

---

---

**НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ**

---

---

УДК 534.83

**ОЦЕНКА ИЗМЕНЕНИЯ ЗВУКОИЗОЛЯЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК  
СИЛОВЫХ ПАНЕЛЕЙ ПРИ ИХ ВЫСОКОИНТЕНСИВНОМ  
АКУСТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ**© 2022 г. П. А. Попов<sup>1,\*</sup>, А. А. Иголкин<sup>1</sup>, Е. В. Шахматов<sup>1</sup><sup>1</sup>*Самарский национальный исследовательский университет им. С.П. Королева, Самара, Россия**\*e-mail: banduir@rambler.ru*

Поступила в редакцию 18.05.2021 г.

После доработки 09.11.2021 г.

Принята к публикации 20.12.2021 г.

В статье представлен подход, основанный на анализе акустических нагрузок, который позволяет по полученной из эксперимента звукоизоляции, найти ее параметры при более жестком случае нагружения. В результате получены данные, которые подтверждают изменение звукоизоляции конструкции разных силовых панелей при передаче внешнего акустического давления под экспериментальную панель, в то же время имеются общие закономерности параметров перепада акустического давления. Выявленные закономерности позволили провести анализ звукоизоляции трех экспериментальных образцов при их эксплуатационном акустическом нагружении.

*Ключевые слова:* силовая панель, акустическое поле, изменение звукоизоляции, изменение акустического давления

DOI: 10.31857/S0235711922020122

В технической акустике возникают задачи оценки действия высокоинтенсивных пульсаций давления на различных этапах эксплуатации изделий. Примером могут служить аэроакустическое нагружение современных боевых самолетов, при котором амплитудные уровни нагрузок достигают 173 дБ [1], нагружения внешней части конструкции сборочно-защитных блоков ракет-носителей на старте и выведении, при которых суммарные среднеквадратические уровни акустического давления могут достигать величин свыше 150 дБ и 160 дБ соответственно [2]. Как показала практика, в широком диапазоне спектра от 18 Гц до 4470 Гц высокоинтенсивные уровни акустических нагрузок трудно реализуемы в лабораторных условиях для некоторых акустических реверберационных стендов (АРС). В результате научно-информационного поиска открытых источников было обнаружено, что исследования в области определения реакции конструкций на широкополосные случайные воздействия акустического типа проводились в работах [3, 4], в которых решались задачи оценки звукоизоляции (ЗИ) и акустических вибраций летательных аппаратов расчетными и экспериментальными методами. Исходя из технических требований, выбирались те или иные способы защиты изделий внутри отсека от разрушающего действия шума путем размещения звукопоглощающих и вибродемпфирующих материалов. При этом коэффициенты безопасности конструкции при проектировании изделий, обоснованные вероятностно-статистическими методами, приведены, например, в работе [8]. В работах [5–7] представлены результаты исследований, содержащие обширную информацию о характеристиках обечак и звукоизолирующих материалов, таких как индекс

**Таблица 1.** Характеристики испытуемых образцов

Параметры образца	Образец 1	Образец 2	Образец 3
Поверхностная масса с ЗПМ, кг/м <sup>2</sup>	16.53	12.33	18.78
Поверхностная масса без ЗПМ, кг/м <sup>2</sup>	15.22	11.88	18.35
Масса оснастки с переходными элементами и испытуемым образцом, кг	1000.9	911.2	998.5
Толщина ЗПМ, мм	60	1.5	20
Плотность ЗПМ, кг/м <sup>3</sup>	35	360	35
Материал ЗПМ	пенополиуретан	ТТПСМ	пенополиуретан

ЗИ, коэффициенты звукопоглощения, механических потерь, постоянных затухания и постоянных распространения для отсеков. Однако в этих работах предполагалось, что характеристики ЗИ являются инвариантными для различных внешних нагрузок. В работе [9] рассматривались вопросы использования метода наименьших квадратов (МНК) для уточнения звукоизоляции пластин из стали, дюралюминия и фанеры различных толщин, рассчитываемых по “закону массы”, однако представленные данные могут быть верны только для амплитудных характеристик внешнего акустического давления, которое использовалось в экспериментах.

В настоящее время анализ изменения звукоизоляционных характеристик силовых панелей при высокоинтенсивном диффузном нагружении в лабораторных условиях не проводился, а соответствующие параметры ЗИ вычислялись в предположении инвариантности звукоизоляции при высоких нагрузках или получались по результатам натурных измерений фактического акустического давления.

В настоящей статье для определения характеристик звукоизоляции предлагается использовать метод наименьших квадратов, с помощью которого получены линии положительного и отрицательного тренда. Данные линии тренда позволяют судить о характере изменения ЗИ в зависимости от угла их наклона к оси изменения акустической нагрузки, оценивать уровни звукоизоляционных характеристик при повышенных акустических нагрузках, которые невозможно реализовать в лабораторных условиях.

**Объекты испытаний и оснастка.** Экспериментальные исследования проводились в реверберационной камере объемом 1000 м<sup>3</sup>. Характеристики каждого образца приведены в табл. 1.

Из табл. 1 видно, что исследуемые образцы имеют достаточно высокую поверхностную массу за счет вклада силового набора, тогда как поверхностные массы несущих панелей образцов 1, 2, 3 составляют 5 кг/м<sup>2</sup>, 3.34 кг/м<sup>2</sup>, 3.34 кг/м<sup>2</sup> соответственно, что составляет 30%, 27%, 18% от поверхностных масс образцов со звукопоглощающими материалами (ЗПМ). В силу особенностей эксплуатации поверхностная масса ЗПМ второго образца наносилась на внешнюю поверхность, тогда как у первого и третьего образцов на внутренние поверхности.

Испытаниям подвергались образцы от различных конструктивных зон сборочно-защитного блока (СЗБ), представляющие собой сегменты двух цилиндрических и одной конической оболочки (рис. 1).

Выбор толщин стенок оснастки проводился из следующих соображений. Предположим, что поверхность испытуемой панели площадью  $S_1$  излучает во внутреннее

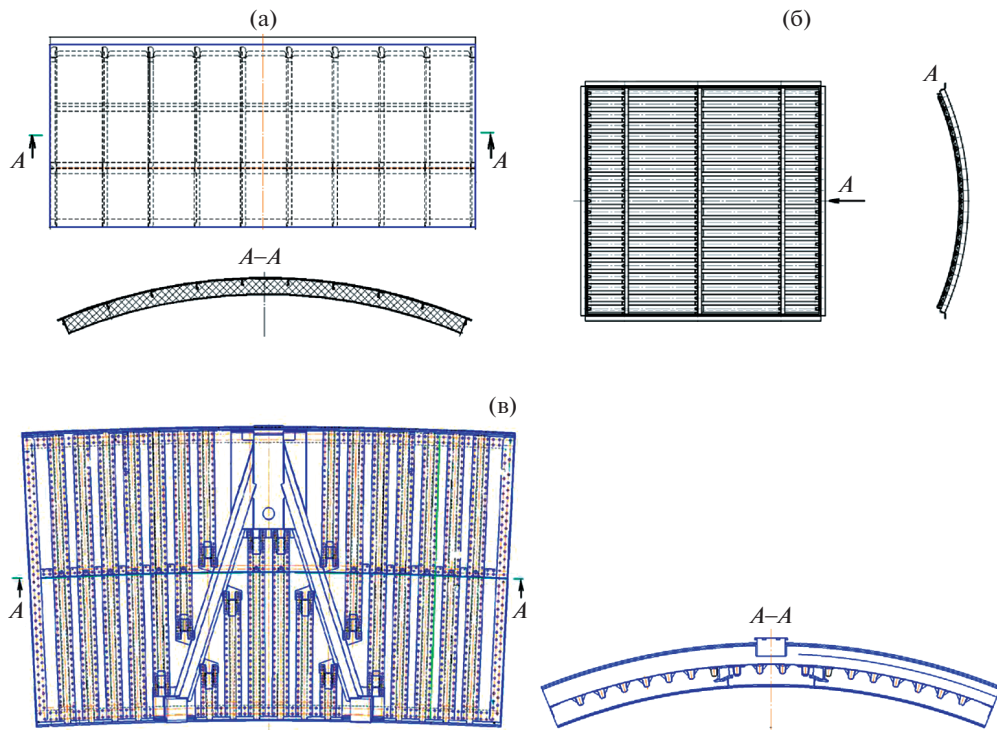


Рис. 1. Образцы для испытаний: (а) – образец 1; (б) – образец 2; (в) – образец 3.

пространство акустическую энергию интенсивности  $I_1$ , тогда соответствующую акустическую мощность  $N_1$  можно представить через поток акустической энергии проходящей через  $S_1$

$$N_1 = \iint_{S_1} I_1 ds.$$

Тоже самое справедливо для экспериментальной оснастки, если соответствующим параметрам присвоить индекс 2. Тогда суммарная акустическая мощность внутри оснастки запишется

$$N_{\Sigma} = \iint_{S_1} I_1 ds + \iint_{S_2} I_2 ds. \quad (1)$$

Предположим, что вследствие диффузности акустического поля, воздействие на все элементы конструкции оснастки и экспериментальной панели с внешней стороны одинаковые по амплитуде, поделим получившееся выражение (1) на пороговое значение мощности  $N_0 = 10^{-12}$  Вт, раскрыв знаки интегралов, заменив величину  $I_2$  на  $I_1/k$ , где  $k$  – параметр, подлежащий определению

$$k = \frac{S_2}{S_1} \times 10^{(R_2 - R_1)/10}, \quad (2)$$

где  $R_1, R_2$  – локальные параметры ЗИ для экспериментальной панели (1) и оснастки (2), которые для высоких частот определяются из закона масс (ЗМ) [9, 10]

$$R_i = 10 \left( 1 + \left( \frac{\omega m_i}{2\rho c} \right)^2 \right),$$

где  $\omega, m_i, \rho, c$  – круговая частота, поверхностная масса экспериментальной панели и оснастки, плотность и скорость звука в воздухе соответственно.

Переходя к логарифмическим величинам, получим для уровня акустической мощности,  $L_\Sigma$

$$L_\Sigma = 10 \lg \frac{I_1 S_1 + I_2 S_2 / k}{N_0}. \quad (3)$$

Погрешность влияния оснастки,  $\Delta$  определим по формуле

$$\Delta = L_\Sigma - L_1,$$

где  $L_1 = 10 \lg \frac{I_1 S_1}{N_0}$  – уровень акустической мощности, соответствующей излучению только экспериментальной панели.

Чтобы исключить погрешность влияния оснастки, потребуем

$$\Delta = 10 \lg \left( 1 + \frac{S_2}{k S_1} \right) \rightarrow 0, \quad \text{при } k \rightarrow \infty. \quad (4)$$

Вычисления (4) с учетом (3) показывают, что погрешность эксперимента будет менее 1 дБ при изготовлении оснастки например из материала АМГ6 толщиной 30 мм.

Элементы конструкции монтировались в экспериментальную оснастку, в составе которой предусматривались необходимые переходные элементы для установки трех образцов, а также материальная часть в виде матов пенополиуретана толщиной 60 мм для звукоизоляции стенок оснастки. Глубина оснастки выбиралась исходя из расстояния от обечайки до солнечных батарей изделия, поперечные размеры ограничивались воротным проемом АРС.

**Оценка характеристических параметров. Эффект положительного и отрицательного тренда.** Для получения обобщенных характеристик звукоизоляции образцов для всех временных промежутков, выбранных в процессе испытаний (для образцов 1 и 2 их было 151, для образца 3 – 201), было проведено осреднение полученных уровней акустического давления снаружи  $L_H(f)$  и внутри  $L_B(f)$  экспериментальной оснастки с образцами по формулам согласно [9]

$$L_H(f) = 10 \lg \left( \sum_{i=1}^n 10^{L_{H_i}/10} / n \right), \quad (5)$$

где  $n = 2$  для всех образцов, т.к. наружное акустическое давление контролировалось по двум микрофонам;

$$L_B(f) = 10 \lg \left( \sum_{i=1}^n 10^{L_{B_i}/10} / n \right), \quad (6)$$

где  $n = 4$  для образцов 2, 3;  $n = 3$  для образца 1;  $f$  – центральная частота полосы 1/3 – октавного спектра.



**Рис. 2.** Осредненные по временным диапазонам характеристики звукоизоляции исследуемых панелей: 1 – образец 1, эксперимент; 2 – образец 2, эксперимент; 3 – образец 3, эксперимент; 4 – образец 1, расчет по ЗМ; 5 – образец 2, расчет по ЗМ; 6 – образец 3, расчет по ЗМ.

После этого для указанных временных промежутков ( $j = 1 \dots m$ ,  $m = 151, 201$ ) были получены характеристики ЗИ  $R_j(f)$  и  $k_j(f)$

$$\begin{aligned} R_j(f) &= L_{Hj}(f) - L_{Bj}(f), \\ k_j(f) &= 10^{R_j(f)/20}, \end{aligned} \quad (7)$$

и осредненные значения ЗИ по количеству временных диапазонов равных одной секунде

$$\begin{aligned} k_{cp}(f) &= \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^m k_j^2(f)}{m}}, \\ R_{cp}(f) &= 20 \lg(k_{cp}(f)). \end{aligned} \quad (8)$$

Осредненные характеристики ЗИ, вычисленные по формулам (5)–(8), показаны на рис. 2.

Экспериментальные результаты исследования звукоизоляционных характеристик свидетельствуют о следующей тенденции их изменения вдоль частотной оси:

1) падение звукоизоляции в полосе частот с центральной частотой 100 Гц обусловлено поперечным пространственным резонансом, который можно определить по формуле, приведенной в работе [11]  $f = \frac{c}{2l}$ , где  $c = 343$  м/с – скорость звука в воздухе при нормальных условиях;  $l$  – максимальный поперечный размер воздушного пространства под оснасткой.

Перечень некоторых пространственных резонансов представлен в табл. 2;

2) падение звукоизоляции в полосах с центральными частотами 160 Гц, 200 Гц обусловлено нормальными к поверхности экспериментальной панели колебаниями. В табл. 3 представлены структурные резонансы оснастки с экспериментальными образцами;

**Таблица 2.** Пространственные резонансы внутри оснастки с образцами 1, 2, 3

Номер моды	Пространственные резонансные частоты, Гц		
	Образец 1	Образец 2	Образец 3
1	98.1	99.8	93.2
2	100.8	103.1	100.8
3	137.4	139.0	137.1
4	174.8	173.5	186.3
5	192.4	195.4	191.2
6	206.5	206.0	211.6
7	213.9	214.3	212.6

**Таблица 3.** Структурные резонансы с максимальными эффективными массами

Образец 1	частота, Гц	134.8
	эффективная масса, кг	180
Образец 2	частота, Гц	218.6
	эффективная масса, кг	271.8
Образец 3	частота, Гц	151
	эффективная масса, кг	123.3

3) после структурного резонанса, попадающего в полосы частот с центральными частотами 160 Гц и 200 Гц, возрастание звукоизоляции вдоль частотной оси обусловлено массовыми свойствами обечайки. На рис. 2 для образцов представлены данные расчетов по ЗМ. Влияние массы перекрестного силового набора на спектры звукоизоляции отсутствует, особенно на высоких частотах, где можно применить ЗМ (рис. 2).

Ежесекундная оценка уровней акустического давления при эксперименте (от меньшего уровня к большему уровню) позволило провести исследование изменения звукоизоляционных характеристик для рассматриваемых образцов. Для этого вычислялись характеристики изменения ЗИ,  $\Delta R$  панели при изменении уровней внешнего акустического давления,  $\Delta L$  относительно некоторого минимального уровня. Примеры полученных результатов для первого образца продемонстрированы на рис. 3.

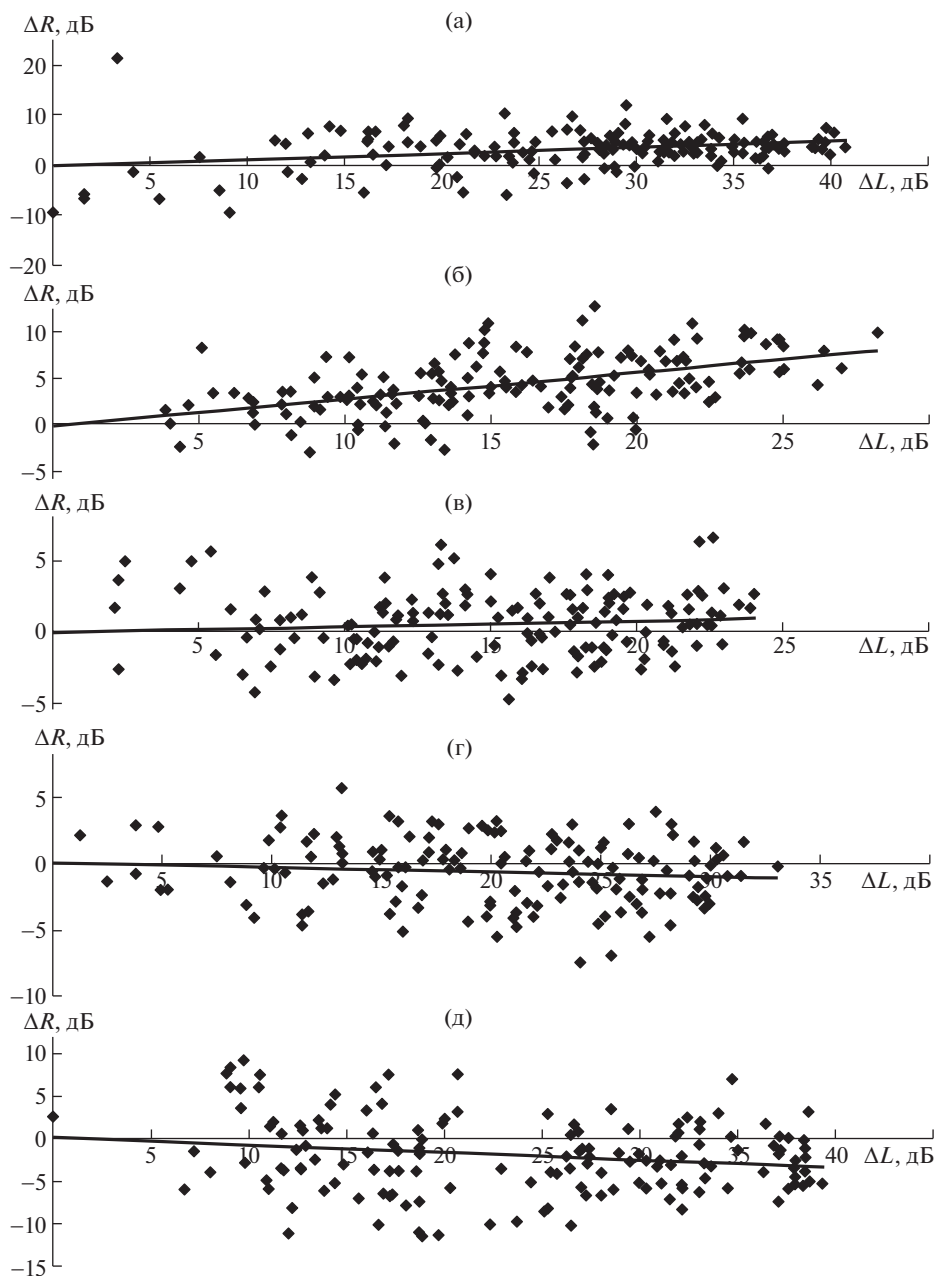
Исходя из полученных результатов, для оценок изменения звукоизоляции были построены линии тренда по формулам [9]

$$\Delta R = a + b\Delta L,$$

$$b = \frac{\frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \Delta r_j \Delta l_j - \left( \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \Delta r_j \right) \left( \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \Delta l_j \right)}{\left( \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \Delta l_j^2 \right) - \left( \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \Delta l_j \right)^2}, \quad a = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \Delta r_j - b \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \Delta l_j,$$

где  $\Delta r_j$  – временная реализация изменения уровня ЗИ;  $\Delta l_j$  – временная реализация изменения уровня внешнего акустического давления;  $a, b$  – коэффициенты линии тренда.

Данные рис. 3 свидетельствуют о том, что параметр  $\Delta R$  принимает как положительные, так и отрицательные значения при увеличении нагружения  $\Delta L$ . В то же время на-



**Рис. 3.** Изменение звукоизоляционной способности образца 1 при увеличении уровня акустического давления при эксперименте с построением линии тренда: (а) – 25 Гц; (б) – 125 Гц; (в) – 400 Гц; (г) – 500 Гц; (д) – 2000 Гц;  $\blacklozenge$  – экспериментальные данные; — – тренд.

клон линии тренда показывает характер параметров ЗИ в исследуемой полосе частот и позволяет предположить дальнейшее изменение звукоизоляционной способности при увеличении внешних акустических нагрузок, которые не были реализованы в лабораторных условиях, но ожидаются при натуральных испытаниях изделия.

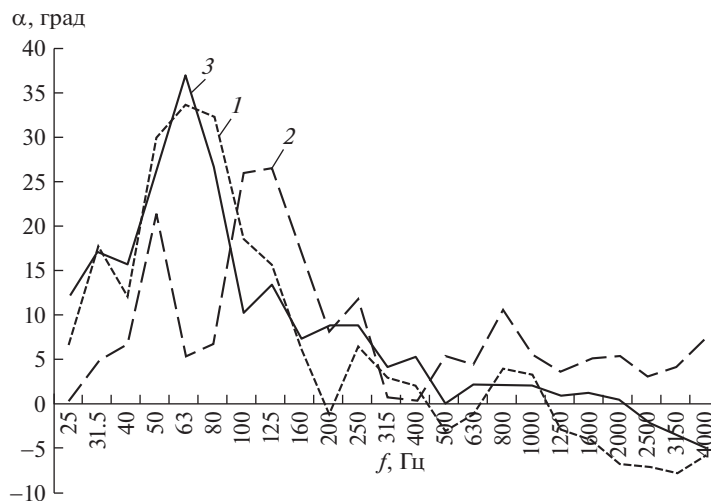


Рис. 4. Изменение угла линии тренда: 1 – образец 1; 2 – образец 2; 3 – образец 3.

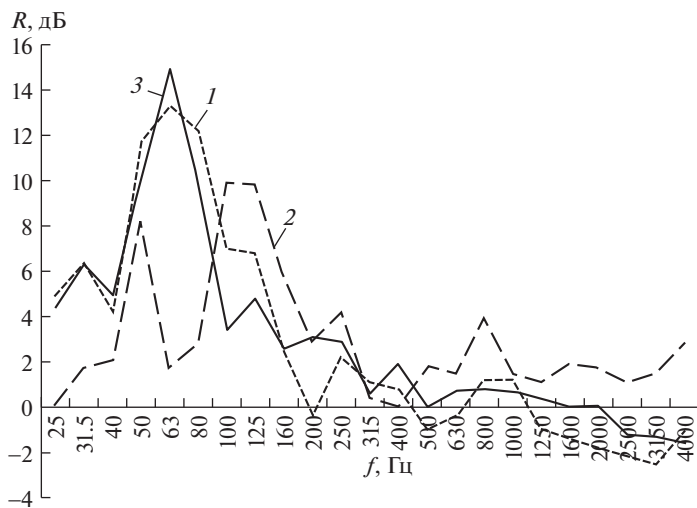


Рис. 5. Изменение ЗИ при увеличении уровня акустического давления на 20 дБ: 1 – образец 1; 2 – образец 2; 3 – образец 3.

На рис. 4 представлено изменение угла линий тренда от частоты при испытаниях образцов 1, 2, 3.

Наблюдается увеличение угла до значений соответствующих полосе с центральной частотой 63 Гц и далее происходит его спад вплоть до отрицательных значений, что говорит о снижении влияния эффекта положительного тренда на высоких частотах.

На рис. 5 изображено изменение ЗИ при увеличении уровня акустического давления на 20 дБ.



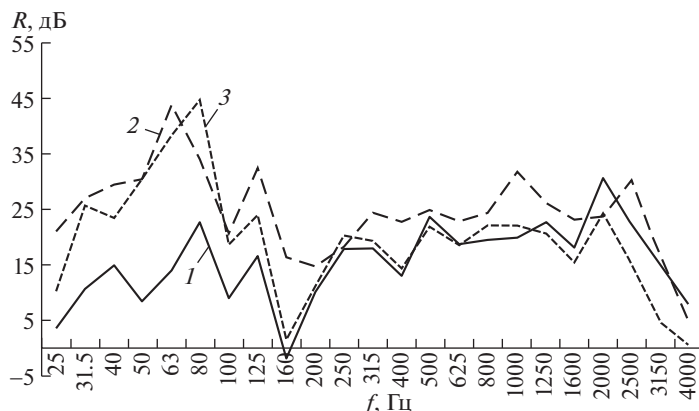


Рис. 6. Значения звукоизоляции: 1 – при минимальной нагрузке, 2 – при максимальной нагрузке, 3 – прогнозируемая звукоизоляция.

Данные рис. 4, 5 свидетельствуют об общих закономерностях изменения звукоизоляции для различных конструкций. Имеется ряд частотных диапазонов, в рамках которых наблюдается увеличение угла линии тренда в изменении ЗИ. Для образцов 1 и 3 таковыми являются диапазоны с центральными частотами до 63 Гц, для образца 2 – до 50 Гц и до 100 Гц. Далее наблюдается уменьшение угла линии тренда изменения ЗИ до значения, соответствующего диапазону с центральной частотой 200 Гц, после чего угол изменяется незначительно и даже может принимать отрицательные значения.

Полученный эффект можно объяснить с помощью данных табл. 1 и 3. Как можно видеть из табл. 1 массы сборок, включающих в себя оснастку, переходные элементы и испытуемую конструкцию, составляют 1000.9 кг, 911.2 кг и 998.5 кг соответственно для образцов 1, 2, 3, тогда как основные собственные частоты, представленные в табл. 3, составляют 134.8 Гц, 218.6 Гц, 151 Гц. Из этого можно сделать вывод, что сборка с образцом № 2 обладает большей жесткостью, нежели сборки с образцами 1 и 3. У данного образца (рис. 5) эффект положительного тренда проявлен в меньшей мере нежели у двух других именно в частотных полосах, где в большей степени звукоизоляция обусловлена жесткостью сборки [9], это подтверждается, в частности, данными рис. 3, на котором можно видеть снижение ЗИ в вплоть до резонансных частот (табл. 3), попадающих в диапазон с центральными частотами 160 Гц и 200 Гц. На более высоких частотах, где звукоизолирующий эффект обусловлен массой конструкции, эффект положительного тренда проявлен в меньшей мере, можно сказать, что ЗИ на данных частотах в большей степени близка к линейным законам звукоизолирующих преград.

**Пример оценки звукоизоляции при высокоинтенсивном акустическом нагружении.** Проведем оценку звукоизоляции конструкции образца 1, при его акустическом нагружении с суммарным среднеквадратическим уровнем 162 дБ, отметим, что при лабораторных испытаниях по ряду 1/3-октавных диапазонов амплитудные значения не были достигнуты, но при анализе результатов были получены линии положительного и отрицательного тренда, позволяющие провести необходимую оценку. Уравнения линий тренда для каждой полосы частот, разность между целевым уровнем,  $L_{\text{targ}}$  и минимальным получившимся уровнем акустического давления в процессе испытаний,  $L_{\text{min}}$  представлены в табл. 4. Чтобы провести оценку неточностей испытаний вместо системы координат  $(\Delta L, \Delta R)$  с точками (рис. 3), была введена новая

Таблица 4. Исходные данные

Центральная частота 1/3-октавного спектра, Гц	Уравнение линии тренда, $\Delta R = a\Delta L$	$L_{\text{targ}} - L_{\text{min}}$ , дБ	$\sigma$ , дБ
25	$\Delta R = 0.12\Delta L$	56.1	3.7
31.5	$\Delta R = 0.33\Delta L$	48.0	4.8
40	$\Delta R = 0.22\Delta L$	39.3	4.3
50	$\Delta R = 0.65\Delta L$	34.4	5.0
63	$\Delta R = 0.79\Delta L$	33.6	3.4
80	$\Delta R = 0.73\Delta L$	31.9	3.6
100	$\Delta R = 0.35\Delta L$	28.8	5.1
125	$\Delta R = 0.29\Delta L$	26.8	2.7
160	$\Delta R = 0.11\Delta L$	25.9	3.4
200	$\Delta R = -0.02\Delta L$	25.9	2.6
250	$\Delta R = 0.11\Delta L$	25.8	2.3
315	$\Delta R = 0.05\Delta L$	26.9	2.5
400	$\Delta R = 0.04\Delta L$	30.1	2.3
500	$\Delta R = -0.05\Delta L$	31.3	2.3
630	$\Delta R = -0.02\Delta L$	37.8	2.9
800	$\Delta R = 0.07\Delta L$	39.9	2.9
1000	$\Delta R = 0.06\Delta L$	41.7	2.8
1250	$\Delta R = -0.05\Delta L$	39.1	3.6
1600	$\Delta R = -0.07\Delta L$	44.3	4.5
2000	$\Delta R = -0.12\Delta L$	51.8	4.5
2500	$\Delta R = -0.12\Delta L$	61.8	4.4
3150	$\Delta R = -0.14\Delta L$	70.4	5.0
4000	$\Delta R = -0.10\Delta L$	77.1	5.1

система координат  $(\Delta L', \Delta R')$ , ось абсцисс  $\Delta L'$ , которой совпадал с линией тренда, а ось  $\Delta R'$  была перпендикулярна  $\Delta L'$ .

Новые координаты точек вычислялись по формулам

$$\Delta L' = \Delta L \cos(\alpha) - \Delta R \sin(\alpha), \quad \Delta R' = \Delta L \sin(\alpha) + \Delta R \cos(\alpha),$$

где  $\alpha$  – углы наклона (рис. 4).

После этого вычислялись среднеквадратические отклонения изменения звукоизоляции относительно оси линии тренда,  $\sigma$  по формуле

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\Delta R'_i)^2}{n}}, \quad \text{где } n = 151.$$

На рис. 6 представлены значения звукоизоляции при минимальном и максимальном уровнях внешнего акустического нагружения и найденные значения звукоизоляции при целевом уровне внешнего акустического нагружения.

Предложенная оценка (рис. 6), позволила предсказать рост ЗИ при целевом уровне акустического нагружения в диапазонах с центральными частотами 25–125 Гц до значений близких к ЗИ, соответствующей максимальному внешнему нагружению, для

более высоких частот полученные значения ЗИ оказались близки к значениям ЗИ, соответствующим минимальным уровням нагружения.

**Заключение.** В рамках настоящей статьи были получены следующие результаты. **1.** Выявлен эффект положительного и отрицательного тренда изменения звукоизоляционных характеристик при повышении акустических нагрузок, который позволяет судить о характере изменения звукоизоляции. **2.** Получены общие закономерности изменения звукоизоляции при повышении нагрузки, показано, что в частотной области, где звукоизоляция обусловлена жесткостными характеристиками наблюдается ярко выраженный увеличивающийся положительный тренд исследуемой величины, после чего имеет место снижение влияния положительного тренда, на высоких частотах, где звукоизоляция обусловлена массовыми свойствами конструкции звукоизоляция близка к линейным закономерностям. **3.** Полученный эффект положительного и отрицательного тренда звукоизоляционных характеристик позволяет оценить звукоизоляцию при повышенных акустических нагрузках, которые не возможно реализовать в лабораторных условиях, но которые могут наблюдаться при натурной эксплуатации.

В силу того факта, что эффект положительного и отрицательного тренда был выявлен случайно при обработке результатов экспериментов для элементов конструкции СЗБ, в рамках настоящей статьи не представлены предельные акустические нагрузки, при которых угол линии тренда к оси изменения нагрузки был бы равен нулю и звукоизоляция конструкции не изменялась. Поэтому дальнейшие исследования будут проведены для решения этого вопроса. Кроме этого, полученный эффект нуждается в математической интерпретации.

#### ФИНАНСИРОВАНИЕ

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России (Проект № 0777-2020-0015)

#### КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абдрашитов Р.Г., Иванушкин Е.А., Логинов Г.М., Попов О.Ю., Шарунов А.В. Расчетно-экспериментальные исследования звукоизоляции подвесных контейнеров // Тезисы докладов пятой открытой Всероссийской (XVII научно-технической) конференции по аэроакустике (25–29 сентября 2017 г.). М.: Изд. отдел ЦАГИ, 2017. С. 213.
2. Карачун В.В., Мельник В.Н. Основные причины шума ракет-носителей // Авиационно-космическая техника и технология. 2007. № 9 (45). С. 7.
3. Popov P.A., Igolkin A.A., Shakhmatov E.V. Calculation of the Acoustic Field on the Surface of a Complex-Shaped Object within a Radiating Cylindrical Shell // Acoustical Physics. 2018. V. 64. Iss. 5. P. 637.
4. Яблоник Л.Р. Упрощенный метод расчета многослойной звукоизоляции, включающей слой волокнистого пористого материала // Акуст. журн. 2018. Т. 64. № 5. С. 639.
5. Liu Y., Liu X., Xu J., Hu X., Xia Z. Inverse identification of the acoustic porous parameters of double-layered poroelastic structures by acoustic rigidity approximation // J. Acoust. Soc. Am. 2017. V. 142. P. 72.

6. *Chronopoulos D., Ichhou M., Troclet B., Bareille O.* Predicting the broadband vibroacoustic response of systems subject to aeroacoustic loads by a Krylov subspace reduction // *Applied Acoustics*. 2013. № 74. P. 1394.
7. *Белоус А.А., Корольков А.И., Шанин А.В.* Экспериментальная оценка частотной зависимости коэффициента отражения звукопоглощающего материала при наклонном падении // *Акуст. журн.* 2018. Т. 64. № 2. С. 155.
8. *Билык Н.А.* Коэффициенты безопасности и запаса прочности механических конструкций // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2019. № 5. С. 63.
9. *Боголепов И.И.* Промышленная звукоизоляция. Ленинград: Судостроение, 1986. 367 с.
10. *Иванов Н. И.* Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом. М.: Университетская книга, Логос, 2008. 424 с.
11. *Шендеров Е.Л.* Волновые задачи гидроакустики. Ленинград: Судостроение, 1972. 352 с.