ШУМЫ И ВИБРАЦИИ

ВОССТАНОВЛЕНИЕ ВИБРАЦИОННОГО ПОЛЯ ПО НЕПОЛНЫМ ДАННЫМ Ю.И.Бобровницкий

Институт машиноведения РАН

Рассматривается следующая задача, названная задачей восстановления волнового поля: линейно упругое тело конечных размеров совершает гармонические колебания под действием неизвестных внешних поверхностных сил; на части поверхности, свободной от этих сил, задан вектор смещений; требуется определить поле динамических напряжений и смещений внутри всего упругого тела и, возможно, внешние силы. Решение этой задачи позволит по амплитудам вибраций, измеренным на доступной части поверхности распределенной упругой системы, восстановить волновое поле в тех ее частях, которые недоступны для прямых измерений, и таким образом решить проблему оценки напряженно-деформированного состояния внутри рассматриваемой конструкции. Практически такая проблема актуальна при разработке систем контроля надежности инженерных сооружений, в вибрационной диагностике, неразрушающем контроле и т.п. Принципиальная идея работы - восстановление общей картины по выборочной или неполной информации не нова и используется при решении многих научных и практических задач. Но ее реализации в конкретных случаях существенно отличаются как по математическим свойствам, так и по физическим особенностям. В динамической теории упругости задача восстановления поля смещений и напряжений в такой постановке была впервые сформулирована и решена автором применительно к нахождению векторных полей потока колебательной мощности в конструкциях [1] и позднее в более общем виде[2]. Среди работ других авторов наиболее близкими к данной работе являются статьи [3-5], относящиеся к статической теории упругости и к системам с сосредоточенными параметрами. Ниже приведены некоторые новые результаты исследования задачи восстановления поля, в частности, найденная на основе теоремы Крамера-Рао предельно достижимая точность восстановления поля, а также результаты компьютерных расчетов и лабораторного эксперимента.

Пусть имеется конструкция из линейно-упругого материала, занимающая область *S* (геометрия и упругие характеристики, а также уравнения колебаний считаются известными), на части S_m которой задан (измерен) вектор смещений u(s), $s \in S_m$ Требуется определить поле смещений u(x) во всей конструкции, $x \in S$.

В качестве модели поля используется конечная сумма разложения по нормальным модам

$$u(x) = \sum_{n=1}^{N} d_n u_n(x), \quad x \in S,$$
(1)

где моды $u_n(x)$ также считаются известными. Измеренные в области S_m значения смещения y(s) складываются из полезного сигнала (1) и аддитивной помехи

$$y(s) = \sum_{n=1}^{N} d_n u_n(s) + \xi(s), \quad s \in S_m,$$
(2)

или после дискретизации

$$y = Ad + \xi, \tag{3}$$

где у и ξ - это *M*-векторы измерений и помехи, d – это *N*-вектор коэффициентов разложения, A – модальная матрица с элементами $\{u_n(\xi_j)\}$; помеха имеет нулевое среднее и дисперсионную *MxM*-матрицу, которая предполагается известной:

$$<\xi>=0, <\xi\xi^*>=D_{\xi\xi}$$
 (4)

Задача состоит в том, чтобы из уравнений (2) и (3) найти оценку \overline{d} коэффициентов разложения, с помощью которых по уравнению (1) найти оценку поля $\overline{u}(x)$ во всей конструкции.

В качестве оператора восстановления в работе принят псевдо-обратный оператор Мура-Пенроуза [6], так что решением уравнения (3) является

$$d = A^{+} y = A^{+} A d + A^{+} \xi.$$
(5)

Среднее значение и дисперсионная матрица оценки (5) равны

$$< \bar{d} > = A^{+}Ad, \quad D_{dd} = A^{+}D_{\xi\xi}A^{+*}.$$
 (6)

Ошибка восстановления поля складывается из двух компонент – систематической ошибки и случайной ошибки. Систематическая ошибка – это ошибка модели полезного сигнала. Она зависит от числа учитываемых мод в разложении (1) и от ранга оператора A. Ранг матрицы A в (3) определяет число линейно независимых функций в (2) и существенно зависит от размеров области измерений. На рис.1 показаны сингулярные числа оператора A для изгибно колеблющегося стержня с относительным размером области измерений равным $S_m/S=1$ (точки), 0.7(пунктир) и 0.2(сплошная линия). Видно, что число независимых функций u_n (s) в области измерений пропорционально ее относительному размеру. В пределе, когда область измерений стягивается в одну точку, ранг матрицы A равен единице и все функции u_n (s) в (2) линейно зависимы. Систематическая ошибка является монотонно убывающей функцией числа мод, фактически участвующих в описании полезного сигнала в (2), т.е. числа линейно независимых модальных функций в области измерений.

В отличие от систематической, случайная компонента ошибки восстановления поля является монотонно возрастающей функцией числа мод. Это можно показать с помощью уравнения (6). Полная ошибка восстановления, являясь суммой двух компонент, одна из которых монотонно убывает, а другая монотонно возрастает с ростом учитываемых в модели мод, должна иметь минимум при некотором конечном числе мод. Иначе говоря, существует оптимальная модель полезного сигнала,



содержащая конечное число параметров, которая дает минимальную ошибку восстановления. Более простые модели (с меньшим числом мод) менее точны из-за плохого описания полезного сигнала, а более сложные модели (с числом мод больше оптимального) хорошо описывают помеху в области измерений, но вне этой области могут иметь мало общего с реальным полем. На рис.2 представлена относительная ошибка восстановления вибрационного поля в стержне, у которого область измерений составляет 40%, а отношение сигнал/шум равен 16дБ. Ошибка аппроксимации поля в области измерения (пунктир) уменьшается с увеличением числа мод, а прогноз на остальную часть структуры имеет минимум ошибки при N=18.



Важнейшим свойством случайной ошибки восстановления поля является существование предела, ниже которого она не может опускаться. Этот предел, или граница Крамера-Рао [7], зависит от статистических свойств помехи и размеров области измерений. Так, для инструментального шума с дисперсией σ^2 из (6) можно получить, что дисперсия оценки *i*-го коэффициента в разложении (2) удовлетворяет неравенству

$$D(d_i) \ge \sigma^2 / \int_{S} \left| u_i(s) \right|^2 ds,$$

и возрастает с уменьшением области измерений.

Литература

- 1. Бобровницкий Ю.И. // Акустический журнал, 1994, т.40, в.3, с.367.
- 2. Bobrovnitskii Yu.I. // Journal of Sound and Vibration, 2001, v.247, N1, p.145.
- 3. To W.M., Ewins D.J. // J.Sound and Vibration, 1995, v.186, N2, p.185.
- 4. Wang J.H. // J.Sound and Vibration, 1990, v.138, N3, p.305.
- 5. Прейсс А.К., Фомин А.В. // Машиноведение, 1986, N2, с.76.
- 6. Голуб Дж., Ван Лоун Ч. Матричные вычисления М.:Мир, 1999, 548с.
- 7. Рао С.Р. Линейные статистические методы и их применения М.:Наука, 1968, 548с.

ИЗМЕРЕНИЕ И АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННЫХ И АКУСТИЧЕСКИХ ПОЛЕЙ

Б.М Салин, П.И.Коротин

Институт Прикладной Физики РАН

Введение

С момента образования Института Прикладной Физики (1977г.) в работах отделения гидрофизики и гидроакустики большое внимание уделяется вопросам, связанным с шумами кораблей, их всесторонними исследованиями и выработкой рекомендаций по снижению. Естественно, что при исследовании процессов шумоизлучения, необходима информация, как по вибрации корпуса судна, так и по характеристикам (параметрам) его акустического поля.

В настоящем докладе содержатся материалы, связанные с вопросами измерения и анализ вибрационных и акустических полей, в том числе, представляются материалы по разработанным в институте измерительным средствам, а также приводятся примеры их непосредственного использования.

Соединение в одном докладе вопросов измерения вибрационных и акустических полей обусловлено, во первых, их функциональной зависимостью, во вторых, общностью электронных устройств всего тракта преобразования сигнала от пьезодатчика до компьютера, и в третьих, близостью методов пространственновременной обработки акустических и вибрационных сигналов.

Первоначально приведем краткое описание технических средств, необходимых для выполнения измерений.

Пьезоакселерометры

В начале остановимся на задаче синхронных измерений вибрационных полей. В качестве первичных преобразователей нами использовались собственной разработки пьезоакселерометры, работающие в диапазоне ~ 0,5Гц – 10кГц с чувствительностью порядка 10мв/м/с².

Причина разработки и изготовления собственных датчиков заключается, во первых, в требованиях к датчикам (необходимы, как правило, 2-3 координатные датчики с согласованными усилителями) и, во вторых, в их количестве (например, для исследования собственных форм колебаний только одной модели необходимо установить на модель не менее 100 датчиков).

На рис.1 представлены разработанные нами типовые промышленные датчики (правая колонка) и датчики для проведения измерений в НИОКРовских работах. Промышленные датчики устанавливаются нами на производственных объектах (например, на турбогенераторах Автозаводской ТЭЦ) и предназначены для долговременной работы в тяжелых условиях (температура, влажность, графитовая и масляная пыль).

Предварительные и масштабирующие многоканальные усилители

При исследовании виброполей с измерением амплитуды и фазы сигнала на каждом вибродатчике, потребовался синхронный ввода в ПК большого количества каналов. Для этого первоначально были разработаны масштабирующие усилители





Для работы непосредственно с пьезодатчиками предназначаются согласующие усилители на 1 - 16 каналов, представленные на рис.26.

С развитием микропроцессорной техники системы ввода претерпели значительное изменение. Так, например, разработанный нами блок ввода сигнала на 64



канала (БВС 64), изображенный на рис.2г, в своем составе уже содержит плату согласования блока непосредственно с 64 пьезодатчиками (рис.2в). Блок ввода также производит ступенчатую регулировку усиления по каждому каналу через 6дБ. Сигма-дельта АЦП, находящиеся в каждом канале, имеют динамический диапазон не менее 72дБ при максимальной частоте квантования выходного сигнала 64кГц. В блоке может быть осуществлена цифровая фильтрация, гетеродинирование сигналов с датчиков и их запись на внутренний «винчестер» с суммарным потоком данных до 8мбайт/сек.

Блоки ввода на 64 и 132 канала были использованы нами при модельных и натурных исследованиях для предварительной обработки и регистрации сигналов с вибродатчиков и гидрофонов ФАР.

Гидрофоны и линейные гидроакустические ФАР

При измерении слабых шумовых гидроакустических полей зачастую оказывается недостаточным использование одиночного гидрофона и приходится переходить на применение фазированных антенных решеток (ФАР). Ряд измерительных методов, и в первую очередь, амплифазометрические измерения, также требуют применения ФАР.

На рис.За представлено разработанное нами семейство гидроакустических антенн.











Рис.3.

Количество приемных элементов в представленных антеннах варьируется от 32 до 64, длина от 12м (высокочастотная антенна, диапазон - до 4кГц) до 200м (низкочастотная антенна, диапазон - до 400Гц).

На рис.3б показано устройство типового приемника, состоящего из цилиндрического пьезоэлемента и встроенного усилителя. На рис.3в показан перспективный цифровой гидрофон, в состав которого кроме усилителя входят АЦП, микропроцессор, память, контроллер шины и др. Управление цифровым датчиком и передача оцифрованного сигнала осуществляется по витой паре.

В литературе такой тип цифрового датчика (гидрофон, акселерометр, измеритель давления и др.) носит название интеллектуальный датчик. Его преимущество перед аналоговым датчиком заключается в следующем. Все заранее определенные и запрограммированные операции с сигналом (фильтрация, гетеродинирование, детектирование, измерение момента прихода сигнала заданной формы, превышение порога и др.) выполняются встроенным процессором, что на много порядков разгружает поток передаваемой от датчика информации и устраняет влияние шумов при передаче информации.

Немаловажной особенностью цифровых датчиков (антенн) является то, что вся совокупность приемных элементов «сидит» на тонкой двухпроводной линии, а не на многоканальном экранированном кабеле со сложной системой подключения к нему приемных элементов. Компактность кабельной линии крайне важна, например, при проведении, измерении колебаний корпуса корабля и его основных систем на ходовых режимах.

На основе разработанных акустических антенн, в ИПФ РАН был создан Морской Автономный Измерительный Комплекс (МАИК), предназначенный для регистрации НЧ акустических полей в узкой и широкой полосе частот. На рис.4а представлена типовая схема постановки МАИК.



Рис.4.

Антенна располагается горизонтально и удерживается на двух якорях и двух плавучестях. В одной из плавучестей (рис.4б) располагается аппаратурный комплекс с накопителями на жестких дисках, позволяющий непрерывно регистрировать поля в зависимости от полосы сигнала от 2 до 10 суток. Общий вид антенны и



основного модуля МАИК (в момент перед постановкой) представлен на рис.4в. Управление МАИК осуществляется с корабля по звукоподводной связи.

Далее мы рассмотрим несколько примеров использования виброакустических приемных систем.

Исследование колебаний и излучения корпусных конструкций

При исследовании излучательной способности корпусных конструкций особую роль имеют измерения, основанные на принципе взаимности. Из-за технической сложности постановки вибраторов во всевозможные точки конструкции, например, модели корпуса корабля, прямые измерения крайне затруднены. Измерения, согласно принципа взаимности, выполняются следующим образом. В точках, где предполагается устанавливать или уже располагаются виброактивные механизмы, измеряется с помощью трех координатных вибродатчиков виброскорость $\vec{v}_{\textit{взаимн.}}(\vec{r})$. Виброскорость возбуждается в конструкции падающим акустическим полем $v_{nadaющ}$, которое создается излучателем, расположенным в точке \vec{r} (как правило, в дальней зоне от исследуемой конструкции).

При этом прогнозируемое в точке \vec{r} поле p рассчитывается через скалярное произведение

$$p(\vec{r}) = \frac{\vec{F} \cdot \vec{v}_{63auMH.}(\vec{r})}{2\lambda |\vec{r}| \cdot v_{nadaioui.}}$$

Здесь \vec{F} - динамическая сила, воздействующая на конструкцию, λ - длина волны, $\vec{v}_{взаимн.}/v_{nadaющ.}$ - излучательная способность корпуса (оценивается в эксперименте). На рис.5 представлены испытуемая модель с размещенными на ней вибродатчиками, а также схема проведения взаимного эксперимента.



Рис.5.

Рис.6 иллюстрирует номенклатуру данных, получаемых в результате проведения взаимного эксперимента по схеме рис.5:

АЧХ - частотная характеристика излучающей способности корпуса (*v*_{взаимн.}/*v*_{падающ.}), измеренная в двух точках корпуса модели;

 Акустически активные формы колебания – радиальные колебания в поперечном сечении корпуса модели при возбуждении ее акустическим полем на частотах 220 и 285Гц (в измерении задействованы 8 датчиков);

• Диаграммы направленности излучения – угловые зависимость на резонансных частотах 110, 137 и 197Гц, полученные путем вращения модели, изображенной на рис.5, относительно вертикальной оси и усреднения данных по нескольким продольным датчикам.



На основе анализа АЧХ, диаграмм, форм колебаний конструкции (включая прямые и взаимные измерения) и сопоставления экспериментальных данных с теор. результатами, полученными при расчете методом конечных элементов, можно построить расчетно-экспериментальную модель излучения конструкции.

Амплифазометрические измерения в ближнем поле источника шума: восстановления диаграммы направленности излучения и акустического изображения источника.

Известно, что для источника с размерами много больше длины волны, находящегося в ограниченном пространстве, очень трудно измерить уровни дальнего поля, соответствующие свободному пространству (то есть уровни, присущие самому источнику и не искаженные средой распространения звука). К тому же измерение непосредственно в дальней зоне в ряде случаев невозможно из-за слабого уровня источника или сильной сторонней помехи.

В радиолокации известен амплифазометрический метод измерения угловой зависимости дальнего поля, который заключается в измерении амплитудно-фазового распределения поля на раскрыве антенны (измерение голограммы поля) с последующим пересчетом голограммы в дальнее поле. Метод позволяет получить хоро-



шее соотношение сигнал/шум и минимальное влияние границ на результат измерения.

При измерении акустического шума корабля сложность заключается в шумовом характере сигнала источника, то есть изменение амплитуды и фазы сигнала, поступающего на измерительный гидрофон (или гидрофоны), зависит как от пространственного распределения поля (полезный сигнал), так и от случайного изменения амплитуды и фазы источника (помеха). При расположении на шумящем механизме датчиков, фиксирующих эти изменения и использовании данных с датчиков в качестве опорного сигнала, можно получить голограмму поля и для узкополосного шумового источника.

На рис.7 представлены две голограммы поля корабля на частотах 242 и 322Гц при его проходе над антенной МАИК курсовым углом около 20° к нормали антенны. На рисунке по оси у отложены номера гидрофонов (расстояние между приемниками 3м) по оси х - время в секундах; верхние рисунки - амплитуда, нижние – фаза сигнала. Источники имели достаточно узкие линии, поэтому гетеродинирование в данном случае не производилось.



Выполняя по двумерному сигналу модифицированное Френелевское или Фурье преобразование, можно получить распределение источников вдоль борта судна или диаграмму направленности излучения.

Измерение интегральных характеристик рассеяния

Одной из измерительных задач, выполняемых на моделях кораблей, является измерение характеристик рассеяния в области низких частот, при длине волны $\lambda \sim d$, где d – характерный размер тела. На рис.8а представлена схема выполнения измерения интегрального сечения рассеяния модели корабля. В эксперименте использовалась 64-элементная горизонтальная 12-метровая приемная система, изображенная на рис.3а, излучатель, работающий в непрерывном режиме на нескольких гармониках в диапазоне 0.5 - 3.5кГц.

Сущность измерения поперечника рассеяния заключается в следующем. Антенная система фазируется на угол θ и настраивается тем самым на прием сигнала

излучателя. Обозначим усредненную по времени комплексную амплитуду выходного сигнала антенны через $\overline{P}(\theta_o)$. При прохождении модели на небольшом расстоянии ρ_o мимо приемной антенны происходит (в результате затенения) изменение выходного сигнала.



Максимальное по модулю значение изменения обозначим через $P_{pac}(\theta_o).$ Тогда интегральное сечение рассеяния $\sigma_{\text{полн}}$ можно будет рассчитать по формуле

 $\sigma_{nonu} = -4A \cdot \sqrt{\frac{\pi \rho_0 \cos \theta_0}{k}} \operatorname{Re}\left(\frac{P_{pac}(\theta_0)}{\overline{P}(\theta_0)} \exp(i\pi/4)\right)$

На рис.8б изображены текущие значения (амплитуда и фаза) выходных сигналов с отдельных гидрофонов, рис.8в - те же значения после фазирования, рис.8г - точками обозначены значения выходного сигнала антенны (суммированного по всем гидрофонам), эллипсами с точкой внутри – результирующие данные, по которым производится определение $\sigma_{полн}$ на частоте работы излучателя. Перестраивая частоту излучения и повторяя проходы модели производится с определенным шагом по частоте измерение $\sigma_{полн}$ во всем диапазоне.

Более подробно с материалами, связанными с измерением вибоакустических полей, можно познакомится в тематических сборниках, выпускаемых ИПФ РАН или непосредственно на сайте www.acoustician.ru.

МЕТОД ВЗАИМНЫХ ИЗМЕРЕНИЙ ПРИ ОЦЕНКЕ АКУСТИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА КОНСТРУКЦИЙ

П.И.Коротин, В.А.Лаухин

Институт прикладной физики РАН

Введение

Создание механических систем с заданными виброакустическими характеристиками требует развития методов их исследования и прогнозирования, при этом "сложность" систем означает ограниченные возможности аналитических методов. Широкий класс таких систем, например, составляют неоднородные оболочечные конструкции, излучающие звук под воздействием набора виброактивных источников. На стадии проектирования решающая роль отводится модельному эксперименту в совокупности с развивающимися численными методами, которые составляют основное звено в цепочке "акустического проектирования". Актуальность и приоритетность этих методов объясняется, с одной стороны, предоставляемой ими возможностью оперативной отработки вариантов конструкции, её акустической оптимизации, а с другой – высокой ценой проектной ошибки.

Решение задачи акустической оптимизации конструкции сводится к следующему:

исследованию её излучательной способности, т.е. измерению (расчёту) акустических коэффициентов передачи, связывающих действующие на конструкцию динамические силы или моменты с акустическим полем;

исследованию физических механизмов формирования акустического поля;

- выявлению резонансных частот, форм колебаний и элементов конструкции, ответственных за её повышенное излучение;

проверке эффективности средств акустической защиты.

Для рассматриваемого класса конструкций измерение прямыми методами с иммитацией силовых источников, как правило, несовместимо с требуемыми массогабаритами и уровнями динамических сил. Поэтому на практике удобным и незаменимым является метод, основанный на принципе взаимности для механоакустических систем [1, 2]. Взаимные методы измерений используются при экспериментальных исследованиях в силу своих основных преимуществ перед прямыми методами – высокой помехоустойчивости при относительно невысоких затратах времени и средств.

Методика и схема измерений.

Измерение акустических характеристик модельных конструкций проводится в естественной водной акватории. Модель закрепляется на судне обеспечения в условиях геометрического подобия условиям натурного полигона и измерениям в дальней зоне. Монопольный акустический излучатель, производительность которого измеряется гидрофоном используется для возбуждения виброполя на модели. Наве-

дённые излучателем вибросигналы измеряются пьезоакселерометрами, установленными на фундаментах, лапах оборудования, обшивке и т.д.



Вблизи модели устанавливается гидрофон и датчики колебательной скорости среды, предназначенные для измерения падающего поля и нормирования коэффициентов передачи при переходе к свободному пространству. Сигналы с датчиков через многоканальный блок ввода регистрируются когерентно в цифровом виде на компьютер, управляющий работой задающего и приёмного трактов.

Для снятия частотных характеристик задающий тональный сигнал перестраивается по частоте в требуемом диапазоне частот с регулируемым шагом. Для снятия угловых характеристик коэффициентов передачи модель закрепляется на поворотном устройстве и вращается в горизонтальной плоскости при записи сигнала. Для измерения форм колебаний датчики расставляются на модели в соответствии с восстанавливаемыми модами.

Большая часть оборудования: пьезоакселерометры, предусилители, многоканальный блок ввода, акустический излучатель, датчики колебательной скорости среды, программное обеспечение - разработана и изготовлена специально для проведения данных акустических измерений.

Примеры результатов измерений





На рисунке 1- формы колебаний поперечного сечения оболочки модели на частотах двух близких резонансов. Форма восстановлена с помощью Фурьефильтрации высоких частот сплайн-интерполяции. На рис.2 - угловые зависимости излучения переменной силы для двух частот и различных точек размещения датчика. На рис.2а датчик размещается на борту поперек оси модели (частота из диапазона диффузного поля оболочки), на рис.26– датчик ориентирован продольно (частота продольного резонанса корпуса).

На рис.3 дано сравнение прямого и взаимного измерения частотной зависимости коэффициента передачи измеренных последовательно. Коэффициент передачи на рис.3 дан в дБ отн. 1Па/Н. График характеризует точность разработанной экспериментальной методики и метода взаимности.

Литература:

- 1. Лямшев Л.М. К вопросу о принципе взаимности в акустике // ДАН СССР, 1959, т.125, №6, с.1231.
- 2. Коротин П.И., Салин Б.М., Тютин В.А. Вопросы акустической диагностики виброактивных механизмов методами взаимности //Акуст. журн., 1986, т.32, №1, с.71.

ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВАКУУМНО-НАГНЕТАТЕЛЬНОЙ УБОРОЧНОЙ МАШИНЫ ТИПА В 68М-250

С.М.Дуплищев

Воронежский государственный архитектурно-строительный университет

Введение

Среди большого разнообразия вопросов в борьбе со звуковой вибрацией и шумом на дорожных, строительных и аэродромных машинах, снабженных активными рабочими органами, важное место занимают задачи, связанные с образованием, распространением и снижением звуковой вибрации в конструкциях машин, так как она является причиной генерирования структурного шума в кабинах транспортных и тяговых средств [1-3].

Связь виброскорости с изучаемой конструкцией звуковой мощностью приближенно определяется зависимостью

 $P = pckSv^2$,

где *р*, *с* - плотность воздуха и скорость звука в нем; *k* - коэффициент излучения конструкции; *S* - площадь излучающей поверхности; *v* - виброскорость конструкции.

Эксперимент

С целью изучения быстропеременных процессов в конструкциях ваккумнонагнетательной уборочной машины типа B68M-20 и последующей разработки комплекса мероприятий по снижению структурного шума в кабине выполнены экспериментальные исследования на натурном образце машины в лабораторно-полевых условиях в открытом звуковом поле. При этом использовались новый способ разделения источников и аппаратура фирмы "Брюль и Къер" (Дания), включающая шумоменометр типа 2203, октановые фильтры, акселерометр-4332 и интегратор-2К0020.

Результаты измерений виброскоростей представлены на рис.1, октановые спектры виброскоростей платформы (1), рамы (3), пола кабины (5) при включенных: Д₁ВСдвигатель внутреннего сгорания транспортного средства, Д₂ВС- двигатель внутреннего сгорания специального оборудования; Т_р-трансмиссия, включающая кинематическую цепь привода колес, Р-редуктор с вентиляторами охлаждения; ВНУваккумнонагнетательная установка и октановые спектры виброскоростей платформы (2), рамы (4), пола кабины (6) при выключенных: Д₁ВС; Т_р. Анализируя октановые числа, спектры виброскоростей рамы и пола кабины, отмечаем, что при одновременной работе всех агрегатов и механизмов машины, наибольший уровень виброскоростей пола кабины наблюдается со среднегеометрическими частотами 4; 8; 16 Гц.





Рис. 1

Максимальное значение уровня виброскорости пола кабины получено на частоте 8 Гц. На этой частоте определяется вклад источников виброакустической энергии в общее поле звуковой вибрации рамы с использованием общеизвестной в технической акустике формулы энергетического суммирования [1]

$$L_{vcym} = 10 \lg \sum_{i=1}^{n} 10^{0,1L_{wi}}$$

где L_{vcym} - суммарный уровень виброскорости рамы при работе всех источников; L_{vi} - уровень виброскорости рамы от работы *i*-го источника; *n* - число источников, в данном случае n = 4.

Сравнивая полученные значения виброскоростей Рис. 1 с ГОСТом видно, что наибольший вклад звуковой вибрации пола кабины вносят: двигатель внутреннего сгорания специального оборудования и 5-ти секционная вакуумно-нагнетательная установка турбинного типа.

Обобщая вышеизложенное можно сделать следующие выводы:

1. Установлены наибольшие уровни звуковой вибрации пола кабины в октановых полосах со среднегеометрическими частотами 4; 8; 16 Гц;

2. Установлены уровни превышения виброскоростей пола кабины относительно нормативных значений на 52- 61 дБ, при этом наибольший вклад звуковой вибрации панели кабины вносят основной рабочий двигатель и 5-ти секционная вакуумно-нагентательная установка;

3. Установлена низкая эффективность виброизоляторов в опорных связях кабины на частотах отмеченных в п.1;

4. Комплекс мероприятий по снижению звуковой вибрации, а следовательно структурного шума, в первую очередь должен включать мероприятия по уменьшению динамических сил в источниках и применению эффективных упругих элементов в опорных связях кабины и источников.

Литература

- 1. Юдин Е..Я. Борьба с шумом на производстве: Справочник М.: Машиностроение, 1985, 400 с.
- Устинов Ю.Ф., Петранин А.А., Петреня Е.Н. Основные концептуальные принципы компьютерных технологий создания малошумных машин.// Изд. вузов. Строительство, 1998-№9, с. 86-95.
- Устинов Ю.Ф., Муравьев В.А. (СССР) А.С. №1659765 СССР, В 62.33/06. -№4722831/11. Способы определения частотных уровней вибрации и шума элементов кузова и кабины транспортного средства. Заявл., 24.07.89 г.; Опубл.30.06.91 г., Бюл. № 24.

АКУСТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ НОВЫХ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ МАТЕРИАЛОВ

А.А.Кравченко

Воронежский государственный архитектурно – строительный университет

Введение

Ежегодное увеличение выпуска специальных машин для выполнения технологических операций при содержании автодорог и аэродромов приводит к возрастанию акустического загрязнения окружающей среды. Возможными путями решения этого вопроса является применение новых звукопоглощающих материалов, которые в значительной мере снижают шум, образуемый от работы специальных машин.

Эксперимент

Были проведены экспериментальные исследования новых материалов типа ГЕОКОМ на звукопоглощение. Испытания проводились в соответствии с требованиями ГОСТ 16297-80 «Материалы звукоизоляционные и звукопоглощающие» в трех интерферометрах. Определялся нормальный коэффициент звукопоглощения (a_o) и его зависимость от различных параметров: толщины материала (h), коэффициента перфорации (κ) и плотности материала (p).

Исследованиям подвергался материал типа ГЕОКОМ 6-ти видов, характеристики которых представлены в табл. 1.

Tm	UTILI HUNGED	nonewoù ava	истипеской в	TOTILIZE	00001111	HHLV	2002
τp	уды пижсто	родской ак	yCINGCKON I	паучной	ссссий,	, i ii ii i i i i i i i i i i i i i i i	2002

Таблица 1

No/No	Вид материала	Толщина	Плотность
ПП		<i>h</i> , мм	<i>р,</i> кг/м ³
1	ГЕОКОМ Д-160	2	68,840
2	ГЕОКОМ Д-360	4	95,917
3	ГЕОКОМ Д-500	4,4	98,053
4	ГЕОКОМ ДТ-160	1,2	139,360
5	ГЕОКОМ ДТ – 360	2,4	126,895
6	ГЕОКОМ Б-450	3,6	114,963

Данный материал выпускается открытым акционерным обществом «Комитекс» г. Сыктывкар, применяется в газодобывающей и нефтедобывающей промышленности. Основу материала составляют полиэфирные и полипропиленовые штапельные волокна.

Основной частью работ, проводимых в области определения акустических параметров новых звукопоглощающих материалов, являются экспериментальные исследования. На рис. 1. показана зависимость нормального коэффициента звукопоглощения материала типа ГЕОКОМ от плотности, на характерных частотах в 1/3 – октавных полосах



Рис. 1

Зависимость нормального коэффициента звукопоглощения от коэффициента перфорации материала ГЕОКОМ Д – 500 толщиной 22 мм представлена в табл. 2.

Таблина	2
таолица	-

1/3 – октавные полосы со	Коэффициент перфорации, k			
среднегеометрическими частотами, Гц	0.1256	0.2472	1.0	
125	0.97137	0.97200	0.97192	
200	0.98699	0.98826	0.96492	
400	0.99238	0.99343	0.99018	
630	0.99462	0.99524	0.99421	
1000	0.99804	0.99825	0.99766	

На примере материала ГЕОКОМ Д – 500 с увеличением толщины материала, происходит увеличение нормального коэффициента звукопоглощения, на характерных частотах в 1/3 – октавных полосах (см. рис. 2). Аналогичное увеличение происходит и у остальных материалов типа ГЕОКОМ.



Рис. 2

Проведенные акустические испытания и полученные зависимости позволяют глубже понять характер акустических процессов и окончательно оценить эффективность мероприятий, направленных на снижение шума специальных машин.

По результатам эксперимента можно сделать вывод, что нормальный коэффициент звукопоглощения зависит от толщины материала (*h*), коэффициента перфорации (κ) и плотности материала (*p*). Наибольший нормальный коэффициент звукопоглощения соответствует значению *p* = 95,917 – 114,96 кг/м³ (см. рис. 1) и κ = 0,2472 (см. табл. 2). При увеличении толщины материала происходит увеличение нормального коэффициента звукопоглощения (см. рис.2).

Материал типа ГЕОКОМ по сравнению с традиционными звукопоглощающими материалами имеет достаточно высокий коэффициент звукопоглощения, находящийся в пределах (0,97-0,99 на характерных частотах), и может применяться в качестве звукопоглощающего материала.

АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НОВЫХ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

А.С. Покачалов

Воронежский государственный архитектурно – строительный университет

Введение

Создание дорожных и строительных машин с активным рабочим органом на базе серийных тягачей и тракторов значительно увеличивают их производительность при выполнении технологических операций, скорости движения и нагрузки, что неизбежно ведёт к существенному возрастанию шума в кабине машины и окружающем пространстве. Исследование акустических процессов на шнекороторных снегоочистителях доказывает необходимость снижения уровней звука и звукового давления в кабине оператора, что является одним из важнейших и актуальных вопросов не только в области виброакустической динамики сложных механических систем, но и в области охраны окружающей среды от акустического загрязнения и обеспечения безопасности жизнедеятельности. Возможными путями решения данного вопроса является применение новых звукопоглощающих конструкций.

Эксперимент

В качестве объекта исследования использовался шнекороторный снегоочиститель ДЭ – 210 на базе шасси ЗИЛ – 131.

На рис. 1. показаны спектры шума в кабине снегоочистительной машины в октавных полосах частот, где 1- нормы шума в соответствии ГОСТ 12.1.003-83.; 2действительный шум в кабине.

В соответствии с проведенными патентными исследованиями определены, разработаны и изготовлены новые эффективные звукопоглощающие конструкции, в основу которых положены принципы резонатора Гельмгольца, рассчитанные на поглощение шума в широком диапазоне частот [1].

Испытания проводились в трёх интерферометрах, в соответствии с требованиями ГОСТ 16297-80 «Материалы звукоизоляционные и звукопоглощающие», где определялся нормальный коэффициент звукопоглощения (α_0).

Звукопоглощающие материалы представляют собой сотовые конструкции, изготовленные из картона, пропитанного пожаростойкой жидкостью – антиперен «MC».

Для сравнения был исследован звукопоглощающий материал автомобиля Mercedes. Результаты экспериментальных исследований опытных звукопоглощающих конструкций, представлены на рис. 2. Испытания проводились в лабораторных условиях НИИ ВГАСУ [2].

На основании результатов исследований установлено, что наибольшим эффектом обладают сотовые звукопоглощающие конструкции в 1/3 – октавных полосах со среднегеометрическими частотами 100, 8000 Гц.



Рис. 1

Размеры труб интерферометра в зависимости от проверяемого частотного диапазона принимаются в соответствии с табл. 1.

—	-	
1 26	אחר	112
1 44		114

		Габлица
Частотный диапазон	Внутренний диаметр или	Плица труби I м
измерений, Гц	сторона квадрата трубы, м	длина трубы Е, м
50 - 500	0,25	7
125 - 2000	0,10	1
1600 - 8000	0,025	0,025



Полученные зависимости позволяют глубже понять характер акустических процессов. Новые звукопоглощающие конструкции могут использоваться в качестве звукопоглощающих материалов, т. к. имеют достаточно высокий коэффициент звукопоглощения 0,98 – 0,99.

Литература

- А.С. № 1659765 СССР, В 62.33/06. Способы определения частотных уровней вибрации и шума элементов кузова и кабины транспортного средства / Ю.Ф. Устинов, В.А. Муравьёв (СССР). - №4722831/11; Заявл. 24.07.89; Опубл. 30.06.91, Бюл. № 24.
- 2. Устинов Ю.Ф., Петранин А.А., Петреня Е.Н. Основные концептуальные принципы компьютерных технологий создания малошумных машин // Изв. вузов. Строительство, 1998. - № 9. - с. 86 – 95.

ВЛИЯНИЕ УРОВНЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ ГИТАРНОЙ ДЕКИ НА ЕЕ АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНУЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ

С.В. Шлычков

Марийский государственный технический университет

Одним из ключевых элементов музыкальных инструментов (МИ) являются деки. Они оказывают большое влияние на формирование тембра, на интенсивность и длительность излучения звуков. Упругие, инерционные и диссипативные свойства деки во многом определяют качество звучания МИ.

Рассмотрим влияние диссипативных свойств деки на амплитуды вынужденных колебаний при резонансных режимах. Расчетную модель деки представляем в виде предварительно напряженной шарнирно-опертой по контуру тонкой пластинки [1]. Пластинка имеет асимметрично расположенные относительно срединной поверхности ребра жесткости ("пружинки" и подставку для струн). Пластинка изготовлена из еловых дощечек. Направление волокон древесины совмещаем с направлением струн. Для описания упругих свойств древесины используем модель ортотропного тела. Задачу динамики описываем системой обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$[M]\{q\} + [B]\{\dot{q}\} + [K-G]\{q\} = \{F(t)\}$$
(1)

и системой линейных алгебраических уравнений

$$[K]\{q_m\} = \{F_m\} \tag{2}$$

Здесь [M], [B], [K] и [G] - матрицы масс, демпфирования, жесткости и начальных

напряжений конструкции; { \dot{q} }, { \dot{q} }, {q} – векторы обобщенных ускорений, скоростей и перемещений соответственно. Вектор нагрузки имеет вид: {F(t)} = $F_{0}sin(\Omega t)$, где Ω – круговая частота возбуждения, t – время. Дифференциальные уравнения (1) описывают вынужденные моногармонические колебания предварительно напряженной динамической системы относительно равновесной конфигурации (2). Напряженное состояние, соответствующее равновесной конфигурации, определяется силами начального натяжения струн { F_m }. Порядок матриц равняется числу степеней свободы m.

Рассеяние энергии учитываем при помощи модели пропорционального демпфирования [2]. Матрица диссипативных коэффициентов представляется в виде:

$$[B] = \alpha_1[K-G] + \alpha_2[M], \qquad 2\xi_i\omega_i = \alpha_1 + \alpha_2\omega_i^2.$$

Здесь α_1 и α_2 – параметры Рэлея, ξ_j и ω_j – относительное демпфирования и круговая частота для *j*-ой собственной формы. Относительное демпфирование для первой собственной формы $\xi_1 = \delta/2\pi$, где δ - логарифмический декремент колебаний. Для высших форм относительное демпфирование определяется на основании экстраполяции [3]: $\xi_j \approx \xi_1 (\omega_j / \omega_1)^{0.5}$.



Колебательные движения деки представляются линейной комбинацией p = 20 низших собственных форм: $\{q(t)\}=[\Phi]\{z(t)\}$. Здесь z(t) – главные координаты. Уравнения движения (1), записанные в главных координатах, принимают вид:

$$\ddot{z}_j + 2\xi_j \omega_j \dot{z}_j + \omega_j^2 z_j = f_j(t) \quad (j = 1, 2, ..., p)$$
 (3)

где ${f(t)} = [\Phi]^{T} {F(t)}$ – силовая функция. Отметим, что в главных координатах дифференциальные уравнения вынужденных колебаний динамической системы с про-

порциональным демпфированием, становятся несвязанными относительно координат. Решение (3), соответствующее установившимся гармоническим колебаниям, имеет вид

$$z_{i}(t) = z_{1i} \sin \Omega t + z_{2i} \cos \Omega t ,$$

где
$$z_{1j} = \left| \frac{\omega_j^2 - \Omega^2}{\left(\omega_j^2 - \Omega^2 \right)^2 + 4\xi_j^2 \omega_j^2 \Omega^2} \right| f_{oj}, \quad z_{2j} = -\frac{2\xi_j \omega_j \Omega}{\left(\omega_j^2 - \Omega^2 \right)^2 + 4\xi_j^2 \omega_j^2 \Omega^2} f_{oj}.$$

Собственные формы и частоты находятся методом итераций в подпространстве собственных векторов.

Известно, идеальная дека должна равномерно усиливать колебания во всем диапазоне частот возбуждения [4]. Это свойство отражает амплитудно-частотная характеристика (АЧХ). При помощи приведенных зависимостей на каждом шаге по частоте возбуждения находятся амплитуды перемещений и строится АЧХ. В качестве объекта исследований взята семиструнная гитара модели 386-А. Варьируя логарифмический декремент колебаний конструкции, получаем различные АЧХ, показанные на рисунке.

Анализ полученных результатов показывает, что увеличение коэффициента демпфирования вызывает существенное уменьшение резонансных амплитуд только для низших гармоник. Высота гармоник в верхней части исследуемого диапазона частот изменяется незначительно, а в средней части наблюдается тенденция к увеличению резонансных амплитуд. Таким образом, открывается возможность на стадии проекта получать информацию об изменениях в частотном спектре при варьировании уровня демпфирования.

Литература

.

- Шлычков С.В. // В кн.: Физическая акустика. Распространение и дифракция волн. Сборник тр. XI сессии Российского акустического общества. Т.І. – М.: Геос, 2001, с. 222.
- Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. М.: Стройиздат, 1982, 448с.
- Weaver W., Johnson P. Structural dynamics by finite elements. New Jersey: Prentice-Hall, 1987, 592p.
- 4. Римский-Корсаков А.В., Дьяконов Н.А. Музыкальные инструменты: Методы исследований и расчеты. М.: Местная промышленность, 1952, 345с.

ЧИСЛЕННОЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИ ОЦЕНКЕ АКУСТИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА КОНСТРУКЦИЙ

В.В.Артельный, П.И.Коротин, В.А.Лаухин

Институт прикладной физики РАН

Введение

В настоящее время постоянно возрастают требования к акустическому качеству всевозможной создаваемой человеком техники. В первую очередь эти требования относятся к снижению шумового акустического излучения в окружающую среду, а также к снижению уровня вибраций, которые, с одной стороны являются одной из основных причин повышенного шумоизлучения, а с другой стороны, приводят к преждевременному изнашиванию и выходу из строя отдельных узлов конструкции.

Проблема шумов всегда была актуальна на транспорте, где она имеет и ряд специфических особенностей. Движение транспортного средства или отдельных его элементов относительно окружающей среды является причиной возникновения одного из основных источников шумоизлучения – нестационарного обтекания конструкции потоком жидкости или газа. Другим основным источником шумоизлучения являются вибрации конструкции. Они возбуждаются всевозможными механизмами, расположенными на транспортном средстве, в первую очередь силовыми установками, преобразующими энергию топлива или подводимую электроэнергию в механическую. Отметим, что нестационарный поток помимо собственного шумоизлучения является также и дополнительным источником вибраций конструции.

Для исследования особенностей шумоизлучения собственно нестационарного потока используется физическое моделирование потока обтекания с помощью масштабных моделей. При этом необходимо моделировать лишь форму и состояние внешней поверхности конструкции. В случае больших и сложных конструкций исследование шумоизлучения вибраций, возбуждаемых внутренними источниками (механизмами), также требует применения масштабного моделирования. Особенно это необходимо в том случае, когда окружающая среда оказывает существенное влияние на формирование виброакустического поля конструкции. При этом в отличие от моделирования нестационарного потока необходимо детально моделировать внутреннее содержание конструкции, т.е. использовать действительно масштабную модель всей конструкции, а не только ее внешней поверхности. Это требование не позволяет использовать мелкомасштабные модели в силу физической невозможности их изготовления. Средством, позволяющим существенно повысить эффективность физического масштабного моделирования (сократить срок получения результатов и уменьшить число необходимых вариантов физической модели конструкции) является численное конечно-элементное моделирование. Современное состояние вычислительной техники и программного обеспечения позволяет производить расчеты виброакустических полей сложных конструкций, в том числе находящихся в жидкости. Численное конечно-элементное моделирование виброакустических по-

лей является наряду с масштабным физическим моделированием необходимым компонентом акустического проектирования, при котором эффективность мероприятий по обеспечению необходимого акустического качества конструкции анализируется на самых ранних стадиях ее проектирования. Необходимость численного моделирования обусловлена сложностью задачи о формировании виброакустического поля конструкции и невозможностью получения достоверных аналитических оценок этого поля в широкой частотной полосе. Основой такого моделирования может стать система инженерного анализа ANSYS, являющаяся на протяжении последних десятилетий мировым лидером среди аналогичных систем инженерного анализа.

Численное конечно-элементное моделирование виброакустических характеристик судового движительного комплекса

В данной работе с помощью конечно-элементного пакета программ ANSYS в целях отработки методики акустического проектирования исследуются виброакустические характеристики физической модели водометного движительного комплекса. Разработанная численная конечно-элементная модель (КЭМ) позволила провести численное исследование виброакустических характеристик имеющейся физической модели по следующим направлениям: исследование модового спектра конструкции; влияние на характеристики мод амортизированных элементов и жесткости конструкции; исследование эффективности узла амортизации.

Создание детальной КЭМ, полностью соответствующей имеющейся физической модели, в принципе, возможно. Однако, для существенного сокращения времени расчетов, в большинстве случаев целесообразно использовать упрощенные конечно-элементные модели, достаточные для решения конкретных задач. В нашем случае такими задачами являлись исследование влияния мод корпуса и узла амортизации подвижной части движителя на уровень акустического излучения силовых источников шума, расположенных в водопроточном канале движителя. В связи с этим при создании КЭМ были использованы два эффективных упрощения модели. Упрощенная модель корпуса корабля обеспечивала наличие продольных мод корпуса с частотами в интересующем диапазоне, при этом внутреннее содержимое корпуса не моделировалось. Другим упрощением было использование аксиальной симметрии модели, что позволило на примере аксиально-симметричного поля проанализировать интересующие нас особенности формирования виброакустического поля силовых источников. Далее приведем основные результаты численного моделирования с использованием упрощенной модели.

Моды водопроточного канала не являются чисто акустическими, как это было бы при абсолютной жесткости стенок канала. Частоты и формы мод определяются не только размером и формой водопроточного канала и других прилегающих к нему полостей, но и жесткостью материала движителя и параметрами амортизированного узла крепления подвижной части движителя. Учет конечной жесткости стенок канала и подвижности амортизированной части движителя приводит к снижению частоты некоторых виброакустических мод канала более чем в два раза. Проведенный анализ модового состава позволяет сделать следующие выводы:

 в рассматриваемом диапазоне частот моды системы не являются чисто вибрационными или акустическими. При расчете характеристик этих мод и эффективности мероприятий по их подавлению неприемлемы методы расчета характеристик конструкций без учета окружающей среды и методы расчета акустических мод без учета конечной жесткости материала конструкции;

2) при конструировании узлов амортизации элементов конструкции нельзя ограничиваться квазистатическим приближением при расчете жесткости узла и квазистационарным приближением течения жидкости при расчете взаимодействия конструкции с жидкостью (т.е. приближением несжимаемой жидкости при расчете присоединенной массы).

Частотная зависимость перепада сил на узле амортизации (т.е. эффективность виброизоляции) для конструкции в воде существенно отличается от аналогичной зависимости в воздухе. Связь подвижной части движителя с корпусом корабля в значительной части интересующего частотного диапазона осуществляется в основном не через узел амортизации, а через воду. Эффективность виброизоляции в воде значительно снижается, а в некоторых частотных областях становится отрицательной. Таким образом, в воде реализовать эффективную развязку подвижной части движителя и корпуса значительно труднее, чем в воздухе.

Сравнение результатов расчетов с результатами натурных экспериментов с физической моделью показало эффективность численного конечно-элементного моделирования не только в плане прогнозирования акустического качества сложной конструкции, но и в плане интерпретации результатов натурных экспериментов.

Успешная апробация численного конечно-элементного моделирования позволяет использовать его в качестве одного из основных компонентов акустического проектирования конструкций, методика которого состоит в следующем:

1) разработка чернового проекта конструкции;

 разработка нескольких упрощенных конечно-элементных моделей для проверки эффективности идей и мероприятий по улучшению акустического качества, заложенных в предварительную конструкцию; проведение численного анализа и выработка рекомендаций по требуемому физическому моделированию;

 разработка конструкции физической модели, изготовление модели и проведение лабораторных и натурных экспериментов с физической моделью;

 численный анализ необходимых изменений физической модели и проведение экспериментов с измененной физической моделью;

5) разработка окончательной конструкции изделия на основе рекомендаций по результатам физического моделирования и численного моделирования прототипа.

Такая методика акустического проектирования позволит существенно сократить затраты на необходимое физическое моделирование и сроки выработки рекомендаций для разработки окончательной конструкции изделия.

АДАПТИВНАЯ СИСТЕМА АКТИВНОГО ГАШЕНИЯ ВИБРАЦИЙ

Р.О. Масленников, С.В. Пурцезов, А.В. Хоряев

Нижегородский госуниверситет

В работе рассматривается задача улучшения характеристик системы пассивной виброзащиты с помощью применения активного гашения вибраций. Пассивная виброизоляции обеспечивает хорошее подавление высокочастотных колебаний, но неэффективна в области низких частот. Более того в области низкочастотного резонанса амортизатора имеет место даже усиление колебаний. Для подавления вибраций в области резонанса пассивного амортизатора было предложено использовать узкополосную адаптивную систему активного гашения вибраций.

Общая схема всей системы виброзащиты приведена на рис. 1.



Механическая часть состоит из внешнего и внутреннего контейнеров, соединенных между собой и с основанием с помощью линейных амортизаторов, включающих линейные демпферы и линейные пружины, активный элемент (линейный мотор) включен между внутренним и внешним контейнерами. Источником вибраций является основание, а изолируемым объектом – внутренний контейнер.

Для управления активным элементом применяется одночастотный адаптивный компенсатор с градиентным алгоритмом настройки. В качестве опорного сигнала используется гармонический сигнал с частотой вблизи собственной частоты меха-

нической системы, вырабатываемый внутренним генератором, который разделяется на две квадратурные компоненты $x_0(n)$ и $x_1(n)$. Сигналы квадратурных компонент далее проходят через усилители с изменяемыми коэффициентами усиления $w_0(n)$ и $w_1(n)$ и поступают на вход сумматора. Для управления весовыми коэффициентами используется градиентный алгоритм настройки, работающий по критерию минимума среднего квадрата ускорения изолируемого объекта:

$$\begin{cases} w_0(n+1) = \beta w_0(n) + \mu e(n) x_0(n-\Delta) \\ w_1(n+1) = \beta w_1(n) + \mu e(n) x_1(n-\Delta) \end{cases},$$

где β - коэффициент, определяющий постоянную времени дискретного интегратора; μ - постоянная алгоритма; e(n) –остаточное ускорение (сигнал ошибки), измеряемое акселерометром на внутреннем контейнере, Δ - временная задержка, вводимая в алгоритм для корректировки настройки весовых коэффициентов с учетом частотной характеристики $S(\omega)$ среды распространения сигнала от активного элемента до измерителя ошибки.

Наличие физической среды распространения сигнала требует модификации адаптивных алгоритмов, применяемых в системах активного гашения звука и вибраций, по сравнению с аналогичными алгоритмами пространственной и временной фильтрации сигналов. Использование немодифицированных алгоритмов может привести к неустойчивой работе систем активного гашения. Возможны два способа корректировки градиентного алгоритма с учетом характеристик среды распространения сигнала от активного элемента до измерителя ошибки. При использовании первого способа в цепь опорного сигнала включается "предыскажающий" фильтр с передаточной функцией равной $S(\omega)$. В случае опорного гармонического сигнала он может быть заменен простой задержкой или фазосдвигающей цепочкой. При этом коррекция будет осуществляется только для частоты опорного сигнала ω_0 , следовательно такой способ является эффективным, если $S(\omega)$ незначительно изменяется в полосе подавления активной системы. Второй подход предполагает использование обратного фильтра $1/S(\omega)$, включаемого в цепь управления активным элементом. При таком способе коррекция осуществляется для всех частот в полосе подавления активной системы. Однако, реализация обратного фильтра может вызвать определенные затруднения.

В рассматриваемой системе была использована комбинация двух данных методов. Поскольку рассматриваемая механическая система имеет резонанс вблизи частоты опорного гармонического сигнала, то ее частотная характеристика существенно изменяется в полосе активного подавления вибраций. Поэтому для компенсации частотных свойств механической системы применялся обратный фильтр в цепи активного элемента. Компенсация суммарного действия всех вспомогательных фильтров (анти-элайсинговый фильтр, сглаживающий фильтр) осуществлялась путем введения задержки в цепь опорного сигнала.



Было проведено численное моделирование работы системы в среде MatLab SimuLink. На рис. 2 представлены требования к системе виброзащиты, которые должны были быть достигнуты (кривая 1), частотные характеристика системы без использования активного гашения (кривая 2) и с применением рассмотренного адаптивного управления (кривая 3). Из рисунка видно, что применение адаптивной системы активного гашения вибраций позволило



добиться подавления колебаний в низкочастотной области, не ухудшая характеристик подавления на высоких частотах.

Передаточная функция, приведенная на рис. 2 построена для адаптивного фильтра, работающего в стационарном режиме. Время сходимости алгоритма можно оценить по осциллограмме ускорения внутреннего контейнера, изображенной на рис.3. Система активного гашения включается в момент



времени 5 с. Из рисунка видно, что время сходимости алгоритма составляет менее 1 с.

Литература

- 1. Арзамасов С.Н., Мальцев А.А. // Изв. вузов Радиофизика. 1986, т.29, № 6, с.698.
- 2. Kuo S.M., Morgan D.R. // Proc. IEEE, 1999, vol. 87, №6, p.943.
- 3. Беляков А.А., Мальцев А.А., Медведев С.Ю., Черепенников В.В. // Акустический журнал, 1996, т.42, №6, с.860.