

С. А. Меркуленков, Б. Д. Тартаковский

ВЛИЯНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ НА ВИБРОИЗОЛИРУЮЩУЮ СПОСОБНОСТЬ РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМ

Известно воздействие механических потерь в упругих элементах или виброизоляторах на виброизолирующую способность однокаскадной системы [1-4]. Учет потерь в двухкаскадной системе виброизоляции, широко применяемой в последнее время, имеет свои особенности.

На основе матричного метода расчета вибропроводимости одномерной структуры [5] виброизоляция по силе ВИ_F [6] двухкаскадной системы с учетом коэффициентов потерь в виброизоляторах η₂, η₄ определяется соотношением

$$\begin{aligned} \text{ВИ}_F|_{Z_H \rightarrow \infty} = & 20 \lg |\cos \psi_2 \cos \psi_4 - \\ & - M_1 \varepsilon_2 \sin \psi_2 \cos \psi_4 - (M_1 + M_3) \varepsilon_4 \cos \psi_2 \cdot \\ & \cdot \sin \psi_4 + H_1 M_3 \varepsilon_2 \varepsilon_4 \sin \psi_2 \sin \psi_4|, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\psi_i = \omega \sqrt{\frac{M_i C_i}{1 + j\eta_i}}, \quad \varepsilon_i = \omega \sqrt{\frac{C_i}{M_i (1 + j\eta_i)}}$$

где M_i, C_i — масса и податливость i-го элемента системы виброизоляции (i=2, 4); ω=2πf — круговая частота; Z_H — входной импеданс нагрузки (рис. 1, а, б).

В случае симметричной двухкаскадной системы (M₁=M₃=M, C₂=C₄=C, η₂=η₄=η) выражение (1) в области низких частот принимает вид

$$\text{ВИ}_F|_{z \rightarrow \infty} = 20 \lg \frac{\sqrt{(1 - 3\omega^2 MC + \omega^4 M^2 C^2)^2 + \eta^2 (2 - 6\omega^2 MC + 7\omega^4 M^2 C^2)}}{1 + \eta^2}$$

Результаты расчета в (1), описывающие характер влияния процессов поглощения механической колебательной энергии в виброизоляторах на виброизоляцию в однокаскадной и двухкаскадной системах на примере потерь гистерезисного типа η(f)=const, приведены на рис. 2, а, б. Потери задавались комплексным модулем упругости $\tilde{E} = E(1 + j\eta)$.

Сравнительный анализ двух систем виброизоляции показывает, что в области высоких частот, где поведение систем определяется волновыми эффектами в податливых элементах, однокаскадная и двухкаскадная системы ведут себя одинаково. На частотах, при которых длина волны λ соизмерима с продольным размером h виброизолятора или меньше ее, увеличение ВИ_F системы с потерями в сравнении со случаем η=0 обусловлено поглощением колебательной энергии в упругом элементе. При этом положительный эффект наблюдается во всем диапазоне высоких частот, преимущественно в области волновых резонансов $h = \frac{\lambda}{2}, \lambda, \dots$, как

отмечено в [4], но также захватывает и антирезонансные области $h = \frac{3\lambda}{4}, \frac{5\lambda}{4}, \dots$

Провалы АЧХ (рис. 2, а, б) свидетельствуют о существенном влиянии массы виброизолятора на частотную характеристику виброизоляции системы. При передаче высокочастотных вибраций изолирующая способность однокаскадной и двухкаскадной систем асимптотически возрастает с увеличением потерь η и с повышением частоты. Скорость роста ВИ_F определяется числом каскадов системы.

По мере уменьшения частоты возбуждающей силы волновые структуры переходят в сосредоточенные. Если продольный размер виброизолятора становится меньше четверти длины волны в нем, увеличение коэффициента потерь приводит к снижению виброизолирующей способности обеих систем. Для однокаскадной си-

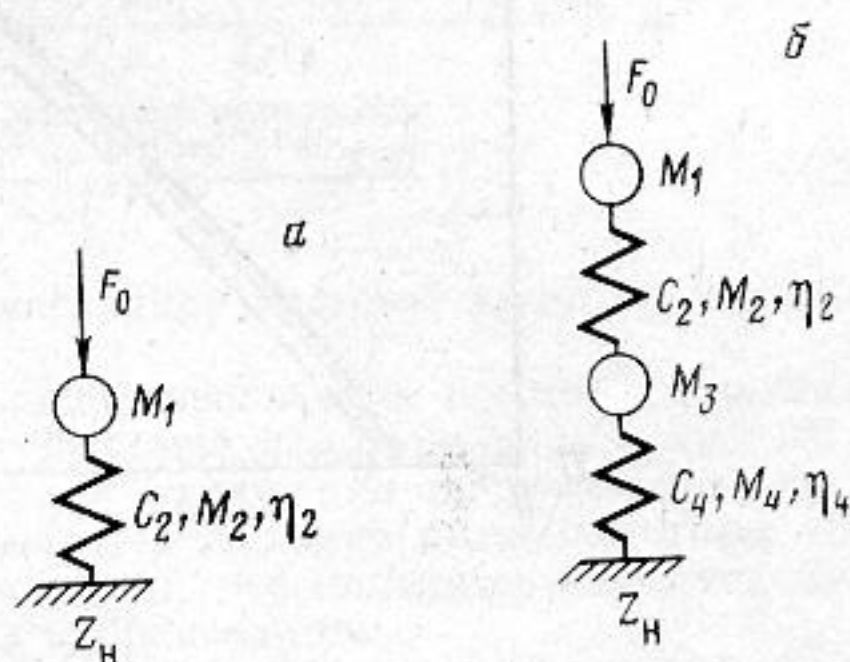


Рис. 1. Расчетная схема однокаскадной системы (а) и двухкаскадной системы (б) виброизоляции

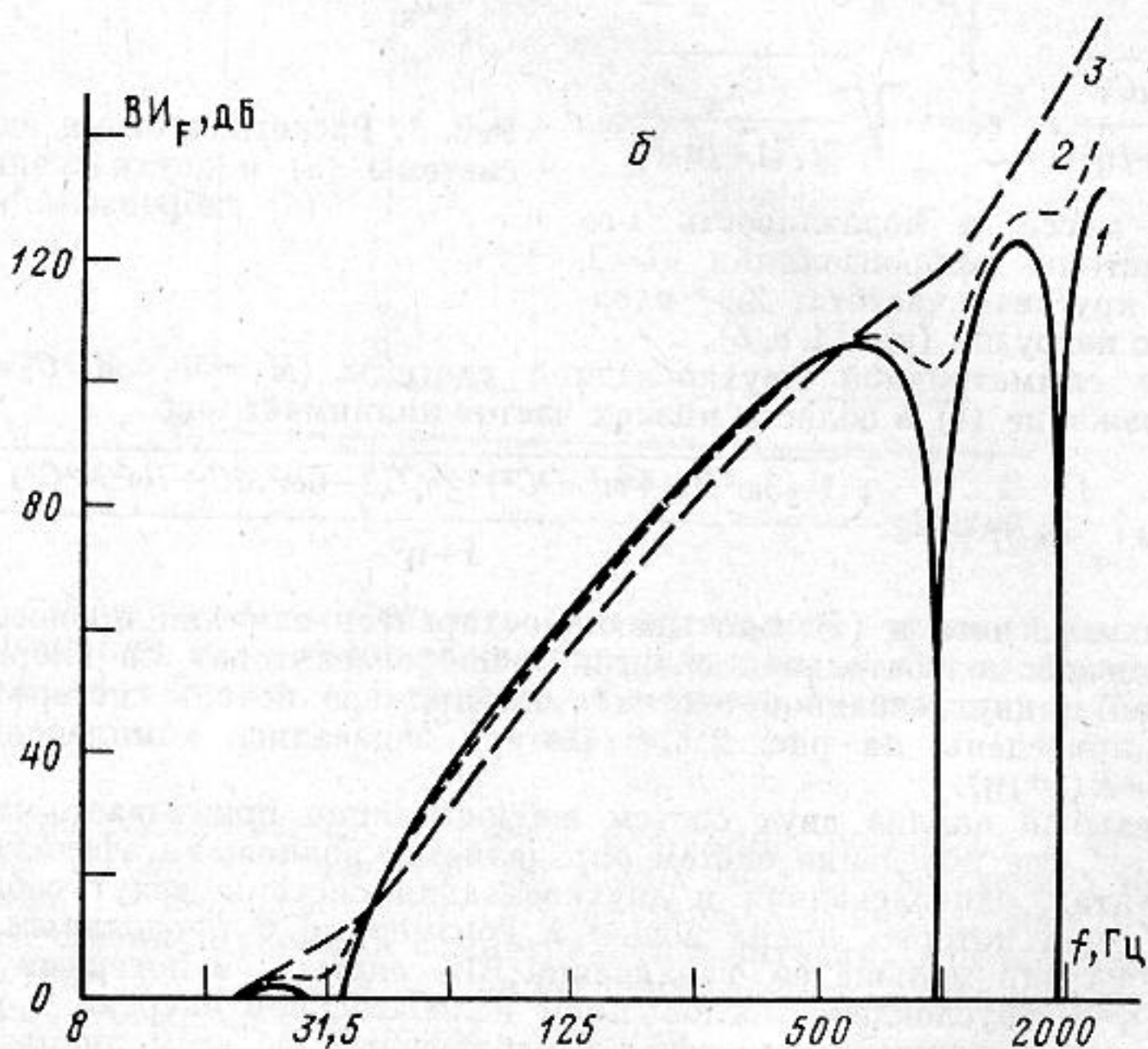
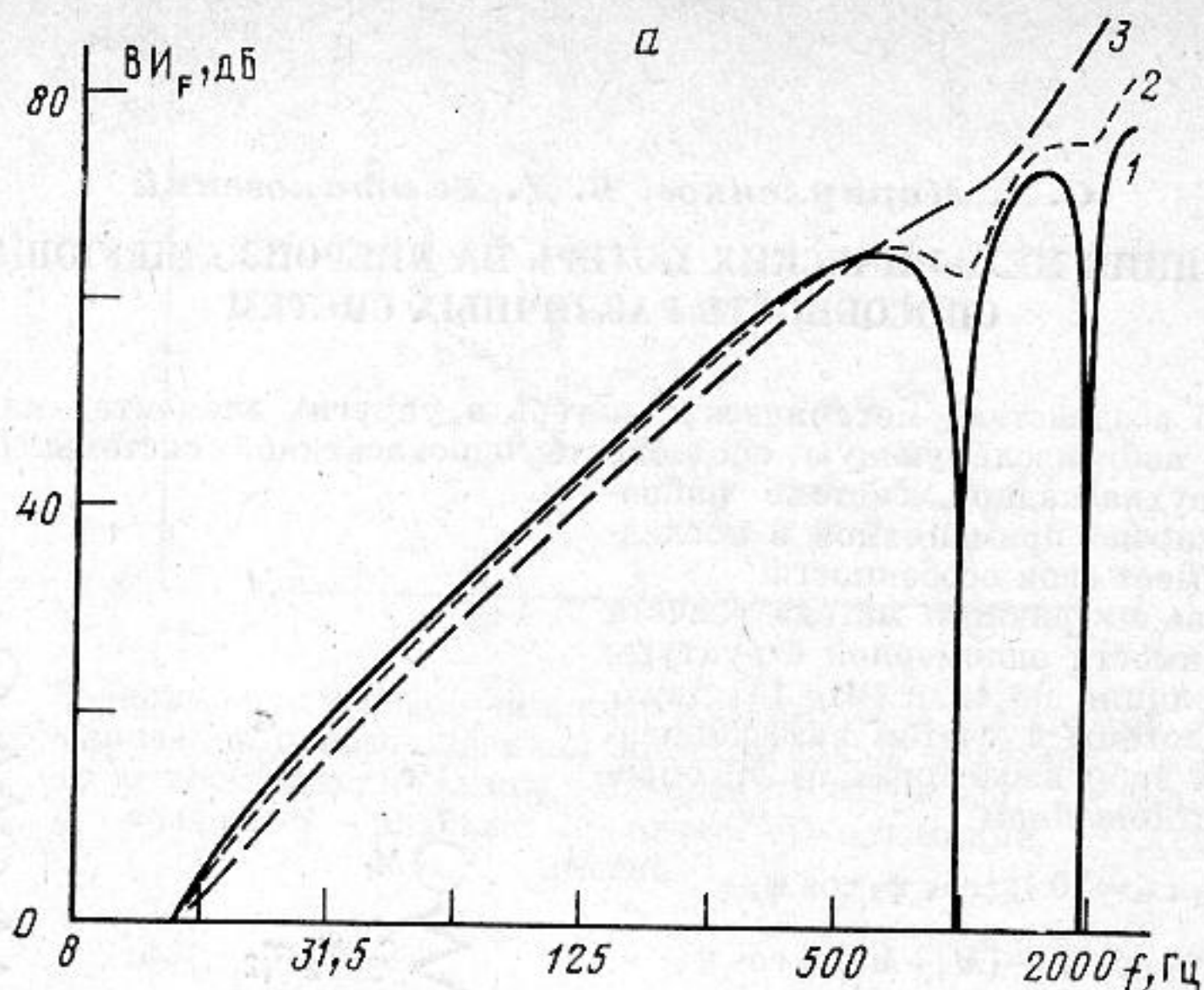


Рис. 2. Зависимость виброизоляции по силе однокаскадной системы (а) ($M_1=1000$ кг, $M_2=1$ кг, $C_2=2,533 \cdot 10^{-7}$ м/Н) и двухкаскадной системы (б) ($M_1=M_3=500$ кг, $M_2=M_4=2$ кг, $C_2=C_4=1,2665 \cdot 10^{-7}$ м/Н) при $Z_H=\infty$ от коэффициентов внутренних механических потерь виброизоляторов: 1 — $\eta=0$; 2 — $\eta=0,3$; 3 — $\eta=1$

стемы виброизоляции (рис. 1, а) снижение VI_F вследствие увеличения входного импеданса виброизолятора с ростом η и, следовательно, с повышением уровня передаваемых на основание вибраций наблюдается во всем диапазоне низких и средних частот. Частотная область, в которой система обладает положительной виброизоляцией, не изменяется. Функция VI_F двухкаскадной системы ведет себя аналогично в области средних частот. Увеличение потерь, однако, приводит на низких частотах к росту VI_F — положительному эффекту — и способствует расширению частотной области вибрационной защиты за счет подавления более низкочастотных вибраций. Рост η вызывает спрямление VI_F в области низких частот. Второй низко-

частотный резонансный провал АЧХ вырождается в перегиб. Частоты, на которых коэффициент передачи по силе двухкаскадной системы с потерями равен единице:

$$\omega_{\Pi}^2 = \frac{1}{MC} \left(2 + \sqrt[3]{-4\eta^2 + \sqrt{\frac{-1 + 21\eta^2 + 285\eta^4 + 383\eta^6}{27}}} + \sqrt[3]{-4\eta^2 - \sqrt{\frac{-1 + 21\eta^2 + 285\eta^4 + 383\eta^6}{27}}} \right)$$

при $\eta > 0,18$ вырождаются в одну. При этом VI_F приобретает волнообразный профиль. Частоты локальных экстремумов функции VI_F могут быть рассчитаны по (2):

$$\omega_M^2 = \frac{1}{2MC} \left(3 + \sqrt[3]{-15\eta^2 + \sqrt{\frac{-125 + 1050\eta^2 + 3135\eta^4 + 2744\eta^6}{27}}} + \sqrt[3]{-15\eta^2 - \sqrt{\frac{-125 + 1050\eta^2 + 3135\eta^4 + 2744\eta^6}{27}}} \right). \quad (2)$$

При $\eta > 0,303$ виброизоляция по силе двухкаскадной системы имеет на низких частотах плавный излом.

В результате роста коэффициентов потерь виброизоляторов помимо снижения добротности двухкаскадной системы наблюдается также заметное повышение VI_F на низких и высоких частотах при незначительном ухудшении виброизолирующих свойств системы на средних частотах. Повышенное подавление низкочастотных составляющих является существенным обстоятельством, позволяющим повысить эффективность применения двухкаскадной системы виброизоляции.

В силу обратимости коэффициентов $S_1(\alpha\beta)$ и $S_1(\beta\alpha)$ [5] переходной матрицы, функции VI_F при $Z_{II} = \infty$ и VI_v при $Z_{II} = 0$ по теореме взаимности эквивалентны. Виброизоляция по скорости двухкаскадной виброизолирующей системы может быть рассчитана по (1). Потери будут влиять на величину VI_v точно так же, как и на VI_F .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ruzicka J. E., Derby T. F. Influence of damping in vibration isolation. Washington: Shock and Vibr. Inform. Center, 1971.
2. Клюкин Н. И. Виброизоляция упругих прокладок и амортизаторов, находящихся под виброактивными механизмами (обзор) // Акуст. журн. 1979. Т. 25. № 3. С. 321-339.
3. Wang W. M. Minimum effectiveness of isolation mounts at high frequencies // J. Acoust. Soc. Amer. 1971. V. 50. N 5(1). P. 1388-1390.
4. Клюкин Н. И., Клещев А. А. Судовая акустика. Л.: Судостроение, 1982.
5. Тартаковский Б. Д. Матричный метод расчета вибропроводимости одномерной структуры // Тез. IX Всесоюз. акуст. конф. М.: АКИН, секция «К», 1977. С. 131-134.
6. Тартаковский Б. Д. О характеристиках виброизоляции одномерных структур // Тез. IX Всесоюз. акуст. конф. М.: АКИН, секция «К», 1977. С. 127-130.

Акустический институт
им. Н. Н. Андреева
Академии наук СССР

Поступило в редакцию
22.06.90

УДК 532.529:534.19:541.182.45

© 1991 г.

З. М. Оренбах, Г. А. Шушков

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ И КОЭФФИЦИЕНТА ЗАТУХАНИЯ АКУСТИЧЕСКОГО ВОЗМУЩЕНИЯ В ГАЗОЖИДКОСТНОЙ ПЕНЕ

Известные в настоящий момент экспериментальные исследования акустических характеристик газожидкостных смесей пузырьковой структуры [1, 2] относятся к области низких объемных газосодержаний, что объясняется принципиальной трудностью получения сред с высоким газосодержанием из-за коагуляции пузырьков.