузионных процессов увеличения кристаллов прочность припоя падает.

В момент, когда образуется 25% микропустот, при воздействии соответствующих механических нагрузок происходит разрушение ПС по границам зерен. Подобные микропустоты превращаются в микротрещины, когда их объем достигает 40%. Микропустоты увеличиваются в объеме, растут микротрещины и соединяются в макротрещины, которые ведут к полному разрушению ПС (см. рис. 2.7).



а)



б)

Рис. 2.7. а) описание эффектов накапливающихся дефектов

усталости в структуре паяного соединения;

б) макротрещина в паяном соединении

С. Басаран и С. Ян получили функцию развития дефектов с помощью термодинамической теории [47]. Их уравнение дефектов прогнозирует жизненную усталость припоя.

$$D = 1 - e^{-(\Delta e - \Delta \phi / N_0 k T / m_s)}, \quad (2.95)$$

$$\Delta e - \Delta \phi = \frac{1}{\rho} \left(\int_{\varepsilon_0}^{\varepsilon} \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij}^p \right) - \int_{t_0}^t \frac{1}{\rho} \frac{\partial q_i}{\partial x_i} dt + \int_{t_0}^t \dot{\gamma} dt, \quad (2.96)$$

где D - монотонно возрастающая скалярная переменная дефектов в текущем состоянии,

T - абсолютная температура,

N_0 - постоянная Авогадро,

k – постоянная Больцмана,
 m_s – средномолекулярное молярное число,
 ρ – удельный вес,
 σ_{ij} – тензор напряжений,
 $d\varepsilon_{ij}^p$ - приращение тензора пластической деформации,
 $\dot{\gamma}$ - распределенный внутренний уровень высокой температуры на единицу массы,
 q_i - тензор теплового потока.

Возрастающая зависимость напряжение-деформация, изменяемая дефектами, может быть получена из принципа эквивалентности напряжения

$$d\sigma_{ij} = (1 - D)C_{ijkl}d\varepsilon_{kl}^{el}, \quad (2.97)$$

$d\sigma_{ij}$ - увеличение тензора напряжения;

C_{ijkl} - базовая матрица эластичности;

$d\varepsilon_{kl}^{el}$ - возрастающий тензор пластической деформации.

Наиболее существенный вклад этой модели - то, что у нее есть только четыре материальных параметра. Эта модель способна к предсказанию широкого диапазона образцов деформации в монотонном, циклическом, и пластических режимах. Учитывается зернистая структура паяного соединения и ее изменение в широком диапазоне.

2.7. Усталостные характеристики паяных соединений поверхностного монтажа и прогнозирование надежности

Характеристика усталости паяных соединений поверхностного монтажа исследовалась экспериментально в многочисленных научных изысканиях. Результаты исследований, которые выполнялись таким образом, чтобы получить механизм разрушения, подобный действующему при эксплуатации типичных электронных изделий, позволили разработать математическую модель развития усталости в припое.

Модель относится к паяным соединениям, не имеющим покрытия. Разработка обобщенной модели, учитывающей влияние всех факторов, невозможна из-за сложности и обширного разнообразия влагозащитных покрытий. Для оценки влияния покрытия на надежность необходимо провести сравнительные испытания тест-плат, имеющих данное покрытие, и плат без покрытия.

Обобщенный закон усталостного разрушения для металлов был разработан, исходя из совокупной накопленной плотности энергии вязко-пластической деформации. Усталостная долговечность при циклической сдвиговой нагрузке N_f связана с плотностью энергии вязко-пластической деформации за один период стабилизированного цикла усталости ΔW уравнением, предложенным Морроу

$$\overline{N_f} = C[\Delta W]^{1-c}, \quad (2.98)$$

где C - константа материала, а значение показателя c для большинства металлов лежит в пределах от $-0,5$ до $-0,7$. Отсюда может быть непосредственно получено известное соотношение Коффина-Мэнсона для усталостной долговечности при пластической деформации, являющееся ограниченным по напряжению

частным случаем этой обобщенной функции усталостного разрушения, в виде

$$\overline{N_f} = C [\Delta\gamma_p]^{1-C}, \quad (2.99)$$

где $\Delta\gamma_p$ - диапазон пластических деформаций при циклическом воздействии.

Долговременная надежность паяных соединений поверхностного монтажа (ПМ) определяется разностью между требуемым расчетным сроком службы и циклической усталостной долговечностью паяного соединения, которая зависит от конструкции компонентов, конструкции сборки и условий эксплуатации. Циклическая усталостная долговечность паяного соединения определяется величиной усталостных повреждений, накапливаемых при циклическом воздействии. Разрушение паяного соединения происходит тогда, когда суммарная величина накопленных повреждений превосходит способность припоя выдержать такое повреждение.

Реакция паяного соединения на циклические сдвиговые напряжения характеризуется петлей гистерезиса на плоскости в координатах напряжение сдвига/остаточная деформация (рис. 2.8). Площадь этой петли гистерезиса представляет собой плотность энергии вязко-пластической деформации за один цикл ΔW .

Для типичных паяных соединений с выводными компонентами поверхностного монтажа максимальные значения напряжений в паяном соединении лежат значительно ниже предела текучести припоя и зависят от различий коэффициентов теплового расширения. Таким образом, линии снижения прочности, за исключением участка первоначальной упругой нагрузки, определяют ширину петли гистерезиса в направлении оси напря-

жений. Как для безвыводных, так и для выводных паяных соединений максимальные напряжения определяются деформациями, возникающими из-за несоответствия коэффициентов теплового расширения.

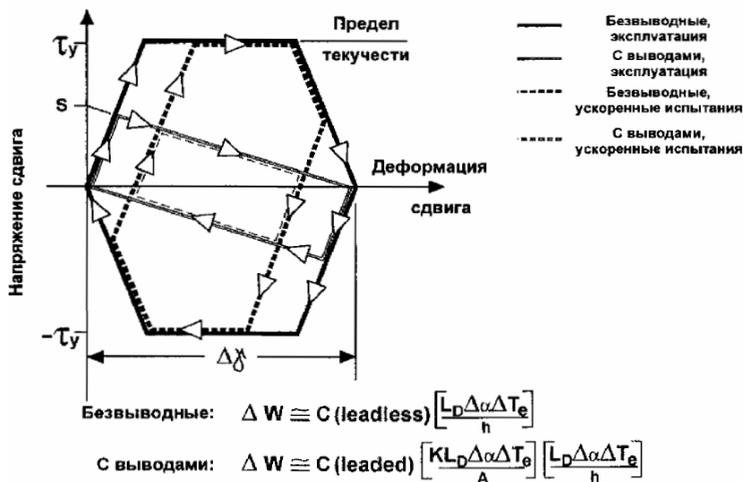


Рис. 2.8. Накопление усталостного напряжения

Для паяных соединений безвыводных компонентов ПМ петля гистерезиса ограничена огибающей кривой постоянного напряжения (не зависящей от несовпадения коэффициентов теплового расширения), определяемой пределом текучести припоя при первоначальной упругой нагрузке и пластическим течением, и линиями снижения прочности в ходе процесса ползучести и релаксации напряжений. Анализ паяных соединений для безвыводных компонентов ПМ выполняется относительно просто, поскольку в отличие от анализа реакции соединений компонентов с выводами, он не усложнен эффектами взаимодействия припоя с конструкцией гибких выводов.

При использовании металлов в диапазоне температур, когда зависящие от времени и температуры процессы ползучести и релаксации напряжений становятся значительными по сравнению с первоначальной пластической деформацией, обусловленной текучестью (обычно выше 50% абсолютной температуры плавления), прямое определение ΔW или $\Delta \gamma_p$ становится невозможным. Суммарная пластическая деформация со временем возрастает по мере того, как накопленная в структуре "вывод компонента/паяное соединение/подложка" энергия упругой деформации преобразуется в энергию совокупной необратимой вязко-пластической деформации в элементе конструкции (припой), в котором развивается ползучесть/релаксация напряжений. По истечении достаточного времени, которое для припоя при рабочих температурах может быть непродолжительным, практически вся запасенная энергия упругой деформации накапливается в виде энергии вязко-пластической деформации в паяных соединениях. При этом циклический обход петли гистерезиса на плоскости напряжение сдвига/деформация достигает максимума, характеризуя тем самым максимальное циклическое усталостное разрушение в паяном соединении.

Прогнозирование усталостной долговечности $N_f(x\%)$ паяных соединений поверхностного монтажа, а следовательно, и надежности соединений ПМ, возможно как для изотермических механических, так и для тепловых циклических испытаний. Эти прогнозы относятся к типичным реалистическим условиям эксплуатации и репрезентативным ускоренным.

Для жестких безвыводных паяных соединений ПМ, у которых напряжения в паяных соединениях превосходят порог текучести припоя, прогностическое уравнение для теплового циклического нагружения имеет вид

$$N_f(x\%) = \frac{1}{2} \left[\frac{2\varepsilon_f h}{F L_D \Delta\alpha\Delta T_e} \right]^{\frac{1}{c}} \left[\frac{\ln(1 - 0.01x)}{\ln(0.5)} \right]^{\frac{1}{B}} \quad (2.100)$$

Следует отметить, что в уравнении (2.100), а также в уравнении (2.101), параметры, стоящие слева от вторых скобок отражают физические причины отказа и определяют среднюю циклическую долговечность; члены уравнения, находящиеся во вторых скобках, отражают статистическое распределение отказов, которое представлено в виде распределения Вейбулла.

Для паяных соединений с гибкими выводами, у которых напряжения в паяных соединениях лежат ниже предела текучести и, следовательно, не ограничиваются им, прогностическое уравнение имеет вид

$$N_f(x\%) = \frac{1}{2} \left[\frac{2\varepsilon_f (200\text{psi}) Ah}{F K_D (L_D \Delta\alpha\Delta T_e)^2} \right]^{\frac{1}{c}} \left[\frac{\ln(1 - 0.01x)}{\ln(0.5)} \right]^{\frac{1}{B}} \quad (2.101)$$

где коэффициент масштабирования для метрических единиц измерения равен 1,38 МПа вместо 200 psi, где для оловянно-свинцовых припоев с составом, близким к эвтектическому (63/37 и 60/40, для припоев другого состава ожидаются другие значения коэффициентов)

$$c = -0,442 - 6 \cdot 10^{-4} T_{Sf} + 1,74 \cdot 10^{-2} \ln\left(1 + \frac{360}{t_D}\right) \quad (2.102)$$

и где

A – эффективная минимальная площадь паяного соединения, воспринимающая нагрузку ($2/3$ площади проекции смачиваемой припоем области вывода на контактную площадку);

c – показатель усталостной пластичности, определенный в уравнении (2.102);

F – эмпирический коэффициент "неидеальности", указывающий на отклонения реальных паяных соединений от идеализирующих допущений, учитывающий вторичное и, чаще всего, неопределенное влияние циклических искажений формы и переходных состояний, неидеальность геометрии паяного соединения, наличие хрупких интерметаллических соединений и обогащенных Pb межфазных слоев, различие коэффициентов теплового расширения припоя и присоединяемого материала, а также неточности и неопределенности параметров уравнений (2.159) и (2.160); $1,5 > F > 1,0$ для цилиндрических безвыводных соединений, $1,2 > F > 0,7$ для безвыводных соединений с галтелями (корончатые кристаллодержатели и чип-компоненты), $F = 1$ для паяных соединений с использованием гибких выводов;

h – высота паяного соединения, для соединений с выводами $h = 1/2$ толщины трафарета для паяльной пасты, что является характерным для усредненной толщины припоя;

K_D – «диагональная» изгибная жесткость свободного неспаянного вывода компонента, определяемая энергетическими методами расчета деформации или методом конечных элементов;

$2L_D$ – максимальное расстояние между паяными соединениями компонента, измеренное между центрами контактных площадок;

N – циклическая частота интервалов расчетной долговечности, количество рабочих циклов в течение срока службы изделия;

$N_f(x\%)$ – количество рабочих циклов при вероятности отказа $x\%$;

T_C, T_S – установившаяся рабочая температура компонента и подложки ($T_C > T_S$ для диссипации энергии в компоненте) во время выдержки при высокой температуре;

$T_{C,O}, T_{S,O}$ – установившаяся рабочая температура для компонента и подложки во время выдержки при низкой температуре, для нерабочих полупериодов (питание отключено);

$T_{SJ} = (1/4)(T_C + T_S + T_{C,O} + T_{S,O})$ – средняя температура паяного соединения в цикле;

t_D – время выдержки в полупериоде, выраженное в минутах - среднее время для релаксации напряжений при температурах T_C, T_S и $T_{C,O}, T_{S,O}$;

x – допустимая совокупная вероятность отказа для исследуемого компонента после N циклов, %;

α_C, α_S – коэффициент теплового расширения (КТР) для компонента и подложки;

β – параметр формы распределения Вейбулла, наклон графика распределения; если оно неизвестно, используется (2.100) для безвыводных соединений и (2.99) для соединений с гибкими выводами;

ΔD – потенциальное повреждение при циклическом нагружении после полной релаксации напряжений;

$\Delta T_C = T_C - T_{C,O}$ – амплитуда циклических колебаний температуры компонента;

$\Delta T_e = (\alpha_S \Delta T_S - \alpha_C \Delta T_C) / \Delta \alpha$ – эквивалентная амплитуда циклических колебаний температуры, вызывающая диссипацию энергии в компоненте, а также колебания внешней температуры компонента ($\Delta \alpha \neq 0$);

$\Delta T_S = T_S - T_{S,O}$ – амплитуда циклических колебаний температуры подложки (в области компонента);

$\Delta\alpha = \alpha_C - \alpha_S$, абсолютная разность коэффициентов теплового расширения компонента и подложки, несовпадение КТР;

ε_f – коэффициент усталостной пластичности, $2\varepsilon_f = 0.65$ для оловянно-свинцовых припоев с составом, близким к эвтектическому (63/37 и 60/40), для припоев другого состава ожидаются другие значения коэффициента ε_f .

Паяные соединения, подвергаемые циклическому воздействию несоответствий теплового расширения, выходят из строя в результате накопления сдвиговых усталостных повреждений, т.е. из-за явления износа. В зависимости от условий нагружения эти усталостные повреждения могут усугубляться растягивающими напряжениями (из-за вибрации и/или механического удара), процессами ползучести и релаксации напряжений, коррозии и/или окисления, и другими способствующими разрушению механизмами.

Отказ паяного соединения определяется, как полное разрушение по сечению паяного соединения, в результате которого части соединения теряют сцепление друг с другом.

Отказ паяного соединения вследствие полного разрушения обычно не сопровождается обрывом электрической цепи или даже заметным возрастанием электрического сопротивления. Как правило, отказавшее паяное соединение окружено исправными, вследствие чего между поверхностями излома паяного соединения создается прижимной контакт. Отказ паяного соединения электрически обнаруживает себя только во время тепловых и механических переходных состояний либо возмущений в виде непродолжительных ~ 1 мкс пиковых отклонений повышенного сопротивления (>300 Ом). При изменениях температуры паяные соединения подвергаются сдвиговым нагрузкам, а не растягивающим; поэтому поверхности излома разрушенных паяных соединений проскальзывают относительно друг друга, создавая непродолжительные нерегулярности характеристик

проводимости. Поэтому, в данном случае, практическим определением отказа является прерывание электрической цепи ($> 300 \text{ Ом}$) на периоды, длительность которых превышает 1 мкс.

Однако интервал между отказом паяного соединения и моментом обнаружения этого отказа может составлять сотни циклов. Это особенно важно для ускоренных испытаний на надежность с ожиданием ранних отказов (< 1000 циклов), в которых интервал обнаружения может стать начительной частью суммарной долговечности.

2.8. Математические модели механических нагрузок различной природы

Точное аналитическое решение задачи механических воздействий на достаточно сложные по конструкции РЭС можно получить только в случае, если записанные уравнения удовлетворяют всем условиям задачи [1]:

1. Необходимо записать дифференциальные уравнения в частных производных, описывающие деформированное состояние в каждой точке конструкции. Если конструкция состоит из нескольких деталей, соединенных между собой, то для каждой детали записывается три дифференциальных уравнения равновесия для трех компонентов перемещений u , v , w в направлении, трех координатных осей. В точном решении должно быть по три формулы для u , v и w для каждой однородной детали.

2. Граничные условия. Граничные условия в задачах теории упругости задаются по всему наружному контуру в виде перемещений (кинематическое возмущение) и напряжений или сил, (силовое возмущение). Причем можно задавать прогиб, угол поворота сечения, изгибающий момент и силу в любом наборе. Всего может быть шесть разных сочетаний. При задании

граничных условий необходимо исключить движение всей конструкции как целого и задать условия в местах соединения отдельных деталей, в которых перемещения известны.

3. Промежуточные граничные условия. Если конструкция неоднородна, т. е. содержит соединения нескольких областей из различных материалов, то на границе раздела должны выполняться промежуточные граничные условия.

4. Начальные условия. Необходимо задать все граничные условия в начальный момент времени. Кроме того, в начальных условиях должно быть задано энергетическое состояние конструкции, т. е. кинетическая и потенциальная энергии всех ее частей. Кинетическая энергия определяется скоростью движения, а потенциальная энергия деформированного состояния относительным начальным положением всех точек конструкции. Следовательно, в начальных условиях нужно задать перемещения и скорости во всех точках конструкции.

Таким образом, получить точное решение, удовлетворяющее всем указанным условиям, чрезвычайно трудно, даже для простой конструкции и простых нагрузок. Но даже в тех случаях, когда удается получить такое решение, то его совпадение с экспериментом с точностью 10 - 20% считается хорошим.

Поэтому в настоящее время все более широкое развитие и внедрение получают системы комплексного моделирования радиоэлектронных модулей на основе CALS технологий.

Для использования таких систем необходимо создать виртуальный макет изделия. Это совокупность информации, содержащая структурированные в базе данных сведения об изделии, собранные на стадиях проектирования и систематизированные таким образом, чтобы можно было при просмотре составить достаточно полное о нем представление, включая как внешний вид конструкции, так и его внутренние параметры, режимы работы и свойства отдельных элементов и выходные ха-

рактеристики. Виртуальный макет изделия дает возможность обращаться с ним, как с материальным оригиналом, а именно: оценивать соответствие параметров и выходных характеристик изделия требованиям технического задания, стандартам и другой нормативной конфигурации, а также проводить модельные испытания вместо дорогостоящих натурных испытаний физического макета или опытного образца [8].

Численные методы решения краевых задач являются приближенными. Наибольшее распространение получили дискретные численные методы - метод конечных элементов (МКЭ), метод конечных разностей (МКР), вариационно-разностные методы и их различные модификации. Характерным для них является то, что исходная дифференциальная задача, описанная в разделе 1.2 заменяется алгебраической (т. е. дифференциальные соотношения заменяются системой алгебраических уравнений и искомые функции, например перемещения, вычисляются не в каждой точке модуля, а только в отдельных точках, которые называют узлами сетки. Между, этими точками предполагается, что искомая функция изменяется по некоторому простому закону, который может быть задан аппроксимирующими полиномами [7].

Достоинство дискретных методов состоит в том, что нет принципиальных препятствий для составления соответствующих систем алгебраических уравнений при любой конфигурации конструкций, и любых начальных и граничных условиях. Поэтому с помощью этих методов можно производить расчеты неоднородных конструкций сложной формы. Такие большие объемы вычислений можно выполнять только с помощью ЭВМ.

В МКЭ узлы сетки могут располагаться по области произвольно. Например, фигуры между узлами в плоской задаче могут представлять собой различные треугольники (рис. 2.9, а).

В объемной задаче такие фигуры — чаще всего тетраэдры (рис. 2.9, б)

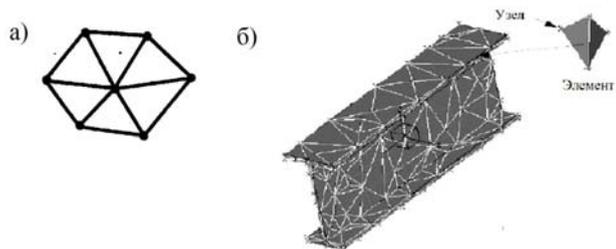


Рис. 2.9. Конечные элементы
а) в форме треугольника; б) в форме тетраэдра

В МКР область разбивается на элементы плоскостями, параллельными координатным плоскостям. Например, в прямоугольной системе координат дискретные элементы будут иметь прямоугольные формы. Узлы сетки помещаются или в вершинах прямоугольников или в их центрах (рис. 2.10).

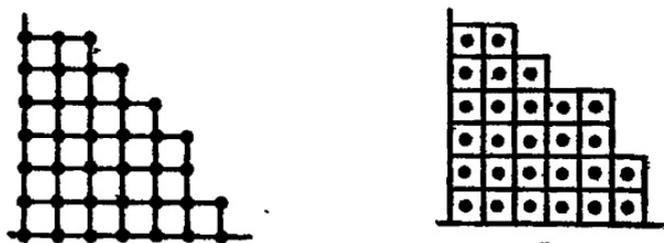


Рис. 2.10. Представление области в методе конечных элементов

Произвольное расположение узлов в МКЭ определяет преимущества этого метода по сравнению с МКР. Более того, использование разностных схем позволяет вообще избегать решения системы связанных уравнений и решать в каждом узле в каждый момент одно уравнение с одним неизвестным.

Процесс моделирования механических воздействий реализуется поэтапно [7]. Первый этап - разбиение (рис. 2.11, а). Конструкция разбивается на дискретные элементы плоскостями, параллельными координатным плоскостям. При разбиении следует стремиться к тому, чтобы эти плоскости не совпадали с гранями параллелепипедов. Внутри каждого дискретного элемента (рис. 2.11, б)

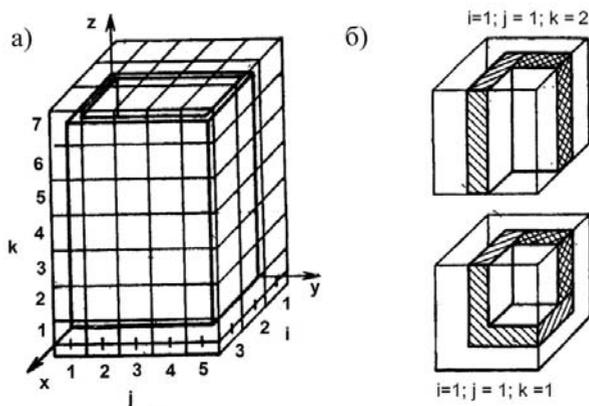


Рис. 2.11 Разбиение конструкции

- а) расположение конструкции внутри сеточной области;
- б) дискретные элементы модели

может попасть несколько частей компонентов конструкции. Эти части могут быть выполнены из разных материалов. Кроме того, могут быть и «пустые» элементы, в которые не попадает ни один компонент.

Если в таблице компонентов имеются малые детали, размеры которых меньше шагов сетки, то они могут целиком разместиться внутри дискретного элемента. В дальнейшем такие детали будут автоматически учитываться в расчете лишь в инерционных характеристиках элементов.

В результате разбиения получаются неоднородные по своей структуре дискретные элементы. Каждая грань элемента может включать в себя различные области (рис. 2.11, б), образованные пересечением координатных плоскостей с компонентами конструкций.

Второй этап - осреднение. На этом этапе упругие свойства каждого дискретного элемента осредняются («размазываются») по всему дискретному элементу. Иными словами, неоднородные элементы, как на рис. 2.11, б, заменяются однородными, которые в среднем деформируются так же, как и исходные неоднородные элементы. Осреднение должно производиться отдельно по каждому виду деформаций элемента. В расчетной модели дискретные элементы могут подвергаться следующим деформациям: растяжению (сжатию) в трех направлениях; сдвигу в трех плоскостях; изгибу в трех плоскостях; кручению в трех плоскостях.

Для каждого из этих 12 видов деформаций получается свое среднее значение жесткости элемента. Формулы для вычисления жесткостей дискретных элементов получаются при рассмотрении взаимодействия дискретных элементов в модели.

Третий этап - выражение деформаций через обобщенные перемещения. Состояние дискретного элемента в каждый момент определяется шестью переменными (рис. 2.12, а): тремя линейными перемещениями u , v и w в

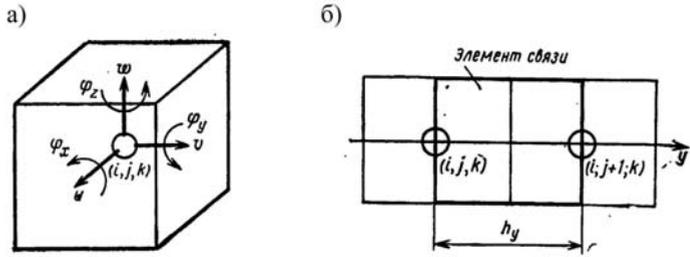


Рис. 2.12. Выражение деформаций через обобщенные перемещения:

а) обобщенные перемещения элемента; б) деформации растяжения

направлении соответствующих координатных осей и тремя углами поворота φ_x , φ_y и φ_z относительно этих осей. Перемещения и углы поворота называют обобщенными перемещениями и относят к центру дискретного элемента (узлу сетки с координатами i, j, k).

Каждый дискретный элемент в общем случае взаимодействует с шестью ближайшими соседями. Это взаимодействие рассматривается как действие упругих сил и моментов, приложенных к каждой грани, которая находится между центрами двух соседних элементов. Элемент пространства между двумя соседними узлами называют элементом связи (рис. 2.12, б). Элемент связи может испытывать вышеуказанные деформации. Каждый вид деформаций выражается через обобщенные перемещения в двух соседних узлах сетки. Рассмотрим эти деформации применительно к примеру, приведенному на рис. 2.12, б.

Различают однородные и неоднородные деформации. Однородные деформации одинаковы по объему элемента связи. Например, растяжение в направлении оси y (см. рис. 2.12, б) оп-

ределяется как приращение длины элемента связи к первоначальной его длине:

$$\varepsilon_{yy}' = \frac{v_i; j+1; k - v_{i,j,k}}{h_y} \quad (2.103)$$

Сдвиг, показанный на рис. 2.13, а, определяется отклонением от прямого угла элемента связи за счет сдвига противоположных граней, а сдвиг на рис. 2.13, б - отклонением от прямого угла за счет поворота граней:

$$\varepsilon_{zy}' = \frac{w_i; j+1; k - w_{i,j,k}}{h_y}, \quad (2.104)$$

$$\varepsilon_{zy}'' = \frac{\varphi_x(i; j+1; k) + \varphi_x(i, j, k)}{2} \quad (2.105)$$

Другие деформации элемента связи будут неоднородными, т. е. непостоянными по объему элемента. Деформации изгиба (рис. 2.14) определяются поворотами противоположных граней в различные стороны относительно одной из осей этих граней. При этом верхняя часть элемента связи растягивается, а нижняя - сжимается (или наоборот). Эти деформации определяются относительным удлинением на расстоянии z от срединной поверхности элемента:

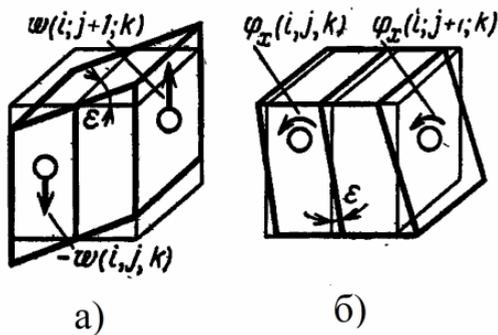


Рис. 2.13. Деформация сдвига

$$\varepsilon_{yy}(z) = -\frac{\varphi_x(i; j+1; k) - \varphi_x(i; j; k)}{h_y} z \quad (2.106)$$

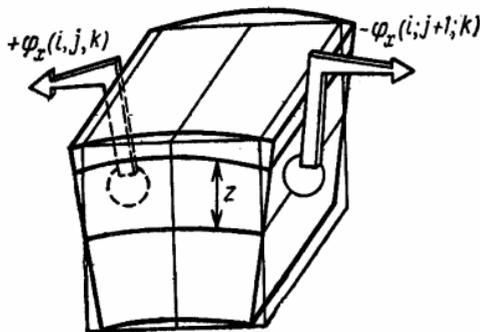


Рис. 2.14. Деформации изгиба

Деформации кручения (рис. 2.15) вызываются поворотом противоположных граней элемента связи в разные стороны относительно центральной оси, нормальной к поверхности этих граней. Эти деформации определяются отклонением от прямого угла на расстояние z от центральной оси:

$$\varepsilon_{zy}(z) = \frac{\varphi_y(i; j+1; k) - \varphi_y(i; j; k)}{h_y} z \quad (2.107)$$

Четвертый этап — выражение сил и моментов через деформации. Деформации растяжения определяют нормальные напряжения (рис. 2.16). Равнодействующая этих напряжений — нормальная сила, приложенная к грани дискретного элемента:

$$F_{yy}^+ = \sigma_{yy} h_x h_y = E \varepsilon_{yy} h_x h_y = c_{yy}^+ [v_{i; j+1; k} - v_{i; j; k}], \quad (2.108)$$

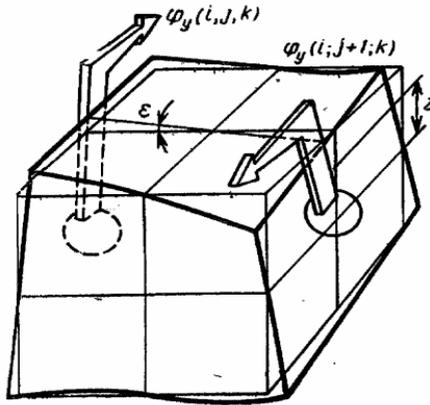


Рис. 2.15. Деформации кручения

где $c_{yy}^+ = E \frac{h_x h_z}{h_y}$

Индексы «+», «—» на рис. 2.16 указывают на то, что силы приложены к передней и задней (по отношению к узлу) граням элемента соответственно.

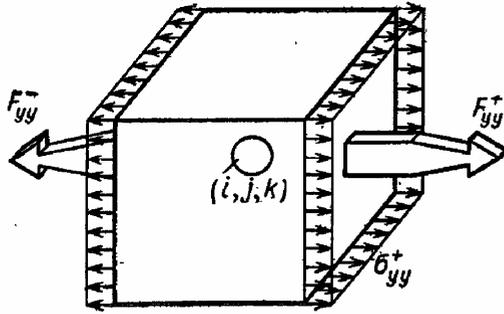


Рис. 2.16. Нормальные силы

Деформации сдвига определяют касательные напряжения и касательные силы. На каждой грани дискретного элемента таких касательных сил будет две — в направлениях осей x и z . На рис. 2.17 показана одна из них — F_{zy}^+

$$F_{zy}^+ = \sigma_{zy}^+ h_x h_z = \mu (\varepsilon'_{yy} + \varepsilon''_{yy}) h_x h_z = c'_{zy} [w_{i,j+1,k} - w_{i,j,k}] - c''_{zy} [v_{i,j,k} - v_{i,j+1,k}] \quad (2.109)$$

где
$$c'_{zy} = \mu \frac{h_x h_z}{h_y}$$

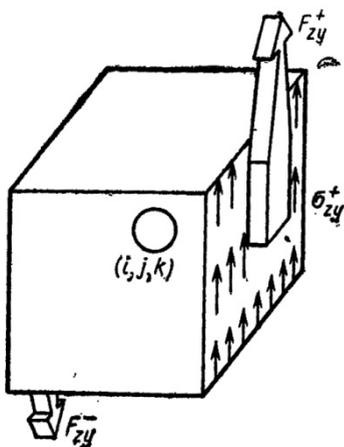


Рис. 2.17. Касательные силы

Неоднородные деформации определяют моменты. Деформации изгиба определяют изгибающие моменты (рис. 2.18, а), а деформации кручения - крутящие моменты (рис. 2.18, б).

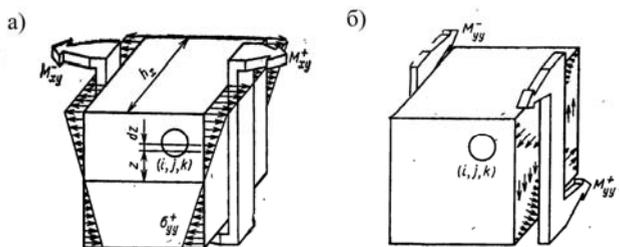


Рис. 2.18. Моменты сил

а) изгибающие моменты; б) крутящие моменты

$$M_{xy}^+ = \int_{-h_z/2}^{h_z/2} \sigma_{yy}^+ h_x h_y z dz = k_{xy}^+ [\varphi_{x(i;j+1;k)} - \varphi_{x(i,j;k)}], \quad (2.110)$$

$$\text{где } k_{xy}^+ = \frac{Ej_{xz}^+}{h_y}; \quad J_{xy}^+ = \frac{h_x h_z^3}{12}.$$

$$M_{yy}^+ = k[\varphi_{y(i,j+1;k)} - \varphi_{y(i,j;k)}], \quad (2.111)$$

$$\text{где } J_{yy}^+ = \frac{h_x h_z}{12} (h_x^2 + h_z^2);$$

$$k_{yy}^+ = \frac{Ej_{yy}^+}{h_y}.$$

Приведенные формулы для сил и моментов, изображенных на рис. 2.13 – 2.18, относятся к одной грани дискретного элемента. Для двух других граней формулы получаются перестановкой символов. Такие же силы и моменты, но противоположного направления приложены к соответствующим граням соседних элементов. Для неоднородных элементов связей в выражения сил и моментов должны входить средние значения коэффициентов жесткости c и k .

Пятый этап - уравнения равновесия. К каждой грани дискретного элемента приложено по три силы и по три момента (рис. 2.19).

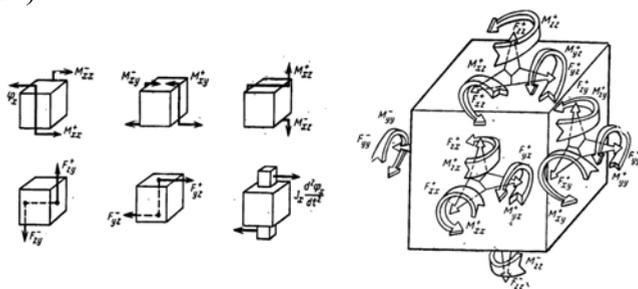


Рис. 2.19. Возможные силы и их моменты, приложенные к каждой грани элемента

При решении нестационарной задачи разностным методом ускорения в правой части представляются в разностной форме. Это позволяет, например, конструировать явную разностную схему и производить расчет последовательно по временным слоям.

При решении стационарной задачи инерционные члены в правых частях уравнений полагаются равными нулю или заданной внешней нагрузке. Чаще всего для решения стационарной задачи применяют итерационный процесс, построенный по методу Зейделя. Иногда делают замену стационарной задачи нестационарной задачей, в которой рассматривается процесс успокоения системы после прекращения действия внешних нагрузок. Этот способ называется способом релаксации.

Важным обстоятельством для удобства программирования является также то, что вид уравнений для дискретных элементов, в том числе и граничных элементов, одинаков. Поэтому, во-первых, не нужно принимать никаких специальных мер для удовлетворения граничных условий задачи. В частности, в уравнения для граничных элементов не входят члены, соответствующие силам и моментам на свободных краях, т. е. выполняются граничные условия для свободных краев. Эта процедура производится автоматически, на основе анализа наличия или отсутствия связей с соседними элементами. Граничные условия на свободных краях выполняются автоматически. В точках, в которых задаются внешние воздействия, в уравнения вводятся дополнительные члены, о чем будет ниже сказано подробнее. Во-вторых, для задания уравнений равновесия достаточно задать пять коэффициентов в уравнении сил или семь коэффициентов в уравнении моментов. Следовательно, для задания расчетной модели конструкции достаточно вычислить для каждого дискретного элемента 36 коэффициентов жесткости.

Кроме коэффициентов жесткости для каждого компонента конструкции нужно вычислить его массу и три момента инерции.

Таким образом, в процессе построения расчетной модели нужно для каждого дискретного элемента вычислить 40 величин. Модель конструкции, в которую входит 8000 элементов, будет содержать 320 000 коэффициентов.

При заданных внешних механических воздействиях возникающие в конструкции вибрации во многом зависят от способа крепления конструкции к подвижному объекту. Этот способ крепления должен быть отражен в расчетной модели.

Отдельные элементы модели могут крепиться к объекту жестко или шарнирно. Кроме того, между элементами модели и объектом могут быть установлены различные шарниры, амортизаторы и демпферы. Через эти элементы передаются внешние воздействия. В частности, элементы крепления могут быть неподвижными. Тогда при жестком закреплении у таких элементов исключаются все шесть степеней свободы, т. е. приравниваются нулю все шесть обобщенных перемещений. При шарнирном закреплении у элементов сокращается часть степеней свободы. Например, шаровой шарнир препятствует только линейным перемещениям, а цилиндрический шарнир (петля) препятствует линейным перемещениям и поворотам в двух направлениях.

Могут также применяться для крепления различные комбинации шарниров и направляющих. Все они исключают у соответствующих дискретных элементов какие-то степени свободы. Поэтому в модели должны быть указаны номера закрепленных элементов и способ крепления. Это описание и позволяет задавать внешние воздействия в процессе расчетов.

2.9. Оптимизация конструкций радиоэлектронных модулей

Проектирование современных радиоэлектронных модулей должно быть направлено на решение задач оптимизации. Одна из таких задач оптимизации механических характеристик РМ сводится к базовому виду (2.112), процесс сводится к нахождению минимального значения амплитуды собственных колебаний РМ. Однако, необходимо учитывать что, такие задачи проектирования как оптимальное размещение компонентов, масса, габариты являются более приоритетными.

Значения целевой функции определяются из дифференциального уравнения вынужденных колебаний (2.114), описывающего механические колебания пластины при воздействии внешней силы

$$\text{extr } \xi (X, \delta), \quad (2.112)$$

где $\xi (X, \delta)$ – целевая функция амплитуды собственных колебаний РМ

$$\xi (X, \delta) \rightarrow \min, \quad (2.113)$$

X – координаты точек крепления,

δ – толщина печатной платы.

$$D\Delta^2\xi - \frac{\gamma\delta}{g}\omega^2\xi - f(x,y) = 0, \quad (2.114)$$

где

$$\Delta^2\xi = \frac{\partial^2\xi}{\partial x^2} + 2\frac{\partial^2\xi}{\partial x\partial y^2} + \frac{\partial^2\xi}{\partial y^2} \quad (2.115)$$

Параметрические ограничения на область исследований

$$\begin{aligned} x_i &\neq x_{эj} + \Delta ; \\ y_i &\neq y_{эj} + \Delta ; \end{aligned} \quad (2.116)$$

$$\begin{aligned} 0 &\leq x \leq a \\ 0 &\leq y \leq b \end{aligned} \quad (2.117)$$

где x_i, y_i – координаты точки крепления; $x_{эj}, y_{эj}$ – координаты компонента печатной платы (ЭРЭ, печатный проводник и т.п.); Δ – допуск (уступка); a – длина ПП; b – ширина ПП.

Множество G в области параметров можно представить в виде графика, представленного на рис. 2.20.

Таким образом, с учетом (2.116) и (2.117) ограничения на область исследования

$$D_X = \{ X \mid x_i \neq x_{эj} + \Delta; y_i \neq y_{эj} + \Delta; 0 \leq x \leq a; 0 \leq y \leq b \}, \quad (2.118)$$

$$D_\delta = \{ \delta \mid \delta_1 \leq \delta(w) \leq \delta_2 \}, \quad (2.119)$$

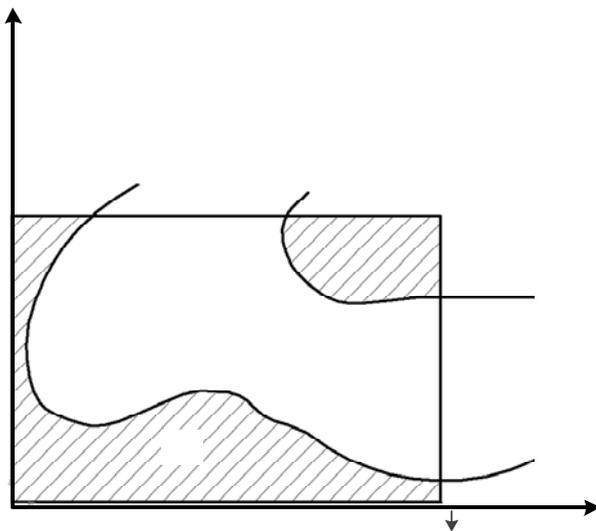


Рис. 2.20. Множество G в области параметров

Пределы δ_1 - минимальная толщина ПП, δ_2 – максимальная толщина ПП, определяются при проектировании печатной платы и зависят от многих параметров, а именно: количество слоев ПП, электрические и электромагнитные свойства материалов, стоимость, технологические и конструкционные ограничения и т.д.

$$\delta(w) = k \cdot w + \delta_1 \quad (2.120)$$

$\delta(w)$ – линейная функция, определяющая толщину печатной платы;

w – целое число из ряда $0, 1, 2, 3 \dots n$, определяющее количество итераций;

k – коэффициент дискретизации, $k < 1$, чем меньше значение k тем меньше шаг дискретизации.

При выполнении оптимизации и проектировании РМ необходимо выполнение следующего ограничения

$$f_p \geq 2 \cdot f_{\text{Э}} \quad (2.121)$$

где f_p – собственная частота колебаний РМ; $f_{\text{Э}}$ – максимальное значение частоты вибраций, при эксплуатации изделия. Однако при $f_{\text{Э}}$ свыше 500 Гц, подобная частотная отстройка является нецелесообразной, в данных случаях наиболее эффективно применение полимерных демпферов, которые значительно снижают амплитуду резонансных колебаний.

Помимо определения минимума целевой функции (2.113), которая применяется в случае крепления РМ в отверстиях, для обеспечения требуемых механических характеристик необходимо проводить анализ результатов решений дифференциального уравнения (2.114) при переборе граничных условий на краях ПП, а именно: жесткое защемление, свободное опирание или исключение какого-либо закрепления.

3. ПРИМЕНЕНИЕ ЭКСПЕРТНЫХ СИСТЕМ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ РЭС СПЕЦНАЗНАЧЕНИЯ

3.1. Структура системы комплексного механического анализа конструкций электронных средств спецназначения

В последнее время в процессе проектирования и разработки технологии все чаще стали применять интеллектуальные САПР, позволяющие автоматизировать процесс принятия решений. Среди этих САПР можно выделить экспертные системы (ЭС), построенные на базе глубоких специальных знаниях, полученных от экспертов-специалистов в данной области.

В настоящее время имеются и с успехом применяются экспертные системы по медицине, химии, метеорологии, геологии, инженерному делу, управлению, сельскому хозяйству, и др. Более широкое распространение экспертных систем сдерживает тот факт, что они остаются весьма сложными, дорогими, и узкоспециализированными программами. Примерная классификация экспертных систем представлена на рис. 3.1 [65].



Рис. 3.1. Классификация экспертных систем

Экспертные системы начали появляться достаточно давно в 60 годах прошлого века. Для программирования использовались специализированные языки LISP, PROLOG и др. Некоторые системы созданные в то время и сейчас с успехом применяются. Например, DENDRAL, позволяющая определить молекулярную структуру неизвестного органического соединения на основе данных масс-спектрометра. Или PROSPECTOR, применяемая, при поиске месторождений полезных ископаемых.

В настоящее время все чаще стали применяться специализированные программные оболочки, позволяющие ускорить процесс создания экспертных систем. Рассмотрим некоторые из них.

Exsys- интеллектуальная система, позволяющая разрабатывать базы знаний в любой предметной области. В систему включены средства отладки и тестирования программы, редактирования для модификации знаний и данных.

HUGIN- представляет собой пакет программ для конструирования моделей, основанных на экспертных системах. Hugin система содержит дедуктивную систему вывода, основанную на вероятностных оценках, которую можно применить к сложным сетям с причинно-следственными вероятностными связями между объектами.

Малая Экспертная Система 2.0 является простой экспертной системой, использующей байесовскую систему логического вывода. Она предназначена для проведения консультации с пользователем в какой-либо прикладной области (загружаемая база знаний предварительно создается) с целью определения вероятностей возможных исходов и использует для этого оценку правдоподобности некоторых предпосылок, получаемую от пользователя.

Программа ESWin предназначена для создания и эксплуатации экспертных систем для решения различных задач

принятия решений (диагностики, конфигурирования, идентификации, оценки, и т.п.).

В состав инструментального программного обеспечения входят:

- экспертная оболочка для запуска экспертных систем ESWin для отладки разработчиком экспертных систем;
- интерпретатор баз знаний ESWinUs;
- редакторы баз знаний EdKB и KlbEdit, реализованные в разных стилях;
- программа для просмотра и диагностики целостности баз знаний KBView;
- программа для редактирования и оптимизации баз знаний KBOptim.

В качестве методов представления знаний использованы:

- правила-продукции с представлением нечеткости в виде коэффициентов достоверности с обратным логическим выводом;
- фреймы для описания структуры предметной области и диалога с пользователем;
- лингвистические переменные для описания нечетких понятий, входящих во фреймы.

Среди таких оболочек можно выделить G2 фирмы Gensum. Это объектно-ориентированная среда для разработки и сопровождения ЭС реального времени, с использованием базы данных. Основным достоинством оболочки является возможность интеграции в ней разрозненных средств автоматизации в единую систему управления, благодаря открытому интерфейсу и поддержке различных вычислительных платформ, что немало важно для российских предприятий, на которых, как правило, не наблюдается системности в применении программных продуктов.

Среди промышленных способов реализации экспертных систем на этой платформе можно выделить интегрированную систему мониторинга и планирования для прокатного стана фирмы Caterpillar, а также систему, внедренную на ряде заводов фирмы 3М для управления технологическими процессами и поддержки принятия решений. На этой платформе базируются экспертные системы таких фирм и организаций как: General Electric, IBM, Intelsat, NASA, Nissan и др.

У экспертных систем есть еще одно немаловажное свойство - с их помощью возможно создание систем проектирования, позволяющих консультировать пользователей, не являющихся специалистами в данной области. При проектировании радиоэлектронных средств часто приходится анализировать полученную конструкцию на механические воздействия (статические нагрузки, вибрации, удары) с использованием специализированных пакетов САПР. Анализ показал, что основную трудность у рядовых конструкторов вызывает процесс интерпретации результатов моделирования на механические нагрузки, а главное выбора варианта технического решения минимизации негативных факторов. Как правило, идут по пути усиления слабых мест или замены материалов на другие с лучшими прочностными характеристиками, что не всегда является оптимальным решением. Правильный анализ возможен только узкоспециализированному эксперту, который не всегда доступен, в силу невозможности охвата всех проектов. Вот в этом случае может помочь экспертная система, вбирающая в себя знания и опыт ведущих специалистов по механическому анализу и оптимизации конструкций электронных средств. На рис. 3.2 представлена предлагаемая структура системы комплексного механического



Рис. 3.2. Структура системы комплексного механического анализа конструкций электронных средств различного уровня

анализа конструкций электронных средств различного уровня с использованием экспертных систем.

Каждый из блоков механического анализа и оптимизации предназначен для элементов различной конструктивной иерархии. При анализе механических характеристик многослойных печатных плат используются системы САЕ, позволяющие выявить наиболее проблемные участки. Данные о критических режимах выявляются в результате статистической обработки ла-

бораторных испытаний тестовых печатных плат по методике IPC-TM-650 [66].

В качестве базового программного продукта, предназначенного для моделирования механических характеристик может быть предложена система Creo Parametric (ранее PRO/Engineer), позволяющая проводить как процедуры проектирования с использованием 3D моделирования, так и инженерный механический, тепловой анализы, а также технологическую подготовку производства.

3.2. Форма представления фактов и правил в базе знаний ЭС

Структура типичной экспертной системы приведена на рис. 3.3 [65, 66]. Рассмотрим назначение отдельных блоков. Рабочая память (база данных) предназначена для хранения исходных и промежуточных данных решаемой задачи. База знаний предназначена для хранения долгосрочных данных, полученных от специалистов-экспертов. Решатель необходим для получения последовательности правил из базы знаний, которая приводит к решению задачи. Для автоматизации наполнения базы знаний используется блок приобретения знаний. Главной особенностью ЭС является объяснительный блок, который указывает, как система получила решение задачи с визуализацией всего пути, что облегчает эксперту тестирование системы и повышает доверие пользователя к полученному результату. Блок приобретения знаний предназначен для автоматизации процесса наполнения базы знаний экспертами. Диалоговый интерфейс необходим для организации дружественного общения с пользователем, как при решении задачи, так и в процессе заполнения базы знаний и объяснения результатов работы.

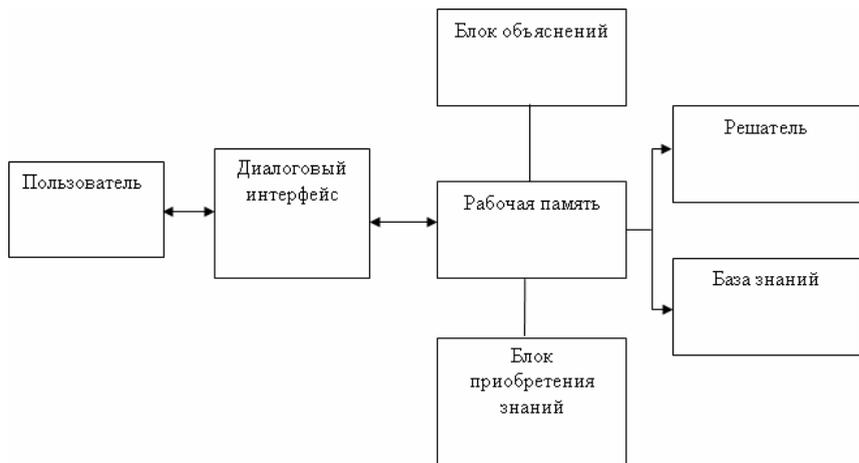


Рис. 3.3. Структура ЭС

В разработке экспертных систем, как правило, участвуют следующие специалисты:

- эксперт в изучаемой области;
- инженер по знаниям- специалист по разработке экспертных систем;
- программист, который разрабатывает инструментальные средства.

При использовании так называемых оболочек ЭС, которые серьезно сокращают сроки проектирования ЭС, функция программиста минимальна. Весь необходимый интерфейс и структура экспертной системы уже создана, остается только заполнить и настроить базу знаний и компоненты интерфейса. В программных оболочках для этого существуют развитые возможности.

База знания содержит в своем составе правила и факты. Основные способы представления знаний следующие:

К основным моделям представления знаний относятся:

- логические модели;
- сетевые модели;
- продукционные модели;
- фреймовые модели.

Логическая модель представляет собой, как правило, исчисление предикатов первого порядка. Все знания о предметной области описываются в виде формул этого исчисления или правил вывода. Описание в виде формул дает возможность представить декларативные знания, а правила вывода - процедурные знания.

В основе сетевых моделей лежит семантическая сеть. Семантическая сеть обычно представляется в виде графа, имеющего вершины, соответствующие объектам изучаемой области (фактам, понятиям), а ребра задают отношения между ними (правила).

В продукционных моделях используются элементы логических и сетевых моделей. Из логических моделей взята идея правил вывода, (продукции), а из сетевых - описание знаний в виде семантической сети.

Отличие фреймовых моделей в том, что в них фиксируется структура информационных единиц, называемая протофреймом. В состав протофрейма входят несколько так называемых слотов, имеющих определенные значения. Значением слота могут быть любые данные (числа, соотношения, тексты, ссылки на другие слоты). В качестве значения слота может выступать набор слотов более низкого уровня.

При оценке фактов, имеющих числовое выражение, например при оценке нагрузок конструкции, удобен байесовский подход представления базы знаний и вычисления результата. При байесовском подходе степень достоверности каждого из фактов базы знаний оценивается вероятностью, которая принимает значения в диапазоне от 0 до 1. Для определения вероятно-

сти исходных фактов базы знаний проводят либо статистические испытания, либо опрашивают экспертов.

Такой подход также удобен при неопределенности в выборе нескольких гипотез. При этом постоянно происходит переоценка по мере поступления новых данных. В конечном итоге, выделяется одна гипотеза, которая позволяет сделать соответствующий вывод.

Рассмотрим теорему Байеса [66].

Условная вероятность события А при данном В – это вероятность того, что событие А наступит при условии, что наступило событие В. Например, вероятность того, что конструкция сломается А, если буден испытывать нагрузку В:

$$P(A|B)=P(A \text{ и } B)/P(B);$$

или

$$P(B|A)=P(A \text{ и } B)/P(A).$$

Это - основная формула условной вероятности. Если для каждой формулы вычислить величину $P(A \text{ и } B)$ и приравнять результаты, то получится:

$$P(A) \cdot P(B|A)=P(B) \cdot P(A|B)$$

Эта формула известна, как правило Байеса. Следующее правило И/ИЛИ:

$$P(A \text{ или } B)=P(A)+ P(B) - P(A \text{ и } B).$$

Еще одно правило называется правилом композиции. В нем утверждается, что вероятность события А есть среднее взвешенное двух других вероятностей:

$$P(A) = P(A|B) \cdot p(B) + P(A|\text{не } B) \cdot P(\text{не } B).$$

Рассмотрим организацию базы знаний, использующей байесовский подход в оболочке ЭС МЭС v 2.0 (<http://www.chat.ru/~bukhnin/>). База знаний, представляет собой файл, включающий секции со следующей структурой:

Свидетельство № 0

Свидетельство № 1

Свидетельство № 2

...

Свидетельство № N

Затем задаются исходы с вероятностями:

Исход № 0, P [, i, P_y, P_n]

Исход № 1, P [, i, P_y, P_n]

Исход № 2, P [, i, P_y, P_n]

...

Исход № M, P [, i, P_y, P_n]

В начале описания правила вывода задаётся исход, вероятность которого меняется в соответствии с данным правилом. После запятой указывается априорная вероятность данного исхода (P), т.е. вероятность исхода в случае отсутствия дополнительной информации. После этого через запятую идёт ряд повторяющихся полей из трёх элементов. Первый элемент (i) – это

номер соответствующего вопроса (симптома, свидетельства). Следующие два элемента ($P_y = P(A / B)$ и $P_n = P(A / \text{не}B)$) – соответственно вероятности получения ответа «Да» на этот вопрос, если возможный исход верен и неверен. Эти данные указываются для каждого вопроса, связанного с данным исходом.

Значения $P(A / B)$ и $P(A / \text{не}B)$, подставленные в теорему Байеса, позволяют вычислить апостериорную вероятность исхода, т.е. вероятность, скорректированную в соответствии с ответом пользователя на данный вопрос:

$$P(A / B) = P(A / B) \cdot P(B) / (P(A / B) \cdot P(B) + P(A / \text{не}B) \cdot P(\text{не}B))$$

или

$$P \text{ апостериорная} = P_y \cdot P / (P_y \cdot P + P_n \cdot (1 - P))$$

Вероятность осуществления некой гипотезы В при наличии определенных подтверждающих свидетельств А вычисляется на основе априорной вероятности этой гипотезы без подтверждающих свидетельств и вероятностей осуществления свидетельств при условиях, что гипотеза верна или неверна.

Предложенная методика с использованием экспертной системы может значительно ускорить процесс разработки изделий. Так, во первых, благодаря системному применению САПР для моделирования механических воздействий, а во вторых, наличие экспертной системы, облегчающей интерпретацию результатов моделирования и позволяющей ускорить принятие решений об оптимизации конструкций.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Жесткие условия эксплуатации современных РЭС спецназначения негативно влияют на работоспособность и надежность работы. Отказы, связанные с потерей механической прочности конструкций РЭС, разрушением паяных соединений, нарушением контактов внутри МПП выявляются на завершающих этапах разработки и приводят к длительной оптимизации конструкции. Все это сказывается на сроках и стоимости проектирования. Применение САПР и компьютерного моделирования механических и тепловых процессов на ранних этапах проектирования позволит сократить количество неработоспособных вариантов конструкции и сократить время и затраты на проектирование. Кроме того, использование методики лабораторных испытаний различных конструктивных элементов РЭС со статистической обработкой результатов может помочь правильно интерпретировать результаты машинного моделирования. Применение ЭС позволит найти возможный правильный путь решения задачи.

В учебном пособии отражены следующие вопросы. В первой главе проведен анализ задач проектирования конструкций РЭС спецназначения с учётом механических воздействий, современных методов и подходов, существующих САПР и средств инженерного анализа, применяемых в моделировании механических процессов в конструкциях РЭС; рассмотрены механические воздействия, которым РМ могут подвергаться в процессе эксплуатации; изучено влияние механических характеристик РМ на показатели надежности; изучены конструктивно-технологические особенности паяных соединений, причины и механизмы их разрушений.

Во второй главе рассмотрены математические модели механических сил, действующие на радиоэлектронные модули; сформулирована математическая постановка задач моделирования механических характеристик конструкций РЭС; приведены математические модели для анализа механических характери-

стик паяного соединения; приведены общие модели усталостной долговечности.

В третьей главе представлена структура и состав экспертной системы, предназначенной для получения возможного проектного решения. Предложена структура представления базы знаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Талицкий, Е.Н. Защита электронных средств от механических воздействий. Теоретические основы: Учеб. пособие [Текст] / Е.Н.Талицкий. -Владим. гос. ун-т. Владимир, 2001. - 256 с.
2. Автоматизация проектирования РЭС [Текст] / О.В. Алексеев, А.А. Головков, И.Ю. Пивоваров [и др.]; под ред. О.В. Алексеева. - М.: Высш. шк., 2000. - 479 с.
3. Автоматизированная система АСОНИКА для проектирования радиоэлектронных средств на принципах CALS-технологий. Т. 1. [Текст] / А.С. Шалумов [и др.]; под ред. Ю.Н. Кофанова. - М.: Энергоатомиздат, 2007. - 368 с.
4. Норенков И.П. Основы автоматизированного проектирования [Текст] / И.П. Норенков. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. - 360 с.
5. Конструкторско – технологическое проектирование электронной аппаратуры [Текст] / К.И. Билибин [и др.]; под общ. ред. В.А. Шахнова. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. - 528 с.
6. Автоматизация проектирования и моделирования печатных узлов радиоэлектронной аппаратуры [Текст] / Ю.Н. Кофанов [и др.]. - М.: Радио и связь, 2000. - 389 с.
7. Моделирование тепловых и механических процессов в конструкциях радиоэлектронной аппаратуры с помощью подсистемы АСОНИКА-ТМ [Текст] / Кофанов Ю.Н. [и др.]; под ред. Ю.Н. Кофанова. - М.: МГИЭМ, 1999. - 139с.
8. Конструирование РЭС [Текст] / В.Б Пестряков [и др.]; под ред. В.Б. Пестрякова. - М.: Радио и связь, 1992. - 343 с.
- 9 Норенков, И.П. Основы теории и проектирования САПР [Текст] / И.П. Норенков, В.Б. Маничев. - М.: Высш. шк., 1990. - 355 с.

10. Курейчик, В.М. Математическое обеспечение конструкторского и технологического проектирования с помощью САПР [Текст] / В.М. Курейчик. - М.: Радио и связь, 1990. - 352 с.
11. Справочник конструктора РЭС: Общие принципы конструирования [Текст] / под ред. Р.Г. Варламова. - М.: Сов. Радио, 1980. - 480 с.
12. Сквозное автоматизированное проектирование микроэлектронной аппаратуры [Текст] / З.Ю. Готра [и др.]. - М.: Радио и связь, 1989. - 280 с.
13. Кофанов, Ю.Н. Теоретические основы конструирования, технологии и надежности радиоэлектронных средств [Текст] / Ю.Н.Кофанов. - М.: Радио и связь, 1991. - 360 с.
14. Wildfire 3.0. Первые шаги [Текст] / А. Буланов [и др.]. - М.: Изд-во «Поматур», 2008. - 240 с.
15. Грэхам, Г. Pro/Engineer 2001 [Текст] / Г. Грэхам, Д. Стенффен. - М.: Изд-во «Лори», 2003. - 363 с.
16. Степанов, Н.В. Практический курс пользователя Pro/Engineer 2000i [Текст] / Н.В. Степанов, А.А. Голованов; под общ. ред. Д.Г. Красковского. - М.: Компьютер Пресс, 2001. - 271 с.
17. Степанов, Н.В. Проектирование в Pro/Engineer 2001 [Текст] / Н.В. Степанов. - М.: Компьютер Пресс, 2002. - 320 с.
18. Басов, К.А. ANSYS. Справочник пользователя [Текст] / К.А. Басов. - М.: ДМК Пресс, 2005. - 640 с.
19. Каплун, А.Б. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство [Текст] / А.Б. Каплун, Е.М. Морозов, М.А. Олферьева. - М.: Едиториал УРСС, 2004. - 269 с.
20. Рычков, С. П. MSC.visual NASTRAN для Windows [Текст] / С.П. Рычков. - М: НТ-пресс, 2004. - 552 с.

21. Информационная поддержка жизненного цикла электронных средств [Текст] / В.И. Гольдин [и др.]. - М.: Радио и связь, 2002. - 379 с.

22. Болотовский, Ю.И. OrCAD. Моделирование. «Поваренная книга» [Текст] / Ю.И. Болотовский, Г.И. Таназлы. - М.: СОЛОН-Пресс, 2005. - 200 с.

23. Кузнецова, С.А. OrCAD 10. Проектирование печатных плат [Текст] / С.А. Кузнецова, А.В. Нестеренко, А.О. Афанасьев; под ред. О.А. Афанасьева. - М.: Горячая линия – телеком, 2005. - 454 с.

24. Макаров, О.Ю. Сквозное тепловое проектирование в интегрированных САПР микроэлектронных устройств [Текст] / О.Ю. Макаров. - Воронеж: Изд-во ВГТУ, 1999. - 161 с.

25. Маквецов, Е.Н. Механические воздействия и защита радиоэлектронной аппаратуры: учеб. для вузов [Текст] / Е.Н. Маквецов, А.М. Тартаковский. – М.: Радио и связь, 1993. – 200с.

26. Шимкович, Д.Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows [Текст] / Д.Г. Шимкович. - М.: ДМК Пресс, 2001. - 448 с.

27. Басов, К. А. ANSYS и LMS Virtual Lab. Геометрическое моделирование [Текст] / К. А. Басов - М.: ДМК Пресс, 2006. - 632 с.

28. Басов, К. А. CATIA и ANSYS Твердотельное моделирование [Текст] / К. А. Басов. - М.: ДМК Пресс, 2009. - 240 с.

29. Басов, К.А. ANSYS в примерах и задачах [Текст] / К.А. Басов; под общ. ред. Д.Г. Красковского. - М.: Компьютер-Пресс, 2002. - 224 с.

30. Басов, К.А. Графический интерфейс комплекса ANSYS. Самоучитель [Текст] / К. А. Басов. - М.: ДМК Пресс, 2005. - 248 с.

31. Басов, К.А. ANSYS для конструкторов [Текст] / К. А. Басов. - М.: ДМК Пресс, 2009. - 248 с.

32. Бунаков, П.Ю. Сквозное проектирование в T-FLEX [Текст]/ П.Ю. Бунаков. - М.: ДМК Пресс, 2009. - 400 с.
33. Грэхам, Г. Pro/Engineer 2001 [Текст] / Г. Грэхам, Д. Стенфен. - М.: Изд-во «Лори», 2003. - 363 с.
34. Автоматизированная система АСОНИКА для проектирования радиоэлектронных средств на принципах CALS-технологий. Т. 1. [Текст] / А.С. Шалумов [и др.]; под ред. Ю.Н. Кофанова. - М.: Энергоатомиздат, 2007. - 368 с.
35. Зенкевич, О. Методы конечных элементов в технике: монография [Текст] / пер. с англ. под ред. Б.Е. Победри. – М.: «Мир», 1975. - 543с
36. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике [Текст] / Алямовский А. А. [и др.]. - СПб.: БХВ-Петербург, 2005. - 800 с.
37. Галлагер, Р. Метод конечных элементов. Основы [Текст] / Р. Галлагер пер. с англ. - М.: Мир, 1984. 146 с.
38. COSMOSDesignSTAR 4.5 Basic User's Guide. Structural Research and Analysis Corporation, USA, 2004.
39. COSMOSWorks Online User's Guide. Structural Research and Analysis Corporation, USA, 2004.
40. A. M. Veprik . Vibration protection of critical components of electronic equipment in harsh environmental conditions / Journal of sound and vibration (2003) 259(1), 161–175
41. Медведев, А. Технологическое обеспечение надежности электронной аппаратуры/ Новостной и аналитический портал «Время электроники» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.russianelectronics.ru/engineer/review/339/doc561.phtml>
- 42.Engelmaier W. Solder Joint Reliability, Accelerated Testing and Result Evaluation//Chapter in Solder Joint Reliability: Theory and Applications, John Lau — Editor, Van Nostrand Reinhold, New York, 1990.

43. Ларин, В. П. Технология пайки. Методы исследования процессов пайки и паяных соединений: учеб. Пособие [Текст] / В. П. Ларин. - СПб.: СПбГУАП, 2002. - 142 с

44. Парфенов, А. Введению в теорию прочности паяных соединений [Текст] / А. Парфенов // Технологии в электронной промышленности. – 2008. - №2. - С 46-52.

45. Карпушин, В.Б. Вибрации и удары в радиоаппаратуре [Текст] / В.Б. Карпушин. - М.: «Советское радио», 1971. - 344 с.

46. Basaran C. Damage-Mechanics-Based Constitutive Model for Solder Joints.// Basaran, C., Zhao, Y., Tang, H., Gomez, J./ ASME Journal of Electronic Packaging./ Vol /127, September 2005. ISSN: 1528-9044

47. Минеев, М.А. Pro/Engineer Wildfire 2.0/3.0/4.0. [Текст] / М.А. Минеев - М.: Наука и техника, 2008. - 352 с.

48. Future IEC/PAS 62137-3 © IEC:200x-7-91/784/PAS.

49. Фролов, А.Д. Теоретические основы конструирования и надежности радиоэлектронной аппаратуры: учебник для радиотехнич. специальностей вузов [Текст] / А.Д.Фролов. - М.: Высш. шк., 1970. - 488 с.

50. Гель, П.П. Конструирование и микроминиатюризация радиоэлектронной аппаратуры [Текст] / П.П. Гель, Н.К. Иванов-Есипович. Л.: Энергоатомиздат, 1984. - 536 с.

51. Ненашев, А.П. Конструирование радиоэлектронных средств [Текст] / А.П. Ненашев. - М.: Высш. шк., 1990. - 432 с.

52. Овсищер, П.И. Компоновка и конструкции микроэлектронной аппаратуры [Текст] / П.И. Овсищер [и др.]; под ред. Б.Ф. Высоцкого, В.Б. Пестрякова, О.А. Пятлина. - М.: Радио и связь, 1982. - 208 с.

53. Пронин, Е.Г. Проектирование технических средств ЭВА [Текст]/ Е.Г. Пронин, В.С. Шохат. - М.: Радио и связь, 1986. - 192 с.

54. Соболев, И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями [Текст]: учеб. пособие для вузов. 2-е издание. / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. - М.: Дрофа. 2006. - 432 с.
55. Автоматизация проектирования радиоэлектронных средств [Текст]: учеб. пособие для вузов / О.В. Алексеев [и др.]; под ред. О.В.Алексеева. – М.: Высш. шк., 2000. - 479 с.
56. Глудкин О.П. Анализ и контроль технологических процессов производства РЭА [Текст] / О.П. Глудкин, В.Н.Черняев. - М.: Радио и связь, 1983. 296 с.
57. Ланин, В.Л. Технология сборки, монтажа и контроля в производстве электронной аппаратуры [Текст] / В.Л. Ланин. – Мн.: Инпредо, 1997. – 75 с.
58. Бушминский, И.П. Технология и автоматизация производства радиоэлектронной аппаратуры [Текст]: учебник для вузов / И.П. Бушминский [и др.]; под. ред. А.П. Достанко. - М.: Радио и связь, 1989. – 624 с.
59. Технология радиоэлектронных устройств и автоматизация производства [Текст]: Учебник/ А.П. Достанко [и др.]. - Мн.: Выш. шк., 2002. – 416 с.
60. Future IEC/PAS 62137-3 © IEC:200x-7-91/784/PAS.
61. IPC-TM-650 Test Methods Manual
62. Князев, А. Испытания надежности печатных плат при помощи термоциклирования и термоудара [Текст] / А. Князев, С. Борисенков. // Технологии в электронной промышленности. – 2008. - № 1. - С. 21-24.
63. ГОСТ Р52003-2003. Уровни разукрупнения радиоэлектронных средств. - М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 2004. – 130 с.

64. ГОСТ Р51623-2000. Конструкции базовых несущих радиоэлектронных средств. - М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 2000. – 70 с

65. Уотерман, Д. Построение экспертных систем [Текст] / Д. Уотерман, Д. Ленат; под ред. Ф. Хейес-Рот. - М.: Мир, 1987. - 441 с.

66. Джексон, П. Введение в экспертные системы [Текст] / П.Джексон. - М.: Вильямс, 2001. – 624 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПЛЕКСНОГО АНАЛИЗА МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЭС СПЕЦНАЗНАЧЕНИЯ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ИНСТРУМЕНТОВ САПР	5
1.1. Основные задачи и процедуры механического проектирования конструкций РЭС спецназначения	5
1.2 Задачи механического анализа конструкций ра- диоэлектронных модулей	14
1.3 Методы и средства комплексного анализа меха- нических характеристик радиоэлектронных моду- лей на базе современных инструментов автоматизи- рованного проектирования	16
2. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ И МЕТОДЫ КОМПЛЕКСНОГО МЕХАНИЧЕСКОГО АНАЛИЗА РЭС СПЕЦНАЗНАЧЕНИЯ	27
2.1. Основные воздействия на конструкции РЭС	27
2.2 Математические модели механических сил, действующие на радиоэлектронные модули	32
2.3 Математическая постановка задач моделирова- ния механических характеристик конструкций ра- диоэлектронных модулей	40
2.4 Аналитический метод решений некоторых задач механических колебаний конструкций	50
2.5 Метод конечных элементов для решений некото- рых задач механических колебаний конструкций	57
2.6 Разрушение паяных соединений и анализ при- чин возникновения разрушений	62

2.7 Усталостные характеристики паяных соединений поверхностного монтажа и прогнозирование надежности	69
2.8 Математические модели механических нагрузок различной природы	77
2.9 Оптимизация конструкций радиоэлектронных модулей	92
3. ПРИМЕНЕНИЕ ЭКСПЕРТНЫХ СИСТЕМ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ РЭС СПЕЦНАЗНАЧЕНИЯ	95
3.1 Структура системы комплексного механического анализа конструкций электронных средств спецназначения	95
3.2 Форма представления фактов и правил в базе знаний ЭС	100
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	106
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	108

Учебное издание

Турецкий Андрей Владимирович
Шуваев Владимир Андреевич

СОВРЕМЕННЫЕ РЭС СПЕЦНАЗНАЧЕНИЯ:
ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ

В авторской редакции

Компьютерный набор А.В. Турецкого

Подписано к изданию 17.09.2015

Объем данных ____ МБ

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный
технический университет»
394026 Воронеж, Московский просп.