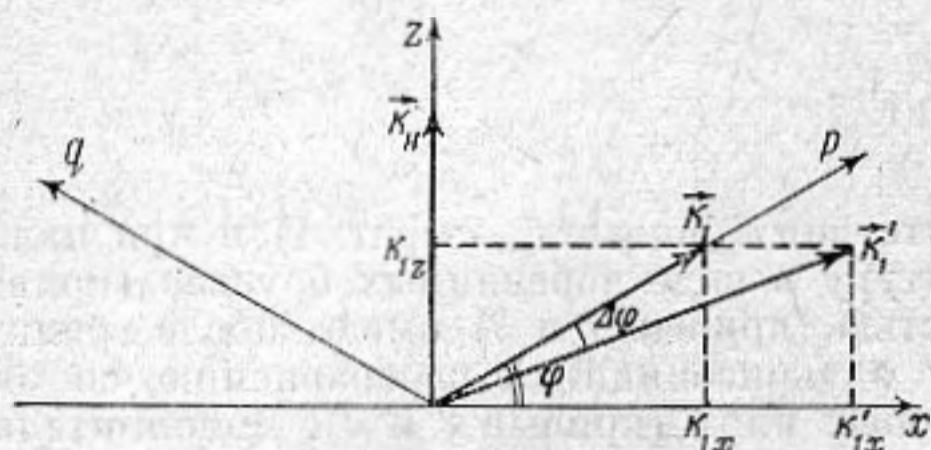


соотношения частот. Из фиг. 2 видно

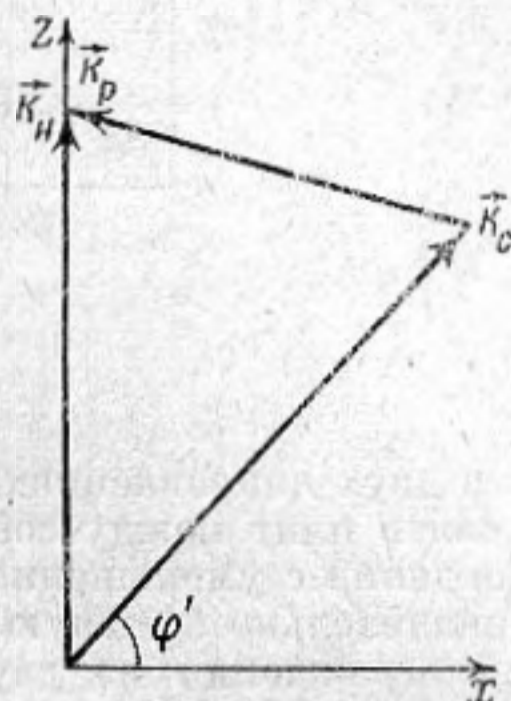
$$k_p^2 = k_c^2 + k_n^2 - 2k_c k_n \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi'\right), \quad (12)$$

где k_p — волновое число разностной волны, k_c — волновое число волны сигнала, k_n — волновое число волны накачки. Выражая волновые числа через частоты и скорости волн и считая $\Delta\omega$ малой величиной, получим

$$\sin \varphi' = \sin \varphi + \frac{\cos^2 \varphi}{\sin \varphi} \frac{\Delta\omega}{\omega} \quad (13)$$



Фиг. 1



Фиг. 2

т. е. изменение частоты на $\Delta\omega$ эквивалентно отклонению от направления синхронизма на угол $\Delta\varphi$, определяемый выражением

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta\omega}{\omega} \operatorname{ctg} \varphi. \quad (14)$$

Учитывая соотношение (11), можно определить область допустимых изменений частоты

$$\frac{|\Delta\omega|}{\omega} < \frac{|\alpha|}{k} \operatorname{tg}^2 \varphi. \quad (15)$$

Таким образом, допустимые рассогласования между волнами по углу (11) и по частоте (15) определяются только нелинейными свойствами среды.

Оценим величину $\Delta\omega / \omega$. Для этого запишем выражение (15) в виде

$$\frac{\Delta\omega}{\omega} = \frac{\operatorname{tg}^2 \varphi}{2\pi} \frac{\lambda}{l_e}, \quad (16)$$

где l_e — длина, на которой сигнал усиливается в e раз, λ — длина волны сигнала.

Если в усилителе используется нелинейность упругих свойств твердого тела, то $\lambda / l_e \sim 10^{-3}$.

Если же усилитель основан на нелинейном взаимодействии подвижных электронов с пьезоэлектрическими полями в CdS [2], то $\lambda / l_e \sim 10^{-2}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Е. А. Заболотская, С. И. Солуян, Р. В. Хохлов. Параметрический усилитель ультразвука. Акуст. ж., 1966, 12, 2, 188—191.
2. Е. А. Заболотская, С. И. Солуян, Р. В. Хохлов. Комбинированный ультразвуковой усилитель. Акуст. ж., 1966, 12, 4, 435—442.

Кафедра волновых процессов
Московского государственного университета

Поступило в редакцию
23 ноября 1965 г.

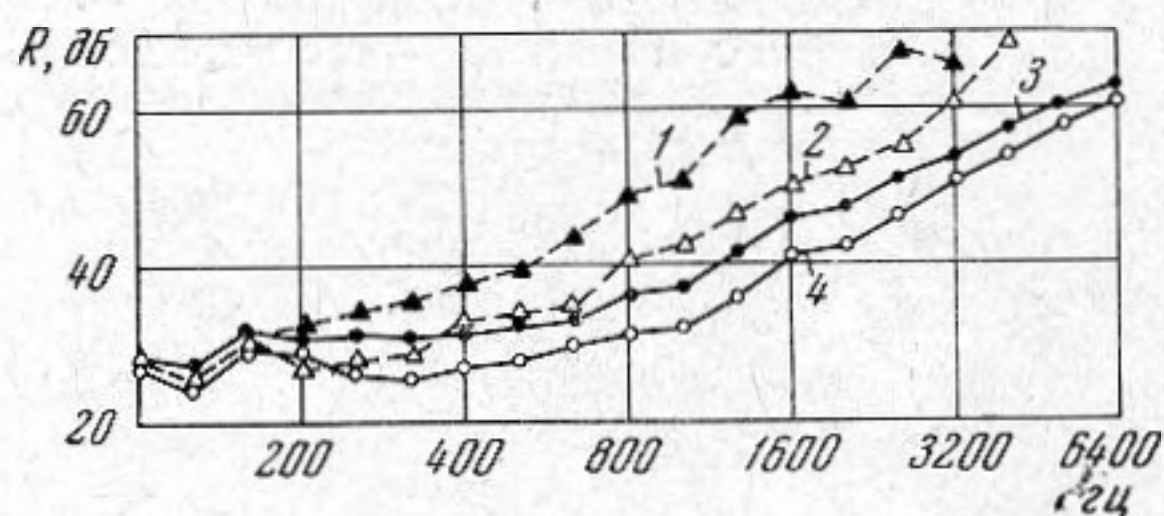
УДК 534.833.522.4:62.022

ОБ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРАХ ДВОЙНЫХ ОГРАЖДЕНИЙ

В. И. Заборов, Л. Н. Блячко

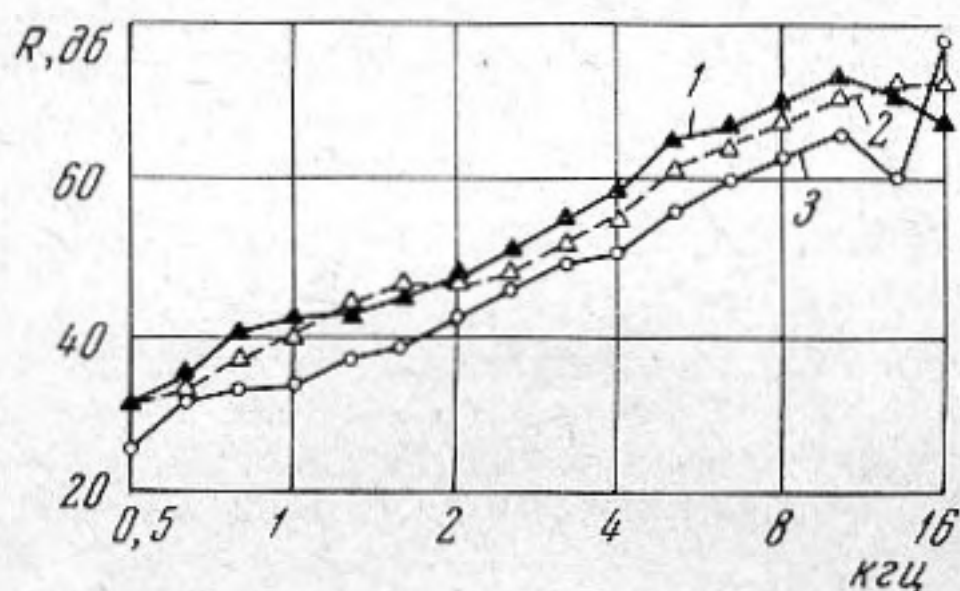
При проектировании двойных звукоизолирующих ограждений важное значение имеет правильный выбор соотношений физико-геометрических параметров плит, составляющих двойное ограждение. Теоретическая сторона этого вопроса обсуждалась в работе [1]. Ниже приводятся некоторые результаты экспериментальных исследований.

Влияние цилиндрической жесткости одной из плит двойного ограждения изучалось на деревянных плитах размерами в плане $2,8 \times 3,0 \text{ м}^2$ и толщиной 5 см без связи и с жесткой связью между плитами по контуру. Граничная частота плиты $f_{гр} \approx 200 \text{ гц}$. Жесткость плиты уменьшалась пропилами на глубину 2,5 см через каж-

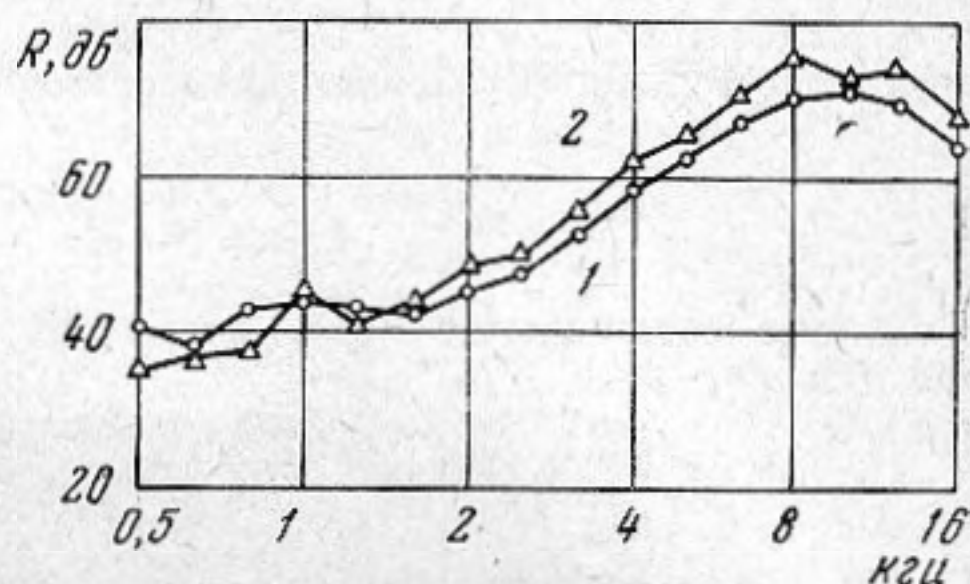


Фиг. 1

дые 5 см в двух направлениях. При отсутствии (кривые 1, 2, фиг. 1) и при наличии жесткой связи плит между собой по контуру в виде деревянных брусков (кривые 3 и 4) ограждения с уменьшенной жесткостью (кривые 1 и 3) имеют после граничной частоты значительно большую величину звукоизоляции R по сравнению со звукоизоляцией ограждений из двух одинаковых плит (кривые 2 и 4). Дополнительный звукоизоляционный эффект, естественно, меньше при наличии жесткой связи.



Фиг. 2

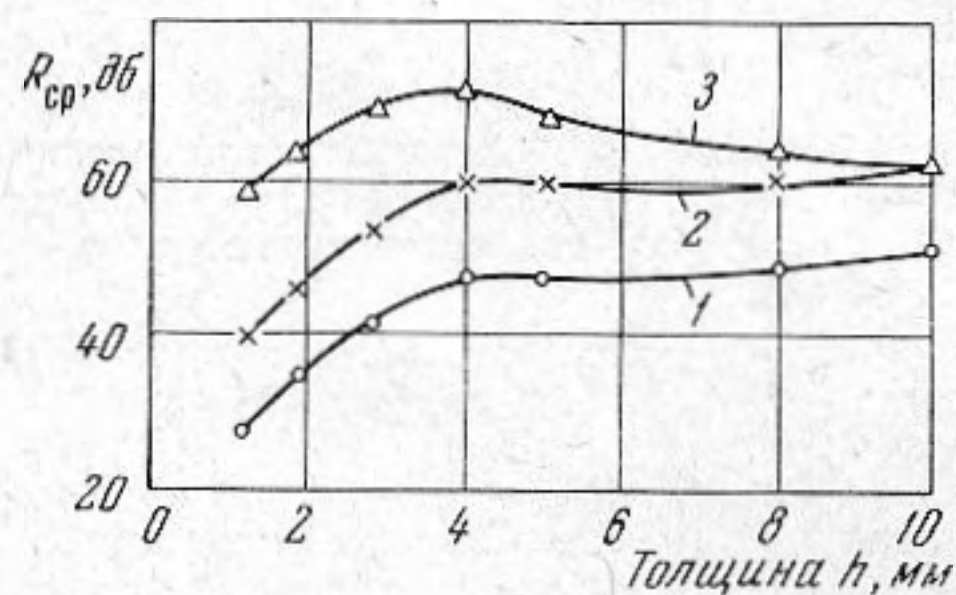


Фиг. 3

При уменьшении жесткости плиты указанным способом существенное значение имеет расстояние между пропилами. Оно не должно превышать примерно $1/4$ длины волны изгиба в плите. Опыт показывает, что на частотах, где такое условие не соблюдается, дополнительное повышение звукоизоляции незначительно.

Частотные характеристики звукоизоляции двойных ограждений из стальных плит различной толщины без связи по контуру, измеренные на моделях в $1/5$ натуральной величины, представлены на фиг. 2

(кривая 1 — ограждение из плит толщиной 0,56 мм, кривая 2 — ограждение из плит толщиной 0,38 и 0,8 мм, кривая 3 — ограждение из плит толщиной 0,25 и 0,95 мм), а для моделей из фанерных плит — на фиг. 3 (кривая 1 — двойное ограждение из плит толщиной 16 мм, кривая 2 — ограждение из плит толщиной 10 и 22 мм).



Фиг. 4

До граничной частоты различие в толщинах составляющих плит при неизменном общем весе ограждения снижает величину его звукоизоляции, выше $f_{гр}$ — несколько повышает. Таким образом, акустически наиболее целесообразны двойные ограждения, составленные из плит, равных по весу, но различных по цилиндрическим жесткостям. Тонкие двойные ограждения с высокой граничной частотой следует делать из плит одинаковой толщины. Полученные результаты хорошо согласуются с данными теории [1].

На основании серии измерений звукоизоляции двойных ограждений из плит одинаковой толщины, не связанных между собой по контуру, удалось получить оптимальные значения толщин стальных плит. На фиг. 4 приведены средние значения звукоизоляции двойных стальных ограждений в зависимости от толщины плит

в диапазоне частот 100—400 гц (кривая 1), 400—800 гц (кривая 2) и 800—1600 гц (кривая 3) при оптимальной толщине воздушного промежутка 80 мм [2]. Видно, что толщина плиты $h = 4$ мм является оптимальной с точки зрения расхода стали на такую звукоизолирующую конструкцию.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. И. Заборов. Теория звукоизоляции ограждающих конструкций. М., Госстройиздат, 1962.
2. В. И. Заборов, Л. Н. Клячко. Исследование звукоизоляции двойных ограждений без связи по контуру. Акуст. ж., 1963, 9, 4, 486—488.

Уральский н.-и. и проектный институт
строительных материалов
г. Челябинск

Поступило в редакцию
30 августа 1965 г.

УДК 534—16+534.283

ОБ УМЕНЬШЕНИИ ИЗЛУЧЕНИЯ ИЗГИБНО КОЛЕБЛЮЩИХСЯ ПЛАСТИН ПРИ ПОМОЩИ АКТИВНЫХ ВИБРОКОМПЕНСАТОРОВ ЛОКАЛЬНОГО ТИПА

А. С. Буязев, Б. Д. Тартаковский

Нами была показана возможность существенного снижения изгибных колебаний пластин и звукового поля, излучаемого изгибно колеблющимися пластинами, в отдельных сравнительно узких частотных полосах при помощи электромеханической обратной связи, осуществляемой виброприемниками и вибраторами, размещенными в различных точках пластины [1]. Увеличение расстояния между ними, необходимое в ряде практических случаев, приводит к сужению полосы частот, в которой удается эффективно компенсировать шум, излучаемый пластиной. Рокуэллом и Лойтером [2] система электромеханической обратной связи была применена для ослабления вибраций в отдельных точках многорезонансных структур в широкой полосе звуковых частот. В отличие от системы, примененной в наших опытах [1], Рокуэлл и Лойтер использовали совмещенные виброприемник и вибратор. Им удалось снизить вибрации пластин в точках крепления виброкомпенсаторов в широкой полосе частот на 20 дб. Представляет интерес рассмотреть возможность использования такой системы для снижения широкополосного шума, излучаемого вибрирующей структурой. В отличие от «дистанционной» системы электромеханической обратной связи с разнесенными виброприемником и вибратором (описанной в работе [1]), данную систему будем называть «локальной».

Принцип локального активного демпфирования заключается в том, что к некоторой точке колеблющейся пластины прикладывается сила, создающая в этой точке колебания, противофазные колебаниям, имеющимся в пластине. Если пластина лишена потерь, ее колебания на определенной моде в любой точке однозначно связаны с колебаниями в любой другой точке пластины, независимо от места приложения силы, возбуждающей колебания. Если же пластина обладает потерями, дело усложняется. Распределение амплитуды колебаний по пластине на данной моде зависит от места возбуждения колебаний. Поэтому в пластине без потерь ослабление вибраций в некоторой точке пластины может привести к такому же ослаблению колебаний в других точках пластины, а следовательно, и к соответствующему ослаблению излучаемого пластиной звукового поля. Для пластин с потерями ослабление вибраций в одной точке не обязательно будет сопровождаться аналогичным ослаблением вибраций всей пластины и излучаемого его звукового поля. Поэтому для уменьшения излучаемого шума использование одного активного виброкомпенсатора в этом случае может оказаться недостаточным.

Для проверки этих соображений была использована стальная прямоугольная пластина размером $100 \times 40 \times 0,3$ см с малыми потерями (логарифмический декремент 0,01). Изгибные колебания возбуждались вибратором B_0 , установленным на середине меньшей стороны пластины. В центре пластины были установлены виброприемник и вибратор B_1 системы электромеханической компенсации. Определялись ослабление вибраций в точке установки виброкомпенсатора ($\Delta L_{\text{вибр}}$) и среднее ослабление звукового поля (ΔL). Последнее вычислялось по формуле энергетического