



Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

А. Н. ЧЕКАНОВ

РАСЧЕТЫ КОНСТРУКЦИЙ ЭВА И РЭА
НА МЕХАНИЧЕСКИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ

Методические указания
к дипломному проектированию



Министерство высшего и среднего специального образования СССР

**Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана**

А. Н. ЧЕКАНОВ

**РАСЧЕТЫ КОНСТРУКЦИЙ ЭВА И РЭА
НА МЕХАНИЧЕСКИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ**

**Методические указания
к дипломному проектированию**



Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

А.Н.Чеканов

Утверждены
редсоветом МВТУ

РАСЧЕТЫ КОНСТРУКЦИЙ ЭВА И РЭА
НА МЕХАНИЧЕСКИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ

Методические указания к
дипломному проектированию





Данные методические указания издаются в соответствии с учебным планом.
Рассмотрены и одобрены кафедрой П-8 21.05.79 г., Методической комиссией
факультета П и Учебно-методическим управлением.

Рецензент д.т.н. проф. Тищенко О.Ф.

© Московское высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

Редактор Л.И.Толстой

Корректор Л.И.Малютина

Заказ 293 Объем 2,5 п.л.(2,25 уч.-изд.л.) Тираж 400 экз.

Бесплатно Подписано к печати 7/III-80г. План 1980 г.,№41

Ротапринт МВТУ. 107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская, 5.



Введение

Конструктор, проводя проработку компоновки бортовой аппаратуры (БА), должен обеспечить:

- вибропрочность (отсутствие силовых и усталостных разрушений и соударений элементов);
- виброустойчивость (функционирование аппаратуры при действии помех и шума, вызываемых вибрацией и ударами);
- отсутствие резонанса элементов в рабочем диапазоне частот.

В процессе создания конструкции проводится несколько этапов расчетно-экспериментальных исследований:

1. Определяются основные конструктивные признаки и параметры разрабатываемой аппаратуры: частотный диапазон и соответствующий ему спектр нагрузок, направление действия нагрузок, особенности конструкции несущих элементов, вид и расположение амортизаторов.

2. Разрабатываются вибрационные модели БА, определяются частоты собственных колебаний элементов, узлов и блоков.

3. Проводится оценка динамических характеристик конструктивных элементов в виде виброперегрузок, виброперемещений и динамических напряжений, полученные характеристики сравниваются с допустимыми значениями.

4. С целью определения закономерностей влияния конструктивно-технологических факторов на работоспособность аппаратуры и оптимизации конструкции по условиям вибрационного воздействия вводится математическое описание условий работоспособности.

I. МЕХАНИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ

I.1. Вибрации в аппаратуре

Все виды БА подвержены действию вибрационных нагрузок, которые в общем случае принято делить на установившиеся и неуставившиеся. Простейшее установившееся вибрационное воздействие проявляется в виде гармонической вибрации, и для ее описания достаточно знать частоту и амплитуду ускорения или перемещения, связь между которыми описывается известными уравнениями кинематики колебательного движения:



$$\begin{aligned} Q(t) &= Q_0 \sin \omega t ; \\ \dot{Q}(t) &= Q_0 \omega \cos \omega t ; \\ \ddot{Q}(t) &= -Q_0 \omega^2 \sin \omega t . \end{aligned} \quad (I.1)$$

Соответствующее максимальное значение виброускорения

$$\ddot{Q}_{max}(t) = 4\pi^2 f^2 Q_0 \quad (I.2)$$

позволяет перейти к удобному приближению для оценки перегрузки в единицах силы тяжести:

$$j = \frac{f^2 Q_0}{250} \quad (I.3)$$

Практически аппаратура испытывает действие более сложной полигармонической вибрации, представляющей сумму конечного числа гармонических составляющих:

$$Q(t) = \sum_{i=1}^N Q_i \sin(\omega_i t + \varphi_i), \quad (I.4)$$

где ω_i - круговая частота внешнего воздействия, φ_i - начальная фаза i -й гармоники.

Функция $Q(t)$ будет периодической, если все гармонические составляющие возбуждаются от одного источника, и почти периодическое, если имеется несколько кинематически независимых источников возмущения с некратными частотами, например двигатель, движитель и неровности дороги для гусеничных машин; двигатель и пульсации воздуха в турбулентной атмосфере для самолетов и т.д.

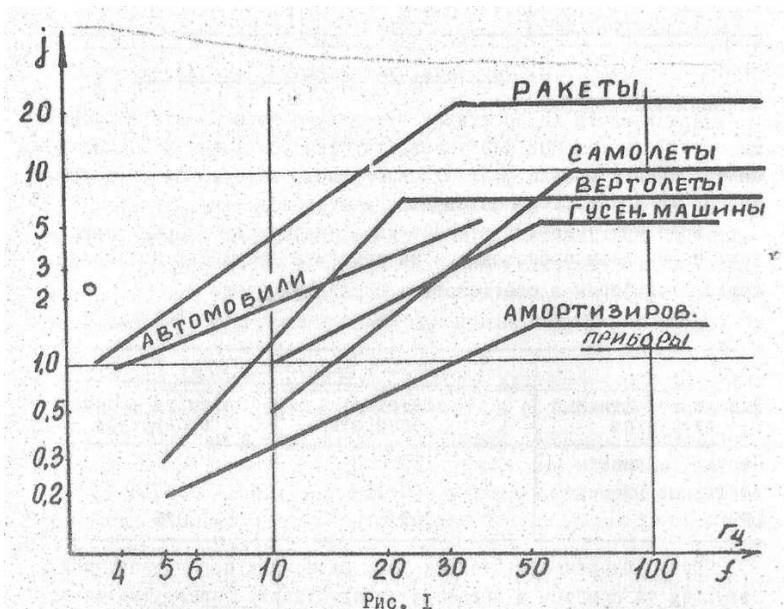
Если возникающие вибрации носят нерегулярный характер, то они должны рассматриваться как случайный процесс, чаще всего являющийся широкополосным. Так, для ракет источником широкополосных вибраций является нерегулярность сгорания топлива; для самолетов и вертолетов - действие аэродинамических сил.

1.2. Расчетные значения вибрационных нагрузок

Сведения о корреляционных функциях, характеристиках распределения амплитуд перегрузок и ряде других параметров реальных случайных процессов, действующих на аппаратуру, в расчетной практике встречаются сравнительно редко. Обычно приводятся значения границ частотного диапазона и средние значения амплитуд перегрузок или перемещений.



Наиболее целесообразно [1,3] задавать вибрационные нагрузки кривыми, характеризующими изменение перегрузок по частотному диапазону (рис. 1), где изображены спектры перегрузок типичных носителей. В зависимости от способа доставки к месту эксплуатации стационарной аппаратуры расчетным является спектр либо автомобильного, либо гусеничного транспорта.



Примером табличного задания перегрузок по частотному диапазону гусеничной машины [2] является табл. I.

Таблица I

Частота воздействия, Гц	Амплитуда	
	перегрузки, g	перемещения, мм
1	2	3
10	1,0	2,0
20	2,0	1,5
30	3,0	0,8
40	4,0	0,6



Продолжение табл.1

I	2	3
50	4,0	0,4
60	4,0	0,3
80	4,0	по ускорению
120	4,0	"

1.3. Нагрузки, возникающие при ударах

Для каждого из носителей существуют нормативные документы или ТТ, в которых определены участки установки приборов в конструкции и уровни ударных перегрузок, которые будут действовать на приборы, расположенные в этих областях.

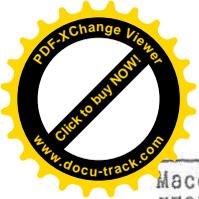
Если нет указаний относительно параметров ударных нагрузок, то расчеты производятся на действие импульсов полусинусоидальной формы в соответствии с данными табл. 2.

Таблица 2

Вид конструктивных элементов	Ударные нагрузки, g/mc	
	Летательные аппараты	Наземная возимая аппаратура
Несущие элементы	15/11	40/18
Монтажные элементы	30/11	75/11
ЭРЭ	100/6	100/6

Кроме охарактеризованных выше одиночных перегрузок, действующих на приборы в процессе эксплуатации, перегрузки могут возникать при перевозках (автомобильный и железнодорожный транспорт), в процессе монтажа, а также при падении упакованных или неупакованных приборов во время погрузочно-разгрузочных работ.

В практических расчетах на действие такого рода перегрузок задаются высотой падения; которая определяется (табл.3) в основном весом упаковки [5].



Масса прибора с упаковкой, кг	Высота падения, мм	Испытание падением
40	1200	на деревянный пол
40-80	750	"
80-400	600	"
400	450	на бетонный пол

II. ВИБРАЦИОННЫЕ МОДЕЛИ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

II.1. Классификация вибрационных моделей

Все конструктивные элементы с точки зрения их реакции на вибрационные или ударные воздействия могут быть представлены в виде простых колебательных систем, состоящих из масс, пружин и демпферов. Такие идеализированные системы разделяются на ряд групп, обладающих общими свойствами, которые позволяют применять к ним идентичные методы оценки вибрационных характеристик:

1. Колебательные системы с одной степенью свободы. К ним относятся ЭРЭ на платах, укрепленные на собственных выводах.
2. Системы с несколькими степенями свободы. Объединяют конструктивные элементы типа плат, шасси или корпусов, несущие относительно тяжелые ЭРЭ - трансформаторы, дроссели, фильтры. Они могут быть представлены в виде балок или пластин, нагруженных сосредоточенными силами.
3. Колебательные системы в виде отрезков нерастяжимой нити. Представляют собою конструктивные элементы типа проводников в микросхемах или ППП.
4. Корпуса, аноды и другие конструктивные элементы ЭВП и ППП. Исследуются на вибрационных моделях типа цилиндрических оболочек.
5. Печатные платы с микросхемами, стенки корпусов приборов, ферритовые поля ЗУ. Могут быть представлены в виде пластин или мембран с равномерно распределенной нагрузкой.
6. Стойки ЭВА, каркасы, пакеты плат, панели с вырезами и т.д. Могут быть представлены в виде плоских или пространственных рам, состоящих из стержней различной, но постоянной жесткости.



П.2. Колебательные модели с одной степенью свободы

При определении значений собственной частоты радиоэлементов выбирают эквивалентную схему, соответствующую анализируемой конструкции, для которой и проводится расчет (табл. 4).

Таблица 4

№	Схема колебательной модели	Типовые представители, частота, Гц	Зависимости для оценки собственной частоты
1		Колончатый монтаж, монтаж на стойках, 350-480	$\sqrt{\frac{24 EJ}{M \ell^3}}; \ell > 10d$ $\sqrt{\frac{8 EJ}{5 M \ell^2 d}}; \ell < 10d$
2		Микросхемы, транзисторы, 300-600	$\sqrt{\frac{12 E J K}{(M + \frac{13}{25} m K) \ell^3}}$
3		Контакты реле, 150-350	$\sqrt{\frac{12 E J}{(M + \frac{13}{35} m) \ell^3}}$
4		Проводники, 60-100. При предварительном натяжении до 280	$\frac{4,73^2}{\ell^2} \sqrt{\frac{E J \ell}{m}}$
5		Резисторы и конденсаторы, 50-140	$\sqrt{\frac{C_p + C_n (\ell + D)^2}{\frac{M}{72} (L^2 + \frac{3}{4} D^2) \cdot (\ell + \frac{L}{2})^2}}$
6		Конденсаторы керамические КС, КМ, ОКСО и т.д., 180-500	$\sqrt{\frac{C_p + C_n (\ell + D)^2}{M \frac{D^2}{16} + M (\ell + \frac{D}{2})^2}}$
8		Резисторы и конденсаторы ИТ, ОМЛТ, МБМ, ЕМ и т.д., 180-600	$\sqrt{\frac{2 E J}{5 d [M \frac{D^2}{8} + M (\ell + \frac{D}{2})^2] e s i d}}$
7			$\sqrt{\frac{6 E J}{M \ell^3}}; \ell > 7d$



Обозначения: К - число выводов микросхемы;

S - площадь сечения вывода;

M и m- масса элемента и масса вывода соответственно;

$$C_p = \frac{EY}{Sd} \text{ и } C_n = \frac{3EY}{l^3} - \text{приведенные жесткости выводов длиной } l \text{ и } \bar{l}$$

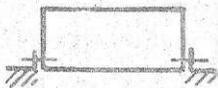
Представленные в этой таблица формулы являются различными вариантами записи выражений для линейных, изгибных и крутильных колебаний, в которых учтены конструктивные особенности упругих элементов, условия приведения моментов инерции масс к осям, относительно которых рассматриваются колебания, и проведена замена распределенных масс проводников сосредоточенными.

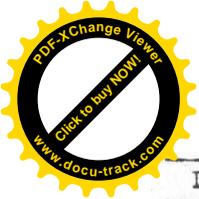
Некоторые параметры колебательных систем являются, по существу, случайными величинами, например рассеивание размеров в пределах полей допусков, различие качества материала, отклонения в условиях монтажа. Кроме того, известно, что наибольшее рассеивание параметров свойственно характеристикам жесткости. При этих условиях вариация собственной частоты системы (отношение среднеквадратичного отклонения к математическому ожиданию) примерно в два раза меньше вариации жесткости, что и позволяет построить соответствующий доверительный интервал.

П.3. Оценка собственных частот конструктивных элементов, представляемых в виде балок

Рассматриваются упрощенные расчетные модели каркасов, корпусов и шасси, к которым сводятся, в зависимости от способа закрепления, расположения опор и направления действия нагрузки, реальные несущие конструкции (табл. 5).

Таблица 5

Тип	Схема закрепления несущего элемента	Эквивалентная схема	Поправочные коэффициенты		Примечание
			λ	β	
I	2	3	4	5	6
I			4,73	0,79	На жестких кронштейн.



I	2	3	4	5	6
II			π	2,0	На амортизаторах
III			3,93	2,0	На стеллажной раме
IV			1,88	0,54	На стенке носителя

Следует иметь в виду, что реальные закрепления, например закрепление на жестких кронштейнах (тип I), в действительности несколько "мягче" абсолютно жесткой заделки так же, как и установка корпуса на амортизаторы (тип II) соответствует более жесткому закреплению, чем приведенному шарнирному.

В основу анализа поперечных колебаний несущих элементов конструкции РЭА или ЭВА положено дифференциальное уравнение изгибных колебаний балки, нагруженной силами инерции:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EJ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right] + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \quad (2.1)$$

где EJ - изгибная жесткость балки,

y - прогиб,

m - масса единицы длины балки.

При $EJ = const$ и $m = const$ получаем уравнение

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{EJ}{m} \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0. \quad (2.2)$$

Комбинируя различные сочетания граничных условий для конкретных балок, получаем из (2.2) общую формулу для оценки первой собственной частоты поперечных колебаний однопролетной балки постоянной жесткости:



$$\omega_1 = \frac{\lambda^2}{\ell^2} \sqrt{\frac{EJg}{\rho_0}}, \quad (2.3)$$

где λ - безразмерный коэффициент частоты, учитывающий влияние вида закрепления балки; определяется по табл.5,

$\rho_0 = \frac{W}{\ell}$ - интенсивность равномерно распределенной нагрузки от силы веса конструкции W , кг/см;

J - момент инерции сечения корпуса, приведенный к оси, относительно которой происходит изгиб, см⁴;

ℓ - длина корпуса, см.

Если на балку действует конечное число сосредоточенных сил от массивных ЭРЭ - трансформаторов, фильтров и т.д., вместо Q_i равномерно распределенной нагрузки ρ_0 вводится приведенная равномерно распределенная нагрузка ρ^* интенсивность которой определяется по зависимости

$$\rho^* = \rho_0 + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{j_i}{\ell} \chi^2(x_i) Q_i, \quad (2.4)$$

где j_i - параметр, оценивающий влияние вида закрепления на условия приведения сосредоточенной силы Q_i к эквивалентной распределенной нагрузке (см. табл.5);

$\chi(x)$ - параметр, учитывающий положение точки приложения сосредоточенной силы Q_i на балке, определяется из графика (см. рис. 2) в зависимости от условий закрепления балки.

Для оценки собственной частоты крутильных колебаний, возникающих при низком расположении крепежных элементов относительно центра тяжести (ЦТ) (рис. 3а), используется зависимость

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{K_g}{J_m}}, \quad (2.5)$$

где $K_g = \frac{4GJ_k}{\ell}$ - для I и II типа закрепления;

$K_g = \frac{6J_k}{\ell}$ - для IУ типа закрепления.

Для оценки жесткости на кручение для III типа закрепления необходимо учесть дополнительно различие в жесткостях, возникающее при различном конструктивном выполнении опор.

Для определения момента инерции сечения корпуса J_k допустимо использовать приближенную формулу



$$J_x = \frac{J_x + J_y}{2}. \quad (2.6)$$

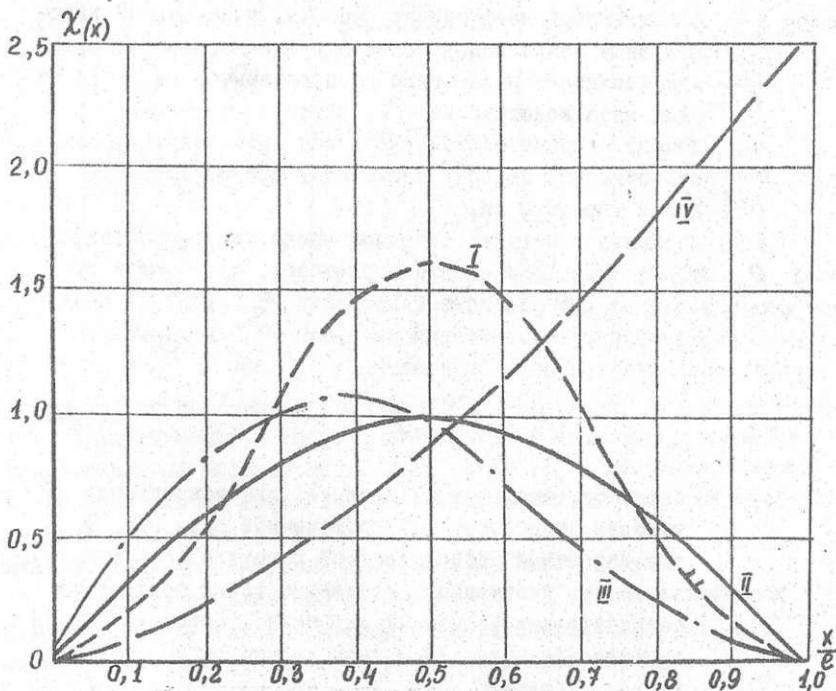


Рис. 2

В общем случае момент инерции массы корпуса J_m определяется по отношению к точке поворота сечения относительно точек крепления корпуса. Например, для корпуса с низким расположением опор

$$J_m = \frac{W}{12g} (4b^2 + c^2), \quad (2.7)$$

где b, c - размеры поперечного сечения корпуса.

Если ЦТ корпуса лежит в плоскости, проходящей через точки его

крепления (рис. 36), то

$$J_m = \frac{W}{12g} (b^2 + c^2). \quad (2.8)$$

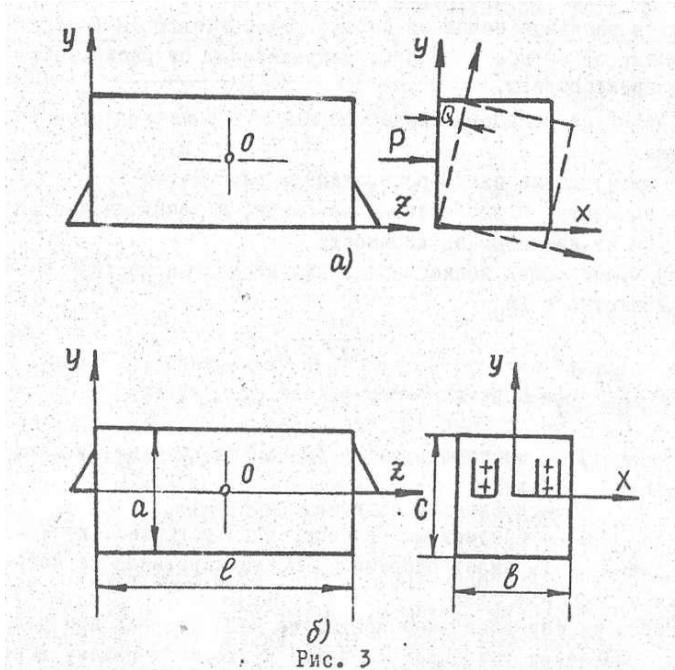


Рис. 3

Если одновременно возникают изгиб и кручение от одной и той же нагрузки, оценка нижней собственной частоты связанных колебаний $\omega_{св}$ производится из соотношения

$$\frac{1}{\omega_{св}^2} = \frac{1}{\omega_{из}^2} + \frac{1}{\omega_{кр}^2}, \quad (2.9)$$

где $\omega_{из}$ и $\omega_{кр}$ - собственные частоты крутильных и изгибных колебаний соответственно.

П.4. Колебательные системы типа плат

При анализе динамических характеристик жестких изотропных прямоугольных пластинок рассматриваются плоские конструктивные элементы, геометрические размеры которых отвечают условиям:

- толщина пластинки $\delta < \frac{1}{5} a_{min}$, где a_{min} - минимальный размер платы в плане (при $\delta > \frac{1}{5} a_{min}$ конструктивный элемент должен рассматриваться как плита);
- прогиб пластинки $W \leq \frac{1}{5} \delta$ (при $W > \frac{1}{5} \delta$ пластинка считается гибкой).



В расчетах на прочность жестких пластин, к которым и относятся реальные печатные платы, рассматриваются только напряжения от изгиба и сдвига, напряжениями от растяжения обычно пренебрегают.

Уравнение колебаний печатной платы рассматривается при условиях:

- нагрузка на плате распределена равномерно,
- элементы, расположенные на плате, и печатные проводники не изменяют ее жесткости.

Наиболее общая запись уравнения колебания жесткой пластинки известна в виде

$$D \Delta \Delta W + \rho \delta \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} = q, \quad (2.10)$$

где $D = \frac{E \delta^3}{12(1-\nu^2)}$ - цилиндрическая жесткость, кг·см;

ν - коэффициент Пуассона;

ρ - плотность материала платы на единицу площади;

W - уравнение прогиба пластины;

q - интенсивность поперечной нагрузки, кгс/см².

Символ Δ выражает операцию дифференцирования по координатам $x_1 = a$ и $x_2 = b$

Решая дифференциальное уравнение 4-го порядка при различных сочетаниях граничных условий, приходим к общему выражению

$$f_H = \frac{\pi}{2} k \left[\frac{D}{\rho} \left(\frac{\ell}{a^4} + \frac{m}{a^2 b^2} + \frac{n}{b^4} \right) \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (2.11)$$

коэффициенты k, ℓ, m и n в котором определяются по табл.6 в соответствии с реальными условиями заделки краев платы.

Таблица 6

№	Код закрепления	Значения коэффициентов			
		k	ℓ	m	n
I	2	3	4	5	6
1	33СЗ	0,66	0,75	2	12
2	3333	1,38	3,0	2	3
3	3030	0,58	16,0	8	3
4	3ССС	0,36	1,0	0	0
5	300С	1,56	1,0	0	0
6	3С3С	2,56	1,0	0	0



I	2	3	4	5	6
7	3030	I, I5	4,0	0,5	0
8	3303	I	2,45	2,9	5, I3
9	0300	I	I,0	0,6	I,26
10	3000	I	2,45	2,32	I
11	0000	I	0,06	I	0, I23
12	0000	I	I,0	I	2
13	0000	I	I,0	0	0
14	3800	I	2,45	2,62	2,45

Примечание. Обход платы против часовой стрелки, начиная с левой стороны; "О" - открытый край, "С" - свободный край, "З" - заземленный край.

Зависимость (2.11) позволяет оценить первую частоту собственных колебаний печатной платы. При этом, в силу принятых допущений, оценка собственной частоты производится снизу.

Оценка низшей собственной частоты тем точнее, чем ближе реально действующие нагрузки от веса присоединенных элементов к равномерно распределенным. В случае действия сосредоточенных сил, которые возникают от относительно тяжелых ЭРЭ, достаточно точную оценку собственной частоты можно получить на основе зависимостей, учитывающих форму прогиба пластины от статически приложенных сил.

П.5. Оценка частоты собственных колебаний печатных плат по статическому прогибу

В основу метода положено предположение, что при низшей частоте колебаний платы форма прогиба ее срединной поверхности совпадает с формой прогиба той же поверхности от статически приложенной нагрузки. Чтобы получить рабочую формулу в выражении

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}},$$

производят подстановку:

$$C = \frac{\rho}{\delta_{cm}} \text{ и } m = \frac{\rho}{g}$$

С учетом этого получаем зависимость



$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_{cm}}}, \quad (2.12)$$

где δ_{cm} - статический прогиб платы; g - ускорение силы тяжести. Определение прогиба в характерной точке для жестких пластин производится по формуле

$$\delta_{cm} = \frac{c_1 g a^4}{D}, \quad (2.13)$$

где $g = \gamma \delta$ - плотность распределенной нагрузки на единицу площади;

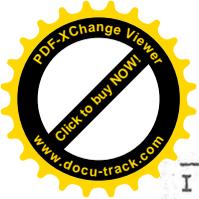
a - размер меньшей стороны платы;

D - цилиндрическая жесткость.

Для вычислений по зависимости (2.13) значения коэффициента c_1 берутся из табл. 7.

Таблица 7

№ п/п	Вид заделки краев платы	Значение $C_1 \times 10^2$						
		a/b	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0
I	2	3	4	5	6	7	8	9
1					0,19	0,53	0,84	1,16
2			0,49	0,38	0,35	0,64	0,93	
3					0,126	0,72	0,25	
4			0,45	0,28	0,157	0,20	0,25	
5			5,82	3,47	1,13	1,14	1,15	1,52
6			0,71	1,1	1,2	1,44	1,5	1,52
7			0,25	0,308	0,33	0,388	0,337	



I	2	3	4	5	6	7	8	9
8			1,37	1,35	1,31	1,3	1,29	
9					0,4	0,7	1,01	1,22

Примечание. В заделках 5,6 и 7 положение точки δ_{max} отмечено звездочкой.

Обозначения: опертый край, свободный край,

защемленный край.

П.6. Оценка собственных частот колебаний печатных плат при закреплении в нескольких точках

Известна зависимость для оценки собственных частот плат при точечном закреплении:

$$f = \frac{\sqrt{1}}{2} \frac{(1+k^2)}{\delta^2} (n^2 k^2 + m^2) \left(\frac{D}{\rho \delta} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (2.14)$$

где ρ - плотность материала платы;

n и m - число полуволн, укладываемых на каждой из сторон платы;

$k = \frac{\delta}{a}$ - отношение длин меньшей стороны платы к большей.

Для оценки нижней собственной частоты полагаем $n = m = 1$, и тогда формула (2.14) может быть представлена в виде

$$f = \frac{\sqrt{1}}{2} \frac{(1+k^2)}{\delta^2} \left(\frac{D}{\rho \delta} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (2.15)$$

Как показал анализ, проведенный в работе [6], эта форма колебаний близка к колебаниям мембраны. В той же работе установлено, что форма колебаний, соответствующая второй собственной частоте (рис. 4), близка к колебаниям защемленной балки и может быть поэтому оценена по уже рассмотренной формуле (2.3), которая для анализа балочных колебаний платы записывается в виде

$$f = \frac{1}{2J} \frac{\lambda^2}{a^2} \sqrt{\frac{E J_{\delta q}}{q_0}}, \quad (2.16)$$

где q_0 - интенсивность нагрузки, равномерно распределенной по плате;

$J_{\delta} = \frac{B \delta^3}{12}$ - момент инерции поперечного сечения платы, взя-



тый относительно оси, параллельной короткой стороне.

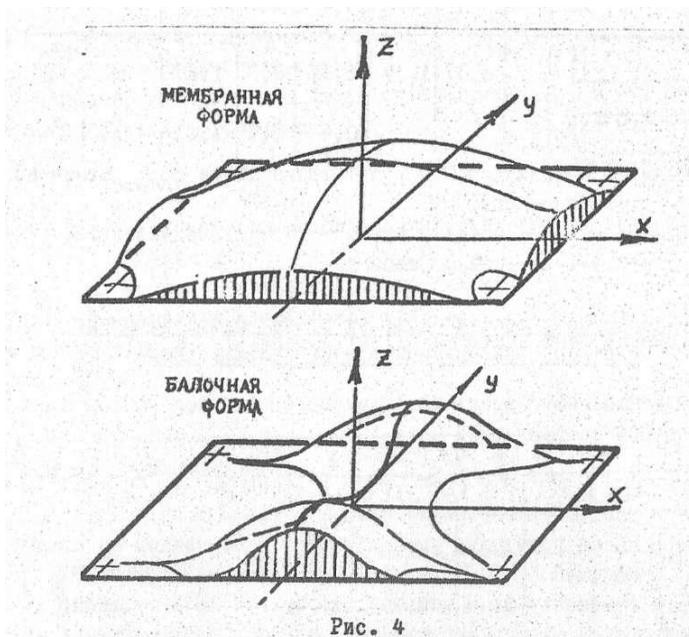


Рис. 4

Третья собственная частота соответствует форме колебаний, возникающих относительно меньшей стороны:

$$f_3 = \frac{1}{2\pi} \frac{\lambda^2}{b^2} \sqrt{\frac{E y_a g}{g_0}}, \quad (2.17)$$

где $y_a = \frac{a \delta^3}{12}$ - момент инерции, определенный относительно оси, параллельной длинной стороне.

Четвертая собственная частота снова представляется колебаниями мембраны при значениях волновых чисел $n=2$ и $m=2$:

$$f_4 = 2\pi \frac{(1+K^2)}{b^2} \left(\frac{D}{\rho \delta} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (2.18)$$

Сравнение зависимостей (2.15) и (2.18) показывает, что четвертая собственная частота примерно в четыре раза выше первой.

Для оценки собственных частот плат, закрепленных в большем числе точек, достаточно точных зависимостей не существует.



П.7. Конструктивные элементы ЭВА, приводящиеся к мембранам

Типичными представителями таких конструктивных элементов являются ферритовые поля (коврики), состоящие из системы натянутых проводников с ферритовыми кольцами, размещенными в узлах образованной решетки. Условия, по которым поперечные колебания ферритовых ковриков могут быть моделированы колебаниями мембран, сводятся к следующим:

- в мембранах отсутствуют изгибные напряжения,
- в срединной поверхности мембраны действуют растягивающие напряжения.

В нашем случае растягивающие напряжения в срединной поверхности определяются предварительным натяжением струн, несущих ферритовые кольца.

Поперечная нагрузка q на коврик является функцией веса ферритовых колец.

Для проведения анализа динамических параметров коврика введем в рассмотрение эквивалентную мембрану при условиях:

- а) толщина эквивалентной мембраны

$$h = \frac{S}{K}, \quad (2.19)$$

где S - площадь сечения струны, K - расстояние между струнами;

- б) предварительное напряжение в эквивалентной мембране

$$\sigma = \sigma_x = \sigma_y \text{ и } \sigma = \frac{T}{S}, \text{ где } T - \text{натяжение струны;}$$

- в) поперечная нагрузка на единицу площади

$$q = \frac{G}{aB}, \quad (2.20)$$

где G - общий вес коврика, a и B - размеры коврика в плане.

Определение низшей собственной частоты проводится по зависимости

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{q}{\delta_M}}, \quad (2.21)$$

где δ_M - прогиб в центре эквивалентной мембраны.

Таким образом, задача определения собственной частоты свелась к определению прогиба от сил веса коврика. Для определения прогиба используем параметры эквивалентной мембраны [7] и получаем выражение для безразмерного прогиба



$$\xi = \frac{16}{\pi^4} \cdot \frac{1}{\lambda^2 + 1} \cdot \frac{q^*}{b^*}, \quad (2.22)$$

где $b^* = \frac{b}{E} \left(\frac{b}{h}\right)^2$ - безразмерное напряжение;

$q^* = \frac{q}{E} \left(\frac{b}{h}\right)^4$ - безразмерное давление;

$\lambda = \frac{a}{b}$ - отношение сторон мембраны.

Переход к действительному прогибу в центре мембраны осуществляется по соотношению

$$\delta_M = \xi h. \quad (2.23)$$

Дополнение. Собственные частоты, найденные по зависимостям (2.11) и (2.14), не учитывают влияния комплекующих элементов, расположенных на печатной плате. Поправка на действие веса присоединенных ЭРЭ вводится путем умножения величины собственных частот, определенных по (2.11) и (2.14), на коэффициент

$$K_B = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{Q_3}{Q_n}}}, \quad (2.24)$$

где Q_n - вес ненагруженной платы;

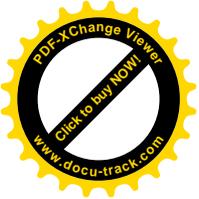
Q_3 - вес присоединенных ЭРЭ.

С увеличением отношения Q_3/Q_n собственная частота платы уменьшается (табл. 8).

Таблица 8

Q_3/Q_n	1	2	4	6	8	10
K_B	0,71	0,6	0,44	0,38	0,33	0,3

Оценка собственной частоты нагруженной платы с использованием коэффициента K_B будет тем точнее, чем ближе нагрузка от веса присоединенных элементов к равномерно распределенной.



Ш. ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИ ДЕЙСТВИИ ВИБРАЦИИ

Ш.1. Классификация условий работоспособности

При воздействии динамических нагрузок на аппаратуру ее конструктивные элементы и ЭРЭ деформируются и перемещаются. Кроме того, при определенных условиях в элементах приборов возникают упругие волны. В качестве причины нарушения виброустойчивости рассматриваются виброускорения, виброперемещения и вибронпряжения. Превышение уровней допустимых динамических характеристик приводит к отказам аппаратуры.

Исходя из классификации отказов, возникающих при действии механических нагрузок, можно предложить систему критериев для анализа работоспособности отдельных элементов или системы конструктивных элементов.

Наиболее общим требованием для обеспечения работоспособности является выполнение условия непересечения частот:

$$\{\omega_{oi}\} \cap \{\omega_{ej}\} = \emptyset,$$

где ω_{oi} - множество собственных частот системы;

ω_{ej} - множество частот спектра действующих нагрузок.

В более определенной форме это условие формулируется в виде "правила октавы", согласно которому в системе конструктивных элементов значение собственной частоты несущих элементов не должно превышать половины значения собственной частоты размещаемых на них элементов:

$$\omega_{oi} \leq \omega_{ej}/2.$$

Однако невыполнение условия (3.1) еще не определяет обязательное возникновение отказа, поскольку уровни виброперемещений или вибронпряжений могут быть недостаточны для его возникновения. Поэтому анализ условия непересечения частот необходимо дополнить проверкой выполнения ряда конструктивных требований.

Ш.1.1. Системы с зазорами. Условие отсутствия замыкания в общем случае можно понимать как условие нахождения тела внутри допустимых значений.

Условие работоспособности для данного случая записывается в виде



$$\|u(x, y, z, t)\| \leq (x^*, y^*, z^*), \quad (3.2)$$

где $u(x, y, z, t)$ поле возможных перемещений прибора;

(x^*, y^*, z^*) - допустимые перемещения прибора. Аналогично формулируются условия отсутствия замыкания упругого и жесткого элементов, например для печатной платы, расположенной над относительно жестким шасси. Условие работоспособности в этом случае определяется неравенством

$$\delta_{вmax} < \delta_{зaz}, \quad (3.3)$$

где $\delta_{вmax}$ - максимальное перемещение платы.

Для двух упругих элементов, например двух плат, нагруженных ЭРЭ, в качестве условия работоспособности следует принять

$$\delta_{в, max} + \delta_{в, max} < \delta_{зaz}, \quad (3.4)$$

где $\delta_{в, max}$ и $\delta_{в, max}$ - максимальные перемещения плат.

К условиям, аналогичным (3.2), сводится и условие невыпуклости допустимого прогиба для одиночной печатной платы, которое записывается в виде

$$\delta_{ст} + \delta_{дин} \leq [\delta], \quad (3.5)$$

где $\delta_{ст}$ - статический прогиб платы;

$\delta_{дин}$ - прогиб платы под влиянием динамической нагрузки;

$[\delta]$ - допустимый прогиб платы. Условия работоспособности амортизаторов по критерию отсутствия посадки (соприкосновения) витков также записываются в виде ограничения перемещений

$$A_{дин} \leq \delta_{доп}, \quad (3.6)$$

где $A_{дин}$ - динамический прогиб амортизатора; $\delta_{доп}$ - допустимая осадка амортизатора.

III.1.2. Системы с натягами. Условие отсутствия замыкания определяет работоспособность системы элементов, связанных конструктивно заданным натягом (силовое замыкание элементов). При этом следует различать отсутствие размыкания упругого и жесткого элемента, когда условие работоспособности определяется неравенством



$$m_i \ddot{a}_i \leq F_H, \quad (3.7)$$

где m_i и \ddot{a}_i - масса и виброускорение упругого элемента,

F_H - сила натяга, задаваемая в процессе сборки и регулировки.

Для силового замыкания упругих элементов условием работоспособности является выполнение равенства

$$\omega_{01} = \omega_{02}, \quad (3.8)$$

в котором ω_{01} и ω_{02} - собственные частоты элементов.

III.1.3. Силовые ограничения работоспособности. Под влиянием виброускорений в элементах конструкций возникают инерционные нагрузки, создающие вибронпряжения, из-за чего одно из условий работоспособности может быть сформулировано в виде не превышения действующим уровнем напряжения определенного предельно допустимого значения. Например для одноосного напряженного состояния при однократном выбросе нагрузки условие работоспособности записывается в виде

$$[\sigma] \leq \frac{\sigma_T}{\sigma_g}, \quad (3.9)$$

где σ_T - предельное значение напряжения;

σ - запас прочности, принятый для данной конструкции;

σ_g - действующее напряжение (в случае сложного напряженного состояния вместо σ_g используется эквивалентное напряжение, вычисляемое по одной из теорий прочности).

Зависимость (3.9) имеет ряд ограничений по условиям применения, поскольку в реальных конструктивных элементах, в особенности в ЭРЭ и ИС, исследовать напряженное состояние затруднительно. Поэтому, например, вводится условие работоспособности по не превышению несущей способности в виде

$$[\sigma] \leq \frac{S_p}{S_g}, \quad (3.10)$$

где S_p - экспериментально определяемое разрушающее усилие, характерное для данного вида, типоразмера и условий изготовления ЭРЭ;

σ - запас прочности, принятый для данного вида ЭРЭ;

S_g - действующее значение вибронгрузки.



Отказы конструктивных элементов и ЭРЭ по условиям однократного превышения предельных значений напряжений или несущей способности в существующей аппаратуре практически отсутствуют. Экспериментально установлено, что разрушения элементов конструкции происходят по причине накопления повреждений. Для ЭРЭ и МС это условие сводится к потере малоциклового выносливости.

На основании линейной теории суммирования повреждений можно ввести условие работоспособности по критерию малоциклового выносливости:

$$\sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i(S_i)_f} \leq 1, \quad (3.11)$$

где n_i - число действующих циклов нагрузки S_i уровня i .

$N_i(S_i)_f$ - предельное число циклов нагрузки S_{i-20}

уровня, определяемое по кривой из семейства кривых равной вероятности отказов, соответствующее заданному уровню доверительной вероятности f .

По условиям непревышения несущей способности, для амортизаторов с линейными характеристиками условие работоспособности записывается в виде неравенства

$$|c_j u_j + b_j \dot{u}_j| \leq F_j \quad j=1, 2, \dots, \quad (3.12)$$

где c_j и b_j - жесткость и коэффициент демпфирования данного типоразмера амортизаторов;

u_j - относительное перемещение опорных плоскостей амортизаторов;

F_j - предельно допустимое значение нагрузки на данный типоразмер амортизатора.

Особенность работы амортизаторов с сухим трением - явление "запирания", возникающее при определенных соотношениях между силой трения амортизатора и воспринимаемым усилием. Условие работоспособности в данном случае

$$\frac{H}{F} < \frac{\sqrt{f}}{4}, \quad (3.13)$$

где H - сила трения, F - воспринимаемая нагрузка.

Для системы элементов, устанавливаемых на плате (например для ТЭЗа) условием работоспособности будет выполнение системы неравенств



$$|G_j(t)| \leq G_j^*, \quad (3.14)$$

где G_j^* - допустимые уровни перегрузок для каждого из конструктивных элементов и ЭРЭ, входящих в состав ТЭЗэ;

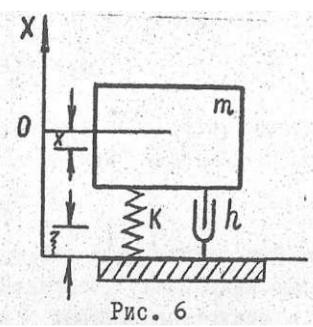
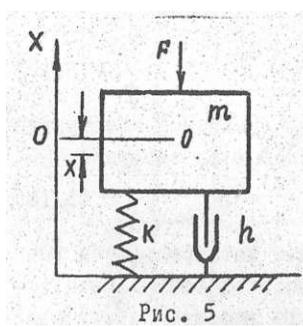
$G_j(t)$ - действующее значение перегрузки в точке с индексом j

Введенные условия работоспособности являются исходными при разработке эквивалентных расчетных схем, на основании которых проводится оценка динамических характеристик. Кроме этого, условия работоспособности позволяют перейти к определению характеристик надежности системы или ее элементов на заданном отрезке времени.

III.2. Вынужденные колебания конструктивных элементов

В зависимости от особенностей приложения возмущающих сил к инерционному элементу различают:

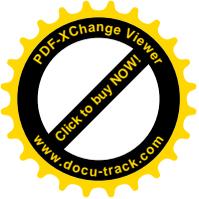
- силовое возмущение колебаний, которое реализуется, когда источник возмущения расположен непосредственно на самом инерционном элементе (рис. 5);
- кинематическое возмущение, когда периодически изменяющаяся возмущающая сила, приложенная к основанию, вызывает перемещения инерционного элемента через упругую связь (рис.6).



В условиях трения, пропорционального скорости, дифференциальное уравнение колебаний одномассовой системы при силовом возмущении

$$m\ddot{x} + h\dot{x} + kx = F(t). \quad (3.15)$$

Решение уравнения (3.15) при действии гармонической возмущающей силы $F(t) = F \sin \Omega t$ и слабого демпфирования представлено в виде



$$x = A_0 e^{-\frac{h t}{2m}} \sin(\omega t + \varphi_0) + A \sin(\Omega t + \varphi),$$

где первое слагаемое описывает затухающие колебания, начальное отклонение которых A_0 и начальная фаза φ_0 определяются [3] начальными условиями движения $x = x_0$ и $\dot{x} = \dot{x}_0$. Затухающие колебания происходят с собственной

частотой $\omega_h = \sqrt{\omega_0^2 - n^2}$, где $n = \frac{h}{2m}$

Введем показатель затухания $\lambda = \frac{h}{h_{кр}}$, в котором через $h_{кр}$ обозначено критическое значение коэффициента затухания, т.е. такое значение, при котором система совершает аperiodическое перемещение.

Величина, обратная показателю затухания, носит название механической добротности:

$$Q = \frac{1}{2\lambda} \quad (3.16)$$

Кроме этих характеристик демпфирования используется еще и логарифмический коэффициент затухания, связанный с добротностью отношением

$$\delta = \frac{2\pi}{\sqrt{4Q^2 - 1}}, \quad (3.17)$$

которое при малом сопротивлении движению (реальные конструктивные элементы всегда имеют $Q > 20$) переходит в соотношение

$$\delta = \frac{\pi}{Q} \quad (3.18)$$

Второе слагаемое в (3.15) определяет установившиеся вынужденные колебания, совершающиеся с частотой возмущающей силы Ω , амплитуда которых A может быть выражено через коэффициент динамичности K и перемещение массы от статического действия амплитудного значения силы

$$x_{ст} = \frac{F}{K}, \quad (3.19)$$

где K - жесткость упругого элемента, или величина силы, вызывающей единичное перемещение.

С учетом (3.19) амплитуда перемещения



$$A = \gamma x_{cm} \quad (3.20)$$

Используемый в данном выражении коэффициент динамичности по силе

$$\gamma = \frac{1}{\sqrt{(\eta^2 - 1)^2 + \varepsilon^2 \eta^2}} \quad (3.21)$$

представлен на графике (рис. 7) в функции коэффициента расстройки $\eta = \frac{\Omega}{\omega_0}$ в виде семейства кривых, построенных для различных значений показателя затухания $\varepsilon = 2\lambda$, или $\varepsilon = \frac{1}{Q}$.

$$m\ddot{x} + k[\dot{z}(t) - \dot{x}(t)] + K[z(t) - x(t)] = 0 \quad (3.22)$$

Дифференциальное уравнение движения системы при кинематическом возмущении, вызванном перемещением основания по закону $z(t)$, имеет вид:

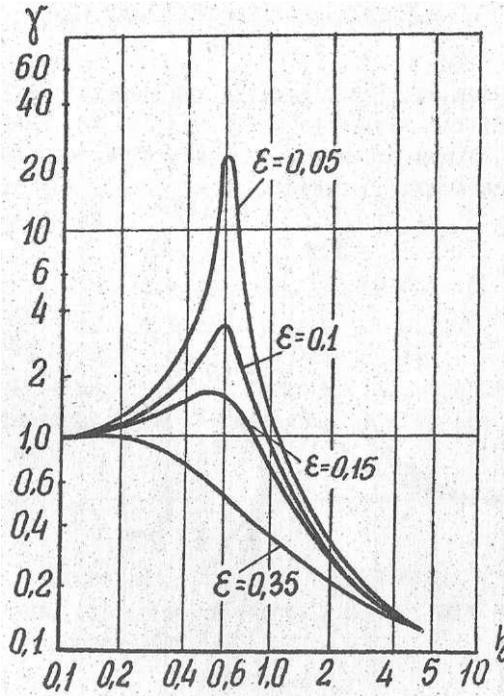


Рис. 7



Если основание совершает гармоническое колебательное движение $\xi(t) = \xi \sin \Omega t$, то после затухания собственных колебаний перемещение массы конструктивного элемента будет описываться уравнением

$$x = \mu \xi \sin(\Omega t - \psi),$$

где μ - коэффициент динамичности по перемещению, или коэффициент передачи, который определяют как отношение амплитуды гармонической вибрации конструктивного элемента к амплитуде гармонического перемещения основания.

$$\mu = \sqrt{\frac{1 + \varepsilon^2 \eta^2}{(\eta^2 - 1)^2 + \varepsilon^2 \eta^2}}. \quad (3.23)$$

Из рис. 8, на котором представлено семейство кривых коэффициента передачи, следует, что затухание полезно при $\eta < \sqrt{2}$ и нецелесообразно, когда $\eta > \sqrt{2}$, поскольку это увеличивает амплитуду колебаний.

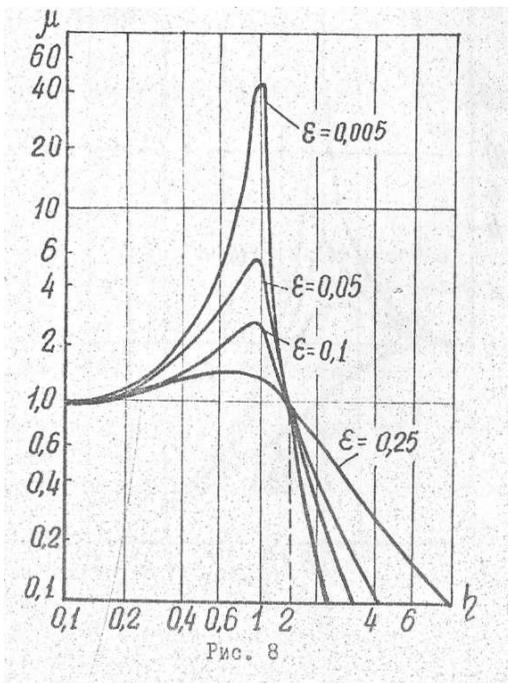


Рис. 8



При малых значениях показателя затухания коэффициент динамичности по силе численно равен коэффициенту динамичности по перемещению:

$$\gamma = \mu = \left| \frac{1}{1 - \varrho^2} \right|. \quad (3.24)$$

При значении коэффициента расстройки $\varrho = \sqrt{2}$ коэффициент динамичности по перемещению всегда равен единице. Среди других характерных точек кривой $\mu = \mu(\varrho)$ представляет интерес точка, соответствующая максимальному значению коэффициента динамичности

$$\mu_{max} = \sqrt{\frac{1 + \varepsilon^2}{\varepsilon^2}} \approx \frac{1}{\varepsilon}, \quad (3.25)$$

которым определяется максимальное значение динамических характеристик конструктивного элемента.

III.3. Оценка динамических нагрузок в несущих элементах аппаратуры

Уровни динамических нагрузок, которые возникают в шасси или корпусах при вибрациях, определяются при условии, что для равномерно нагруженной конструкции внешнее возмущение подчиняется синусоидальному закону распределения в соответствии с выражением

$$\rho = \rho_0 \sin \frac{\gamma_1 z}{\ell}, \quad (3.26)$$

где $\rho_0 = \frac{WG}{\ell}$ - интенсивность равномерно распределенной нагрузки от веса конструкции; G - перегрузка в единицах силы тяжести.

Дифференциальное уравнение такой нагрузки может быть записано в виде

$$\frac{d^4 y}{dz^4} - \frac{\rho_0}{E J_x} \sin \frac{\gamma_1 z}{\ell} = 0. \quad (3.27)$$

Граничные условия для уравнения (3.27) будут удовлетворяться, если принять, что упругая линия, например для заделки типа II, описывается выражением

$$y = A \sin \frac{\gamma_1 z}{\ell}. \quad (3.28)$$



Четвертая производная от (3.28)

$$\frac{d^4 y}{dz^4} = A \frac{\pi^4}{l^4} \sin \pi z$$

позволяет получить выражение для определения перемещения в любой точке, вызванного динамической нагрузкой:

$$y = \frac{P_0 l^4}{\pi^4 E J_x} \sin \frac{\pi z}{l} \quad (3.29)$$

Максимальное перемещение будет в точке $z = l/2$, откуда

$$y_{max} = \frac{P_0 l^4}{\pi^4 E J_x} \quad (3.30)$$

Аналогично может быть найдено перемещение от единичной динамической нагрузки и для закрепления типа IV, для которого принимается, что аппроксимирующей кривой будет четверть волны синусоиды и, следовательно,

$$y = A \sin \frac{\pi z}{2l} \quad (3.31)$$

Учитывая (3.31) и производя аналогичные преобразования, получим выражение для оценки перемещения:

$$y = \frac{16 P_0 l^4}{\pi^4 E J_x} \sin \frac{\pi z}{2l} \quad (3.32)$$

Максимальное значение перемещения при $z = l$, что приводит к выражению для максимального прогиба

$$y_{max} = \frac{16 P_0 l^4}{\pi^4 E J_x} \quad (3.33)$$

Общая динамическая нагрузка на шасси и передающаяся опорам (рис. 9) определяется площадью под кривой, аппроксимированной зависимостью (3.28) или

$$P_y = \int_0^l P dz \quad (3.34)$$

где подынтегральная функция определяется выражением (3.26).

Проведя интегрирование и подставив значения пределов, получим $\dot{P}_y = \frac{2}{\pi} P_0 l$
Изгибающий момент в любой точке шасси или корпуса описывается уравнением

$$M = -EJ \frac{d^2 y}{dz^2} \quad (3.35)$$

в соответствии с которым можно получить выражение для изгиба-



общего момента

$$M = \frac{\rho_0 \ell^2}{\pi^2} \sin \frac{\sqrt{3} z}{\ell}$$

и максимальным значением

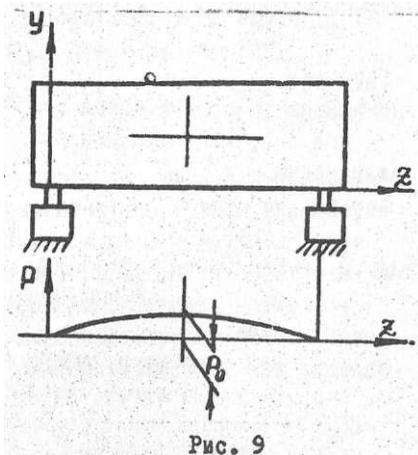
$$M_{max} = \frac{\rho_0 \ell^2}{\pi^2} \text{ при } z = \frac{\ell}{2}. \quad (3.36)$$

Для закрепления типа 1У изменение нагрузки аппроксимируется вывыражением

$$\rho = \rho_0 \sin \frac{\sqrt{3} z}{2\ell}. \quad (3.37)$$

Имея ввиду, что равнодействующая нагрузки P приложена в точке, отстоящей от опоры на $\frac{3}{4}\ell$, получаем выражение для максимального значения изгибающего момента

$$M_{max} = \frac{3\rho_0 \ell^2}{\pi}. \quad (3.38)$$



Для остальных случаев закрепления оценка перемещений и изгибающих моментов производится с учетом соответствующих условий на границах.

Знание максимального значения изгибающего момента позволяет найти максимальные значения динамического напряжения:

$$\sigma_g = \frac{M_{max}}{W}, \quad (3.39)$$

где W - момент сопротивления изгибу в сечении корпуса с M_{max}

III.4. Определение амплитуд колебаний печатных плат

Для оценки максимального прогиба печатной платы при одновременно действующих вибрационных и линейных перегрузках исходным уравнением является зависимость статического прогиба платы от действия сил собственного веса платы:

$$\delta_{cm} = \frac{C_1 g a^4}{D}, \quad (3.40)$$

где C_1 - определяется по данным табл. 7 в зависимости от спо-



соба закрепления сторон платы. С учетом (3.40) может быть найдена низшая собственная частота

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_{cm}}}$$

Если действуют линейные перегрузки, максимальный прогиб платы оценивается зависимостью

$$\delta_{\Sigma} = \delta_{cm} G_{\Lambda}, \quad (3.41)$$

где G_{Λ} - величина линейной перегрузки в единицах силы тяжести.

При действии вибрационных перегрузок G_{β} прогиб платы от сил инерции

$$\delta_{\beta} = \delta_{cm} G_{\beta} M_1 M_2, \quad (3.42)$$

где M_1 - коэффициент передачи силы от носителя через фильтр механических колебаний (амортизатор) на корпус прибора;

M_2 - коэффициент передачи силы от корпуса прибора через узел крепления ячейки;

G_{β} - величина перегрузки от вибрации.

При совпадении частоты внешнего воздействия f_{β} с собственной частотой ячейки f_1 , амплитуда прогиба платы от виброперегрузки

$$\delta_{\beta p} = \delta_{cm} Q, \quad (3.43)$$

где Q - добротность платы на первой резонансной частоте, так как (см. [3]) коэффициент передачи силы на резонансной частоте численно равен добротности системы.

Приближенно принимается $Q = \sqrt{f_1}$, где f_1 в Гц.

Для печатных плат добротность находится в пределах 20-40. Последнее относится к высоким частотам.

С учетом (3.41) и (3.42) результирующий прогиб

$$\delta_{\Sigma} = \delta_{cm} + \delta_{\Lambda} + \delta_{\beta}. \quad (3.44)$$

Если система при вибрационном воздействии происходит через резонанс, то результирующий прогиб подсчитывается по схеме наихудшего случая:

$$\delta_{\Sigma} = \delta_{cm} + \delta_{\Lambda} + \delta_{\beta p}. \quad (3.45)$$



Полученное значение прогиба сравнивается с допустимым по ГОСТ 10 16-70, которой определяется в соответствии с равенством

$$[\delta] = \delta_g \cdot l^2 \cdot 10^{-6},$$

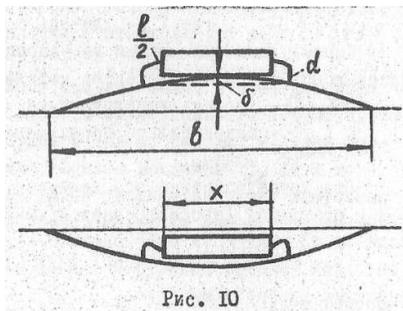
где- допустимый прогиб для $l = 1000$ мм (например, для δ_g стеклотекстолита, у которого $\delta_g = 25$ мм), l - расстояние, на котором измеряется прогиб.

В практических расчетах обычно принимают норму прогиба в центре платы $[\delta] = 0,003$, где l - длина короткой стороны платы.

Когда плата при резонансе совершает колебательные перемещения (рис. 10), то выгоды элементов испытывают знакопеременную механическую нагрузку. Условия работы выводов будут наиболее тяжелые тогда, когда корпус элемента расположен в центре платы и параллельно ее короткой стороне, поскольку искривление платы относительно короткой стороны больше, чем по длинной, так как смещение в центре платы является одинаковым для обеих сторон.

Изменение расстояния между корпусом элемента и поверхностью печатной платы, например для опертой по контуру платы, определяется приближенно по кривой ее динамического отклонения:

$$\delta_c = \delta \left(1 - \sin^2 \frac{\pi x}{l} \right), \quad (3.46)$$



где x - расстояние между точками пайки элемента к плате;

δ - прогиб платы, определяемый при совместном действии вибрации и постоянных ускорений зависимостью (3.45).

При действии только вибрационных перегрузок интенсивностью G_p расчет ожидаемого перемещения производится по зависимости

$$\delta = \frac{9,8 G_p M}{f^2}. \quad (3.47)$$

Если $\delta_c > \delta_k$, где δ_k - начальное расстояние между



ментом и платой, возникают удары и система отказывает. Когда удары отсутствуют, отказы также могут возникнуть, но уже по причине потери выносливости материала выводов либо припоя. Последний вид разрушения наблюдается чаще.

1У. РАСЧЕТЫ НА УДАРНЫЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ

1У.1. Анализ динамических характеристик при действии ударов

Как и при расчетах на вибрацию, в данном случае используется понятие коэффициента динамичности

$$K_d = \frac{W}{W_0} \approx \frac{\xi}{\xi_0}, \quad (4.1)$$

где W_0 и W - ускорения основания и элемента;

ξ_0 и ξ - перемещения основания и элемента соответственно.

Кроме того, в рассмотрение вводится условная частота ударного импульса

$$\omega = \frac{\pi}{\tau}, \quad \text{где } \tau - \text{длительность ударного импульса.}$$

Параметрами, влияющими на ударопрочность и ударостойкость конструктивных элементов изделия, будут:

$$N_d = \frac{W}{J} - \text{уровень перегрузки на изделии или его элементе;}$$

$$\xi_{max} - \text{максимальное перемещение изделия или его элемента.}$$

Эти характеристики определяются законом изменения ускорения основания (рассматривается кинематическое возбуждение колебаний) $W_0(t)$ и соотношением между периодом собственных колебаний прибора (конструктивного элемента) и длительностью действия ударного импульса.

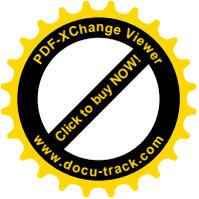
В зависимости от этого соотношения рассматриваются "короткий" ($\tau \ll \frac{\pi}{\omega_0}$) и "длительный" ($\tau > \frac{\pi}{\omega_0}$) удары ($\frac{\pi}{\omega_0}$ - длительность полупериода собственных колебаний).

При кратковременном ударе ускорение, возникающее в блоке, тем меньше, чем меньше длительность импульса τ в сравнении с периодом свободных колебаний $T = \frac{2\pi}{\omega_0}$.

Максимальное перемещение при коротком ударе

$$\xi_{max} = \frac{\sqrt{2} W_0}{\omega_0^2} \sqrt{1 - \cos \omega_0 \tau}, \quad (4.2)$$

при этом форма импульса практически не влияет на перемещение.



При действии длительного удара может быть как возрастание пер грузки, так и ее снижение ($k_y < 1$). При проведении расчетов ($k_y > 1$) на действие длительного удара реальные ударные импульсы заменяются их аппроксимациями, для которых (табл. 9) определяются k_y и свободный ход системы $x_{св}$

Таблица 9

Параметр	Вид импульса		
	прямоуголь- ный	полусинусoidalь- ный	пилообразный
k_y	$3 \frac{\omega_0 \tau}{\pi}$	$1,73 \frac{\omega_0 \tau}{\pi}$	$1,37 \frac{\omega_0 \tau}{\pi}$
$x_{св}$	$2 \frac{W_0 \tau}{\tau \omega_0}$	$1,25 \frac{W_0 \tau}{\tau \omega_0}$	$\frac{W_0 \tau}{\tau \omega_0}$

Приравнивая k_y к единице, можно получить соотношения между длительностью импульса заданной формы и параметрами системы (ее жесткостью и массой), обеспечивающими отсутствие усилений при ударе. Практически считается, что если $\tau < 0,25 T$, то $k_y < 1$.

Анализ табл. 9 позволяет сделать вывод о том, что если система удовлетворяет требованиям прямоугольного импульса, то импульсы другой формы возбудят в той же системе меньшие значения нагрузок и перемещений. Оценка величины $x_{св}$ дает возможность проверить пригодность на ударную нагрузку выбранных по условиям действия вибрационной нагрузки амортизаторов.

1У.2. Расчеты на удар при падении прибора

Для определения действующих перегрузок при ударе неамортизированного прибора о жесткую преграду используется классическая теория удара, согласно которой [4] сила сопротивления определяется относительной скоростью соударения V_0 , приведенной массой системы ударяющихся тел m и временем соударения τ . Поскольку рассматривается удар прибора с массой m_1 о преграду с бесконечно большой массой m_2 , то приведенная масса

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} = m_1, \quad m_2 \rightarrow \infty.$$



лучае падения прибора относительная скорость соударения

$$V_0 = V_y + V_{от}$$

где $V_y = \sqrt{2gH}$, H - высота падения прибора.

Скорость отскока $V_{от} = V_y \cdot K_B$ определяется значением коэффициента восстановления скорости K_B , учитывающего (табл.10) отличие реального удара от идеально упругого.

Таблица 10

Материалы соударяющихся тел	K_B
Сталь-сталь	0,94
Сталь-бетон	0,9
Сталь-сухая земля	0,65
Сталь-пробка (пенопласт)	0,55

Сила удара P_{cp} определяется уравнением

$$P_{cp} = \frac{m_r (V_y + V_{от})}{\tau} \tag{4.3}$$

где τ - время соударения (обычно принимается $\tau = 0,002- 0,008$ с), последнее значение для низких K_B . Таким образом, действующая, на всю конструкцию прибора при ударе перегрузка

$$N_y = \frac{P_{cp} \cdot g}{Q_n} \tag{4.4}$$

где Q_n - вес прибора.

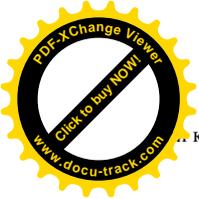
Значения перегрузок, определяемые по зависимости (4.3), достигают нескольких сотен и являются исходными при проверочных расчетах g .

Для относительно тяжелых элементов: силовых трансформаторов, дросселей, фильтров и. т.д. оценивается действующая на крепеж нагрузка

$$F = \frac{Q_T N_y}{g} \tag{4.5}$$

где Q_T - вес ЭРЭ, крепление которого проверяется. В зависимости от направления действия нагрузки сила F может рассматриваться как растягивающая, и тогда определяются растягивающие напряжения

$$\sigma = \frac{F}{S} \tag{4.6}$$



... как перерезывающая, и тогда вычисляется касательное напряжение.

$$\tau = \frac{F}{S} \quad (4.7)$$

В обоих случаях S - площадь крепежного элемента с учетом ослабления его резьбой.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Г.В.БЕЛОВ и др. Основы проектирования ракет. М., "Машиностроение", 1974.
2. Влияние вибрационных нагрузок на прочность и надежность аппаратуры. Экспресс-информация. ВИНТИ. "Надежность и контроль качества". Вып. 24. М., 1974.
3. Ю.А.СУРОВЦЕВ. Амортизация радиоэлектронной аппаратуры. М., "Сов.радио", 1974.
4. Г.С.БАТУЕВ и др. Инженерные методы исследования ударных процессов. М., "Машиностроение", 1977.
5. Б.Е.БЕРДИЧЕВСКИЙ. Вопросы обеспечения надежности радиоэлектронной аппаратуры при разработке. М., "Сов.радио", 1977.
6. В.А.ФРОЛОВ. Механические воздействия и защита электронной аппаратуры. Киев, "Высшая школа", 1979.
7. Прочность. Устойчивость. Колебания. Справочник под ред. И.А.Биргера, т. I. М., "Машиностроение", 1968.





Оглавление

Введение	3
I. Механические нагрузки	3
1.1. Вибрации в аппаратуре	3
1.2. Расчетные значения вибрационных нагрузок	4
1.3. Нагрузки, возникающие при ударах	6
II. Вибрационные модели конструктивных элементов	7
II.1. Классификация вибрационных моделей	7
II.2. Колебательные модели с одной степенью свободы	8
II.3. Оценка собственных частот конструктивных элементов, представляемых в виде балок	9
II.4. Колебательные системы типа плат	13
II.5. Оценка частоты собственных колебаний печатных плат по статическому прогибу	15
II.6. Оценка собственных частот колебаний печатных плат при закреплении в нескольких точках	17
II.7. Конструктивные элементы ЭВА, приводящиеся к мембранам	19
III. Динамические характеристики конструктивных элементов при действии вибрации	21
III.1. Классификация условий работоспособности	21
III.2. Вынужденные колебания конструктивных элементов	25
III.3. Оценка динамических нагрузок в несущих элементах аппаратуры.....	29
III.4. Определение амплитуд колебаний печатных плат	31
IV. Расчеты на ударные воздействия	34
IV.1. Анализ динамических характеристик при действии ударов.....	34
IV.2. Расчеты на удар при падении прибора	35
Литература	37