

КЛАССИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ ЛИНЕЙНОЙ АКУСТИКИ И ТЕОРИИ ВОЛН

УДК 534.282

ИМПЕДАНСНЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОГЛОТИТЕЛЕЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ

© 2017 г. Ю. И. Бобровницкий*, К. Д. Морозов, Т. М. Томилина

*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН
101990 Москва, ул. Грибоедова 4*

**e-mail: yuri@imash.ac.ru*

Поступила в редакцию 25.06.2016 г.

Введенное ранее авторами понятие о наилучшем поглотителе звука, имеющем предельно достижимую эффективность поглощения энергии падающего звукового поля, распространено на произвольные линейные упругие среды и конструкции. Найдены аналитические соотношения для входных импедансных характеристик, которыми должен обладать наилучший поглотитель колебательной энергии. Реализация этих соотношений положена в основу предлагаемого импедансного метода проектирования эффективных поглотителей вибраций и шума. Изложены результаты лабораторного эксперимента, в котором подтверждена справедливость полученных теоретических соотношений и построен простейший наилучший поглотитель колебаний. Приведен также расчет параметров и эффективности динамического гасителя колебаний как наилучшего поглотителя.

Ключевые слова: демпфирование упругих колебаний, наилучший поглотитель, импедансный критерий эффективности поглощения, динамический гаситель колебаний.

DOI: 10.7868/S0320791917020010

ВВЕДЕНИЕ

Разработка методов и средств снижения шума и вибраций, в частности, создание эффективных поглотителей колебательной энергии — одна из традиционных проблем акустики, актуальность которой не снижается в течение многих десятилетий. Огромный объем уже полученных результатов научного и прикладного характера, как общих, так и ориентированных на отдельные области промышленности, изложен в десятках монографий и справочников и нескольких тысячах журнальных статей [1–5]. В последние годы наблюдается заметный рост интереса к проблеме и, соответственно, числа публикаций. Это вызвано, с одной стороны, потребностью в разработке новых методов и средств снижения шума и вибраций в быстро развивающихся новых отраслях промышленности, особенно в аэрокосмической технике, где повышенные требования к массе и габаритам наряду с высокой эффективностью не всегда удается удовлетворить с помощью традиционных методов. С другой стороны, появление материалов и структур нового типа — акустических и механических метаматериалов, т.е. инженерно конструируемых микроструктур с широким спектром волновых свойств [6], — открывает перспективы создания новых средств изоляции и поглощения колебаний, способных ответить на новые вызовы.

В настоящее время практически во всех акустических центрах мира проводятся интенсивные

работы по конструированию и исследованию высокоэффективных поглотителей колебаний из метаматериалов. Среди перспективных направлений в этой области можно выделить исследования, направленные на реализацию концепций колебательных черных дыр и черных тел [7–9], акустических диодов [10, 11], т.н. идеальных когерентных поглотителей [12, 13], акустических лабиринтов [14, 15], активного поглощения [16] и др. Пока эти работы находятся на стадии лабораторных исследований, но уже полученные результаты указывают на имеющийся огромный потенциал повышения эффективности звукопоглощения. Отмеченные статьи являются выборочными и не претендуют на обзорную полноту, так как число публикаций в этой области уже исчисляется сотнями и продолжает расти экспоненциально.

Цель данной работы — изложить новый общий подход к созданию эффективных поглотителей звука и вибрации, основанный на концепции о наилучшем поглотителе, обладающем предельно достижимой эффективностью, и на вытекающем из нее импедансном критерии качества. По сравнению с другими концепциями этот подход имеет, по мнению авторов, очевидные перспективы практической реализации, так как проектирование поглотителя в нем сводится к решению более простой задачи синтеза метаматериала с известными поверхностными импедансами.

План статьи следующий. Вначале понятие о наилучшем поглотителе, введенное в работе [17] для акустических сред, обобщается на произвольные упругие колебательные системы, и выводятся аналитические соотношения для поверхностных импедансов, которыми он должен обладать. Затем излагаются результаты лабораторного эксперимента, которые подтверждают правильность теоретических соотношений и импедансного критерия качества, а также приводится пример применения предлагаемого подхода к проектированию динамического гасителя колебаний как наилучшего поглотителя.

НАИЛУЧШИЙ ПОГЛОТИТЕЛЬ ЗВУКА

Наилучшим поглотителем звука называется тело конечных размеров, которое среди всех возможных линейных вязко-упругих тел такой же геометрии поглощает максимум энергии падающего поля. Это определение было введено в работе [17] для поглотителя звука в акустической среде, где были впервые получены в явном виде поверхностные импедансы, которыми должен обладать наилучший поглотитель, и исследованы его основные свойства. В частности, было показано, что устройство поглотителя и его физические свойства не зависят от падающего поля и полностью определяются окружающей акустической обстановкой, точнее его импедансами излучения. Поясним это более подробно.

Пусть поглотитель имеет поверхность A , по которой он контактирует со средой. Если A представить как совокупность N участков ΔA_n , малых размеров по сравнению с длиной волны в окружающей среде, то все полевые величины (давление, скорость и др.) непрерывно распределенные на A , могут быть заменены N -векторами, а соотношения между ними могут быть представлены матричными операторами. При этом сам поглотитель звука описывается $N \times N$ -матрицей входных поверхностных импедансов $Z = R + iX$.

Основным результатом работы [17] является следующее утверждение: для того чтобы тело было наилучшим поглотителем звука, матрица его поверхностных импедансов должна равняться эрмитово-сопряженной матрице импедансов излучения Z_r :

$$Z = Z_r^* \text{ или } X + X_r = 0, \quad R = R_r. \quad (1)$$

Физический смысл условий следующий. Равенство нулю суммы реактансов означает, что на каждой частоте должен иметь место резонанс колебаний системы среда—поглотитель. Второе условие, равенство матриц сопротивлений, означает, что эффективность поглотителя звука тогда максимальна, когда он поглощает столько же

энергии, сколько и окружающая среда. Зависимость параметров наилучшего поглотителя от акустических условий в месте его установки является основной особенностью и трудностью при создании реальных поглотителей.

Из условия (1) следует, что универсальных поглотителей не существует. Один и тот же поглотитель имеет разную эффективность в разных местах установки даже в пределах одного и того же помещения. Для каждой задачи конструкция и свойства поглотителя индивидуальны. Поэтому проектирование поглотителя в каждом конкретном случае следует начинать с выяснения акустических условий в предполагаемом месте установки поглотителя, т.е. с измерения или расчета импедансов излучения. Эти данные однозначно определяют импедансные свойства поверхности поглотителя, которые являются основой для последующего конструирования структуры поглотителя — метаматериала, реализующего эти поверхностные свойства.

Следует отметить универсальность результата (1). Похожие соотношения имеют место в теории электрических цепей [18]. В частности, хорошо известное свойство обычного источника постоянного тока отдавать максимальную мощность в нагрузку, сопротивление которой равно внутреннему сопротивлению источника, совпадает со вторым условием (1). Говоря “электрическим” языком, в акустической задаче роль нагрузки играет поглотитель, а роль источника — окружающая среда с падающим полем. Соотношения типа (1) имеют место, по-видимому, не только для акустических сред и электрических цепей, но и для сред и структур другой физической природы, где возможны колебательные или волновые процессы, например, в оптике, электродинамике, квантовой механике. Ниже подобные соотношения выводятся для произвольных линейных колебательных систем, механических и акустических, дискретных и непрерывных. Они верны, в том числе, и для любых упругих сред и конструкций.

НАИЛУЧШИЙ ПОГЛОТИТЕЛЬ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ

Пусть имеется линейная колебательная система, совершающая колебания под действием некоторых источников. Это может быть сложная упругая оболочка с акустической средой и работающим оборудованием, высотное здание, возбуждаемое ветром или землетрясением, производственный цех, инженерное сооружение или упругая конструкция с источниками вибраций и шума. Ставится задача снизить уровни колебаний системы, установив в ряде ее точек поглотитель колебательной энергии в виде некоторой поглощающей структуры. Требуется определить, какими свойствами должен обладать этот поглотитель

тель, чтобы эффективность поглощения была максимально возможной.

Не нарушая общности, будем считать, что число точек соединения поглотителя с системой конечно. Если соединение представляет собой непрерывную поверхность конечных размеров, ее можно дискретизировать, т.е. разбить на конечное число участков малых волновых размеров и считать их точками. В каждой такой точке взаимодействие системы с поглотителем характеризуется в общем случае тремя компонентами сил реакции и тремя компонентами скорости.

Введем две матрицы входных импедансов: матрицу Z_s для рассматриваемой пассивной системы, т.е. системы с выключенными источниками и без поглотителя, и матрицу Z для поглотителя,

$$Z_s = R_s + iX_s, Z = R + iX, \quad (2)$$

которые связывают векторы сил реакции \mathbf{f}_s , \mathbf{f}_a и скоростей $\mathbf{v}_s = \mathbf{v}_a = \mathbf{v}$ во всех точках соединения системы с поглотителем,

$$\mathbf{f}_s = Z_s \mathbf{v}, \mathbf{f}_a = Z \mathbf{v}. \quad (3)$$

Размерность N этих векторов и матриц зависит от числа M точек соединения и от типа системы: для упругой системы $N = 3M$, для жидкой или газообразной $N = M$. Импедансные матрицы (2) комплексные и симметричные, матрицы сопротивлений R_s и R действительные, симметричные и неотрицательные, матрицы реактансов X_s и X действительные и симметричные. Они полностью характеризуют колебательную систему и поглотитель как элементы составной системы. Поставленную выше задачу переформулируем теперь следующим образом: найти, при каких значениях импедансной матрицы Z поглотитель поглощает максимальное количество колебательной энергии. Математически это матричная задача на экстремум для скалярной функции, какой является мощность поглощения. Найдем ее решение.

Рассмотрим систему с источниками и присоединенным поглотителем. Представим ее поле колебаний, следуя работе [19], в виде суммы двух слагаемых:

$$\mathbf{v}(x) = \mathbf{v}_0(x) + \mathbf{v}_1(x). \quad (4)$$

Первое слагаемое $\mathbf{v}_0(x)$ — это поле скоростей в случае, когда все M точек соединения с поглотителем неподвижны, а источники работают в обычном режиме. Обозначим через $\mathbf{f}_0(x_m)$ вектор сил реакции в этих точках (x_m — их координаты, $m = 1, 2, \dots, M$), которые удерживают их неподвижными. Тогда вторая компонента поля $\mathbf{v}_1(x)$ равна, согласно общему результату [19], вынужденным колебаниям системы с поглотителем и с выключенными источниками под действием сил $[-\mathbf{f}_0(x_m)]$. Ее значения в M точках соединения выражаются через импедансы (2) как

$$\mathbf{v}_1(x_m) = -(Z_s + Z)^{-1} \mathbf{f}_0(x_m). \quad (5)$$

Учитывая соотношения (3)–(5) и $\mathbf{v}_0(x_m) = \mathbf{0}$, получим следующее выражение для потока колебательной мощности в поглотитель:

$$F = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left(\mathbf{v}_a^* \mathbf{f}_a \right) = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \mathbf{f}_0^* \left[\left(Z_s^* + Z^* \right)^{-1} Z \left(Z_s + Z \right)^{-1} \right] \mathbf{f}_0 \right\}. \quad (6)$$

Поглощенная мощность, таким образом, зависит от блокирующих сил \mathbf{f}_0 , которые характеризуют источники в системе, и от импедансов (2).

Найдем теперь экстремальное значение мощности (6) как функции импедансной матрицы поглотителя Z . Задав этой матрице приращение малой нормы $\Delta Z = \Delta R + i\Delta X$, считая ΔR и ΔX независимыми и проделав необходимые матричные выкладки, получим, что эрмитова форма (6) имеет единственное стационарное значение $\Delta F = 0$ и, следовательно, одно экстремальное значение при выполнении условий

$$X = -X_s, R = R_s. \quad (7)$$

Рассмотрев далее поведение функции F в окрестности (7), можно убедиться, что это максимум со значением

$$F_{\max} = \frac{1}{8} \mathbf{f}_0^* R_s^{-1} \mathbf{f}_0. \quad (8)$$

Нетрудно видеть, что условия (7) максимальной мощности поглощения в произвольной колебательной системе совпадают с аналогичными условиями (1) в акустической среде с той лишь разницей, что импедансы излучения в (1) заменены импедансами пассивной колебательной системы. Эта разница, однако, скорее терминологическая, чем по существу, так как импедансы излучения являются импедансами пассивной среды во внешности поглотителя. Поэтому все выводы, сделанные выше в этой статье и в работе [17] относительно акустического наилучшего поглотителя, верны также и для наилучшего поглотителя колебательной энергии в линейной вязко-упругой системе произвольного вида.

ЛАБОРАТОРНЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ

Для того чтобы убедиться в правильности импедансных условий максимальной мощности поглощенной колебательной энергии (7) и оценить ее чувствительность к изменениям этих условий, авторы провели простой лабораторный эксперимент, в котором был построен простейший наилучший поглотитель и исследованы его свойства. Основные результаты эксперимента приводятся ниже.

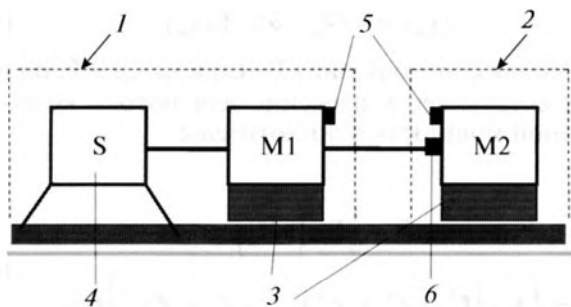


Рис. 1. Схема механических элементов экспериментальной установки: 1 – колебательная система с источником, 2 – поглотитель, 3 – резиновые прокладки, 4 – вибратор, 5 – акселерометры, 6 – датчик силы.

Схема основных элементов экспериментальной установки приведена на рис. 1. Она состоит из двух частей – колебательной системы с источником колебаний и поглотителя. Система состоит из массы $M1$ на резиновой прокладке и вибратора S . Поглотитель представляет собой массу $M2$, также на резиновой прокладке. Датчик силы между системой и поглотителем измерял силу, действующую на поглотитель, а датчики ускорений на массах – ускорения их вибраций. Возбуждение осуществлялось гармоническими сигналами, измерялись амплитуды и фазы показаний датчиков. По ним рассчитывались мощность поглощенных колебаний (как произведение комплексных значений силы и скорости) и импеданс поглотителя (как их отношение). Измерение импеданса системы выполнялось по аналогичной схеме: вибратор S выключался, а возбуждение массы $M1$ осуществлялось еще одним вибратором. Для постоянства условий возбуждения установки величина тока вибратора S (а следовательно, и действующая сила) контролировалась и поддерживалась постоянной на всех частотах и во всех вариантах конструкции поглотителя. В исследованном диапазоне частот (100–400 Гц) экспериментальная установка моделировалась одномерной колебательной системой: считалось, что система и поглотитель колеблются в одном направлении (вдоль оси вибратора) и взаимодействие между ними является точечным.

В эксперименте было предусмотрено изменение величины потерь в поглотителе. Так как поглощение энергии имело место в основном в резине, то это достигалось путем изменения площади резиновой прокладки под массой $M2$. Исследовались три варианта конструкции поглотителя, которые различались площадью прокладки и, следовательно, величиной жесткости и демпфирования. Для одного из трех вариантов, который называется далее поглотителем A , на одной из частот выполнялись оба условия (7). Для двух других вариантов поглотителя могло выполняться только одно

условие, но оба условия не выполнялись ни на одной частоте.

На рис. 2 изображены зависимости от частоты измеренных сопротивлений и реактансов поглотителя A (сплошная линия) и пассивной системы (пунктирная линия). Можно видеть, что частота, на которой оба условия (7) удовлетворяются, равна 170 Гц. На рис. 3 приведено сравнение по мощности поглотителя A (сплошная кривая) и двух других вариантов поглотителя (штриховая и точечная кривые). Все три кривые на рис. 3 имеют резонансный характер. Их максимумы соответствуют выполнению первого условия (7). Второе же условие выполняется только для поглотителя A на частоте 170 Гц. Сопротивления двух других вариантов поглотителя на их резонансных частотах отличались от сопротивления системы соответственно на -25% и на $+12\%$. Как следствие, максимальное значение сплошной кривой, т.е. мощности поглотителя A , равно (8), превышает максимальные значения двух других кривых. Это означает, что на частоте 170 Гц поглотитель A действительно является наилучшим поглотителем.

Что касается чувствительности поглощенной мощности к изменениям условий (7), то для данной установки чувствительность к изменениям реактанса почти на порядок превышает ее чувствительность к изменениям сопротивлений. Поэтому эффективность поглотителя здесь определяется главным образом отклонением его реактанса от первого условия (7). Например, из рис. 2а следует, что второе условие (7) выполняется для поглотителя A также на частоте 218 Гц. Однако на величине поглощенной мощности это практически не сказалось из-за ее низкой чувствительности к изменению сопротивления.

Таким образом, эксперимент подтвердил правильность теоретического результата (7): максимальное поглощение было достигнуто на единственной частоте (170 Гц), где для поглотителя выполняются одновременно оба условия (7), и он, следовательно, является наилучшим поглотителем.

ДИНАМИЧЕСКИЙ ГАСИТЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ

В заключение приведем пример использования импедансных соотношений (7) в качестве критерия при проектировании одного из хорошо изученных и широко используемых поглотителей звука – динамического гасителя (другие общепринятые для него термины “tuned mass damper”, “dynamic vibration absorber”, “vibration neutralizer”). Это механический осциллятор, который прикрепляется к колеблющейся конструкции для снижения уровня ее колебаний. Начиная с известного изобретения Фрамом успокоителя качки корабля в 1911 году, многочисленные варианты динамического гасителя стали широко применяться в стро-

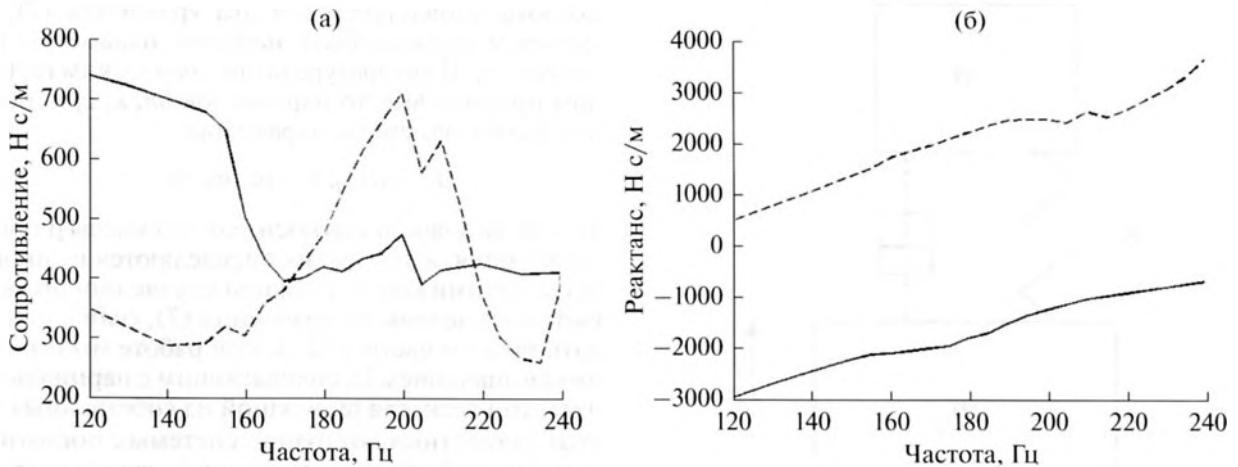


Рис. 2. Сопротивления (а) и реактансы (б) поглотителя А (сплошные линии) и колебательной системы (штриховые линии). Оба условия (7) выполнены на частоте 170 Гц.

ительстве для снижения уровней колебания небоскребов, мостов и других сооружений, а также в промышленности, особенно в аэрокосмической технике [20, 21]. В зависимости от характера колебаний конструкции, параметры гасителя могут быть различными. Известны более десяти методов оптимизации его параметров на основе тех или иных критериев качества. Обзор методов можно найти, например, в работах [22, 23].

Ниже применяется отличный от имеющихся метод, основанный на реализации импедансных условий (7). Сравнение с другими методами показало, что у предлагаемого метода благодаря его эффективности, простоте и физической прозрачности есть реальные перспективы применения в проектировании оптимальных поглотителей колебательной энергии.

Рассмотрим простейшую колебательную систему в виде механического осциллятора $\{m_0, k_0, c_0\}$, совершающего колебания под действием силы f_0 и к массе m_0 которого присоединен динамический гаситель с тремя подлежащими определению параметрами: массой m , жесткостью k и коэффициентом демпфирования c (рис. 4). Поскольку любая сколь угодно сложная линейная упругая конструкция в окрестности своей изолированной собственной частоты моделируется простым осциллятором, то результаты, полученные для колебательной системы на рис. 4, имеют достаточно общий характер. Согласно предлагаемому здесь методу проектирования, сначала требуется найти импедансы системы и поглотителя относительно точки их соединения. Простые выкладки дают для них следующие выражения:

$$Z_0 = R_0 + iX_0 = z_0 \left[\eta_0 + i \left(\frac{1}{\varepsilon_0} - \varepsilon_0 \right) \right],$$

$$Z = R + iX = z \frac{\eta \varepsilon^2 - i \left[\frac{1}{\varepsilon} - \varepsilon(1 - \eta^2) \right]}{\eta^2 + \left(\frac{1}{\varepsilon} - \varepsilon \right)^2}. \quad (9)$$

Здесь введены следующие общепринятые обозначения: $\omega_0 = (k_0/m_0)^{1/2}$, $\omega_1 = (k/m)^{1/2}$ – парциальные частоты, $\varepsilon_0 = \omega/\omega_0$, $\varepsilon = \omega/\omega_1$ – безразмерная частота, $z_0 = m_0\omega_0$, $z = m\omega_1$ – характеристические импедансы осцилляторов, $\eta_0 = c_0/z_0$, $\eta = c/z$ – их коэффициенты потерь.

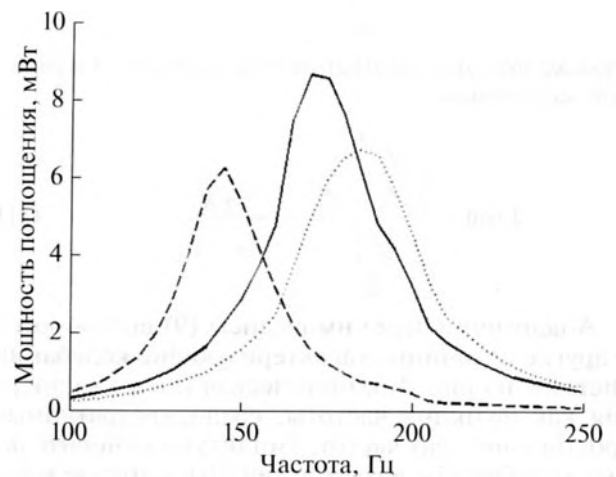


Рис. 3. Мощность поглощения поглотителя А (сплошная линия) и двух других вариантов поглотителя с отклонениями от оптимальности на резонансных частотах: $R < R_s$ (штриховая линия) и $R > R_s$ (точечная линия).

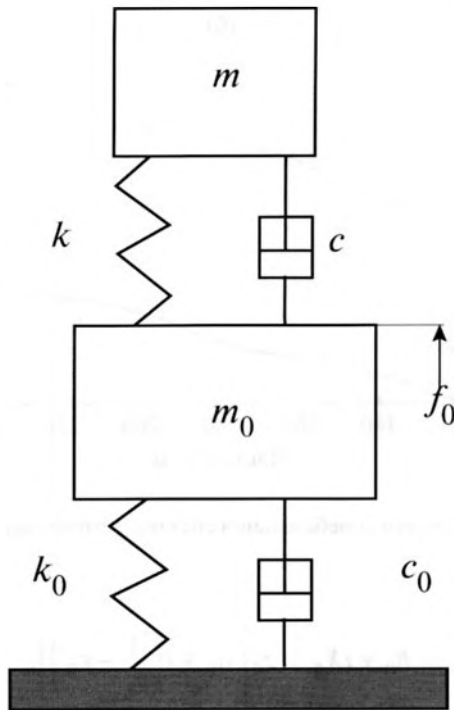


Рис. 4. Схема колебательной системы в виде осциллятора $\{m_0, k_0, c_0\}$ с внешней силой f_0 и динамического гасителя $\{m, k, c\}$.

Напишем в безразмерном виде выражения для физических величин, графики которых приводятся и анализируются ниже. Это нормированная амплитуда скорости колебаний массы m_0 :

$$v(\omega) = \frac{\frac{|f_0|}{|Z_0 + Z|}}{\frac{|f_0|}{z_0}} = \frac{z_0}{|Z_0 + Z|}, \quad (10)$$

а также нормированный поток мощности в гаситель колебаний

$$F(\omega) = \frac{\frac{|f_0|^2 R}{2|Z_0 + Z|^2}}{\frac{|f_0|^2}{2z}} = \frac{zR}{|Z_0 + Z|^2}. \quad (11)$$

Аналогично через импедансы (9) выражаются и другие величины, характеризующие колебания системы на рис. 4, кинетическая и полная энергия как функция частоты, среднеквадратичные уровни в полосах частот, амплитуды относительных колебаний и другие величины, которые многими авторами публикаций минимизируются в процессе оптимизации гасителей. В соответствии с импедансным методом потребуем теперь, чтобы динамический гаситель был наилучшим поглотителем на некоторой заданной частоте Ω . Для этого

должны удовлетворяться два уравнения (7), по которым должны быть найдены параметры поглотителя. В литературе по динамическим гасителям принято вместо параметров $\{m, k, c\}$ использовать безразмерные параметры:

$$\mu = m/m_0, \nu = \omega_1/\omega_0, \eta. \quad (12)$$

При этом значение относительной массы μ обычно задается, а два других определяются из процедуры оптимизации. В нашем случае они должны быть определены из уравнений (7), если в них задать также и частоту Ω . В этой работе мы ограничимся значением Ω , совпадающим с парциальной частотой гасителя ω_1 и одной из собственных частот совместных колебаний системы с поглотителем. На этой частоте имеют место равенства $\varepsilon = 1$ и $\varepsilon_0 = \nu$. Тогда из первого уравнения (7) с учетом (9) получаем значение относительной частоты

$$\nu = \frac{1}{\sqrt{1 + \mu}}, \quad (13)$$

а из второго уравнения (7) – значение коэффициента потерь

$$\eta = \frac{\mu}{\eta_0 \sqrt{1 + \mu}}. \quad (14)$$

Подставив далее эти значения параметров динамического гасителя в формулы (9)–(11), можно оценить эффективность его работы.

На рис. 5 представлены графики амплитуды скорости отклика массы m_0 (10) для трех вариантов значений параметров гасителя (12). Во всех трех вариантах масса гасителя составляла 2% массы основной конструкции ($\mu = 0.02$), а коэффициент потерь основной конструкции был равен $\eta_0 = 0.1$. Сплошной тонкой линией на рис. 5 изображен отклик основной конструкции без динамического гасителя ($Z = 0$). Три другие кривые относятся к конструкции с тремя вариантами гасителя. Сплошной полужирной линией на рис. 5 представлена амплитуда отклика (10) для гасителя с параметрами (13), (14): $\nu = 0.99$, $\eta = 0.198$. Штриховая линия соответствует методу оптимизации работы [23], в котором значение параметров находятся на условиях максимума потока мощности в гаситель или минимума кинетической энергии конструкции при возбуждении белым шумом во всем диапазоне частот. Здесь относительная парциальная частота гасителя оказывается в точности равной значению (13), а коэффициент потерь равен $\eta = \mu^{1/2} = 0.141$. Точечная кривая на рис. 5 относится к гасителю с параметрами, определенными наиболее распространенным методом оптимизации [24], основанным на минимизации максимальных смещений при гармоническом возбуждении. Метод дает следующие значения параметров (12):

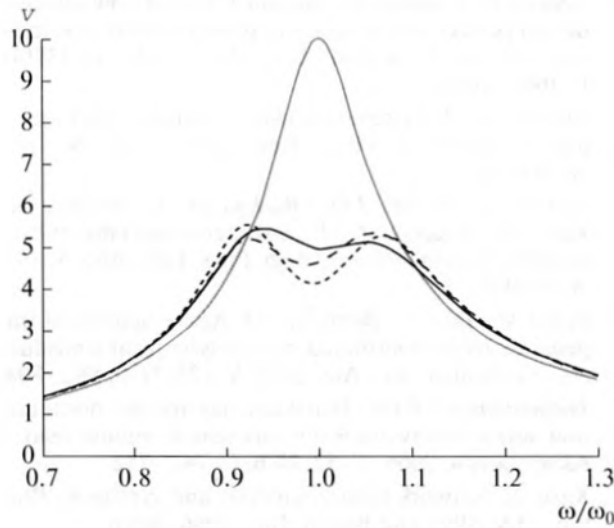


Рис. 5. Частотные зависимости безразмерной скорости (10) массы m_0 без динамического гасителя (тонкая сплошная линия) и с динамическим гасителем, параметры которого выбраны методом работы [23] (штриховая линия), работы [24] (точечная кривая) и настоящей работы — сплошная полужирная линия.

$$v = \frac{1}{1 + \mu} = 0.98, \quad \eta = \sqrt{\frac{3\mu}{2(1 + \mu)^3}} = 0.168.$$

Как видно из рис. 5, все три варианта динамического гасителя имеют близкую эффективность, снижая уровни основной конструкции примерно вдвое. Соотношение между амплитудами их откликов меняется от частоты к частоте. Однако на частоте оптимизации предложенным здесь методом $\Omega = 0.99\omega_0$ поток мощности в гаситель является максимальным для предложенного варианта параметров (13) и (14), так как динамический гаситель на этой частоте был построен как наилучший поглотитель звуковой энергии. Это подтверждает рис. 6, на котором изображена зависимость от частоты потока мощности (11) для трех вариантов поглотителя с обозначениями, как на рис. 5.

Таким образом, приведенный пример показал, что предложенный метод проектирования, основанный на концепции наилучшего поглотителя колебаний, даже в простейшем своем варианте приводит к динамическому гасителю, сравнимому по эффективности с его лучшими образцами, полученными другими методами. По мнению авторов данной статьи, метод имеет и другие достоинства, благодаря которым он имеет реальные перспективы практического применения. Так, благодаря возможности прямого измерения сил и скоростей можно непосредственно контролировать работу гасителя по величине потока колебательной мощности и нужным образом подстраивать его импедансные параметры в случае непостоянства воз-

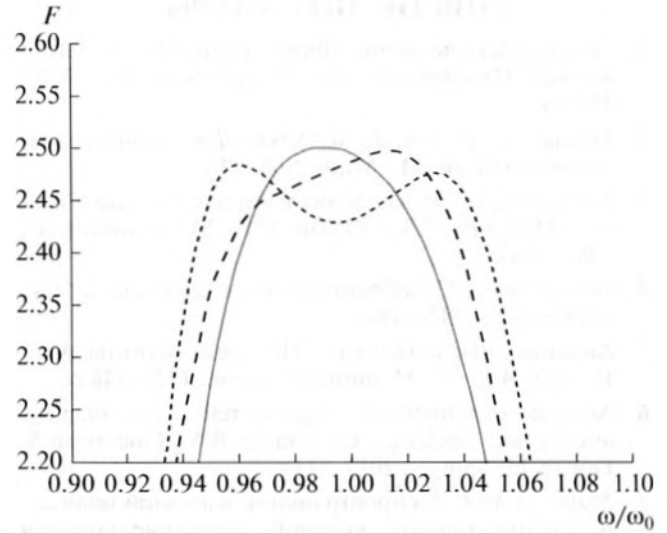


Рис. 6. Частотная зависимость безразмерной колебательной мощности (11), поглощенной динамическим гасителем с различными параметрами. Обозначения, как на рис. 5.

буждения конструкции. Иначе говоря, предлагаемый метод полезен при создании адаптивных динамических гасителей колебаний инженерных конструкций. Кроме этого, имеют значение простота и физическая прозрачность метода, а также его естественное обобщение на многоточечные гасители.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Подведем итог статьи. Введенное в работе [17] понятие о наилучшем поглотителе звука распространено на произвольные упругие структуры и среды, для которых выведены формулы (7) для его входных импедансов. Приведены результаты лабораторного эксперимента, подтвердившего правильность результата (7), и в котором построен и исследован простейший наилучший поглотитель колебаний. Предложено использовать понятие о наилучшем поглотителе для проектирования реальных поглотителей на основе импедансных критериев (1) и (7). Приведен пример этого подхода к проектированию динамического гасителя колебаний. Использование предложенного импедансного метода целесообразно при создании высокоэффективных поглотителей колебательной энергии для снижения шума и вибраций, включая адаптивные поглотители, а также для извлечения (harvesting) энергии из механических и акустических колебаний и волн.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект № 15-19-00284).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Handbook of noise and vibration control / Ed. Crocker M.J. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, Inc., 2007. 1570 p.
2. *Нашиф А., Джоунс Д., Хендерсон Дж.* Демпфирование колебаний. М.: Мир, 1988. 448 с.
3. Снижение шума в зданиях и жилых районах / Под ред. Осипова Г.Л., Юдина Е.Я. М.: Стройиздат, 1987. 558 с.
4. *Никифоров А.С.* Вибропоглощение на судах. Л.: Судостроение, 1979. 184 с.
5. Авиационная акустика / Под ред. Мунина А.Г., Квитки В.Е. М.: Машиностроение, 1973. 448 с.
6. Acoustic metamaterials: negative refraction, imaging, lensing and cloaking / Ed. Craster R.V., Guenneau S. Dordrecht: Springer, 2013. 323 p.
7. *Миронов М.А.* Распространение изгибной волны в пластинке, толщина которой плавно уменьшается до нуля на конечном интервале. // Акуст. журн. 1988. Т. 34. № 3. С. 546–547.
8. *Climente A., Torrent D., Sanchez-Dehesa J.* Omnidirectional broadband acoustic absorber based on metamaterials // App. Phys. Lett. 2012. V. 100. № 144103.
9. *Conlon S.C., Fahnline J.B.* Numerical analysis of the vibroacoustic properties of plates with imbedded grids of acoustic black holes // J. Acoust. Soc. Am. 2015. V. 137. № 1. P. 447–457.
10. *Fleuri R., Sounas D., Haberman M.R., Alu A.* Nonreciprocal acoustics // Acoustics Today. 2015. V. 11. P. 14–21.
11. *Cummer S.A., Popa B.I.* Non-reciprocal and highly nonlinear active acoustic metamaterials // Nature Commun. 2014. V. 5. № 3398.
12. *Wei P., Croenne C., Chu S.T., Li J.* Symmetrical and anti-symmetrical coherent perfect absorption for acoustic waves // App. Phys. Lett. 2014. V. 104. № 121902.
13. *Groby J.P., Pommier R., Auregan Y.* Use of slow sound to design perfect and broadband passive sound absorbing materials // J. Acoust. Soc. Am. 2016. V. 139(4). P. 1660–1671.
14. *Liang Z., Li J.* Extreme acoustic metamaterials by coiling-up space // Phys. Rev. Lett. 2012. V. 108. № 114301.
15. *Frenzel T., Brehm J.O., Buckmann T., Schittny R., Kadic M., Wegener M.* Three-dimensional labyrinthine acoustic metamaterials // App. Phys. Lett. 2013. V. 103. № 061907.
16. *Collet M., Davi P., Berthillier M.* Active acoustical impedance using distributed electrodynamic transducers // J. Acoust. Soc. Am. 2009. V. 125(2). P. 882–894.
17. *Бобровницкий Ю.И.* Импедансная теория поглощения звука: наилучший поглотитель и черное тело // Акуст. журн. 2006. Т. 52. № 6. С. 742–752.
18. *Karni S.* Network theory: analysis and synthesis. Boston, MA: Allyn and Bacon, Inc., 1966. 360 p.
19. *Бобровницкий Ю.И.* Теорема о представлении поля вынужденных колебаний составной упругой системы // Акуст. журн. 2001. Т. 47. № 5. С. 586–589.
20. *Ден-Гартог Д.П.* Механические колебания. М.: Физматлит, 1960. 580 с.
21. *Корнев Б.Г., Резников Л.М.* Динамические гасители колебаний: теория и технические приложения. М.: Наука, 1988. 304 с.
22. *Steffen V., Jr., Rade D.* Vibration absorbers / In Encyclopedia of Vibration. Ed. Brown S., Ewins D., Rao S.S. San Diego: Academic Press, 2001. V. 1. P. 9–26.
23. *Zilletti M., Elliott S.J., Rustighi E.* Optimisation of dynamic vibration absorbers to minimize kinetic energy and maximize internal power dissipation // J. Sound Vib. 2012. V. 331. № 18. P. 4093–4100.
24. *Ormondroyd J., DenGartog J.P.* The theory of dynamic vibration absorber // J. Appl. Mech. 1928. V. 50. P. 9–22.