

МЕТОД ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ ВИБРОУДАРНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ В ЛАБОРАТОРНЫХ УСЛОВИЯХ

А.В. Проскурин
А.В. Шлишевский

niik@vniitf.ru

ФГУП «РФЯЦ – ВНИИТФ им. академ. Е.И. Забабахина»,
г. Снежинск, Челябинская обл., Российская Федерация

Аннотация

Задача изучения поведения конструкций в условиях интенсивных виброударных воздействий, возникающих при эксплуатации современных машин и приборов, стала актуальной в настоящее время. Виброударные воздействия, как правило, редко сопровождаются значительными повреждениями или разрушениями несущей конструкции, поскольку практически не приводят к изменению скорости центра масс объекта, подвергшегося воздействию, однако могут быть причиной отказов электронных компонентов оборудования. Проведены расчетно-экспериментальные исследования, направленные на разработку универсального метода воспроизведения высокоинтенсивных виброударных воздействий в частотном диапазоне до 2000 Гц, ударный спектр которых перекрывает, с учетом допусков на воспроизведение, заданные значения. Суть метода заключается в выборе с помощью модального анализа генераторов колебаний и резонаторов с собственными частотами колебаний в рассматриваемом диапазоне, а также в выборе способа нагружения генераторов колебаний и резонаторов, позволяющего с минимальными материальными затратами обеспечить ударное нагружение с малой длительностью и высокой амплитудой ускорения. Актуальность данных расчетно-экспериментальных исследований продиктована необходимостью проведения виброударных испытаний различных объектов в лабораторных условиях

Ключевые слова

Виброударное воздействие, ударный спектр ускорений, собственная частота колебаний, форма колебаний, маятниковая установка, вибропреобразователь, резонатор, генератор колебаний

Поступила 06.09.2023

Принята 02.05.2024

© Автор(ы), 2024

Введение. Виброударное воздействие задается в виде совокупности параметров сигнала ускорения: максимального значения, длительности действия, времени нарастания до максимального значения, распределения

дисперсии по диапазонам частот или в виде эквивалентного воздействия, заданного ударным спектром. Из опыта лабораторных испытаний известно, что воспроизведение виброударного ускорения по параметрам, описывающим сигнал ускорения, вызывает определенные трудности, поскольку эти параметры зависят от сборочных усилий, точки приложения нагрузки и отличаются неудовлетворительной повторяемостью. В свою очередь ударный спектр отличается стабильностью воспроизведения, за счет чего и приобрел популярность в практике лабораторно-конструкторских испытаний [1–16].

Основными методами воспроизведения виброударного воздействия по ударному спектру являются испытания на вибростендах, копровые испытания, испытания на специализированных стендах с пороховыми источниками энергии. Каждый из перечисленных экспериментальных методов имеет свою область применения, свои достоинства и недостатки. Например, на вибростендах невозможно воспроизвести высокоинтенсивные воздействия, копровые испытания приводят к критической перегрузке низкочастотных областей, пороховые источники энергии являются одноразовыми и удорожают испытания.

Предлагаемый в настоящей работе метод воспроизведения виброударного воздействия заключается в том, что в испытательной сборке должны присутствовать массивные упругие тела, выступающее в роли генераторов колебаний. При этом сама испытательная сборка должна иметь свободные граничные условия. Возбуждение колебаний упругих тел осуществляется ударным воздействием с минимально возможной длительностью и высокой амплитудой.

Основным недостатком методов воспроизведения виброударной нагрузки, рассмотренных в [1–9], является то, что они нацелены либо на высокочастотные до 10 000 Гц [1, 2, 4, 5, 8], либо на низкочастотные до 100 Гц области [6].

Цель настоящей работы — предложить метод воспроизведения виброударной нагрузки в частотном диапазоне до 2000 Гц, который позволит при однократном ударном нагружении объекта испытаний, установленного в испытательную оснастку, воспроизвести виброударные воздействия, заданные в виде ударных спектров для каждой оси из ортогональной системы XYZ, связанной с объектом испытаний.

Расчетные исследования. По ортогональным осям XYZ объекта испытаний заданы виброударные воздействия в виде ударных спектров. Заданные ударные спектры, с учетом допусков на воспроизведение согласно ГОСТ Р 53190–2008, приведены на рис. 1.

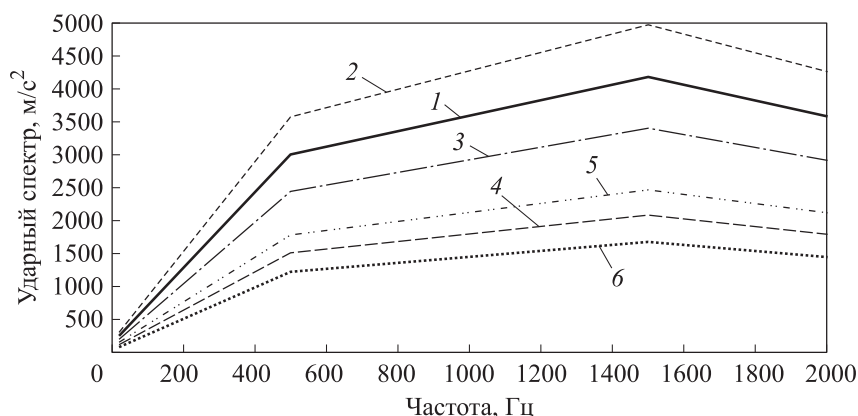


Рис. 1. Заданные ударные спектры с допусками на воспроизведение по направлениям: X (1), $X + 1,5$ дБ (2), $X - 1,5$ дБ (3), $Y(Z)$ (4), $Y(Z) + 1,5$ дБ (5), $Y(Z) - 1,5$ дБ (6)

В результате расчетных исследований с применением модального анализа в качестве основных генераторов колебаний при разработке схемы виброударных испытаний выбраны стержень массой 250 кг с поперечным сечением 200×260 мм, прямоугольными боковыми выборками длиной 1999 мм и плита диаметром 810 мм и толщиной 40 мм (массой 55 кг), выполненные из алюминиевого сплава Д16 (плотность $\rho = 2640$ кг/м³; модуль Юнга $E = 0,72 \cdot 10^{11}$ Па; коэффициент Пуассона $\mu = 0,33$ [17]), у которых 15 собственных частот колебаний в диапазоне 0...2000 Гц.

Известно, что стержень может совершать несколько видов колебаний: продольные, крутильные и изгибные.

Продольные колебания стержня определяются по формуле из [18]:

$$p_i = \frac{a\pi i}{l}, \quad f_i = \frac{p_i}{2\pi} \quad (i = 1, 2, 3, \dots), \quad (1)$$

где $a = \sqrt{E/\rho}$ — скорость волны в стержне, E , ρ — модуль упругости и плотность материала стержня; l — длина стержня.

Поперечные колебания стержня также определяются по формуле из [18]:

$$p_i = \lambda_i^2 \sqrt{\frac{EJ}{m_0 l^4}}, \quad f_i = \frac{p_i}{2\pi} \quad (i = 1, 2, 3, \dots), \quad (2)$$

где $\lambda_i = \frac{2i+1}{2} \pi$ ($i = 1, 2, 3, \dots$); $J_x = \frac{bh^3}{12}$ и $J_y = \frac{b^3h}{12}$ — осевые моменты инерции прямоугольного сечения относительно осей X и Y (h — толщина плиты); $m_0 = m/l$ — погонная масса стержня.

Крутильные колебания стержня определяются согласно [18] по следующей формуле:

$$p_i = \frac{a_\gamma \pi i}{l}, \quad f_i = \frac{p_i}{2\pi} \quad (i = 1, 2, 3, \dots). \quad (3)$$

Здесь $a_\gamma = \sqrt{\frac{GJ_p}{\theta_0}}$, где $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ — модуль сдвига, μ — коэффициент Пуассона, J_p — полярный момент инерции сечения, $\theta_0 = \rho J_p$ — момент инерции массы единицы длины стержня.

Частота собственных колебаний круглой свободной плиты определяется по формуле из [19]:

$$f_{пл} = \frac{1}{2\pi} \frac{\alpha}{r^2} \sqrt{\frac{D_{цил}}{\rho h}}, \quad (4)$$

где α — постоянная, зависящая от формы колебаний (числа узловых диаметров n и узловых окружностей s); r — радиус плиты; $D_{цил} = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ — жесткость пластины на изгиб (E — модуль упругости материала плиты, μ — коэффициент Пуассона материала плиты).

Определим собственные частоты стержня и плиты с помощью метода конечных элементов (МКЭ), реализованного в пакете конечно-элементного анализа АРМ (регистрационный номер № 330 аттестационного паспорта программного средства АРМ Structure 3D, ©НТИЦ «АПИМ»). Формы колебаний стержня и плиты приведены на рис. 2.

Результаты расчетов по формулам (1)–(4) и численных расчетов сведены в таблицу, где также приведены значения собственных частот стержня, полученных экспериментальным путем: на одном торце стержня установлены пьезоакселерометры, на другом — проводилось нагружение с помощью маятниковой установки.

Поскольку предлагаемый метод воспроизведения виброударного воздействия базируется на возбуждении колебаний массивных упругих тел, входящих в состав испытательной сборки, основной задачей модального анализа является определение плотности собственных частот стержня и плиты в диапазоне 0...2000 Гц, а не определение их конкретных значений. В связи с этим для краткого снижения трудоемкости вычислений стержень и плита рассматривались как изолированные элементы при до-

пущении, что их граничные условия не являются достаточно жесткими и оказать существенного влияния на значения их собственных частот колебаний не могут.

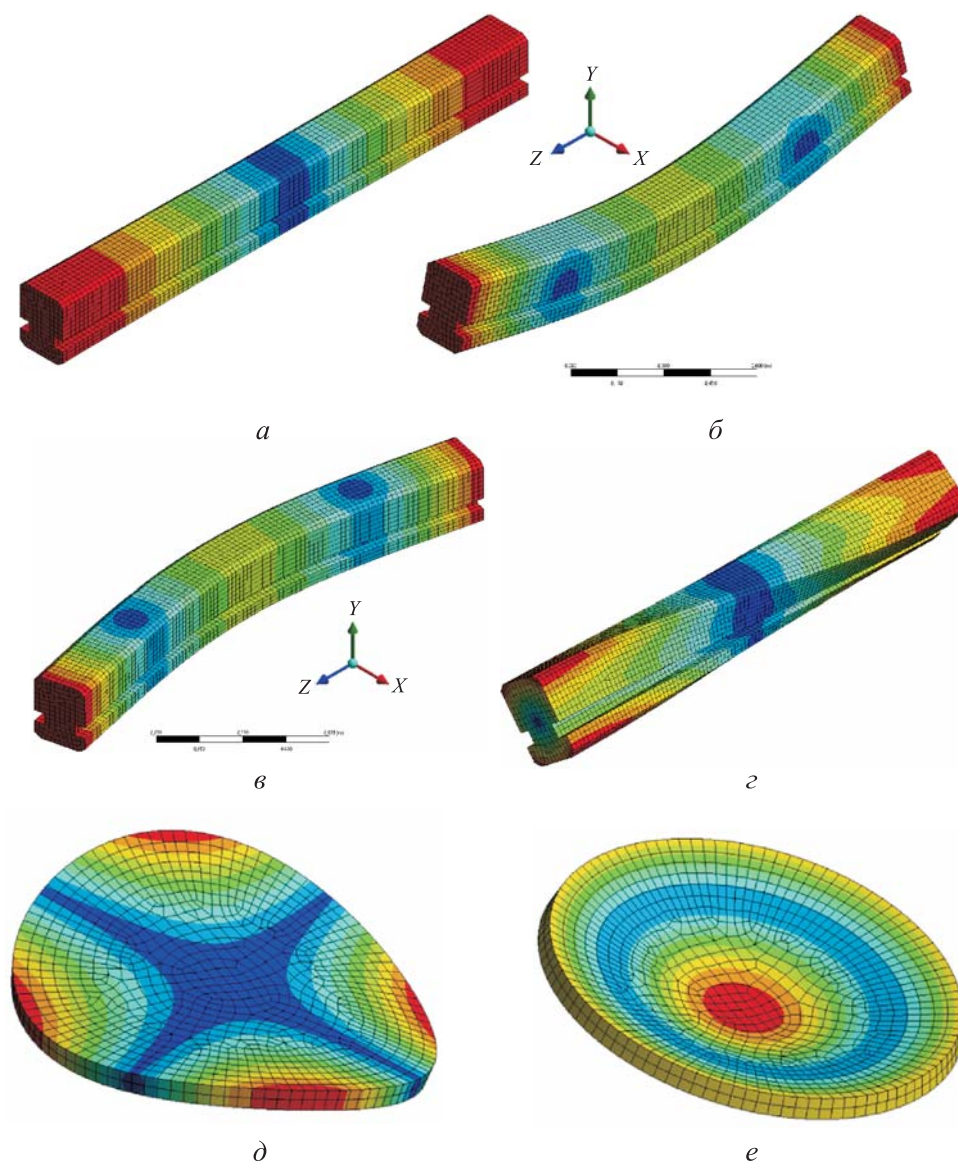


Рис. 2. Формы колебаний стержня и плиты:

a — первая продольная форма колебаний стержня ($f = 1304$ Гц); *б* — первая изгибная относительно оси X форма колебаний стержня ($f = 330$ Гц); *в* — первая изгибная относительно оси Y форма колебаний стержня ($f = 247$ Гц); *г* — первая крутильная форма колебаний стержня ($f = 601$ Гц); *д, e* — формы колебаний плиты при $n = 2, s = 0$ ($f = 311$ Гц) и $n = 0, s = 1$ ($f = 536$ Гц)

Значения собственных частот и формы колебаний стержня и плиты

Форма колебания	Собственная частота, Гц			Разность значений данных, полученных МКЭ и экспериментально, %
	По формулам (1)–(4)	МКЭ	Эксперимент	
Стержень				
Первая продольная	1306	1304	1316	0,91
Изгибная относительно оси X: первая вторая третья	359	330	334	1,19
	999	823	827	0,48
	1958	1439	1438	0,06
	276	247	248	0,41
Изгибная относительно оси Y: первая вторая третья	768	647	653	0,91
	1506	1187	1177	0,85
	801	601	600	0,16
Крутильная: первая вторая третья	1602	1208	1218	0,82
	2403	1814	1788	1,45
	Плита			
$n = 2, s = 0$	315	311	–	–
$n = 0, s = 1$	545	536	–	–
$n = 3, s = 1$	734	713	–	–
$n = 1, s = 1$	1232	1233	–	–
$n = 2, s = 1$	2116	1989	–	–

В целях обеспечения возможности изменения реакции механической системы на входное воздействие и усиления реакции в определенном частотном диапазоне были внедрены резонаторы. Конструкция резонатора приведена на рис. 3. Резонаторы представляют собой линейные осцилляторы, упругий элемент которых работает на изгиб. Упругий элемент — шпилька M12 × 340 из стали 30ХГСА (плотность $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$, модуль Юнга $E = 1,98 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$ [17]), груз — цилиндр с внутренним отверстием массой 0,2 кг из стали 20 (плотность

$\rho = 7820 \text{ кг/м}^3$, модуль Юнга $E = 1,9 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$ [17]). Упругий элемент вворачивается в испытательную оснастку, груз стопорится гайками.

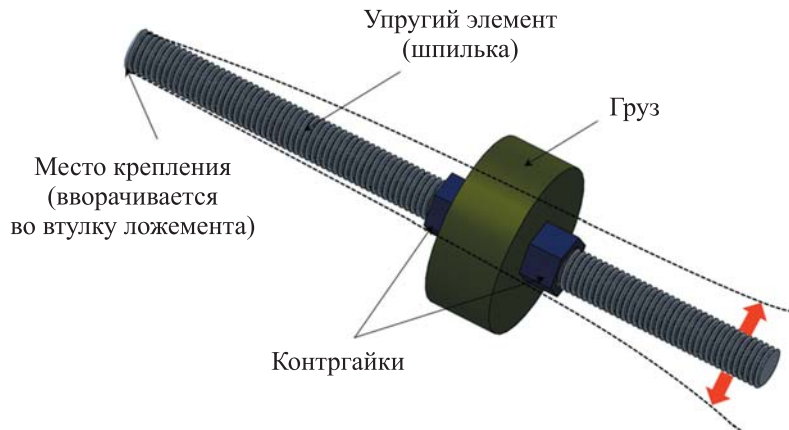


Рис. 3. Конструкция резонатора

Собственную частоту резонатора определяли по формуле

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EJ}{ml^3}},$$

где E — модуль упругости материала упругого элемента; J — момент инерции поперечного сечения упругого элемента; m — масса груза; l — длина упругого элемента.

В силу изменения положения груза менялась частота колебаний резонатора. Конструкция резонатора позволяет варьировать частоту в диапазоне $\sim 50 \dots 1000 \text{ Гц}$.

Методика проведения эксперимента. Схема проведения виброударных испытаний (рис. 4) разработана с использованием генераторов колебаний и резонаторов.

Для нагружения использовалась маятниковая установка, формирующая высокоинтенсивное ударное воздействие (до $50\,000 \text{ м/с}^2$) длительностью $0,4 \dots 1 \text{ мс}$. Ударное воздействие зависит от угла отклонения ударника, его массы и формы, что позволяет в широком диапазоне варьировать параметры входного воздействия при испытаниях.

На подкатной опоре массой 780 кг (с учетом дополнительного груза, на рис. 4 не показан) с помощью гибкой подвески закреплена испытательная сборка массой 550 кг , представляющая собой объект испытаний. На объекте испытаний с помощью ложементов установлены генераторы

колебаний (стержень и плита). Дополнительно на ложементх расположены резонаторы. Ударная нагрузка формируется в результате взаимодействия ударника маятниковой установки и стального силоприемника, установленного на алюминиевой плите. Грузоподъемность опоры составляет 1000 кг.

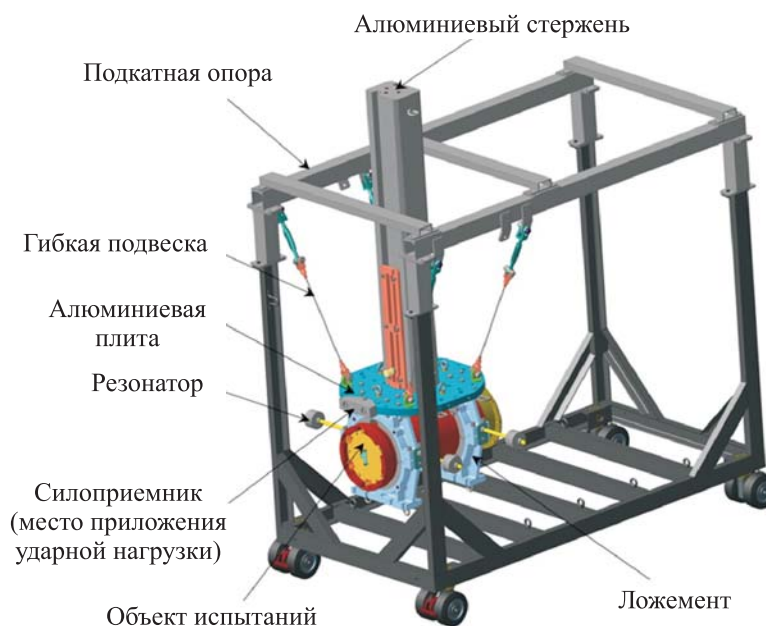


Рис. 4. Схема проведения виброударных испытаний

Для регистрации ускорений в четырех контрольных точках с использованием клея-герметика ВГО-1 установлены 12 вибропреобразователей типа AP1077M-01. Вибропреобразователи имеют коэффициент преобразования $2,0 \pm 0,4$ пКл/(м · с⁻²), амплитуду регистрируемых ускорений до 30 000 м/с² и рабочий диапазон частот 0,5...8000 Гц (до 10 000 Гц при неравномерности ± 1 дБ). Контрольные точки расположены диаметрально противоположно на цилиндрической поверхности объекта испытаний в зонах, близких к ложементам. В каждой контрольной точке установлены три вибропреобразователя. Оси чувствительности вибропреобразователей ориентированы в трех направлениях, совпадающих с направлением осей объекта испытаний XYZ.

Для регистрации сигналов с вибропреобразователей использовался усилитель сигнала (номинальный предел преобразования зарядов $Q_B = 10 \cdot 10^4$ пКл, номинальный коэффициент преобразования $K = 0,1$ мВ/пКл, верхняя граничная частота 10 кГц) и АЦП МІС-553 (пределы измерения

входного напряжения ± 10 В, максимальная частота дискретизации на канал 108 кГц, число разрядов АЦП 16).

Зарегистрированные сигналы фильтровались цифровым фильтром Баттерворта 4-го порядка с верхней граничной частотой 2000 Гц. После фильтрации вычислялись обобщенные ударные спектры при добротности линейных осцилляторов $Q = 10$ [20]. За реализованный ударный спектр по заданной оси объекта испытаний принимался среднеарифметический ударный спектр сигналов ускорений, зарегистрированных вибропреобразователями, оси чувствительности которых совпадали с направлением оси объекта испытаний.

Результаты эксперимента. В ходе экспериментальных исследований проведена серия опытов. Характерный вид зарегистрированного вибропреобразователем сигнала ускорения в одном из экспериментов приведен на рис. 5.

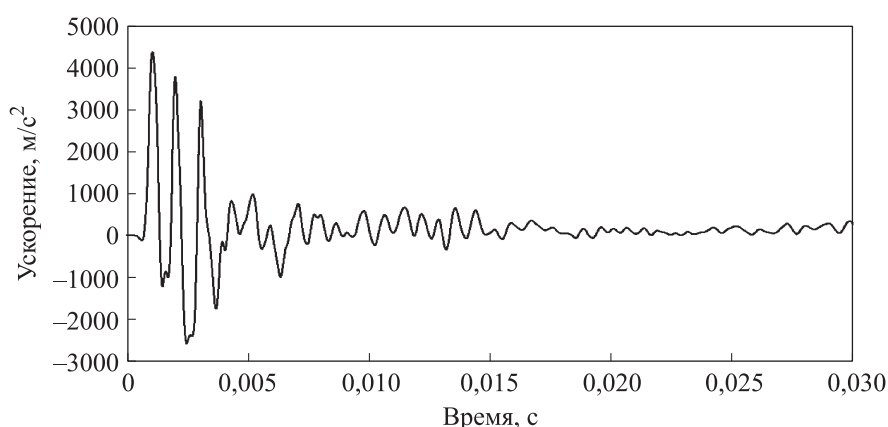


Рис. 5. Характерный вид зарегистрированного вибропреобразователем сигнала ускорения

На начальном этапе проведения экспериментов стержень обращен к направлению приложения нагрузки стороной с большей изгибной жесткостью, введение дополнительных резонаторов не рассматривалось. В результате получен среднеарифметический обобщенный ударный спектр сигналов ускорений в контрольных точках, который в диапазоне частот, примерно равных 20...900 Гц, находился ниже нижней границы допуска на воспроизведение ударного спектра в направлении оси X .

На следующем этапе оценивалась возможность перекрытия заданного ударного спектра в направлении оси X путем увеличения интенсивности реакции, за счет исключения стержня из испытательной сборки. В результате получен среднеарифметический обобщенный ударный спектр сигналов

ускорений в контрольных точках, который в диапазоне частот, примерно равных 20...800 Гц, находился ниже нижней границы допуска на воспроизведение ударного спектра в направлении оси X , а в диапазоне 1000...2000 Гц — сильно перегружал конструкцию.

Результаты эксперимента, в котором стержень ориентирован по направлению приложения нагрузки стороной с большей изгибной жесткостью и без дополнительных резонаторов, а также опыта, в котором стержень исключен из испытательной сборки, приведены на рис. 6.

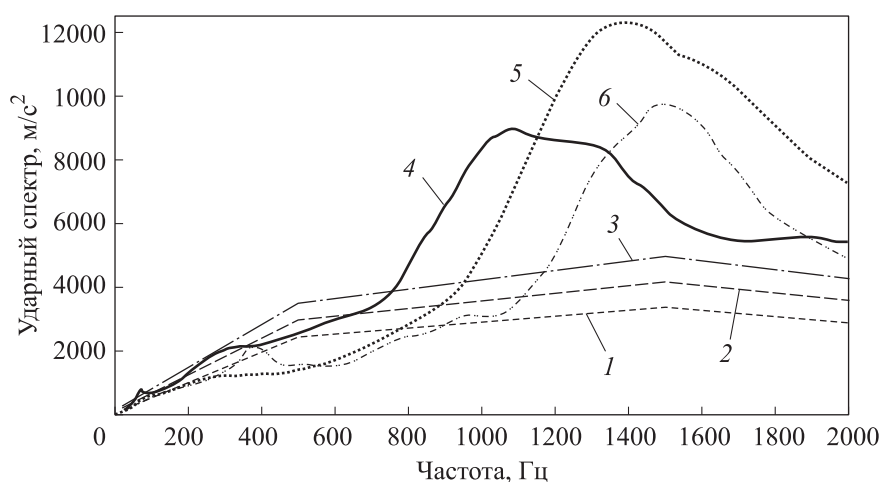


Рис. 6. Сравнение заданных ударных спектров воздействия в направлении оси X – 1,5 дБ (1), X (2), X + 1,5 дБ (3); реализованного среднеарифметического ударного спектра воздействия в направлении оси X (4); ударных спектров воздействия испытательной сборки без стержня и дополнительных резонаторов (5) и стержня с большой изгибной жесткостью и без дополнительных резонаторов (6)

Для увеличения уровня ударного спектра сигналов ускорений в диапазоне частот до 20...800 Гц необходимо переориентировать стержень относительно направления приложения нагрузки стороной с меньшей изгибной жесткостью, для возбуждения более низких частот колебаний, а также внедрить в испытательную сборку резонаторы, настроенные на частоту ~ 400 Гц. Ударные спектры реализованных и заданных с учетом допусков воздействий, полученные после модернизации испытательной сборки, приведены на рис. 7, 8.

Анализируя результаты, приведенные на рис. 7, 8, можно утверждать, что:

– в низкочастотном диапазоне 20...750 Гц удачно подобрана нагрузка в направлении оси X ;

- в среднечастотном диапазоне 750...1500 Гц наблюдается существенная перегрузка в направлении оси X ;
- в высокочастотном диапазоне 1500...2000 Гц фиксируется незначительная перегрузка в направлении оси X ;
- во всем частотном диапазоне в направлении оси Y видна существенная перегрузка;
- в низкочастотном диапазоне 20...400 Гц проявляется недогрузка в направлении оси Z ;
- в среднечастотном диапазоне 400...750 Гц удачно подобрана нагрузка в направлении оси Z ;
- в высокочастотном диапазоне 750...2000 Гц прослеживается значительная перегрузка в направлении оси Z .

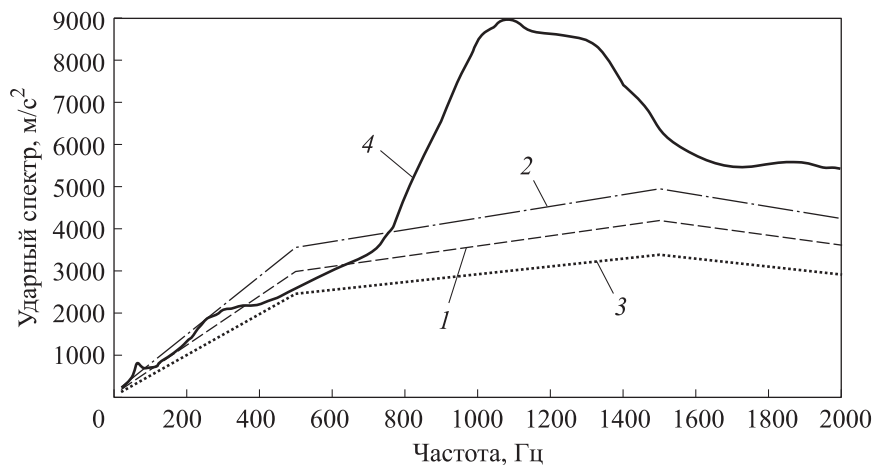


Рис. 7. Сравнение заданных ударных спектров воздействия в направлении оси X (1), $X + 1,5$ дБ (2), $X - 1,5$ дБ (3); реализованного среднеарифметического обобщенного ударного спектра воздействия в направлении оси X (4)

В соответствии с испытательной практикой воспроизвести ударный спектр, лежащий в пределах допусков на воспроизведение, в лабораторных условиях крайне затруднительно, поэтому соответствие реализованного и заданного ударных спектров с учетом ГОСТ Р 53190–2008 заключается в следующем: в некоторой области или областях частот (в сумме не превышающих 20 % диапазона частот) кривая реализованного обобщенного ударного спектра должна находиться не ниже нижней границы допуска на воспроизведение.

Ввиду относительно низкой разрушающей способности виброударного воздействия, перегрузка конструкции, особенно на частотах выше средних, является менее критичной по сравнению с недогрузкой на частоте

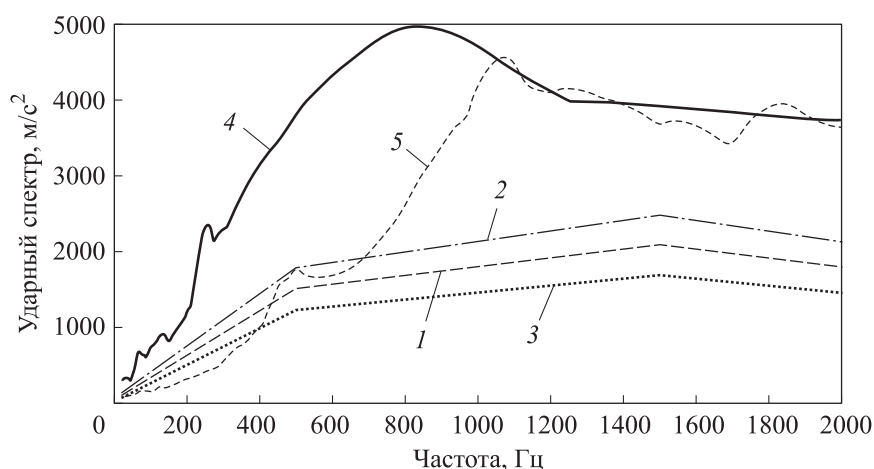


Рис. 8. Сравнение (с учетом допусков) реализованного и заданного ударных спектров воздействия в направлениях оси $Y(Z)$ (1), $Y(Z) + 1,5$ дБ (2), $Y(Z) - 1,5$ дБ (3); реализованных среднеарифметических обобщенных ударных спектров воздействия в направлениях осей Y (4), Z (5)

тах ниже средних. Перегрузка конструкции по направлению оси Y не сильно критична, так как это является следствием нагружения по направлению оси X , а не результатом отдельного воздействия по этому направлению.

Заключение. Разработан метод воспроизведения виброударных воздействий с заданным ударным спектром в частотном диапазоне до 2000 Гц в лабораторных условиях. Особенностью данного метода является возможность формирования пространственного нагружения исследуемой конструкции, а не по каждому направлению в отдельности, что позволяет сократить число нагружений и избежать перегрузки конструкции в целом. Метод с минимальными затратами может быть адаптирован для различных конструкций.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Красова Н.А., Пустобаев М.В., Тютнев А.П. Отработка бортовой радиоэлектронной аппаратуры космических аппаратов на ударные воздействия. *Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ*, 2013, т. 132, № 1, с. 27–34. EDN: QJGAVH
- [2] Грабилин А.О., Зубренков Б.И., Пустобаев М.В. и др. Моделирование режимов ударного нагружения на аппаратуру космического аппарата при срабатывании пиротехнических средств разделения. *Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ*, 2014, т. 138, № 1, с. 35–42. EDN: SGMNUP
- [3] Комаров И.С., Строгонов Я.А., Фельдштейн В.А. О видоизменении понятия ударного спектра и о его экспериментальном определении. *Вестник концерна ВКО «Алмаз – Антей»*, 2022, № 2, с. 48–54. EDN: DVL RHK

- [4] Комаров И.С. Наземная экспериментальная отработка изделий ракетно-космической техники на ударное воздействие от пиротехнических средств разделения. *Труды МАИ*, 2013, № 71. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=46931>
- [5] Орлов С.А., Копытов В.И., Пасько А.В. О некоторых особенностях испытаний на высокоинтенсивные ударные воздействия систем космических аппаратов. *Решетнёвские чтения*, 2018, т. 1, с. 342–343. EDN: YTEZQT
- [6] Третьяков А.В., Третьяков О.А., Зимакова М.В. Расчет спектра ударного отклика при проведении испытаний переносных цистерн и газовых контейнеров. *Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, практике, экономике*, 2015, № 3 (58), с. 60–65. EDN: UCCVTP
- [7] Бахарева Е.А. К расчету ударного спектра оборудования при импульсном виброускорении. *Вестник Уральского государственного университета путей сообщения*, 2016, № 2 (30), с. 10–18.
DOI: <https://doi.org/10.20291/2079-0392-2016-2-10-18>
- [8] Амелин Л.А., Мовчан А.В., Муравьев С.В. и др. Результаты наземных испытаний динамического макета космического аппарата «КАНОПУС-В» № 1. *Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ*, 2013, т. 136, № 5, с. 31–34. EDN: SAUPBZ
- [9] Alexander J.E. Shock response spectrum — a primer. *Sound Vib.*, 2009, no. 6, pp. 6–14.
- [10] Ефремов А.К., Капустян А.В. Особенности воспроизведения ударных воздействий при механических испытаниях. *Наука и образование: научное издание*, 2012, № 2. EDN: OWGRMX
- [11] Wang X., Li X., Ma X., et al. Numerical analysis on spectrum dip characteristics of shock response spectrum of submarine equipment [J/OL]. *Chin. J. Ship Res.*, 2019, vol. 14, no. 3, pp. 31–37. DOI: <https://doi.org/10.19693/j.issn.1673-3185.01206>
- [12] Sun W., Su Q., Yuan H., et al. Calculation and characteristic analysis on different types of shock response spectrum. *J. Phys. Conf. Ser.*, 2020, vol. 1676, art. 012236.
DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1676/1/012236>
- [13] Wang X., Liu W., Li X., et al. The shock response prediction of spacecraft structure based on hybrid FE-SEA method. *Appl. Sc.*, 2021, vol. 11, no. 18, art. 8490.
DOI: <https://doi.org/10.3390/app11188490>
- [14] Субботин С.Г., Мельникова А.Ю. Спектральные характеристики для сравнения и идентификации ударных нагружений. *Заводская лаборатория. Диагностика материалов*, 2009, т. 75, № 12, с. 53–56. EDN: KZYAKZ
- [15] Каразин В.И., Колесников С.В., Литвинов С.Д. и др. Особенности моделирования и воспроизведения виброударных воздействий. *Теория механизмов и машин*, 2013, т. 11, № 2, с. 55–64. EDN: RLNVHZ
- [16] Tuma J., Babiuch M., Koci P. Calculation of a shock response spectra. *Acta Montanistica Slovaca*, 2011, vol. 16, no. 1, pp. 66–73.
- [17] Гохфельд Д.А., Гецов Л.Б., Кононов К.М. и др. Механические свойства сталей и сплавов при нестационарном нагружении. Екатеринбург, УрО РАН, 1996.

- [18] Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М., Высшая школа, 1972.
- [19] Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем. М., Машиностроение, 1970.
- [20] Смит С. Цифровая обработка сигналов. М., Додэка-XXI, 2012.

Проскурин Анатолий Викторович — д-р техн. наук, первый заместитель главного конструктора ФГУП «РФЯЦ – ВНИИТФ им. академ. Е.И. Забабахина» (Российская Федерация, 456770, Челябинская обл., г. Снежинск, ул. Васильева, д. 13).

Шлишевский Антон Владимирович — старший научный сотрудник ФГУП «РФЯЦ – ВНИИТФ им. академ. Е.И. Забабахина» (Российская Федерация, 456770, Челябинская обл., г. Снежинск, ул. Васильева, д. 13).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Проскурин А.В., Шлишевский А.В. Метод воспроизведения виброударного воздействия в лабораторных условиях. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2024, № 4 (151), с. 96–111. EDN: YOZROY

METHOD OF REPRODUCING THE VIBROIMPACT EFFECT IN THE LABORATORY CONDITIONS

A.V. Proskurin

niik@vniitf.ru

A.V. Shlishevskiy

FSUE “RFNC — VNIITF named after Academ. E.I. Zababakhin”, Snezhinsk,
Chelyabinsk Region, Russian Federation

Abstract

The problem of studying the structures' behaviour under intense vibroimpact effects arising in the modern machines and devices operation becomes relevant nowadays. Vibroimpact effects, as a rule, are rarely accompanied by significant damage or destruction of the supporting structure, since they practically do not lead to alteration in the speed of the center of mass of an object subjected to the impact. However, they could be the cause of failures in the equipment electronic components. The paper presents results of computational and experimental studies aimed at developing a universal method for reproducing the high-intensity vibroimpact effects in the frequency range of up to 2000 Hz. This impact spectrum overlaps specified values of the impact spectrum taking into account the reproduction

Keywords

Vibroimpact effect, acceleration shock spectrum, natural oscillation frequency, oscillation shape, pendulum installation, vibration transducer, resonator, oscillation generator

tolerances. The method essence lies in using modal analysis to select oscillation generators and resonators with natural oscillation frequencies in the range under consideration, as well as to choose a method for loading oscillation generators and resonators that allows for impact loading with short duration and high acceleration amplitude under the minimal material costs. Relevance of these computation and experimental studies is dictated by the need to conduct vibroimpact tests of various objects in the laboratory conditions

Received 06.09.2023

Accepted 02.05.2024

© Author(s), 2024

REFERENCES

- [1] Krasova N.A., Pustobaev M.V., Tyutnev A.P. Developing spacecraft onboard electronic equipment for impact effect. *Voprosy elektromekhaniki. Trudy VNIIEM* [Electromechanical Matters. VNIIEM Studies], 2013, vol. 132, no. 1, pp. 27–34 (in Russ.). EDN: QJGAVH
- [2] Grabilin A.O., Zubrenkov B.I., Pustobaev M.V., et al. Simulating shock loading modes on spacecraft hardware at actuation of division pyro devices. *Voprosy elektromekhaniki. Trudy VNIIEM* [Electromechanical Matters. VNIIEM Studies], 2014, vol. 138, no. 1, pp. 35–42 (in Russ.). EDN: SGMNUP
- [3] Komarov I.S., Strogonov Ya.A., Feldshteyn V.A. On alteration of the shock response spectrum notion and its experimental definition. *Vestnik kontserna VKO “Almaz – Antey”* [Journal of “Almaz – Antey” Air and Space Defence Corporation], 2022, no. 2, pp. 48–54 (in Russ.). EDN: DVLRHK
- [4] Komarov I.S. Nonlinear heat conduction problem for a thin shell. *Trudy MAI*, 2013, no. 71 (in Russ.). Available at: <https://trudymai.ru/published.php?ID=46931>
- [5] Orlov S.A., Kopytov V.I., Pasko A.V. On some features of tests of spacecrafts on shock impacts of high intensity. *Reshetnevskie chteniya* [Reshetnev Readings], 2018, vol. 1, pp. 342–343 (in Russ.). EDN: YTEZQT
- [6] Tretyakov A.V., Tretyakov O.A., Zimakova M.V. Calculation of the range of impact response in conducting tests for portable tanks and gas containers. *Transport Rossiyskoy Federatsii. Zhurnal o nauke, praktike, ekonomike* [Transport of the Russian Federation], 2015, no. 3 (58), pp. 60–65 (in Russ.). EDN: UCCVTP
- [7] Bakhareva E.A. To calculation of shock spectrum of the equipment during impulsive vibration acceleration. *Vestnik Uralskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya* [Herald of the Ural State University of Railway Transport], 2016, no. 2 (30), pp. 10–18 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.20291/2079-0392-2016-2-10-18>
- [8] Amelin L.A., Movchan A.V., Muravyev S.V., et al. “KANOPUS-V” no. 1 spacecraft dynamic dummy ground testing results. *Voprosy elektromekhaniki. Trudy VNIIEM*, 2013, vol. 136, no. 5, pp. 31–34 (in Russ.). EDN: SAUPBZ
- [9] Alexander J.E. Shock response spectrum — a primer. *Sound Vib.*, 2009, no. 6, pp. 6–14.

- [10] Efremov A.K., Kapustyan A.V. Some features of shock testing. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie* [Science and Education: Scientific Publication], 2012, no. 2 (in Russ.). EDN: OWGRMX
- [11] Wang X., Li X., Ma X., et al. Numerical analysis on spectrum dip characteristics of shock response spectrum of submarine equipment [J/OL]. *Chin. J. Ship Res.*, 2019, vol. 14, no. 3, pp. 31–37. DOI: <https://doi.org/10.19693/j.issn.1673-3185.01206>
- [12] Sun W., Su Q., Yuan H., et al. Calculation and characteristic analysis on different types of shock response spectrum. *J. Phys. Conf. Ser.*, 2020, vol. 1676, art. 012236. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1676/1/012236>
- [13] Wang X., Liu W., Li X., et al. The shock response prediction of spacecraft structure based on hybrid FE-SEA method. *Appl. Sc.*, 2021, vol. 11, no. 18, art. 8490. DOI: <https://doi.org/10.3390/app11188490>
- [14] Subbotin S.G., Melnikova A.Yu. Spectral data for comparison and identification of shock loading. *Zavodskaya laboratoriya. Diagnostika materialov* [Industrial Laboratory. Materials Diagnostics], 2009, vol. 75, no. 12, pp. 53–56 (in Russ.). EDN: KZYAKZ
- [15] Karazin V.I., Kolesnikov S.V., Litvinov S.D., et al. Special aspects of simulation and reproduction of vibratory impact actions. *Teoriya mekhanizmov i mashin*, 2013, vol. 11, no. 2, pp. 55–64 (in Russ.). EDN: RLNVHZ
- [16] Tuma J., Babiuch M., Koci P. Calculation of a shock response spectra. *Acta Montanistica Slovaca*, 2011, vol. 16, no. 1, pp. 66–73.
- [17] Gokhfeld D.A., Getsov L.B., Kononov K.M., et al. Mekhanicheskie svoystva staley i splavov pri nestatsionarnom nagruzhenii [Mechanical properties of steels and alloys under non-stationary loading]. Ekaterinburg, UrO RAS Publ., 1996.
- [18] Biderman V.L. Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy [Theory of mechanical oscillations]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1972.
- [19] Filippov A.P. Kolebaniya deformiruemykh system [Oscillations of deformable systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1970.
- [20] Smith S. Digital signal processing. London, Newnes, 2002.

Proskurin A.V. — Dr. Sc. (Eng.), First Deputy Chief Designer, FSUE “RFNC — VNIITF named after Academ. E.I. Zababakhin” (Vasileva ul. 13, Snezhinsk, Chelyabinsk Region, 456770 Russian Federation).

Shlishevskiy A.V. — Senior Scientific Researcher, FSUE “RFNC — VNIITF named after Academ. E.I. Zababakhin” (Vasileva ul. 13, Snezhinsk, Chelyabinsk Region, 456770 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Proskurin A.V., Shlishevskiy A.V. Method of reproducing the vibroimpact effect in the laboratory conditions. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2024, no. 4 (151), pp. 96–111 (in Russ.). EDN: YOZROY