

Тема 5. Основы защиты РЭА от механических воздействий

5.1. Классификация механических воздействий.

В процессе эксплуатации большинства видов РЭС подвергаются механическим воздействиям. Характер и интенсивность воздействий могут быть достаточно разнообразными в зависимости от источников воздействия и их расположения относительно конструкций РЭС. Наиболее часто источниками механических воздействий по отношению к РЭС являются : окружающая среда, силовые установки объекта, электромеханические устройства с возвратно-поступательно движущимися массами или неуравновешенными вращающимися роторами и т.д.

К механическим воздействиям относятся : линейные ускорения, вибрации, удары.

Линейные ускорения характерны для всех объектов, движущихся с переменной скоростью. Влияния линейных ускорений на детали и ЭРЭ конструкций РЭС обусловлено силами инерции, которые могут во много раз превышать силы тяжести . Так, если на элемент с массой m в состоянии покоя действует сила тяжести

$$G = mg$$

то при движении с ускорением $a(t)$ тот же элемент дополнительно подвергается воздействию силы инерции

$$P_{\text{и}} = ma(t).$$

Тогда результирующая сила, действующая на элемент, составит

$$P_{\text{р}} = P_{\text{и}} + G$$

результирующее ускорение

$$a_{\text{р}}(t) = g + a(t) .$$

При движении объекта по кривой траектории, например, по дуге окружности с радиусом R , элементы конструкции РЭС будут испытывать центробежное ускорение

$$a = mv^2/R ,$$

где v линейная скорость движения объекта. Отношение действующего ускорения к ускорению свободного падения называют перегрузкой.

$$n_{\text{в}} = a/g$$

Линейные перегрузки, за исключением кратковременных, практически не поддаются ослаблению. Поэтому обеспечение работоспособности конструкций может быть достигнуто повышением жесткости и прочности элементов, что, как правило, ведет к увеличению массы конструкций РЭС.

Под вибрацией РЭС понимают механические колебания её элементов или конструкции в целом.

Вибрацию принято характеризовать виброперемещением, виброскоростью и виброускорением.

Виброперемещение при гармонической вибрации определяется соотношением:

$$Z(t) = Z \sin \omega t \quad (5.1)$$

где Z - амплитуда виброперемещения, ω - частота вибраций. Виброскорость и виброускорение находят в результате дифференцирования (5.1):

$$\begin{aligned} v(t) &= \dot{z}(t) = \omega Z \cos \omega t \\ a(t) &= \ddot{z}(t) = -\omega^2 Z \sin \omega t \end{aligned}$$

Виброускорение при гармонической вибрации опережает по фазе виброперемещение на угол π , виброскорость на угол $\pi/2$.

Амплитуда виброперемещения Z , виброскорости ωZ , виброускорения $\omega^2 Z$ и угловая частота колебаний служат основными характеристиками гармонической вибрации.

Если амплитуду виброперемещения выразить в мм, а ускорение силы тяжести в мм/с^2 , то соотношение для вибрационной перегрузки можно записать в виде:

$$n_b = Z f^2 / 250 \quad (5.2)$$

где f - круговая частота вибраций.

Кроме вибрации аппаратура может подвергаться ударным воздействиям, возникающим при эксплуатации, транспортировки, монтаже и т.д. При ударе элементы конструкции испытывают нагрузки в течении малого промежутка времени t , ускорения достигают больших значений и могут привести к повреждениям элементов.

Последствием удара являются возникающие в элементах конструкций затухающие колебания. Поэтому на практике возникает необходимость в защите конструкций РЭС одновременно от ударов и вибраций. Приближенные среднестатистические значения отдельных видов механических воздействий на конструкции, эксплуатируемые на подвижных объектах, приведены в табл.5.1.

В результате механических воздействий в элементах конструкций РЭС могут происходить обратимые и необратимые изменения. Обратимые изменения характерны для ЭРЭ и приводят к нарушению устойчивости и ухудшению качества функционирования аппаратуры. В зависимости от физики протекающих в конструкции процессов факторы, вызывающие обратимые изменения можно объединить в следующие группы:

- деформации в активных и пассивных элементах, приводящие к изменению их параметров (конденсаторы, катушки индуктивности, пьезоэлектрические кварцевые резонаторы, ЭВП и др.)
- нарушение электрических контактов в разъёмных соединениях, вызывающие изменения омического сопротивления контактов;
- изменение параметров электрических, магнитных и электромагнитных полей, которое может привести к нарушению условий электромагнитной совместимости в конструкции.

Таблица 5.1

Название группы РЭС	Уровни механических воздействий		Удары			Акустический шум	Линейные перегрузки
	Вибрации						
	частота с-1	ускорение м/с ²	ускорение м/с ²	длительность мс	частота мин ⁻¹	дБ	ускорение м/с ²
Возимые на транспорте:							
автомобильном,	4...80	78,5	147	5...10	40...80	100	3,12
гусиничном,	3...30	19,6	147	5...10	40...80	100	
железнодорожном	2...100	19,6	392	3...10	40...80	125	3,12
Судовые,							
большие суда,	4...100	78,5	147	5...10	40...80	140	
малые суда	5...10	58,9	147	5...10	40...80	140	3,12
Носимые и портативные на открытом воздухе	10...70	37	98	5...10	40...80	85	
Носимые и портативные на открытом воздухе	10...30	10,7	98	5...10	40...80	85	
Самолетные	5...2000	1...196	117...736	5...15		150	
Ракетные	0...500	196,2	981	10...12		170	
Космические	1...2500	4,9...59				170	

Необратимые изменения свойственны конструктивным элементам РЭС, связаны с нарушением условий прочности и проявляются в механических разрушениях элементов. Разрушениям под влиянием механических воздействий наиболее подвержены элементы, предварительно нагруженные при их монтаже. Такими элементами являются болты, винты, заклёпки в предварительно напряжённом (затянута) соединении. Если запас прочности такой детали недостаточно велик, то при дополнительных нагрузках в результате механических воздействий может произойти её разрушение. Нередки случаи разрушения сварных швов, в которых имеют место остаточные термические напряжения, обрыва объёмных проводников, соединяющих радиоэлементы, если при выполнении монтажа проводники получили излишнее напряжение.

К необратимым изменениям, происходящим в конструктивных элементах РЭС при механических воздействиях, являются усталостные разрушения. Усталостью называется процесс постепенного накопления повреж-

дений в материале детали под действием переменных напряжений. Механизм этого процесса связан со структурной неоднородностью материала (отдельные зерна неодинаковы по форме и размерам, по-разному ориентированы в пространстве, имеют включения, структурные дефекты). В результате этой неоднородности в отдельных неблагоприятно ориентированных зёрнах (кристаллитах) при переменных напряжениях возникают сдвиги, границы которых со временем расширяются, переходят на другие зёрна и, охватывая всё более широкую область, развиваются в усталостную трещину. Усталостная прочность материалов зависит от величины и характера изменения напряжения, от числа циклов нагружения.

Конструкции РЭС, работающие в условиях механических воздействий, должны отвечать требованиям прочности и устойчивости.

Согласно ГОСТ 16962-71 под **прочностью** (вибро-и ударопрочностью) к воздействию механических факторов подразумевается способность конструкций выполнять функции и **сохранять значения параметров в пределах нормы**, установленных стандартами, **после воздействия** механических факторов.

Под **устойчивостью** (вибро-и ударопрочностью) к воздействию механических факторов понимают способность конструкций выполнять заданные функции и сохранять значения параметров в пределах нормы, установленных стандартами, **во время воздействия** механических факторов.

5.2. Расчёт показателей вибропрочности конструкции РЭС.

Условиями обеспечения вибропрочности являются:

- отсутствие в конструкции механических резонансов;
- допустимые значения виброперегрузок в диапазоне частот внешних воздействий не должны превышать величины, определенные техническим заданием на разработку конструкции РЭС.

Первое условие выполняется, если частота свободных колебаний элементов конструкции лежит за пределами диапазона частот внешних воздействий. В виду того, что частота свободных колебаний

$$\omega_0 = (k/m)^{1/2},$$

где k - жесткость элемента конструкции, m - масса, то по соображениям снижения массы конструкции приемлемым является решение:

$$\omega_0 > \omega_b,$$

где ω_b - верхняя граница диапазона частот внешних воздействий.

Связь между виброперегрузкой n_b , частотой ω и амплитудой вибраций Z определяется выражением (5.2). Если, исходя из допустимых напряжений, возникающих в материале элемента конструкции, положить огра-

нение на амплитуду вибраций, то получим предельное значение виброперегрузки.

$$n_{в доп} \leq (\omega^2 Z_{доп})/g \quad (5.3)$$

Выразив виброперегрузку через виброскорость V , можно найти допустимое значение виброперегрузки при ограничении на виброскорость

$$n_{в доп} \leq \omega V_{доп}/g. \quad (5.4)$$

Условие вибропрочности конструкции выполняется, если

$$n_{в доп} \geq n_{в тз}.$$

Проверку неравенств (5.3) и (5.4) целесообразно проводить или на нижней частоте вынужденных колебаний или на резонансной частоте, где амплитуда вибраций и виброскорость достигают больших значений. Так, например, при низкочастотных вибрациях ($f=5...50$ Гц) при $n_v=4$ амплитуда вибраций лежит в пределах $40...0.4$ мм, изгибные деформации могут вызвать разрушение элемента конструкции. На частоте вибраций 1000 Гц при прежнем значении виброперегрузки амплитуда вибраций $Z=1$ мкм. Однако вследствие большого числа циклов колебаний могут возникнуть усталостные явления в материале.

5.3. Расчет частоты свободных колебаний функциональных узлов

Функциональные узлы РЭС представляют собой планарные конструкции. Поэтому основной расчетной моделью узлов является прямоугольная пластина при определенном закреплении сторон.

Расчет частоты свободных колебаний прямоугольных пластин производится на основе следующих допущений:

- изгибные деформации пластины при вибрации по сравнению с ее толщиной малы, упругие деформации подчиняются закону Гука,
- пластина имеет постоянную толщину, нейтральный слой пластины не подвержен деформациям растяжения - сжатия,
- материал пластины идеально упругий, однородный и изотропный,
- все прямые, нормальные к поверхности нейтрального слоя до деформации, остаются прямыми и нормальными к ней после деформации.

Дифференциальное уравнение свободных незатухающих колебаний пластины имеет вид:

$$m(\partial^2 z / \partial t^2) + D[(\partial^4 z / \partial x^4) + 2(\partial^4 z / \partial x^2 \partial y^2) + (\partial^4 z / \partial y^4)] = 0 \quad (5.5)$$

где $z=z(x,y,t)$ - виброперемещение пластины, определяемое в точке с координатами x, y ; m - масса пластины.

$$D = Eh^3/12(1-\epsilon^2)$$

- жесткость пластины на изгиб (цилиндрическая жесткость), E , ε - соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона материала, h - толщина пластины.

Точное решение уравнения (5.5) получено для свободных колебаний прямоугольных однородных пластин, две противоположные стороны которых свободно опираются, при любом закреплении двух других сторон.

В случае свободного опирания всех сторон, частота свободных колебаний пластины может быть найдена по формуле

$$\omega_0 = \pi^2 [(i/a)^2 + (j/b)^2] (D/\rho h)^{1/2},$$

где i, j - число полуволн синусоиды, укладываемых вдоль сторон пластины, a, b - размеры сторон, ρ - плотность материала пластины.

Реальные конструкции функциональных узлов, проводимые к расчетным моделям пластины, по основным параметрам не соответствуют требованиям однородной пластины, а разновидность внутренних структур конструкций РЭС ведет к многообразию краевых условий пластины. Поэтому для расчета частоты свободных колебаний функциональных узлов, как правило, используются соотношения, полученные в результате приближенного решения уравнения (5.5) по методу Рэлея или по методу Ритца.

Согласно методу Рэлея частота свободных колебаний ω_0 определяется в результате сопоставления выражений для кинетической и потенциальной энергий колебаний системы. Метод позволяет учесть нагружение платы функционального узла установленными на ней элементами и получить соотношение расчета частоты свободных колебаний пластины, справедливое для любых краевых условий. Формула Рэлея, позволяющая найти частоту свободных колебаний основного тона нагруженной пластины, имеет вид:

$$\omega_{01} = \alpha_1 / a^2 [D/(m_z + m_0)]^{1/2}, \quad (5.6)$$

где α_1 - коэффициент, характеризующий зависимость частоты свободных колебаний пластины от краевых условий, a - большая сторона пластины, m_z, m_0 - приведенные к площади пластины массы элементов и самой пластины.

Значение коэффициента α_1 вычисляется через отношение сторон пластины

$$\beta = a/b.$$

Формулы для расчета α_1 табулированы. На схемах закрепления пунктирной линией обозначено свободное опирание стороны пластины, штриховкой - жесткое закрепление.

Выражение (5.6) обеспечивает удовлетворительную точность лишь при расчетах частоты свободных колебаний основного тока. С ростом номера тока точность результатов расчета существенно снижается.

С помощью метода Ритца, являющегося развитием метода Рэлея, получены формулы расчета частоты свободных колебаний пластины на основном токе и обертоках для различных краевых условий. Широкое применение находит формула:

$$\omega_{0i} = \alpha_i / a^2 [D/(m)]^{1/2} K_3, \quad (5.7)$$

где α_i - коэффициент, зависящий от способа закрепления пластины, соотношения ее сторон и номера тона колебаний, m - масса пластины, приведенная к площади, K_3 - коэффициент, учитывающий нагрузку пластины размещенными на ней элементами.

Значение α_i находят в результате решения дифференциального уравнения колебаний прямоугольной пластины при заданных краевых условиях. Для определения комбинаций краевых условий и отношений сторон пластины α_i табулирован.

Чтобы упростить процедуру расчета круговой частоты свободных колебаний пластины основного тона по формуле (5.7), она преобразуется к виду:

$$f_{01} = (ch/a^2) * k_m k_3 * 10^5, \text{ Гц} \quad (5.8)$$

где

$$c = \alpha_1 / 2\pi (D/m_o)^{1/2}$$

- С частотная постоянная, a - большая сторона пластины, мм;

$$k_m = (E\rho_c / E_c\rho)^{1/2}$$

- поправочный коэффициент на материал пластины, E , E_c - модули упругости материала пластины и стали, ρ , ρ_c - их плотности,

$$k_3 = 1 / (1 + m_3/m_{\pi})^{1/2}$$

- поправочный коэффициент на нагружение пластины равномерно размещенными на ней элементами, m_3 - масса элемента, m_{π} - масса пластины.

Значения частотной постоянной c для некоторых схем закрепления пластины табулированы и зависят от способа закрепления и соотношения размеров платы.

Построение расчетных моделей функциональных узлов производится на основе анализа реальных конструкций, выявления характерных особенностей, оказывающих существенное влияние на динамические процессы при вибрации.

Узел, выполненный на печатной плате, закрепляемый в четырех точках по углам (рис.5.1,а), представляют расчетной моделью пластины, равномерно нагруженной радиоэлементами, со свободным опиранием всех сторон (рис.5.1,б). Принятый способ закрепления обосновывается тем, что при изгибных колебаниях основного тона на каждой стороне пластины укладывается полуволна, узлы перемещения совпадают с точками крепления платы. Поэтому наличие точек закрепления не сказывается на параметрах колебаний. Расчетной моделью узла на печатной плате с размерами сторон a и b , закрепленной в шести точках по контуру (рис.5.2,а), служит прямоугольная пластина с размерами сторон $a/2$, b , свободно опирающаяся по контуру, с равномерно распределенной нагрузкой (рис.5.2,б). Основной тон свободных колебаний определяется полуволной, укладывающейся вдоль сторон $a/2$ и b пластины.

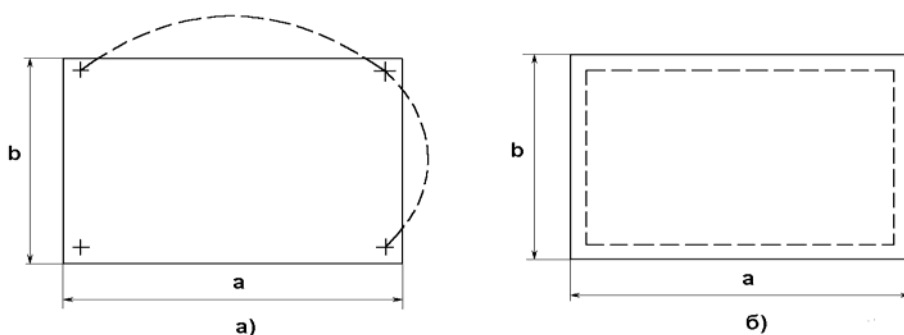


Рис. 4.19.

Рис. 5.1

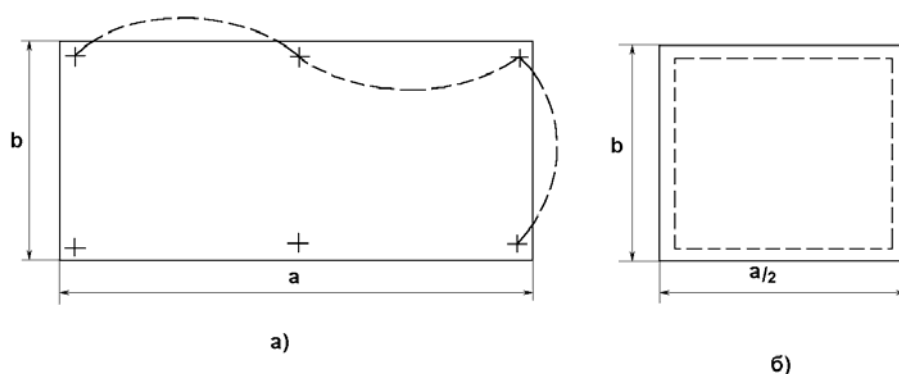


Рис. 4.20.

Рис. 5.2

Конструкция функциональной ячейки блока разъёмного типа (рис.5.3,а) может быть представлена расчётной моделью в виде нагруженной прямоугольной пластины с жёстким закреплением сторон, на которых установлены контрольная колодка 3 и электрический соединитель 2, и свободным опиранием двух других сторон (рис.5.3,б). Принятая схема закрепления обосновывается тем, что электрический соединитель и контрольная колодка по сравнению с печатной платой имеют значительно большую жёсткость на изгиб, а расстояние между стенками направляющих, с помощью

которых плата устанавливается в блоке, в большинстве случаев существенно превышает толщину печатной платы

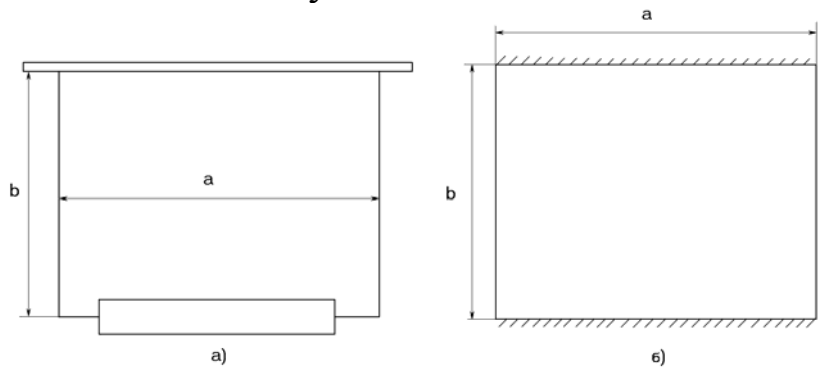


Рис. 5.3

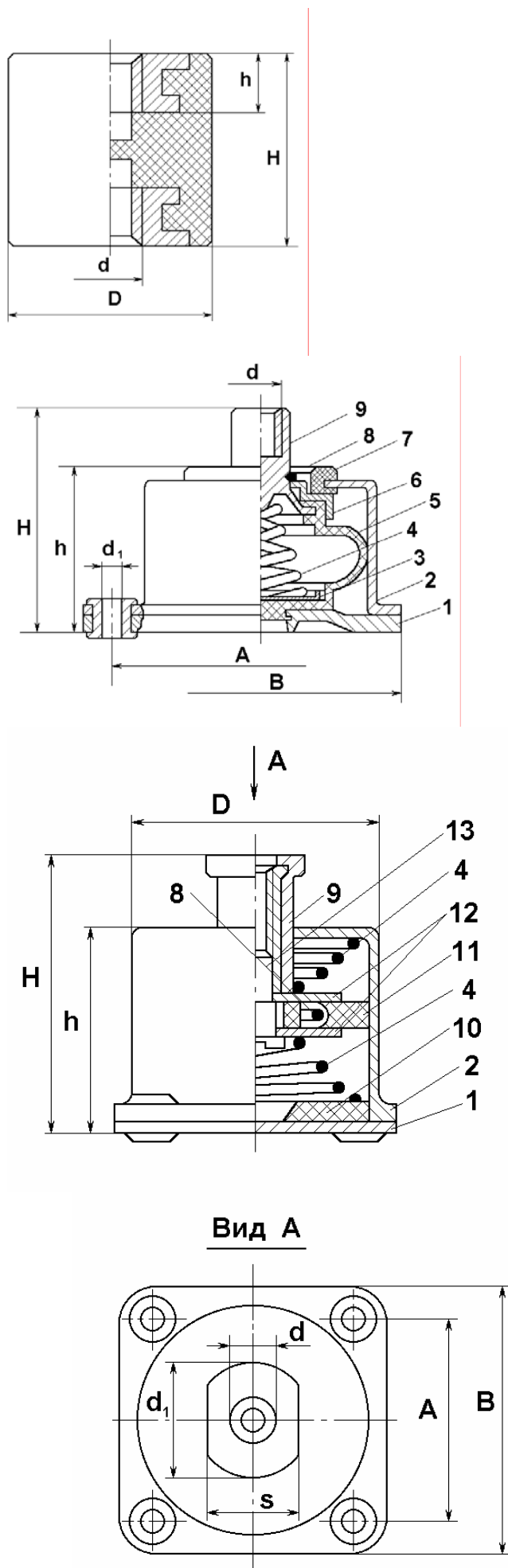
Каркасные конструкции функциональных ячеек (печатная плата закреплена на рамке по контуру) обычно моделируют пластиной с жестким закреплением всех сторон.

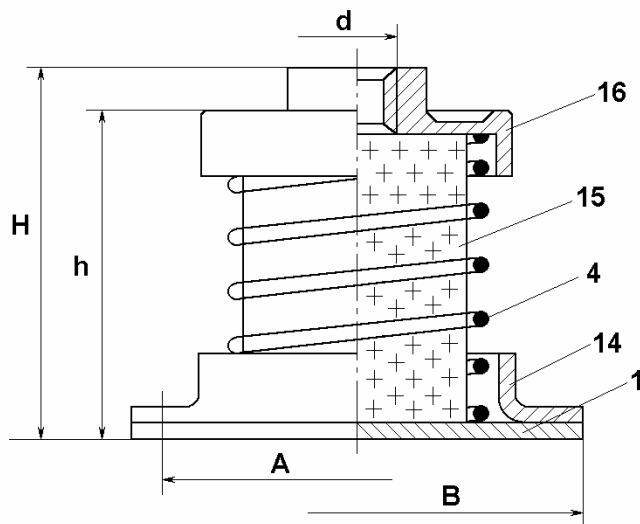
5.4. Виброзащита конструкций РЭС (блоков).

Одной из более эффективных мер борьбы с вибрациями является виброзащита РЭС с помощью различных систем виброизоляции. Сущность виброизоляции заключается в том, что между защищаемым объектом и вибрирующей поверхностью помещаются устройства - виброизоляторы, которые ослабляют вибрационные воздействия на объект.

Основным элементом виброзащитной системы является амортизатор (виброизолятор). Амортизатор представляет собой конструкцию, объединяющую упругий и демпфирующий элемент. Упругие силы в амортизаторе создаются стальными пружинами, упругой составляющей жесткости резиновых или полимерных элементов, упругостью металлорезины или троса. Силы сопротивления (демпфирование) в конструкции амортизатора образуются в результате сухого трения в материале упругого и демпфирующего элементов и вязкого трения.

В зависимости от типа упругого элемента и способа деформирования амортизаторы можно разделить на следующие классификационные группы: резинометаллические, пружинные с воздушным деформированием, пружинные с фрикционным деформированием, цельнометаллические со структурным деформированием. Конструкции некоторых типов амортизаторов, являющихся представителями названных классификационных групп, приведены на рис.5.4.





Виброизолирующие свойства амортизаторов определяются их параметрами. К основным параметрам амортизаторов относятся:

- номинальная нагрузка амортизатора P_n , при которой статическая деформация упругого элемента находится в пределах рекомендуемых значений,
- частота свободных колебаний при номинальной нагрузке вдоль основной оси,
- статический прогиб при номинальной нагрузке $Z_{ст}$,
- жесткость амортизаторов k ,
- параметры, характеризующие работоспособность амортизаторов в условиях климатических воздействий.

При выборе амортизаторов для системы виброизоляции исходят из того, чтобы амортизаторы работали при номинальной нагрузке. Снижение нагрузки на амортизатор ведет к повышению жесткости, перегрузка - к снижению надежности системы.

По частотным свойствам амортизаторы подразделяются на низкочастотные ($f_0 = 3...4$ Гц), среднечастотные ($f_0 = 8...10$ Гц) и высокочастотные ($f_0 = 20...25$ Гц).

Статический прогиб, номинальная нагрузка и жесткость амортизатора связаны соотношением

$$k = P_n / Z_{ст}$$

Расчет виброизоляции конструкций РЭС начинают с выбора амортизаторов. Условиями выбора амортизаторов являются:

- масса и габаритные размеры блока,
- параметрами внешних механических (диапазон частот вибраций, амплитуды перемещений и ускорений при вибрациях, направление действия возбуждающих колебаний) и климатических воздействий,
- параметры амортизаторов.

Выбор амортизаторов производится по расчетному значению нагрузки, которое находят из условия равенства общей статической грузоподъемности амортизаторов весу блока:

$$P_a = mg/n_a,$$

где m - масса блока, n_a - число амортизаторов в системе виброизоляции. По конструктивным соображениям обычно принимают $n_a > 3$. Значение P_a должно быть близким к номинальной нагрузке амортизатора P_n . Для конкретного типа амортизатора номинальной нагрузке соответствуют другие параметры: статический прогиб $Z_{ст}$, жесткость по основным направлениям, масса.

После выбора амортизаторов решают задачу их расстановки (монтажа). Наибольшее применение находит рациональный монтаж амортизаторов. Условия рационального монтажа можно сформулировать следующим образом: общая статическая грузоподъемность всех амортизаторов равняется весу блока, центр масс (ЦМ) и центр жесткости (ЦЖ), т.е. точка приложения равнодействующей сил реакций амортизаторов, совпадают или лежат на одной вертикали.

Это обусловлено тем, что если на изолируемую систему действует периодические возбуждающие силы с широким спектром частот, то для обеспечения высокой эффективности виброизоляции все шесть частот свободных колебаний системы должны лежать в узком диапазоне частот. Совмещение частот свободных колебаний может быть достигнуто соответствующим выбором жесткости амортизаторов и координат их расстановки.

Широкое распространение получило расположение амортизаторов, при котором ЦЖ находится ниже ЦМ (рис.5.5). Основным достоинством такой системы является то, что она дает возможность разместить блоки аппаратуры в непосредственной близости друг от друга. Если все амортизаторы имеют одинаковую жесткость k_z , то смещение блока вдоль оси z будет происходить без перекосов, т.е. исключаются повороты относительно осей x и y . Частота свободных колебаний вдоль оси z для этого случая определяется соотношением

$$\omega_{oz} = (n_a k_z / m)^{1/2}$$

где n_a - число амортизаторов, m - масса виброизолируемого объекта.

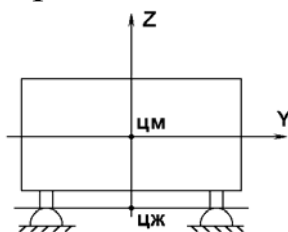


Рис. 5.5

Перемещение точек расположения амортизаторов на боковую поверхность блока (рис.5.6) позволяет совместить ЦЖ и ЦМ и избежать связанных колебаний. Такой же результат достигается при зеркально симметричном расположении амортизаторов на нижней и верхней стенках блока (рис.5.7). Для конструктивной реализации таких систем требуются дополнительные узлы крепления в виде кронштейнов и стоек. Более простой системой, позволяющей совместить центр жесткости с центром масс, является система с наклонным расположением амортизаторов (рис.5.8). Она находит применение в транспортной, корабельной и бортовой аппаратуре. Комбинированные системы (рис.5.9) позволяют ослабить колебания вокруг горизонтальных осей за счет установки дополнительных виброизоляторов на боковой поверхности блоков. Такая система применяется для блоков РЭС, имеющих значительную высоту. Если амортизаторы устанавливаются несимметрично относительно ЦМ блока (рис.5.10), то для сохранения значений частот свободных колебаний таких же, как и при симметричном размещении, необходимо, чтобы жесткость каждого амортизатора вдоль оси z была пропорциональна его доле нагрузки, т.е.

$$k_{z1}/k_{z2} = B_2/B_1.$$

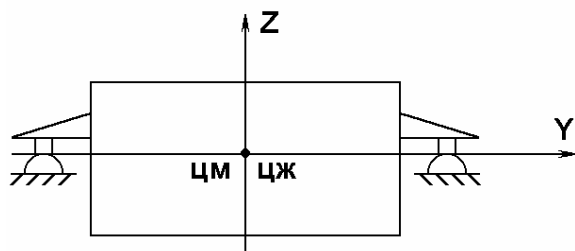


Рис. 5.6

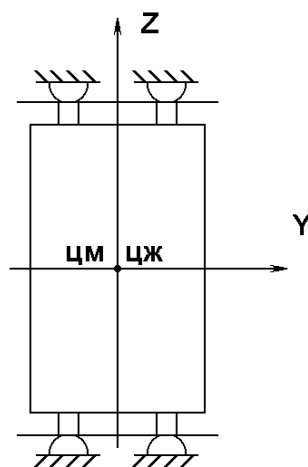


Рис. 5.7

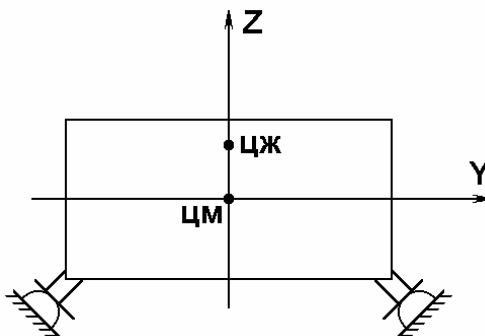


Рис.5.8

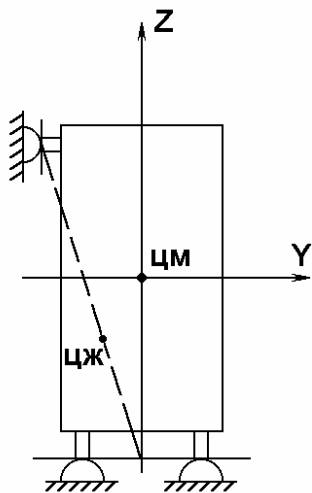


Рис. 5.9

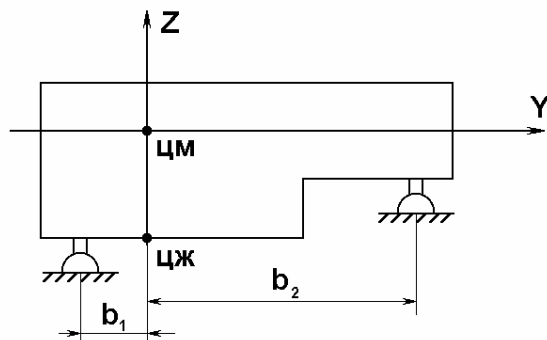


Рис. 5.10

При произвольном размещении амортизаторов под изолируемом объектом, когда плоскости симметрии отсутствуют, все колебания будут связаны между собой.

5.5. Конструктивные способы защиты РЭС от механических воздействий.

Вибро- и ударозащита конструкций РЭС с помощью амортизаторов находит применение на третьем и более высоких структурных уровнях (блоки, устройства и т.д.). Это обусловлено тем, что номинальная нагрузка даже легких амортизаторов может быть обеспечена начиная с уровня блока, а конструктивные потери за счет увеличения массы и объема конструкции становятся менее заметными.

В то же время ряд эффективных мер защиты конструкции от механических воздействий могут быть применены при разработке микросборок и функциональных узлов на ПП. Эти меры имеют конкретное конструктивное воплощение, типичное для каждого структурного уровня, и главным образом направлены на повышение демпфирующих свойств и жесткости конструкций.

На втором структурном уровне (функциональные узлы на ПП) обеспечения устойчивости конструкций к механическим воздействиям добиваются использованием вибропоглощающих адгезионных материалов и сред, различных способов повышения жесткости конструкции и др. Так, например, для уменьшения амплитуды резонансных колебаний печатных плат часто применяются вибропоглощающие слои. Коэффициент динамичности печатной платы, состоящей из трех слоев стеклотекстолита с вибропоглощающими прокладками между слоями снижается приблизительно в восемь раз без заметного увеличения массы и габаритов.

Другим примером применения вибропоглощающих служит конструкция односторонней функциональной ячейки на бескорпусных МСБ. МСБ и печатная плата закрепляются на металлической рамке с помощью демпфирующего компаунда КТ-102.

Использование компаунда КТ-102 в качестве адгезива в конструкции двусторонней функциональной ячейки на микросборках и двусторонней ячейки на печатных платах, соединенных между собой клеем КВК-68 позволяет получить конструкции с коэффициентом динамичности $\mu=3$ (типовое значение для ПП $\mu=7$). Заливка узла со стороны радиоэлементов вибропоглощающим пенополиуретаном снижает амплитуду резонансных колебаний более чем в 10 раз. Ухудшение ремонтпригодности и условий теплообмена таких конструкций можно в значительной мере исключить применением слоев сложной конфигурации, обеспечивающих неполное покрытие элементов и доступ к отдельным точкам платы

Повышение жесткости конструкций ведет к смещению спектра частот свободных колебаний за верхнюю границу диапазона частот внешних воздействий и позволяет исключить резонансные явления. Для полного устранения резонансных колебаний необходимо, чтобы частота свободных колебаний основного тона была не менее чем на октаву выше верхней частоты внешних воздействий, т.е. $f_{01}/f_b > 2$.

Управлять жесткостью конструкций функциональных узлов можно :

- выбором способа закрепления плат;
- геометрических размеров ПП;
- применением в конструкции ребер жесткости, обечаек, рамок;
- применением вибропоглощающих мастик, клеев.