

УДК 534.833.524.2

ПРОХОЖДЕНИЕ ИЗГИБНЫХ ВОЛН ЧЕРЕЗ КОНЕЧНУЮ СИСТЕМУ
ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ РЕБЕР*В. В. Глушков, М. Н. Кузьмичев*

Дан численный анализ виброизолирующих свойств конечного числа параллельных ребер, установленных на бесконечной пластине при распространении по ней изгибных волн в направлении, перпендикулярном линиям крепления ребер. Значения коэффициента виброизоляции получены методом внутренних импеданцев, учитывающим изгибные и продольные колебания ребер, а также преобразование изгибных волн в продольные колебания пластины. Учет всех типов волн, возникающих при распространении изгибных колебаний по рассматриваемой конструкции, позволил выявить роль волновых эффектов, проявляющихся в элементах конструкции, и предложить пути повышения виброизоляции системы ребер.

Конструкции корпусов транспортных средств обычно состоят из пластин или оболочек, подкрепленных ребрами жесткости, колебания которых необходимо учитывать при решении задач о прохождении упругих волн по этим конструкциям.

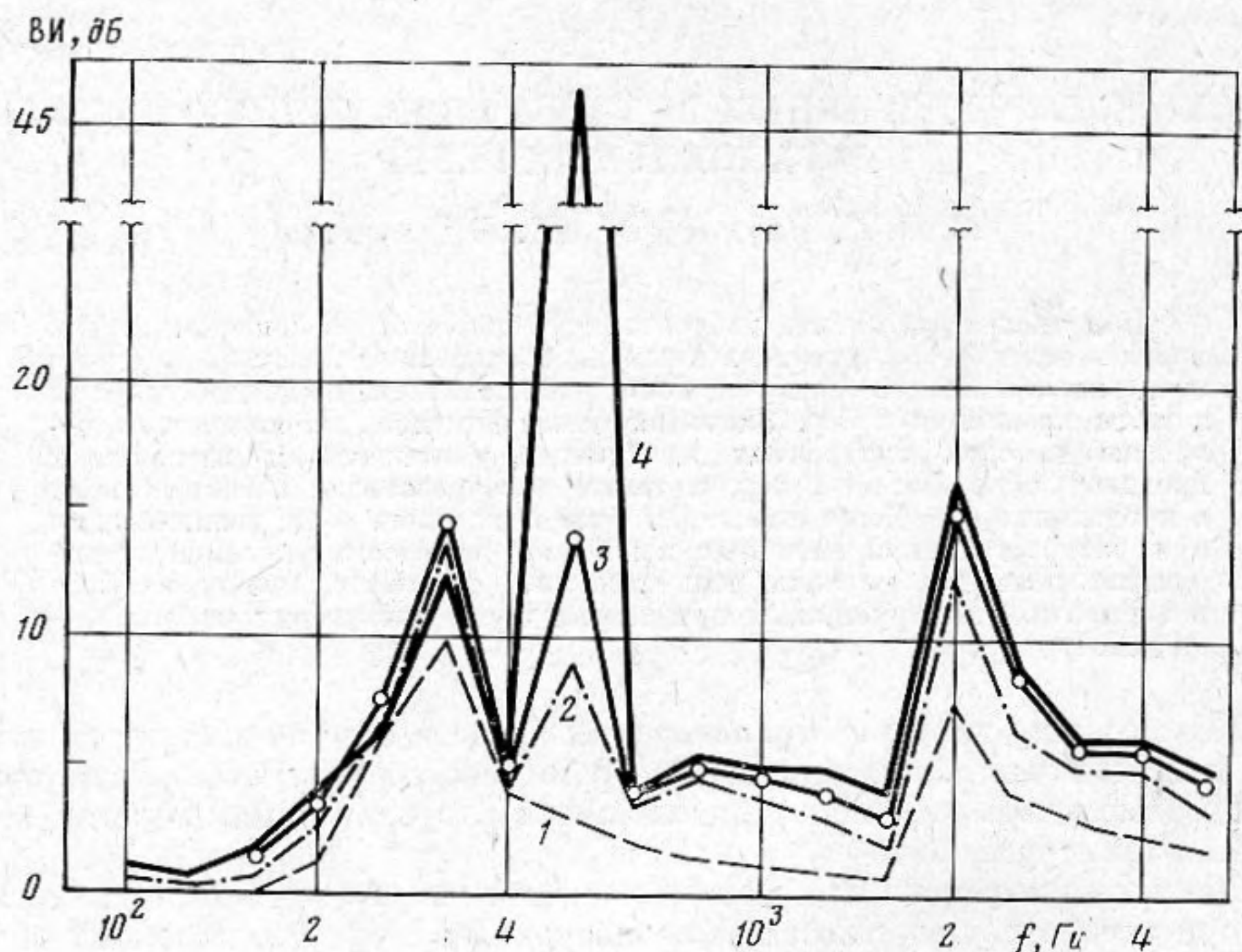
• Наибольшие успехи при решении аналогичных задач были достигнуты при рассмотрении колебаний неоднородных структур, подобных среде с периодически чередующимися слоями [1] или пластине (стержню) с периодическими препятствиями [2–6]. Для решения таких задач обычно применяется теорема Флоке [7], использующая свойство периодичности коэффициентов дифференциальных уравнений изгибных и продольных колебаний, с помощью которой определяется постоянная распространения изгибных волн по периодической системе. Эти же задачи можно решать, используя метод приведения к системе уравнений в конечных разностях [8].

Следует отметить, что применение теоремы Флоке эффективно лишь в случае бесконечных периодических структур и при рассмотрении прохождения только изгибных или только продольных волн. В том случае, если периодические участки конструкции конечны и, кроме того, рассматриваются совместные ее изгибные и продольные колебания, более предпочтительным является метод составления уравнений в конечных разностях. Однако нахождение корней получающегося при этом возвратного уравнения шестой (для стержня) или восьмой (для пластины) степени с комплексными коэффициентами представляет значительные математические трудности.

Метод начальных параметров, использованный в работе [9], дает возможность исследовать прохождение волн деформации также и через непериодическую систему препятствий, но при большом числе даже периодически установленных одинаковых препятствий решение становится настолько громоздким, что практически выполнить вычисления невозможно, тем более что расчетный алгоритм этого метода при увеличении числа препятствий становится неустойчивым из-за появления малой разности близких величин. В связи с этим в упомянутой работе рассчитан ко-

эффицент прохождения изгибной волны только через два препятствия с моментным импеданцем.

Отмеченные работы были посвящены рассмотрению только изгибных колебаний неразрезных стержней и пластин, опертых на равноотстоящие ребра жесткости. Причем большинство из них, кроме работы [3], относились к тому случаю, когда расстояние между ребрами больше длины волны в стержне, что позволило пренебречь влиянием неоднородных изгибных волн, возникающих у препятствий, на колебания конструкции. Кро-



Фиг. 1. Виброизоляция ребер жесткости, установленных на пластине без потерь: 1 — одно ребро, 2 — два ребра, 3 — три ребра, 4 — десять ребер

ме того, ребра жесткости заменялись силовой и моментной реакцией без учета волновых свойств ребер.

Ниже представлены результаты расчетов виброизоляции ряда параллельных препятствий прямоугольного сечения, установленных на бесконечной пластине, при распространении по ней бегущей изгибной волны. Расчеты проводились по алгоритму, примененному в работе [10] и учитывающему волновые эффекты, возникающие в препятствиях и отрезках пластины между препятствиями, а также преобразование изгибных волн в продольные и, наоборот, в местах соединения препятствий с несущей пластиной.

В качестве основной модели для расчетов была принята конечная периодическая конструкция, состоящая из 10 препятствий (ребер) прямоугольного сечения (толщина $h_p=4$ мм, высота $l_p=100$ мм), жестко закрепленных через равные расстояния (шпации) $L=400$ мм друг от друга на бесконечной пластине толщиной 4 мм. В программе была предусмотрена возможность изменения размеров несущей пластины, шпаций, ребер, изменения количества ребер, а также изменение коэффициента внутренних потерь материала несущей пластины.

Результаты расчетов виброизоляции представлены осредненными в полосе частот спектрального анализа $1/3$ октавы по формуле

$$ВИ=10 \lg \frac{1}{\langle T^2 \rangle}, \text{ дБ,}$$

где $\langle T^2 \rangle = \frac{1}{\omega_1 - \omega_2} \int_{\omega_2}^{\omega_1} |T|^2 d\omega$ — осредненный в полосе частот $\omega_1 - \omega_2$ квадрат

коэффициента прохождения бегущей изгибной волны.

На фиг. 1 представлена частотная зависимость виброизоляции одного ребра, двух ребер и периодически установленных трех и десяти одинаковых ребер (кривые 1—4 соответственно). Видно, что виброизоляция одиночного ребра имеет наибольшие значения на частотах, приблизительно соответствующих собственным частотам изгибных колебаний ребра по высоте как жестко заделанной консоли (0,315; 2 и 6,3 кГц). Сравнение виброизоляции одного ребра с виброизоляцией большего числа таких же ребер показывает, что максимумы на этих частотах сохраняются. Кроме того, в промежутках между этими частотами появляются добавочные максимумы виброизоляции, характеризующие зоны запираания вибрационной энергии (особенно ярко выражен максимум виброизоляции на частоте 500 Гц, поскольку полоса $1/3$ октавы, равная 440—560 Гц, полностью совпадает с зоной запираания), и минимумы, характеризующие зоны прохождения, в которых энергия практически беспрепятственно проходит по пластине.

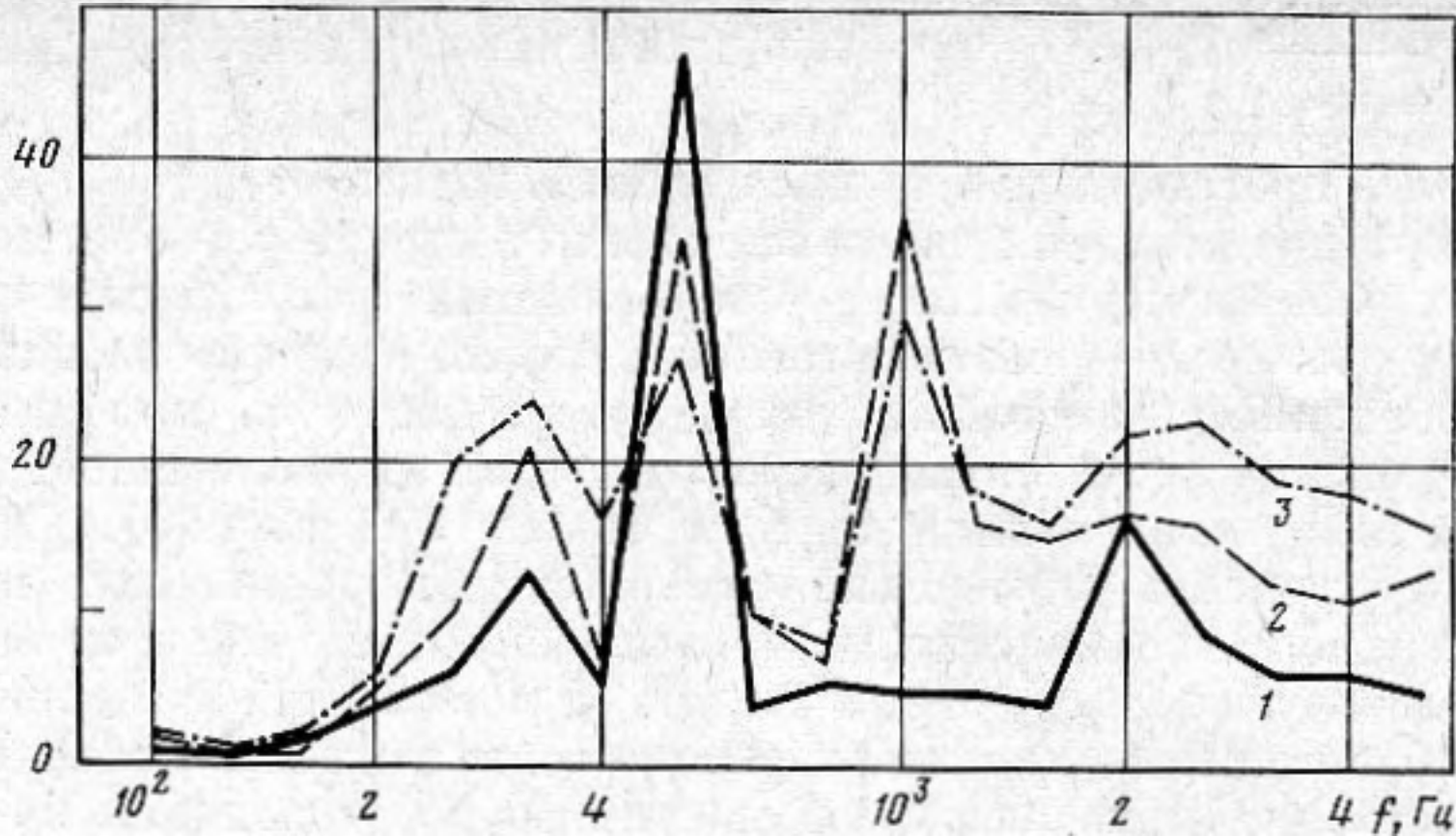
Из фигуры видно, что формирование этих зон происходит после первых двух ребер. Таким образом, система с периодически установленными ребрами ведет себя подобно фильтру, настроенному на определенные частоты, которые характеризуются параметрами отрезка, заключенного между двумя соседними ребрами, и параметрами ребра. Интересно отметить, что на собственных частотах колебаний ребра как жестко заделанной консоли и в промежутках между этими частотами, кроме частоты 500 Гц, энергия прошедшей изгибной волны после двух ребер уменьшается соответственно в 3 и 1,5—2 раза по сравнению с энергией, прошедшей через одно ребро. После трех ребер энергия уменьшается в 1,1—1,5 раза и практически после трех ребер формирование зон запираания и прохождения заканчивается.

На частоте 500 Гц, т. е. в зоне запираания, обусловленной максимальным отражением изгибных волн от шпации как от балки с заделанными концами, после каждого увеличения числа ребер на единицу энергия прошедшей изгибной волны уменьшается в 4 раза по сравнению с предыдущим количеством ребер, причем такое уменьшение наблюдается примерно при увеличении числа ребер до 7—8. При дальнейшем увеличении числа ребер уменьшение энергии прошедшей изгибной волны прекращается и виброизоляция становится величиной постоянной.

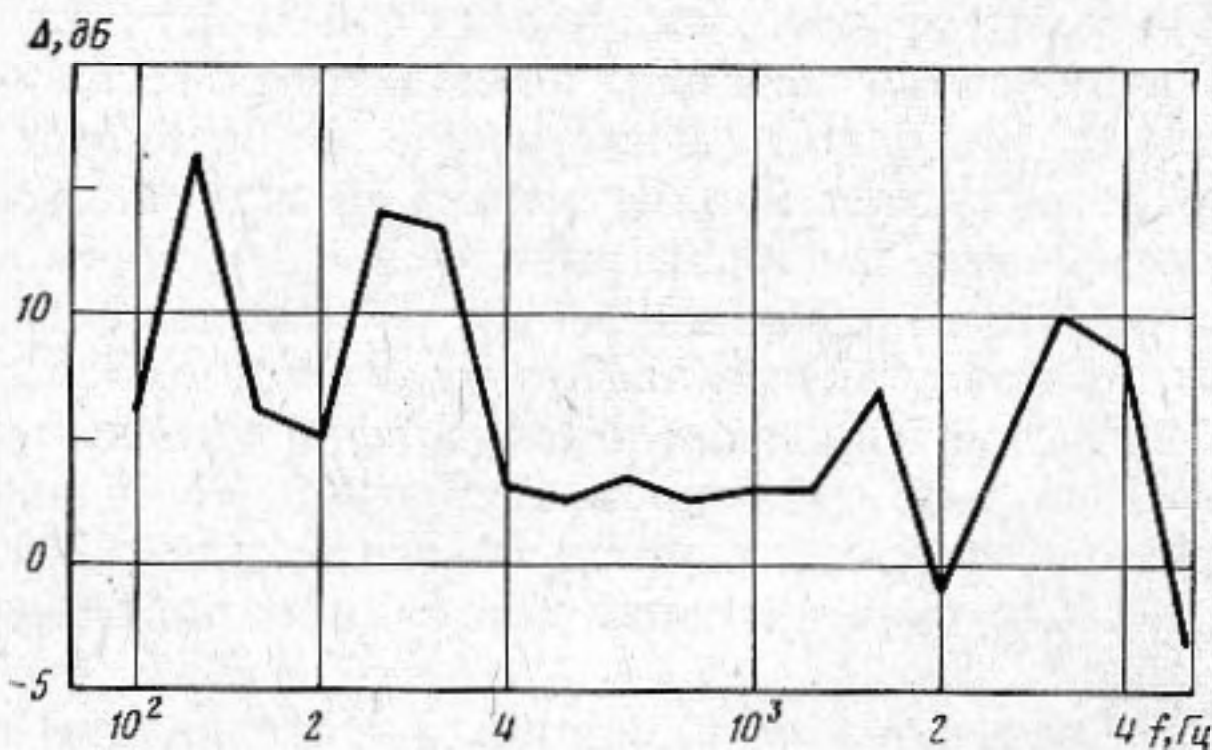
Можно было ожидать, согласно работам [3, 5], что начало зон наибольшей виброизоляции должно наблюдаться на частотах, соответствующих собственным частотам колебаний отрезка пластины между ребрами, как балки с жестко заделанными концами, а начало зон минимальной виброизоляции — на частотах, соответствующих собственным частотам колебаний отрезка между ребрами, как балки со свободно опертыми концами.

Однако расчет показал, что о такой оценке зон прохождения и зон запираания можно говорить точно лишь тогда, когда рассматриваются только изгибные колебания как пластины, так и ребер. В том случае, если учитываются совместные продольные и изгибные колебания и их преобразование в местах соединения ребер с пластиной, частоты, с которых начинаются зоны запираания и прохождения, смещаются относительно сделанных выше оценок в сторону понижения частоты. Это объясняется тем, что учет продольных колебаний приводит как бы к снижению динамической жесткости конструкции.

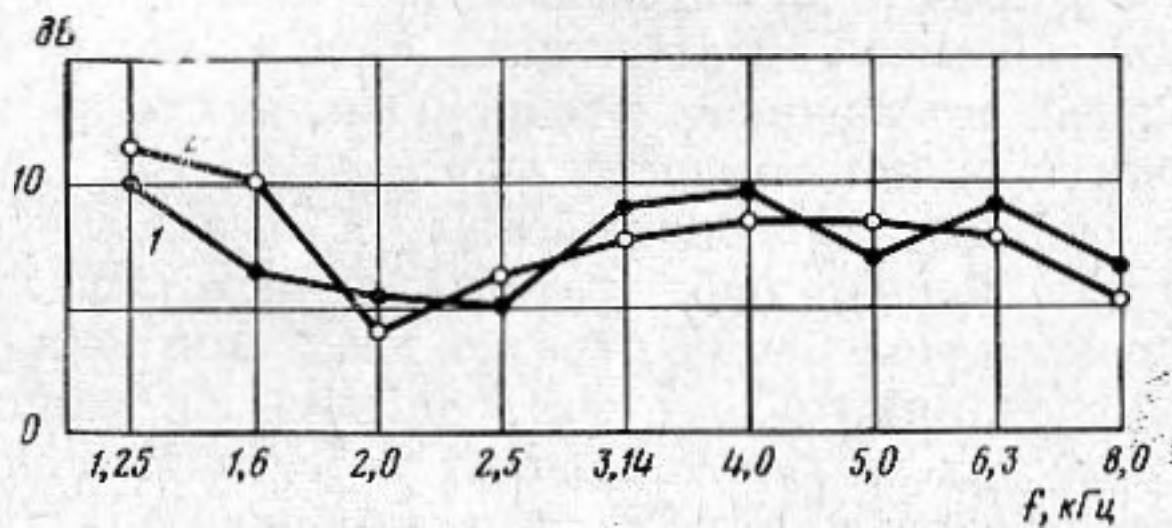
Анализ результатов расчета также показал, что увеличение коэффициента потерь материала пластины от 0 до 10^{-2} (без увеличения суммарного веса конструкции) приводит к возрастанию величин виброизоляции



Фиг. 2. Виброизоляция десяти ребер жесткости, установленных на пластине без потерь: 1 — размеры ребер и длины шпаций постоянные, 2 — размеры двух ребер отличаются от остальных, 3 — то же, что в 2, но длины двух шпаций отличаются от остальных



Фиг. 3. Изменение виброизоляции периодически установленных на пластине ребер жесткости при увеличении числа волновых элементов одного из них



Фиг. 4. Сравнение экспериментальной частотной зависимости (кривая 1) увеличения виброизоляции ребер жесткости, периодически установленных на пластине, при изменении волновых свойств двух ребер, с расчетной зависимостью (кривая 2)

10 периодически установленных на ней ребер жесткости на 4—8 дБ лишь на средних и высоких частотах звукового диапазона. При этом наибольшее увеличение наблюдается в областях частот между максимумами виброизоляции, соответствующими собственным частотам изгибных колебаний ребра как жестко заделанной консоли.

Для увеличения виброизоляции конструкции, подкрепленной равноотстоящими ребрами жесткости, как это следует из фиг. 1, необходимо

изменить фильтрационные свойства части конструкции, например путем варьирования параметров некоторых ребер [10], т. е. изменить их инерционные и жесткостные характеристики. На фиг. 2 представлены величины виброизоляции конструкции, состоящей из 10 одинаковых ребер, установленных на пластине на равном расстоянии друг от друга (кривая 1), и аналогичной конструкции, два ребра которой имеют размеры поперечного сечения 8×40 и 8×60 мм (кривая 2). Видно, что виброизоляция в этом случае по сравнению со случаем чисто периодической конструкции увеличилась практически во всем рассматриваемом диапазоне частот на 5—10 дБ. Кроме того, как показали расчеты, увеличение виброизоляции не зависит от местоположения измененных ребер в конструкции. Существенно отметить, что такое увеличение виброизоляции достигается без увеличения суммарного веса конструкции и без увеличения коэффициента потерь материала несущей пластины.

Следует ожидать, что изменение расстояния между двумя соседними ребрами также приведет к нарушению фильтрационных свойств подкрепленной конструкции. На фиг. 2 также представлена частотная зависимость виброизоляции конструкции (кривая 3), у которой изменены размеры двух шпаций (второй и четвертой, соответственно 500 и 300 мм) и двух ребер (третьего 8×40 и седьмого 8×60 мм). Видно, что двойное нарушение периодичности приводит к увеличению виброизоляции по отношению к виброизоляции с одиночным нарушением периодичности на величину 5 дБ и по отношению к полностью периодической системе ребер в широком диапазоне частот на величину до 15 дБ. Расчеты показали, что отмеченные соотношения практически сохраняются в диапазоне изменения коэффициента потерь материала пластины от 0 до 10^{-2} .

Роль волновых эффектов, происходящих в элементах конструкции, на изоляцию изгибных волн, распространяющихся по конструкции, иллюстрируется также фиг. 3. На ней представлена частотная зависимость прироста виброизоляции Δ дБ конструкции, одно ребро которой имеет сложную конфигурацию поперечного сечения, по отношению к виброизоляции периодической конструкции с одинаковыми ребрами прямоугольного сечения (4×100 мм). Сложная конфигурация поперечного сечения формировалась путем установки на месте четвертого ребра трех рядом стоящих ребер прямоугольного сечения: 4×100 , 4×120 и 4×150 мм. Из фигуры видно, что включение в периодическую конструкцию составного ребра, собственные частоты колебаний элементов которого отличаются друг от друга, повышает виброизоляцию во всем частотном диапазоне. В рассматриваемом случае выигрыш составляет 5—10 дБ в нижней части диапазона частот и 3—5 дБ — в остальной его части.

Для подтверждения расчетных результатов, изложенных выше, была проведена их экспериментальная проверка. Так, например, на фиг. 4 представлена экспериментальная (кривая 1) и рассчитанная (кривая 2) частотная зависимость разности виброизоляции на пластине с измененными размерами двух ребер (в соответствии с данными, на основании которых построены кривые фиг. 2) и на стержне с чисто периодическим набором. Сопоставление кривых показывает удовлетворительное совпадение экспериментальных и теоретических результатов.

Резюмируя изложенное, можно сказать, что эффективным способом снижения энергии изгибных волн, прошедших через систему параллельных упругих ребер, подкрепляющих конструкцию, является изменение волновых размеров ребер и шпации, не приводящих к ухудшению прочностных характеристик конструкции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Брезовских Л. М. Волны в слоистых средах. М., «Наука», 1973.
2. Никифоров А. С., Будрин С. В. Распространение и поглощение звуковой вибрации на судах. Л., «Судостроение», 1968.

3. *Маслов В. П., Римский-Корсаков А. В.* Нормальные волны в пластине с параллельными ребрами жесткости. В сб. Вибрации и шумы. М., «Наука», 1969, 29—34.
4. *Бобровницкий Ю. И., Маслов В. П.* Распространение изгибных волн по стержню с периодической сосредоточенной нагрузкой. Акуст. ж., 1966, 12, 2, 167—172.
5. *Бобровницкий Ю. И., Мальцев К. И.* Вынужденные колебания стержня с периодической сосредоточенной нагрузкой. В сб. Борьба с шумом на судах. Л., «Судостроение», 1970, 29—36.
6. *Ляпунов В. Т.* О распространении изгибных волн в пластине с периодическими препятствиями. Акуст. ж., 1972, 18, 2, 227—281.
7. *Уиттекер Э. Т., Ватсон Дж. П.* Курс современного анализа, ч. 2. М., Физматгиз, 1963.
8. *Блейх Ф., Мелан Е.* Уравнения в конечных разностях статики сооружений. ОНТИ ДНТВУ НКТП, 1936.
9. *Борисов Л. П., Тартаковский Б. Д.* Распространение изгибных волн по пластине с тонкими препятствиями. Акуст. ж., 1965, 11, 3, 306—313.
10. *Кирпичников В. Ю., Кузьмичев М. Н.* Об увеличении виброизоляции изгибных волн в пластине варьированием фильтрующих свойств элементов подкрепляющего набора. Акуст. ж., 1977, 23, 3, 397—403.

Поступила
13 июля 1979 г.