

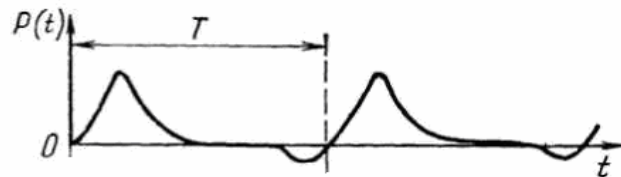
И.А. Лозовой, О.Ю. Макаров, А.В. Турецкий

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический  
университет»

**МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОМПЛЕКСНОГО АНАЛИЗА  
И ОБЕСПЕЧЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ**

И.А. Лозовой, О.Ю. Макаров, А.В. Турецкий

**МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОМПЛЕКСНОГО АНАЛИЗА  
И ОБЕСПЕЧЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ**



Воронеж 2014

Воронеж 2014

УДК 621.396.6.001.66:621.391.827

Лозовой И.А. Методы и средства комплексного анализа и обеспечения механических характеристик радиоэлектронной аппаратуры / И.А. Лозовой, О.Ю. Макаров, А.В. Турецкий. – Воронеж: ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2014. – 160 с.

ISBN № 978-5-7731-0354

В монографии рассматривается ряд научных вопросов в области методов проектирования радиоэлектронных средств с учетом защиты от механических воздействий. Предлагается методика, соединяющая в себе возможности моделирования механических характеристик РЭС на компьютере с использованием системы интерпретации результатов моделирования, основанной на лабораторных испытаниях различных электронных компонентов и узлов, приводящих к нарушению работоспособности устройства. Это может быть и нарушение целостности паяного соединения, отслоения и отрыва дорожек от печатной платы и т.д. Также для облегчения поиска оптимальных технических решений предлагается использовать экспертные системы.

Монография может быть полезна студентам вузов, аспирантам, инженерам и научным работникам, чья деятельность связана с разработкой электронных средств и изучением вопросов обеспечения надежности и качества аппаратуры.

Табл. 13. Ил. 59. Библиогр.: 91 назв.

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

ISBN №978-5-7731-0354

© Лозовой И.А., Макаров О.Ю., Турецкий А.В., 2014

© Оформление. ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2014

Научное издание

Лозовой Игорь Александрович  
Макаров Олег Юрьевич  
Турецкий Андрей Владимирович

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОМПЛЕКСНОГО АНАЛИЗА  
И ОБЕСПЕЧЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ

В авторской редакции

Подписано в печать 31.03.2014.

Формат 60x84/16. Бумага для множительных аппаратов.  
Усл. печ. л. \_\_\_\_\_. Уч.-изд. л. \_\_\_\_\_. Тираж 500 экз. Заказ №

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет»  
394026 Воронеж, Московский просп., 14

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ СОКРАЩЕНИЙ

БИС - большая интегральная схема  
ИМС - интегральная микросхема  
ИС - интегральная схема  
КЭ - конечный элемент  
МКР- метод конечных разностей  
МКЭ - метод конечных элементов  
МПП - многослойная печатная плата  
МО - математическое обеспечение  
ММ- математические модели  
ПП - печатная плата  
ПО - программное обеспечение  
ПС - паяные соединения  
РЭС - радиоэлектронное средство  
РМ - радиоэлектронный модуль  
САПР - системы автоматизированного проектирования  
СЧК - собственная частота конструкции  
ТЗ - техническое задание  
ТПМ - технология поверхностного монтажа  
ЭВМ - электронная вычислительная машина  
ЭРЭ - электрорадиоэлемент  
ЭС - экспертная система  
САЕ - система инженерного анализа  
SMD - компоненты поверхностного монтажа

## ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день проведение анализа характеристик радиоэлектронных средств (РЭС), 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 представляется 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.

Кроме того, для широкого внедрения таких методов, как математическое моделирование механических характеристик РЭС требуется привлечение высококлассных экспертов, разбирающихся досконально в вопросах анализа конструкций. Этот факт серьезно ограничивает повсеместное внедрение САЕ систем в промышленность.

В этих случаях может помочь автоматизированная система принятия проектных решений - экспертная система, базирующаяся на опыте ведущих

специалистов в области механического анализа и позволяющая найти один из возможных правильных путей оптимизации конструкции.

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, применения экспертных систем, которые позволят определить основные механические свойства РЭС. Полученные данные позволят сократить количество промежуточных вариантов конструкции, уменьшить время проектирования и себестоимость изделия, увеличить надежность.

Актуальность темы монографии определяется необходимостью разработки соответствующих математических моделей и алгоритмов, методик, структурной схемы лабораторных испытательных стендов, методов испытания паяных соединений, моделей сложных электронных компонентов для эффективного механического проектирования РЭС. Разработанные методики и средства позволят повысить эффективность проектирования РЭС в отношении механической надежности с учетом множества конструкторско-технологических критериев и ограничений, что обеспечит повышение качества и скорости производства опытного образца РЭС.

## 1. ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПЛЕКСНОГО АНАЛИЗА МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ СРЕДСТВ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ИНСТРУМЕНТОВ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

### 1.1. Основные задачи и процедуры механического проектирования конструкций РЭС

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).

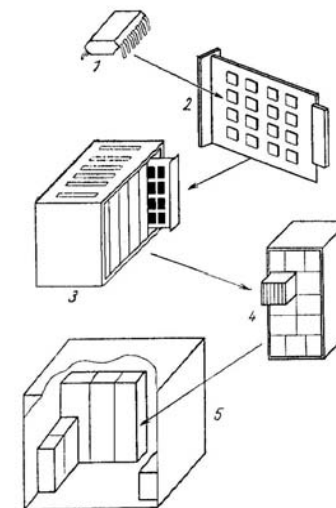


Рис. 1.1. – Иерархические уровни конструкций РЭС:

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.

Вибропроверка (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 виброметров 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.

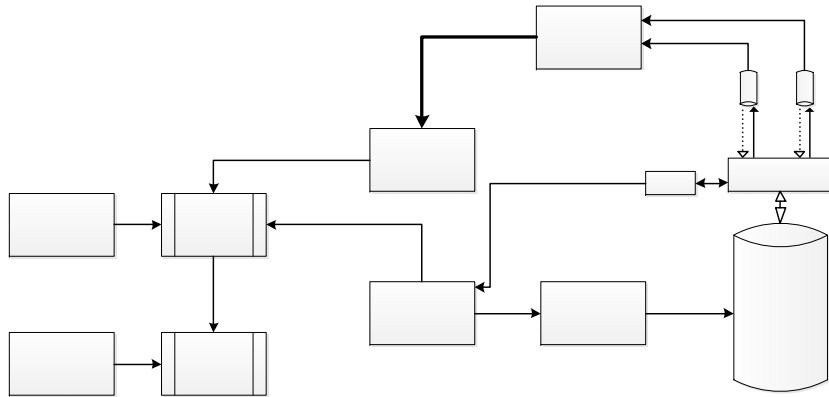


Рис. 1.2. Общая схема системы для проведения лабораторных испытаний

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 иерархические уровни. К первому относят электрорадиоэлементы (ЭРЭ). Второй иерархический уровень объединяет конструкции, которые не имеют самостоятельного применения, входят в состав конструкции третьего уровня. К

9

1

2

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.

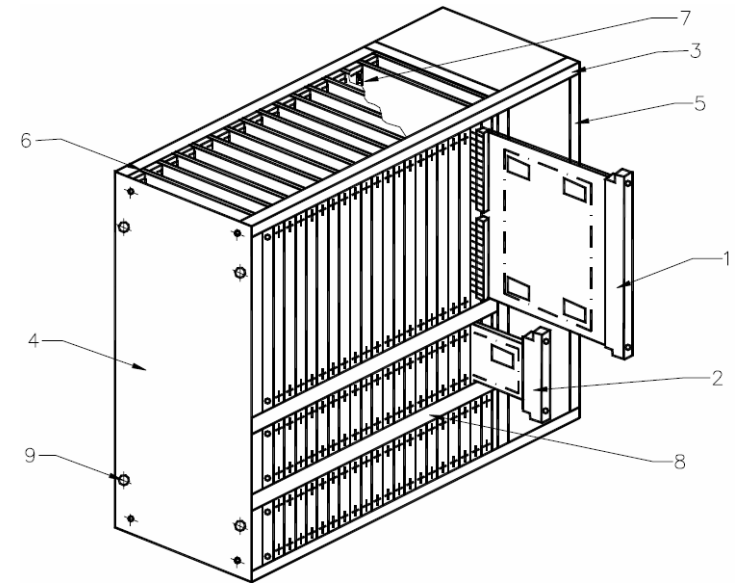


Рис. 1.3. Блок разъемной конструкции

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

7 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

5

6

10

10

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 заземления, 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 надежность 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» [72], 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.

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 электрохимических 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

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.

## 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 хависящих 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  $\omega$ , однако фаза не обязана совпадать 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 испытании 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.

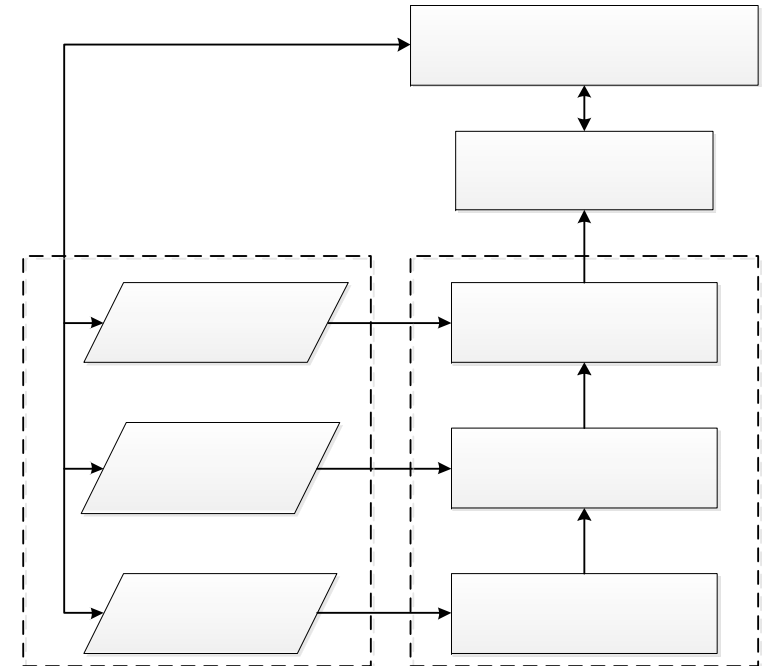


Рис. 1.4. Структурная схема имитационной системы

– 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.

Преппроцессор - построение геометрии модели, описание свойств материалов, дискретизация модели на конечные элементы, таким образом, преппроцессор 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.

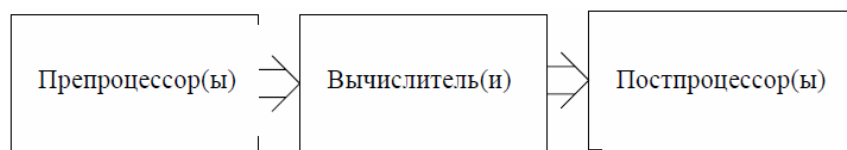


Рис. 1.5. Типовая структура конечноэлементных систем

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 использования 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](http://www.ansys.ru), [www.ansys.msk.ru](http://www.ansys.msk.ru)).

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

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 ПЭС. 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 ПЭС используют в качестве САПР Pro/ENGINEER с поддержкой CALS-технологии. В данную систему входит большое количество модулей проектирования и анализа конструкций ([www.ptc.ru](http://www.ptc.ru), [www.ptc-russia.com](http://www.ptc-russia.com), [www.solver.ru](http://www.solver.ru), [www.pro-technologies.ru](http://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](http://www.asonika.ru)).

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

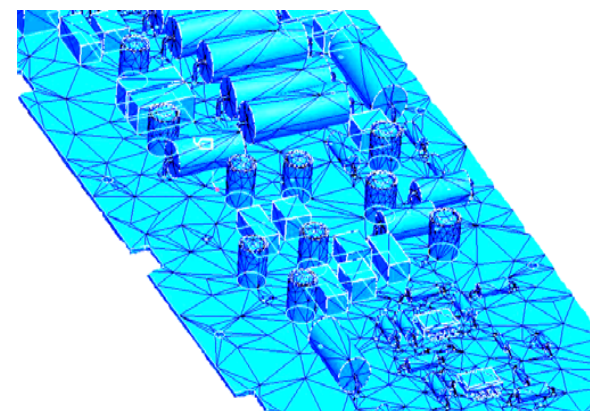


Рис. 1.7. Сетка конечных элементов на радиоэлектронном модуле

- 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.

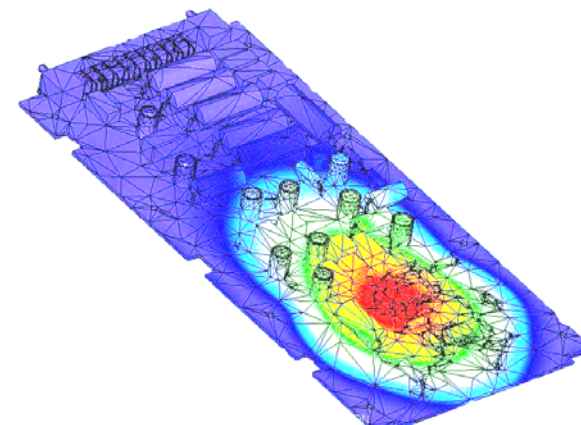


Рис. 1.8. Результаты статического анализа

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 использованием 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 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.

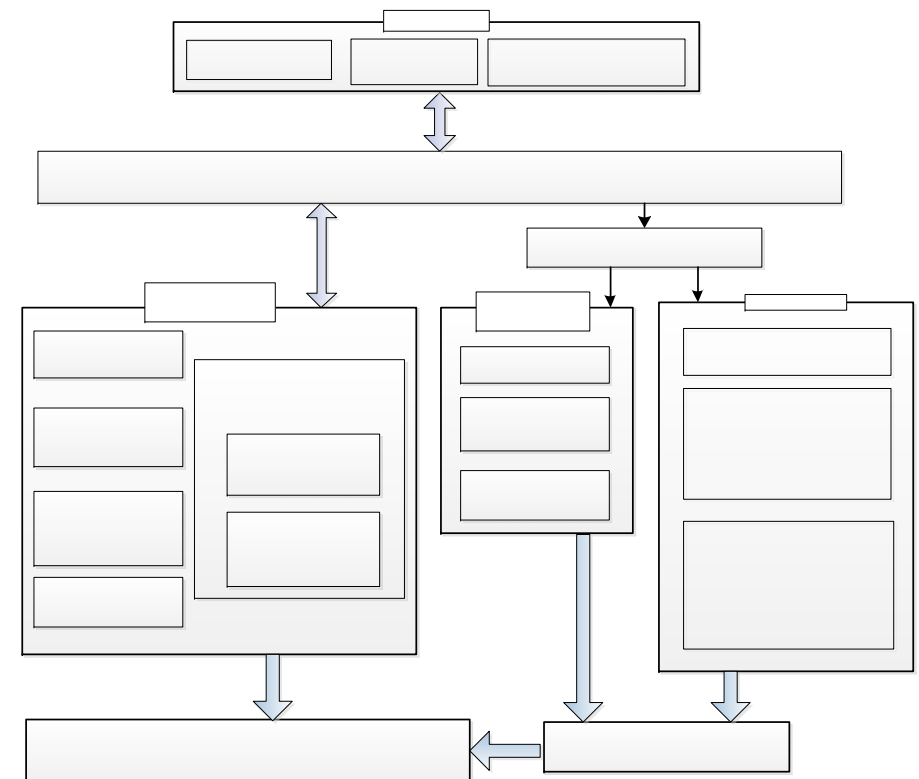


Рис.1.9. Структурная схема процесса комплексного анализа механических характеристик РМ

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

### 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 [73].

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, 73].

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 значительнее 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° С), 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,  $\omega$  - угловая частота,  $t$  - время,  $\varphi$  - 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  $\omega S$  - 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  $\varphi_i$  каждой  $i$ -й гармоники с частотой  $\omega_i = i\omega$  определяется по формулам

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

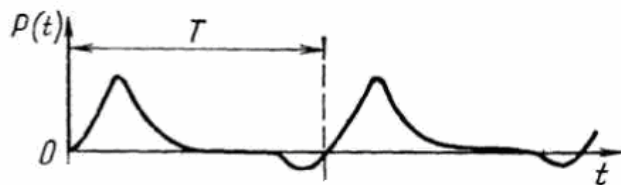


Рис. 2.1. Полигармоническая вибрация

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 среднее квадратическое (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  $\tau$ .

Вследствие этого ускорения элементов РЭС могут достигать довольно больших значений и вызывать различные повреждения [19, 67, 68]. 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 фронта 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  $\tau$ . Данные три характеристики  $a(t)$ ,  $A$  и  $\tau$  задаются обычно для анализа ударных воздействий и проектирования средств защиты.

На рис. 2.2 приведены простейшие формы ударных импульсов.

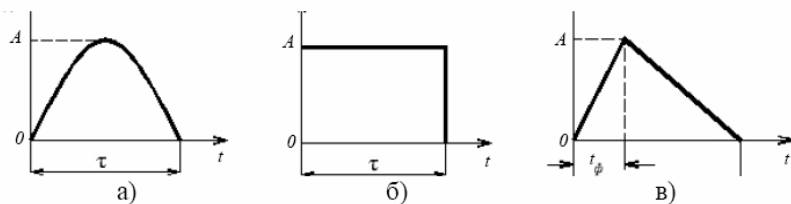


Рис. 2.2. Формы ударных импульсов:

а) полусинусоидальная; б) прямоугольная; в) треугольная

Математическая модель полусинусоидального импульса

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

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

прямоугольного

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

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

треугольного

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

$$F(t) = \frac{A}{\tau - t_{\phi}} (\tau - t) \quad \text{при } t_{\phi} \leq t < t_{\phi} + \tau.$$

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

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

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

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  $\Omega$  - 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  $\tau$  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  $\sigma/\rho$ , где  $\sigma$  — допустимое напряжение, а  $\rho$  — плотность.

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

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 и численными 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.

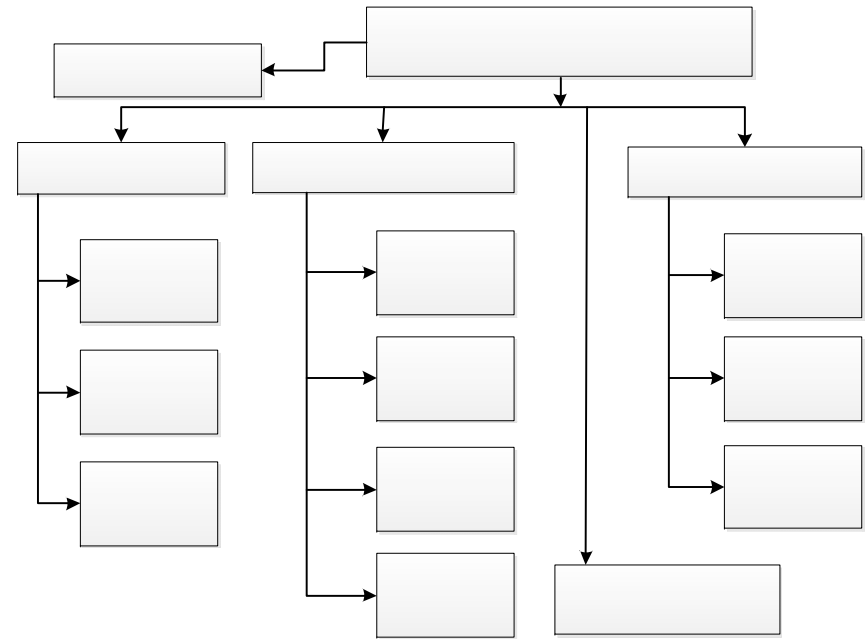


Рис. 2.3. Структура комплекса математических моделей

### 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, 74-77] 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  $\xi$ - 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

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

$\tau$  – момент инерции стержня;

$s$  – площадь поперечного сечения стержня.

Граничные условия учитывают типовые случаи закрепления концов стержня:

– для свободного конца стержня

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

– для жестко закрепленного конца стержня

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

– для шарнирного закрепления конца стержня

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

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;

$\sigma$  – коэффициент Пуассона;

$\gamma$  – удельный вес пластины;

$\omega_0$  – собственные частоты пластины;

$\delta$  – толщина пластины.

Граничные условия:

– края пластины свободно опираются

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

– края жестко закреплены

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

– 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

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

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

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

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

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

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  $F_m = -\alpha \dot{\xi}$ ;

$\alpha$ - 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 эквивалентного 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]

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

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)  $\varepsilon$  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)  $y$ , тангенциальное напряжение

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

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

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

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

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

Общее решение уравнения (2.71) можно записать в форме

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

Здесь  $A, B, C, D$  — произвольные постоянные, определяющиеся из соответствующих граничных условий;

$S(\bar{a}, \bar{x}), T(\bar{a}, \bar{x}), U(\bar{a}, \bar{x})$  и  $V(\bar{a}, \bar{x})$  — 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;

$\alpha$  - 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

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

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

Уравнение частот изгибных колебаний

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

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

Уравнение частот изгибных колебаний

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

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

$$\sin \alpha = 0. \quad (2.78)$$

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

Уравнение частот изгибных колебаний

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

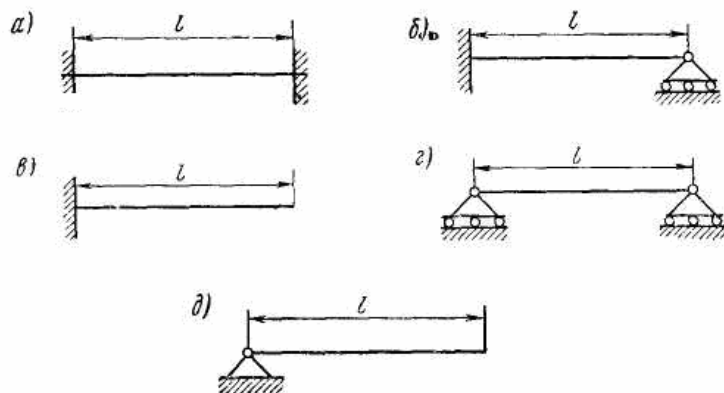


Рис. 2.4. Опорные крепления балок:

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

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

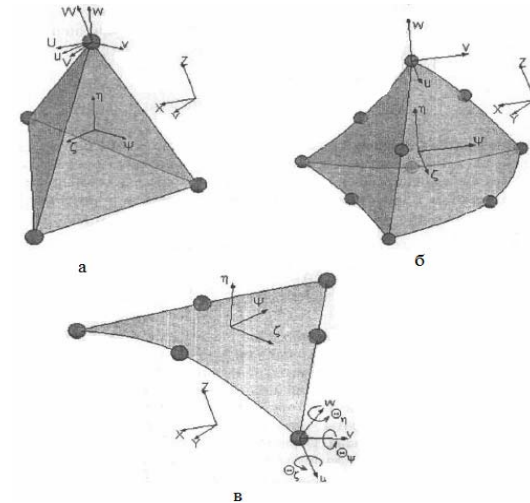


Рис. 2.5. Конечные элементы:

- 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 6 здесь будет вычисляться как

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

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  $45^\circ$  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 воздействии 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  $\tau$  и нормальные напряжения  $\sigma_z$  и  $\sigma_y$ , которые неравномерно распределены по длине и толщине нахлесточного соединения. Концентрация тангенциальных напряжений тем выше, чем выше отношение  $E/E_1$ . В зоне спаи (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.

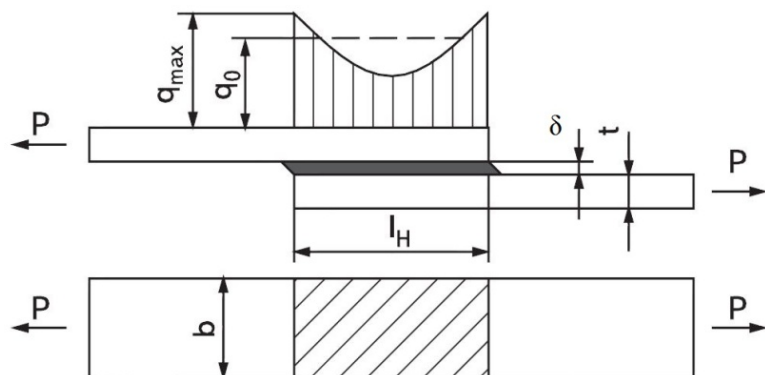


Рис. 2.6. Паяное соединение внахлестку, нагруженное осевыми силами

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 латунью  $G/E \approx 0,4$  (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).

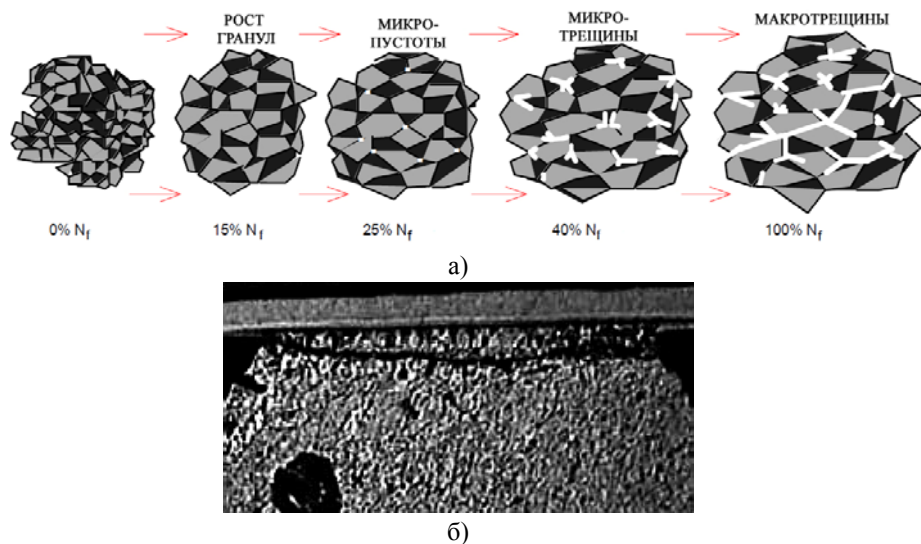


Рис. 2.7. а) описание эффектов накапливающихся дефектов усталости в структуре паяного соединения;  
б) макротрещина в паяном соединении

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

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

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

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,
- $\rho$  - удельный вес,
- $\sigma_{ij}$  - 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  $\Delta W$  уравнением, предложенным Морроу

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

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

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

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  $\Delta W$ .

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.

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

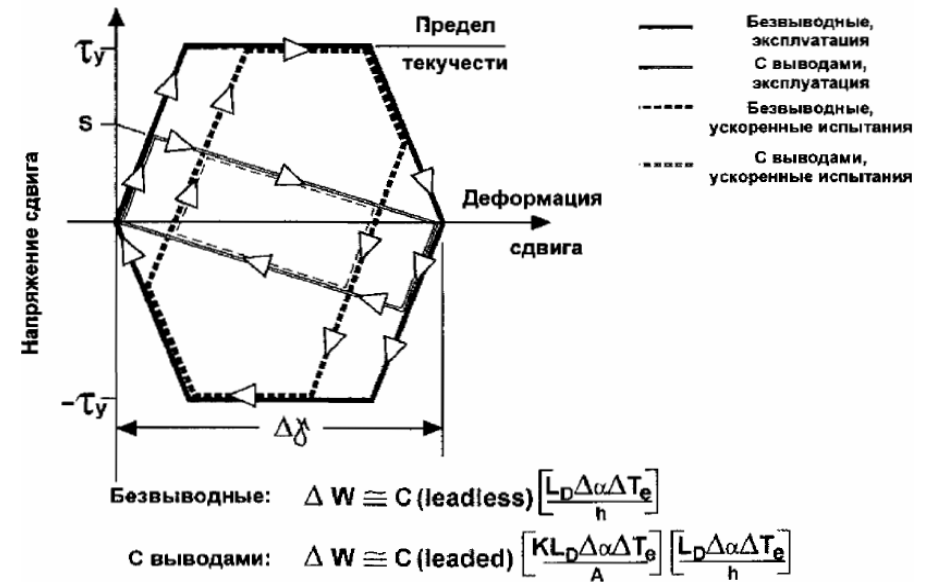


Рис. 2.8. Накопление усталостного напряжения

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  $\Delta W$  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

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

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

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

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)

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

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;

$N_i(x\%)$  – 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;

$T_{C,0}, T_{S,0}$  – установившаяся рабочая температура для компонента и подложки во время выдержки при низкой температуре, для нерабочих полупериодов (питание отключено);

$T_{S1} = (1/4)(T_C + T_S + T_{C,0} + T_{S,0})$  – 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  $T_{C,0}, T_{S,0}$ ;

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

$\alpha_C, \alpha_S$  – коэффициент теплового расширения (КТР) для компонента и подложки;

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

$\Delta D$  – потенциальное повреждение при циклическом нагружении после полной релаксации напряжений;

$\Delta T_C = T_C - T_{C,0}$  – 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 ( $\Delta \alpha \neq 0$ );

$\Delta T_S = T_S - T_{S,0}$  – амплитуда циклических колебаний температуры подложки (в области компонента);

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

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

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  $\sim 1$  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 ( $> 300$  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 начитальной 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 удастся 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 характеристики. 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 натуральных 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)

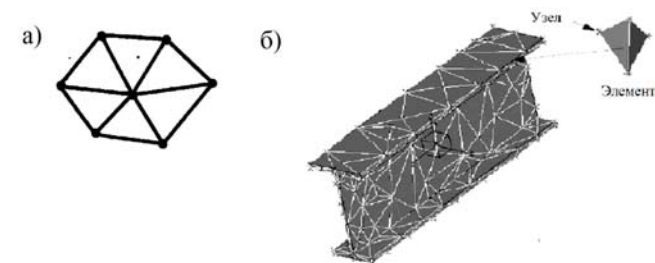


Рис. 2.9. Конечные элементы  
а) в форме треугольника; б) в форме тетраэдра



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).

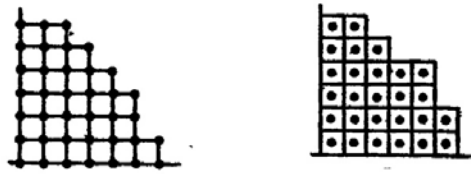


Рис. 2.10. Представление области в методе конечных элементов

Произвольное расположение узлов в МКЭ определяет преимущества этого метода по сравнению с МКР. Более того, использование разностных схем позволяет вообще избежать 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)

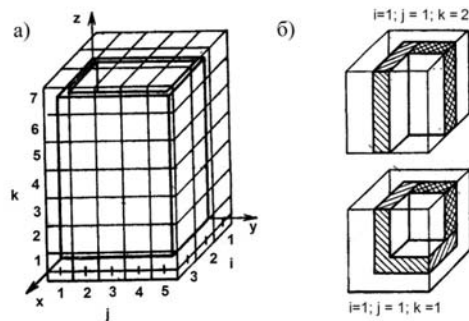


Рис. 2.11 Разбиение конструкции  
а) расположение конструкции внутри сеточной области;  
б) дискретные элементы модели

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  $w$

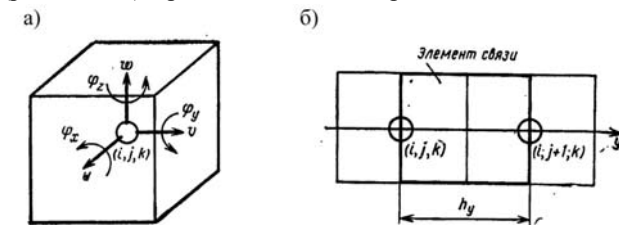


Рис. 2.12. Выражение деформаций через обобщенные перемещения:  
а) обобщенные перемещения элемента; б) деформации растяжения

направлении соответствующих координатных осей и тремя углами поворота  $\varphi_x$ ,  $\varphi_y$  и  $\varphi_z$  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) определяется 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:

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

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

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 серединной поверхности элемента:

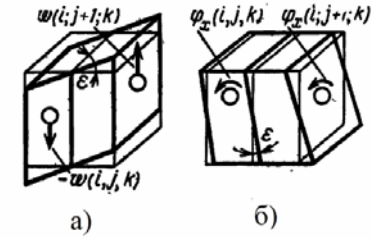


Рис. 2.13. Деформация сдвига

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

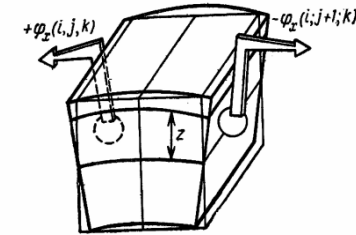


Рис. 2.14. Деформации изгиба

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 расстоянии  $z$  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:

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

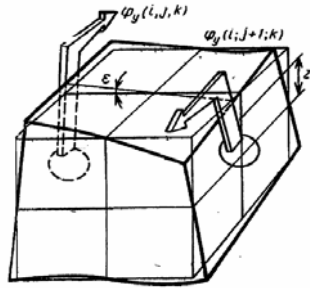


Рис. 2.15. Деформации кручения

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.

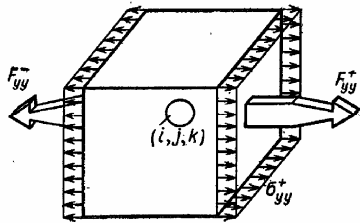


Рис. 2.16. Нормальные силы

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 —  $F^+_{zy}$

$$F^+_{zy} = \sigma^+_{zy} h_x h_z = \mu (\varepsilon^+_{yy} + \varepsilon^+_{zz}) h_x h_z = c^+_{zy} [w_{i,j+1,k} - w_{i,j,k}] - c^+_{zy} [\varphi_{x(i,j+1,k)} + \varphi_{x(i,j,k)}], \quad (2.109)$$

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

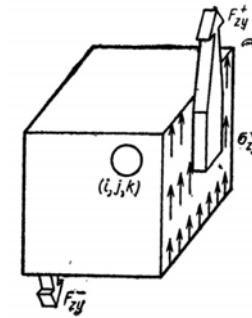


Рис. 2.17. Касательные силы

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

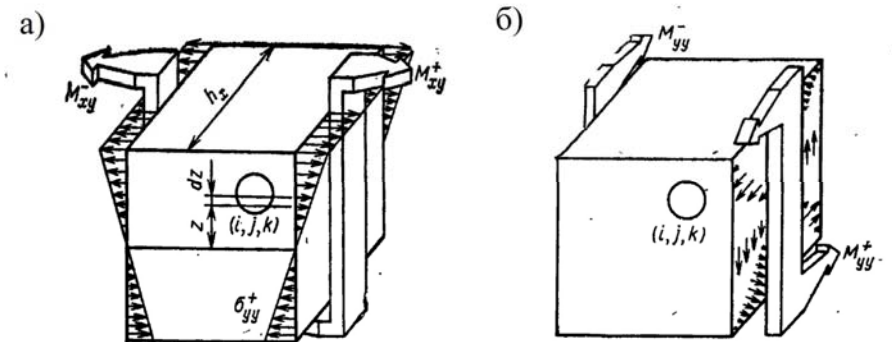


Рис. 2.18. Моменты сил  
а) изгибающие моменты; б) крутящие моменты

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

где  $k^+_{xy} = \frac{Ej^+_{xz}}{h_y}$ ;

$$J^+_{xy} = \frac{h_x h_z^3}{12}.$$

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

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 связи в выражениях 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).

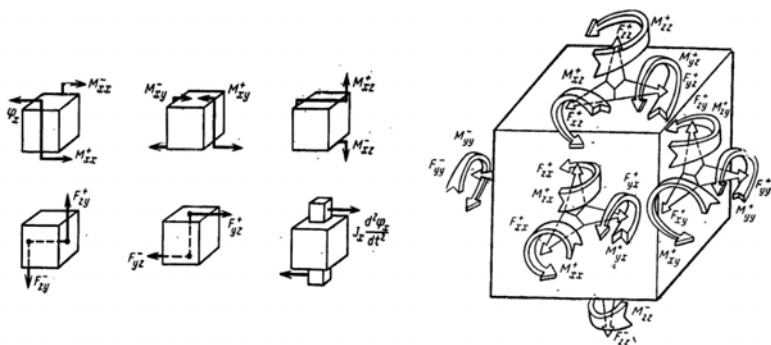


Рис. 2.19. Возможные силы и их моменты, приложенные к каждой грани элемента

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,

$\delta$  – толщина печатной платы.

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

где

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

Параметрические ограничения на область исследований

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

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

где  $x_i, y_i$  – координаты точки крепления;  $x_{\varepsilon j}, y_{\varepsilon j}$  – координаты компонента печатной платы (ЭРЭ, печатный проводник и т.п.);  $\Delta$  – 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 (2.117) и (2.117) ограничения на область исследования

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

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

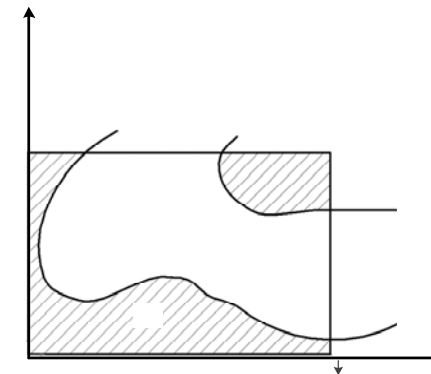


Рис. 2.20. Множество  $G$  в области параметров

Пределы  $\delta_1$  – минимальная толщина ПП,  $\delta_2$  – 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. МЕТОДИКА КОМПЛЕКСНОГО АНАЛИЗА МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

Первым этапом анализа механических характеристик РМ стоит задача определения необходимой точности вычислений, порой предварительного анализа проводимого с помощью несложных аналитических выражений бывает достаточно для того чтобы понять нуждается конструкция в оптимизации или нет. Такой подход в анализе можно представить в виде структурной схемы, изображенной на рис. 3.1.

Первый блок представляет собой постановку задачи, в которую входит выбор комплекса механических воздействий и их параметров, которые будут присутствовать в определенных режимах эксплуатации изделия. Эти данные должны быть известны еще до начала конструирования, аналогичные приведенным в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Значения параметров механических воздействий на РЭС

№	Вид РЭС	Вибрация		Удар, g	Линейное ускорение, g
		Частота, Гц	Ускорение, g		
1	Автомобильная	2-80	1-10	10	6
2	Полустационарная	2-80	1-4	20-75	-
3	Переносная	2-80	3-6	100-200	6
4	Самолетная	3-2000	2-10	5-10	11
5	Корабельная	5-55	1,5	7-12	11
6	Бортовая	10-2000	15-20	50	11
7	Атомная	10-3000	40	50	11

Сбор необходимой информации (блок № 2) включает в себя данные о самом радиоэлектронном модуле, его размеры, элементная база, материалы и их характеристики, а так же определение наиболее уязвимых мест с точки зрения КД. Необходимо иметь данные о вибрационных и ударных характеристиках радиокомпонентов и других приборов.

Блок № 3 представляет собой выбор предварительного анализа характеристик РМ, аналитический или предварительный анализ инструментами МКЭ. Выбор сводится к возможности применить математические модели, описывающие “классические” способы крепления типа жесткого защемления,

свободного опирания или незакрепленного края пластины или конца балки. В случае невозможности применения таких моделей предварительный анализ, как и подробный, сводится к использованию программных инструментов, основанных на методах конечных элементов.

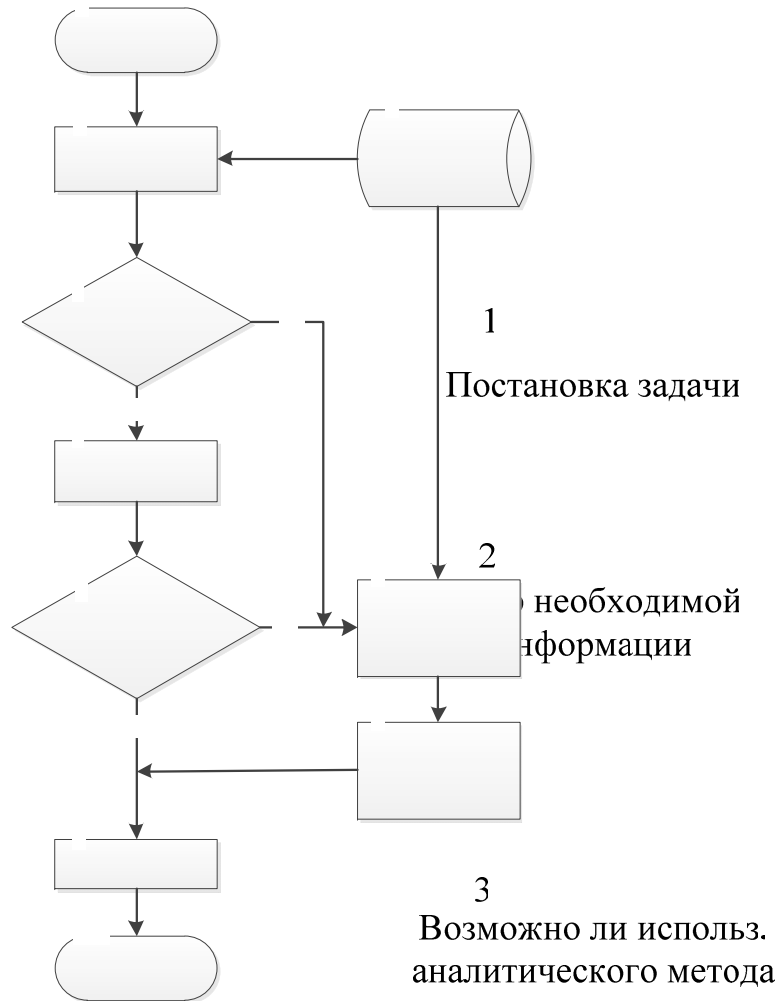


Рис. 3.1. Структурная схема выбора методов анализа

Аналитическое решение (блок № 4) поставленной задачи сводится к определению собственных частот колебаний РМ (СЧК), максимальные отклонения от положения равновесия, влияние удара.

После проведения аналитического анализа механических характеристик конструктор должен решить достаточно ли полученных данных для последующих действий.

В случае, когда данных недостаточно или когда особенности конструкции изделия не позволяют применить аналитические методы анализа, применяются современные инструменты инженерного анализа на основе МКЭ или МКР (блоки № 8 и 9).

База данных (блок № 7) включает в себя механические и тепловые свойства материалов конструкций РМ, физико-химические свойства материалов, участвующих в производственно-технологическом процессе, графическое представление, связывающее количество циклов нагрузки до разрушения с приложенным напряжением пластической деформации, как при пластическом, так и при упругом поведении материала (график Коффина-Мэнсона).

### 3.1. Аналитическое решение задачи анализа механических характеристик радиоэлектронных модулей

#### 3.1.1. Собственные частоты колебаний пластинчатых конструкций

Аналитические выражения для анализа собственных частот колебания пластины хорошо рассмотрены в [1, 11, 46].

При составлении уравнений движения можно использовать уравнение изгиба пластины при действии распределенной статической нагрузки  $q(x,y)$

$$D \left( \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^4} + 2 \cdot \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \omega}{\partial y^4} \right) = q(x,y), \quad (3.1)$$

где  $\omega = \omega(x, y)$  – прогиб пластины в точке с координатами  $x$  и  $y$ ;

$D$ - цилиндрическая жесткость пластины

нет

$$D = \frac{EH^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)}, \quad (3.2)$$

Е и ν – соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона материала пластины, а Н – ее толщина.

Заменяя в (3.1) в соответствии с принципом Д'Аламбера статистическую нагрузку силой инерции  $m \left( \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} \right)$ , получим уравнение свободных незатухающих (собственных) колебаний пластины

$$m \left( \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} \right) + D \left( \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \omega}{\partial y^4} \right) = 0, \quad (3.3)$$

где  $z = z(x, y, t)$ .

Наибольшее распространение для решения задач о собственных колебаниях получили точные методы, основанные на непосредственном решении уравнения (3.3), а также приближенные энергетические методы, основанные на законе сохранения энергии. В дальнейшем необходимо знать формулы для вычисления максимальных значений кинетической  $T_{\max}$  и потенциальной  $\Pi_{\max}$  энергии пластины

$$T_{\max} = \frac{\rho H \omega_0^2}{2} \iint_{S_n} \omega^2 dx dy, \quad (3.4)$$

$$\Pi_{\max} = \frac{D}{2} \iint_{S_n} \left[ \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \times \left\{ \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} - \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial x \partial y} \right)^2 \right\} \right] dx dy, \quad (3.5)$$

Так же для решения задач о собственных колебаниях, можно использовать выражения (2.45-2.60)

По методу Рэля собственная частота  $\omega_0$  определяется из сопоставления выражений для кинетической и потенциальной энергии колебаний системы.

Максимальные значения кинетической и потенциальной энергий пластин, совершающих одно из главных колебаний

$$z(x, y, t) = w(x, y) \cdot \sin(\omega_0 t + \alpha), \quad (3.6)$$

определяются по выражениям (3.4-3.5), тогда для СЧК

$$\omega_0 = \frac{D}{\rho H} \cdot \frac{\iint_{0^0}^{a^b} \left\{ (\Delta w)^2 - 2(1-\nu) \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \right\} dx dy}{\iint_{0^0}^{a^b} w^2 dx dy}, \quad (3.7)$$

где  $\Delta$ - оператор Лапласа.

Если на плате есть элементы, которые необходимо рассматривать как сосредоточенные массы  $m_n$ , то значение максимальной кинетической энергии находится по формуле [1]

$$T_{\max} = \frac{m_0 \omega_0^2}{2} \iint_{(S)} w^2(x, y) dS + \sum_{n=1}^S m_n w_n^2(x, y), \quad (3.8)$$

где  $w_n(x, y)$  – максимальный прогиб в точке сосредоточения n-й массы.

Если плата крепится на колонках винтами, то такому креплению наиболее точно соответствует схема свободного опирания в этих точках. Базисные функции в этом случае должны удовлетворять геометрическим и динамическим условиям как в точках крепления, так и на контуре. Для рассматриваемого

случая, например, в точках крепления  $w = 0, \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0$ . На краях

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0; \quad \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} + (2-\nu) \frac{\partial^3 w}{\partial x \partial y^2} = 0. \quad (3.9)$$

Расчитанные значения интегралов приведены в приложении 4 учебного пособия [1].

Для более быстрого анализа СЧК пластины можно применить выражения Рэля – Ритца

$$f = \frac{\alpha k_B \sqrt{D}}{2\pi \alpha^2 \sqrt{m}}, \quad (3.10a)$$

$$f = \frac{k_n k_B C_n}{\alpha^2} 10^4 \text{ Гц}, \quad (3.10б)$$



где  $\alpha$ - коэффициент, зависящий от способа крепления сторон пластины;

$C$  – частотная постоянная;

$a$  - длина пластины;

$k_m$  - поправочный коэффициент на материал;

$k_b$  - поправочный коэффициент на вес элементов;

$h$  – толщина пластины;

$m$  – приведенная к площади масса платы  $m = \rho h$ .

Частотная постоянная вычисляется по формуле

$$C = \frac{\alpha}{\pi^2} \sqrt{\frac{Eg}{12(1-\varepsilon^2)\rho}} \quad (3.11)$$

где  $E$  и  $\rho$ - модуль упругости и плотность применяемого материала;

$g$ - ускорение свободного падения;

$\varepsilon$ - коэффициент Пуассона.

Для приближенных расчетов спектра собственных частот при различных граничных условиях коэффициент  $\alpha$ , входящий в формулу (3.11), можно рассчитать по выражению (3.12) [1].

$$\alpha = \pi^2 \sqrt{A_i^2 + A_j^2 \beta^2 + 2\beta^2 [\varepsilon B_i B_j + (1-\varepsilon) C_i C_j]} \quad (3.12)$$

где  $\beta$  – соотношение сторон пластины  $a/b$ ;

Коэффициенты  $A_i, A_j, B_i, B_j, C_i, C_j$  находятся при помощи табл. 3.2 для различных сочетаний краевых условий на противоположных сторонах пластины (С - защемленный- S - опертый. F - свободный края).

Поправочный коэффициент на материал из формулы (3.10)

$$k_m = 0,2 \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (3.13)$$

Здесь  $E$  в [МПа],  $\rho$  в [кг/м<sup>3</sup>].

Поправочный коэффициент на вес элементов

$$k_b = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{Q_3}{Q_{\Pi}}}} \quad (3.14)$$

где  $Q_3$  - вес элементов, равномерно, размещенных на пластине;

$Q_{\Pi}$  – вес пластины.

Расчет СЧК прямоугольных плат, закрепленных в точках, производят по следующей формуле

$$f = \frac{\pi}{2} \left(A + \frac{1}{b^2}\right) \sqrt{\frac{D}{m}} \quad (3.15)$$

где  $k = b/a$  – соотношение длины меньшей стороны платы к длине ее большей стороны.

$A = 1/a^2$ , при  $n = 4$ ;

$A = 4/(a^2 + b^2)$ , при  $n = 5$ ;

$A = 1/4a^2$ , при  $n = 6$ ;

$D$  – приведенная жесткость пластины, формула (3.2);

$m$  – приведенная к единице площади масса платы и ЭРЭ

$$m = \rho h + \frac{m_3}{ab} \quad (\text{кг/м}^2) \quad (3.16)$$

Таблица 3.2

Значение постоянных А, В, С

Граничные условия	i = 1			i = 2			i ≥ 3		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C
S-S	0	0	0	1	1	1	i-1	A2	A2
S-C	0	0	0	1.25	A(A-1/π)	B	i-0.75	A(A-1/π)	B
S-F	0	0	3/π <sup>2</sup>	1.25	A(A-1/π)	A(A+3/π)	i-0.75	A(A-1/π)	A(A+3/π)
C-C	0	0	0	1.506	1.248	1.248	i-0.5	A(A-2/π)	B
C-F	0.597	0.087	0.471	1.494	1.347	3.248	i-0.5	A(A-2/π)	A(A+2/π)
F-F	0	0	12/π <sup>2</sup>	1.506	1.248	5.017	i-0.5	A(A-2/π)	A(A+6/π)

Для расчета СЧК многослойной платы используется формула (3.10а). Различие составляет в определении цилиндрической жесткости D, которая приводится к однослойной пластине

$$D = \frac{1}{3 \cdot (1 - \nu^2)} \sum_{i=1}^n \bar{E}_i \left[ \left( Z_0 - \sum_{k=1}^{i-1} h_k \right)^3 - \left( Z_0 - \sum_{k=1}^i h_k \right)^3 \right], \quad (3.17)$$

где  $Z_0$  – расстояние нейтральной поверхности платы от верхней граничной поверхности

$$Z_0 = \frac{\sum_{i=1}^n \bar{E}_i h_i \left( 2 \sum_{k=1}^i h_k - h_i \right)}{2 \sum_{i=1}^n \bar{E}_i h_i}; \quad (3.18)$$

$\nu$  – приведенный коэффициент поперечного сжатия

$$\nu = \frac{\sum_{i=1}^n \nu_i \bar{E}_i h_i}{\sum_{i=1}^n \bar{E}_i h_i}; \quad (3.19)$$

$\bar{E}_i$  – эффективный модуль упругости слоя

$$\bar{E}_i = E_i (1 - \nu_i^2), \quad (3.20)$$

$E_i, \nu_i, h_i$  – модуль упругости, коэффициент Пуассона, толщина слоя материала  $i$ -го слоя соответственно.

Приведенная плотность пластины определяется по формуле

$$\bar{\rho} = \frac{\sum \rho_i h_i}{\sum h_i}, \quad (3.21)$$

где  $\rho_i$  – плотность материала  $i$ -го слоя.

Значения коэффициента  $\alpha$  в зависимости от способа крепления платы

Эскиз с граничными условиями	$\alpha$	Эскиз с граничными условиями	$\alpha$
1	2	3	4
	$9.87 \left( 1 + \frac{a^2}{b^2} \right)$		$3.52 \sqrt{1 + 2.48 \frac{a^2}{b^2} + \frac{a^4}{b^4}}$
	$9.87 \sqrt{1 + 2.33 \frac{a^2}{b^2} + 2.44 \frac{a^4}{b^4}}$		22.37
	$15.42 \sqrt{1 + 0.95 \frac{a^2}{b^2} + 0.41 \frac{a^4}{b^4}}$		$22.37 \frac{a^2}{b^2}$
	$9.87 \sqrt{1 + 2.57 \frac{a^2}{b^2} + 5.14 \frac{a^4}{b^4}}$		3.52
	$22.37 \sqrt{1 + 0.48 \frac{a^2}{b^2} + 0.19 \frac{a^4}{b^4}}$		$3.52 \frac{a^2}{b^2}$
	$15.42 \sqrt{1 + 1.11 \frac{a^2}{b^2} + \frac{a^4}{b^4}}$		15.42
	$22.37 \sqrt{1 + 0.57 \frac{a^2}{b^2} + 0.47 \frac{a^4}{b^4}}$		$15.42 \frac{a^2}{b^2}$
	$22.37 \sqrt{1 + 0.61 \frac{a^2}{b^2} + \frac{a^4}{b^4}}$		$3.52 \sqrt{1 + 5.56 \frac{a^2}{b^2} + 19.2 \frac{a^4}{b^4}}$
	$22.37 \sqrt{1 + 0.61 \frac{a^2}{b^2} + \frac{a^4}{b^4}}$		$15.42 \sqrt{1 + 0.29 \frac{a^2}{b^2} + 0.05 \frac{a^4}{b^4}}$

Продолжение табл. 3.3

1	2	3	4
	$3.52 \frac{a}{b}$		$3.52 \sqrt{1 + 1.58 \frac{a^2}{b^2}}$
	$9.87 \frac{a^2}{b^2}$		$3.52 \sqrt{1.58 \frac{a^2}{b^2} + \frac{a^4}{b^4}}$
	9.87		$22.37 \sqrt{0.1 \frac{a^2}{b^2} + \frac{a^4}{b^4}}$
	$9.87 \sqrt{0.43 \frac{a^2}{b^2} + \frac{a^4}{b^4}}$		$22.37 \sqrt{1 + 0.1 \frac{a^2}{b^2}}$
	$9.87 \sqrt{1 + 0.43 \frac{a^2}{b^2}}$		$15.42 \sqrt{0.34 \frac{a^2}{b^2} + \frac{a^4}{b^4}}$
	$3.52 \sqrt{1 + 5.97 \frac{a^2}{b^2} + 40.5 \frac{a^4}{b^4}}$		$15.42 \sqrt{1 + 0.34 \frac{a^2}{b^2}}$
	$22.37 \sqrt{1 + 0.14 \frac{a^2}{b^2} + 0.02 \frac{a^4}{b^4}}$		

### 3.1.2. Расчет прочности печатных плат

При возбуждении колебаний пластины гармонической вибрацией наиболее опасно, с точки зрения возможности механического разрушения, возникновение ее резонансных колебаний.

Условие прочности можно представить в виде выражения

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma], \quad (3.22)$$

где  $\sigma_{\max}$  – максимальное нормальное напряжение;

$M_{\max}$  – максимальный изгибающий момент;

$[\sigma]$  – допустимое нормальное напряжение;

$W$  – момент сопротивления.

Максимальные нормальные напряжения, возникающие на поверхности пластины в направлении осей X и Y рассчитываются по формулам

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{6M_y}{H^2} \\ \sigma_y &= \frac{6M_x}{H^2}, \end{aligned} \quad (3.23)$$

где  $H$  – толщина платы.

Изгибающие моменты

$$\begin{aligned} M_x &= -D \left( \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} \right); \\ M_y &= -D \left( \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} \right), \end{aligned} \quad (3.24)$$

где  $V=V(x,y)$  – функция координат X и Y;

$D$  – цилиндрическая жесткость, вычисляемая по формуле (3.17).

Максимальное значение изгиба на  $k$ -м резонансе

$$V_k(x,y) = \frac{\ddot{Z}_0 B_k(x,y) W_k(x,y)}{4\pi^2 f_{0k}^2 \eta_k}, \quad (3.25)$$

где функция  $W_k(x,y)$  определяет собственную форму колебаний для прямоугольной пластины

$$W_k(x,y) = W_k(x) \cdot W_k(y), \quad (3.26)$$

где балочные функции

$$\begin{aligned} W_k(x) &= \sin \chi_x + A_i \cos \chi_x + B_i \operatorname{sh} \chi_x + C_i \operatorname{ch} \chi_x; \\ W_k(y) &= \sin \chi_y + A_j \cos \chi_y + B_j \operatorname{sh} \chi_y + C_j \operatorname{ch} \chi_y; \\ \chi_x &= \frac{\lambda_i x}{a}; \quad \chi_y = \frac{\lambda_j y}{b}. \end{aligned} \quad (3.27)$$

$f_{0k}$  – СЧК платы на  $k$ -м резонансе;

$\eta_k$  – коэффициент механических потерь.

Параметры  $\lambda$  и коэффициенты A, B, C берутся из таблицы с учетом способов закрепления платы и номера гармоники [1].

$$\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} = \frac{Z_0 B_k \lambda_k^2}{4\pi^2 f_{0k}^2 \eta_k \alpha_m^2} W_j(y) \cdot (-\sin \lambda_k x - A_j \cos \lambda_k x + B_j \sinh \lambda_k x + C_j \cosh \lambda_k x);$$

$$\frac{\partial^2 V}{\partial y^2} = \frac{Z_0 B_k \lambda_k^2}{4\pi^2 f_{0k}^2 \eta_k b^2} W_i(x) \cdot (-\sin \lambda_k y - A_j \cos \lambda_k y + B_j \sinh \lambda_k y + C_j \cosh \lambda_k y), \quad (3.28)$$

где коэффициент  $B_k$  находится по формуле

$$B_k(x, y) = B_k(x) \cdot B_k(y) = \frac{\int_0^a W_k(x) dx}{\int_0^a W_k^2(x) dx} \cdot \frac{\int_0^b W_k(y) dy}{\int_0^b W_k^2(y) dy}. \quad (3.29)$$

Значения интегралов находятся с помощью специальных таблиц.

Расчет напряжений  $\sigma_x$  и  $\sigma_y$  при ударном воздействии [1] производится по формулам (3.22) и (3.23). При действии сосредоточенной силы  $P$  в середине свободно опертой по всем сторонам прямоугольной пластины изгибающие моменты  $M_x$  и  $M_y$  рассчитываются по формулам

$$M_x = \frac{P}{2\pi} \sum_{m=1}^{\infty} \left\{ \left[ (1+\nu) \operatorname{th} \alpha_m - \frac{(1-\nu) \alpha_m}{\operatorname{ch}^2 \alpha_m} \right] / m \right\};$$

$$M_y = \frac{P}{2\pi} \sum_{m=1}^{\infty} \left\{ \left[ (1+\nu) \operatorname{th} \alpha_m + \frac{(1-\nu) \alpha_m}{\operatorname{ch}^2 \alpha_m} \right] / m \right\}, \quad (3.30)$$

$$\alpha_m = \frac{m\pi a}{2b},$$

где  $m=1, 3, 5, \dots$ ;

При условии, что масса платы сосредоточена в центре, то при воздействии удара сосредоточенная сила равна силе инерции

$$P = M \ddot{V}, \quad (3.31)$$

где  $M$  – сосредоточенная масса;

$\ddot{V}$  – ускорение в центре платы.

Для свободно опертой прямоугольной пластины

$$M = m_{\text{пл}}/4, \quad (3.32)$$

где  $m_{\text{пл}}$  – масса платы.

При синусоидальном ударном импульсе

$$\ddot{V} = 1,7A, \quad (3.33)$$

При прямоугольном ударном импульсе

$$\ddot{V} = 2A, \quad (3.34)$$

где  $A$  – максимальное ускорение в импульсе.

В случае воздействия случайной вибрации используются уравнением

$$\tilde{\sigma}_k^2(x) = \frac{1.5DB_k g}{\pi f_{0k} H^2} \left( \frac{\partial^2 W_k}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 W_k}{\partial y^2} \right) \sqrt{\frac{s(f)}{2\pi f_{0k} \eta_k}};$$

$$\tilde{\sigma}_k^2(y) = \frac{1.5DB_k g}{\pi f_{0k} H^2} \left( \frac{\partial^2 W_k}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 W_k}{\partial x^2} \right) \sqrt{\frac{s(f)}{2\pi f_{0k} \eta_k}}, \quad (3.35)$$

Таким образом, методика проведения аналитического расчета механических характеристик ПМ сводится к следующей структурной схеме:

Анализ СЧК печатной платы:

1. Определение типа закрепления печатной платы.
2. Расчет коэффициента  $\alpha$  по формуле (3.12).
3. Расчет частотной постоянной  $C$  (3.11).
4. Расчет поправочных коэффициентов на материал и вес элементов (3.13, 3.14).
5. Расчет собственной частоты колебаний по формуле (3.10б).

В случае анализа прямоугольных плат, закрепленных в нескольких точках:

1. Определение цилиндрической жесткости  $D$  по формуле (3.2).
2. Расчет приведенной к единице площади массы платы и ЭРЭ (3.16).
3. Расчет собственной частоты колебаний по формуле (3.15).

Для анализа СЧК многослойных плат:

1. Расчет эффективного модуля упругости  $\bar{E}$  (3.20).
2. Расчет приведенного коэффициента поперечного сжатия  $\nu$  (3.19).

3. Нахождение расстояния нейтральной поверхности платы от верхней граничной поверхности  $Z_0$  (3.18).

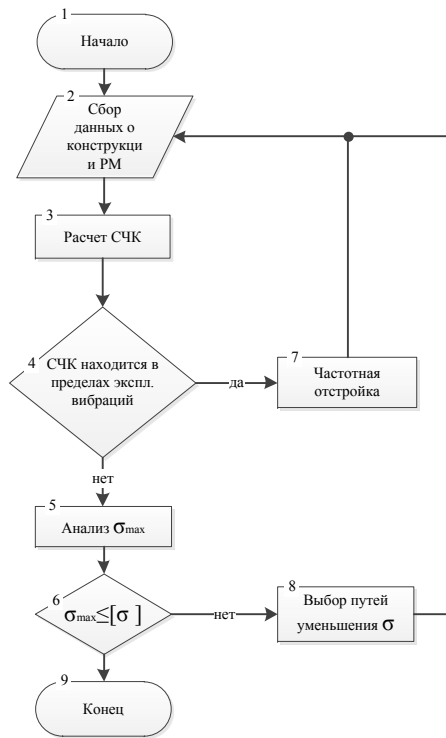


Рис. 3.2. Структурная схема аналитического решения

4. Расчет приведенной изгибной жесткости  $D$  (3.17).
5. Приведенная плотность платы  $\rho$  вычисляется для двух материалов – проводящего слоя и диэлектрического основания (3.21).
6. Определение типа закрепления платы.
7. Расчет коэффициента  $\alpha$  с учетом данных в табл. 3.2.
8. Расчет СЧК по формуле (3.10а).

Методика расчета прочности печатных плат:

1. Определение типа закрепления печатной платы.

2. Определение значений интегралов уравнения (3.29) с помощью табл. 3.5.

3. Расчет коэффициента  $B_k(x,y)$  по формуле (3.29).

4. Расчет балочных функций (3.27) с использованием данных табл. 3.4.

5. Расчет и анализ СЧК платы по формулам (3.10а) или (3.10б).

6. Расчет коэффициента механических потерь  $\eta_k$

$$\eta_k = \frac{1}{\sqrt{f_{sk}}} \quad (3.36)$$

7. Определение максимальной амплитуды виброускорения посадочных мест печатной платы. Определяется на основе данных табл. 3.1 исходя из группы эксплуатации.

8. Нахождение частных производных (3.28)

9. Определение цилиндрической жесткости (3.2) или (3.17).

10. Расчет изгибающих моментов (3.24).

11. Расчет максимальных нормальных напряжений, возникающих на поверхности пластины в направлении осей X и Y (3.23) либо при воздействии случайной вибрации (3.35)

Таким образом, вышеприведенная методика позволяет определить собственную частоту колебаний радиоэлектронного модуля в случаях различных типов закрепления платы, в том числе крепление в нескольких точках, позволяет рассчитать максимальное значение механического напряжения в ПП. Полученные данные можно использовать в процессе проектирования изделий для корректировки моделей и конструкторской документации. Однако аналитическую методику расчетов можно применить только в ограниченных случаях, с учетом выполнения некоторых требований, как с точки зрения конструкции, так и допустимой погрешности расчетов. Для более подробных расчетов используются инструменты механического анализа, построенного на методах конечных элементов, например, современная система автоматизированного проектирования Pro/ENGINEER Mechanical (в настоящее время новые версии переименованы в Creo Parametric).

Таблица 3.4

Параметры  $\lambda$  и коэффициенты A, B, C базисных функций [1]











Тип закрепления	i	$\lambda_i$	$A_i$	$B_i$	$C_i$
1	2	3	4	5	6
	1	3,142	0	0	0
	2	6,283	0	0	0
	3	9,425	0	0	0
	4	12,566	0	0	0
	5	15,708	0	0	0
	1	4,730	-1,0178	-1	-1,0178
	2	7,853	-0,999223	-1	-0,999223
	3	10,996	-1,0000335	-1	1,0000335
	4	14,137	-0,9999986	-1	-0,9999986
	5	17,279	-1,0000001	-1	-1,0000001
	1	4,730	-1,0178	1	-1,0178
	2	7,853	-0,999223	1	-0,999223
	3	10,996	-1,0000335	1	1,0000335
	4	14,137	-0,9999986	1	-0,9999986
	5	17,279	-1,0000001	1	-1,0000001
	1	3,927	0	0,027875	0
	2	7,069	0	-0,0012041	0
	3	10,210	0	0,0000520	0
	4	13,352	0	-0,0000022	0
	5	16,494	0	0,0000001	0
	1	1,875	-1,3622	-1	1,3622
	2	4,694	-0,98187	-1	0,98187
	3	7,855	-1,000777	-1	1,000777
	4	10,996	-0,999965	-1	0,999965
	5	14,137	-1,0000015	-1	1,0000015

Таблица 3.5

Численные значения некоторых интегралов [1]

Тип закрепления	i			$\int_0^1 x^i dx$	$\int_0^1 x^{2i} dx$
1	2	3	4	5	6
	1	0,6366	0,5	4,9348	48,70454
	2	0,6366	0,5	19,739	779,2727
	3	0,6366	0,5	44,413	3945,068
	4	0,6366	0,5	78,956	12468,36
	5	0,6366	0,5	123,37	30440,34
	1	0,8456	1,0358	12,748	518,4548
	2	0,8594	0,9985	45,975	3797,111
	3	0,8737	1,0026	98,664	14347,29
	4	0,8764	0,9976	172,08	39844,88
	5	0,9152	1,0447	256,77	93140,375
	1	0,8903	1,0357	51,250	518,4726
	2	0,8863	0,9984	108,75	3797,502
	3	0,8910	1,0000	186,85	14618,15
	4	0,8921	0,9973	283,14	39838,21
	5	0,9068	1,0448	436,23	93132,35
	1	0,6078	0,4995	5,7524	118,8525
	2	0,6208	0,4999	21,450	1248,754
	3	0,6256	0,4999	47,021	5432,763
	4	0,6334	0,4992	108,74	15865,02
	5	0,6309	0,5008	127,54	37076,88
	1	1,0664	1,8552	8,6228	22,93523
	2	0,8426	0,9639	31,248	468,0322
	3	0,8738	1,0017	77,461	3813,367
	4	0,8819	1,0026	143,85	14656,03
	5	0,8785	0,9814	215,65	39201,60

### 3.2. Методика комплексного анализа механических характеристик радиоэлектронных модулей второго уровня на базе системы Pro/ENGINEER Mechanica

Pro|ENGINEER Mechanica это составная часть CAE инструмента дающая возможность для проведения анализа механических и тепловых характеристик физической модели с использованием виртуальных 3D-моделей, позволяет определить критические значения параметров модели при различных воздействиях и на основе полученных результатов анализа изменить проект.

В систему Pro/ENGINEER Mechanica входят два модуля – Structure и Thermal – каждый из которых имеет свой собственный решатель для различных типов воздействий. Эти два модуля основаны на методе конечных элементов.

Имеются два метода проведения анализа: стандартный (с помощью встроенного решателя) и метод использования математического ядра, основанного на методе конечных элементов, других программных продуктов, таких как ANSYS и NASTRAN.

При использовании стандартного метода исследование можно провести за четыре последовательных шага, они приведены в табл. 3.6

При использовании FEM анализа с помощью сторонних программных продуктов, исследование проходит пять последовательных этапов, приведенных в таблице 3.7.

Таблица 3.6

Этапы МКЭ анализа с помощью Pro/Engineer

Разработка модели	Создание геометрической модели в системе Pro/Engineer
	Упрощение модели
	Выбор или задание системы единиц
	Добавление к модели начальных условий, таких как координатная система и регионы, если это необходимо
	Добавление материалов, креплений и нагрузок на модель
	Добавление идеализаций, таких как оболочки, пружины, балки и масса
	Проверка сетки
Анализ модели	Выбор типа анализа
	Начало анализа
	Просмотр результатов анализа

Продолжение табл. 3.6

Определение поправок в проекте	Определение параметров проекта, которые необходимо изменить
	Обзор и корректировка формы или свойств
Оптимизация модели	Задание исследований чувствительности и оптимизации
	Начало исследований
	Просмотр результатов исследований
	Если результаты оптимизации удовлетворяют, усовершенствование модели с учетом оптимизированной модели

Таблица 3.7

Этапы МКЭ анализа с помощью специализированных CAE средств

Разработка модели	Создание геометрической модели в системе Pro/Engineer
	Упрощение модели
	Выбор или задание системы единиц
	Добавление к модели начальных условий, таких как координатная система и регионы, если это необходимо
	Добавление материалов, креплений и нагрузок на модель
	Добавление идеализаций, таких как оболочки, пружины, балки и масса
Определение анализа	Добавление соединений, таких как сварные швы, шарниры, болтовые соединения
	Выбор типа анализа
	Выбор креплений, нагрузок, методов и частот используемые при анализе
Создание сетки конечных элементов	Вызов модуля, контролирующего ячейки сетки МКЭ
	Создание ячейки
	Просмотр ячеек и их изменение, если это необходимо
Анализ модели	Экспорт сетки в математическое ядро таких систем как ANSYS и NASTRAN
	Просмотр экспортированной сетки
	Начало анализа

Продолжение табл. 3.7

Просмотр результатов	Импортирование результатов в постпроцессор Pro/Engineer Mechanical и просмотр результатов
	Просмотр графического воспроизведения результатов анализа
	Определение параметров сетки конечных элементов
	Просмотр статистики анализа
	Создание отчета МКЭ

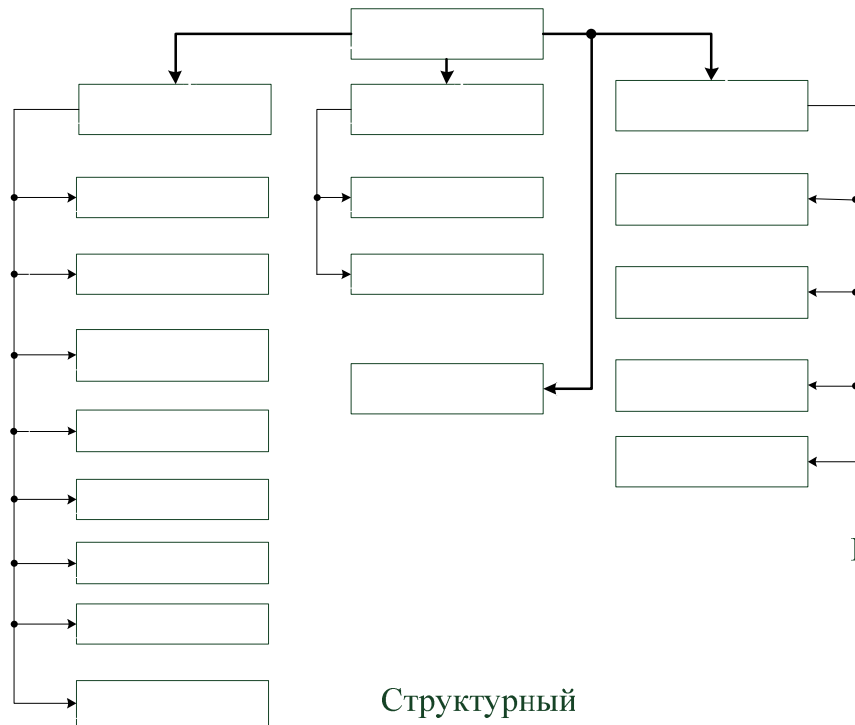


Рис. 3.3. Структурная схема, проводимых анализов модуля Pro/Engineer Mechanical

Радиоэлектронные модули (РМ) являются одними из основных элементов радиоэлектронных средств. На них размещается большое количество сложных электронных компонентов, чувствительных к механическим воздействиям

(ударам, вибрациям, статическим нагрузкам и пр.). Провести механический анализ конструкции РМ средствами современных САПР не представляется сложным. Трудности вызывает анализ результатов моделирования. Например, на рис. 3.4 представлены результаты моделирования в системе Pro/Engineer модального анализа РМ. Наглядно видно, что в наиболее нагруженную зону попали некоторые компоненты. При этом не ясно приведет ли такая ситуация к нарушению их работоспособности или нет. Зачастую работоспособность компонента определяется не механической прочностью корпуса, а прочностью пайки, как наиболее ответственного узла.

К сожалению, система Pro/Engineer не позволяет моделировать механические характеристики паяных соединений компонентов, которые в первую очередь определяют надежность радиоэлектронного модуля. Даже незначительные микротрещины в нем могут привести к изменению переходного сопротивления и потере работоспособности модуля. Дело осложняется еще тем, что существует большое количество разнообразных корпусов, припоев, режимов пайки электронных компонентов. В этом случае без натурных испытаний не обойтись.

В данной работе предлагается структурная схема методики комплексного анализа механических характеристик РМ (рис. 3.5), учитывающей предельные значения вибраций, ударов, статических нагрузок различных электронных компонентов, определяемых тестированием на автоматизированной установке.

Первый блок представляет собой постановку задачи, в которую входит выбор комплекса механических воздействий и их параметров, которые будут присутствовать в определенных режимах эксплуатации изделия. Эти данные должны быть известны еще до начала конструирования, в соответствии с техническим заданием.

Сбор необходимой информации (блок №3) включает в себя данные о самом радиоэлектронном модуле, его размеры, элементная база, материалы и их характеристики, а так же определение наиболее уязвимых мест с точки зрения конструкторской документации. Необходимо иметь данные о вибрационных и ударных характеристиках радиокомпонентов и других приборов. При этом формируется и постоянно обновляется база данных (блок №2), включающая в себя механические и тепловые свойства материалов конструкций РМ, физико-химические свойства материалов, участвующих в производственно-технологическом процессе, графическое представление, связывающее количество циклов нагрузки до разрушения с приложенным напряжением пластической деформации, как при пластическом, так и при упругом поведении материала (график Коффи-Мэнсона).



Блок № 9 представляет собой выбор предварительного анализа характеристик РМ, аналитический или предварительный анализ инструментами метода конечных элементов (МКЭ). Выбор сводится к возможности применить математические модели, описывающие “классические” способы крепления типа жесткого заземления, свободного опирания или незакрепленного края пластины или конца балки. В случае невозможности применения таких моделей предварительный анализ, как и подробный, сводится к использованию программных инструментов, основанных на методах конечных элементов.

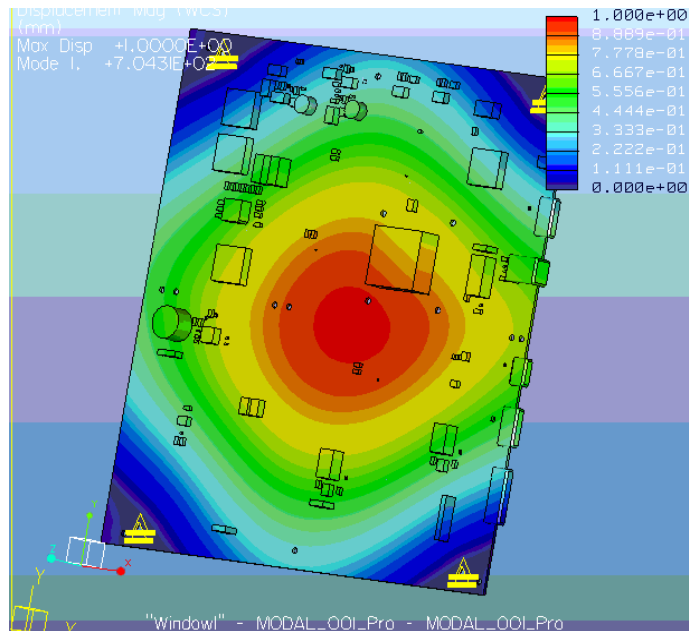


Рис. 3.4 – Результаты расчета модального анализа радиоэлектронного модуля

Аналитическое решение (блок № 10) поставленной задачи сводится к определению собственных частот колебаний (СЧК) радиоэлектронного модуля, максимальные отклонения от положения равновесия, влияние удара.

После проведения аналитического расчета механических характеристик конструктор должен решить достаточно ли полученных данных для последующих действий.

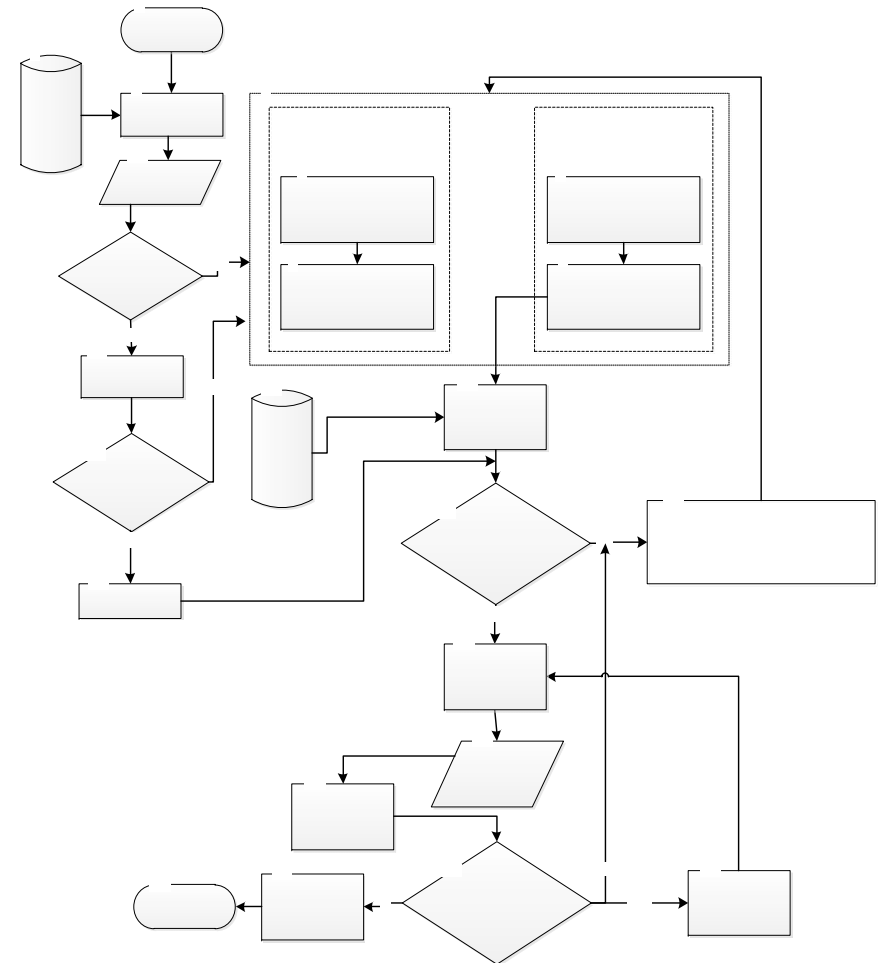


Рис. 3.5. Структурная схема методики комплексного анализа механических характеристик радиоэлектронных модулей

В случае, когда данных недостаточно или когда особенности конструкции изделия не позволяют применить аналитические методы анализа, применяются современные инструменты инженерного анализа на основе МКЭ (блок № 6). Для примера применена система Pro/Engineer, позволяющая проводить

практически все типы моделирования механических нагрузок (вибрационный, статический, ударный и пр.). Типы проводимого моделирования формируются на основании блока № 28. Полученные результаты представляются в виде диаграмм и графиков и подлежат анализу в блоке № 8.

По методике, регламентируемой стандартом IEC-PAS 62137-3 [48] предполагается проводить автоматизированный анализ прочности компонентов радиоэлектронных модулей на статический прогиб, удар и вибрацию (блок № 5). Результаты, полученные при испытаниях, статистически обрабатываются (блок № 7) и поступают в соответствующую базу данных (блок № 11). При этом на предприятии будет существовать и регулярно пополняться база данных, содержащая предельные значения вибраций, ударов и статических напряжений различных компонентов (дискретные элементы, микросхемы в разных корпусах и пр.), с применением различных припоев и режимов пайки.

Эти данные поступают в блок № 12 и на основании их анализируются результаты моделирования с применением МКЭ. Если в нагруженной зоне полученные значения напряжений, перемещений и пр. лежат за пределами прочности компонентов, то принимается решение об оптимизации конструкции (блок № 24). В ходе оптимизации может быть принято решение об изменении конструкции (блок № 26), применению других материалов (блок № 27) или применению иной технологии при производстве радиоэлектронного модуля (блок № 25). Затем следует тот же цикл моделирования методами МКЭ с проверкой результатов.

Если же на этапе проверки соответствия результатов моделирования требуемым значениям (блок № 15) не выявляется критических отклонений, дается допуск на получение опытного образца изделия (блок № 16) с обязательными натурными испытаниями на лабораторных установках (блок № 17) с утвержденными программами испытаний в соответствии условиями эксплуатации модуля (блок № 18).

Если на этапе проверки прохождения лабораторных испытаний в конструкции обнаружатся несоответствия характеристик требованиям заказчика, принимается решение об оптимизации модуля. Если отклонения незначительны и могут быть устранены минимальной доводкой опытного образца, то проводится оптимизация (блок № 20) и затем повторно испытания. Если же требуется более глубокая оптимизация, то повторяется цикл блоков 24-27 с созданием модернизированного опытного образца.

В случае положительного решения о результатах лабораторных испытаний проводится цикл испытаний в условиях эксплуатации (блок № 21) и сдача изделия (блок № 22).

Предложенная методика может значительно ускорить процесс доработки разрабатываемых изделий во первых, благодаря системному применению САПР, использующих МКЭ для моделирования механических воздействий, а во вторых, наличие постоянно пополняемой базы данных по механическим характеристикам электронных компонентов. Так как во многих российских проектных организациях существует большая номенклатура разрабатываемых изделий (иногда более 100) с применением различных электронных компонентов (зачастую очень похожих) внедрение такой методики позволит всем отделам предприятия пользоваться этой базой без проведения дополнительных натурных испытаний.

### **3.3. Рекомендации по тестированию электронных компонентов и определению прочности паяных соединений**

Для определения условий нарушения целостности паяных соединений требуется провести для каждого типа компонента масштабные испытания, которые дадут в качестве результатов максимальную допустимую глубину прогиба платы, количество термоциклов и т.д. при которых произойдет нарушение контакта (блок 5).

Методика тестирования регламентируется международным стандартом IEC/PAS 62137-3 [48]. В нем подробно описаны способы ускоренного испытания различных компонентов (как поверхностномонтируемых, так и с монтажом в отверстия) на удар, вибрацию, сдвиг и другие виды нагрузок. Для интенсификации разрушительных процессов, протекающих в паяном соединении применяется процесс термоциклирования- выдержка в термокамере при определенной температуре. Указаны также параметры термоциклирования и их количество. Однако в стандарте нет сведений о конструкции применяемых испытательных стендов, есть только рекомендации, касаемые выполнения тестовых плат и конструкции захватов для них.

Для реализации испытания электронных компонентов на прочность паяных соединений при действии вибраций может быть использована автоматизированная установка, структурная схема которой представлена на рисунке 3.6.

Условно установку можно разделить на три большие части: персональный компьютер со специализированным программным обеспечением (ПО), испытательный стенд, помещенный в камеру тепла и холода, снабженный датчиками и интерфейсные узлы.

Вибростенд 11 (рис. 3.7) обеспечивает заданное механическое воздействие на тестовую плату с припаянным образцом 12. Параметры вибрационного

воздействия контролируются вибродатчиком 6. Для контроля механических колебаний испытуемого компонента предусмотрены лазерные датчики 13, обеспечивающие фиксацию продольных и сдвиговых колебаний образца. Сигналы датчиков поступают в интерферометр 9 и с помощью контроллера 8 подаются в анализатор спектра 7. Вся информация поступает в персональный компьютер и фиксируется в программе.

Выводы тестируемого компонента должны быть соединены в последовательную цепь. В [51] представлены способы формирования такой цепи у различного типа корпусов интегральных микросхем.

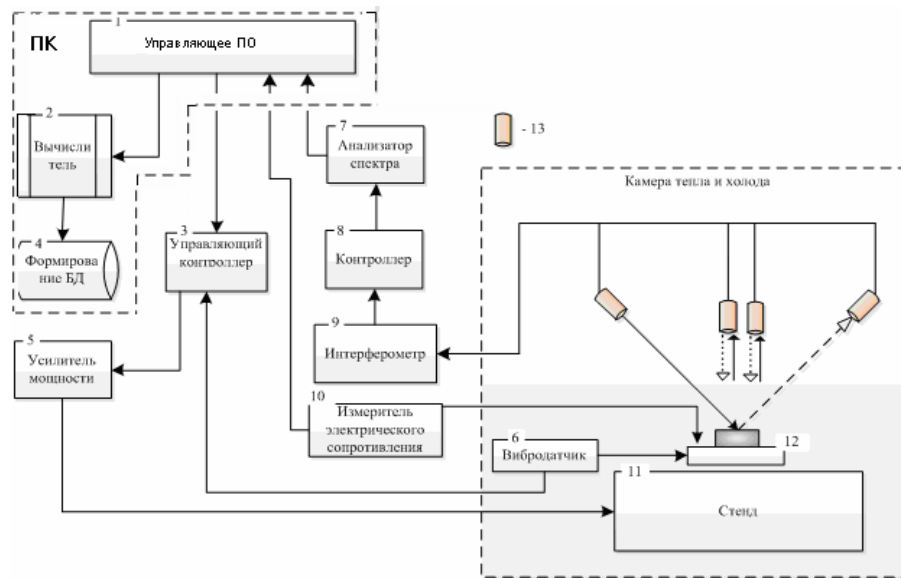


Рис. 3.7. Структурная схема установки испытаний на надежность паяных соединений при воздействии вибраций

Для контроля целостности паяных соединений служит соответствующий измеритель 10, который передает данные в управляющий компьютер. Как только сопротивление цепи значительно возрастает, даже в течение короткого промежутка времени, что эквивалентно отказу, тестирование прерывается.

Параметры механических воздействий задаются в ПО на персональном компьютере и через управляющий контроллер 3 и усилитель мощности 5 подаются на специализированные приводы стенда. При этом возможно изменять частоту и амплитуду.

Результаты испытаний статистически обрабатываются с помощью вычислителя 2- отдельного модуля ПО компьютера. На основании этих данных формируется база данных предельных параметров вибраций, которые выдерживает тестируемый компонент при заданных количествах термоциклов.

Несколько иная схема установки при испытании на действие ударов (рис. 3.8). Удары производятся на обратную сторону тестовой платы специальным стальным шариком [52]. Эта же схема может применяться при тестировании на многократные ударные воздействия. В этой установке применяется специализированный привод, производящий последовательное бросание загруженных в лоток шариков. Для контроля этого процесса применяется датчик 6. С помощью датчика 13 анализируются амплитудные и частотные составляющие спектра удара, которые также передаются в ПК. Стандартом IEC/PAS 62137-3 [48] предусмотрено бросание шарика до тех пор, пока не нарушится целостность контактов, контролируемых измерителем сопротивления 10 (рис. 3.9). Предварительно проводят термоциклирование.

Согласно указанному стандарту [48] рекомендуется тестовые платы изготавливать из одно или двухстороннего стеклотекстолита, размером 130 × 40 мм. Тестируемый компонент располагается в середине тестовой платы в области с максимальными размерами 90 × 40 мм. Также рекомендуются термопрофили пайки компонентов, для обеспечения надежного спаивания.

Для ускорения тестирования прочности применяют термоциклирование-резкое изменение температуры, приводящее к старению припоя. В стандарте приводятся параметры циклов смены температуры и выдержки. Температура меняется в диапазоне от -40 до 130 °С. При этом для припоя наиболее вреден резкий перепад температуры. Механическое тестирование проводят до и после процесса термоциклирования. Для испытания прочности контактов SMD компонентов на отрыв, сдвиг, кручение и монотонный сгиб позволяют измерить уменьшение прочности, электрического сопротивления и других характеристик паяного соединения после процесса термоциклирования.

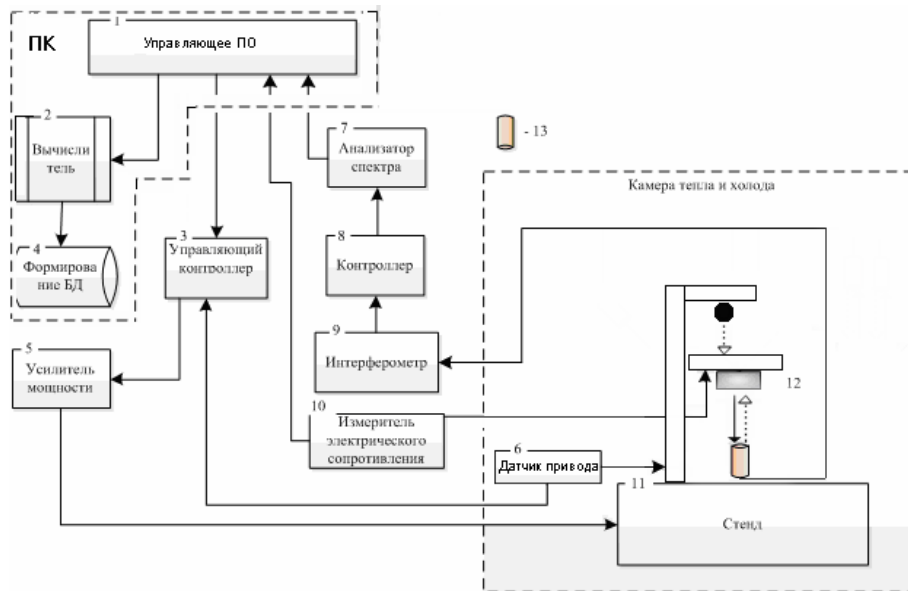


Рис. 3.8. Структурная схема установки испытаний на надежность паяных соединений при воздействии ударов

Рассмотрим основные методы тестирования [49,50]. Испытание прочности монотонным сгибом рекомендуется проводить при больших размерах компонента, например BGA, PLCC, QFP корпуса. Для испытаний тестируемую печатную плату ПП с компонентом устанавливают на две опоры (рис. 3.9, а) [49] поверхностью с установленным компонентом вниз и при помощи специального наконечника (индентора) производят на нее механическое давление сверху до тех пор, пока электрическое сопротивление соединения не увеличится более установленной величины; при этом глубину сгиба фиксируют. Оценка прочности соединений производится сравнением глубины сгиба до и после процесса термоциклирования.

Изгиб желателен должен быть дугообразным; тест не применяют для печатных плат с керамическими основаниями из-за их хрупкости. Величину прогиба рекомендуется измерять приборами с использованием изменения сопротивления. Измеритель сопротивления подключают к последовательной цепи, в которую включены все выводы тестируемого компонента (рисунок 3.10) [50].

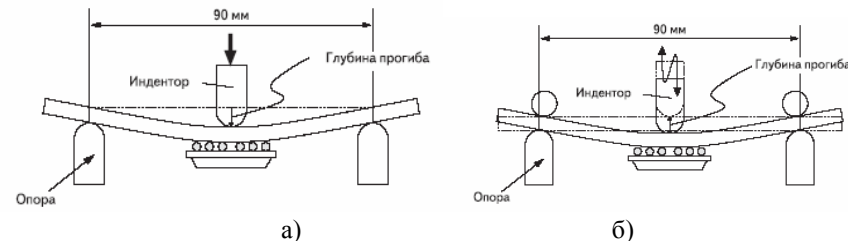


Рис. 3.9. Схема установки при тестировании прочности на монотонный изгиб и многократный изгиб

Обязательное условие испытаний - соблюдение линейной зависимости прикладываемой нагрузки к тестовой плате от глубины ее прогиба. Для достижения этой зависимости может потребоваться проведение нескольких предварительных опытов.

При помощи специального датчика, размещаемого возле тестируемого паяного соединения, необходимо определить максимально допустимую величину прогиба печатной платы. Средняя скорость сгиба для печатной платы со стеклоэпоксидным основанием составляет 0,0083 мм/с (0,5 мм/мин) [50].

Испытание прочности методом многократного сгиба [49]. Этот вид испытаний применяют для достаточно крупных SMD без штыревых выводов, используемых в переносных электронных устройствах. Тестовую плату с установленными компонентами кладут на две опоры монтажом вниз, как это показано на рис. 3.9, б, и при помощи индентора осуществляют ее циклический многократный сгиб на рассчитанную глубину. Процесс продолжают до тех пор, пока датчик, измеряющий проводимость соединения, не зафиксирует обрыв цепи. Количество произведенных сгибов подсчитывается. Средняя скорость величины сгиба должна быть около 0,5 мм/с (30 мм/мин). Нужная величина прогиба определяется в ходе предварительных испытаний для различных размеров поверхностно-монтируемых компонентов. Нарушение целостности монтажного соединения должно происходить после нескольких тысяч сгибов платы; вообще количество сгибов напрямую зависит от их глубины, что значительно облегчает дальнейшую обработку результатов.

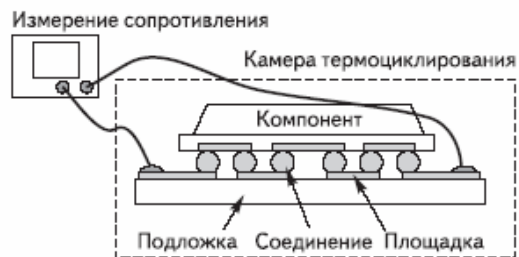


Рис. 3.10. Схема последовательной цепи

Многократное бросание стального шарика [49]. В этом цикле испытываемую плату фиксируют в специальном опорном приспособлении поверхностью с вниз расположенными SMD компонентами и сверху на нее бросают с определенной, установленной высоты стальной шарик (рис. 3.10) [50]. При этом количество бросков подсчитывается. Броски необходимо производить в наиболее слабое место монтажного соединения - над одним из его краев. Момент нарушения целостности паяного соединения определяют с помощью измерения его сопротивления.

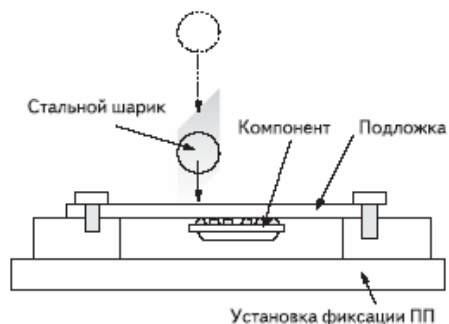


Рис. 3.11. Испытание прочности монтажного соединения многократным бросанием стального шарика

Желательно зафиксировать начальное нарушение проводимости. Для точного проведения теста необходимо, чтобы тестирующее оборудование обеспечивало точное размещение удара шариком. При этом тестировании желательно провести предварительные циклы опытов для проверки воспроизводимости теста с обязательным замером формы и силы получаемой

ударной волны. Для этих целей можно использовать прибор, позволяющий фиксировать ударные воздействия, который устанавливается рядом с испытываемым SMD-компонентом.

Многократный удар [49]. Многократным ударом в основном испытывают прочность монтажа поверхностномонтируемых компонентов, применяемых в носимом электронном оборудовании. Как показано на рис. 3.12 [49], тестовая плата с установленным на нее SMD монтажом вниз поднимают на определенную высоту и сбрасывают на принимающую поверхность.

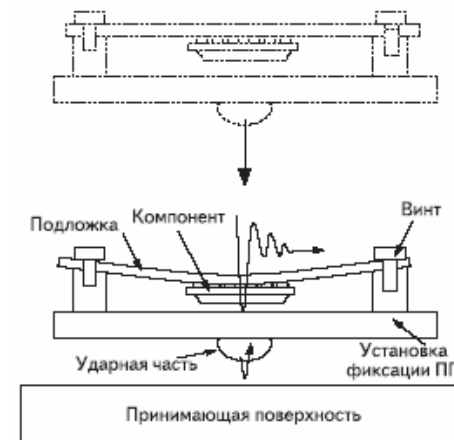


Рис. 3.12. Испытание прочности монтажа многократным ударом

Испытание продолжают до тех пор, пока паяное соединение SMD не будет повреждено, подсчитывая количество сбрасываний. Признаком повреждения будет обрыв цепи, или резкое уменьшение проводимости, которое фиксируется датчиком. Необходимо четко зафиксировать и определить момент внешней поломки. Нарушение монтажа происходит из-за напряжения, получаемого платой при каждом падении установки. Для данного этого испытания рекомендуется использовать более тонкие тестовые платы с толщиной от 0,8 до 1,2 мм.

Для более точного проведения теста необходимо выровнять напряжение, которое получают все паяные соединения SMD, подвергаемого испытанию. Для выполнения этого условия рекомендуется использовать внизу ударной установки с платой полукруглый выступ из упругого материала, чтобы избежать ассиметричного распределения нагрузки. Испытательная установка должна иметь такую конструкцию, чтобы в ней не возникало трения

зафиксированной ПП о другие элементы, иначе скорость и сила удара каждый раз могут быть разными. Поверхность, принимающая удар, не должна иметь углублений [49].

Проведение указанных испытаний на предлагаемых автоматизированных установках позволяет определить предельные параметры, определяющие надежность паяных соединений различных электронных компонентов, что позволит выявить необходимость дальнейшей доработки радиоэлектронного модуля. С помощью данных установок возможно тестирование практически любых поверхностномонтируемых компонентов.

В качестве примера можно привести испытания сложного компонента в корпусе BGA256P-M01, имеющий матрицу шариковых выводов в количестве 256 штук, в виду своих больших размеров (27×27 мм) данный элемент будет наиболее чувствителен к продольным и поперечным колебаниям в плоскости платы.

Поскольку процессор имеет довольно большую выделяемую мощность, которая преобразовывается в тепло, то целесообразно провести испытания данного компонента на циклические температурные нагрузки.

Испытания проводились для двух типов припоев – 63Sn37Pb и бессвинцовый припой 95.5Sn4.0Ag0.5Cu. Температурный профиль представлен на рисунке

На рис. 3.13 изображен термопрофиль проводимых испытаний. На этом рисунке Lower PCB – температура корпуса компонента, которая подвергается нагреву и охлаждению, Upper PCB - температура подложки.

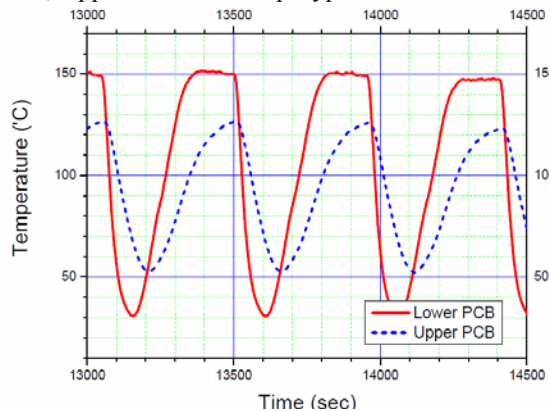


Рис. 3.13. Термопрофиль испытаний

На рисунке 3.14 показана разность температур компонента и подложки от времени.

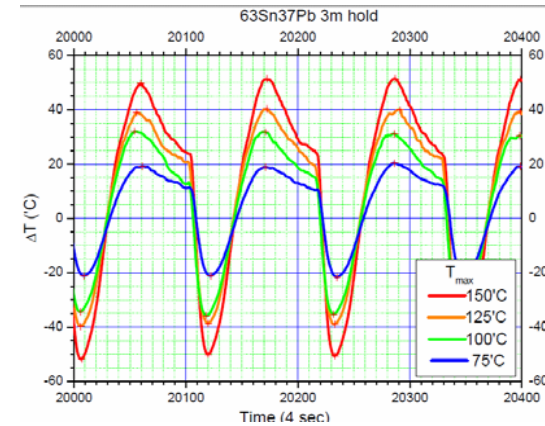


Рис. 3.14 Разность температур верхней и нижней части компонента

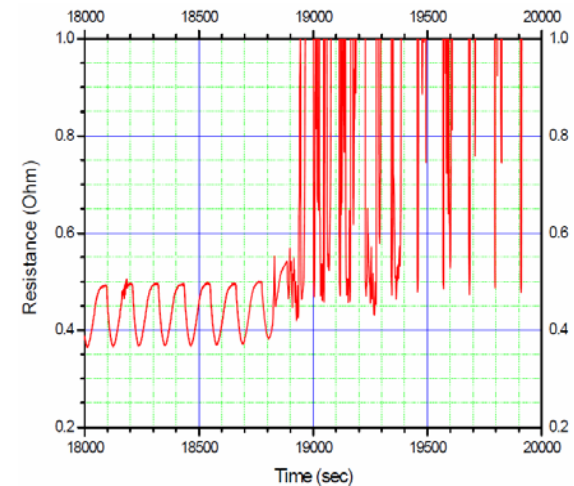


Рис. 3.15. Изменение сопротивления

Отказ определяется, когда сопротивление цепочки превышает 0.6 Ом. Начальное сопротивление цепочки было равно 0,35 Ом при комнатной температуре, и 0,48 Ом в области высоких температур (150 °C). Повышение температуры приводит к тепловому расширению медных проводников, увеличение их длины приводит к увеличению сопротивления цепочки. На рис.

3.15 представлены изменения сопротивления. На ранней стадии процесс проходил без сбоев, затем с увеличением количества циклов резко возросло сопротивление. Начали образовываться микротрещины и распространяться по с увеличением числа циклов, сопротивление увеличилось и стало неустойчивым. Когда трещина распространяется по паяному соединению, то сопротивление возрастает до бесконечности. Наблюдение за поведением сопротивления показало необратимые процессы в структуре ПС.

### 3.4. Статистическая обработка результатов испытаний паяных соединений компонентов радиоэлектронных модулей

Для тестирования надежности паяных соединений в компонентах радиоэлектронных модулей часто применяют натурные испытания, в которых для ускорения процесса применяют термоциклирование – выдержку при больших перепадах температуры. В стандарте IEC/PAS 62137-3 подробно описан процесс формирования воздействий на электронный компонент и рекомендованы параметры термоциклирования. Испытание ведется до потери электрического контакта, в каком либо паяном соединении. После проведения тестирования результаты подлежат обработке.

Стандарт IPC-SM-785 регламентирует методику ускоренных испытаний на надежность паяных соединений [72]. Приведем некоторые данные по статистической обработке результатов испытаний из этого стандарта.

Прогнозирование усталостной долговечности  $N_f(x\%)$  паяных соединений поверхностного монтажа, а следовательно, и надежности соединений, возможно как для изотермических механических, так и для тепловых циклических испытаний [88]. Эти прогнозы относятся к типичным условиям эксплуатации и ускоренным испытаниям.

Для жестких безвыводных паяных соединений, у которых напряжения превосходят порог текучести припоя, прогностическое уравнение для теплового циклического нагружения имеет вид (2.100) и (2.101)

Для приведения результатов ускоренных испытаний в соответствие условиям эксплуатации, или даже просто для сравнения результатов ускоренных испытаний, проводившихся в различных условиях, должны быть известны коэффициенты ускорения испытаний. Для типичных ускоренных испытаний коэффициенты ускорения для приведения результатов к условиям эксплуатации рассчитываются либо по количеству циклов [72]:

$$A.F. = \frac{N_f(USE, 50\%)}{N_f(TEST, 50\%)} ; \quad (3.37)$$

либо по среднему времени наработки на отказ (MTTF)

$$A.F.(t) = \frac{MTTF(USE)}{MTTF(TEST)} = A.F.(N) \frac{f(USE)}{f(TEST)} , \quad (3.38)$$

где  $f(USE)$  и  $f(TEST)$  представляют собой циклическую частоту при эксплуатации и испытаниях, соответственно.

Для заданной совокупности характеристик припоя, зависящих от времени, температуры и напряжения, простые коэффициенты ускорения неприменимы, и необходимо задать закономерность преобразования ускорения. Данное преобразование ускорения позволяет осуществить экстраполяцию результатов ускоренных испытаний для прогнозирования надежности изделия в ходе эксплуатации. Оно позволяет также выполнить обоснованное сравнение результатов ускоренных испытаний, проводившихся в различных условиях, поскольку преимущественный механизм повреждения (усталость в результате ползучести) для них одинаков.

Преобразование ускорения получается из уравнений (2.100), (2.101), если применить их для двух режимов термоциклирования, обозначаемых (1) и (2), и поделить уравнения друг на друга. Эти режимы, (1) и (2), могут быть как условиями испытаний, так и условиями эксплуатации, и из преобразования ускорения получается количество циклов для режима (2),  $N_f(2)$ , которое эквивалентно количеству циклов в режиме (1),  $N_f(1)$ , при одинаковой вероятности отказа [72]:

$$N_f(2, 50\%) = \frac{1}{2} \left[ 2N_f(1, 50\%) \right]^{(1)} \frac{\Delta D(2)}{\Delta D(1)} \Bigg|^{c(2)} ; \quad (3.39)$$

где для безвыводных соединений поверхностного монтажа

$$\Delta D = \left[ \frac{F}{2\varepsilon_f} \frac{L_D \Delta \alpha \Delta T_e}{h} \right] , \quad (3.40)$$

и для поверхностного монтажа компонентов с выводами

$$\Delta D = \left[ \frac{F K_D (L_D \Delta \alpha \Delta T_e)^2}{2 \varepsilon_f (1,38 \text{ МПа}) Ah} \right], \quad (3.41)$$

где ΔD - потенциальное усталостное повреждение при циклическом нагружении после полной релаксации напряжений. Поскольку в преобразовании ускорения значения повреждения представлены в виде отношения, параметры, одинаковые для двух сравниваемых режимов, можно сократить.

В табл. 3.8 представлена информация в сочетании с гипотетическими примерами условий эксплуатации и с использованием уравнений (3.39)-(3.41) и привлечением статистических распределений Вейбулла для определения эквивалентных средних значений циклической долговечности для режимов ускоренных испытаний, как для безвыводных паяных соединений поверхностного монтажа, так и для соединений с выводами. Эти эквивалентные циклы испытаний определяют диапазон «срока службы в годах» и «допустимого риска отказа» и представляют собой среднее число циклов до отказа для условий испытания.

В данной таблице & - в дополнение, II - безвыводные, Id - с выводами 8700 циклов испытаний соответствует продолжительности испытаний 1 год.

Полученные данные позволяют определить предельные характеристика паяных соединений компонентов при ускоренных испытаниях на надежность и тем самым прогнозировать выход компонента из строя при заданных режимах эксплуатации.

### 3.5. Методика тестирования надежности межслойных соединений многослойных печатных плат при механических воздействиях

К современным радиоэлектронным средствам (РЭС) предъявляются жесткие требования по надежности и устойчивости к климатическим и механическим воздействиям. Задача создания таких устройств в установленные сроки, вкупе с высокой их сложностью требует от разработчиков широкого применения CAD/CAE/CAM систем. Среди таких систем, широко применяемых на российских предприятиях электронного профиля можно выделить Pro/Engineer, Solid Works и другие. К сожалению эти системы не позволяют моделировать процесс нарушения межслойного контакта в важнейшем узле РЭС- многослойной печатной плате, которая может содержать в своем составе также элементы электронной схемы. К тому же моделирование

Эквивалентные усредненные циклы ускоренных испытаний для паяных соединений поверхностного монтажа по категориям применения

Категория применения	Примерные условия эксплуатации						Ускоренные испытания					
	Tmin °C	Tmax °C	ΔT °C	h, час	Цикло в в год	Риск	Tmin °C	Tmax °C	ΔT °C	h мин.	Срок службы Эквивалентные циклы, N(test,50%)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Потребительские товары	+20	+55	35	12	365	1	+25	+100	75	15	1 год	3 года
											II Id 320 170	II Id 1050 550
2) компьютеры	+25	+45	20	2	1460	0.1	+25	+100	75	15	1 ГОД	5 лет
											II Id 470 113	II Id 2500 600
3) техника связи	+10	+45	35	12	365	0.01	+0	+100	100	15	7 лет	20 лет
											II Id 4700 4100	II Id 14600 12900
4) гражданская Авиация	+20	+40	20	12	365	0.001	0	+100	100	15	1 год	20 лет
											II Id 280 120	II Id 7400 3200
Промышленный и автомобильный	+30 +20- 515	+50 +60 +55	20 &40 &60	12 12 12	185 100 60	0.1	0	+100	100	15	1 год	10 лет
											II Id 400 660	II Id 5000 8000
6) военная аппаратура наземного и морского базирования	+5- 20	+45 +40	40 &60	12 12	100 265	0.1	0	+100	100	15	1 год	10 лет
											II Id 740 1120	II Id 8500 13000
7) Космос	20	+55	35	1	8760	0.001	0	+100	100	15	5 лет	30 лет
											II Id 5900 77000	II Id 350000 460000
8) военная авионика	+25 +20	+65 +40	40 &20	2 1	365 365	0.01	0	+100	100	15	1 год	10 лет
											II Id 870 290	II Id 4800 2800
a	+15 +20	+75 +40	60 &20	2 1	365 365	0.01	0	+100	100	15	II Id 1020 1600	II Id 11900 19000
											b	0 +20
c	+20 0-20	+80 +100 +120	60 &10 0 &14	1 1 2	1000 300 40	0.1	0	+100	100	15		
											II Id 3500 27000	II Id 19000 150000
9) автомобильная электроника	+20 0-20	+80 +100 +120	60 &10 0 &14	1 1 2	1000 300 40	0.1	0	+100	100	15	1 год	5 лет
											II Id 3500 27000	II Id 19000 150000



этого процесса представляется сложнейшей задачей, так как надежность межслойных контактов зависит от многих факторов: вида диэлектрика и металла проводящих слоев, толщин этих слоев, технологии изготовления и др.

Печатная плата в радиоэлектронном средстве (РЭС) является важнейшим конструктивным элементом, обеспечивающим с одной стороны механическое соединение электронных компонентов, с другой электрическое их соединение. Многослойная печатная плата представляет собой сложное по конструкции изделие, содержащее в своем составе множество переходных межслойных соединений, а также дополнительные элементы: резисторы, конденсаторы, кристаллы. Надежность межслойных соединений определяет надежность работы платы, а также и всего устройства.

На рис. 3.16 представлен пример типичной многослойной печатной платы (МПП), содержащей как сквозные монтажные отверстия, соединяющие несколько слоев, а также глухие и скрытые отверстия, находящиеся внутри слоев.

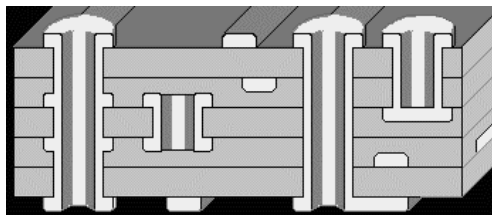


Рис. 3.16. Конструкция многослойной печатной платы

На надежность контакта переходных отверстий влияет много факторов, среди которых можно выделить:

- температура стеклования  $T_g$ ;
- температура разложения  $T_d$ ;
- коэффициент теплового расширения (СТЕ);
- толщина медного покрытия;
- наличие влаги в плате.

Из за различий коэффициента термического линейного расширения при температуре пайки и при больших эксплуатационных температурах происходит разрушение как паяных соединений в радиоэлектронных модулях [2,3] так и внутренних межслойных соединений в МПП следующих видов:

- кольцевой разрыв по внутреннему диаметру контактной площадки наружного слоя;
- разрыв внутреннего соединения;

- сдвиг металлизации относительно стенок отверстия с разрушением внутренних соединений;

- кольцевой разрыв металлизации.

Надежности межслойных отверстий МПП во многом зависит от температуры пайки, необходимой для сборки компонентов на печатной плате. Температура при сборке платы может быть в диапазоне  $230 - 245^\circ\text{C}$  для пайки с оловянно-свинцовым припоем, а также в диапазоне  $265 - 280^\circ\text{C}$  для пайки бессвинцовым припоем. Кроме того, при воздействии на печатный узел в процессе эксплуатации механических воздействий может произойти нарушение межслойного контакта.

Рассмотрим основные виды покрытий, применяемых для производства МПП.

Горячее покрытие свинцовым или бессвинцовым покрытием (HASL) является основным финишным покрытием, используемым в электронной промышленности. Процесс заключается в погружении платы в ванну с расплавленным сплавом олова / свинца и последующем удалении избытка припоя с помощью «воздушных ножей», которые обдувают всю поверхность платы горячим воздухом.

Одним из несомненных преимуществ этого процесса является то, что печатная плата подвергается воздействию температур, достигающих  $265^\circ\text{C}$ , что позволяет на этом идентифицировать неисправности с расслаиванием перед операцией монтажа.

Достоинства метода:

- невысокая стоимость;
- хорошая отработанность процесса;
- возможность повторной обработки;
- высокий срок хранения плат.

Недостатки:

- возможные неровности поверхности;
- трудность обеспечения покрытия с контактными площадками, расположенные с мелким шагом;
- содержание свинца;
- наличие термоудара по плате;
- возможны появления перемычек припоя;
- возможные закупорки металлизированных отверстий.

Иммерсионное олово. Согласно определениям Ассоциации IPC (электронной промышленности), иммерсионное олово (ISn) является металлическим покрытием, осаждаемым в результате химической реакции замещения. Оно наносится непосредственно на основной металл печатной

платы, то есть, на медь. ISn защищает медь от окисления в течение установленного срока годности.

Однако медь и олово имеют сильное сродство друг к другу. Диффузия одного металла в другой неизбежна, что непосредственно влияет на срок годности осажденного металла и эффективность финишного покрытия.

Преимущества метода:

- идеальная плоская поверхность покрытия;
- покрытие с составом без свинца;
- способность к повторной обработке.

Недостатки:

- легко может вызвать повреждения в контактных площадках;
- в процессе используются ядовитые вещества;
- олово, осажденное на окончательную сборку, может вызвать разъедание контакта;
- возможный рост усов олова;
- плохо подходит для многократных процессов демонтажа / монтажа компонентов (в случае ремонта);
- сложности с измерением толщины.

Органический паяльный консервант OSP или консервант для защиты от потускнения, защищает поверхность меди от окисления путем применения очень тонкого защитного слоя из материала, наносимого на медь, как правило, с использованием конвейерного процесса.

При этом используется органическое соединение на водной основе, которое селективно связывается с медью и обеспечивает металлоорганический слой, защищающий медь перед пайкой. Это также экологически чистый процесс по сравнению с другими технологиями нанесения финишных покрытий без свинца, которые или являются более токсичными, или требуют более высокого потребления энергии.

Преимущества:

- идеально плоская поверхность;
- отсутствие свинца;
- простота процесса;
- способность к повторной обработке;
- высокая рентабельность процесса.

Недостатки:

- невозможность измерения толщины;
- плохо подходит для металлизированных отверстий;
- короткий срок хранения;
- может вызвать проблемы при внутрисхемном тестировании;

- необходимость нанесения меди на окончательную сборку;
- невозможность повторной обработки.

Иммерсионное золочение контактных площадок печатных плат с подслоем химически осажденного никеля (ENIG)

ENIG является двухслойным металлическим покрытием 5-20 микрометрами золота поверх 300-600 микрометров никеля. Никель является барьером для меди и представляет собой поверхность, к которой собственно и припаиваются компоненты.

Золото защищает никель во время хранения, а также обеспечивает низкое контактное сопротивление, необходимое для тонких золотых слоев. ENIG в настоящее время является финишным покрытием, которое, возможно, наиболее часто используется в промышленности по производству ПП, вследствие применения директивы RoHS (директива Европейского Союза, ограничивающая содержание вредных веществ).

Преимущества:

- идеальная плоская поверхность;
- отсутствие в покрытии свинца;
- хорошо подходит для облуживания металлизированных отверстий;
- длительный срок хранения.

Недостатки:

- высокая стоимость материалов и процесса;
- не подходит для многократных процессов;
- наличие черной контактной площадки / черный никель;
- необходим тщательный подбор флюса;
- сложность процесса.

Твердое электролитическое золочение представляет собой слой золота, нанесенный на барьерную оболочку из никеля. Твердое золото является чрезвычайно прочным, и чаще всего применяется в областях, подверженных высокому износу, таких как торцевые соединители и клавиатуры.

В отличие от ENIG, толщина твердого золочения может варьироваться в зависимости от длительности цикла покрытия. Стандартные минимальные значения для торцевых соединителей: 30 микрометров золота поверх 250 микрометров никеля для класса 1 и класса 2 и 125 микрометров золота поверх 250 микрометров никеля для класса 3. Твердое золото обычно не применяется для паяемых областей, в силу высокой стоимости и относительно низкой способности к пайке. Максимальная толщина, которую IPC считает пригодной для пайки, составляет 17,8 микродюймов, так что если этот тип золота необходимо использовать на поверхностях, подлежащих пайке,

рекомендуемая номинальная толщина должна быть около 12-25 микрометров.

Преимущества:

- наличие жесткой, прочной поверхности
- отсутствие в покрытии свинца
- длительный срок хранения плат.

Недостатки:

- чрезвычайно высокая стоимость;
- необходимость дополнительной обработки и высокая трудоемкость;
- трудности с другими финишными поверхностями;
- подтравливание может привести к расщеплению / шелушению;
- не поддается пайке при толщине свыше 40 микрометров;
- покрытие не полностью покрывает боковые стенки, за исключением торцевых соединителей.

Стеклотекстолит в настоящее время является стандартным для изготовления печатных плат сложно переносит высокие температуры пайки, необходимые для большинства бессвинцовых припоев. Хотя в настоящее время стеклотекстолит по своему составу значительно лучше тех материалов, которые использовались ранее, улучшение произошло, прежде всего, по одному параметру - температуре стеклования,  $T_g$ . Для высоких температур при монтаже платы, необходимо не только увеличение  $T_g$ , но также уменьшение коэффициентов теплового расширения (СТЕ) и увеличение температуры разложения,  $T_d$ .

Улучшение значений  $T_g$  и СТЕ необходимо для обеспечения целостности соединительных структур печатных плат – медной металлизации межслойных отверстий и межсоединений металлизации и внутреннего слоя; улучшение значений  $T_g$  и  $T_d$  необходимо для термической стабильности смолы на печатной плате. На рис. 3.17 показаны направления излома металлизации переходных отверстий, разделения внутреннего слоя отверстий.

Изломы металлизации, а также разделения внутреннего слоя, похожие на такие как на рис. 3.17, а и б, происходят потому, что тепловое расширение смолы печатной платы слишком высоко. Чем больше СТЕ смолы и чем выше температура пайки, тем больше это тепловое расширение.



Рис. 3.17. Излом медной фольги переходных отверстий:  
а) излом медной металлизации вблизи центра печатной платы  
б) разрушением границы между медной фольгой и гальванической медью

При меньших диаметрах переходных отверстий, как правило, возникает тенденция к излому, в то время как при больших диаметрах сквозных отверстий усиливается тенденция к разрыву в слоях.

Деградация смолы и разложение происходит при температурах, которые слишком высоки для этой конкретной смолы.

Таким образом, существуют три свойства смолы, которые необходимо улучшить, чтобы обеспечить работоспособность и надежность печатных плат при высоких температурах пайки с бессвинцовыми припоями:

- температура стеклования,  $T_g$  ;
- температура разложения,  $T_d$  и
- коэффициент теплового расширения, СТЕ.

Эта идея отражена в предложенном индексе влияния температуры пайки (STII) [89]:

$$STII = \frac{T_g + T_d}{2} - (\%CTE) \times 10$$

Применение STII может существенно упростить выбор материала, пригодного для высокотемпературной пайки. Минимальное значение  $STII = 215$  рекомендуется для бессвинцовой пайки.

Производители материалов для производства печатных плат для снижения себестоимости уменьшают толщину металлизированного слоя с 1,0 мил до 0,8 мил [с 25 до 20 мкм]; это было сделано в ответ на рост затрат на покрытие 1,0 мил меди для металлизации межслойных отверстий.

Более высокие температуры пайки, наряду с очень высоким Sn - содержанием бессвинцовых припоев, приводят к значительному увеличению скорости растворения меди в процессе пайки. В связи с этим минимальная

толщина медного покрытия должна быть увеличена, возможно, до 1,2 мил [30 мкм].

Таким образом, толщина медной металлизации должна быть увеличена, чтобы обеспечить работоспособность и надежность печатных плат во время высокотемпературной пайки с бессвинцовыми припоями.

При сборке радиоэлектронных модулей большое внимание необходимо уделять количеству влаги в печатной плате. В процессе пайки возникает высокое давление внутренних паров, которое приводит к расслоению МПП. Чем выше температура и чем выше содержание влаги, тем выше давление пара.

Таким образом, давление паров, возникающее из-за более высоких температур, необходимых для высокотемпературной пайки, будет выше, что может привести к выходу из строя МПП. Таким образом, процедуры по удалению влаги должны быть более жесткими, чтобы обеспечить работоспособность и надежность печатных плат во время высокотемпературной пайки. Таким образом, надежность межслойных соединений в МПП зависит в основном от материалов и технологии изготовления.

Для определения надежности межслойных соединений предлагается использовать лабораторное тестирование образцов многослойных печатных плат, имеющих матрицу межслойных переходных отверстий. Далее тестовые платы необходимо подвергнуть механическим нагрузкам: статическим, вибрационным и ударным. Для ускорения процесса тестирования предлагается использовать термоциклирование как и при испытании радиоэлектронных модулей.

Способ тестирования печатной платы на механические воздействия включает изготовление специализированной тестовой платы с металлическими выступами, соответствующими точкам на участках платы, подвергаемых тестированию.

Обычные приборы для тестирования обрывов и коротких замыканий печатных плат, как правило, включают в себя тестер с летающим зондом, универсальный тестер или специализированный тестер.

Тестер с летающим зондом используется для испытания небольших количеств печатных плат, а остальные тестеры используются при больших объемах тестирования. Универсальный тестер сам по себе имеет высокую стоимость, но он использует не очень дорогие испытательные приспособления. В то же время, специализированный тестер более дешевый, но требует дорогих испытательных приспособлений.

При специализированном тестировании выбираются точки для проверки в соответствии с компоновкой схемы тестируемой печатной платы, а также

соответствующие пружинные зонды в зависимости от размера тестируемых точек и расстояния между соседними тестируемыми точками. При выборе пружинных зондов учитываются два принципа:

- необходимость обеспечения пружинными зондами надежного контакта при тестировании на вибрации и удары;

- необходимость исключения короткого замыкания между соседними точками тестирования на печатной плате.

Процесс обычного специализированного тестирования заключается в том, чтобы правильно выбрать точки, подлежащие проверке, и диаметры зондов, просверлить отверстия в крепежной панели, диаметры которых соответствуют диаметрам патронов. Координаты отверстий и точек, подлежащих проверке, совпадают. В каждое отверстие вставляется патрон. На крепежной панели определяются отверстия для разъемов, и разъемы вставляются в отверстия. Количество штырьков разъемов должно быть больше или равно числу зондов. Соединительные провода намотаны между штырьками и патронами, парами, и в каждый патрон вставляется зонд.

При использовании специализированного тестера испытательное приспособление должно быть прикреплено к прессу тестера, а разъемы испытательного приспособления должны быть подключены к тестеру при помощи плоских кабелей, так чтобы каждый зонд был подключен к испытательному узлу в тестере. Когда пресс опускается, к пружине внутри зонда прикладывается сила, так что плунжер зонда и подлежащая проверке точка на печатной плате электрически соединяются таким образом, что тестируемые точки печатной платы образуют цепь с испытательными узлами в тестере вследствие тесного контакта. Это может быть использовано для проверки обрыва или короткого замыкания каждой соединительной линии схемы.

Пружинный зонд - это контактный инструмент со сложной структурой, включающей в себя патрон, цилиндр, плунжер и пружину между плунжером и цилиндром. Пружинный зонд небольшого размера трудно изготовить, он дорогой и имеет короткий срок службы. Обычный патрон может быть изготовлен только размером 0,4 мм, так что он не подходит для тестирования печатной платы с зазором менее 0,4 мм между двумя точками.

Предлагается также использовать проводящую резину или мастику для обеспечения контакта тестовых точек на печатной плате с испытательной установкой [90]. Чувствительный к давлению проводящий резиновый слой вставляется между металлическими выступами и тестируемыми точками. Металлические выступы соединяются с тестируемыми точками на печатной плате благодаря давлению прессы и гибкости проводящей резины. Тестовая

плата, имеющая металлические выступы, подключается к специализированному тестеру при помощи плоских кабелей, так что каждый металлический выступ соединяется с испытательным узлом в тестере.

Кроме всего прочего испытательное приспособление может быть легко изготовлено и является менее дорогостоящим. Предложенный способ позволяет легко тестировать сложные печатные платы с небольшими контактными площадками, шириной, например 0,1 мм и с зазором 0,15 миллиметра.

Методика лабораторного тестирования печатных плат на надежность межслойных соединений состоит из 10 этапов (рис. 3.18). Рассмотрим эти этапы. На первом этапе происходит определение конструктивного исполнения печатной платы, технологии изготовления, а также выявление эксплуатационных нагрузок (статических, вибраций, ударов). Эти данные берут из различной технической документации на разрабатываемое устройство.

На втором этапе происходит выбор количества термоциклов в соответствии с заданными условиями эксплуатации в техническом задании. В разделе 3.5 представлена информация в сочетании с гипотетическими примерами условий эксплуатации и с использованием статистических распределений Вейбулла для определения эквивалентных средних значений циклической долговечности для режимов ускоренных испытаний, как для безвыводных паяных соединений поверхностного монтажа, так и для соединений с выводами. Эти эквивалентные циклы испытаний определяют диапазон «срока службы в годах» и «допустимого риска отказа» и представляют собой среднее число циклов до отказа для условий испытания.

На третьем этапе происходит изготовления тестовых печатных плат, имеющих схожую конструкцию с большинством печатных плат, изготавливаемых на предприятии и такую же технологию. При этом внутренние межслойные металлизированные отверстия соединяются последовательно. На краях печатной платы должны располагаться контактные площадки для подключения к лабораторной установке.

Далее происходит соединение контактных площадок на тестовой печатной плате с помощью пайки, проводящей резины или мастики. На этом этапе необходимо обеспечить надежный омический контакт, который не будет нарушаться при воздействии на тестовую плату механических воздействий.

На пятом этапе с помощью лабораторной установки проводят испытания на вибрацию, удары и статические нагрузки. Испытания проводятся в соответствии с методикой IEC/PAS 62137-3. В качестве лабораторной может быть использована установка, представленная в разделе 3.3.



Рис 3.18. Этапы методики тестирования многослойных печатных плат на механические воздействия

На шестом этапе фиксируют изменение проводимости переходных металлизированных отверстий с помощью высокоскоростного измерителя сопротивления. Таким образом фиксируется нарушение контакта.

На следующем этапе происходит термоциклирование тестовой печатной платы в соответствии с выбранным количеством циклов и температуры на втором этапе.

Затем проводят тестирование всего количества однотипных печатных плат согласно этапам 4-7.

На 8 этапе проводят статистическую обработку результатов лабораторных испытаний. Обработка может быть осуществлена в соответствии с методикой, представленной в 3.5.

На заключительном этапе происходит формирование данных о предельных значениях нагрузок, при которых обеспечивается надежность функционирования платы. Эти результаты можно разместить в специализированной базе данных предприятия, которая будет пополняться в зависимости от проведения лабораторных испытаний различных конструктивов печатных плат. Эти данные могут также использоваться для определения механических характеристик однотипных плат, имеющие схожий конструктив.

На рис. 3.16 представлен алгоритм комплексного анализа механических характеристик печатных плат в составе радиоэлектронных модулей, учитывающей предельные значения вибраций, ударов, статических нагрузок печатных плат с различными количествами слоев. Подобный подход применялся применительно к радиоэлектронным модулям и подробно представлен выше. В данном алгоритме предполагается использовать лабораторное тестирование образцов печатных плат с различным количеством слоев по методике IPC-TM-650 [88], предусматривающей контроль размеров, а также комплекс из механических, электрических испытаний. Кроме того, для ускорения испытаний может применяться термоциклирование по методике, представленной в [91].

Первый блок представляет собой постановку задачи, в которую входит выбор комплекса механических воздействий и их параметров, которые будут присутствовать в определенных режимах эксплуатации изделия. Эти данные должны быть известны еще до начала конструирования, в соответствии с техническим заданием.

Сбор необходимой информации (блок № 3) включает в себя данные о самом радиоэлектронном модуле, его размеры, элементная база, материалы и их характеристики, а так же определение наиболее уязвимых мест с точки зрения конструкции. Необходимо иметь данные о вибрационных и ударных характеристиках радиокомпонентов и других приборов. При этом формируется

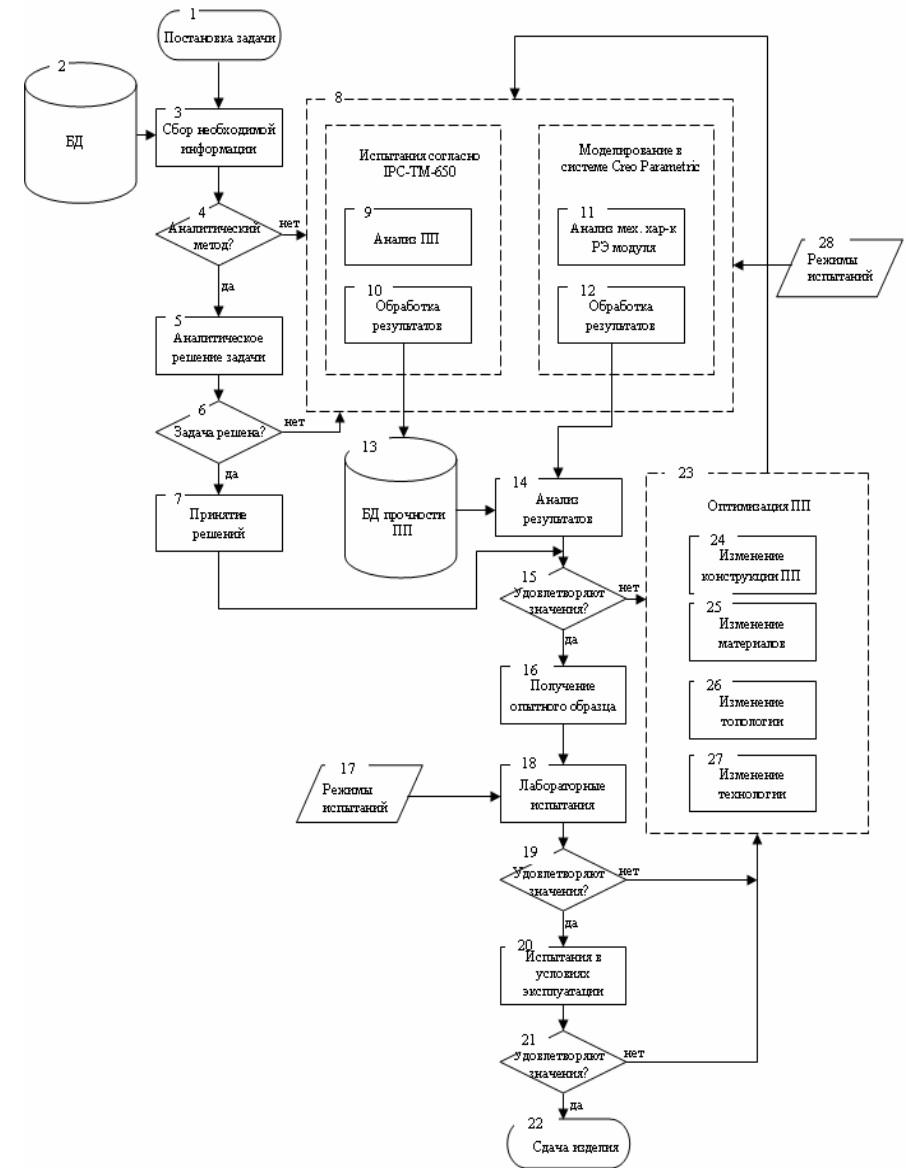


Рис. 3.19. Алгоритм комплексного анализа механических характеристик печатных плат в составе радиоэлектронных модулей

и постоянно обновляется база данных (блок № 2), включающая в себя механические и тепловые свойства материалов конструкций радиоэлектронных модулей (РМ) и печатных плат (ПП), физико-химические свойства материалов, участвующих в производственно-технологическом процессе, графическое представление, связывающее количество циклов нагрузки до разрушения с приложенным напряжением пластической деформации, как при пластическом, так и при упругом поведении материала.

Блок № 4 представляет собой выбор предварительного анализа характеристик РМ, аналитический или предварительный анализ инструментами метода конечных элементов (МКЭ). Выбор сводится к возможности применить математические модели, описывающие типовые способы крепления типа жесткого заземления, свободного опирания или незакрепленного края пластины или конца балки. В случае невозможности применения таких моделей предварительный анализ, как и подробный, сводится к использованию программных инструментов, основанных на методах конечных элементов.

Аналитическое решение (блок № 5) поставленной задачи сводится к определению собственных частот колебаний (СЧК) радиоэлектронного модуля, максимальные отклонения от положения равновесия, влияние удара.

После проведения аналитического расчета механических характеристик конструктор должен решить достаточно ли полученных данных для последующих действий.

В случае, когда данных недостаточно или когда особенности конструкции изделия не позволяют применить аналитические методы анализа, применяются современные инструменты инженерного анализа на основе МКЭ (блок № 11).

Для примера применена система Geo Parametric, позволяющая проводить практически все типы моделирования механических нагрузок (вибрационный, статический, ударный и пр.). Типы проводимого моделирования формируются на основании блока № 28. Полученные результаты представляются в виде диаграмм и графиков и подлежат анализу в блоке № 12.

По методике, регламентируемой стандартом IPC-TM-650 [88] предполагается проводить автоматизированный анализ прочности печатных плат (блок № 9). Результаты, полученные при испытаниях, статистически обрабатываются (блок № 10) и поступают в соответствующую базу данных (блок № 13). При этом на предприятии будет существовать и регулярно пополняться база данных, содержащая предельные значения вибраций, ударов и статических напряжений печатных плат с разным количеством слоев, разного класса точности и технологии изготовления.

Эти данные поступают в блок № 14 и на основании их анализируются результаты моделирования с применением метода конечных элементов. Если в нагруженной зоне полученные значения напряжений, перемещений и пр. лежат за пределами прочности компонентов, то принимается решение об оптимизации ПП (цикл блоков № 23). В ходе оптимизации может быть принято решение об изменении конструкции (блок № 24), применению других материалов (блок № 25), изменению топологии (блок № 26) или применению иной технологии при производстве радиоэлектронного модуля (блок № 27). Затем следует тот же цикл моделирования методами МКЭ с проверкой результатов.

Если же на этапе проверки соответствия результатов моделирования требуемым значениям (блок № 15) не выявляется критических отклонений, дается допуск на получение опытного образца изделия (блок № 16) с обязательными испытаниями на лабораторных установках (блок № 18) с утвержденными программами испытаний в соответствии условиями эксплуатации модуля (блок № 17).

Если на этапе проверки прохождения лабораторных испытаний в конструкции обнаружатся несоответствия характеристик требованиям заказчика, принимается решение об оптимизации печатной платы (повторяется цикл блоков 24-27) с созданием модернизированного опытного образца.

В случае положительного решения о результатах лабораторных испытаний проводится цикл испытаний в условиях эксплуатации (блок № 20) и сдача изделия (блок № 22).

Предложенная методика может значительно ускорить процесс доработки разрабатываемых изделий. Так во первых, благодаря системному применению САПР, использующих МКЭ для моделирования механических воздействий, а во вторых, наличию постоянно пополняемой базы данных по механическим характеристикам различных конструкций печатных плат. Так как во многих российских проектных организациях существует большая номенклатура разрабатываемых изделий с применением типовых конструкций печатных плат с унифицированными размерами внедрение такого алгоритма позволит всем отделам предприятия пользоваться этой базой без проведения дополнительных лабораторных испытаний.

### **3.6. Моделирования механических характеристик радиоэлектронных модулей третьего уровня**

Радиоаппаратура, устанавливаемая на подвижных объектах, подвергается интенсивным механическим воздействиям, которые вызывают 30 – 50 % всех

отказов [11]. Ухудшение надежности и стабильности работы аппаратуры вызывается механическими воздействиями, наиболее опасными из которых являются вибрации, удары и линейные нагрузки. Источниками этих воздействий могут быть различные двигатели, в том числе и реактивные, быстро вращающиеся несбалансированные массы, плохое уплотнение зазоров, неровности дорог и стыки рельсов, акустические шумы, ударная волна, перегрузки при маневрировании, взрывные воздействия, небрежность или неосторожность обслуживающего персонала (падение РЭС, удары при погрузочно-разгрузочных работах). Кроме того, блоки РЭС представляют собой сложные механические конструкции, в которых возникают резонансные колебания, многократно усиливающие механические нагрузки. Все это может приводить к помехам в каналах передачи информации, к снижению точности работы аппаратуры и к механическим разрушениям элементов конструкций.

Применение математического моделирования механических процессов при проектировании РЭС позволяет сократить количество промежуточных вариантов конструкций РЭС, сроки и затраты на разработку, провести виртуальные испытания устройства на начальных стадиях. Это приводит к значительному сокращению временных и материальных затрат на реальные испытания, проводимые в лабораторных условиях.

Таким образом, проблема моделирования и оптимизации механических характеристик радиоэлектронных модулей, является актуальной.

В качестве основы разукрупнения РЭС по конструктивной сложности в ГОСТ Р 52003-2003 [92] и Р 51623-2000 [93] приняты несущие конструкции (НК).

НК – элемент конструкции или совокупность элементов конструкции, предназначенные для размещения технических средств и обеспечения их устойчивости и прочности в заданных условиях эксплуатации. По сложности НК разделены на три уровня. К первому уровню отнесены несущие конструкции (НК1), предназначенные для размещения изделий электронной техники и электротехники и входящие в НК более высоких уровней. Несущая конструкция второго уровня (НК2) предназначена для размещения РЭС, выполненных на основе НК1, третьего уровня (НК3) – для размещения РЭС, выполненных на основе НК2 и (или) НК1.

НК3 предназначены для создания электронных модулей третьего уровня. Конструктивную основу НК3 составляют вертикальные и горизонтальные профили, а также допускается использовать межэтажные перегородки и рамы с направляющими для установки НК1 и НК2. К НК3 относят стойки, корпуса шкафов, пультов, моноблоков, стеллажи, тумбы, секции, приборные столы и монтажные рамы.

Стойка представляет собой конструкцию на основе вертикальных профилей с элементами межэтажного разделения (рамы, профили, уголки направляющие), а также с боковыми стенками, в некоторых случаях – и задней. НК1 и корпуса вставных блоков крепят через лицевые панели к элементам межэтажных перекрытий стойки.

Корпус шкафа отличается от стойки наличием передней, а в некоторых случаях – и задней двери с уплотняющими прокладками. В случае применения принудительного охлаждения используют соответствующие теплообменники. Шкаф – независимо устанавливаемая, самоподдерживающаяся конструкция, предназначенная для размещения в ней электронного оборудования, которая может использоваться отдельно или в комбинации с другими шкафами, установленными в ряд. Шкаф может иметь или не иметь цоколь, ножки, ролики, ножки на колесах и т.д., в зависимости от нагруженности и мобильности.

Шкаф может быть снабжен дверьми и (или) боковыми стенками с одной или нескольких сторон в соответствии с требованиями эксплуатации.

Стеллаж представляет собой стойку без задней и боковых стенок, имеющую сплошные горизонтальные перегородки для установки блоков в настольном и переносном исполнении.

Тумба является фрагментом стойки, на верхней плоскости которой может быть размещено переносное оборудование.

Приборные столы состоят из одной или нескольких тумб, соединенных со столешницей.

Схема моделирования механических воздействий на конструкции РЭС приведена на рис. 3.20.



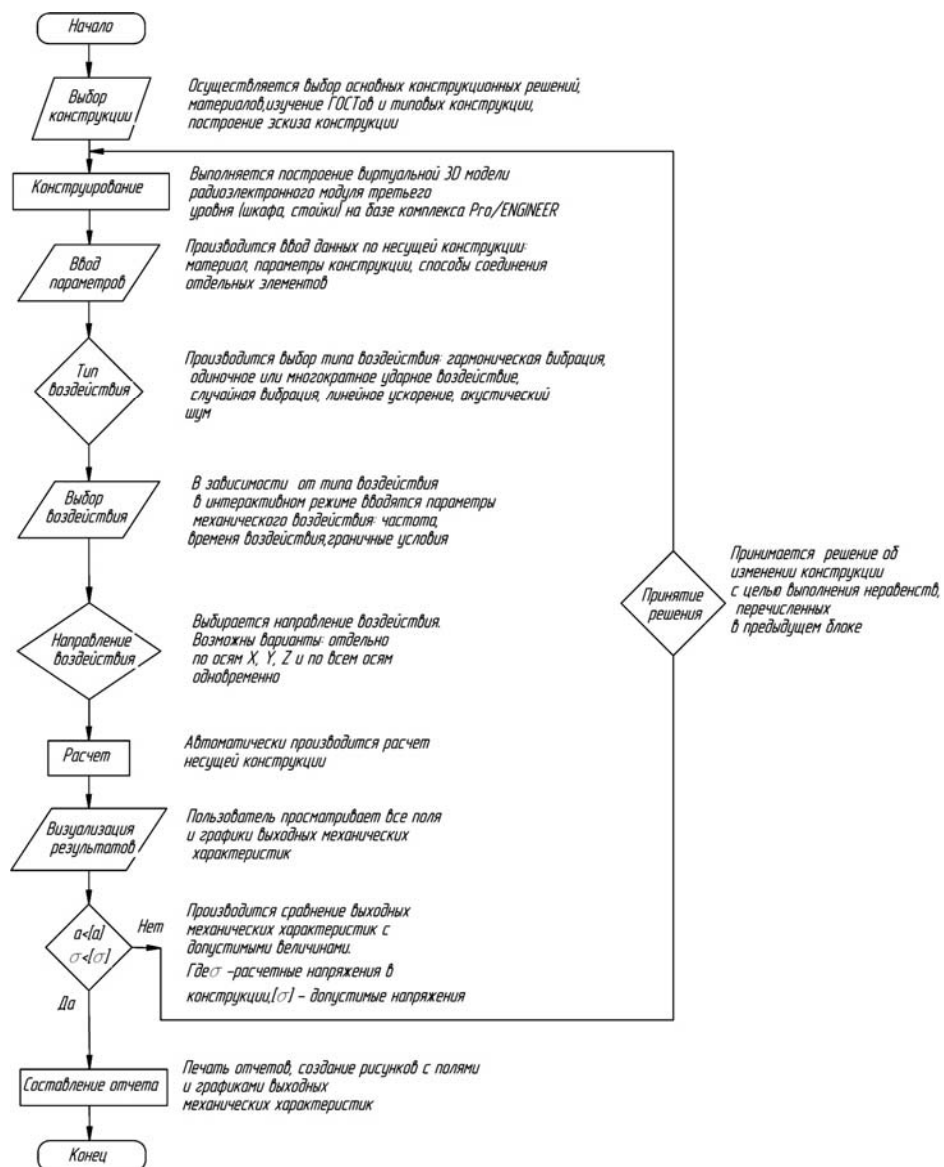


Рис. 3.20. Блок-схема моделирования механических воздействий на конструкции РЭС

Процесс моделирования механических характеристик выполнялся поэтапно:

- изучение существующих ГОСТов, типовых конструкций, выбор основных конструктивных решений, построение эскиза конструкции;
- построение виртуальной 3D модели на базе CAD/CAE систем (например комплекса Pro/ENGINEER);
- ввод данных конструкции (материалы, параметры конструкции и отдельных элементов);
- выбор типа воздействия (гармоническая вибрация, одиночное или многократное ударное воздействие, вибрация, линейное ускорение, акустический шум) и граничных условий;
- ввод параметров воздействия (функция амплитуды воздействия от частоты или от времени) и граничных условий;
- выбор пространственного направления воздействия;
- расчет отклика системы на механическое воздействие;
- визуализация результатов;
- на основе сравнения выходных механических характеристик и их допустимых значений принимается решение об изменении конструкции (оптимизации) и повторении моделирования воздействия или составляется отчет с созданием соответствующих рисунков механических полей и построением необходимых графиков.

Координационные размеры радиоэлектронных шкафов и стоек регламентированы ГОСТ Р 51623-2000 «Конструкции базовые несущие радиоэлектронных средств. Система построения и координационные размеры» и представлены в табл. 3.9. При этом наружные ширина, высота и глубина шкафов (стоек), включая дополнительное оборудование, например, колеса, крышки, облицовочные панели, вентиляторы, кабельные коробки и воздухоотсекатели, смонтированные сверху, сбоку или сзади корпуса шкафа, должны быть кратными 25 мм.

Таблица 3.9

Стандартные размеры элементов шкафов

Высота $H$ , мм	600; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000; 2200; 2400; 2600
Ширина $B$ , мм	300; 400; 500; 600; 900; 1000; 1200
Глубина $L$ , мм	300; 350; 400; 500; 600; 800; 900; 1000; 1200

Механические характеристики стали

Характеристика	Значение
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	7700...7900
Теплопроводность, Вт/м·К	70
Коэффициент термического расширения, К <sup>-1</sup>	11,7·10 <sup>-6</sup>
Модуль упругости, Па	2,1·10 <sup>11</sup>
Модуль сдвига, Па	8·10 <sup>10</sup>
Коэффициент Пуассона	0,3
Предел текучести, МПа	205...245

На рис. 3.21 представлено 3D изображение сконструированного радиоэлектронного шкафа и его габаритные размеры.

Конструктивной основой шкафа является стальной каркас, изготовленный из стального уголкового профиля. Каркас шкафной стойки собирается из вертикальных колонн П-образного сечения, соединительных уголков, верхнего и нижнего оснований каркаса. Колонны П-образного сечения соединяются с уголками винтовыми соединениями. Для этого в колоннах и в соединительных уголках имеются отверстия. Уголки и основания сварены между собой и образуют единую конструкцию.

На каркасе закрепляется задняя стенка с вентиляционными отверстиями, расположенными вблизи верхнего и нижнего оснований шкафа (в каждой системе 20×53 отверстий), два боковых щита, а также щиты, находящиеся сверху и снизу стойки. Все щиты выполнены из листовой стали толщиной 1,5 мм. Щиты к боковине каркаса прикрепляются с внутренней стороны винтовым соединением. Для этого по периметру щита приварены кронштейны, и напротив, в соответствующих местах каркаса находятся отверстия под резьбу.

Щит притягивается к каркасу и фиксируется по всей плоскости боковины. Щиты плотно прилегают к каркасу без щелей, чтобы через них не происходила утечка охлаждающего воздуха, а внутрь шкафа не проникала пыль, внешние электрические, магнитные, электромагнитные поля.

Для компоновки шкафа вставными разъемными модулями более низкого уровня, в нем предусмотрены направляющие. Для универсальности, высота размещения полозьев не является фиксированной, что позволяет размещать в шкафу модули более низкого уровня различных размеров. Шкаф устанавливается на опоры. Опоры стальные, позволяющие регулировать положение шкафа по высоте.

Материалом шкафа является сталь. Основные механические характеристики стали представлены в табл. 3.10.

Прочностной динамический анализ используется для определения действия на конструкцию или ее составные части нагрузок, зависящих от времени. В отличие от статических расчетов в этом типе анализа принимается во внимание рассеяние энергии и инерционные эффекты переменных во времени нагрузок. Примерами таких нагрузок являются:

- циклические нагрузки (вращающиеся части оборудования);
- внезапно прикладываемые нагрузки (удар или взрыв);
- случайные нагрузки (землетрясение);
- любые другие переменные нагрузки, типа движущихся нагрузок на мосты.

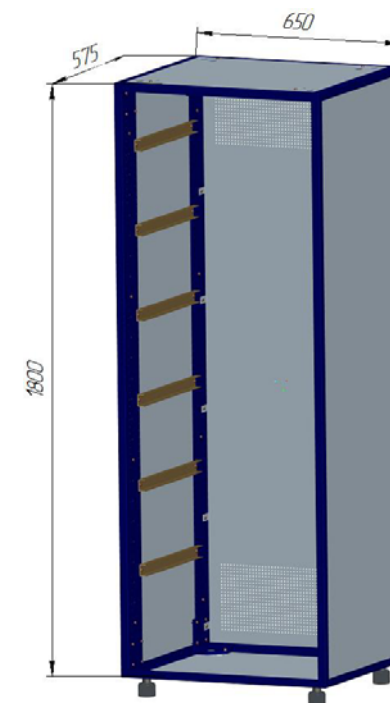


Рис. 3.21. Радиоэлектронный модуль третьего уровня

Анализ переходных процессов (неустановившихся режимов) применяется для определения параметров динамического поведения конструкций, которые подвергаются действию нагрузок, произвольно меняющихся во времени.

Выходные величины полученного решения (в виде узловых перемещений, деформаций, напряжений, усилий и т.п.) представляют собой функции времени. Каждую из этих величин можно вывести на экран в виде графика зависимости от времени или некоторой другой переменной с помощью постпроцессора истории нагружения. Постпроцессор общего назначения позволяет просмотреть результаты анализа переходного процесса для любого момента времени (например, показать картину напряженно-деформированного состояния).

Для определения собственных частот и форм колебаний сконструированного шкафа необходимо провести модальный анализ. Это важная составная часть всякого динамического анализа, поскольку знание фундаментальных форм и частот колебаний конструкции помогает оценить ее динамическое поведение. Результаты анализа дают возможность установить число форм колебаний и шаг интегрирования по времени, что может обеспечить надежное решение задачи о динамическом поведении системы в неустановившемся режиме. Кроме того, некоторые методы получения решения для переходных процессов нуждаются в результатах модального анализа. На базе комплекса Pro/ENGINEER модальный анализ можно выполнять для ненагруженной конструкции.

Применение модального анализа полезно во всех приложениях, в которых представляет интерес значения собственных частот системы, а именно для модулей, которые могут быть подвергнуты циклическим или вибрационным нагрузкам. Например, детали и узлы оборудования следует конструировать так, чтобы избежать их возбуждения на одной из собственных частот в условиях эксплуатации.

Модальный анализ радиоэлектронного шкафа проводили на персональной вычислительной машине следующей конфигурации: четырехядерный центральный процессор Intel(R) Core (TM)2 Quad CPU 2,4 ГГц, 4 ГБ оперативной памяти. В целях уменьшения запросов системы на выполнение расчетов механическим воздействиям была подвергнута несущая стоечная конструкция, на базе которой выполнен шкаф. Она тоже представляет собой радиоэлектронный модуль третьего уровня.

Модальный анализ проведен в модуле Pro/MECHANICA, при этом согласно протоколу проработки суммарное количество решенных уравнений составило 1364214. Для анализа были заданы граничные условия, при которых

стойка закреплена посредством опор нижнего основания к некой горизонтальной поверхности.

Этот факт отображен на соответствующем фрагменте стоечной конструкции, представленном на рис. 3.22. Вблизи каждой из опор отмечено, что все степени свободы зафиксированы.

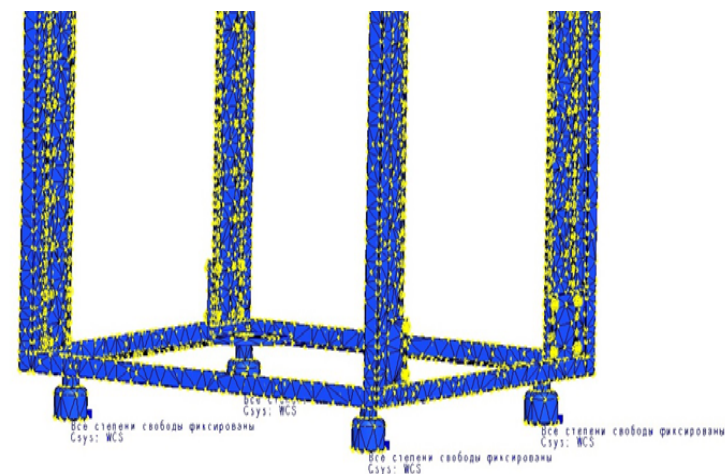


Рис. 3.22. Задание граничных условий

Кроме того, на рис. 3.22 показан результат первого этапа построения модели – разбиение, при котором вся конструкция разбита на множество тетраэдров. Общее количество объемных элементов по данным протокола расчета составило 70851.

Увеличенный фрагмент конечно – элементной сетки исследуемой стоечной конструкции представлен на рис. 3.23.

В результате модального анализа были установлены следующие возможные собственные частоты:

- 6, 4 Гц (колебания стойки вдоль лицевой стороны), рис. 3.24,а;
- 10, 62 Гц (кручение стойки), рис. 3.24,б;
- 12,3 Гц (колебания стойки вдоль боковой стороны), рис. 3.25, а;
- 20,04 Гц (собственная частота вибрации несущих вертикальных колонн стойки), рис. 3.25, б.

Также на рис. 3.23, 3.24 представлены поля перемещений, из анализа которых следует характер возможных собственных колебаний конструкции.

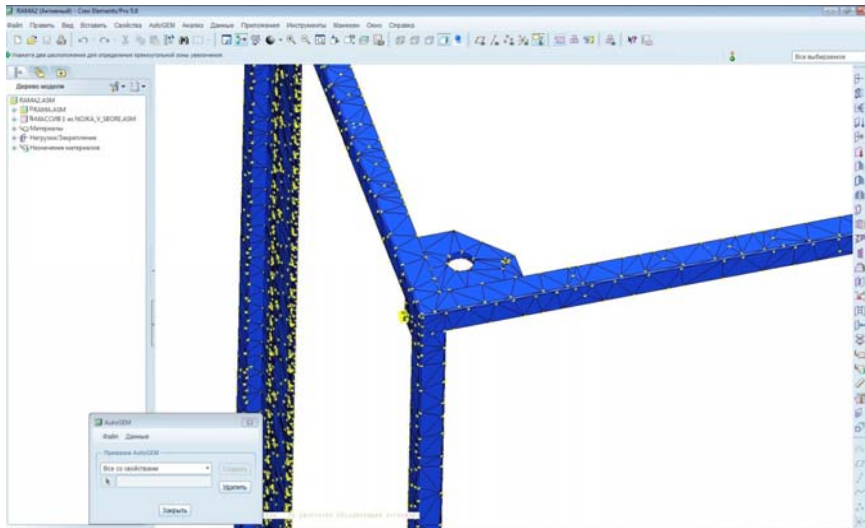


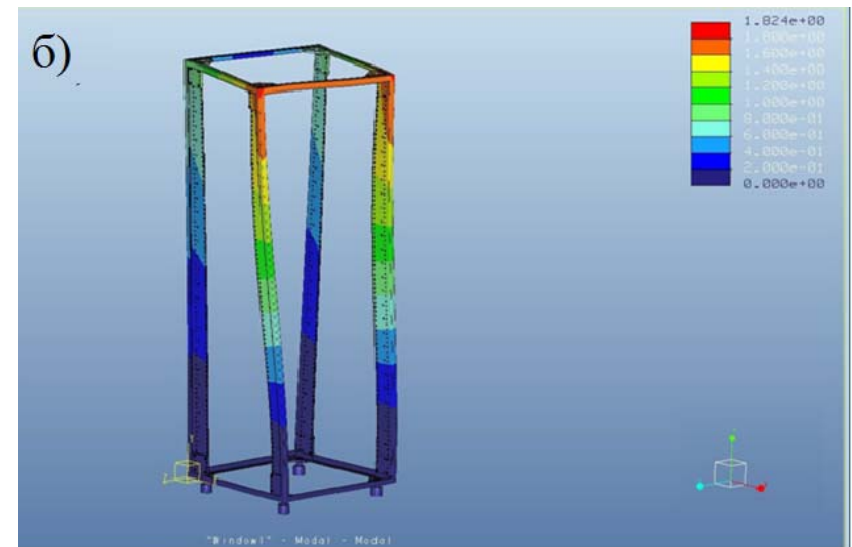
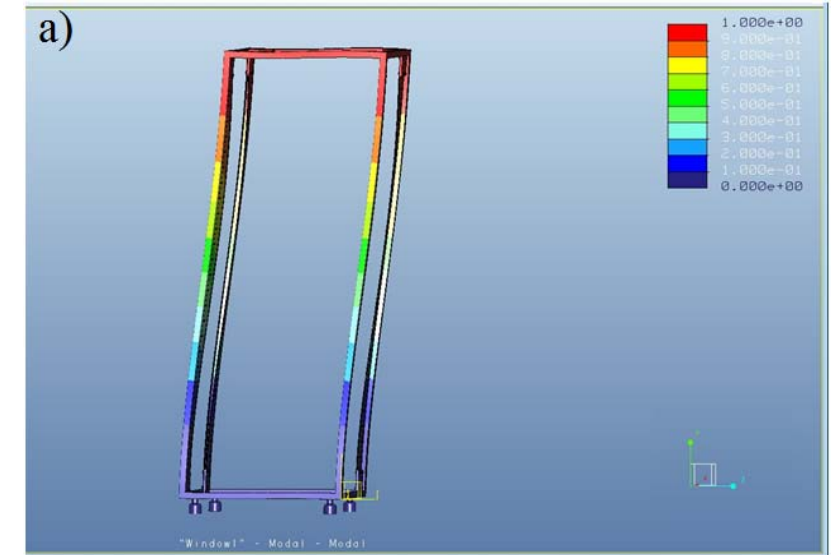
Рис.3.23 Сетка конечных элементов конструкции радиоэлектронного модуля третьего уровня (стойки)

Сопоставление полученных частот с эксплуатационным, показывает, что данные частоты могут быть возбуждены при всех условиях эксплуатации радиоэлектронных средств: в стационарных помещениях из-за влияния соседнего оборудования, при землетрясениях, а также в случае размещения рассматриваемого модуля на любом транспортном средстве (автомобильном, железнодорожном, водном и авиационном). Поэтому исследование поведения конструкции при наличии внешних воздействий в этом частотном диапазоне становится особенно актуальным.

Динамический ударный анализ.

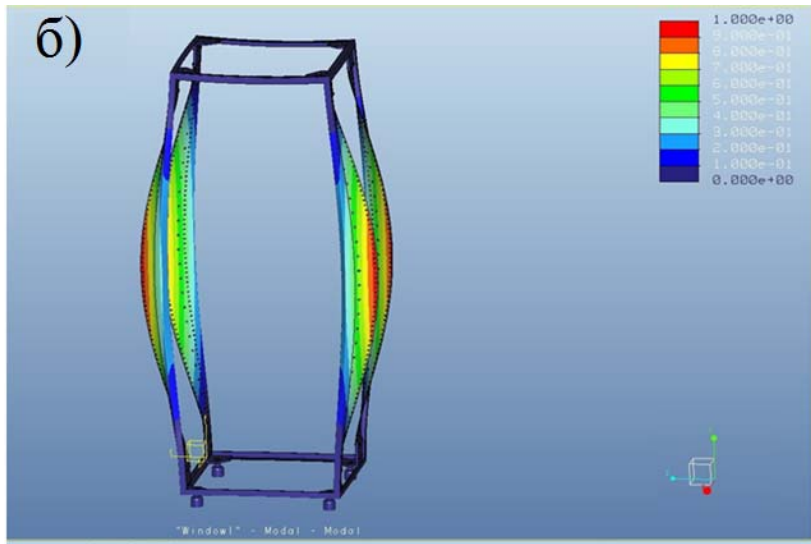
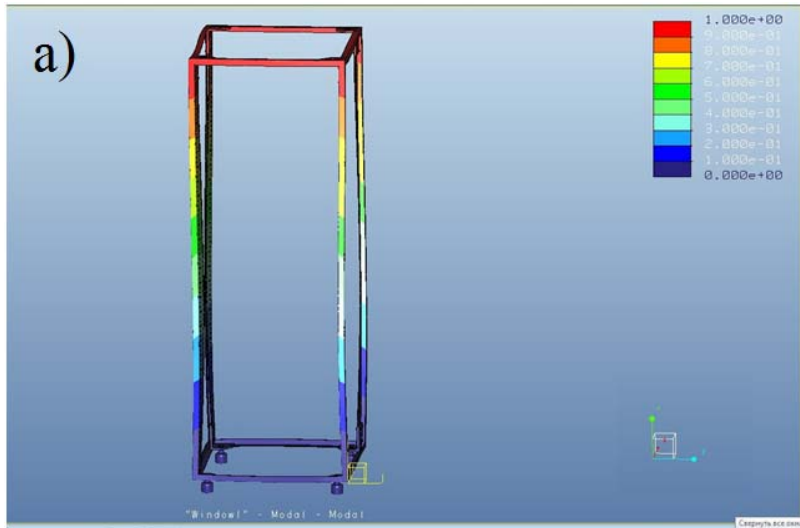
Для выявления реакции стойки на ударные воздействия был проведен динамический спектральный анализ. В этом случае необходимо использовать результаты проведенного модального анализа. При исследовании был задан спектр возмущающих воздействий, показанный на рис. 3.26.

Частоты воздействий выбраны в интервале  $0 \div 25$  Гц, который включает частоты собственных свободных колебаний, так как при таких воздействиях могут оказаться очень значимыми явления резонанса.



а) частота 6, 4 Гц; б) частота 10, 62 Гц

Рис. 3.24 Моды собственных колебаний стойки



а) частота 12,3 Гц; б) частота 20,04 Гц  
Рис. 3.25. Моды собственных колебаний стойки

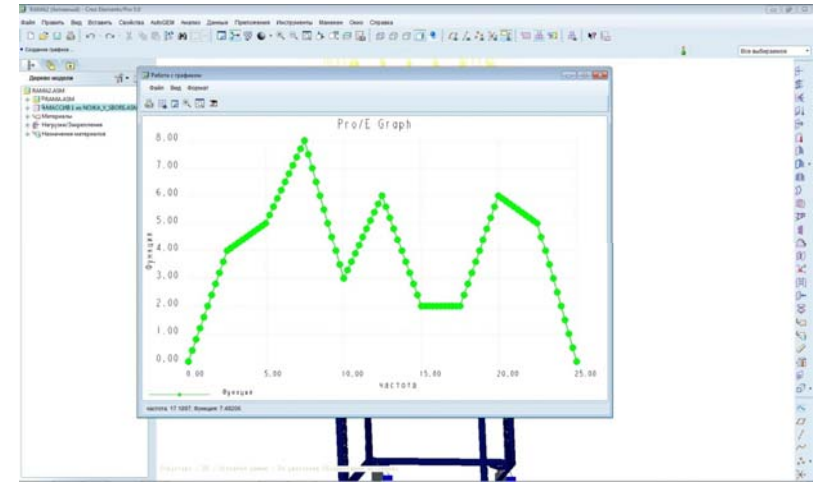


Рис. 3.26. Спектр возмущающего воздействия

Одиночный удар со спектром, показанным на рис. 3.26, смоделирован в четырех направлениях: вдоль вертикальных колонн, вдоль обеих сторон оснований стойки и вдоль пространственной диагонали.

На рис. 3.27 показаны цветовые поля напряжений, возникших вблизи верхнего (а) и нижнего (б) оснований стойки на заданный спектр ударных воздействий при вертикальном направлении удара. Для других направлений ударного воздействия изображения аналогичны.

Места наибольших напряжений окрашены красным цветом. Сопоставление цветов конструкции и палитры позволило установить величины напряжений, они приведены в табл. 3.11. В случае воздействия вдоль пространственной диагонали возникают значительно большие напряжения в каркасных элементах, кроме того появляются значительные напряжения в опорах –  $1,4 \cdot 10^{10}$  Па.

Установлено, что наибольшие напряжения возникают в местах контакта вертикальных колонн и нижнего основания стойки (ножки зафиксированы). Вблизи верхнего основания значения напряжений меньше.

Таким образом, была установлена большая уязвимость сконструированной стойки к ударному воздействию в горизонтальной плоскости, по сравнению с воздействием в вертикальной плоскости. При этом возникшие напряжения меньше предельных для стали (таблица 3) и критическими не являются. Удар вдоль пространственной диагонали для

данной конструкции не допустим, так как возникающие при этом напряжения близки к критическим.

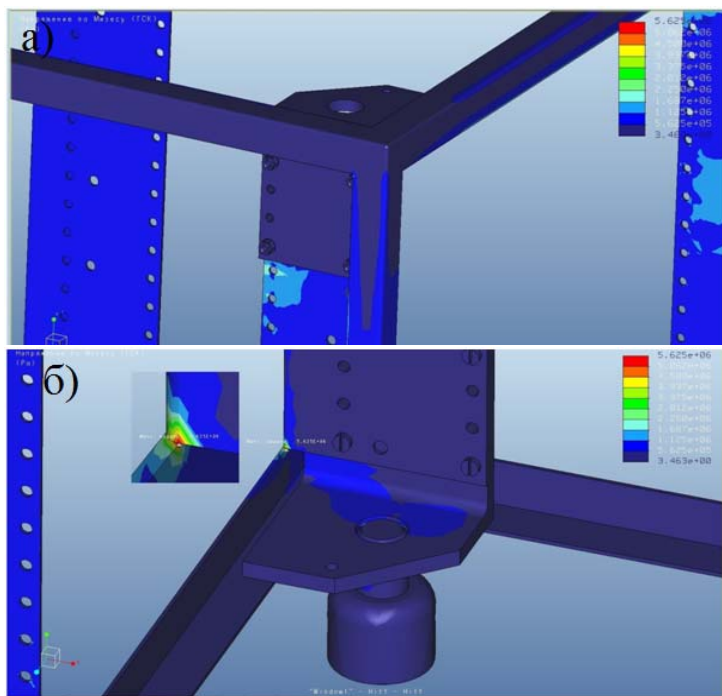


Рис. 3.27. Поля напряжений в результате ударного воздействия:  
а) верхнее основание стойки; б) нижнее основание стойки

Таблица 3.11

Напряжения в стойке при ударном воздействии

Направление удара	Максимальное напряжение вблизи контакта колонны с нижним основанием, Па	Максимальное напряжение вблизи контакта колонны с верхним основанием, Па
вдоль оси y	$5,6 \cdot 10^6$	$1,7 \cdot 10^6$
вдоль оси z	$2,03 \cdot 10^8$	$6 \cdot 10^7$
вдоль оси x	$2,07 \cdot 10^8$	$6,3 \cdot 10^7$
вдоль пространственной диагонали	$1,4 \cdot 10^{11}$	$8,4 \cdot 10^{10}$

Анализ статической нагрузки на стоечную конструкцию.

Статическая нагрузка смоделирована на горизонтальные направляющие, служащие для размещения в стоечной конструкции модулей более низкого уровня (корпусов вставных блоков). Поскольку в проекте предусмотрена возможность размещения блоков различных размеров, то моделирование было сделано для различных статических нагрузок: 200 Н, 400 Н, 600 Н, 800 Н и 1000 Н.

На рис. 3.28 показано задание нагрузки, приложенной к направляющим. Изображения цветowych полей напряжений и перемещений, полученные в результате моделирования при нагрузке 200 Н, представлены на рис. 3.28,б и рис. 3.28, в соответственно. Соответствующие изображения для нагрузок в других направлениях аналогичны, но цветовые шкалы при этом различны.

В табл. 3.12 приведены значения напряжений и перемещений конечных элементов конструкции при различных нагрузках.

Таблица 3.12

Величина силы, Н	Напряжения, Па		Перемещения, мм	
	в направляющих	в вертикальных колоннах	в направляющих	в вертикальных колоннах
200	$2,96 \cdot 10^6 \dots 1,5 \cdot 10^7$	$1,4 \cdot 10^1$	$2,5 \cdot 10^{-2} \dots 1,2 \cdot 10^{-1}$	$2,5 \cdot 10^{-2} \dots 8,7 \cdot 10^{-2}$
400	$2,96 \cdot 10^6 \dots 2,6 \cdot 10^7$	$1,4 \cdot 10^1$	$3,7 \cdot 10^{-2} \dots 1,5 \cdot 10^{-1}$	$2,5 \cdot 10^{-2} \dots 8,7 \cdot 10^{-2}$
600	$4,4 \cdot 10^6 \dots 3,1 \cdot 10^7$	$2,1 \cdot 10^1$	$4 \cdot 10^{-2} \dots 1,8 \cdot 10^{-1}$	$4 \cdot 10^{-2} \dots 1,6 \cdot 10^{-1}$
800	$5,9 \cdot 10^6 \dots 5,3 \cdot 10^7$	$2,8 \cdot 10^1$	$5 \cdot 10^{-2} \dots 2,5 \cdot 10^{-1}$	$5 \cdot 10^{-2} \dots 1,8 \cdot 10^{-1}$
1000	$7,4 \cdot 10^6 \dots 7,4 \cdot 10^7$	$3,5 \cdot 10^1$	$9,4 \cdot 10^{-2} \dots 3,1 \cdot 10^{-1}$	$9,4 \cdot 10^{-2} \dots 2,1 \cdot 10^{-1}$

На основании результатов моделирования построен график зависимости среднего значения напряжений, возникающих в горизонтальной направляющей, от среднего значения перемещений элементов в ней (рис. 3.29).

Экспериментальные точки хорошо аппроксимируются прямой линией, что свидетельствует о выполнении закона Гука и об упругом характере деформации в направляющих при статической нагрузке. Напряжения, возникающие во всех элементах конструкции значительно меньше модуля упругости.

Таким образом, показана устойчивость спроектированной конструкции к статическим воздействиям на направляющие, служащие для размещения в стойке модулей второго уровня.

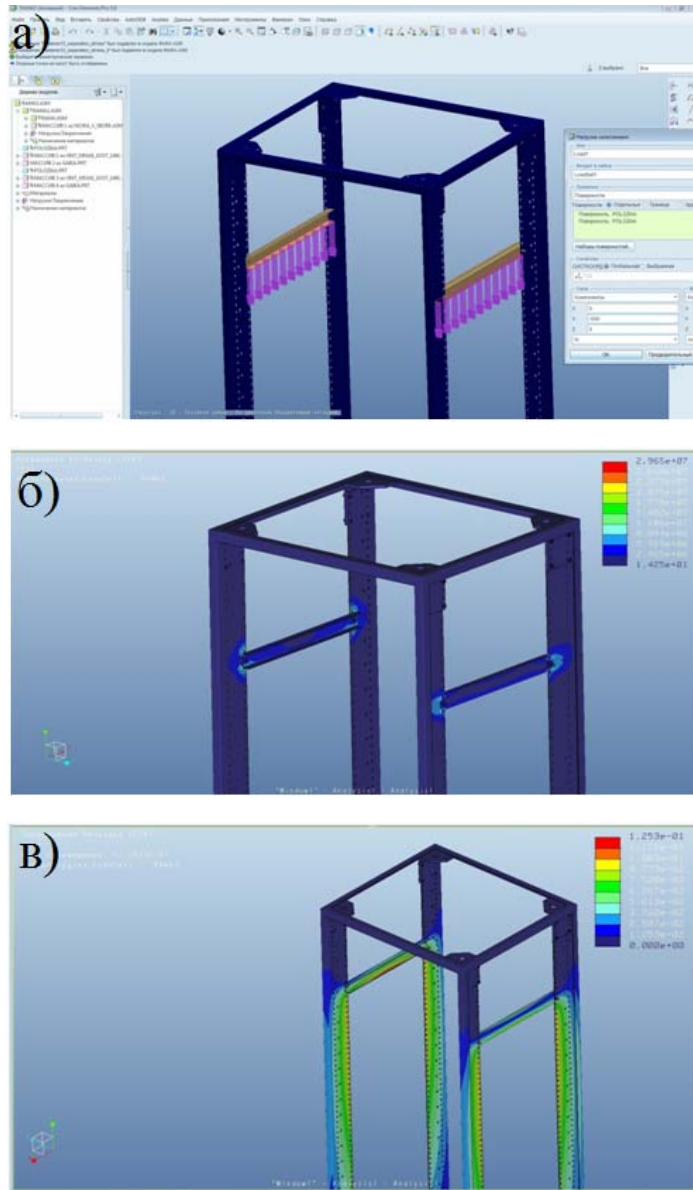


Рис. 3.28 Статическая нагрузка:

а) приложенные силы; б) поле напряжений; в) поле перемещений

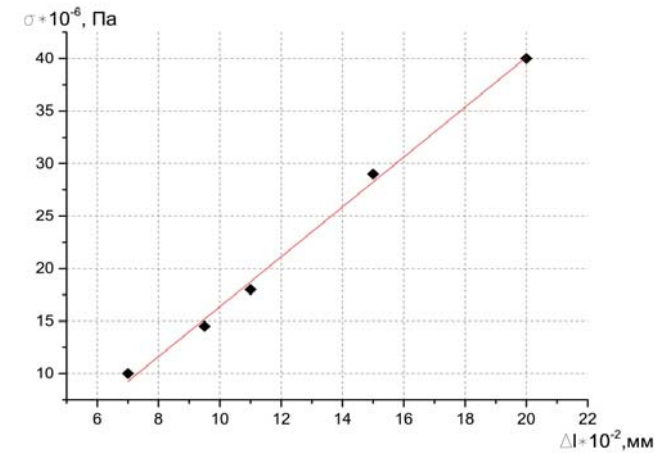


Рис. 3.29. Зависимость напряжения в горизонтальной направляющей стойки от перемещения конечных элементов

На основании полученных результатов об устойчивости стоечной конструкции, лежащей в основе конструкции радиоэлектронного шкафа, к статическим и динамическим нагрузкам сделан вывод об отсутствии необходимости в оптимизации шкафа, так как нагрузки не превышают предела прочности материала.

Показанный процесс моделирования целесообразно проводить при проектировании радиоэлектронных модулей третьего уровня, так как он позволяет выявить узлы, представляющие собой потенциальную угрозу нарушения целостности конструкции. При традиционном подходе в проектировании эти проблемы могут быть выявлены только на окончательных испытаниях.

#### 4. ПРИМЕНЕНИЕ ЭКСПЕРТНЫХ СИСТЕМ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ СРЕДСТВ С УЧЕТОМ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

##### 4.1. Структура системы комплексного механического анализа конструкций электронных средств

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. 4.1 [90].

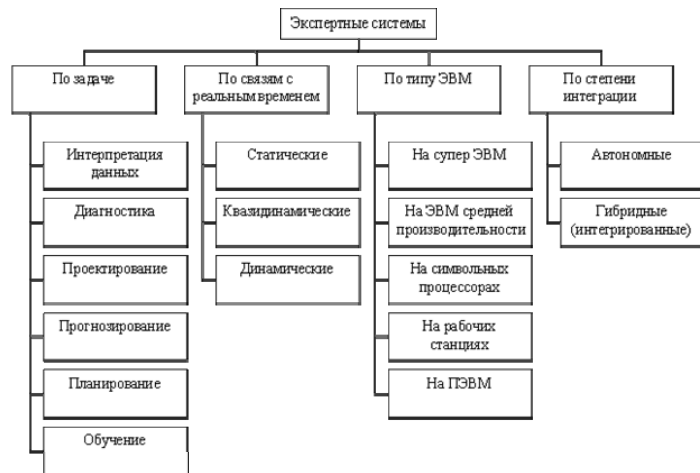


Рис. 4.1. Классификация экспертных систем

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 KlEdit, 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 Gensym. 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 немаловажно 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 ЗМ для управления технологическими процессами и поддержки принятия решений. На этой платформе базируются экспертные системы такие фирмы и организации 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 системы, вбирающая в себя знания и опыт ведущих специалистов по механическому анализу и оптимизации конструкций электронных средств. На рис. 4.2 представлена предлагаемая структура системы комплексного механического 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 CAE, позволяющие выявить наиболее проблемные участки. Данные о критических режимах выявляются в результате статистической обработки лабораторных испытаний тестовых печатных плат по методике IPC-TM-650 [88].

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.

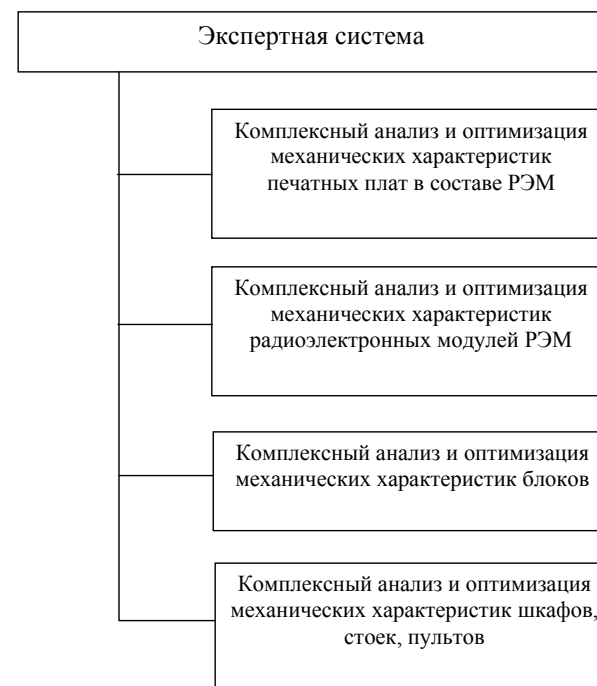


Рис. 4.2. Структура системы комплексного механического анализа конструкций электронных средств различного уровня

## 4.2. Форма представления фактов и правил в базе знаний ЭС

Структура типичной экспертной системы приведена на рис. 4.3 [90, 91]. 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.

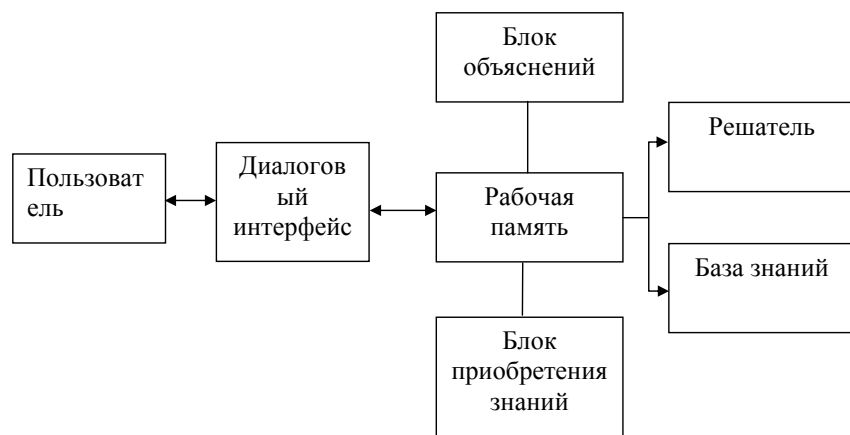


Рис. 4.3. Структура ЭС

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 вероятности 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 [2].

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 будет 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 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:

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

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<sub>y</sub>, P<sub>n</sub> ]

Исход № 1, P [ , i, P<sub>y</sub>, P<sub>n</sub> ]

Исход № 2, P [ , i, P<sub>y</sub>, P<sub>n</sub> ]

...

Исход № M, P [ , i, P<sub>y</sub>, P<sub>n</sub> ]

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<sub>y</sub> = P(A / B) и P<sub>n</sub> = P(A / неB) ) – 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 / неB), подставленные в теорему Байеса, позволяют вычислить апостериорную вероятность исхода, т.е. вероятность, скорректированную в соответствии с ответом пользователя на данный вопрос:

$$P(A / B) = P(A / B) \cdot P(B) / ( P(A / B) \cdot P(B) + P(A / неB) \cdot P(неB) )$$

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 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 монографии отражены следующие научные и практические результаты, полученные авторами. В первой главе проведен анализ задач проектирования конструкций РЭС 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 характеристик паяного соединения; приведены общие модели усталостной долговечности.

В третьей главе согласно предложенной структурной схеме проведения анализа механических характеристик конструкций РЭС и сформированного комплекса математических моделей разработаны методики выполнения данного анализа; сформированы основные положения данной методики; разработана структура автоматизированной системы реализации данной методики, позволяющей проводить испытания конструкций РЭС и отдельные электронные компоненты на воздействие механических нагрузок.

В четвертой 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. Головкин, 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.: КомпьютерПресс, 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. - 543 с

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. Vepruk . 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-r/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:200х-7-91/784/PAS.

49. Арсентьев, С. Стандарт IEC-PAS 62137-3. Технология электронного монтажа — методы тестирования надежности паяных соединений. Часть 1 [Текст] / С. Арсентьев // Технологии в электронной промышленности. - 2008. - № 7. – С. 32-44.

50. Арсентьев, С. Стандарт IEC-PAS 62137-3. Технология электронного монтажа — методы тестирования надежности паяных соединений. Часть 2 [Текст] / С. Арсентьев // Технологии в электронной промышленности. - 2009. - №29. – С. 40-45.

51. Лозовой, И.А. Подсистема испытания паяных соединений электронных компонентов на механические воздействия [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий // Радиотехника. - 2012. - №8. - С. 80-84.

52. Лозовой, И.А. Методы испытания паяных соединений поверхностно монтируемых компонентов на механические воздействия [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий, В.А. Шуваев // Радиотехника. - 2012. - №8. - С. 76-80.

53. ГОСТ 30630.1.2-99 «Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на воздействие вибрации»

54. Лозовой, И.А. Средства автоматизированного проектирования и анализа механических и тепловых процессов конструкций РЭС [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий, О.Ю. Макаров, С.Ю. Сизов // Вестник Воронеж. гос. техн. ун-та. – 2010. - Т6. - № 5. - С. 4-6.

55. Лозовой, И.А. Применение программного комплекса PRO|ENGINEER МЕХАНИКА для моделирования механических воздействий на радиоэлектронные модули [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий, О.Ю. Макаров, С.Ю. Сизов, И.С. Бобылкин // Вестник Воронеж. гос. техн. ун-та. – 2010. - Т6. - № 6. - С. 34-36.

56. Лозовой, И.А. Анализ механических характеристик радиоэлектронных модулей в системе PRO|ENGINEER [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий, П.П. Чураков // Вестник Воронеж. гос. техн. ун-та. – 2011. - Т.7. - №12.1. - С. 123 - 126.

57. Лозовой, И.А. Процедуры инженерного анализа механических воздействий на РЭС в системе PRO|ENGINEER [Текст] / И.А. Лозовой, С.Ю. Сизов, А.В. Турецкий, В.А. Шуваев. // Вестник Воронеж. гос. техн. ун-та. – 2011. - Т.7. - №5. - С. 26 - 27.

58. Лозовой, И.А. Особенности процесса моделирования механических характеристик радиоэлектронных модулей в системе Pro/Engineer [Текст] / И.А. Лозовой, О.Ю. Макаров, А.В. Турецкий, О.В. Куделин. // Радиотехника. – 2012. - №2. – С. 4-11.

59. Лозовой, И.А. Методы испытания паяных соединений компонентов монтируемых в отверстия на механические воздействия [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий. // Радиотехника. – 2012. - №8. – С. 84-87.

60. Лозовой, И.А. Методы и средства комплексного анализа механических и тепловых воздействий на радиоэлектронные модули [Текст] / И.А. Лозовой. // Материалы IX Всероссийской научно-практической конференции «Планирование и обеспечение подготовки кадров для промышленно-экономического комплекса региона», г. Санкт-Петербург. - 2010. – С. 106-111.

61. Лозовой, И.А. Использование программного комплекса PROENGINEER при анализе механических характеристик радиоэлектронных модулей [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий, С.Ю. Сизов, О.Ю. Макаров. // Материалы международной конференции Системные проблемы надёжности, качества, информационно - телекоммуникационных и электронных технологий в инновационных проектах / Часть 2. – М.: Энергоатомиздат, - 2010. - С. 177-182.

62. Лозовой, И.А. Анализ возможностей средств автоматизированного проектирования механических и тепловых процессов конструкций РЭС [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий, О.Ю. Макаров, С.Ю. Сизов. // Материалы Международной конференции Системные проблемы надёжности, качества, информационно - телекоммуникационных и электронных технологий в инновационных проектах / Часть 2. – М.: Энергоатомиздат, - 2010. - С. 203-212.

63. Лозовой, И.А. Методы и средства комплексного анализа механических и тепловых характеристик конструкций радиоэлектронных модулей [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий, С.Ю. Сизов, О.Ю. Макаров. // CAD/CAM/PDM – 2010, Москва. Труды 10-й международной конференции. М.: ИПУ РАН, - 2010. - № 1. - С. 40-43.

64. Лозовой, И.А. Основы метода конечных элементов и его применение при анализе механических характеристик радиоэлектронных модулей [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий, С.Ю. Сизов, О.Ю. Макаров. // Проблемы обеспечения надёжности и качества приборов, устройств и систем: межвуз. сб. науч. тр. - Воронеж: ВГТУ. - 2010. - С. 168-171.

65. Лозовой, И.А. Системы и средства проведения натурных испытаний на вибропрочность и виброустойчивость [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий, С.Ю. Сизов, О.Ю. Макаров. // Проблемы обеспечения

надёжности и качества приборов, устройств и систем: межвуз. сб. науч. тр. - Воронеж: ВГТУ. - 2010. - С. 171-174.

66. Лозовой, И.А. Моделирование разрушений паяных соединений [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий, С.Ю. Сизов, В.А. Шуваев, В.В. Бородин. // материалы Международной конференции Системные проблемы надёжности, качества, информационно - телекоммуникационных и электронных технологий в инновационных проектах / Часть 2. – М.: Энергоатомиздат. – 2011. - С. 132-137.

67. Лозовой, И.А. Этапы моделирования механических характеристик конструкций РЭС в системе Pro|Engineer [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий, С.Ю. Сизов, В.А. Шуваев. // Материалы Международной конференции Системные проблемы надёжности, качества, информационно - телекоммуникационных и электронных технологий в инновационных проектах / Часть 2. – М.: Энергоатомиздат. – 2011. - С. 137-140.

68. Лозовой, И.А. Модели собственных колебаний элементов конструкций РЭС [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий, С.Ю. Сизов, В.А. Шуваев, А.В. Муратов. // Современные проблемы радиоэлектроники: сб. науч. тр. / ред.: А.И.Громыко, А.В.Сарафанов. – Красноярск: КГТУ СФУ. – 2011. - С. 456-460.

69. Лозовой, И.А. Разрушение паяных соединений и анализ причин возникновения разрушений [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий. // Труды Международного симпозиума «Надёжность и качество 2011» – Пенза. - 2011. – С. 184-186.

70. Лозовой, И.А. Повышение точности результатов испытаний на вибрацию и статические нагрузки радиоэлектронных модулей [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий, С.Ю. Сизов, О.Ю. Макаров. // Проблемы обеспечения надёжности и качества приборов, устройств и систем: межвуз. сб. науч. тр. - Воронеж: ВГТУ. – 2011. - С 134-137.

71. Лозовой, И.А. Методы тестирования надёжности паяных соединений SMD [Текст] / И.А. Лозовой, А.В. Турецкий, В.А. Шуваев, О.Ю. Макаров. // Современные проблемы радиоэлектроники: сб. науч. тр. / ред.: А.И.Громыко, А.В.Сарафанов. – Красноярск: КГТУ СФУ. – 2012. - С. 436-440.

72. IPC-SM-785. Guidelines for Accelerated. Reliability Testing of Surface Mount Solder Attachments

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

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

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

76. 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.

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

78. 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.

79. 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.

80. Глудкин О.П. Анализ и контроль технологических процессов производства РЭА [Текст] / О.П. Глудкин, В.Н.Черняев. - М.: Радио и связь, 1983. 296 с.

81. Ланин, В.Л. Технология сборки, монтажа и контроля в производстве электронной аппаратуры [Текст] / В.Л. Ланин. - Мн.: Инпредо, 1997. - 75 с.

82. 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.

83. Технология радиоэлектронных устройств и автоматизация производства [Текст]: Учебник / А.П. Достанко [и др.]. - Мн.: Выш. шк., 2002. - 416 с.

84. Fatigue Life Evaluation of Lead-free Solder under Thermal and Mechanical Loads Ilho Kim and Soon-Bok Lee Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology 373-1, Guseong-dong, Yuseong-gu, Daejeon, 305-701, Korea(ROK)./ 2007 Electronic Components and Technology Conference

85. Lee, W. W. et al, "Solder Joint Fatigue Models: Review and Applicability to Chip Scale Packages", Microelectronics Reliability, Vol 40 (2000), pp. 231-244.

86. Kim, I., A Study on Thermal Fatigue Behavior of BGA Package, Master's Thesis, MME04018, KAIST (Daejeon, 2004).

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

88. IPC-TM-650 Test Methods Manual

89.Engelmaier W. Printed circuit board reliability: Needed PCB design changes for lead-free soldering // Global SMT & Packaging Sept. 2005, p.

90.Masuda N, Tamaki N, Wabuka H, Watanabe T, Ishizaka K A multilayer board-type magnetic field probe with high spatial resolution and RF current estimation method for IC's /International Simposium on May 17-21, 1999, p. 801.

91. 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.

92. ГОСТ Р52003-2003. Уровни разукрупнения радиоэлектронных средств. - М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 2004. - 130 с.

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

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

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



## ОГЛАВЛЕНИЕ

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ СОКРАЩЕНИЙ	3
ВВЕДЕНИЕ	4
1. ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПЛЕКСНОГО АНАЛИЗА МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ СРЕДСТВ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ИНСТРУМЕНТОВ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ	6
1.1. Основные задачи и процедуры механического проектирования конструкций РЭС	7
1.2 Задачи механического анализа конструкций радиоэлектронных модулей	13
1.3 Методы и средства комплексного анализа механических характеристик радиоэлектронных модулей на базе современных инструментов автоматизированного проектирования	15
2. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ И МЕТОДЫ КОМПЛЕКСНОГО МЕХАНИЧЕСКОГО АНАЛИЗА РЭС	23
2.1. Основные воздействия на конструкции РЭС	23
2.2 Математические модели механических сил, действующие на радиоэлектронные модули	26
2.3 Математическая постановка задач моделирования механических характеристик конструкций радиоэлектронных модулей	32
2.4 Аналитический метод решений некоторых задач механических колебаний конструкций	40
2.5 Метод конечных элементов для решений некоторых задач механических колебаний конструкций	46
2.6 Разрушение паяных соединений и анализ причин возникновения разрушений	49
2.7 Усталостные характеристики паяных соединений поверхностного монтажа и прогнозирование надежности	54
2.8 Математические модели механических нагрузок различной природы	60
2.9 Оптимизация конструкций радиоэлектронных модулей	71
3 МЕТОДИКА КОМПЛЕКСНОГО АНАЛИЗА МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ МОДУЛЕЙ	74
3.1 Аналитическое решение задачи анализа механических	76

характеристик радиоэлектронных модулей	
3.1.1 Собственные частоты колебаний пластинчатых конструкций	76
3.1.2 Расчет прочности печатных плат	83
3.2 Методика комплексного анализа механических характеристик радиоэлектронных модулей второго уровня на базе системы Pro ENGINEER Mechanical	91
3.3 Рекомендации по тестированию электронных компонентов и определению прочности паяных соединений	98
3.4 Статистическая обработка результатов испытаний паяных соединений компонентов радиоэлектронных модулей	107
3.5 Методика тестирования надежности межслойных соединений многослойных печатных плат при механических воздействиях	109
3.6 Моделирования механических характеристик радиоэлектронных модулей третьего уровня	124
4. ПРИМЕНЕНИЕ ЭКСПЕРТНЫХ СИСТЕМ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ РАДИОЭЛЕКТРОННЫХ СРЕДСТВ С УЧЕТОМ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ	141
4.1 Структура системы комплексного механического анализа конструкций электронных средств	141
4.2 Форма представления фактов и правил в базе знаний ЭС	145
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	150
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	151