

УДК 623.97

Планирование динамических испытаний приборной рамы

Калиненко А.О., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
Аэрокосмический факультет, кафедра «Аэрокосмические системы»*

Научный руководитель: Березовский А. В., начальник НИО

Россия, 143966, Московская обл., г. Реутов

ОАО «ВПК «НПО машиностроения»

bauman@bmstu.ru

Конструкция приборной рамы

Приборная рама представляет собой сварную конструкцию (рис. 1), выполненную из алюминиевого сплава АМг6, и состоит из фрезерованной панели 3 с крышкой 2, задней стенки 5 и двух боковых стенок 7 и 11. Боковые стенки подкреплены ребрами 8 и соединены между собой перекладиной 10. Рама крепится к кронштейнам корпуса отсека с помощью зубьев 1 и 9 по переднему торцу и с помощью кронштейнов 4 и 6 по заднему торцу. Зубья и кронштейны выполнены из титанового сплава ВТ6С.

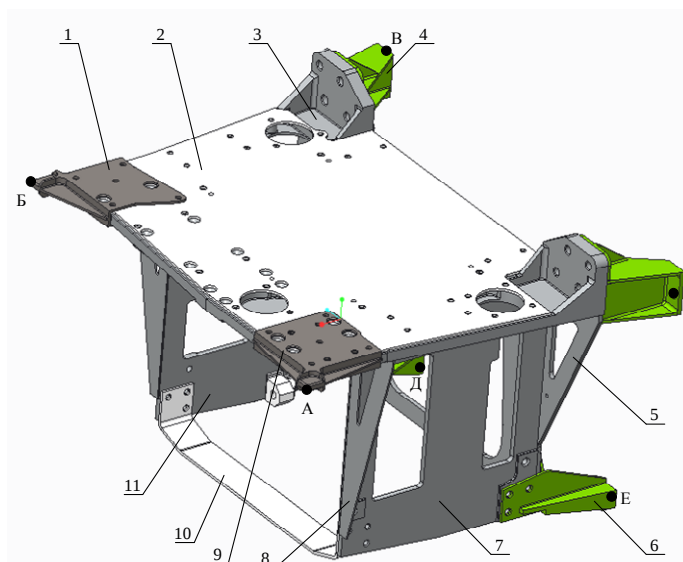


Рис. 1. Конструктивно-силовая схема рамы:

1 – зуб; 2 – крышка; 3 – панель; 4 – кронштейн; 5 – стенка задняя; 6 – кронштейн;
7 – стенка боковая; 8 – ребро; 9 – зуб; 10 – перекладина; 11 – стенка боковая.

А – Е – обозначение узлов крепления рамы к корпусу отсека

Конечно-элементная модель приборной рамы

Следующим этапом работы является создание конечно-элементного разбиения на основе геометрической модели.

Основные критерии разбиения:

- Наименьшее достаточное количество узлов
- По возможности отношение длин сторон в конечном элементе должно быть близко к 1 (отсутствие острых углов)
- Гексагональные элементы предпочтительнее тетраэдральных.

Необходимо пересоздать объемы путем «распиливания» старых объемов и дальнейшего объединения их в ином порядке. Для каждого объема можно выбрать свой метод разбиения (тип конечного элемента), указать характеристики материала, присвоить свои атрибуты. Гексагональную сетку легко получить на элементарных объемах, таких как тела вращения, параллелепипеды, изогнутые стержни. Задача сильно усложняется при наличии сложных поверхностей пересечения или контакта объёмов.

Последовательность проведения разбиения имеет значение, т. к. узлы элементов соседних объёмов должны быть состыкованы друг с другом.

Модель приборной рамы (рисунок 2) состоит из 39 802 узлов, 28 571 конечных элементов

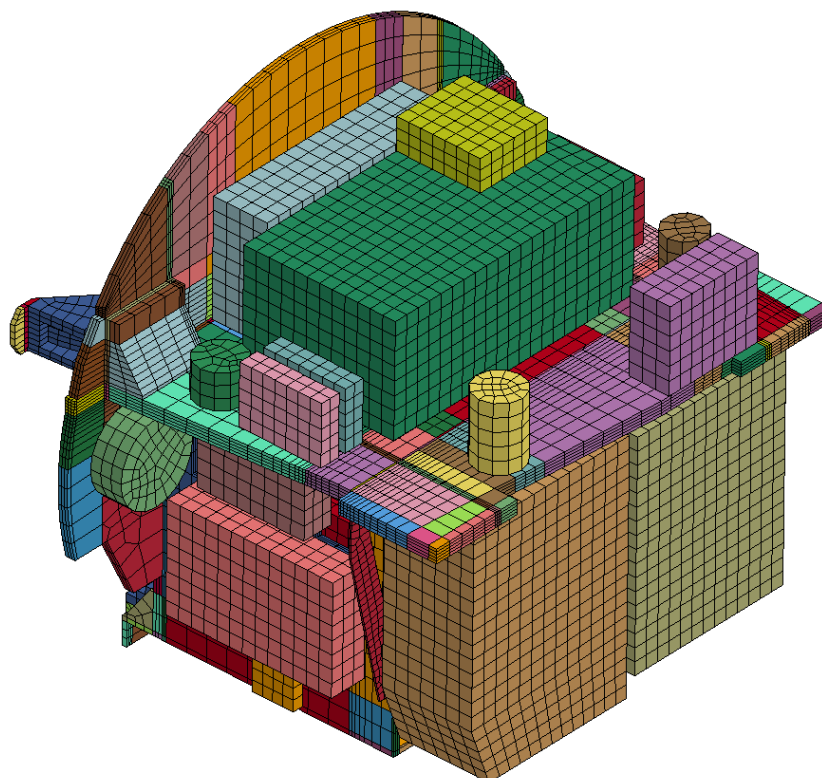


Рис. 2. Конечно-элементная модель приборной рамы

Допущения, использованные при создании модели. Свойства материалов модели

В таблице 1 представлены свойства условно выделенных объемов, неизменные в границах этих объемов. Плотности получены как отношение известной из документации массы к измеренному на модели объему. Жесткость приборов выбрана таким образом, чтобы не сильно увеличивать жесткость рамы (так как приборы жестко соединены с рамой), но в тоже время, чтобы собственные частоты колебаний приборов были относительно велики. Рама выполнена из алюминиевого сплава $\rho = 2770 \text{ кг/м}^3$, $E = 71 \text{ ГПа}$, $\mu = 0,33$. Крепления приборов к раме выполнены на конечно-элементном уровне путем жесткого связывания узлов рамы и приборов в местах крепления.

На рисунках 3 и 4 обозначены номера приборов, используемых в таблице 1.

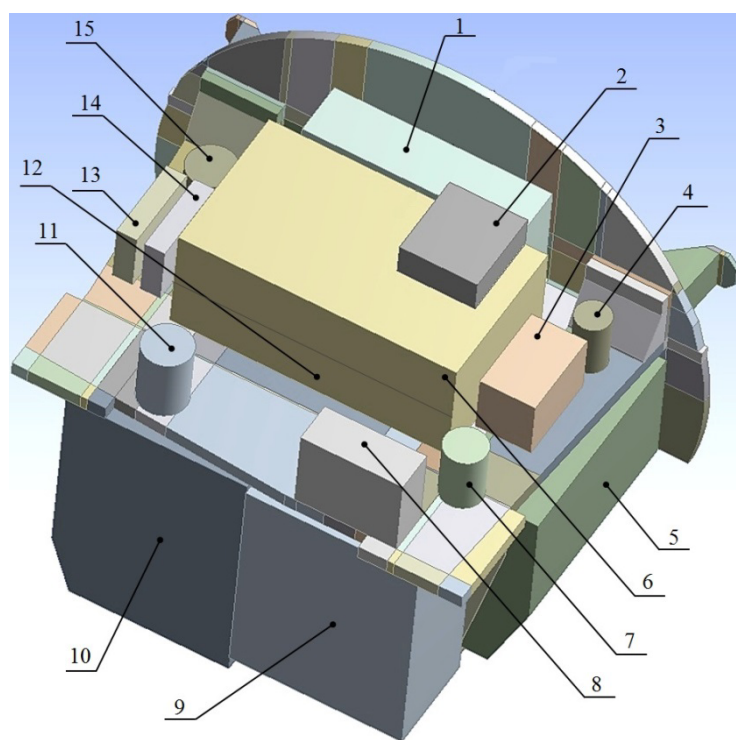


Рис. 3. Геометрическая модель приборной рамы с приборами

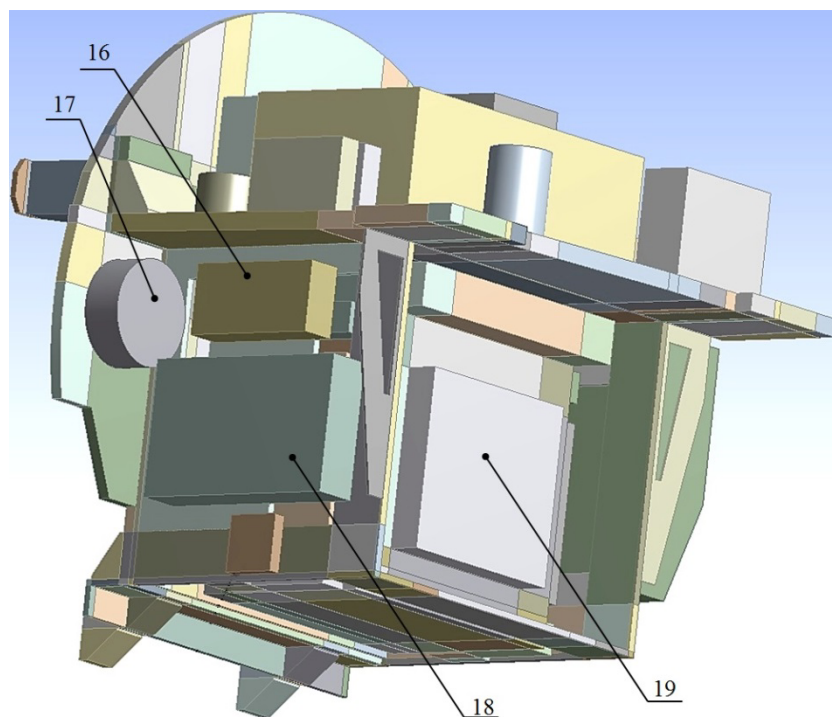


Рис. 4. Геометрическая модель приборной рамы с приборами

Таблица 1

Свойства условно выделенных объёмов

Прибор №	Объем, м3	Масса, кг	Плотность
1	0,00174	2,8	1609,1954
2	0,00027489	0,48	1746,153
3	0,0003783	0,3	672,6457
4	6,77E-05		
5	0,0039447	2,2	557,71
6	0,00306	3	980,392156
7	0,00010338	0,3	546,567
8	0,0004455		
9	0,0047765	6,4	1339,893227
10	0,0050901	3,7	726,9012
11	0,00015291	0,3	1049,317943
14	0,00013299		
12	0,00306	3	980,392156
13	0,00013299	0,3	1401,869158
15	8,07E-05		

Прибор №	Объем, м3	Масса, кг	Плотность
16	0,0002448	0,5	2042,48366
17	0,0002163	0,41	1895,515488
18	0,00088292	0,8	906,0843565
19	0,014191	14,5	1021,8

Теоретические основы. Модальный анализ (определение собственных частот и форм колебаний системы)

Модальный анализ используется для определения собственных частот и форм колебаний конструкции. Предполагается, что совершаются свободные незатухающие колебания:

$$[M]\{u''\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (1)$$

Отметим, что матрица жесткости конструкции $[K]$ может включать в себя эффект предварительного нагружения.

Для линейной системы свободные колебания будут гармоническими:

$$\{u\} = \{\varphi\}_i \cos \omega_i t$$

где $\{\varphi\}_i$ – собственный вектор представляющий i -ую форму колебаний;

ω_i – i -ая собственная круговая частота (радиан за единицу времени);

t – время.

Таким образом, матричное уравнение (1) принимает следующий вид:

$$(-\omega_i^2 [M] + [K])\{\varphi\}_i = \{0\} \quad (2)$$

Это уравнение имеет решение, кроме тривиального $\{\varphi\}_i = \{0\}$ только тогда, когда определитель данной системы $(-\omega_i^2 [M] + [K])$ равен нулю, то есть:

$$|-\omega_i^2 [M] + [K]| = 0 \quad (3)$$

Последнее уравнение и есть задача о собственных значениях. Решением уравнения (3), если n – порядок матрицы, является характеристический полином n -го порядка, который имеет n корней: $\omega_1^2, \omega_2^2 \dots \omega_n^2$, где n – число степеней свободы. Эти корни являются собственными значениями уравнения. Собственные вектора $\{\varphi\}_i$, получают путем подстановки полученных корней ω_i^2 в уравнение (2). Собственное значение ω_i^2

определяет собственную частоту системы $\sqrt{\omega_i^2}$, а собственный вектор $\{\phi\}_i$ – соответствующую форму колебаний (перемещение системы).

Значения собственных круговых частот (ω) и собственных частот (f) связаны следующим соотношением:

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}$$

где f_i – i -ая собственная частота (циклов в единицу времени).

Обычно собственный вектор $\{\phi\}_i$ называют нормированными, если выполняется следующее равенство (отражающее свойство ортогональности форм собственных колебаний):

$$\{\phi\}_i^T [\mathbf{M}] \{\phi\}_i = 1$$

то есть: $\{\phi\}^T [\mathbf{M}] \{\phi\} = \{\mathbf{I}\}$

Модальный анализ. Расчет на базе конечно-элементной модели

На базе конечно-элементной модели был проведен модальный анализ приборной рамы, определены собственные частоты и формы колебаний. Граничные условия при проведении анализа – закрепление двум «зубьям» и четырём кронштейнам. Первые двадцать собственных частот колебаний рамы приведены в таблице 2. На рисунках 5-12 показаны некоторые характерные собственные формы колебаний рамы.

Таблица 2

Собственные частоты колебаний рамы

Номер тона	Частота, Гц		Номер тона	Частота, Гц
1	77,5		11	510
2	182,3		12	536
3	212,6		13	562,6
4	276		14	587,7
5	303		15	611,5
6	324		16	617,5
7	331		17	680
8	418		18	690,5
9	432		19	727
10	502,5		20	728,4

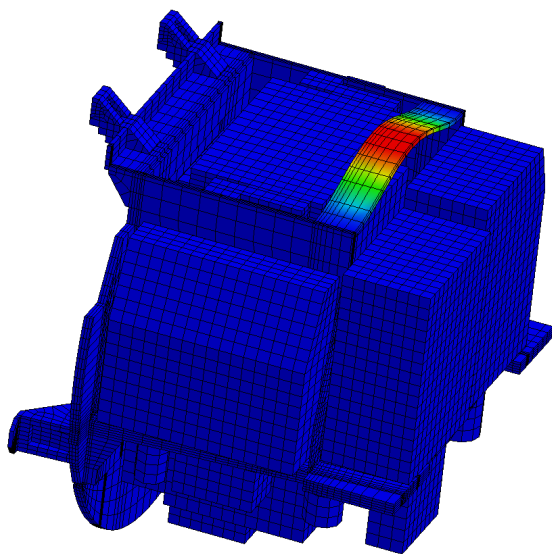


Рис. 5. Форма колебаний рамы,
соответствующая первому тону колебаний

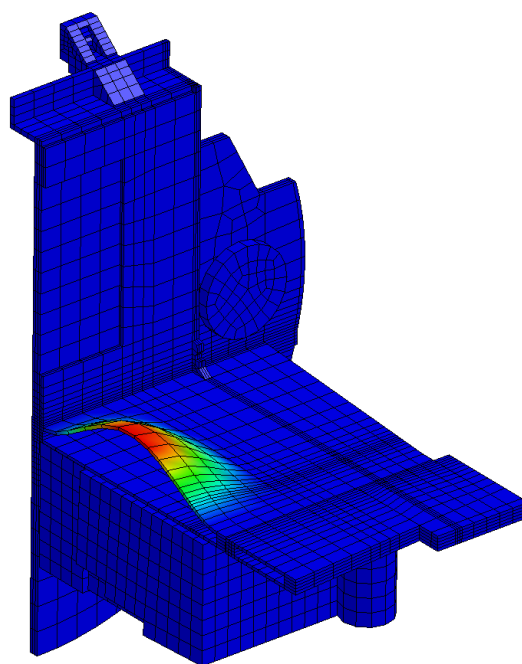


Рис. 6. Форма колебаний рамы,
соответствующая второму тону колебаний

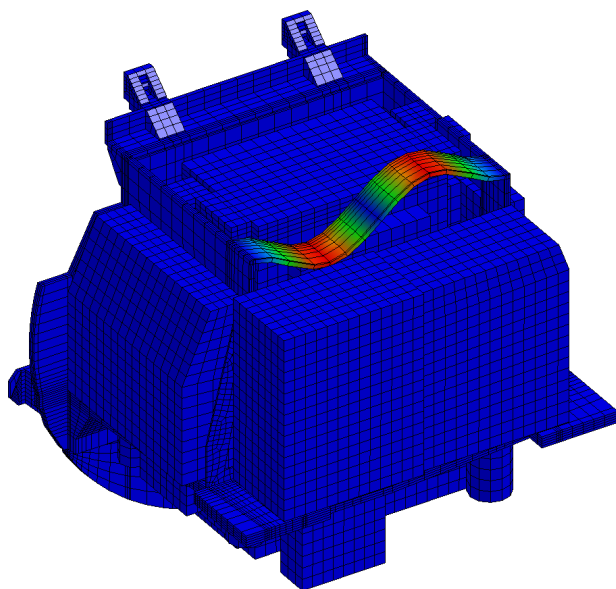


Рис. 7. Форма колебаний рамы,
соответствующая третьему тону колебаний

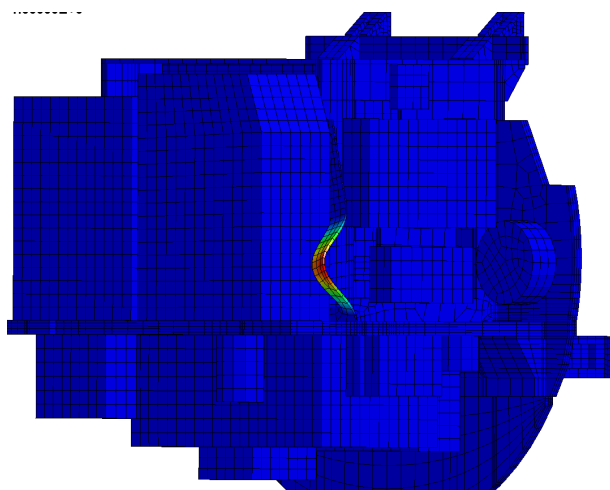


Рис. 8. Форма колебаний рамы,
соответствующая четвертому тону
колебаний

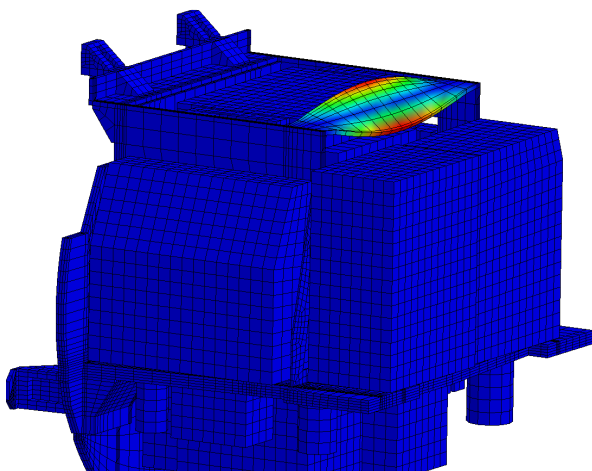


Рис. 9. Форма колебаний рамы,
соответствующая пятому тону колебаний

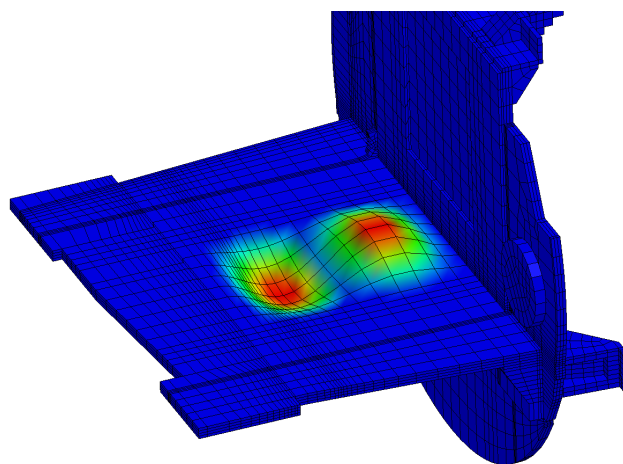


Рис. 10. Форма колебаний рамы,
соответствующая шестому тону колебаний

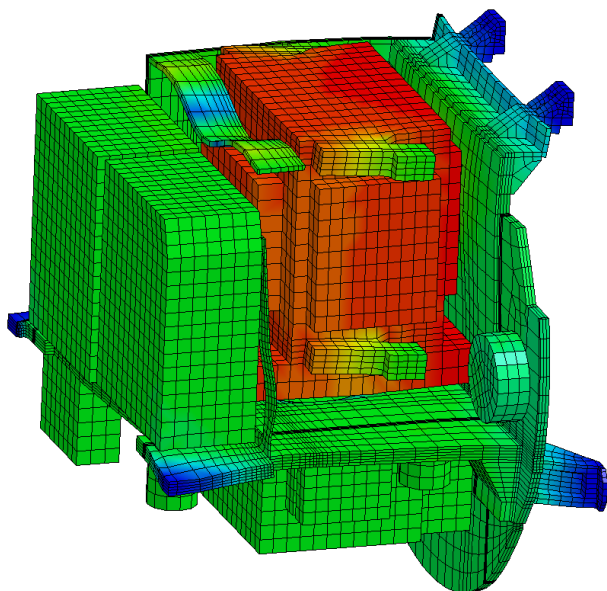


Рис. 11. Форма колебаний рамы,
соответствующая седьмому тону колебаний

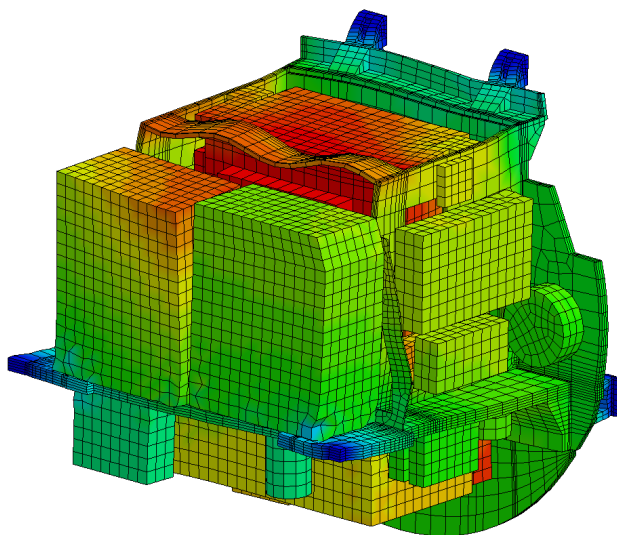


Рис. 12. Форма колебаний рамы,
соответствующая десятому тону колебаний

Заключение

Как правило, для подобных изделий низшая собственная частота колебаний изделия в сборе лежит в диапазоне 30-60 Гц. Отсюда вытекает требование по жесткости подсистем (отсеков, приборов и агрегатов): низшая собственная частота подсистемы рама с приборами должна быть более 60 Гц. Первый тон колебаний – поперечные колебания перекладины. Как видно из таблицы 2, первому тону колебаний приборной рамы соответствует частота 77,5 Гц. Следовательно, важнейшее требование по жесткости выполняется: низшая частота больше 60 Гц.

Второй тон колебаний соответствует изгибным колебаниям центральной части крышки. Эта система соответствует первому тону колебаний жестко защемленной со всех торцов пластины.

Третий, пятый и девятый тона колебаний рамы соответствуют второму поперечному, первому крутильному и третьему поперечному тонам колебаний перекладины соответственно.

Шестой, восьмой, двенадцатый и тринадцатый тона колебаний рамы соответствуют второму, третьему, четвертому и пятому тонам изгибных колебаний пластины.

Седьмой тон колебаний рамы отражает форму колебаний силовой конструкции рамы вместе с кронштейнами крепления. Но наибольший вклад вносит прибор номер 19 на своих кронштейнах крепления к боковым стенкам (см. рисунки 11, 12). Частота колебаний по седьмому тону составляет 331 Гц, отсюда можно сделать вывод о том, что

силовая конструкция рамы достаточно жесткая. Аналогичную картину можно увидеть на изображении десятой формы колебаний в направлении, перпендикулярном направлению колебаний системы (рамы) по седьмому тону колебаний.

Данные, полученные с помощью модального анализа, используются для определения мест установки датчиков при модальных испытаниях на вибрационном стенде. Датчики устанавливаются в местах максимальных перемещений.

Список литературы

1. Басов К. А. Ansys в примерах и задачах. М.: Компьютер Пресс, 2002. 155 с.
2. ANSYS Corp. Интерактивные пособия по ANSYS Workbench. М.: ANSYS, 2014. 256 с.
3. Краснов Н.Ф., Захарченко В.Ф., Кошевой В.Н. Основы аэродинамического расчета. М.: Высшая школа, 1984. 264 с.