

**Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ имени акад. С.П.
КОРОЛЕВА»**

**ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ
АМОРТИЗАЦИИ
РАДИОЭЛЕКТРОННОГО БЛОКА**

Методические указания

Самара 2008

Составители: Пияков А.В., Пияков И.В.

УДК 621.396.6

Исследование системы амортизации радиоэлектронного блока:
Метод. Указания к лабораторной работе/ Самар. гос. аэрокосм. ун-т;
Сост. Пияков А.В., Пияков И.В., Самара, 2008. 14с.

Методические указания предназначены для студентов, обучающихся по специальности 210201 – Конструирование и технология радиоэлектронных средств и выполняющих лабораторные работы по дисциплине “Основы проектирования электронных средств”. Разработаны на кафедре конструирования и производства радиоэлектронных средств.

Печатаются по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева

Рецензент: Н.Д. Семкин.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЗАЩИТЫ РЭА ОТ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

1.1. Общие сведения

В процессе эксплуатации и транспортировки РЭА подвергается воздействию следующих механических сил:

1. Вибрация - периодические колебания элементов или конструкции в целом;
2. Удар - кратковременное воздействие внешней силы;
3. Центробежные и линейные ускорения;
4. Акустические воздействия.

Наиболее распространены 1 и 2 виды воздействий; 3-й вид воздействий может быть оценен путем статического расчета за счет суммирования существующих уже статических усилий и возникающих за счет них ускорений.

Бортовая РЭА эксплуатируется в условиях постоянного действия вибраций и ударных перегрузок. Так, например, РЭА, устанавливаемая на танках и бронетранспортерах, подвергается воздействию вибраций частотой $20 \div 2000$ Гц и ускорений до $10 g$, а также ударам с ускорением до $200 \div 400 g$ (стрельба из бортового оружия, удары снарядов о броню).

Авиационная бортовая аппаратура работает в условиях действия вибраций частотой $5 \div 500$ Гц и более, амплитудой $25 \div 0,15$ мм. Ударные перегрузки возникают, в основном, при посадке самолета и достигают при резкой посадке величины $10 \div 15 g$, при аварийной – $30 g$.

Бортовая РЭА ракет работает в условиях действия вибраций с частотой $10 \div 5000$ Гц, ускорением до $30 \div 40 g$, подвергается действию ударных перегрузок величиной до $50 \div 100 g$.

Кроме того, авиационная РЭА и бортовая РЭА ракет может подвергаться воздействию акустических колебаний с уровнем шума до $165 дБ$, линейных ускорений.

Под действием механических перегрузок наблюдаются такие повреждения РЭА, как появление трещин и разрушение несущих конструкций, обрыв монтажных связей, отслаивание печатных проводников, выход из строя разъемных и неразъемных

электрических контактов и т.д. Обычно они приводят к полному выходу аппаратуры из строя. По некоторым данным 30 ÷ 40% отказов авиационной бортовой РЭА и до 50% отказов бортовых ЭВМ происходит вследствие механических воздействий. Это объясняется тем, что надежность аппаратуры при наличии механических воздействий уменьшается. Так, по сравнению с лабораторными условиями, когда вибрации и удары отсутствуют, интенсивность отказов элементов РЭА, установленной на самолете, возрастает в 120 ÷ 160 раз, а на ракете до 700 раз.

Таким образом, обеспечить работоспособность РЭА в условиях эксплуатации можно, только предусмотрев мероприятия по защите ее от механических воздействий.

1.2. Устойчивость конструкции к механическим перегрузкам

В связи с наличием внешних механических воздействий, к РЭС предъявляются следующие требования:

1. Вибропрочность - способность противостоять разрушительному действию вибраций в заданном диапазоне частот и ускорений и сохранять свои параметры в пределах нормы после окончания длительного действия вибрации.
2. Виброустойчивость - способность РЭА сохранять свои параметры в пределах нормы во время действия вибрации в заданном диапазоне частот и ускорений.
3. Ударопрочность - способность сохранять свои параметры в пределах нормы после воздействия ударов.
4. Удароустойчивость - способность сохранять свои параметры в пределах нормы во время воздействия ударов.

Обеспечить вибропрочность и виброустойчивость РЭА можно двумя основными путями:

созданием механически жестких и прочных конструкций;
виброизоляцией аппаратуры с помощью амортизаторов.

Жесткость конструкции определяется отношением силы к деформации, вызванной этой силой. Жесткость считается достаточной, если собственная резонансная частота конструкции по крайней мере в три раза больше частоты воздействующих колебаний.

Прочность конструкции определяется нагрузкой, которую эта

конструкция может выдержать без остаточной деформации и разрушения.

Повышение жесткости и прочности конструкции может быть достигнуто применением ребер жесткости, контровкой болтовых соединений, заливкой и обволакиванием блоков и т.д. Этот путь повышения вибропрочности и виброустойчивости в той или иной мере используется как в стационарной, так и в бортовой РЭА.

Виброизоляция - это уменьшение вибрации защищаемого блока путем ослабления воздействия на этот блок источника колебаний. Она осуществляется посредством введения в колебательную систему дополнительной упругой связи, препятствующей передаче вибраций. Как правило, при реализации такой упругой связи наблюдается поглощение части энергии механических колебаний за счет ее превращения в другие виды энергии, обычно в тепловую. Этот процесс называется вибродемпфированием. Устройство, реализующее виброизоляцию и вибродемпфирование колебаний, называется амортизатором. Амортизация применяется для защиты бортовой аппаратуры. Введение амортизации в определенном диапазоне частот снижает амплитуду колебаний, но не уничтожает их полностью. Поэтому иногда, при низких частотах колебания объекта установки, аппаратуру устанавливают без амортизаторов. В этих случаях надежность работы обеспечивается жесткостью и прочностью конструкции.

1.3. Основные параметры амортизированной системы

Для оценки РЭА в расчетах принимают для вибраций - либо чисто гармоническое воздействие с одной частотой, либо воздействие гармонических колебаний в диапазоне частот. Гармоническое колебание задается следующим образом.

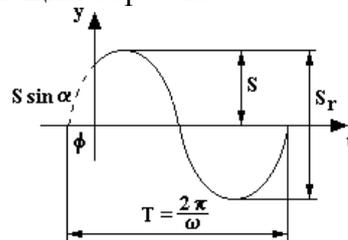


Рисунок 1 – Параметры гармонического воздействия

На рисунке 1 приняты следующие обозначения: S_T - размах виброперемещения, φ - начальная фаза гармонического колебания, T - период колебания, ω - частота воздействия, S - амплитуда перемещения основан

Также определяют три параметра:

$y(t) = S \cdot \sin \omega t$ - виброперемещение

$\dot{y}(t) = \omega S \cos \omega t$ - виброскорость, где ωS - амплитуда виброскорости

$\ddot{y}(t) = -\omega^2 S \sin \omega t$ - виброускорение, где $\omega^2 S$ - амплитуда виброускорения.

В общем случае амортизированный объект имеет шесть степеней свободы. Анализ такой системы весьма сложен. Установлено, что достаточную для практических целей точность результатов можно получить, заменяя многоступенчатую колебательную систему эквивалентной системой по каждой координате. Такая колебательная система состоит из инерциального элемента с массой m , установленного на пружине с жесткостью C и демпфере с коэффициентом демпфирования h (рис.2). Таким образом, масса m может перемещаться только в одном направлении, так что ее положение полностью определяется, единственной координатой X (система с одной степенью свободы).

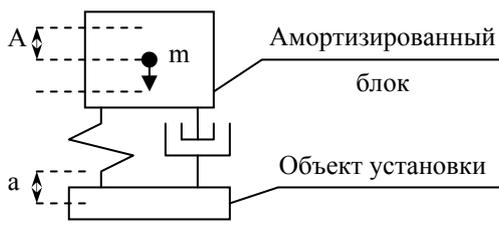


Рисунок 2 - Идеализированная колебательная система

Уравнения колебаний блока можно записать следующим образом:

$$m\ddot{x} + h\dot{x} + cx = h\dot{y} + cy \quad (1)$$

где x - координата центра тяжести инерционного элемента относительно положения статического равновесия;

$y = a \sin \omega t$ - смещение основания установки амортизатора в направлении оси x ;

a - амплитуда смещения основания вдоль оси x ;

$\omega = 2\pi f$ - круговая частота вибраций основания;

t - время.

При установившихся гармонических вибрациях решение уравнения (1) состоит из двух слагаемых. Первое представляет собой затухающие (поскольку есть демпфирование) гармонические колебания массы m с собственной частотой:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (2)$$

Второе представляет собой гармонические незатухающие колебания массы m с вынужденной частотой, равной частоте вибраций основания:

$$x = A \sin(\omega t + \varphi) \quad (3)$$

Амплитуда A смещения определяется как

$$A = a \sqrt{\frac{1 + 4\zeta^2 \gamma^2}{(\gamma^2 - 1)^2 + 4\zeta^2 \gamma^2}}, \quad (4)$$

где $\zeta = \frac{h}{2m2\pi f_0} = \frac{h}{2\sqrt{cm}}$ - коэффициент демпфирования,

$\gamma = f / f_0$ - отношение возбуждающей частоты и собственной (коэффициент расстройки);

φ - начальная фаза колебаний.

Величину ускорения, возникающего при вибрациях, можно получить двукратным дифференцированием (3):

$$\ddot{x} = -A\omega^2 \sin \omega t, \quad (5)$$

На практике пользуются величиной перегрузки – отношением амплитуды вибрационной силы к весу груза:

$$n = \frac{m\ddot{x}_{\max}}{mg} = \frac{A\omega^2}{g} \approx \frac{Af^2}{250}, \quad (6)$$

где $g = 9810 \text{ мм/с}^2$; амплитуда A выражается в мм.

О степени виброизоляции аппаратуры можно судить по величине коэффициента ослабления (передачи) ε , представляющего отношение амплитуды колебания массы m к амплитуде колебания a плоскости подвеса:

$$\varepsilon = \frac{A}{a} = \sqrt{\frac{1 + 4\xi^2\gamma^2}{(\gamma^2 - 1)^2 + 4\xi^2\gamma^2}} \quad (7)$$

Зависимость коэффициента ε от расстройки γ для разных значений ξ представлена на графике (рис. 3).

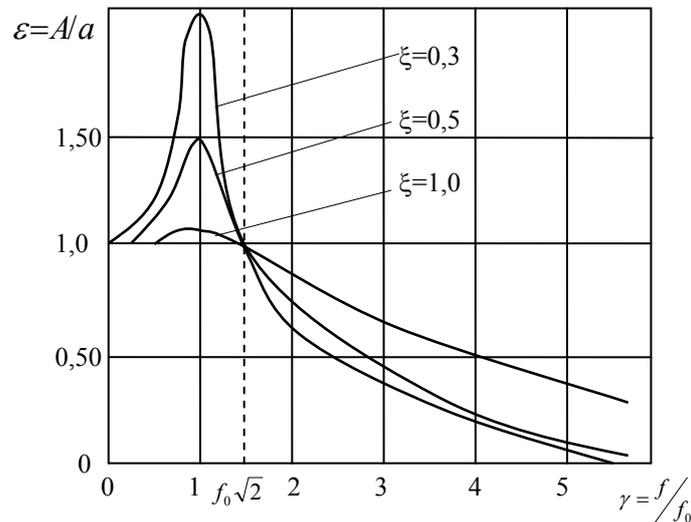


Рисунок 3 - Зависимость коэффициента ослабления вибрации от коэффициента расстройки для разных значений коэффициента демпфирования системы.

Ее анализ показывает, что:

1. При низких частотах возбуждений ($f < f_0\sqrt{2}$) коэффициент ослабления ε больше единицы. Это означает усиление действующих вибраций ($A > a$), в особенности в области резонанса ($f = f_0$).
2. Коэффициент ослабления вибраций ε меньше единицы ($A < a$) при $\gamma > \sqrt{2}$. Достаточная виброизоляция достигается

при $\gamma = 3 \div 5$.

- Увеличение демпфирования ζ положительно на участке $\gamma < \sqrt{2}$, так как приводит к снижению амплитуд вибрации (см. рис.2). Однако при $\gamma > \sqrt{2}$ увеличение ζ приводит к ухудшению виброизоляции, что нежелательно. В то же время при ударах, имеющих широкий спектр частот, возникают колебания аппаратуры с собственной резонансной частотой f_0 и большой амплитудой. Поэтому при выборе амортизатора идут на некоторое увеличение демпфирования подвески, даже за счет увеличения ε в области высоких частот. На практике выбирают значение $\zeta = 0,2 - 0,5$. Этим устраняется возможность разрушения аппаратуры при возбуждении колебаний на резонансной частоте.

2. ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Цель данной работы состоит в экспериментальном определении коэффициентов ослабления и демпфирования амортизированной системы в широком диапазоне частот.

Работа выполняется на установке, схема которой представлена на рис.4.

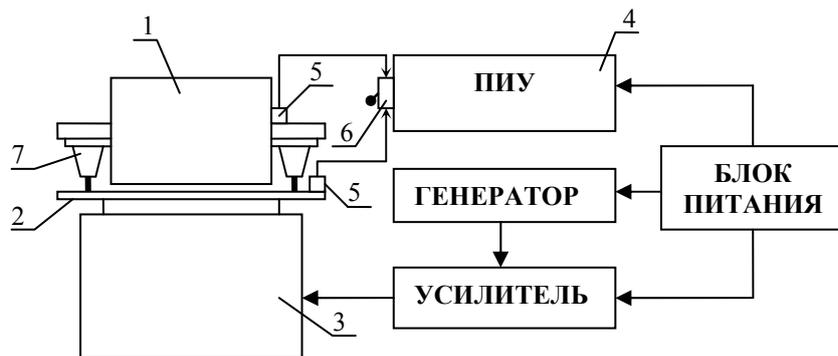


Рисунок 4 - Схема экспериментальной установки

Исследуемый амортизированный блок 1 установлен на столе 2 электродинамического вибростенда 3 с применением четырех амортизаторов 7. Для измерения величины вибрационных перегрузок на отводе установлен прибор - измеритель ускорений (ПИУ) 4 с пьезоэлектрическими датчиками 5, которые коммутируются с помощью тумблера 6.

Вибростенд позволяет исследовать аппаратуру в диапазоне частот механических воздействий $0 \div 1000$ Гц и имеет регулировку амплитуды колебаний.

Измеритель ускорений ПИУ позволяет измерять перегрузки в диапазоне $0 \div 1$ g.

ВНИМАНИЕ!

Включать самостоятельно вибростенд студентам категорически запрещается. Его включение производит лаборант или преподаватель!

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Сообщить преподавателю или лаборанту о готовности к выполнению работы.

2. После включения преподавателем или лаборантом вибростенда установить частоту вибраций $f = 50$ Гц (отсчитывается по шкале установки частоты вибростенда). Ручкой "РЕГУЛИРОВКА АМПЛИТУДЫ ВИБРОСТЕНДА" установить такую амплитуду вибраций, чтобы перегрузка на этой частоте составляла $\sim 10g$.

3. Изменяя частоту вибраций с помощью регулятора частоты вибростенда, на частотах $f = 5, 10, 15, 20, 30, 40, 50, 100$ и 200 Гц измерить величину перегрузки $n_{вибр}$ на столе вибростенда. Ручка "РЕГУЛИРОВКА АМПЛИТУДЫ ВИБРОСТЕНДА" при выполнении этого и последующего этапов работы остается в положении, найденном в п.4. Данные о частотах и соответствующих им перегрузках заносятся в таблицу измерений.

4. Сообщить преподавателю или лаборанту о выполнении измерений.

5. После выключения вибростенда преподавателем или лаборантом переставить датчик 5 ПИУ со стола вибростенда на крышку блока.

6. Сообщить преподавателю или лаборанту о готовности к продолжению эксперимента.

7. После включения преподавателем или лаборантом вибростенда произвести измерение величины перегрузки на крышке исследуемого блока на тех же частотах, т.е. повторить п.5 с другим положением датчика ПИУ.

8. Замеренные значения $n_{\text{ол}}$ занести в таблицу.

Таблица 1 - Результаты измерений и расчетов

f , Гц	5	10	15	20	30	40	50	100	200
$n_{\text{вибр}}$, м/с ²									
$n_{\text{ол}}$, м/с ²									
A , мм									
a , мм									
$\varepsilon = \frac{A}{a}$									
$\gamma = f / f_0$									
ζ									

9. Сообщить преподавателю или лаборанту об окончании эксперимента.

10. После выключения и обесточивания аппаратуры преподавателем или лаборантом произвести обработку результатов эксперимента.

4. ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ

1. Из формулы (6) по данным измерения $n_{\text{вibr}}$, $n_{\text{бл}}$ и f найти амплитуды колебаний стола вибростенда (a) и амортизированного блока (A). Результаты занести в таблицу.
2. Найти коэффициент ослабления ε как отношение $\varepsilon = \frac{A}{a}$ на всех исследованных частотах. Результаты занести в таблицу.
3. Построить график зависимости $\varepsilon = f(f)$. По графику отыскать значение собственной резонансной частоты амортизированного блока f_0 .
4. По найденному значению f_0 найти коэффициенты расстройки $\gamma = f / f_0$ для всех исследованных частот f .
5. По оси абсцисс на построенном графике $\varepsilon = f(f)$ отложить значения коэффициента расстройки γ .
6. Из формулы (4) для исследованных частот f определить значение коэффициента демпфирования ζ . Найденные значения ζ занести в таблицу. Определить его среднее значение.
7. Сделать выводы по проделанной работе к приступить к оформлению отчета.

5. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Наименование и цель работы.
2. Схема установки с указанием применяемого оборудования.
3. Таблица измерений и расчетных значений
4. Расчетные формулы и текст расчетов.
5. График (зависимость коэффициента ослабления от частоты).
6. Выводы по работе.

6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Сколько степеней свободы имеет амортизированный блок?
2. Какая система рассматривалась при анализе?
3. Какие параметры системы амортизации определяют коэффициент ослабления вибрации?
4. Какой физический смысл коэффициента ослабления вибрации?
5. Как влияет демпфирование на амплитуду вибраций на дорезонансном и зарезонансном участке?
6. С каких частот возбуждения коэффициент ослабления вибраций меньше единицы?
7. Какой физический смысл перегрузки?
8. Что называется вибропрочностью?
9. Что называется виброустойчивостью?
10. Какие имеются основные пути защиты РЭА от механических воздействий?
11. Как зависит надежность РЭА от величины механических воздействий?
12. Чем обеспечивается вибропрочность переносной и стационарной аппаратуры?
13. Чем обеспечивается вибропрочность бортовой аппаратуры?

Литература

1. М.Д. Токарев, Е.Н. Талицкий, В.А. Фролов. "Механические воздействия и защита радиоэлектронной аппаратуры" М. Радио и связь, 1984.
2. В.С. Ильинский "Защита РЭА и прецизионного оборудования от механических воздействий". М. Радио и связь, 1982.
3. Ю.А. Суворовцев "Амортизация радиоэлектронной аппаратуры". М. Советское радио, 1974.
4. В.Б. Карпушин "Вибрация и удары в радиоаппаратуре". М. Советское радио, 1972.

Учебное издание

**Исследование системы амортизации радиоэлектронного
блока**

Методические указания

**Составители: *Пияков Алексей Владимирович*
 *Пияков Игорь Владимирович***

**Самарский государственный аэрокосмический
университет им. академика С.П. Королева.
443086 Самара, Московское шоссе,34**