

DOI: 10.15593/perm.mech/2014.4.10

УДК 539.3

М.А. Юрлов, Н.А. Юрлова

Институт механики сплошных сред УрО РАН, Пермь, Россия

СТРАТЕГИИ ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ КОНСТРУКЦИЙ С ПЬЕЗОЭЛЕМЕНТАМИ И ВНЕШНИМИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ ЦЕПЯМИ И ИХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ИЛЛЮСТРАЦИЯ

На основе известных литературных источников приводятся основные понятия о smart-материалах и описание стратегий демпфирования колебаний конструкций с пьезоэлементами и внешними электрическими цепями. Рассматриваются различные варианты внешних пассивных электрических цепей, состоящих из резисторов, индуктивностей и емкостей, и основные схемы активных внешних электрических цепей с обратной связью и упреждающей адаптивной фильтрацией. Приводятся результаты экспериментальных исследований по демпфированию колебаний консольной стальной балки при различных вариантах внешних пассивных электрических цепей и расположения пьезоэлементов. Результаты исследований привели к следующим выводам: применение резонансных цепей для демпфирования колебаний конструкции более эффективно, чем применение резистивных цепей; демпфирование колебаний увеличивается при расположении пьезоэлементов в зонах с наибольшим градиентом деформации; существуют моды колебаний конструкций, при которых на поверхности пьезоэлементов не возникает электрический потенциал, достаточный по величине, чтобы можно было использовать пьезоэлементы для демпфирования данной моды колебаний; параллельное подключение к внешней электрической цепи дополнительных пьезоэлементов позволяет добиться большей степени демпфирования колебаний, снижая значения оптимальных индуктивности и сопротивления; параметры оптимальной шунтирующей цепи для соответствующей моды колебаний не зависят от амплитуды колебаний, определяемой уровнем внешнего воздействия. Приводятся результаты эксперимента по демпфированию колебаний при импульсном нагружении на основе использования активной внешней электрической цепи при варианте управления с обратной связью.

Ключевые слова: внешние электрические цепи, резонансные и резистивные шунтирующие цепи, демпфирование колебаний, пассивное и активное управление колебаниями.

M.A. Yurlov, N.A. Yurlova

Institute of Continuous Media Mechanics UrB RAS,
Perm, Russian Federation

STRATEGY OF DAMPING VIBRATION OF STRUCTURES WITH PIEZOELECTRIC ELEMENTS AND EXTERNAL ELECTRICAL CIRCUITS AND THEIR EXPERIMENTAL ILLUSTRATION

This paper presents basic concepts of smart-materials and strategies of vibration damping structures with piezoelectric elements and external circuits, based on the well-known works. Different variants of external passive electrical circuits consisting of resistors, inductance and capacitance, and the main circuit of active electric circuits with feedback and feed forward adaptive filtering are considered. The authors presented the results of experimental studies on damping vibrations of cantilever steel beam with different types of external passive electrical circuits and the locations of piezoelectric elements. Research results lead to the following conclusions: the use of resonant circuits for the damping of vibrations of the structure is more effective than the resistive circuits; vibration damping increases when piezoelectric elements are placed in the zones with the largest gradient forming; parallel connection to an external electrical circuit of additional piezoelectric elements allows achieving a greater degree of vibration damping and decrease of values related to optimal inductance and resistance; there are modes of vibration of structures, in which there are no sufficient in size electric potential at the surface of the piezoelectric elements, to be able to use the piezoelectric damping of the oscillation mode; optimal parameters of a shunt circuit for the corresponding vibration modes do not depend on the amplitude of the oscillations determined by levels of external influence. The paper presents the results of the experiment on damping vibrations at impact loading through the use of the active external electric circuit in case of feedback control.

Keywords: external electric circuits, resonant and resistive shunt circuits, damping of vibration, passive and active vibration control.

Введение

Среди новых искусственных материалов особое место занимают smart-материалы или smart-конструкции, характеризующиеся как системы, изменяющие свои свойства в зависимости от состояния окружающей среды, которое они могут фиксировать. В самом общем случае smart-системы (материалы или конструкции) включают: встроенные или закрепленные на поверхности датчики (сенсоры); встроенные или закрепленные на поверхности исполнительные элементы (актуаторы); элементы управления, позволяющие обрабатывать данные от датчиков для принятия соответствующего решения [1]. В зависимости от комбинации этих элементов возможны различные классы smart-конструкций. Наиболее распространенными являются чувствительные (пассивные) конструкции, которые обладают интегрированной системой датчиков,

и реагирующие (активные) конструкции, которые наряду с датчиками имеют интегрированную систему для изменения свойств конструкции. В настоящее время в качестве датчиков наиболее часто используются оптические волокна и пьезоэлектрические материалы, а в качестве актуаторов – сплавы с памятью формы, пьезоэлектрические материалы, электрострикционные и магнестрикционные материалы, электро-реологические жидкости.

Smart-материалы выполняют следующие функциональные задачи: контроль профиля объекта, обнаружение повреждений, в том числе на ранней стадии, контроль и управление динамическими процессами, микропозиционирование, управление геометрией, превращение паразитных шумов в полезную энергию.

Конструкции, использующие smart-материалы, начинают находить применение для уменьшения шума в кабинах вертолетов и самолетов [2, 3], в промышленных нагнетателях воздуха, холодильниках, вентиляторах [4], для звукопоглощения в дизельных двигателях [5], для демпфирования колебаний автомобилей [6], дисководов в компьютерах [7], платформ телекамер, для контроля формы [8] и демпфирования колебаний элементов космических конструкций [9], улучшения свойств спортивного оборудования [10] и т.д.

Наиболее часто для изготовления smart-конструкций используются материалы, обладающие пьезоэффектом. Следует заметить, что еще 15 лет назад было известно около 1500 материалов, обладающих пьезосвойствами [11]. Широкое использование пьезоматериалов, особенно для управления динамическими характеристиками системы, обусловлено двумя главными причинами. Наличие у пьезоматериалов прямого и обратного пьезоэлектрического эффекта позволяет использовать пьезоэлементы как в качестве датчиков, так и в качестве актуаторов. Вторая причина состоит в том, что технологически реализуемая для пьезоматериалов возможность создания электропроводящей поверхности позволяет подключить к smart-конструкции различные варианты электрических цепей. Основными элементами внешней электрической цепи являются сопротивления, индуктивности и емкости. При наличии внешних электрических цепей энергия, преобразованная пьезоэлементом из механической в электрическую, поступает на элементы шунтирующей цепи и рассеивается в виде тепла или электромагнитного излучения.

Одной из ключевых проблем демпфирования колебаний с помощью внешних электрических цепей является нахождение самой простой цепи, которая обеспечивает конкретную задачу демпфирования для рассматриваемой конструкции.

Эта задача достаточно эффективно может быть решена методами математического моделирования [12, 13]. Вместе с тем важны и экспериментальные методы, которые позволяют подтвердить достоверность математических моделей и отработать технологические аспекты различных сценариев демпфирования колебаний при использовании внешних электрических цепей.

1. Основные стратегии демпфирования колебаний с помощью шунтирующих внешних электрических цепей

Внешние шунтирующие электрические цепи могут быть разбиты на два класса по типу реализуемого с их помощью способа управления: пассивного и активного. Сопротивления, индуктивности и емкости, присоединенные к пьезоэлементу через электропроводящую поверхность, образуют пассивную систему демпфирования колебаний. При активном способе демпфирования колебаний применяется информация о механическом состоянии системы, получаемая с пьезоэлементов, используемых в качестве датчиков.

Одни из первых упоминаний в литературе о концепции демпфирования колебаний с помощью шунтирования пьезоэлементов внешними электрическими цепями содержатся в работах [14, 15].

Пьезоэлемент по электрическим свойствам представляет собой конденсатор, и применение шунтирующих цепей для диссипации энергии является самым простым способом. В работе [16] рассмотрено четыре типа шунтирующих цепей, имеющих сопротивление, емкость, индуктивность и переключатели (рис. 1). Сокращение P относится к пьезоэлектрическому элементу, C_p – внутренняя емкость пьезоэлектрического участка.

Самая простая шунтирующая цепь состоит только из сопротивления. В этом случае получается цепь $R-C_p$ с пиковой частотой демпфирования, то есть демпфирующий эффект зависит от частоты, как и при использовании вязкоупругих материалов. Но в отличие от вязкоупругих материалов этот эффект незначительно зависит от температуры, что является достоинством для целого ряда приложений [17].

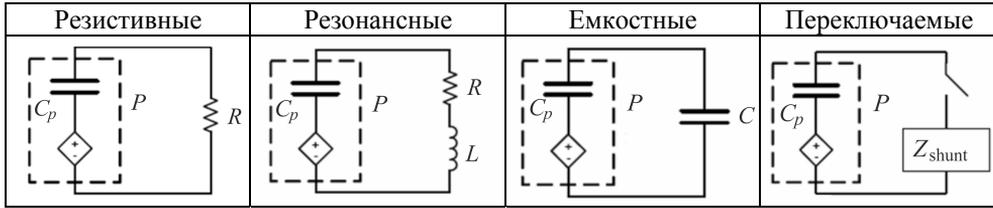


Рис. 1. Шунтирующие цепи (по Lesieutre [16])

Добавление к сопротивлению индуктивности позволяет получить простейший вариант резонансной цепи, которая, обладая электрическим резонансом, может быть настроена на любую демпфируемую частоту и аналогично механическому демпферу проявляет себя только на одной моде колебаний. Например, в работе [15] было показано, что для стержня с пьезоэлектрическими преобразователями L - R шунт позволяет добиться снижения амплитуды колебаний для рассматриваемой моды примерно на порядок. Данный вариант обычно упоминается как пассивное демпфирование шунтированием. Особенностью такого рода систем управления колебаниями является гарантируемая стабильность в присутствии конструкционных неопределенностей.

Резонансные последовательные шунтирующие RL -цепи рассмотрены в ряде работ [14, 16, 18, 19, 20], при этом в [18] показано, что данная цепь является самой эффективной при пассивном демпфировании колебаний.

Вариант, основанный на использовании в качестве шунта емкости, позволяет изменить жесткость пьезоэлектрического элемента. Переключаемый вариант электрической цепи, приведенный на рис. 1, позволяет изменить поведение цепи в зависимости от изменений в системе.

Параллельная резонансная шунтирующая цепь впервые была предложена в работе [21]. Эта цепь дает меньший коэффициент демпфирования колебаний, чем последовательная, но в практических приложениях это различие незначительно; кроме того, оптимальное значение настраиваемого параметра в случае параллельной RL -цепи не зависит от механического внутреннего демпфирования материала и коэффициента электромеханической связи, обеспечивая более легкую процедуру настройки.

Внесение в параллельную RL -цепь дополнительной емкости C (RLC -цепь) может уменьшить значение требуемой индуктивности, однако и степень демпфирования у такой цепи также снижается из-за

этой же внесенной дополнительной емкости. Экспериментальные результаты по пассивному демпфированию колебаний на пьезовозбуждаемой консольной стальной пластинке показали, что параллельная RLC -цепь менее эффективна при пассивном демпфировании, чем последовательная RL -цепь, что качественно и количественно подтвердило теоретические предсказания [22].

Схему демпфирования единичной моды можно применить и для демпфирования нескольких мод колебаний конструкций. В этом случае для каждой моды колебаний используется индивидуальный пьезоэлемент и демпфирующая цепь, то есть количеством пьезоэлементов и демпфирующих цепей определяется количество мод, которые требуется демпфировать. Данный сценарий имеет механические проблемы: у демпфируемого объекта может не оказаться достаточно места для размещения требуемого количества пьезоэлементов и электрических элементов; большое количество встраиваемых пьезоэлементов может ослабить конструкцию; увеличивается вес демпфируемого объекта, что не всегда приемлемо.

Данные проблемы побудили к разработке мультимодальных демпфирующих цепей на базе одного пьезоэлемента. Впервые экспериментально [23] и теоретически [24] данная схема была продемонстрирована при демпфировании второй и третьей мод колебаний консольной балки.

Пассивные цепи по своей природе состоят из пассивных компонентов: резисторов, катушек индуктивности и конденсаторов. Следует отметить, что требуемые катушки индуктивности зачастую являются очень большими, что приводит к их замене в цепи гираторами [25].

В целом пассивные методы демпфирования шунтирующими цепями являются эффективными методами модального демпфирования. Тем не менее основной недостаток пассивных шунтирующих схем состоит в том, что они очень чувствительны к ошибкам настройки и изменению частоты возбуждения.

Пассивная система настраивается на определенную резонансную частоту. Однако желательно, чтобы пассивные системы демпфирования гасили колебания во всем диапазоне частот возбуждения. Для этого система должна быть скомпонована так, чтобы ее собственные частоты лежали вне диапазона частот возбуждения, например путем изменения жесткостных характеристик системы. На практике очень

часто собственные частоты пассивных систем демпфирования лежат в тех же рамках, что и возбуждающие сигналы. Ограничение резонансной амплитуды может быть реализовано только увеличением демпфирующих усилий [26].

Несмотря на недостатки пассивного способа гашения колебаний, он широко используется и благодаря развитию микроэлектроники и новых методов анализа постоянно совершенствуется.

Наряду с пассивным способом управления динамическим поведением конструкций используется активный способ демпфирования колебаний. Существуют два принципиально различных подхода к активному гашению отклонений: с обратной связью и с упреждающей адаптивной фильтрацией [27].

Для реальных конструкций представляет интерес управление ограниченным количеством частот. Для этого разрабатываются модели управления, которые описывают динамику системы в пределах определенной полосы частот [28].

Все системы управления имеют ряд общих черт. Диапазон рабочих частот системы управления ограничен точностью модели, так как всегда есть некоторая дестабилизация мод колебаний за пределами рассматриваемого диапазона. Уменьшение возмущенных отклонений внутри диапазона рабочих частот управляемой системы всегда компенсируется возрастанием отклонений за пределами этого диапазона.

Одним из путей преодоления этой сложности является использование совместно размещенных пьезоэлектрических датчиков и актуаторов [29]. Такая конструкция позволяет спроектировать системы управления с гарантированной стабильностью, несмотря на наличие динамических возмущений вне рассматриваемого диапазона частот. Здесь используется сигнал, который измеряется в системе датчиками и передается компенсатору K . Компенсатор выполняет передаточную функцию, реагируя на определенный входной сигнал и посылая управляющий сигнал на исполнительные устройства – актуаторы. Актуаторы реагируют на сигнал управления и противодействуют смещениям конструкции [29].

Цель данной модели управления состоит в изменении сигнала, подаваемого на актуаторы от компенсатора так, чтобы колебания в месте размещения датчиков сводились к минимуму.

Принципиальная схема обратной связи представлена на рис. 2 [28]: выходной сигнал y системы сравнивается с входным сигналом r , далее сигнал ошибки $e = r - y$ передается на компенсатор $H(s)$ и воздействует на систему $G(s)$. Задача проектирования состоит в нахождении соответствующих компенсаторов $H(s)$ таких, чтобы система с обратной связью была устойчива и вела себя заданным образом.

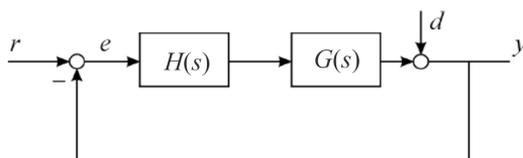


Рис. 2. Принципиальная схема обратной связи

Целью активного демпфирования является снижение резонансных пиков передаточной функции замкнутой системы с обратной связью:

$$F(s) = \frac{y(s)}{r(s)} = \frac{G(s)H(s)}{1 + G(s)H(s)}.$$

В этом случае $F(s)$ очень близко к $G(s)$ за исключением области вблизи резонансных пиков, где амплитуда уменьшается. Мы видим, что при $G(s)H(s) \gg 1$ значение передаточной функции обратной связи $F(s)$ близко к 1, что означает, что выходной сигнал y отслеживает входной сигнал r достаточно точно.

Из $\frac{y(s)}{d(s)} = \frac{1}{1 + G(s)H(s)}$ видно, что снижение влияния внешних

возмущений требует больших значений GH в диапазоне частот, где возмущение является существенным ($d(s)$ – внешнее возмущающее воздействие).

Практическая реализация всегда ставит некоторые аппаратные ограничения на рабочий диапазон частот системы управления.

Как отмечается в [28], при использовании напряжения для управления пьезоэлектрическими актуаторами применяемые резонансные контроллеры порождают две существенные проблемы.

Первая проблема состоит в том, что резонансные контроллеры, управляемые напряжением, недостаточно быстро изменяют сигнал на более высоких частотах. Хотя устойчивость замкнутой системы с обратной

Метод основан на наличии опорного сигнала, который коррелирует с первичным возмущением. Этот сигнал проходит через адаптивный фильтр и подается на вход системы как второй сигнал. Коэффициенты фильтра адаптируются таким образом, чтобы сигнал ошибки в одной или нескольких критических точках сводился к минимуму. Идея заключается в том, чтобы создавать такое возмущение через второй сигнал от фильтра, которое компенсирует возмущения от первичного сигнала в заданной точке размещения сенсора.

В рассматриваемой схеме нет гарантии, что глобальный ответ уменьшается также в других зонах конструкции, если в реакции не доминирует одна мода колебаний. Есть участки, где ответная реакция может быть усилена. Поэтому данный метод может рассматриваться в качестве локального в отличие от обратной связи, которая носит глобальный характер.

В отличие от активного демпфирования с обратной связью, которое может гасить воздействие только вблизи резонансов, адаптивная фильтрация работает на любой частоте и пытается полностью компенсировать воздействие путем создания вторичного сигнала противоположной фазы.

Данный подход лучше работает для узкополосных воздействий, но имеются сведения и о широкополосных приложениях. Поскольку адаптивная фильтрация менее чувствительна к фазовой задержке, чем обратная связь, упреждающее управление может быть использовано при более высоких частотах, и именно поэтому оно оказалось наиболее успешным в акустике.

Основным ограничением упреждающего управления методом адаптивной фильтрации является наличие опорного сигнала, который коррелирует с возмущением. Существует много приложений, где такой сигнал может быть легко получен с датчиков, расположенных на пути распространения возмущений.

В табл. 1 приведено сравнение этих двух подходов [27].

Таблица 1

Сравнение различных стратегий управления

Тип управления	Преимущества	Недостатки
Обратная связь	Гарантируется стабильность при совмещенном расположении актуаторов и датчиков Глобальный метод (применим для сигнала с любого места системы) Ослабляет все возмущения до ω_c	Эффективно только вблизи резонанса Ограниченная полоса пропускания ($\omega_c \ll \omega_s$) Возмущение выше ω_c усиливается
Упреждающая адаптивная фильтрация	Широкий рабочий диапазон частот ($\omega_c \approx \omega_s/10$) Работает лучше при узкополосных возбуждениях	Необходима связь с входящим сигналом Локальный метод (гашение может быть усилено только в некоторых частях системы) Необходимы большие вычисления в режиме реального времени

Примечание. ω_c – рабочая ширина полосы частот системы контроля; ω_s – частота дискретизации.

2. Экспериментальные исследования по демпфированию колебаний пластины при различных сценариях внешних электрических цепей

В качестве объекта исследования выбрана тонкостенная консольная балка с прикрепленными пьезоэлектрическими пластинами (рис. 4). Размеры балки $210 \times 26 \times 0,6$ мм, механические характеристики материала $E = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $\nu = 0,3$; $\rho = 7800$ кг/м³.

В экспериментах, которые описаны в литературе, колебания возбуждаются несколькими способами: на вибростенде [30], с помощью специального устройства – шейкера [31], с помощью пьезоэлементов, расположенных непосредственно на экспериментальном образце [19, 20, 32], или электромагнитами [33].

В данной работе колебания возбуждались подачей синусоидального сигнала частотой 11,9 Гц (резонансная частота первой моды) на пьезоэлемент 3 (см. рис. 4) (напряжение сигнала 10 В) либо через диоды на пару электромагнитов 4 (напряжение сигнала 25 В). Каждый электромагнит находился от балки на расстоянии 15 мм. Возбуждение электромагнитами было выбрано как бесконтактный способ. Возбуждение пьезоэлементом позволяет достаточно просто реализовать по-

стоянно действующее возмущение, при этом отсутствует перемещение объекта как жесткого целого (как при возбуждении колебаний на вибростенде), что позволяет на регистрирующих приборах отметить реальное (практически полное) гашение колебаний объекта исследования. Кроме этого, данные способы возбуждения колебаний не требуют специальных экспериментальных установок (вибростенд) или устройств (шейкера).

Измерения в обоих случаях осуществлялись на свободном конце консоли бесконтактным способом с помощью лазерного измерителя расстояния OptoNCDT 1402 фирмы Micro-Epsilon, обеспечивающего точность измерения 0,01 мм.

Размеры $l_1 = 37$ мм и $l_2 = 105$ мм – расстояния от края консоли до центра тяжести пьезоэлемента.

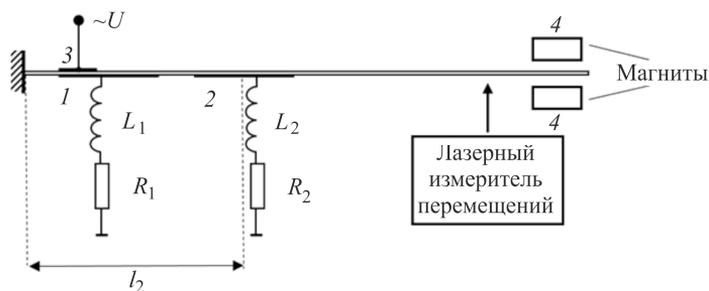


Рис. 4. Схема эксперимента

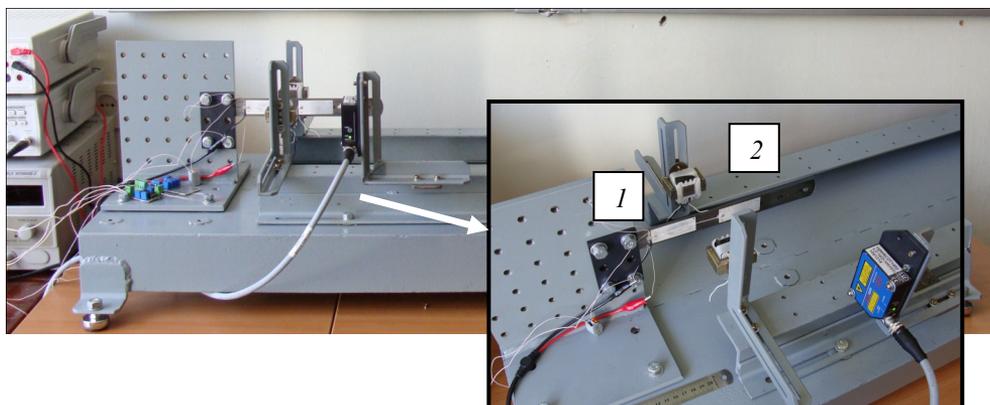


Рис. 5. Общий вид экспериментальной платформы для проведения экспериментов по исследованию диссипативных свойств конструкций с пьезоэлементами

Пьезоэлементы 1, 2 (см. рис. 4, 5) имеют одинаковые размеры $50 \times 20 \times 0,36$ мм, пьезоэлемент 3 имеет размер $25 \times 20 \times 0,36$ мм (см. рис. 4).

Все пьезоэлементы приклеены при помощи эпоксидного клея. Внешние шунтирующие электрические цепи припаяны к электродревянным поверхностям пьезоэлементов.

Пьезоэлементы выполнены из пьезокерамики ЦТС-19 со следующими характеристиками:

– компоненты тензора упругих констант: $C_{11} = 13,9 \cdot 10^{10}$ Н/м²,
 $C_{12} = 7,78 \cdot 10^{10}$ Н/м², $C_{13} = 7,43 \cdot 10^{10}$ Н/м², $C_{33} = 11,5 \cdot 10^{10}$ Н/м²,
 $C_{44} = 2,56 \cdot 10^{10}$ Н/м²;

– компоненты тензора пьезоэлектрических коэффициентов:
 $\beta_{13} = -5,2$ Кл/м², $\beta_{33} = 15,2$ Кл/м², $\beta_{15} = 12,7$ Кл/м²;

– компоненты тензора диэлектрических коэффициентов:
 $\epsilon_{11} = 6,45 \cdot 10^{-9}$ Ф/м, $\epsilon_{33} = 5,62 \cdot 10^{-9}$ Ф/м;

– плотность $\rho = 7500$ кг/м³.

Массы пьезоэлементов и их механические характеристики практически не влияют на значения резонансных частот. Расчетные резонансные частоты балки без пьезоэлементов $\omega_1 = 11,21$, $\omega_2 = 70,28$ и с пьезоэлементами 1, 2, 3 соответственно, $\omega_1 = 11,68$, $\omega_2 = 65,7$.

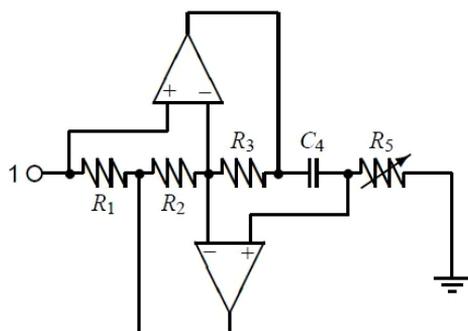


Рис. 6. Электрическая схема гириатора

Поскольку катушка индуктивности в шунтирующей цепи получалась громоздкая, плохо варьированная, неудобная в работе и, как правило, большого размера, ее заменяли для компактности и удобства гириатором. Использование схемы гириатора позволяет реализовать большую индуктивность в небольшом по размерам, легком и недорогом корпусе. Гириатор представляет собой электрическую цепь, которая осуществляет инверсию импеданса. Основная суть гириатора состоит в том, чтобы, используя напряжение на конденсаторе, заставить напряжение и ток на входе схемы вести себя подобно напряжению и току в катушке индуктивности. Электрическая схема гириатора представлена на рис. 6.

Импеданс такой индуктивной цепи считается по формуле $Z = \left(C_4 \frac{R_1 R_3}{R_2} \right) R_5$, где C_4 – конденсатор (емкость); R_1, R_2, R_3 – сопротивления; R_5 – переменное сопротивление.

При помощи переменного сопротивления R_5 индуктивность гиратора может варьироваться в широком диапазоне. В качестве операционных усилителей использовались стандартные прецизионные усилители ОР07СР.

Проведено несколько серий экспериментов со стальной балкой с присоединенными к ее поверхности пьезоэлементами и внешними электрическими цепями. В первой серии экспериментов исследовалось влияние места расположения пьезоэлементов (1, 2), зашунтированного резистивной (R) (содержащей только сопротивление) или резонансной (RL) цепями, на степень демпфирования колебаний балки при возбуждении колебаний при помощи пьезоэлемента.

Таблица 2

Зависимость амплитуды первой моды колебаний
свободного конца балки для резистивной внешней цепи (R -цепи)
при различных вариантах расположения пьезоэлементов

R , кОм	A пик-пик (мм)		
	1-й вариант	2-й вариант	3-й вариант
0	2,09	1,86	1,89
1	2,11	1,86	1,89
10	2,04	1,85	1,72
50	1,83	1,78	1,42
100	1,55	1,63	1,16
150	1,35	1,59	1,18
200	1,29	1,56	1,23
256	1,17	1,54	1,25
500	1,27	1,53	1,40
1000	1,45	1,73	1,52

Рассмотрим резистивные цепи, содержащие только сопротивление. В табл. 2 приведены зависимости амплитуды первой моды колебаний свободного конца балки от величины сопротивления при различных вариантах размещения пьезоэлементов: 1-й вариант – один

пьезоэлемент, $l_1 = 37$ мм; 2-й вариант – один пьезоэлемент, $l_1 = 105$ мм; 3-й вариант – два пьезоэлемента (сопротивление R подключено параллельно к обоим элементам), $l_1 = 37$ мм и $l_2 = 105$ мм.

Для первой моды колебаний при расположении пьезоэлемента в зоне консольного защемления балки максимальное демпфирование достигается при сопротивлении внешней цепи в 256 кОм, при расположении пьезоэлемента в центре балки – 500 кОм, при использовании параллельно соединенных обоих пьезоэлементов для максимального демпфирования первой моды колебаний требуется сопротивление внешней цепи в 100 кОм. При этом значение амплитуды колебаний составляет 1,17; 1,53 и 1,16 мм соответственно.

В табл. 3 для аналогичных вариантов расположения пьезоэлементов и внешней RL -цепи приведены зависимости амплитуды первой моды колебаний от внешнего сопротивления при оптимальном значении индуктивности. В этих сценариях при расположении одного пьезоэлемента в зоне консольного защемления балки ($l_1 = 37$ мм) максимальное демпфирование достигается при сопротивлении внешней цепи в 10 кОм и индуктивности 3444 Гн (вариант 1), при расположении пьезоэлемента в центре балки ($l_1 = 105$ мм) соответственно 100 кОм и 5300 Гн (вариант 2), при использовании двух пьезоэлементов ($l_1 = 37$ мм и $l_2 = 105$ мм), подключенных параллельно к резонансной цепи, максимальное демпфирование первой моды колебаний имеет место при $R = 10$ кОм, $L = 1360$ Гн (вариант 3). При этом значение амплитуды колебаний составляет 0,31; 0,87 и 0,21 мм соответственно.

Аналогичные результаты для второй моды колебаний приведены в табл. 4, 5. Здесь следует обратить внимание на то, что при расположении пьезоэлемента вблизи консольного закрепления внешние как резистивные, так и резонансные цепи не оказывают влияния на величину амплитуды колебаний. Это является демонстрацией того, что могут иметь место ситуации, когда пьезоэлемент находится в таких условиях деформирования, когда на его электродированной поверхности не возникает электрический потенциал.

Выполненные эксперименты демонстрируют, что внешние электрические цепи могут не давать эффекта с точки зрения оптимизации диссипативных свойств.

Таблица 3

Зависимость амплитуды первой моды колебаний
свободного конца балки для резонансной внешней цепи (RL -цепи)
при различных вариантах расположения пьезоэлементов

R , кОм	A пик-пик (мм)		
	1-й вариант $L_{\text{опт}} = 3444$ Гн	2-й вариант $L_{\text{опт}} = 5300$ Гн	3-й вариант $L_{\text{опт}} = 5300$ Гн
0	0,42	0,97	0,55
1	0,40	0,97	0,49
10	0,31	0,95	0,21
50	0,32	0,92	0,41
100	0,48	0,87	0,77
150	0,57	1,10	1,07
200	0,67	1,24	1,07
256	0,77	1,26	1,12
500	0,89	1,53	1,36
1000	0,98	1,61	1,51

В частности, в рассматриваемом примере колебаний балки по второй моде резистивная цепь, подключаемая к пьезоэлементу, расположенному в центре, или подключаемая к двум параллельно соединенным пьезоэлементам, не приводит к заметному уменьшению амплитуды колебаний, а при определенных значениях сопротивления может даже ее увеличить.

Таблица 4

Зависимость амплитуды второй моды колебаний
свободного конца балки для резистивной внешней цепи (R -цепи)
при различных вариантах расположения пьезоэлементов

R , кОм	A пик-пик (мм)		
	1-й вариант	2-й вариант	3-й вариант
0	0,13	0,13	0,12
1	0,13	0,13	0,12
10	0,13	0,11	0,12
50	0,13	0,12	0,12
100	0,13	0,13	0,13
150	0,13	0,13	0,13
200	0,13	0,13	0,13
256	0,13	0,13	0,13
500	0,13	0,14	0,14
1000	0,13	0,14	0,14

Таблица 5

Зависимость амплитуды второй моды колебаний
свободного конца балки для резонансной внешней цепи (RL -цепи)
при различных вариантах расположения пьезоэлементов

R , кОм	A пик-пик (мм)		
	1-й вариант $L_{\text{опт}} = 109$ Гн	2-й вариант $L_{\text{опт}} = 109$ Гн	3-й вариант $L_{\text{опт}} = 55$ Гн
0	0,13	0,11	0,11
1	0,13	0,10	0,11
10	0,13	0,10	0,11
50	0,13	0,11	0,11
100	0,13	0,11	0,12
150	0,13	0,12	0,12
200	0,13	0,12	0,12
256	0,13	0,12	0,12
500	0,13	0,13	0,14
1000	0,13	0,13	0,14

Необходимо также прокомментировать результаты эксперимента с резонансной цепью при ее подключении к двум пьезоэлементам (см. табл. 5). Результаты эксперимента показывают, что минимальная амплитуда колебаний будет при $R = 0$ кОм и $R = 10$ кОм. Однако здесь нужно иметь в виду, что, несмотря на то, что сопротивление $R = 0$ кОм, малые значения сопротивления, а значит, и резонансная цепь в реальности имеют место. Это, как отмечается в работе [2], неучтенные значения сопротивления проводов и других элементов цепи.

Результаты экспериментов при наличии пассивных электрических цепей позволяют сделать следующие выводы:

- применение резистивно-индуктивных (резонансных) ($R-L$) цепей для демпфирования колебаний конструкции более эффективно, чем просто резистивных цепей, содержащих только сопротивление R ;

- расположение пьезоэлемента в зонах с наибольшим градиентом деформации (концентрации напряжений) более эффективно при использовании внешних электрических цепей для демпфирования колебаний;

- параллельное подключение к внешней электрической цепи дополнительных пьезоэлементов позволяет добиться большей степени демпфирования колебаний, снижая значения оптимальных индуктивности и сопротивления;

– параметры оптимальной шунтирующей цепи для соответствующей моды колебаний не зависят от амплитуды колебаний, определяемой уровнем внешнего воздействия;

– существуют определенные моды колебаний конструкций, при которых деформации пьезоэлементов таковы, что на их поверхности не возникает электрического потенциала, достаточного по величине, чтобы можно было использовать пьезоэлементы для демпфирования данной моды колебаний.

Результаты экспериментов также позволяют сделать заключение, что чрезмерное увеличение сопротивления или индуктивности может ухудшать способность внешней электрической цепи демпфировать колебания конструкции.

В экспериментах с активными внешними электрическими цепями был выбран вариант управления с обратной связью. Основным элементом данной системы является контроллер.

Анализ литературы показал, что для реализации схем активного управления колебаниями, как правило, используются три основных типа контроллеров [34, 35, 36]:

– Proportional Integral Derivative (PID) – довольно популярны в связи с их надежностью и простотой исполнения. PID-контроллер отслеживает системную ошибку, ее интеграл и производную, используя преимущества каждой из составляющих, суммируя показания в новых выражениях и формируя сигнал, определяющий воздействие на исследуемый объект.

– Linear Quadratic Gaussian (LQG) – линейно-квадратичное гауссовское (ЛКГ) управление относится к современным методам управления. Методология синтеза контроллера позволяет отнести системы управления, построенные на таком принципе, к оптимальным системам, в которых оптимизация проводится по некоторому заданному квадратичному критерию качества. Также эта теория принимает в расчет присутствие возмущений в виде гауссова белого шума. Однако, несмотря на то, что синтез ЛКГ-контроллеров предусматривает систематическую процедуру расчета для оптимизации качества системы, главным его недостатком является то, что в рассмотрение не принимается робастность системы. Поэтому ЛКГ-синтез проводится только для систем, имеющих надежную и точную линейную динамическую модель.

– Positive Position Feedback (PPF) – относятся к такому типу контроллеров, которые не требуют модели системы при их проектировании. Преимущество контроллеров PPF состоит в том, что для разработки компенсатора необходимы только резонансные частоты и низкочастотный коэффициент усиления системы. Как правило, архитектура контроллеров данного типа нечувствительна к шумам, которые влияют на качество управления при различных режимах колебаний. Существенным недостатком таких контроллеров является трудность их разработки для каждого режима и обеспечение стабильности работы. Нужно отметить, что стабильность работы контроллера не зависит от степени демпфирования колебаний.

На основании изучения имеющихся публикаций для экспериментальной реализации активной системы управления был выбран подход, основанный на использовании PID-контроллера, как наиболее эффективной для демпфирования колебаний конструкции.

Схема эксперимента представлена на рис. 7.

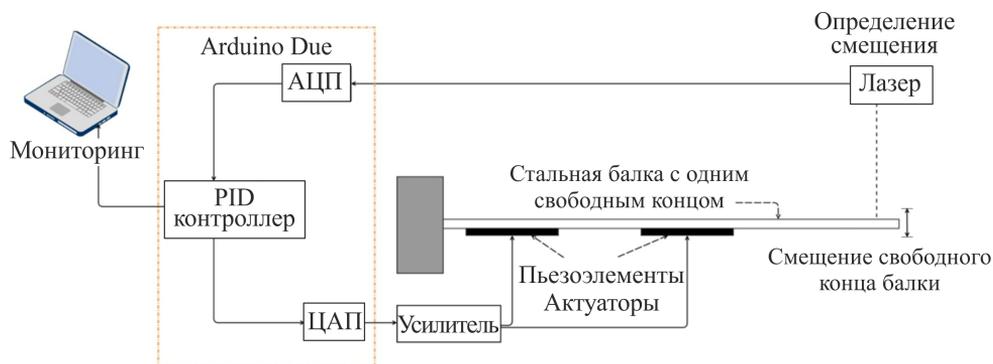


Рис. 7. Схема эксперимента с активным управлением

PID-контроллер формирует управляющий сигнал, являющийся суммой трех слагаемых, первое из которых пропорционально разности входного сигнала и сигнала обратной связи (сигнал рассогласования), второе – интеграл сигнала рассогласования, третье – производная сигнала рассогласования.

Принцип работы активного гашения с обратной связью на основе PID-контроллера продемонстрирован на рис. 8.

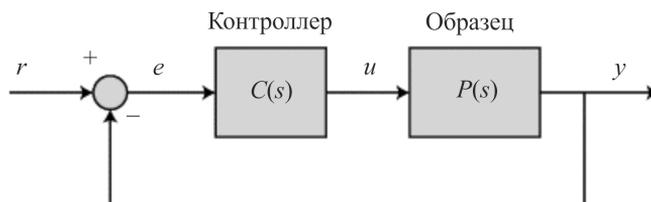


Рис. 8. Схема активного гашения с обратной связью на основе PID-контроллера

Переменная e обозначает сигнал ошибки – разность между эталонным (желаемым) сигналом r и реальным сигналом на выходе y (смещение свободного конца балки). Сигнал ошибки e передается PID-контроллеру, который определяет управляющий сигнал u , состоящий из пропорциональной, интегральной и дифференциальной частей.

Управляющий сигнал u передается через актуатор на образец, и появляется новый выходной сигнал с образца y . Новый выходной сигнал y снова сравнивается с эталонным сигналом, и получается новая ошибка e . Этот цикл повторяется, пока ошибка e не достигнет величины, удовлетворяющей определенным выбранным критериям:

$$u(t) = P + I + D = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de}{dt},$$

где K_p , K_i , K_d – коэффициенты усиления пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих регулятора соответственно.

Пропорциональная составляющая вырабатывает выходной сигнал, противодействующий отклонению регулируемой величины от заданного значения, наблюдаемому в данный момент времени. Он тем больше, чем больше это отклонение. Если входной сигнал равен заданному значению, то выходной равен нулю.

Чем больше коэффициент пропорциональности между входным и выходным сигналом (коэффициент усиления), тем меньше статическая ошибка. Однако при слишком большом коэффициенте усиления и наличии задержек в системе, могут начаться автоколебания, а при дальнейшем увеличении коэффициента система может потерять устойчивость.

Интегральная составляющая пропорциональна интегралу от отклонения регулируемой величины. Ее используют для устранения статической ошибки. Она позволяет регулятору со временем учесть статическую ошибку.

Дифференциальная составляющая пропорциональна темпу изменения отклонения регулируемой величины и предназначена для противодействия отклонениям от целевого значения, которые прогнозируются в будущем. Отклонения могут быть вызваны внешними возмущениями или запаздыванием воздействия регулятора на систему.

Подбор коэффициентов PID-контроллера является отдельной важной задачей.

Реализация PID-контроллера выполнена на плате Arduino Due, представляющей собой плату 32-битного микроконтроллера на базе процессора Atmel SAM3X8E ARM Cortex-M3.

В схеме эксперимента (см. рис. 4) в качестве актуаторов использованы пластинки из пьезокерамики ЦТС-19 с размерами $50 \times 20 \times 0,36$ мм. Место расположения актуаторов 1 и 2 определяется расстоянием их центра тяжести от места заделки пластины, и они соответственно равны $l_1 = 37$ мм и $l_2 = 105$ мм.

В случае пассивного способа демпфирования колебаний необходимо реализовать постоянные возмущения, чтобы в ходе эксперимента показать, что с помощью пьезоэлемента и внешней электрической цепи колебания конструкции эффективно гасятся на выбранной частоте. Кратковременное внешнее воздействие при демпфировании колебаний пассивным способом не применяется, так как в том случае, если частота возникших колебаний объекта окажется далекой от резонанса, ощутимого эффекта от использования внешней электрической цепи можно не обнаружить, да и период времени затухания возникших колебаний недостаточен для подстраивания вручную пассивной части шунтирующей цепи на данную частоту.

Поэтому импульсные возбуждения гасят активным способом, так как цепь обратной связи сама подстраивается под частоту колебаний системы, и затухание возникших в системе колебаний происходит быстрее, чем без применения внешней электрической цепи с обратной связью.

В случае активного демпфирования колебания, как правило, возбуждаются одним (или серией) импульсом и затем затухают сами по себе. В данном случае анализируется не только амплитуда, но и скорость затухания колебаний. В [29, 37] колебания возбуждались с помощью дополнительного устройства – электромагнитного шейкера, генерирующего случайное или гармоническое возмущение. Колебания

могут возбуждаться и с помощью пьезоэлементов, расположенных на том же самом экспериментальном образце, как, например, в [38].

В рассматриваемых экспериментах колебания возбуждались подачей короткого синусоидального сигнала напряжением 10 В на третий пьезоэлемент, находящийся с обратной стороны консоли, так как при таком способе возбуждения колебаний обеспечивается повторяемость в эксперименте и при этом не требуется дополнительного оборудования.

На рис. 9 представлены графики изменения амплитуды колебаний свободного конца балки во времени: без внешних электрических цепей (пунктирная линия) и при активном варианте внешней электрической цепи (сплошная линия).

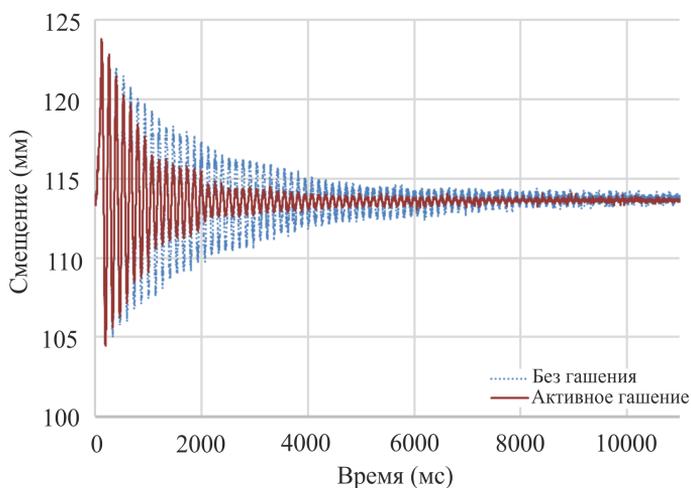


Рис. 9. Амплитуда колебаний свободного конца балки при отсутствии и при наличии активного управления колебаниями

Реализованный вариант активного демпфирования колебаний дает 30%-е снижение амплитуды и времени затухания колебаний.

Дальнейшее улучшение показателей по применению активного подхода к демпфированию колебаний с помощью пьезоэлементов требует применения других способов возбуждения колебаний, схем внешних электрических цепей и аппаратной части.

Заключение

В работе на основе литературного обзора приведены основные стратегии демпфирования колебаний конструкций, содержащих пьезоэлементы и внешние электрические цепи. Приводится описание различных вариантов пассивных электрических цепей, состоящих из резисторов, индуктивностей и емкостей, и двух основных подходов к активному гашению колебаний конструкций с обратной связью и упреждающей адаптивной фильтрацией.

Приводятся результаты экспериментов по демпфированию колебаний консольно закрепленной стальной балки.

На основе результатов экспериментов по демпфированию колебаний внешними пассивными электрическими цепями сделаны выводы о сопоставлении эффективности резистивных и резонансных внешних цепей, о влиянии места расположения пьезоэлементов и их количества.

Приводятся результаты эксперимента по демпфированию колебаний при импульсном нагружении на основе использования активной внешней электрической цепи при варианте управления с обратной связью.

Приведенные результаты могут быть основой для практических приложений внешних электрических цепей для демпфирования колебаний различных конструкций.

Полученные экспериментальные результаты также могут быть использованы для апробации методов математического моделирования динамического поведения электроупругих тел с внешними электрическими цепями.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (грант 12-01-00453_a), программы фундаментальных исследований РАН УрО-25П (проект № 12-П-1018).

Библиографический список

1. Smart materials for the 21st Century. ForesightSmart Materials Taskforce. Report Smart Materials & Systems Committee no. FMP/03/04/IOM3 56 p, available at: <http://www.iom3.org/content/smart-materials-systems-foresight> (accessed 20 October 2014).

2. Moheimani S.O.R., Fleming A.J. Piezoelectric transducers for vibration control and damping. – Wien: Springer–Verlag, 2006. – 272 p.

3. New Actuators for Aircraft and Space Applications / P. Jänker, F. Claeysen, B. Grohmann, M. Christmann, T. Lorkowski, R. LeLetty, O. Sosniki, A. Pages // ACTUATOR-2008, 11th International Conference on New Actuators, Bremen, Germany, 9–11 June 2008. – Bremen, 2008. – P. 346–354.

4. Kauffman J.L., Lesieutre G.A. Piezoelectric-Based Vibration Reduction of Turbomachinery Bladed Disks via Resonance Frequency Detuning // AIAA Journal, 2012. – Vol. 50. – No. 5. – P. 1137–1144.

5. Nader M., Irschik H., Garßen H.-G. v. Aktive Schwingungs compensation im Leichtbau mit piezoelektrischen Materialien. Internationales Forum Mechatronik. – Linz, 2006.

6. Nuffer J., Bein T. Application of piezoelectric materials in transportation industry // Global Symposium on Innovative Solutions for the Advancement of the Transport Industry, 4–6. October 2006. – Spain, San Sebastian. – 11 p.

7. Kajiwara I., Uchiyama T., Arisaka T. Vibration Control of Hard Disk Drive with Smart Structure Technology for Improving Servo Performance /Eds. H. Ulbrich and L. Ginzinger // Motion and Vibration Control. – Springer Science+Business Media B.V., 2009. – P. 165–176.

8. Bronowicki A.J., Abhyankarand N.S., Griffin S.F. Active vibration control of large optical space structures // Smart Mater. Struct., 1999. – No. 8. – P. 740–752.

9. Nye T.W., Manningand R.A., Qassim K. Performance of active vibration control technology: the ACTEX flight experiments // Smart Mater. Struct. – 1999. – No. 8. – P. 767–780.

10. Akhras G. Smart materials and smart systems for the future // Canadian Military Journal. – 2000. – No. 3. – P. 25–32.

11. Janos B.Z., Hagood N.W. Overview of active fiber composite technologies // MST News. Actuator Applications. Home Automation. – 1998. – № 3. – P. 25–29.

12. Моделирование и оптимизация динамических характеристик smart-структур с пьезоматериалами / В.П. Матвеевко, Е.П. Клигман, М.А. Юрлов, Н.А. Юрлова // Физическая мезомеханика. – 2012. – Т. 15, № 1. – С. 75–85.

13. Клигман Е.П., Матвеевко В.П., Юрлова Н.А. Динамические характеристики тонкостенных электроупругих систем // Известия РАН, МТТ. – 2005. – № 2. – С. 179–187.

14. Hagood N.W, Von Flotow A. Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks // *Journal of Sound and Vibration*. – 1991. – Vol. 146. – No. 2. – P. 243–268.

15. Forward R.L. Electronic damping of vibrations in optical structures // *Journal of Applied Optics*. – 1979. – Vol. 18. – No. 5. – P. 690–697.

16. Lesieutre G.A. Vibration damping and control using shunted piezoelectric materials // *The Shock and Vibration Digest*. – 1998. – No. 30 – P. 187–195.

17. Agnes G.S., Mall S. Structural integrity issues during piezoelectric vibration suppression of composite structures // *Composites*. – 1999. – Part B 30. – P. 727–738.

18. Caruso G. A critical analysis of electric shunt circuits employed in piezoelectric passive vibration damping // *Smart Mater. Struct.* – 2001. – No. 10. – P. 1059–1068.

19. Park C.H., Inman D.J. Enhanced Piezoelectric Shunt Design // *Shock and Vibration*. – 2003. – Vol. 10. – No. 2. – P. 127–133.

20. Moheimani S.O.R., Fleming A.J., Behrens S. On the feedback structure of wideband piezoelectric shunt damping systems // *Smart Mater. Struct.*, 2002. – No. 12. – P. 49–56.

21. Wu S.Y. Piezoelectric Shunts with Parallel R-L Circuit for Structural Damping and Vibration Control / *Proc. SPIE Smart Structures and Materials, Passive Damping and Isolation* // *SPIE*. – 1996. – Vol. 2720. – P. 259–269.

22. Fleming A.J., Behrens S., Moheimani S.O.R. Reducing the inductance requirements of piezoelectric shunt damping systems // *Smart Mater. Struct.* – 2003. – Vol. 12. – P. 57–64.

23. On piezoelectric energy conversion for electronic passive damping enhancement / D.L. Edberg, A.S. Bicos [et al.] // *Proceedings of Damping'91*, 1991. – US Air Force, San Diego, CA., 1991. – P. GBA-1.

24. Hollkamp J.J. Multimodal passive vibration suppression with piezoelectric materials and resonant shunts // *Journal of Intelligent Materials, Systems and Structures*. – 1999. – No. 5. – P. 49–57.

25. Riordan R.H.S. Simulated inductors using differential amplifiers // *Electronics Letters*. – 1967. – Vol. 3. – No. 2. – P. 50–51.

26. Maciejewski I., Oleskiewicz R., Krzyzynski T. Active control of vibration in small and medium amplitude range of elements in automotive systems // *Arch. Appl. Mech.* – 2009. – Vol. 79. – P. 587–594.

27. Moheimani S.O.R., Vautier B.J.G. Resonant control of structural vibration using charge-driven piezoelectric actuators // *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. – 2005. – Vol. 13. – No. 6 – P. 1021–1035.
28. Preumont A. Active vibration control. 2001. – 43 p, available at: <http://www.ippt.gov.pl/~smart01/lectures/preumont.pdf> (accessed 10 October 2014).
29. Bianchini E. Active Vibration Control of Automotive Steering Wheels // *SAE International*. – 2005. – No. 1. – P. 2546–2552.
30. Liao Y., Sodano H.A. Modeling and Comparison of Bimorph Power Harvesters with Piezoelectric Elements Connected in Parallel and Series // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. – 2010. – No. 21. – P. 149–159.
31. Viana F.A.C., Steffen V., Jr. Multimodal Vibration Damping through Piezoelectric Patches and Optimal Resonant Shunt Circuits // *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.* July-September 2006. – 2006. – Vol. XXVIII. – No. 3. – P. 293–310.
32. Fleming A.J., Behrens S., Moheimani S.O.R. Reducing the inductance requirements of piezoelectric shunt damping systems // *Smart Mater. Struct.* – 2003. – Vol. 12. – P. 57–64.
33. Kim H., Tadesse Y., Priya S. Piezoelectric Energy Harvesting // *Energy Harvesting Technologies*. – 2009. – 524 p. DOI 10.1007/978-0-387-76464-1
34. Бахилина И.М., Степанов С.А. Синтез грубых линейных квадратичных гауссовских регуляторов // *Автоматика и телемеханика*. – 1998. – № 7. – С. 96–106.
35. Методы классической и современной теории автоматического управления: учебник: в 3 т. Т. 3: Методы современной теории автоматического управления / под ред. Н.Д. Егупова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – 748 с.
36. Active suppression of nonlinear composite beam vibrations by selected control algorithms / J. Warminski, M. Bochenski, W. Jarzyna, P. Filippek, M. Augustyniak // *Commun. Nonlinear Sci. Numer. Simulat.* – 2011. – No. 16. – P. 2237–2248.
37. Kozlowski M.V., Cole D.G., Clark R.L. A Comprehensive Study of the RL Series Resonant Shunted Piezoelectric: A Feedback Controls Perspective // *Journal of Vibration and Acoustics*. – 2011. – Vol. 133. – No. 2. – P. 1–10.

38. Fleming A.J., Behrens S., Moheimani S.O.R. Reducing the inductance requirements of piezoelectric shunt damping systems // *Smart Mater. Struct.* – 2003. – Vol. 12. – P. 57–64.

References

1. Smart materials for the 21st Century. ForesightSmart Materials Task-force. Report Smart Materials & Systems Committee no. FMP/03/04/IOM3. 56 p, available at: <http://www.iom3.org/content/smart-materials-systems-foresight> (accessed 20 October 2014).

2. Moheimani S.O.R., Fleming A.J. Piezoelectric transducers for vibration control and damping, 2006. 272p.

3. Jänker P., Claeysen F., Grohmann B., Christmann M., Lorkowski T., LeLetty R., Sosniki O., Pages A. New Actuators for Aircraft and Space Applications. *ACTUATOR 2008, 11th International Conference on New Actuators*. Bremen, Germany, 9–11 June 2008, 2008, pp. 346-354.

4. Kauffman J.L., Lesieutre G.A. Piezoelectric-Based Vibration Reduction of Turbomachinery Bladed Disks via Resonance Frequency Detuning. *AIAA Journal*, 2012, vol. 50, no. 5, pp. 1137-1144.

5. Nader M., Irschik H., Garßen H.-G. v. Aktive Schwingungs compensation im Leichtbau mit piezoelektrischen Materialien. *Internationales Forum Mechatronik*. Linz, 2006.

6. Nuffer J., Bein T. Application of piezoelectric materials in transportation industry. *Global Symposium on Innovative Solutions for the Advancement of the Transport Industry*, 4–6 October 2006, San Sebastian, Spain. 11p.

7. Kajiwara I., Uchiyama T., Arisaka T. Vibration Control of Hard Disk Drive with Smart Structure Technology for Improving Servo Performance. Eds. H. Ulbrich and L. Ginzinger. *Motion and Vibration Control*, Springer Science+Business Media B.V., 2009. P. 165-176.

8. Bronowicki A.J., Abhyankarand N.S., Griffin S.F. Active vibration control of large optical space structures. *Smart Mater. Struct.*, 1999, no. 8, pp. 740-752.

9. Nye T.W., Manningand R.A., Qassim K. Performance of active vibration control technology: the ACTEX flight experiments. *Smart Mater. Struct.*, 1999, no. 8, pp. 767-780.

10. Akhras G. Smart materials and smart systems for the future. *Canadian Military Journal*, 2000, no. 3, pp. 25-32.

11. Janos B.Z., Hagood N.W. Overview of active fiber composite technologies. *MST News. Actuator Applications. Home Automation*, 1998, no. 3, pp. 25-29.
12. Matveenko V.P., Kligman E.P., Yurlov M.A., Yurlova N.A. Simulation and optimization of dynamic characteristics of piezoelectric smart structures. *Physical Mesomechanics*, 2012, vol. 15, no. 3-4, pp. 190-199.
13. Kligman E.P., Matveenko V.P., Yurlova N.A. Dynamic characteristics of thin-walled electroelastic systems. *Mechanics of Solids*, 2005, vol. 40, no. 2, pp. 149-156.
14. Hagood N.W., Von Flotow A. Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks. *Journal of Sound and Vibration*, 1991, vol. 146, no. 2, pp. 243-268.
15. Forward R.L. Electronic damping of vibrations in optical structures. *Journal of Applied Optics*, 1979, vol. 18, no. 5, pp. 690-697.
16. Lesieutre G.A. Vibration damping and control using shunted piezoelectric materials. *The Shock and Vibration Digest*, May 1998, 1998, no. 30, pp. 187-195.
17. Agnes G.S., Mall S. Structural integrity issues during piezoelectric vibration suppression of composite structures. *Composites*, 1999, Part B 30, pp. 727-738.
18. Caruso G. A critical analysis of electric shunt circuits employed in piezoelectric passive vibration damping. *Smart Mater. Struct.*, 2001, no. 10, pp. 1059-1068.
19. Park C.H., Inman D.J. Enhanced Piezoelectric Shunt Design. *Shock and Vibration*, 2003, vol. 10, no. 2, pp. 127-133.
20. Moheimani S.O.R., Fleming A.J., Behrens S. On the feedback structure of wideband piezoelectric shunt damping systems. *Smart Mater. Struct.*, 2002, no. 12, pp. 49-56.
21. Wu S.Y. Piezoelectric Shunts with Parallel R-L Circuit for Structural Damping and Vibration Control. *Proc. SPIE Smart Structures and Materials, Passive Damping and Isolation; SPIE*, 1996, vol. 2720, pp. 259-269.
22. Fleming A.J., Behrens S., Moheimani S.O.R. Reducing the inductance requirements of piezoelectric shunt damping systems. *Smart Mater. Struct.*, 2003, vol. 12, pp. 57-64.
23. Edberg DL, Bicos AS [et al.] On piezoelectric energy conversion for electronic passive damping enhancement. *Proceedings of Damping '91*, 1991. US Air Force, San Diego, CA, 1991, p. GBA-1.

24. Hollkamp J.J. Multimodal passive vibration suppression with piezoelectric materials and resonant shunts. *Journal of Intelligent Materials, Systems and Structures*, 1999, no. 5, pp. 49-57.

25. Riordan R.H.S. Simulated inductors using differential amplifiers. *Electronics Letters*, 1967, vol. 3, no. 2, pp. 50-51.

26. Maciejewski I., Oleskiewicz R., Krzyzynski T. Active control of vibration in small and medium amplitude range of elements in automotive systems. *Arch ApplMech.*, 2009, vol. 79, pp. 587-594.

27. Moheimani S.O.R., Vautier B.J.G. Resonant control of structural vibration using charge-driven piezoelectric actuators. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2005, vol. 13, no. 6, pp. 1021-1035.

28. Preumont A. Active vibration control. 2001. 43 p, available at: <http://www.ippt.gov.pl/~smart01/lectures/preumont.pdf> (accessed 10 October 2014).

29. Bianchini E. Active Vibration Control of Automotive Steering Wheels. *SAE International*, 2005, no. 1, pp. 2546-2552.

30. Liao Y., Sodano H.A. Modeling and Comparison of Bimorph Power Harvesters with Piezoelectric Elements Connected in Parallel and Series. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2010, no. 21, pp. 149-159.

31. Viana F.A.C., Steffen V., Jr. Multimodal Vibration Damping through Piezoelectric Patches and Optimal Resonant Shunt Circuits. *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.* July-September 2006, 2006, vol. XXVIII, no. 3, pp. 293-310.

32. Fleming A.J., Behrens S., Moheimani S.O.R. Reducing the inductance requirements of piezoelectric shunt damping systems. *Smart Mater. Struct.*, 2003, vol. 12, pp. 57-64.

33. Kim H., Tadesse Y., Priya S. Piezoelectric Energy Harvesting. *Energy Harvesting Technologies*, 2009. 524 p. DOI 10.1007/978-0-387-76464-1

34. Bahilina I.M., Stepanov S.A. Sintez grubykh lineinykh kvadrachnykh gaussovskikh regulatorov [Synthesis of linear quadratic Gaussian rough regulators]. *Avtomatika i telemekhanika*, 1998, no. 7, pp. 96-106.

35. Metody klassicheskoi i sovremennoi teorii avtomaticheskogo upravleniia. Vol. 3: Metody sovremennoi teorii avtomaticheskogo upravleniya [Methods of classical and modern control theory. Vol. 3: Methods of modern control theory]. Ed. N.D. Yegupova. Moskovskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet imeni Baumana, 2000. 748 p.

36. Warminski J., Bochenski M., Jarzyna W., Filipek P., Augustyniak M. Active suppression of nonlinear composite beam vibrations by selected control algorithms. *Commun. Nonlinear Sci. Numer. Simulat.*, 2011, no. 16, pp. 2237-2248.

37. Kozlowski M.V., Cole D.G., Clark R.L. A Comprehensive Study of the RL Series Resonant Shunted Piezoelectric: A Feedback Controls Perspective. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2011, vol. 133, no. 2, pp. 1-10.

38. Fleming A.J., Behrens S., Moheimani S.O.R. Reducing the inductance requirements of piezoelectric shunt damping systems. *Smart Mater. Struct.*, 2003, vol. 12, pp. 57-64.

Об авторах

Юрлова Наталия Алексеевна (Пермь, Россия) – кандидат физико-математических наук, доцент, старший научный сотрудник Отдела комплексных проблем механики деформируемых твердых тел Института механики сплошных сред УрО РАН (614013, г. Пермь, ул. Академика Королева, д. 1, e-mail: yurlova@icmm.ru).

Юрлов Максим Александрович (Пермь, Россия) – инженер-исследователь Отдела комплексных проблем механики деформируемых твердых тел Института механики сплошных сред УрО РАН (614013, г. Пермь, ул. Академика Королева, д. 1, e-mail: yurlovm@icmm.ru).

About the authors

Nataliya A. Yurlova (Perm, Russian Federation) – Ph.D. in Physical and Mathematical Sciences, Assistant Professor, Senior Researcher of the Department of Coupled Problems of Solid Mechanics at Institute of Continuous Media Mechanics, Ural Branch of the RAS (1, Akademik Korolev str., 614013, Perm, Russian Federation, e-mail: yurlova@icmm.ru).

Maksim A. Yurlov (Perm, Russian Federation) – Research Engineer of the Department of Coupled Problems of Solid Mechanics, Institute of Continuous Media Mechanics, Ural Branch of the RAS (1, Akademik Korolev str., 614013, Perm, Russian Federation, e-mail: yurlovm@icmm.ru).

Получено 28.10.2014

Просьба ссылаться на эту статью в русскоязычных источниках следующим образом:

Юрлова Н.А., Юрлов М.А. Стратегии демпфирования колебаний конструкций с пьезоэлементами и внешними электрическими цепями и их экспериментальная иллюстрация // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. – 2014. – № 4. – С. 240–270. DOI: 10.15593/perm.mech/2014.4.10

Please cite this article in English as:

Yurlova N.A., Yurlov M.A. Strategy of damping vibration of structures with piezoelectric elements and external electrical circuits and their experimental illustration. *PNRPU Mechanics Bulletin*. 2014. No. 4. Pp. 240-270. DOI: 10.15593/perm.mech/2014.4.10