

УДК 534.13:629.73

СИСТЕМА АДАПТИВНОГО ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ УМЕНЬШЕННОЙ МОДЕЛИ ЛОПАСТИ ВЕРТОЛЕТА

© 2009 С.Н. Шевцов¹, М.Б. Флек², С.А. Брагин³, В.А. Акопьян³

¹ Южный центр РАН, г. Ростов-на-Дону

² ОАО "Роствертол", г. Ростов-на-Дону

³ Южный федеральный университет, г. Ростов-на-Дону

Поступила в редакцию 20.07.2009

В статье рассмотрена проблема создания смарт-системы, предназначенной для управляемого гашения колебаний уменьшенной модели лопасти вертолета, оснащенной системой активных пьезоэлементов. Рассмотрены проблемы обеспечения динамического подобия модели и полноразмерной лопасти, особенности создания напряженно-деформированного состояния трубчатой конструкции лонжерона при действии пьезоэлектрических пластин, структура системы адаптивного управления.

Ключевые слова: управляемое гашение колебаний, модель лопасти вертолета, динамическое подобие, напряженно-деформированное состояние, лонжерон, система адаптивного управления.

В последние годы усилия многих исследовательских центров в области создания авиационной техники нового поколения направлены на разработку винтокрылых летательных аппаратов с активным управлением лопастями [1-4], что должно обеспечить улучшение летно-технических характеристик, снижение шума и вибраций, повышение живучести. Обязательным элементом этой перспективной технологии является система сенсинга/активации, использующая в качестве датчиков и силовых элементов пьезопреобразователи, размещаемые на управляемой композитной конструкции. Возможность создания локального изгиба и кручения с помощью распределенных мощных актуаторов является необходимым условием эффективности адаптивного управления вибрациями конструкции. Инженерные решения активной лопасти с использованием составных актуаторов с большим ходом, приводящие в движение элерон, использующие двухступенчатый усилитель механических перемещений также исследуются в настоящее время [3, 5]. Макро-фибер композиты (МФС), или, иначе говоря, композиты с активными пьезоэлектрическими нитями (АФС) [2, 4, 6-9] сохраняют наиболее важные качества ранних конструкций, такие, например, как высокая плотность энергии, направленность действия,

гибкость и прочность, включая такие дополнительные возможности, как высокая производительность, однородность и повторяемость. Основными компонентами МФС являются слой экструдированных пьезоэлектрических нитей, окруженных защитным материалом полимерной матрицы, и помещенных между слоями нитей электродами, создающими электрическое поле. Созданное в плоскости электрическое поле позволяет пьезоэлементам создавать практически удвоенные активируемые деформации по сравнению с обычными пластинчатыми, и в 4 раза большую плотность энергии. Эти свойства дают АФС возможности точного позиционирования и подавления вибраций. Однако, из-за технологических трудностей АФС значительно меньше распространены по сравнению с пластинчатыми пьезоэлементами, наклеиваемыми на поверхность управляемой конструкции.

Дискретные пьезоэлектрические пластины, действующие как сенсоры [10, 15] и силовые актуаторы [10-20] широко используются и исследуются в целях управления формой и вибрациями конструкций. Однако правильный выбор числа и расположения пьезоэлектрических актуаторов является принципиальным для реализации активного управления. Одним из ограничений, присущим силовым пьезоэлементам, является величина создаваемого ими усилия. Поэтому оптимизация расположения и геометрии пьезопластин преследует также цель снизить трудоемкость выработки управляющего сигнала. Аналогично этому, для получения приемлемого отношения сигнал/шум выбранные тип и расположение сенсоров должны обеспечить максимальный выход на интересующих

Шевцов Сергей Николаевич, доктор технических наук, профессор. E-mail: aeroengdstu@list.ru.

Флек Михаил Борисович, кандидат технических наук, доцент. E-mail: rostvertol@aaaanet.ru.

Брагин Сергей Александрович, аспирант. E-mail: brag@rambler.ru.

Акопьян Владимир Акопович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник.

E-mail: ppr@math.rsu.ru.

модах колебаний. Что касается формы исследованных конструкций, подлежащих управлению с целью снижения уровня вибраций, большая их часть представляют собой пластины и балки. Активное подавление вибраций в трубчатых конструкциях изучалось А. Chattopadhyay и С. Е. Seeley [21], а также обстоятельно исследовалось L. Librescu, О. Song в их фундаментальной монографии [22]. Между тем, в двух процитированных работах податливостью и деформациями стенок трубы, вызванных действием актуаторов, пренебрегали.

Для активного подавления вибраций композитных конструкций в большинстве работ предлагаются два типа пьезоэлектрических силовых элементов: униморфы (однослойные преобразователи, создающие напряжения и деформации растяжения-сжатия) и биморфы (двухслойные преобразователи, обычно поляризованные встречно и включаемые параллельно, создавая при этом в подложке напряжения чистого изгиба). Но до настоящего времени отсутствует обоснованное мнение о том, какой тип актуаторов наиболее эффективен, и в каких случаях.

Усилия специалистов, направленные на разработку эффективного способа управления крутильными и связанными изгибно-крутильными колебаниями очень важны в связи с тем, что такого рода колебания испытывает большинство авиационных конструкций (крылья, стабилизаторы, лопасти вертолета). Так как лопасти вертолета подвергаются интенсивным деформациям кручения, для создаваемой системы активного подавления вибраций необходимо решение проблемы разработки схемы размещения актуаторов, обеспечивающих сдвиг. Эти проблемы ранее рассматривались А. А. Bent, N. W. Hagoood, и J. P. Rodgers [8] применительно к конструкции из ламината с укладкой слоев по схеме $[45^0/0^0/-45^0]$ с имплантированными пьезоэлектрическими шнурами, а также R. Barrett [23] и G. Kawiecki с соавторами [24]. Согласно схеме, предложенной в [24] крутящий момент создается при сжатии-растяжении дискретных пьезопластин, наклеенных на стенки управляемого конструктивного элемента. Этот же набор пьезоэлементов предлагается использовать для управления колебаниями крутильными, изгибными и продольными. Учитывая такое важное ограничение на форму и размер пьезоэлементов, как форма и размеры самой конструкции, ее жесткость и жесткость материала, обычно задаваемая функциональным назначением конструкции, проблема оптимального выбора формы, размеров, числа и схемы размещения актуаторов является проблемой многопараметрической оптимизации.

При активном подавлении вибрации гибкой

конструкции основным назначением системы является снижение ее смещений. Это проблема управления. V.-T. Liu с соавторами [27] сообщают об использовании нейросетевого контроллера для реализации системы подавления вибраций, но большинство работ рассматривает эффективность использования следующих классических регуляторов: пропорционального (П), интегрального (И), дифференциального (И) и комбинированных (ПД, ПИ, ПИД) [25, 26, 28, 29]. Удовлетворительная производительность системы определяется такими факторами, как стабильность, малость статической ошибки и скорость стабилизации (settling time). Уменьшение периода сэмплирования ограничивается производительностью компьютерной системы, особенно скоростью работы А\Д и Д\А конвертеров. Показано, что верхний предел полосы пропускания системы управления должен, по меньшей мере, в 30 раз превосходить подавляемую частоту колебаний. V. Sethi и G. Song [26] отметили также необходимость использования низкочастотных фильтров в цепи обратных связей для подавления возбуждений на высших модах, что отмечалось также в работе авторов с сотрудниками [30].

В представленной работе даны результаты определения оптимального типа, размещения и размеров актуаторов на полимеркомпозитном лонжероне, имеющем близкую к прямоугольной форму D сечения, меняющуюся по длине 1.2 м. Модельный лонжерон предназначен для использования в конструкции рулевого винта вертолета МИ-2А, но в данной работе применен как прототип уменьшенной модели активной лопасти. Для получения удовлетворительной управляемости конструкции, ограниченной малостью площади для размещения пьезоэлементов и производительностью компьютерной системы, необходимо было понизить собственные частоты уменьшенной конструкции до уровня, примерно отвечающего натурной лопасти. Для этого использован метод понижения собственных частот, заключающийся в присоединении к балочной конструкции дополнительной массы. В работе проведено исследование собственных частот и мод вибраций такой конструкции, как в статике, так и при симуляции вращения с частотой, равной номинальной частоте вращения натурной лопасти. Для двух типов актуаторов: униморфа и биморфа сравниваются отклонения конца консольной балки, проверяются распределения напряжений в самих пьезоэлементах и клеевых слоях. Исследуется возможность создания крутильных деформаций с помощью системы наклеенных пьезопластин. Для построенной системы размещения пьезоэлементов вы-

полняется конечноэлементная симуляция процесса подавления изгибно-крутильных колебаний. Предлагается схема формирования управляющих сигналов от датчиков деформаций, размещаемых на участках поверхности между актуаторами и структура электронная части системы управления.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПОДОБИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ И ВРЕМЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК УМЕНЬШЕННОЙ МОДЕЛИ АКТИВНОЙ ЛОПАСТИ

Для изготовления уменьшенной модели активной лопасти использовался композитный лонжерон лопасти рулевого винта. Для правильной настройки системы управления необходимо было добиться примерного равенства собственных частот и соответствия форм колебаний этих лопастей. Структура композитного материала для обоих типов лопастей одинакова, она формируется намоткой однонаправленной стекловолоконной ленты (120 нитей) на формообразующую оправку под углом $\pm 60^\circ$ к оси лонжерона поочередно. В конечноэлементных моделях, используемых для анализа и обеспечения динамического подобия, механические свойства ортотропного материала (главные оси направлены: вдоль оси лонжерона, перпендикулярно ей и касательно наружной поверхности, перпендикулярно ей и нормально наружной поверхности) были получены в результате измерений и последующего пересчета согласно разработанной авторами с сотрудниками методикам. Для конечноэлементных моделей консольно закрепленного лонжерона рулевого винта, в состоянии поставки и с прикрепленной на конце массой выполнялся статический и модальный анализ. Неподвижная лопасть полноразмерного винта, закрепленная комлем во втулке, имеет следующие собственные частоты и моды колебаний:

- первая изгибная в плоскости тяги – 3,0 Гц;
- первая изгибная в плоскости вращения – 9,0 Гц;
- вторая изгибная в плоскости тяги – 9,0 Гц;
- вторая изгибная в плоскости вращения 27,0 Гц;
- первая крутильная – 78 Гц.

Для выполнения модального анализа вращающейся лопасти все массо-инерционные параметры определялись интегрированием по областям, задаваемым геометрией сечений, перпендикулярных оси x , геометрия которых задана в конструкторской документации. Жесткости: изгибные EI_z, EI_y, EI_{zy} и крутильная GJ определялись численно на основе теории Сен-Венана. Малой предварительной круткой сечений лонжерона пренебрегали. Деформированное состояние лонжерона, представляющего собой балку

переменного сечения, описывается тремя функциями смещений: w и v характеризуют состояние при изгибных колебаниях и представляют собой смещения точек, перпендикулярное плоскости вращения и в плоскости вращения соответственно; ϕ представляет собой угол закручивания сечений вокруг оси балки. В уравнениях связанных изгибно-крутильных колебаний, построенных на основе гипотез Эйлера-Бернулли [31], учитывались только малые линейные смещения, осевыми смещениями пренебрегали. В рамках этих допущений система уравнений связанных изгибно-крутильных колебаний балки, вращающейся с угловой скоростью Ω вокруг оси z примет вид:

$$\begin{cases} (EI_y w_{xx} + EI_{zy} v_{xx})_{xx} - (T w_x)_x - [\Omega^2 e m(x+e_1) \phi]_x + m(\ddot{w} + e \ddot{\phi}) = 0 \\ (EI_z v_{xx} + EI_{zy} w_{xx})_{xx} - (T v_x)_x + m \ddot{v} - \Omega^2 m v = 0 \\ -(GJ \phi_x)_x + \Omega^2 e m(x+e_1) \phi' + \Omega^2 m(k_{m2}^2 - k_{m1}^2) \phi + m k_m \ddot{\phi} + e m \ddot{v} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

и граничные условия, соответствующие защемленному левому (комлевому) концу и грузу массы M на правом конце, с моментами инерции $I_{My}, I_{Mz}, I_{M\phi}$:

$$\begin{cases} v(e_1) = w(e_1) = v_x(e_1) = w_x(e_1) = 0; \\ v_{xxx}(L) = -\frac{M}{EI_y} \ddot{v}(L); v_{xx}(L) = -\frac{I_{My}}{EI_y} \ddot{v}_x(L); \\ w_{xxx}(L) = -\frac{M}{EI_z} \ddot{w}(L); w_{xx}(L) = -\frac{I_{Mz}}{EI_z} \ddot{w}_x(L); \\ \phi(e_1) = 0; GJ \phi_x(L) = -I_{M\phi} \ddot{\phi}(L) \end{cases} \quad (2)$$

В уравнениях (1) и (2) использованы следующие обозначения: m – погонная масса балки, e – расстояние между центром изгиба и центром масс сечения; k_m, k_{m1}, k_{m2} – моменты инерции сечения; e_1 – расстояние от оси вращения до комля балки; L – длина балки, $T(x)$ – изменяющаяся по длине центробежная сила.

После преобразования задачи (1), (2) в стандартное представление смешанной краевой задачи для системы уравнений в частных производных, принятое в системе моделирования Comsol Multiphysics

$$\begin{cases} e_a \ddot{u} + d_a \dot{u} + \nabla \cdot (-c \nabla u - \alpha u + \gamma) + \beta \cdot \nabla u + a u = f \\ Dirichlet \Rightarrow hu|_r = r \\ Neumann \Rightarrow c \nabla u|_r = g - h^T \mu \end{cases} \quad (3)$$

где $e_a, d_a, c, \alpha, \gamma, \beta, a, h, g$ – матрицы, сформированные из соотношений (1), (2), и μ – вектор неопределенных множителей Лагранжа, задача на собственные значения решалась при изменяющихся значениях угловой скорости враще-

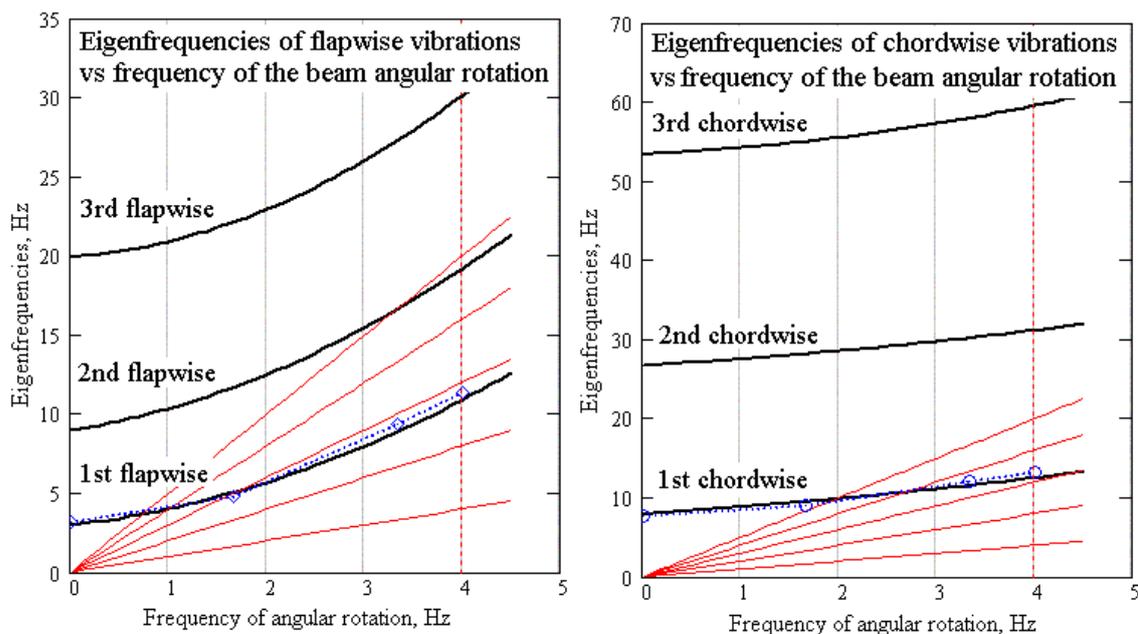


Рис. 1. Зависимость частот собственных изгибных колебаний в плоскости тяги (слева) и в плоскости вращения (справа) от частоты вращения винта. Зависимости для лопасти полноразмерного винта даны жирными черными линиями, для уменьшенной лопасти с прикрепленной массой – пунктиром

ния Ω . Полученные численные результаты представлены на рис. 1, где зависимость собственных частот колебаний в плоскости тяги и плоскости вращения полноразмерного винта сопоставлена с аналогичными величинами для уменьшенной модели.

Рис. 1 демонстрирует практически полное совпадение первых двух собственных частот колебаний для полноразмерной лопасти и уменьшенной с прикрепленной на конце массой. Полученные зависимости указывают на то, что использование присоединенной к законцовке массы может обеспечить равенство только первых собственных частот изгибных колебаний с собственными частотами полноразмерной лопасти при равной частоте вращения. Однако, такое ра-

венство для следующих мод колебаний можно обеспечить, меняя массу присоединенного груза.

Для ускорения дальнейшего конечноэлементного анализа форма сечения лонжерона была упрощена до прямоугольной с сохранением значений изгибной и крутильной жесткости.

Построение рациональной схемы размещения пластинчатых актуаторов для создания деформаций изгиба в обеих плоскостях и кручения

Все представленные ниже результаты численных экспериментов получены для упрощенной модели трубы прямоугольного сечения (см. рис. 2). Нами исследованы различные схемы размещения актуаторов. Рис. 3 демонстрирует две одинаковые схемы размещения актуаторов: внизу – для пьезоэлектрических биморфов, вверху



Рис. 2. Упрощенная конечноэлементная модель композитного лонжерона (левый конец консольно зашпелен)

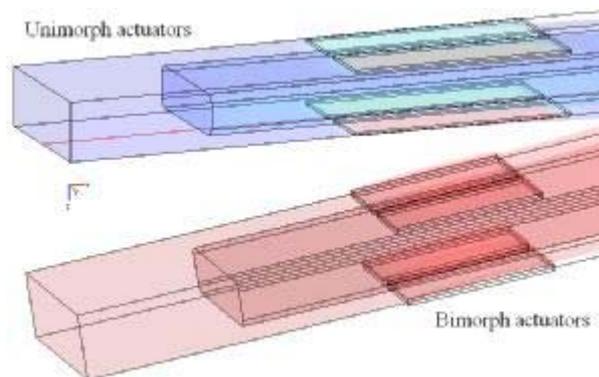


Рис. 3. Схема установки двух пар биморфных и униморфных актуаторов на противоположные стенки трубы

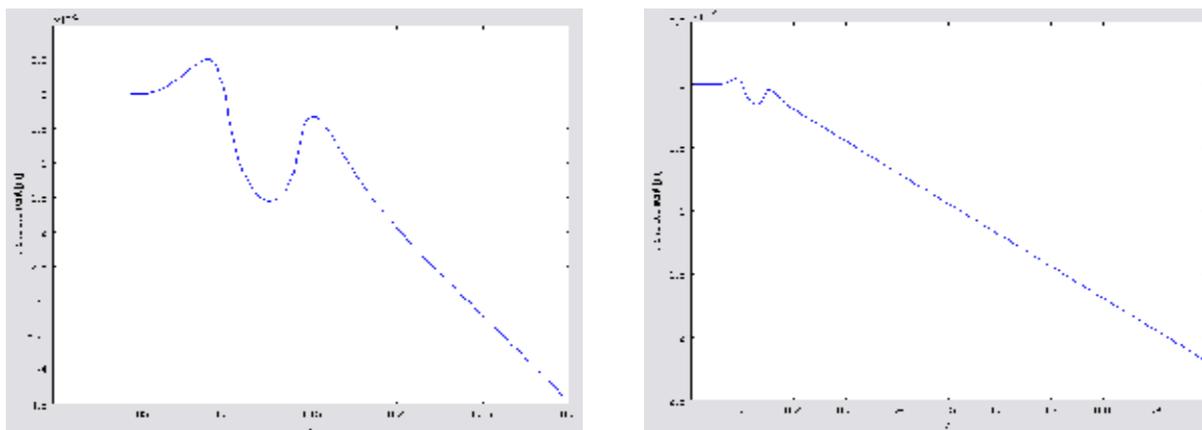


Рис. 4. Статическое смещение стенок трубы, вызванное действием двух пар биморфов (слева – в зоне размещения актуаторов, справа – по длине трубы)

– для однослойных пьезоэлектрических пластин – униморфов. В использованных конечноэлементных моделях пьезопластины PZT-5 поляризованы для работы в режиме d_{31} и имеют размеры $1 \times 20 \times 45$ мм.

Первая серия численных экспериментов выполнялась на основе использования полной системы уравнений анизотропной линейной упругости – электроупругости с учетом связи механической и электромеханической подсистем. Однако их результаты показали возможность отдельного моделирования явлений упругости и электроупругости, о чем ранее сообщалось F. Charette с сотрудниками [32]. Такая возможность обусловлено малым влиянием пьезоэлектрических пластин на динамическое поведение всей системы. Поэтому задачи для пьезоэлектрических пластин и композитной трубы решались последовательно. Такое упрощение может быть корректным для линейного режима работы пьезопреобразователя, а также на частотах, существенно более низких, чем первая собственная частота пьезоэлектрической пластины.

На рис. 4 представлено поле смещений стенки композитной трубы, вызванное действием пьезоэлектрического биморфа. Четыре двухслойных пьезопластины были размещены на расстоянии 100 мм от заземленного конца трубы. При действии приложенного потенциала каждый слой биморфа подвергался продольной статической силе около 800 Н. Как видно на рис. 4, стенка трубы непосредственно под наклеенным биморфом испытывает большие локальные деформации, но смещение свободного конца консольной трубы при этом составляет всего 0.2 мм. Кроме того, это смещение противоположно по знаку тому, которое имеет место при установке биморфа на однородную пластину. Это нежелательное явление не было принято во внимание авторами предшествующих исследований [25, 26] при изучении дина-

мики тонкостенных адаптивных конструкций, имеющих аналогичную конфигурацию.

Конечноэлементное моделирование двух пар униморфных актуаторов при таком приложенном электрическом напряжении показало, что смещение конца консоли составляет более 7 мм (см. рис. 5). Отсюда видно, что действие униморфных актуаторов значительно более эффективно, чем биморфных. Представляется интересным сравнить величины максимальных напряжений в зоне действия актуаторов обоих типов. Напряженно-деформированное состояние материала, характеризуемое величиной напряжений фон Мизеса, представлено на рис. 6, откуда видно, что максимальные напряжения в обоих случаях эквивалентны. Максимум напряжений достигается вблизи краев пьезопластин. Таким образом, уже статический анализ показал нецелесообразность использования биморфов для создания изгиба в трубчатых конструкциях. Дополнительное исследование в динамике (его результаты выходят за рамки представленной работы) показали, что биморфы могут создавать локальные моды колебаний, вызванные деформацией стенок.

Приведенные соображения являются специфическими для трубчатых конструкций и должны приниматься во внимание при разработке активных систем для конструкций более сложных, чем однородные балки и пластины. Очевидно, любое изменение размеров и положения пьезоэлектрических преобразователей не может качественно изменить описанную картину.

С учетом отмеченных недостатков биморфов все приводимые ниже результаты были получены исключительно для униморфных актуаторов.

Предложенная схема (рис. 5) позволяет также создавать деформацию изгиба трубы в плоскости наибольшей жесткости. Для этого достаточно изменить полярность потенциала, приложенного к пьезопластинам. При тех же условиях,

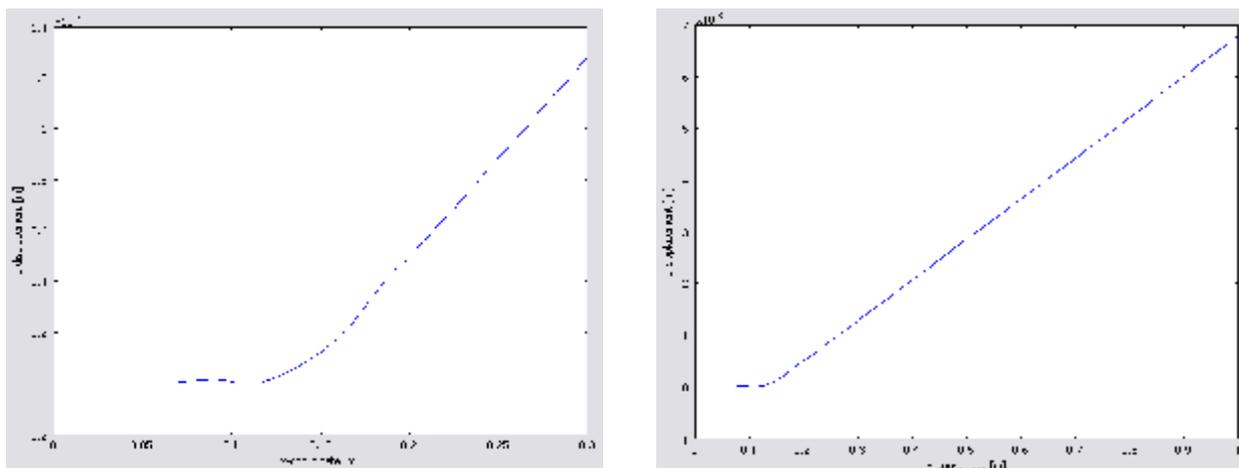


Рис. 5. Статическое смещение стенок трубы, вызванное действием двух пар униморфов (слева – в зоне размещения актуаторов, справа – по длине трубы)

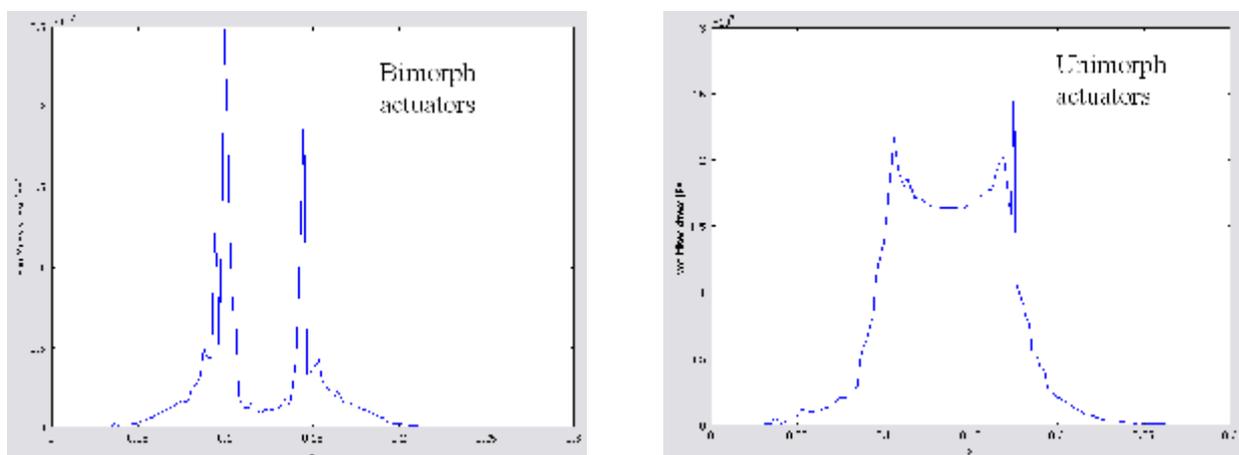


Рис. 6. Напряжения фон Мизеса в области материала трубы, примыкающей к PZT-пластинам для биморфных (слева) и униморфных (справа) актуаторов. Статический режим

что описаны выше, изгиб свободного конца консоли достигает 2 мм (см. рис.7). Асимметрия сечения трубы может быть скомпенсирована подстройкой потенциалов, прикладываемых к соседним пьезопластинам.

Для создания деформации кручения вдоль оси трубы моделировали модификацию схемы (см. рис. 8), ранее предложенной R. Barrett [35] и G. Kawieski с сотрудниками [36]. При сформулированных выше условиях было получено распределение угла закручивания вдоль оси трубы, представленное на рис. 9. На участке трубы 0.12...0.2 м вдоль ее оси наблюдалась чистая деформация кручения.

Выполненные численные эксперименты делают очевидным подход к размещению системы актуаторов для активного подавления вибраций лонжерона. Желательно размещать рассмотренные элементарные модули (которые можно назвать “изгибными” и “торсионными” актуаторами) в пучностях деформаций, соответствующих возбуждаемым модам колебаний. Размеры и,

следовательно, эффективность работы таких модулей ограничиваются размерами плоскостей на верхней и нижней поверхностях лонжерона.

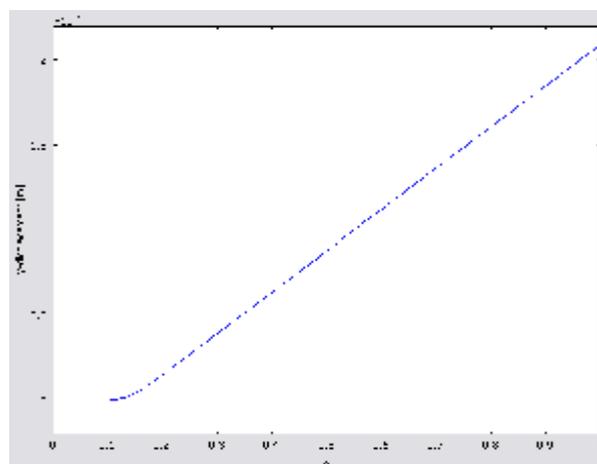


Рис. 7. Изгиб трубы в плоскости максимальной жесткости, вызванный приложением потенциала противоположного знака к соседним пьезопластинам

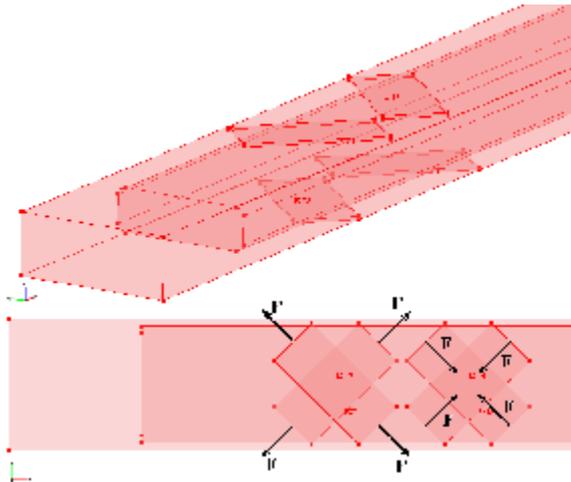


Рис. 8. Размещение унимоформных актуаторов для закручивания трубы прямоугольного сечения вдоль ее оси

СТРУКТУРНАЯ СХЕМА ФОРМИРОВАНИЯ СИГНАЛОВ УПРАВЛЕНИЯ СИСТЕМОЙ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ АКТУАТОРОВ

Естественными ограничениями при разработке структурной схемы были конечная площадь поверхности лонжерона, на которой могли быть размещены пластинчатые пьезоэлементы, и количество каналов (16) АЦП/ЦАП преобразователя для отбора сигналов с управляемой конструкции и формирования сигналов управления. Отработка схемы производилась с помощью конечноэлементного комплекса Comsol Multiphysics 3.3, оснащенного встроенными средствами снятия сигналов с работающих конечноэлементных моделей и формирования сигналов управления, действующих через границы модели. Модель адаптивной системы подавления вибраций консольно закрепленного лонжерона содержала два “изгибных” (8 пьезопластин) и два “торсионных” пьезомодуля. Оптимальному динамическому состоянию системы, т.е. минимуму амплитуд изгибных колебаний в плоскостях xz и xy , а также минимуму крутильных колебаний вокруг оси x в каждый момент времени должен отвечать минимум функционала

$$\Phi = \int_L \left[|\varepsilon_{xy}(x,t)|^2 \phi_{\varepsilon_x} + |\varepsilon_{xz}(x,t)|^2 \phi_{\varepsilon_y} + |\gamma_{xy}(x,t)|^2 \phi_{\gamma} \right] dx, \quad (4)$$

где интегрирование распространено по длине балки, $\varepsilon_{xy}(x,t), \varepsilon_{xz}(x,t)$ – нормальные деформации на внешней поверхности трубы при ее изгибе в xy и xz соответственно, $\gamma_{xy}(x,t)$ – деформация кручения вокруг оси x , также измеренная на внешней поверхности трубы, $\phi_{\varepsilon_x}(x), \phi_{\varepsilon_y}(x), \phi_{\gamma}(x)$ – некоторые весовые функции. Ограничения по предельному электрическому потенциалу и предельным механическим напряжениям для пьезопластин должны быть приняты во внимание при минимизации функ-

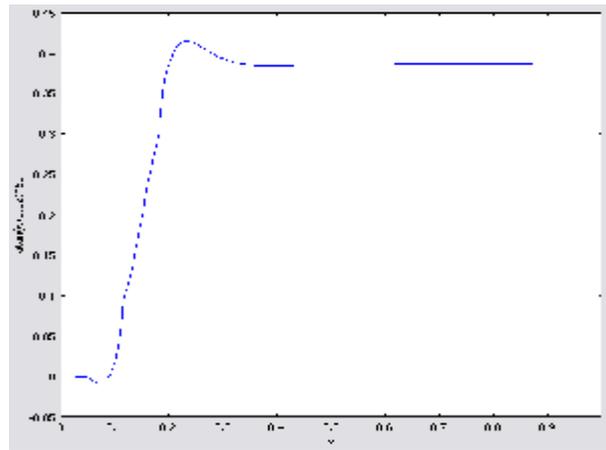


Рис. 9. Изменение угла закручивания (в градусах) вдоль трубы при действии четырех крестообразно размещенных актуаторов

ционала (4). Для “измерения” напряжений на поверхности модельной трубы были созданы 5 групп расположенных в вершинах квадратов стороной 1 см точек (см. рис. 10). На каждом временном шаге симуляции программа позволяла вычислять расстояния между точками, расположенными в вершинах квадратов. Выполненные численные эксперименты вплоть до частоты 5-й моды изгибных колебаний показали, что изгибные напряжения на поверхности трубы линейно зависят от изменений расстояний между отмеченными точками:

$$\varepsilon_{xz}^i \sim \Delta(l^i + r^i + l^{i+1} + r^{i+1}); \varepsilon_{xy}^i \sim \Delta(l^i - r^i + l^{i+1} - r^{i+1}), \quad (5)$$

причем максимальная нелинейность достигает 3%. В соотношении (5) знак Δ обозначает приращение, верхний индекс у длин указывает на номер “измерительного” квадрата, а верхний индекс у деформаций – на номер актуаторного модуля. Аналогично этому крутильные деформации на поверхности трубы линейно выражаются через изменения длин диагоналей “измерительных” квадратов

$$\gamma_{xy}^i \sim \Delta(d_1^i - d_2^i + d_1^{i+1} - d_2^{i+1}). \quad (6)$$

Фактически, рассмотренные квадраты моделируют тензометрические датчики, размещаемые на поверхности трубы.

Если положить в качестве весовых функций в выражении (4) дельта-функции, локализованные в центральных точках измерительных модулей, функционал (4) может быть переписан в виде суммы по всем этим группам

$$\hat{\Phi} = \sum_i \left[|\varepsilon_i^x|^2 + |\varepsilon_i^y|^2 + |\gamma_{xy}^i|^2 \right]. \quad (7)$$

Управление для рассмотренной системы представляет собой подачу на актуаторные пьезопластины электрических потенциалов, вели-

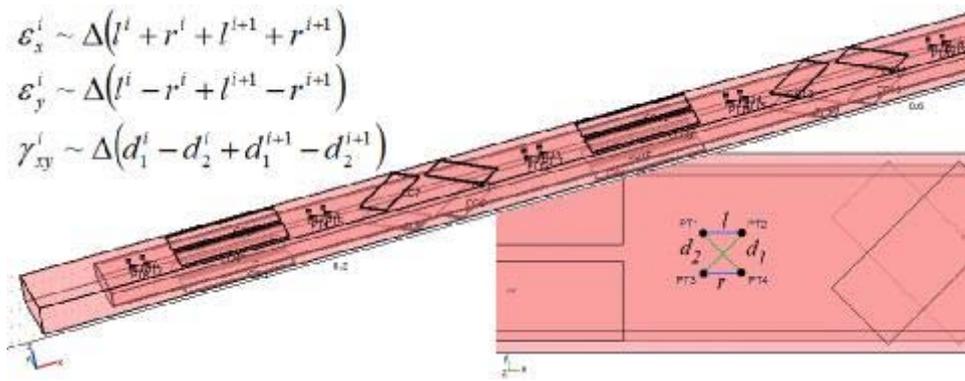


Рис. 10. Структура конечноэлементной модели системы подавления вибраций трубы

чина которых должна компенсировать деформации и их скорости, что возможно реализовать путем использования простого ПД – регулятора. Компенсация деформаций эквивалентна увеличению эффективной жесткости системы, тогда как компенсация их скоростей – увеличению конструкционного демпфирования (см. [26]). Для рассмотренного типа регулятора формируемые потенциалы для подачи на пьезопластины представляют собой линейные комбинации деформаций, определяемых (5) и (6), и их скоростей

$$U_{x,y}^{bend}(t) = \pm(g_x^i \varepsilon_x^i + g_{xt}^i \dot{\varepsilon}_x^i) \pm (g_y^i \varepsilon_y^i + g_{yt}^i \dot{\varepsilon}_y^i)$$

$$U^{tw}(t) = \pm(q_x^i \varepsilon_x^i + q_{xt}^i \dot{\varepsilon}_x^i) - (p^i \gamma^i + p_t^i \dot{\gamma}^i) \quad , \quad (8)$$

где знаки \pm выбираются в зависимости от расположения пьезопластины (на верхней или нижней плоскости, справа или слева от плоскости xz); и значения множителей $g_x^i, g_{xt}^i, g_y^i, g_{yt}^i, q_x^i, q_{xt}^i, p^i, p_t^i$ минимизирующих функционал (7) могут быть определены, например, методом проб и ошибок или с помощью генетического алгоритма. Отсюда можно заключить, что производство 16 управляющих сигналов для всех установленных пьезопластин может быть выполнено 16 – канальной системой управления, получающей 15 входных сигналов от датчиков деформации (5 групп сенсоров, формирующих $\varepsilon_{xz}^i, \varepsilon_{xy}^i, \gamma_{xz}^i$). Такое количество сенсоров и актуаторов соответствует числу каналов АЦП/ЦАП экспериментальной установки.

На данном этапе выполнения работы использовался только многоканальный ПД-контроллер (см. рис. 11) с аналого-цифровым и цифро-аналоговым преобразованием и ручной настройкой коэффициентов усиления (коэффициентов в выражении (8)).

В системе Simulink MATLAB был реализован многоканальный контроллер, получающий оцифрованные сигналы датчиков, и передающий сигналы управления после их обратного преобразования в аналоговую форму мощным высоковольтным операционным усилителям – пьезодрайверам.

Описанная система выполнена в качестве специального стенда, подготовленного для испытаний в аэродинамической трубе. Проводимые в настоящее время испытания включают проверку скорости отработки в реальном времени критических ситуаций, когда колебания конструкции возбуждаются на нескольких модах, возникают явления колебательной неустойчивости, локальные повреждения конструкции, либо элементов самой системы управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Sater J.M., Leisieutre G., Martin C. A Smarter Transition for Smart Technologies, Aerespace America, No.6, (2006), p.18-21.
2. Rodgers J. P., Hagood N.W., and Weems D.B. Design and Manufacture of an Integral Twist-actuated Rotor Blade, Proceedings of The 38th AIAA/ASME/AHS Adaptive Structures Forum, Kissimmee, FL, (1997), pp.18.
3. Lee T., Chopra I. Design Issues of a High-Stroke, On-Blade Piezostack Actuator for a Helicopter Rotor with Trailing-Edge Flaps, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, No.11, (2000), pp.328-342.
4. Derham R., Weems D., Mathew M.B., and Bussom R. The Design Evolution of an Active Materials Rotor, Proceedings of the AHS 57th Annual Forum, May 9-11, San Francisco, CA (2001), pp.30-47.
5. Grohmann B.A., Maucher C.K. et al. Embedded Piezoceramic Actuators for Smart Helicopter Rotor Blades, Proceedings of The 48th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 2007 April 7 - 10 Schaumburg, Illinois (2008), pp.10
6. Wilkie W.K., Inman D.J., Lloyd J.M., and High J.W. Anisotropic Laminar Piezocomposite Actuator Incorporating Machined PMN-PT Single-crystal Fibers, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, No.17, (2006), pp.15-27.
7. Ghasemi-Nejhad M.N., Russ R., and Pourjalali S. Manufacturing and Testing of Active Composite Panels with Embedded Piezoelectric Sensors and Actuators, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, No.16, (2005), pp.319-333.
8. Bent A.A., Hagood N.W. and Rodgers J.P. Anisotropic Actuation with Piezoelectric Fiber Composites, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, No.6, (1995), pp.338-350.
9. Sun D.C., Tong L., Sensor/Actuator Equations for Curved Piezoelectric Fibers and Vibration Control of

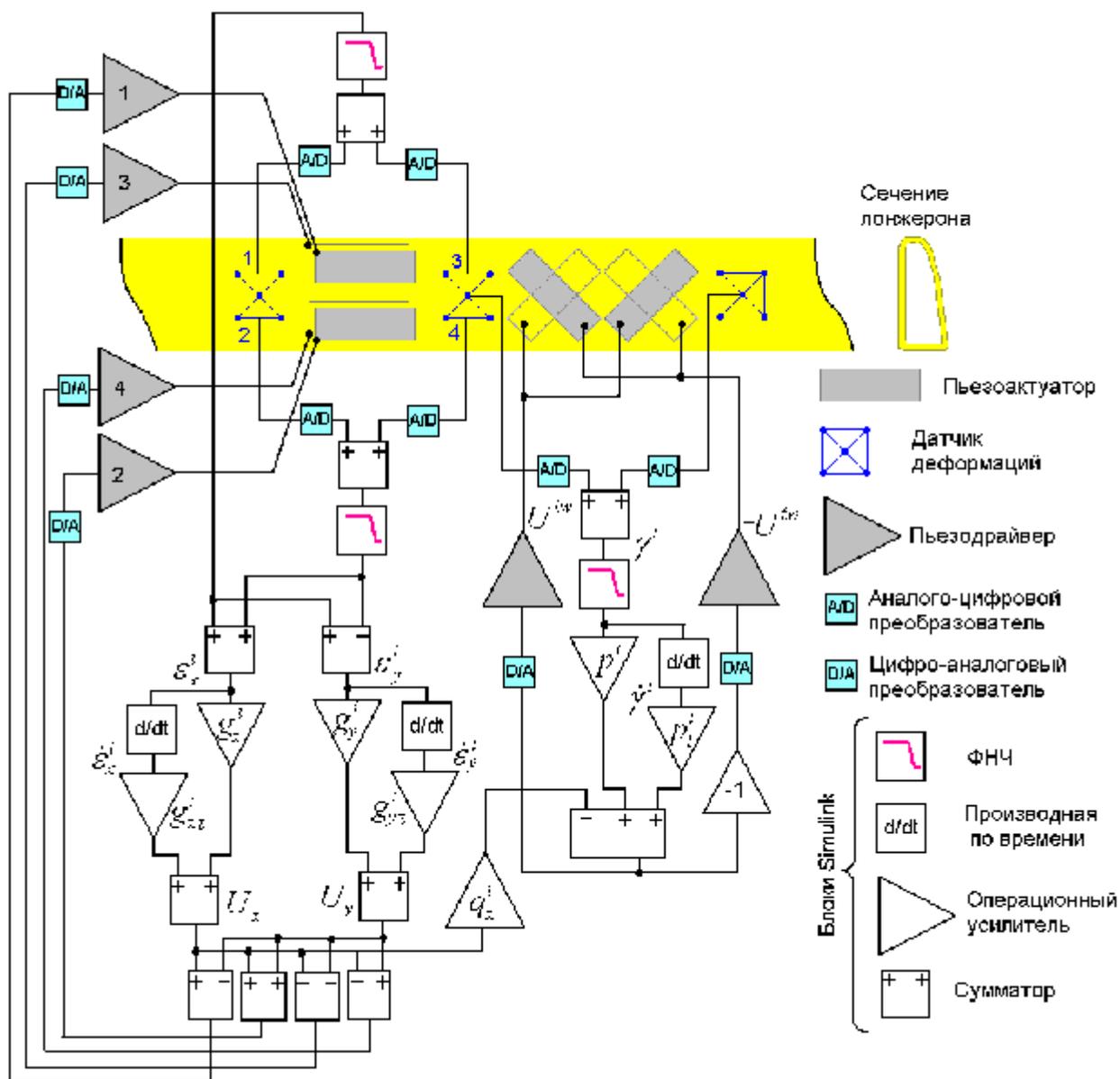


Рис. 11. Структурная схема контроллера

(представлена часть контроллера, обслуживающая один актуатор изгиба и один актуатор кручения)

- Composite Beams Using Fiber Modal Actuators/Sensors, Journal of Sound and Vibration, No. 241(2), (2001), pp.297-314.
- Wang B.-T., Burdisso R.A., and Fuller C.R. Optimal Placement of Piezoelectric Actuators for Active Structural Acoustic Control, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, No.5, (1994), pp.67-76.
- Agrawal S.K., Tong D., and Nagaraja K. Modeling and Shape Control of Piezoelectric Actuator Embedded Elastic Plates, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, No.5, (1994), pp.514-522.
- Gaudenzi P., Fantini E., Koumoussis V.K., and Gantes C.J. Genetic Algorithm Optimization for the Active Control of a Beam by Means of PZT Actuators, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, No.9, (1998), pp.291-300.
- Tong D., Williams R.L., and Agrawal S.K. Optimal Shape Control of Composite Thin Plates with Piezoelectric Actuators, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, No.9, (1998), pp.458-467.
- Sadri A.M., Wright J.R., and Wyne R.J. Modeling and Optimal Placement of Piezoelectric Actuators in Isotropic Plates Using Genetic Algorithms, Smart Structures and Materials, No.8, (1999), pp.490-498.
- Sun D., Tong L. Optimal Voltage Design for Static Shape Control of Smart Structures with Nonlinear Piezoelectric Actuators, Journal of Reinforced Plastics and Composites, No.24, (2005), pp.355-372.
- Zhang J., Bruch J.C., and Sloss J.M. An Integral Equation Approach for Shape Optimization of Plate Piezoelectric Patch, Journal of Vibration and Control, No.11, (2005), pp.161-186.
- Peng F., Ng A., and Hu Y.-R. Actuator Placement Optimization and Adaptive Vibration Control of Plate Smart Structures, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, No.16, (2005), pp.263-271.
- Westfall J.T., Canfield R.A., Joo J.J., and Sanders B.P. Multi-Disciplinary Optimization of a Distributed Actuation System in a Flexible Morphing Wing, Proceedings of The 48th AIAA/ASME/ASCE/AHS/

- ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 2007 April 23 - 26, Honolulu, Hawaii (2007), pp.11.
19. Rader A.A., Afagh F.F., Yousefi-Koma A., and Zimcik D.G. Optimization of Piezoelectric Actuator Configuration on a Flexible Fin for Vibration Control using Genetic Algorithms, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, No.18, (2007), pp.1015-1033.
 20. Drenckhan J., Lumsdaine A., and Parsons M. Topology Optimization of a Piezoelectric Actuator on an Elastic Beam, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, No.19, (2008), pp.445-455.
 21. Chattopadhyay A., Seeley C.E. A Multiobjective Design Optimization Procedure for Control of Structures Using Piezoelectric Materials, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, No.5, (1994), pp.403-410.
 22. Librescu L. O. Song, *Thin-Walled Composite Beams. Theory and Applications*, Springer (2006), 594 p.
 23. Barrett R. Active Plate and Missile wing Development Using Directionally Attached Piezoelectric Elements, *AIAA Journal*, Vol.32, No.3, (1994), pp.601-609
 24. Kawiecki G., Smith W.P., and Hu C. Feasibility Study of a Torsional-Bending Piezoelectric Actuator, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, No.6, (1995), pp.465-473.
 25. Choi S.-B., Cheong C.-C., and Kim M.-S. A Discrete-Time Sliding Mode Control of Flexible Smart Structures with Piezofilm Actuators, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, No.8, (1997), pp.138-148.
 26. Sethi V., Song G. Pole-Placement Vibration Control of a Flexible Composite I-beam using Piezoceramic Sensors and Actuators, *Journal of Thermoplastic Composite Materials*, No.19, (2006), pp.293-308.
 27. Liu V.-T., Huang H.-C., Lin C.-L., and Jian Z.-J. Neural Net-based Modeling and Control of a Micro-positioning Platform Using Piezoelectric Actuator, *Journal of Vibration and Control*, No.13, (2007), pp.309-326.
 28. Suhariyono A., Goo N. S., and Park H.C. Use of Lightweight Piezo-composite Actuators to Suppress the Free Vibration of an Aluminum Beam, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, No.19, (2008), pp.101-112.
 29. Badel A., Qiu J., Sebald G., and Guyomar D. Self-Sensing High Speed Controller for Piezoelectric Actuator, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, No.19, (2008), pp.395-405.
 30. Shevtsov S.N., Soloviev A.N., Acopyan V.A., Experimental and Computer Modeling of Intelligent Polymeric Composite Structures with Neural-Network Based Control, *Proceedings of the 3rd International IEEE Scientific Conference on Physics and Control (PhysCon 2007)*, 2007, Sept. 3-7, Potsdam, Germany (2007), pp.5.
 31. Hashemi S.M. and Shavezipur M. A Mesh Reduction Method (MRM) for the Free Vibration Analysis of Blades, *Proceedings of The 48th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 2007 April 23 - 26*, Honolulu, Hawaii (2007), pp.17.
 32. Charette F., Berry A., and Guigou C., Dynamic Effects of Piezoelectric Actuators on the Vibrational Response of a Plate, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, No.8, (1997), pp.513-524.

SYSTEM OF ADAPTIVE CLEARING OF FLUCTUATIONS THE REDUCED MODEL OF THE BLADE OF THE HELICOPTER

© 2009 S.N. Shevtsov¹, M.B. Flek², S.A. Bragin³, V.A. Akopjan³

¹Southern Scientific Center of Russian Academy of Sciences, Rostov-on-Don

²JSC "Rostvertol", Rostov-on-Don

³Southern Federal University, Rostov-on-Don

In clause the problem of creation a smart-system, intended for operated clearing fluctuations of the reduced model of the blade of the helicopter equipped by system of active piezoelements is considered. Problems of maintenance of dynamic similarity of model and the full-size blade, feature of creation of the is intense-deformed condition of a tubular design of a longeron are considered at action of piezoelectric plates, structure of system of adaptive management.

Key words: operated clearing fluctuations, model of the blade of the helicopter, dynamic similarity, intense-deformed condition, longeron, system of adaptive management.

Sergey Shevtsov, Doctor of Technics, Professor.

E-mail: aeroengdstu@list.ru.

Michael Flek, Candidate of Technics, Associate Professor.

E-mail: rostvertol@aaanet.ru.

Sergey Bragin, Graduate Student. E-mail: brag@rambler.ru.

Vladimir Akopian, Candidate of Technics, Senior Research

Fellow. E-mail: ppr@math.rsu.ru.