
DOI: 10.24937/2542-2324-2023-1-S-I-19-25
УДК 621.396.6+534.833
EDN: WUBKEI

П.С. Филичкин , Б.Г. Иванов, В.А. Гончаренко

ФГОУ Военный институт (Военно-морской политехнический) ФГКВОУ ВПО «Военный учебно-научный центр Военно-морского флота «Военно-морская академия имени Адмирала Флота Советского Союза Н.Г. Кузнецова», Санкт-Петербург, Россия

ВЫБОР ЭФФЕКТИВНЫХ СРЕДСТВ АМОРТИЗАЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ КОРАБЕЛЬНОЙ РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ НА ЭТАПЕ ЕЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

На текущий момент развития техники и технологий к корабельной радиоэлектронной аппаратуре (РЭА) предъявляются все более повышенные требования в отношении надежности работы и устойчивости к жестким условиям эксплуатации, в том числе к механическим воздействиям. Вибрация и удар являются основной причиной возникновения больших механических напряжений в деталях и узлах РЭА при ее эксплуатации. Это может привести к нарушению ее механической целостности и преждевременному отказу вследствие перегрузок. Следовательно, необходимо разработать системы амортизации для гашения вибрационных и ударных воздействий.

Ключевые слова: системы активной виброзащиты, радиоэлектронная аппаратура, амортизация, контрольный узел, подмодель, конечный элемент.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

DOI: 10.24937/2542-2324-2023-1-S-I-19-25
UDC 621.396.6+534.833
EDN: WUBKEI

P.S. Filichkin , B.G. Ivanov, V.A. Goncharenko

FSEI Military Institute (Naval Polytechnic), Naval Education & Science Centre «N.G. Kuznetsov Naval Academy», St. Petersburg, Russia

CHOICE OF EFFICIENT MOUNTING FOR SHIP RADIO ELECTRONIC COMPONENTS IN DESIGN PROCESS

In the present phase of technology evolution, enhanced requirements are being placed on ship radio electronic systems (RES), which have to be reliable and robust under tough operating conditions including mechanical shocks. Vibrations and shocks are the primary cause of high mechanical stresses in RES components and assemblies during their service life. It may result in loss on mechanical integrity and early failures due to overloads. Therefore, it is necessary to design a mounting system for cancelling vibration and shock effects.

Keywords: active vibration isolation system, radio electronic equipment, mounting, test unit, sub-model, finite element.

The authors declare no conflicts of interest.

Корабельная радиоэлектронная аппаратура для подводных лодок 4-го поколения может эксплуатироваться в условиях постоянного действия вибраций и в том числе ударных перегрузок. Под действием механических перегрузок наблюдаются такие повреждения РЭА, как появление трещин и разрушение несущих конструкций, об-

рыв 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.

Таким образом, обеспечить работоспособность РЭА в условиях эксплуатации можно только преду-

Для цитирования: Филичкин П.С., Иванов Б.Г., Гончаренко В.А. Выбор эффективных средств амортизации элементов корабельной радиоэлектронной аппаратуры на этапе ее проектирования. Труды Крыловского государственного научного центра. 2023; Специальный выпуск 1: 19–25.

For citations: Filichkin P.S., Ivanov B.G., Goncharenko V.A. Choice of efficient mounting for ship radio electronic components in design process. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2023; Special Issue 1: 19–25 (in Russian).

смотрим технические средства по защите ее от механических воздействий.

Для защиты оборудования от воздействия вибрационных нагрузок можно использовать различные системы виброизоляции. С усложнением техники и технологии данные системы прошли путь развития от простейших одноэлементных амортизаторов до сложных активных вибросистем. Различают активную вибросистему, которая использует дополнительный источник энергии, и пассивную, не использующую такой источник.

При эффективной работе на низких частотах некоторые системы не обеспечивают необходимую защиту на высокочастотном диапазоне и наоборот. Это происходит из-за используемого в системе виброзащиты упругого элемента. Также в реальных условиях чаще встречается одновременное воздействие низко- и высокочастотной вибрации. Для эффективной виброзащиты на всем частотном диапазоне разработаны системы активной виброзащиты, которые способны адаптироваться к изменяющимся вибрационным нагрузкам. Активная виброзащита – это вибрационная защита, использующая энергию дополнительного источника [1]. При отсутствии дополнительных источников энергии системы на основе активной виброзащиты не применимы.

С учетом энергонезависимости и возможности защиты стоечных серверов как одного из элементов корабельной РЭА на всем частотном диапазоне, в рамках современных подходов к виброзащите размещенных в несущей конструкции шкафа, рассматриваются два класса систем:

- общее средство амортизации в виде виброгасящего цоколя;

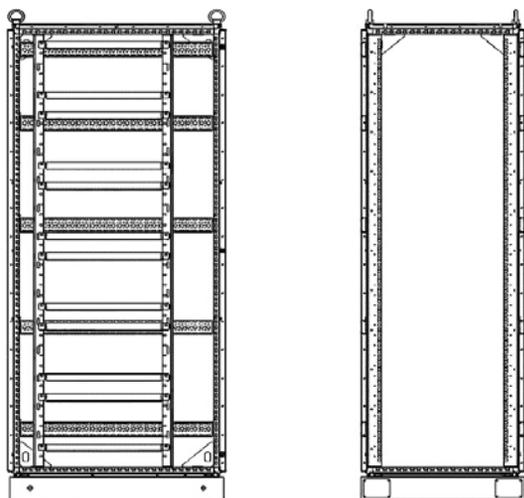


Рис. 1. Монтажная стойка

Fig. 1. Rack

- локальное средство амортизации (в данном случае для конструкции сервера).

Целью работы является выбор конструкции и параметров наиболее эффективных технических средств амортизации стоечных серверов, размещенных в базовой несущей конструкции.

Критерием эффективности систем амортизации для исследуемых объектов, размещенных в базовой несущей конструкции, является коэффициент динамичности K_d , который должен принимать минимальные значения.

Для исследования вариантов расширения применимости стоечных серверов в условиях эксплуатации с повышенными требованиями к механическим воздействиям должна проводиться расчетная отработка наиболее эффективных систем амортизации для исследуемых военных объектов, размещенных в базовой несущей конструкции.

В качестве базовой несущей конструкции принята монтажная стойка (шкаф) размерами $600 \times 1000 \times 1600$ мм (Ш \times Г \times В) – рис. 1.

В ходе работы для определения коэффициента динамичности K_d были рассмотрены:

- Шкаф с установленными внутри серверами – 6 шт. Шкаф установлен на сварной металлический цоколь (рис. 2).
- Шкаф с установленными внутри серверами – 6 шт. Серверы установлены в разработанную конструкцию локального средства амортизации.
- Шкаф с установленными внутри серверами – 6 шт. Шкаф установлен на разработанную конструкцию общего средства амортизации в виде виброгасящего цоколя (рис. 3).



Рис. 2. Схема сварного металлического цоколя

Fig. 2. Schematic of welded metal base

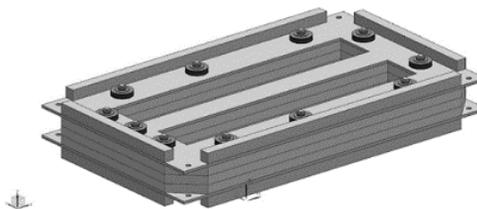


Рис. 3. Общее средство амортизации

Fig. 3. General-purpose mount

В качестве прототипа виброгасящего цоколя (рис. 3) предлагается техническое решение в соответствии с патентом RU 2702472 [2] (рис. 4).

При проведении расчетов допускаем, что амплитуды воздействия принимаются равными в горизонтальных и вертикальном направлениях.

Расчетная обработка ведется численно на основе метода конечных элементов, выполняется с применением CAE системы NX Nastran [3, 7] с учетом [4–6, 8].

Для определения коэффициента динамичности K_d и эффективности систем амортизации на первом этапе расчетных исследований проводится разработка расчетной модели сервера.

Следующий этап заключается в композиции модели сервера в виде суперэлемента. При вычислениях и в расчетных моделях в рамках исследования использовался подход на основе методов суперэлементов, подконструкций и подмоделей. Несущая рама шкафа и цоколь являлись базовой моделью, а модель сервера заменялась суперэлементом. Расчет велся совместно: базовая модель плюс суперэлементы серверов, которые имели контрольные узлы (рис. 5). Полученные в контрольных узлах суперэлементов динамические отклики от базовой модели использовались далее для расчетов модели сервера и модели «сервер плюс локальное средство амортизации».

Композиция модели сервера в виде суперэлемента осуществлялась с применением расчетного модуля NX Nastran (рис. 6).

Рассчитываемая конструкция разбивается на ряд подконструкций, а каждая подконструкция – на конечные элементы. Уравнения равновесия подконструкции (статическая постановка) можно записать в виде:

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix},$$

где U – вектор узловых перемещений; F – вектор внешних сил; S – вектор усилий, прикладываемый соседними подконструкциями; K – матрица жесткости. Индекс 1 относится к внешним узлам, расположенным в месте пересечения с соседними подконструкциями, индекс 2 – к внутренним узлам.

При $S_2 = 0$ уравнение преобразуется к виду:

$$K^* U_1 + S_1 = F^*,$$

где F^* – вектор сил; K^* – матрица жесткости.

Таким образом, из дальнейшего рассмотрения перемещения внутренних узлов исключаются. Разрешающая система уравнений составляется только

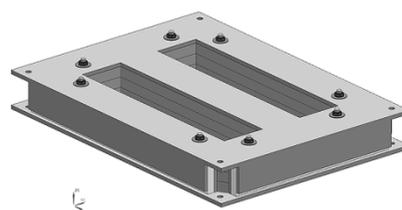


Рис. 4. Общее средство амортизации

Fig. 4. Prototype of anti-vibration base

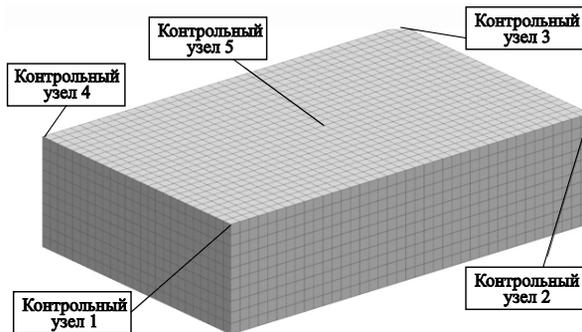


Рис. 5. Контрольные узлы

Fig. 5. Test units

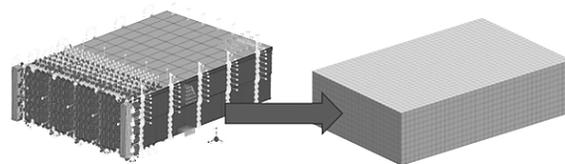


Рис. 6. Суперэлемент

Fig. 6. Super-element

для перемещений, общих для двух или нескольких подконструкций. Здесь подконструкция рассматривается в виде суперэлемента, матрица жесткости которого K^* и внешние силы F^* определяются формулами:

$$K^* = K_{11} - K_{12} K_{22}^{-1} K_{21},$$

$$F^* = F_1 - K_{12} K_{22}^{-1} F_2.$$

Методы суперэлементов и подконструкций взаимосвязаны. Простые участки конечно-элементной модели рассматриваются как домен, на котором создается один конечный суперэлемент. Далее одинаковые подконструкции можно заменять эквивалентными суперэлементами и строить расчетную модель на их основе. Данный подход построен на матричном уплотнении, с помощью кото-

рого такие параметры, как жесткость (проводимость), масса (удельная теплоемкость) и сопротивление, приводятся к системе ведущих степеней свободы. Методы суперэлементов и подконструкций позволяют не только сократить объем матрицы жесткости системы, но и уменьшить время решения. Но так как для обращения матрицы K_{22} и для организации вычислений требуется дополнительное время, то экономия вычислительных ресурсов будет значительной лишь в случае, если среди подконструкций есть одинаковые, повторяющиеся. Это условие выполняется в данном случае: имеется конструкция, состоящая из унифицированных частей (серверов).

На подготовительном этапе важно так сформулировать задачу анализа, чтобы, с одной стороны, получить корректное численное решение, а с другой – не потерять много ресурсов и времени при вычислении. Поэтому создается базовая модель, так как в этом случае преимущество заключается в том, что потребуются относительно меньше процессорного времени для решения задачи. Однако работа с такой моделью может привести к потере значимых физических явлений. Для того

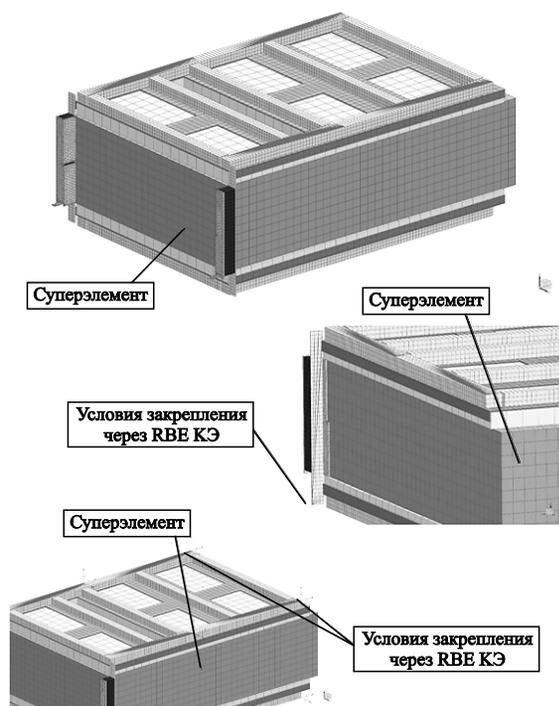


Рис. 7. Конечно-элементная модель и расчетная модель локального средства амортизации

Fig. 7. Finite element model and design model of local mount

чтобы повысить эффективность моделирования, можно воспользоваться методом подмоделей. В данном случае в качестве подмоделей выступают суперэлементы серверов.

Важной особенностью этого метода является возможность задания условий нагружения и закрепления для подмодели на основе отклика начальной, базовой модели. В большинстве современных САЕ-систем, используя результаты решения для базовой модели, можно определить соответствующие ограничения степеней свободы на границах подмодели (перемещения, напряжения, перегрузки и т.п.) и применять их при проведении анализа подмодели. Повторять анализ всей модели нет необходимости.

Далее на основе модели суперэлемента проводится разработка расчетной модели локального средства амортизации (рис. 7).

На следующем этапе производится разработка базовой модели «шкаф установлен на сварной металлический цоколь» с внедрением в нее моделей серверов в виде суперэлементов (полученная система – расчетная модель 1 (PM 1), рис. 8, см. вклейку) и базовой модели «шкаф установлен на разработанную конструкцию общего средства амортизации в виде виброгасящего цоколя» с внедрением в нее моделей серверов в виде суперэлементов (полученная система – расчетная модель 2 (PM 2), рис. 9, см. вклейку).

Для разработанных расчетных моделей проводится модальный анализ. Результаты анализа – набор собственных частот в диапазоне от 10 до 400 Гц. Затем проводится спектральный анализ на воздействие вибрации в диапазоне частот от 10 до 400 Гц с амплитудой воздействия 10 м/с^2 (1g). Расчетные случаи – в горизонтальных и вертикальном направлениях. По результатам спектрального анализа получаем отклики на воздействие для систем PM 1 и PM 2 в контрольных узлах суперэлементов (рис. 5). Выбор наиболее нагруженного суперэлемента 1–6:

1. Использование метода подмоделей. Приложение откликов системы PM 1 (рис. 8) в контрольных узлах (рис. 5) наиболее нагруженного суперэлемента (сервера). Оценка КД для сервера в случае установки шкафа на сварной металлический цоколь приведена на рис. 10–12, см. вклейку.

Из анализа спектров (рис. 10–12) наиболее опасными частотами системы PM 1 являются частоты с максимальным коэффициентом динамичности K_d : 58 Гц (ось X), 99 Гц (ось Y), 125 Гц (ось Z). При заданном воздействии

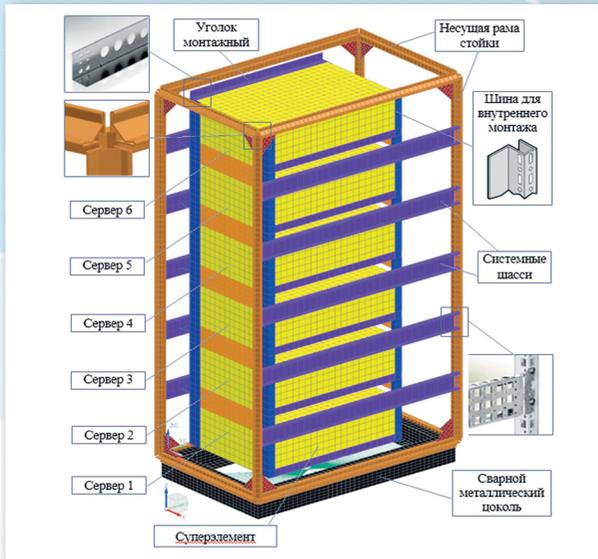


Рис. 8. Расчетная модель 1 (шкаф установлен на сварной металлический цоколь)

Fig. 8. Design model 1 (cabinet on welded metal base)

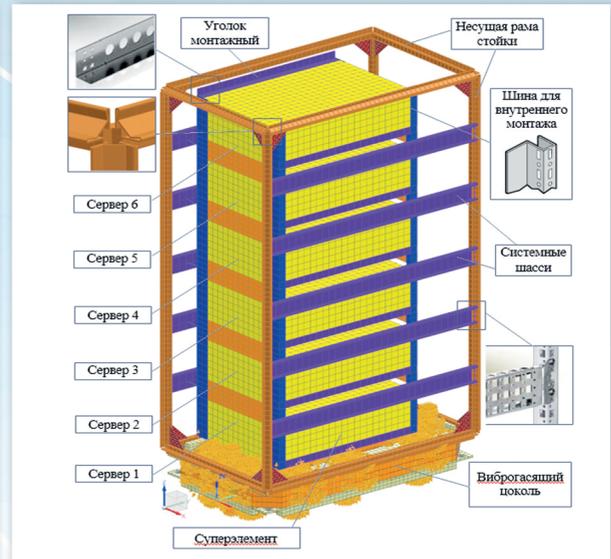


Рис. 9. Расчетная модель 2 (шкаф установлен на разработанную конструкцию общего средства амортизации в виде виброгасящего цоколя)

Fig. 9. Design model 2 (cabinet on general-purpose mount designed as anti-vibration base)

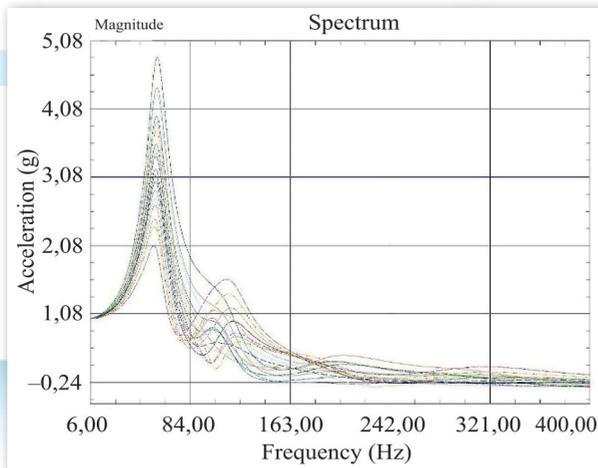


Рис. 10. Спектр ответа (Ось X)

Fig. 10. Response spectrum (X-axis)

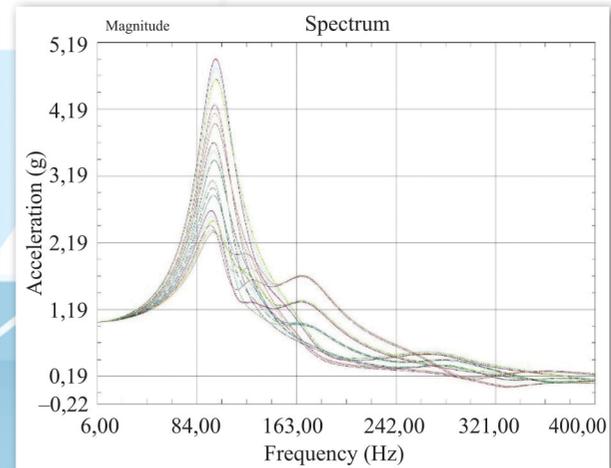


Рис. 11. Спектр ответа (Ось Y)

Fig. 11. Response spectrum (Y-axis)

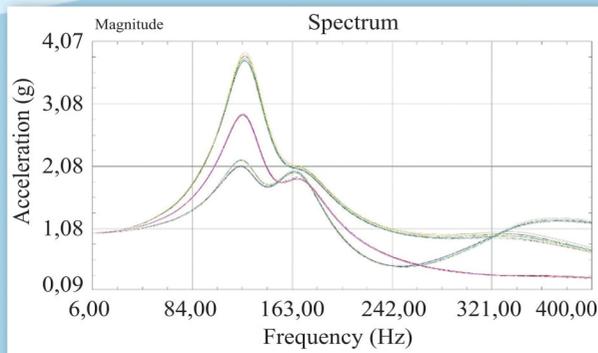


Рис. 12. Спектр ответа (Ось Z)

Fig. 12. Response spectrum (Z-axis)

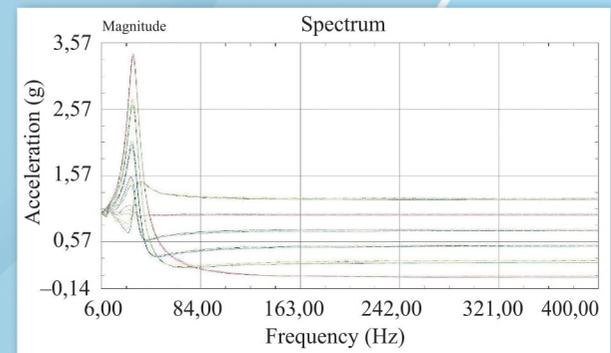


Рис. 13. Спектр ответа (Ось X)

Fig. 13. Response spectrum (X-axis)

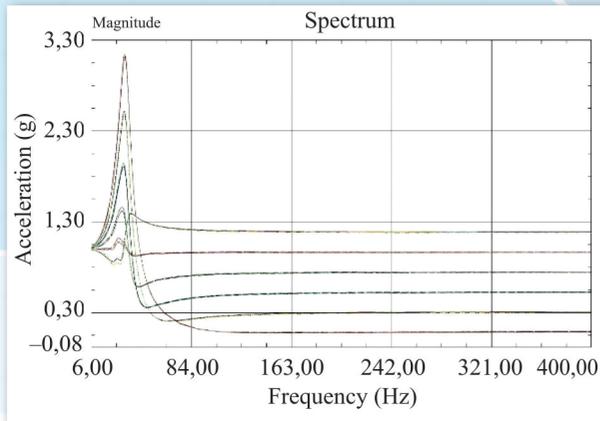


Рис. 14. Спектр ответа (Ось Y)
Fig. 14. Response spectrum (Y-axis)

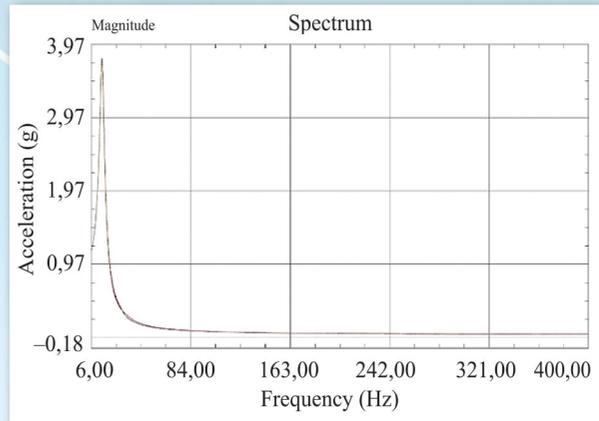


Рис. 15. Спектр ответа (Ось Z)
Fig. 15. Response spectrum (Z-axis)

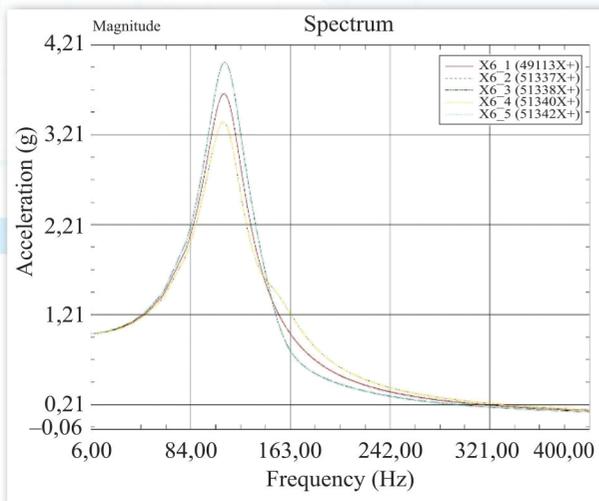


Рис. 16. Спектр ответа (Ось X)
Fig. 16. Response spectrum (X-axis)

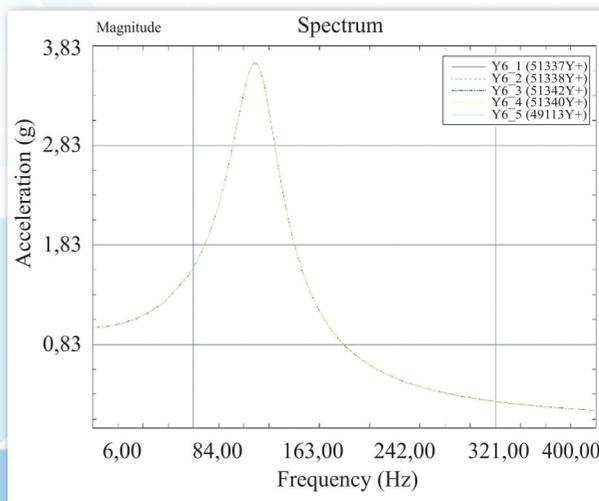


Рис. 17. Спектр ответа (Ось Y)
Fig. 17. Response spectrum (Y-axis)

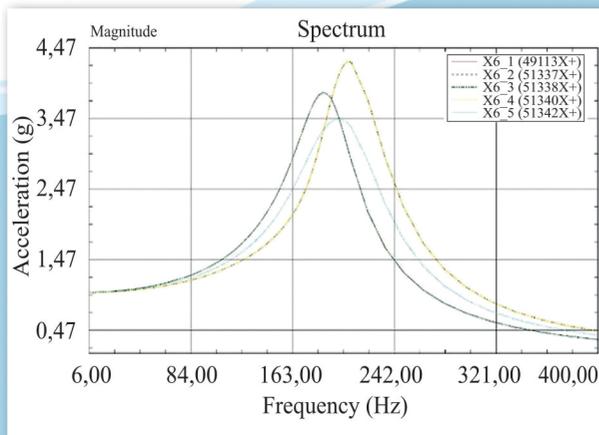


Рис. 18. Спектр ответа (Ось Z)
Fig. 18. Response spectrum (Z-axis)

наиболее нагруженным является сервер 6 (рис. 8). Сервер 6 РМ 1 по спектрам ответа имеет максимальные значения коэффициентов динамичности K_d .

- Использование метода подмоделей. Приложение откликов системы РМ 2 (рис. 9) в контрольных узлах (рис. 5) наиболее нагруженного суперэлемента (сервера). Оценка K_d для сервера в случае установки шкафа на конструкцию общего средства амортизации в виде виброгасящего цоколя приведена на рис. 13–15, см. вклейку.

Из анализа спектров (рис. 13–15) наиболее опасными частотами системы РМ 2 являются частоты с максимальным коэффициентом динамичности K_d : 30 Гц (ось X), 31 Гц (ось Y), 13 Гц (ось Z). Из анализа спектров ответа можно сделать вывод, что при заданном воздействии наиболее нагруженным является сервер 1 (рис. 9). Сервер 1 РМ 2 по спектрам ответа имеет максимальные значения коэффициентов динамичности K_d .

- Использование метода подмоделей. Приложение откликов системы РМ 1 (рис. 8) в контрольных узлах (рис. 5) наиболее нагруженного суперэлемента (сервера) к модели локального средства амортизации (рис. 7). Оценка K_d для сервера с локальными средствами амортизации в случае установки шкафа на сварной металлический цоколь приведена на рис. 16–18, см. вклейку.

Из анализа спектров ответ (рис. 16–18) наиболее опасными частотами являются частоты с максимальным коэффициентом динамичности K_d : 110 Гц (ось X), 132 Гц (ось Y), 207 Гц (ось Z).

Сравнительная оценка эффективности применения различных средств амортизации на примере исследуемой конструкции стоечных серверов в комплексе с монтажной стойкой приведена в табл. 1. Эффективность оценивается на основе коэффициента динамичности K_d .

В сравнении с системой без амортизации (шкаф установлен на сварной металлический цоколь):

- Применение локальных средств амортизации для стоечных серверов приводит к снижению коэффициента динамичности K_d в направлениях осей X, Y модели. В направлении оси Z снижения динамичности не происходит. Однако применение локальных средств амортизации приводит к сдвигу резонансных частот системы в среднюю область, что в целом снижает вероятность резонансных явлений в диапазоне стойкости конструкции на опасных низких частотах.

Таблица 1. Сравнительная оценка эффективности применения различных средств амортизации на примере исследуемой конструкции стоечных серверов в комплексе с монтажной стойкой

Table 1. Comparative efficiency analysis of various mountings using the structure of rack-mount servers as an example

Ось	Без системы амортизации		Локальное средство амортизации		Виброгасящий цоколь	
	Опасная собственная частота, Гц	Коэффициент динамичности K_d	Опасная собственная частота, Гц	Коэффициент динамичности K_d	Опасная собственная частота, Гц	Коэффициент динамичности K_d
X	58	4,8	110	4,1	30	3,4
Y	99	4,9	132	3,6	31	3,1
Z	125	4,0	207	4,0	13	3,7

- Применение виброгасящего цоколя для стойки с размещенными в ней серверами приводит к снижению коэффициента динамичности K_d в направлениях X, Y, Z модели. Для серверов, установленных в верхней части стойки, наблюдается значительное снижение коэффициента динамичности K_d во всех направлениях.

На основе сравнительной таблицы можно сделать вывод о том, что наиболее эффективным для уменьшения коэффициента динамичности K_d будет являться применение виброгасящего цоколя.

Виброгасящий цоколь имеет в своем составе следующие основные узлы:

- основание – 2 шт.;
- виброизолирующая пластина горизонтальная – 3 шт.;
- пружинные демпферы – 11 шт., каждый демпфер состоит из двух фланцев и одной пружины сжатия 70×55×8 мм ГОСТ 13772-80;
- виброизолирующая шайба.

Общий вид виброгасящего цоколя представлен на рис. 3.

Основные используемые материалы:

- лист $\frac{Б-ПН-0-10ГОСТ\ 19903-74}{20-ТВ-М1-ТО\ ГОСТ\ 1577-93}$ – для изготовления оснований;
- материал Sylomer SR11 ф. Getzner (Австрия) толщиной 25 мм – для изготовления виброизолирующих пластин;

– материал Sylomer SR28 ф. Getzner (Австрия) толщиной 12,5 мм – для изготовления виброизолирующих шайб.

Конструкция виброгасящего цоколя состоит из двух оснований в виде стальных пластин прямоугольной формы, с крепежными отверстиями для крепления к закладным элементам пола, с монтажными отверстиями для соединения конструкции и технологическими отверстиями для подведения кабеля к оборудованию, устанавливаемому на виброгасящий цоколь.

Между верхним и нижним основаниями укладываются три горизонтальные пластины из виброгасящего материала Sylomer SR11 с монтажными и технологическими отверстиями. В монтажные отверстия пластин из виброгасящего материала вставляются пружинные демпферы. Пружинный демпфер состоит из винтовой цилиндрической пружины с поджатыми и шлифованными конечными витками, с концов на пружину надеты металлические фланцы. В монтажные отверстия нижнего основания вставляются винты, которые проходят через пружинные демпферы и закрепляются на верхнем основании при помощи виброгасящих шайб (Sylomer SR28), металлических шайб, шайб Гровера, гаек.

Из опыта применения материала Sylomer и принимая во внимание, что максимальный вес оборудования не более 400 кг, будет использоваться материал Sylomer SR11 для виброизолирующих пластин и материал Sylomer SR28 для виброизолирующих шайб, главным образом исходя из характеристик: наименьший функциональный интервал нагрузок и максимальный фактор механических потерь. Данный материал подходит под требования ТЗ

и может использоваться для разработанной конструкции виброгасящего цоколя. Физические характеристики используемых материалов Sylomer SR11 и SR28 приведены в табл. 2.

Виброгашение цоколем в горизонтальном и вертикальном направлениях осуществляется за счет пластин из материала Sylomer, установленных между верхним и нижним основаниями. В зависимости от частоты вибрационных воздействий, а также массы объекта виброгашения используется комбинация различных типов пластин материала Sylomer с разными физическими свойствами (предельная статическая нагрузка, динамический модуль сдвига, динамический модуль упругости) для обеспечения качества демпфирования. Пружинные демпферы установлены в соответствии с рис. 16. Для устранения перекоса устанавливаемого оборудования при смещенном центре тяжести установлены дополнительные демпферы (рис. 16). Установка демпферов таким образом обеспечивает возможность тонкой настройки виброгасящего цоколя в зависимости от частотного диапазона внешних воздействующих факторов. Для исключения вибрации, передаваемой через крепежные изделия, используется виброгасящая шайба. Поджатием пружин крепежными элементами, проходящими сквозь пружинный демпфер и фиксируемыми на нижнем и верхнем основаниях, создается преднапряженное состояние в пластинах из материала Sylomer. За счет этого обеспечивается управляемое нелинейное демпфирование.

В результате расчетных исследований вариантов расширения применимости стоечных серверов в условиях эксплуатации с повышенными требованиями к механическим воздействиям разработаны концепции систем защиты:

Таблица 2. Физические характеристики материала Sylomer разных типов

Table 2. Physical characteristics of various Sylomer material types

Параметр	Sylomer SR11	Sylomer SR28
Предельная статическая нагрузка, Н/мм ²	0,011	0,028
Пиковая нагрузка, Н/мм ² (максимум)	0,5	1,0
Фактор механических потерь	0,25	0,21
Статический модуль сдвига, Н/мм ²	0,03	0,07
Динамический модуль сдвига, Н/мм ²	0,1	0,15
Абразивный износ, мм ³	1400	1300
Статический модуль упругости, Н/мм ²	0,061	0,166
Динамический модуль упругости, Н/мм ²	0,172	0,437
Сопrotивление растяжению при деформации 10 %, Н/мм ²	0,012	0,031

- общее средство амортизации в виде виброгасящего цоколя;
- локальное средство амортизации сервера.

Обе системы могут применяться в рамках монтажных стоек размерами 600×1000×1600 мм с конструктивом несущих профилей аналогичных фирм.

Наиболее эффективной является система в виде виброгасящего цоколя, которая предназначена для ударовиброзащиты монтажной стойки целиком. В этом случае обеспечивается защита не только серверов, но и другого оборудования данного класса, расположенного внутри стойки.

Список использованной литературы

1. ГОСТ 24346–80. Вибрация. Термины и определения. Москва : Стандартинформ, 2010. 24 с.
2. Виброгасящий цоколь : пат. 2702472 Рос. Федерация / С.В. Кожевников, С.А. Пименов. № 2018129124; заявл. 08.08.2018; опубл. 08.10.2019, Бюл. № 28. 8 с.
3. Данилов Ю., Артамонов И. Практическое использование NX. Москва : ДМК пресс, 2011. 331 с.
4. Зенкевич О.К. Метод конечных элементов в технике : Пер. с англ. / Под ред. Б.Е. Победри. Москва : Мир, 1975. 541 с.
5. Капустин С.А. Метод конечных элементов в механике деформируемых тел : учеб. пособие. Н. Новгород : Изд-во ННГУ, 1997. 70 с.
6. Метод конечных элементов в механике твердых тел / А.С. Сахаров, В.Н. Кислюкий, В.В. Киричевский [и др.]. Киев : Вища школа, 1982. 479 с.
7. NX Nastran. Numerical methods user's guide / Siemens PLM Software. [S.l.], 2005. 272 p.
8. Sinkiewicz J.E. Numerical stability of fine mesh torus models // Proceedings of the MSC/NASTRAN Users' Conference. [S. l.], 1979.

References

1. GOST 24346–80. Vibration. Terms and definitions. Moscow: Standartinform, 2010. 24 p. (in Russian).
2. Vibration suppression base: patent 2702472, Russian Federation/ Kozhevnikov S.V., Pimenov S.A. Applicant (patentee) RFNC-VNIIEF. No. 2018129124, application on 08.08.2018, published on 08.10.2019, Bul. No. 28. P. 8 (in Russian).
3. Danilov Yu., Artamonov I. Practical application of NX. Moscow: DMK press, 2011. 331 p. (in Russian).
4. Zienkiewicz O.C. The finite element method in engineering science: translation from English / edited by B.E. Pobedrya. Moscow: Mir, 1975. 541 p. (in Russian).

5. Kapustin S.A. The finite element method in mechanics of deformable solids: handbook. Nizhny Novgorod: Izd-vo NNGU, 1997. 70 p. (in Russian).
6. The finite element method in mechanics of solids/A.S. Sakharov, V.N. Kislookiy, V.V. Kirichevskiy [et al.]. Kiev, 1982. 479 p. (in Russian).
7. NX Nastran. Numerical methods user's guide / Siemens PLM Software. [S.l.], 2005. 272 p.
8. Sinkiewicz J.E. Numerical stability of fine mesh torus models // Proceedings of the MSC/NASTRAN Users' Conference. [S. l.], 1979.

Сведения об авторах

Филичкин Павел Сергеевич, оператор научной роты Военного учебно-научного центра Военно-морского флота «Военно-морская академия имени Адмирала Флота Советского Союза Н.Г. Кузнецова». Адрес: 196604, Россия, Санкт-Петербург, г. Пушкин, Кадетский бульвар, д. 1. E-mail: pavel.filichkin@mail.ru. <https://orcid.org/0009-0003-4919-407X>.
Иванов Борис Григорьевич, к.т.н., доцент Военного учебно-научного центра Военно-морского флота «Военно-морская академия имени Адмирала Флота Советского Союза Н.Г. Кузнецова». Адрес: 196604, Россия, Санкт-Петербург, г. Пушкин, Кадетский бульвар, д. 1.

Гончаренко Виталий Александрович, к.т.н., начальник кафедры Военного учебно-научного центра Военно-морского флота «Военно-морская академия имени Адмирала Флота Советского Союза Н.Г. Кузнецова». Адрес: 196604, Россия, Санкт-Петербург, г. Пушкин, Кадетский бульвар, д. 1. E-mail: 424756b@mail.ru.

About the authors

Pavel S. Filichkin, operator of military science company, Naval Polytechnical Institute of N.G. Kuznetsov Naval Academy. Address: 1, Kadetsky Bulvar, Pushkin, St. Petersburg, Russia, post code 196604. E-mail: pavel.filichkin@mail.ru. <https://orcid.org/0009-0003-4919-407X>.

Boris G. Ivanov, Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Naval Polytechnical Institute of N.G. Kuznetsov Naval Academy. Address: 1, Kadetsky Bulvar, Pushkin, St. Petersburg, Russia, post code 196604.

Vitaliy A. Goncharenko, Cand. Sci. (Eng.), Head of the Department, Naval Polytechnical Institute of N.G. Kuznetsov Naval Academy. Address: 1, Kadetsky Bulvar, Pushkin, St. Petersburg, Russia, post code 196604. E-mail: 424756b@mail.ru.

Поступила / Received: 05.07.23
Принята в печать / Accepted: 26.07.23
© Коллектив авторов, 2023