Труды МАИ. 2026. № 150.

Trudy MAI. 2026. No. 150. (In Russ.)

Научная статья
УДК 534-16
URL: https://trudymai.ru/published.php?ID=189696
EDN: https://www.elibrary.ru/ADBJSA

ЧИСЛЕННОЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ СВЯЗИ МЕЖДУ НАПРЯЖЕНИЯМИ И МОМЕНТАМИ, ВОЗНИКАЮЩИМИ В КОНСТРУКЦИИ С ПЬЕЗОАКТУАТОРАМИ

Г.И. Шайдурова, П.В. Писарев, С.Р. Баяндин✉

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, Россия

✉ srbajandin@pstu.ru

Цитирование: Шайдурова Г.И., Писарев П.В., Баяндин С.Р. Численное прогнозирование передаточных коэффициентов связи между напряжениями и моментами, возникающими в конструкции с пьезоактуаторами // Труды МАИ: электрон. журнал. № 150. URL: https://trudymai.ru/published.php?ID=189696

Аннотация. В рамках настоящей работы проведено численное исследование динамического поведения конструкции, оснащенной изгибным пьезоактуатором. Разработана математическая модель с кусочно-постоянными функциями для расчета собственных частот и форм колебаний конструкции с пьезоактуатором. Описан метод расчета коэффициентов связи между электрическими напряжениями на пьезоактуаторе и вынуждающей силой для снижения амплитуды колебаний конструкции на резонансных режимах. Проведена верификация разработанной математической модели на образцах, оснащенных пьезоактуаторами. Относительная погрешность вычисления коэффициентов связи между аналитическим и численным решением не превышает 5%, что указывает на достаточную точность. По результатам численных расчетов амплитудно-частотных характеристик образцов при вычисленных значениях коэффициентов связи достигнуто существенное снижение амплитуды колебаний на первой резонансной частоте.

Ключевые слова: пьезоэлектрический актуатор; модальный анализ; амплитудно-частотные характеристики; демпфирование колебаний; метод конечных элементов.

NUMERICAL PREDICTION OF COUPLING COEFFICIENTS OF THE RELATIONSHIP BETWEEN VOLTAGES AND MOMENTS OCCURRING IN STRUCTURES WITH PIEZOACTUATORS

G.I. Shaidurova, P.V. Pisarev, S.R. Bayandin✉

Federal Autonomous Educational Institution of Higher Education "Perm National Research Polytechnic University", Perm, Russia

✉ srbajandin@pstu.ru

Citation: Shaidurova G.I., Pisarev P.V., Bayandin S.R. Numerical prediction of coupling coefficients of the relationship between voltages and moments occurring in structures with piezoactuators // Trudy MAI. 2026. No. 150. (In Russ.). URL: https://trudymai.ru/published.php?ID=189696

Abstract. In this paper, a numerical study of controlling the electrical voltage on piezoelectric actuators to reduce the amplitude of structural vibrations at resonant frequencies has been carried out. A mathematical model has been developed for calculating the natural frequencies and vibration modes of a structure with a piezoelectric actuator and for calculating the coupling coefficients between the voltages on the piezoelectric actuator and the driving force, which effectively reduces the amplitude of structural vibrations. A nonlinear relationship has been identified between the coupling coefficients of force pairs and the voltage. The developed mathematical model was verified using samples equipped with piezoelectric actuators. The relative error in calculating the coupling coefficients between the analytical and numerical solutions does not exceed 5%, indicating sufficient accuracy. Based on the obtained FR results for the samples with the calculated coupling coefficient values, a significant reduction in the vibration amplitude at the first resonant frequency was achieved.

Keywords: piezoelectric actuator; modal analysis; frequency response; vibration damping; finite element method.

Введение

В настоящее время активно разрабатываются и исследуются активные и пассивные методы борьбы с излучением шума, возникающего при обтекании профилей авиационных конструкций. Пассивные методы снижения шума реализуются посредством шевронов различной конфигурации, размещенных на задней кромке профиля [1-4]. В данном случае, за счет зубчатой формы кромки профиля происходит изменение вихревой структуры в следе за крылом и происходит изменение тонального состава звуковых волн. Однако, данный метод приводит к значительному изменению подъемной силы и не всегда может использоваться в натурных крыльях и лопастях.

К методам активного управления стоит отнести воздействие акустических или вибрационных возмущений на сопло струи [5-6], а также воздействие на струю плазменными актуаторами [6-9] и вдув микроструй [10-15]. В рамках активных методов осуществляется подбор частоты возбуждения, которое способно усилить или ослабить эффект (взаимодействия) слияния вихревых структур и, следовательно, влиять на шум струи [12-15]. Пример снижения шума обтекания для цилиндра с помощью плазменных актуаторов представлен в работе [16].

Среди интеллектуальных материалов наиболее распространенными вариантами управления изменением формы профиля авиационной конструкции являются пьезоэлектрические актуаторы, основанные на соединениях цирконат-титаната свинца (PZT), актуаторы из сплавов с памятью формы (SMA) [17] и полимеры с памятью формы (SMP) [18–20].

При этом значимым становится вопрос активного управления пьезоактуаторами в режиме реального времени, подстраивающегося под меняющиеся внешние условия. В настоящей работе представлен возможный численно-аналитический подход к реализации такого активного управления. Предложена модель расчета электрического напряжения на пьезоактуаторах для противодействия вынужденным гармоническим колебаниям, которая позволит снизить вычислительные и временные затраты на расчет подходящего управляющего сигнала.

Методы исследования

Для моделирования режима гашения колебаний конструкции под действием внешней нагрузки на торце используется уравнение поперечных колебаний 4-го порядка [21] с учетом дополнительных слагаемых, которые описывают влияние пьезоактуаторов на конструкцию через воздействие разнонаправленных изгибающих моментов [22], возникающих в местах расположения торцов пьезоактуаторов

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2}\left(Y(x)J(x)X_i^{''}\right)T_i + \rho(x)S(x)X_i\ddot{T}_i + c_a X_i\dot{T}_i + F_A^*\left[X_i(x_1-\delta) - X_i(x_1+\delta) - \right.$$
$$\left. - X_i(x_2-\delta) + X_i(x_2+\delta)\right]\cos\left(\omega^* t + \alpha\right) = X_i(x_b)F_A\cos(\omega_0 t), \qquad 1)$$

где $Y(x)$, $\rho(x)$ – модуль упругости и плотность материала соответственно, $J(x)$ – геометрический момент инерции сечения, $S(x)$ – площадь поперечного сечения, c_a – коэффициент демпфирования, $X_i(x)$ – собственные формы колебаний, $T_i(t)$ – колебания на *i*-ой собственной форме, x_1, x_2 – точки приложения пар сил, δ – плечо действия пары сил, x_b – координата приложения внешней силы, F_A^* – возбуждаемая сила на торцах пьезоактуаторов, F_A – внешняя сила, ω^* – частота возбуждаемого сигнала на пьезоактуаторах, ω_0 – частота воздействия вынуждающей силы, α – сдвиг фаз между внешней и возбуждаемой силой.

При решении задачи о вынужденных колебаниях конструкции необходимо рассчитывать собственные частоты и формы колебаний, которые в последующем используется для отстройки режимов управления конструкции. Собственные формы и частоты колебаний находятся из решения однородного дифференциального уравнения 4-го порядка:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2}\left(Y(x)J(x)X_i^{''}\right)T_i + \rho(x)S(x)X_i\ddot{T}_i + c_a X_i\dot{T}_i = 0, \qquad 2)$$

что при постоянных значениях Y, J, ρ и S с разделением переменных сводится к уравнению

$$X_i^{IV} - \lambda_i^4 X_i = 0, \qquad 3)$$

где $\lambda_i^4 = \frac{p_i^2}{a^2}$, p_i – собственная частота на *i*-ой форме колебаний, $a^2 = \frac{YJ}{\rho S}$.

При совпадающих гармониках внешней и возбуждаемых сил, когда частота $\omega^* = \omega_0$ и угол $\alpha = 0$, задача гашения вынужденных колебаний сводится к нахождению амплитуды возбуждаемой силы

$$F_A^* \left[X_i(x_1 - \delta) - X_i(x_1 + \delta) - X_i(x_2 - \delta) + X_i(x_2 + \delta) \right] = X_i(x_b) F_A,$$

откуда

$$F_A^* = k_i F_A, \quad k_i = \frac{X_i(x_b)}{X_i(x_1 - \delta) - X_i(x_1 + \delta) - X_i(x_2 - \delta) + X_i(x_2 + \delta)} \qquad 4)$$

где k_i – коэффициент связи между возбуждаемой и внешней силой для рассматриваемой конструкции на *i*-ой форме колебаний.

С другой стороны, ответное воздействие на внешнюю силу можно представить в виде механического напряжения

$$\sigma_{11} = \frac{M \cdot h}{2J}, \qquad 5)$$

где $M = F_A^* \cdot 2\delta$ – момент пар сил, $\frac{h}{2}$ – расстояние до центра сечения.

Наряду с этим, механическое напряжение, которое создает пьезоактуатор, можно рассчитать по определяющим соотношениям для пьезоэлектриков [24]

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl}\varepsilon_{kl} - e_{nij}E_n, \qquad 6)$$

где C_{ijkl} – тензор упругих констант материала, ε_{kl} – тензор деформаций, e_{nij} – тензор пьезоэлектрических констант, E_n – напряженность электрического поля. Тогда с учетом трансверсальной изотропии, ненулевых констант материала и ненулевой напряженности E_1 из (6) следует

$$\sigma_{11} = C_{1111}\varepsilon_{11} + C_{1122}\varepsilon_{22} + C_{1133}\varepsilon_{33} - e_{111}E_1. \qquad 7)$$

Полагая, что напряжения (5) и (7) примерно равны, следует приближенная оценка для напряженности

$$E_1 \approx \frac{C_{1111}\varepsilon_{11} + C_{1122}\varepsilon_{22} + C_{1133}\varepsilon_{33} - \dfrac{F_A^* \cdot \delta \cdot h}{J}}{e_{111}}, \qquad 8)$$

тогда, выражая напряженность через разность потенциалов

$$\varphi_1 - \varphi_2 = E_1 \cdot L_{piezo},$$

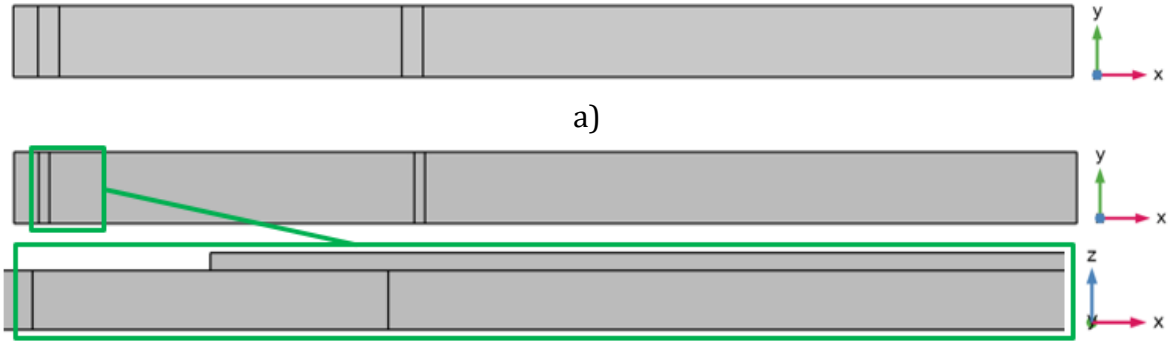
следует

$$U_i = \varphi_2 - \varphi_1 \approx -\frac{C_{1111}\varepsilon_{11} + C_{1122}\varepsilon_{22} + C_{1133}\varepsilon_{33} - \dfrac{k_i F_A \cdot \delta \cdot h}{J}}{e_{111}} \cdot L_{piezo}, \qquad 9)$$

где U_i – электрическое напряжение на *i*-ой форме колебаний, L_{piezo} – длина активной части пьезоактуатора.

Численная модель

В рамках численного моделирования для верификации поставленной математической модели разработана численная модель расчета собственных частот, форм и амплитудно-частотных характеристик колебаний активной части интеллектуальной авиационной конструкции на примере однородного алюминиевого образца. Геометрическая модель без пьезоактуатора представляет собой прямоугольную пластину размерами 300x20x1 мм (рисунок 1а) с нанесенными разделительными линиями на расстоянии ±3 мм от места расположения пьезоактуатора; пьезоактуатор с размерами 103x20x0,3 мм расположен на расстоянии 10 мм от торца образца (рисунок 1б).



а)

б)

Рисунок 1 – Геометрическая модель образца: а) без пьезоактуатора, б) с пьезоактуатором
Figure 1 – Geometric model of the sample: a) without piezoactuator, б) with piezoactuator

В качестве граничных условий на левом торце образца задавалась жесткая заделка, к правому торцу образца прикладывалась сила $F_A = 0{,}1$ Н направленная противоположно оси Z. Для геометрической модели без пьезоактуатора в местах разделительных линий приложены пары сил $F_A^* = k_i F_A$. В модели с пьезоактуатором к торцам пьезоактуатора приложено электрическое напряжение $U^* = \mu_i k_i F_A$.

Для исследования сходимости численной модели проведены расчеты собственных частот в зависимости количества конечных элементов. На рисунке 2 представлен график зависимости значения первой собственной частоты от количества элементов. По результатам расчета установлен размер элемента 0,7 мм, что обеспечивает достаточную точность решения.

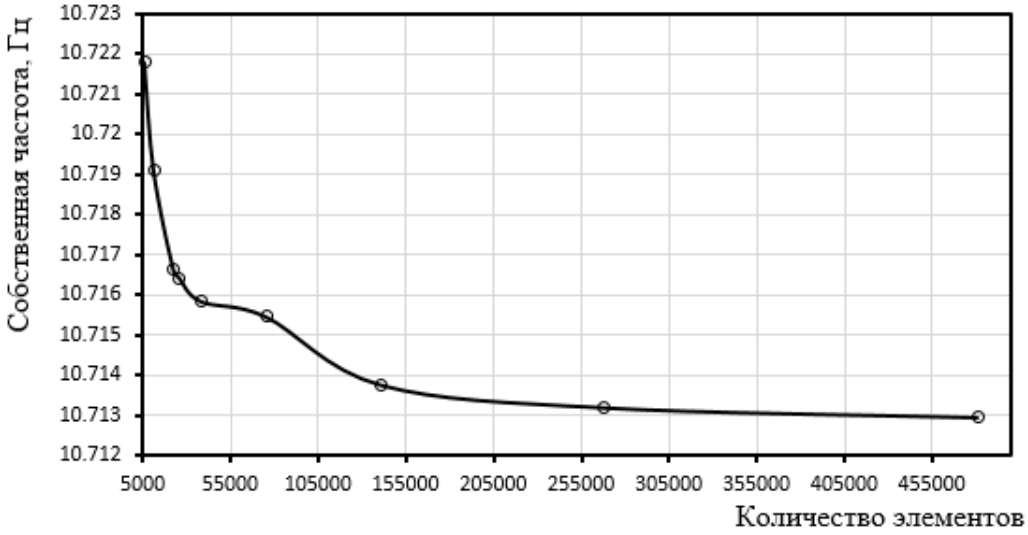


Рисунок 2 – График зависимости значения первой собственной частоты от количества элементов
Figure 2 – Graph of the dependence of the first natural frequency value on the number of elements

Результаты и обсуждение

Для представленной модели без пьезоактуаторов (рисунок 1а) по уравнениям (3) были рассчитаны собственные частоты и формы колебаний конструкции. На полученных формах колебаний по соотношению (4) были рассчитаны коэффициенты связи возбуждаемой силы, представленные в таблице 1. Сравнительный анализ результатов аналитических и численных расчетов показал достаточную точность.

Таблица 1/ Table 1

Коэффициент связи при различных формах колебаний образца без пьезоактуатора
(Coupling coefficient for different vibration modes of a sample without a piezoactuator)

Коэффициент связи k_i	Форма колебаний		
	1	2	3
Аналитический	57,54	–75,80	–9,81
Численный	57,24	–74,15	–9,96
Сравнительное отличие	0,5%	2,2%	1,5%

В соответствии с рассчитанным коэффициентом k_1 была задана пара сил и проведен расчет амплитудно-частотных характеристик в области первой резонансной частоты. Для сравнительного анализа проведен расчет АЧХ без пар сил. По полученным результатам был построен график АЧХ, представленный на рисунке 3.

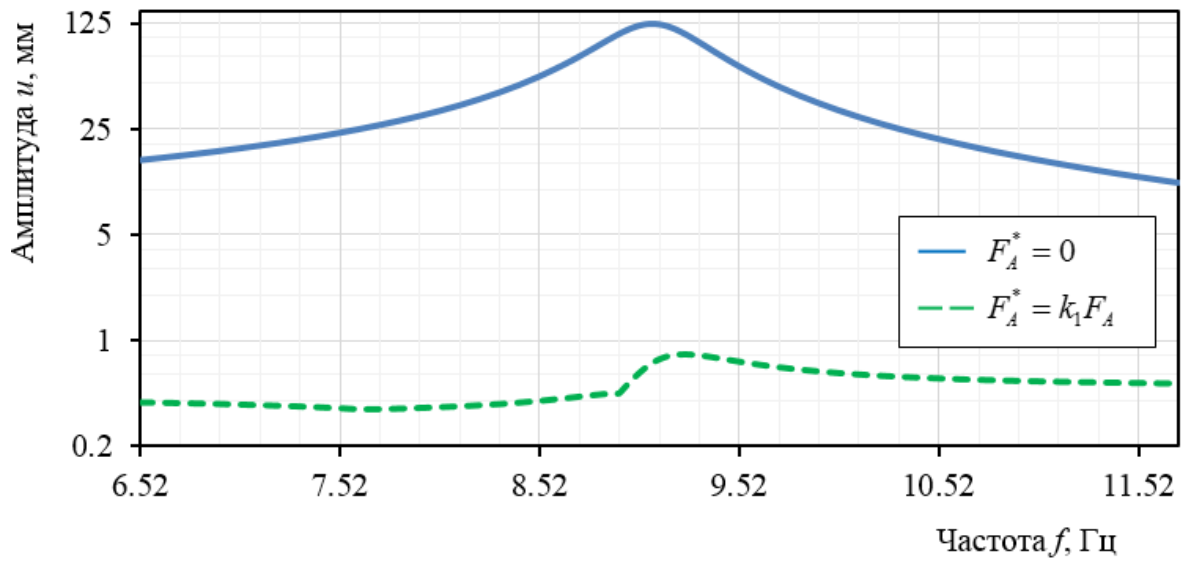


Рисунок 3 – Амплитудно-частотная характеристика образца без пьезоактуатора
Figure 3 – Frequency response of a sample without a piezoactuator

Результаты проведенных численных расчетов АЧХ гармонического анализа на первой резонансной частоте показали, что для образца без пьезоактуатора наблюдается значительное снижение амплитуды колебаний при воздействии пар сил с рассчитанным коэффициентом связи.

По аналогии были рассчитаны коэффициенты связи k_i для образца, оснащенного пьезоактуатором. В аналитической модели при этом использовались осредненные по объему эффективные плотность и упругие

характеристики, постоянные по сечениям. Полученные результаты приведены в таблице 2.

Таблица 2/Table 2

Коэффициент связи при различных формах колебаний образца с пьезоактуатором
(Coupling coefficient for different vibration modes of a sample with a piezoactuator)

Коэффициент связи k_i	Форма колебаний		
	1	2	3
Аналитический	72,82	–76,97	–12,14
Численный	74,92	–80,69	–12,58
Сравнительное отличие	2,8%	4,6%	3,5%

Далее в численной модели образца с пьезоактуатором проводился расчет коэффициента связи μ_i по минимальным значениям амплитуды колебаний образца на резонансных частотах. Полученные значения коэффициентов связи μ_i приведены в таблице 3.

Таблица 3/Table 3

Электрическое напряжение при различных формах колебаний образца с пьезоактуатором
(Voltage for different vibration modes of a sample with a piezoactuator)

Параметр	Форма колебаний		
	1	2	3
Коэффициент связи μ_i, В/Н	–69	–42	–5
Электрическое напряжение U_i, В	517,0	–338,9	–6,3

В соответствии с рассчитанным коэффициентом μ_1 было задано электрическое напряжение на торцах пьезоактуатора и проведен расчет амплитудно-частотных характеристик в области первой резонансной частоты. Для сравнительного анализа проведен расчет АЧХ при электрическом напряжении 0В. По полученным результатам был построен график АЧХ, представленный на рисунке 4.

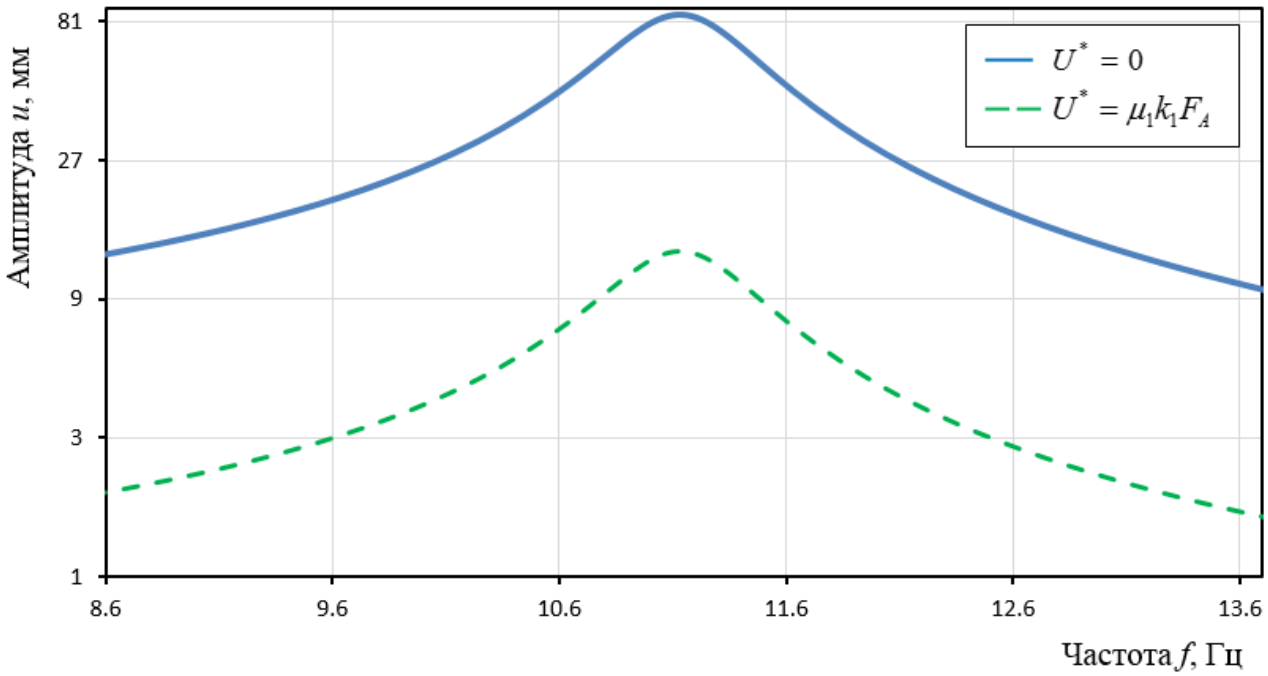
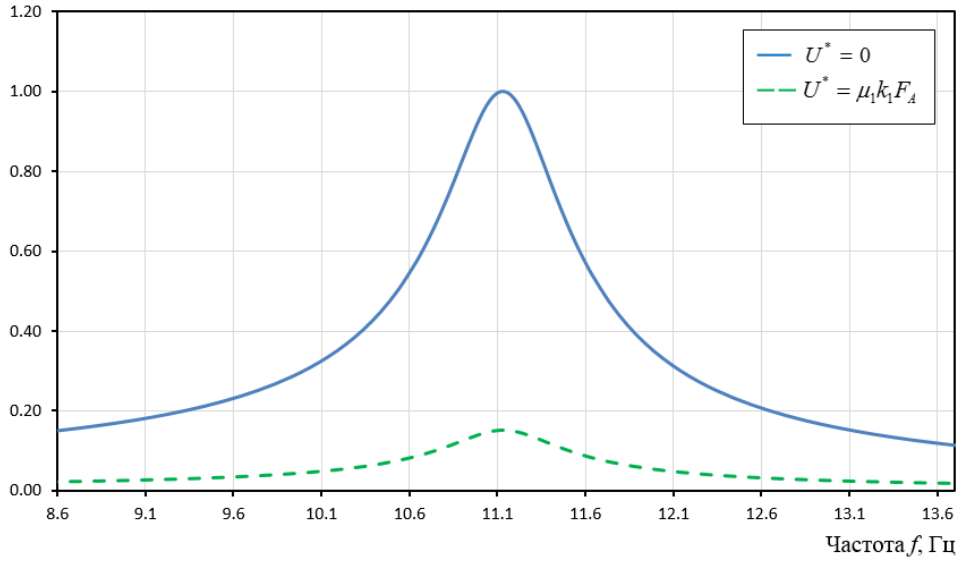


Рисунок 4 – Амплитудно-частотная характеристика для образца с пьезоактуатором
Figure 4 – Frequency response of a sample with a piezoactuator

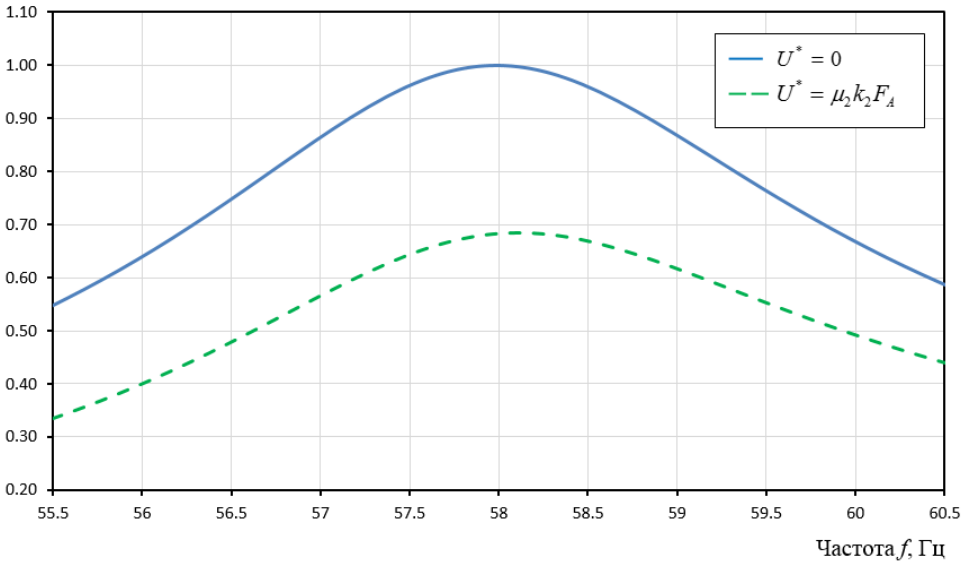
Результаты проведенных численных расчетов АЧХ гармонического анализа на первой резонансной частоте показали, что для образца с пьезоактуатором наблюдается значительное снижение амплитуды колебаний при воздействии электрического напряжения с рассчитанным коэффициентом связи.

Сравнение полученных значений коэффициентов связи k_i и μ_i показало нелинейную зависимость между приложенными парами сил и электрическим напряжением на пьезоактуаторе.

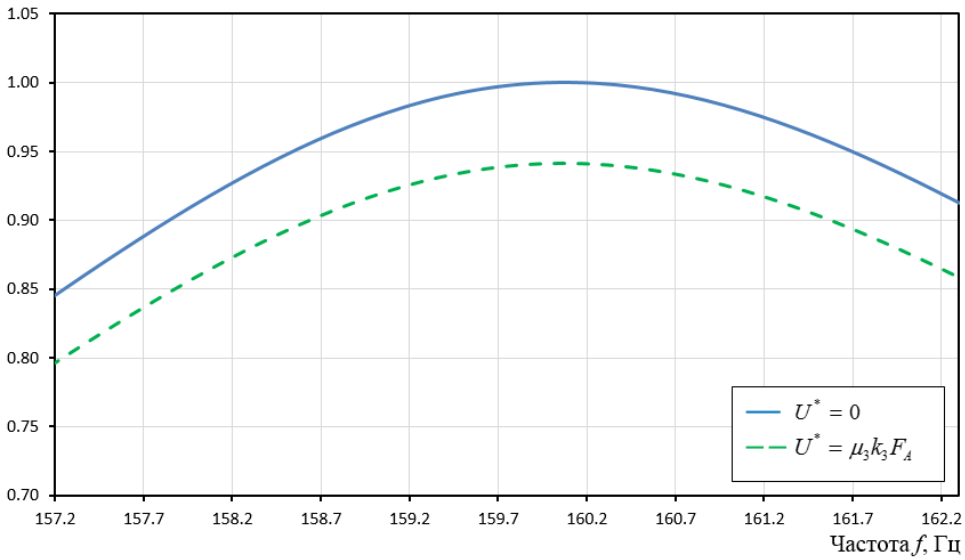
Для проведения сравнительного анализа эффективности снижения амплитуды колебаний на первых трех частотах были построены АЧХ с нормированием относительно амплитуды с электрическим напряжением 0В. Графики АЧХ представлены на рисунке 5.



а



б



в

Рисунок 5 – Нормированная амплитудно-частотная характеристика для образца с пьезоактуатором: а – первая частота, б – вторая частота, в – третья частота

Figure 5 – Normalized frequency response of a sample with a piezoactuator: a – first frequency, b – second frequency, c – third frequency

Анализ пиковых значений приведенных амплитуд колебаний показал, что с увеличением порядкового номера формы колебаний снижается эффективность демпфирования, а именно: на второй форме колебаний амплитуда снижается на 58,2%, на третьей форме колебаний амплитуда дополнительно снижается на 85,4%. Данный эффект может быть связан с тем, что на более сложных формах колебаний реализуется более комплексное деформационное поведение пьезоактуатора.

По результатам проведенных исследований разработан алгоритм численного расчета управляющего сигнала, представленный на рисунке 6.

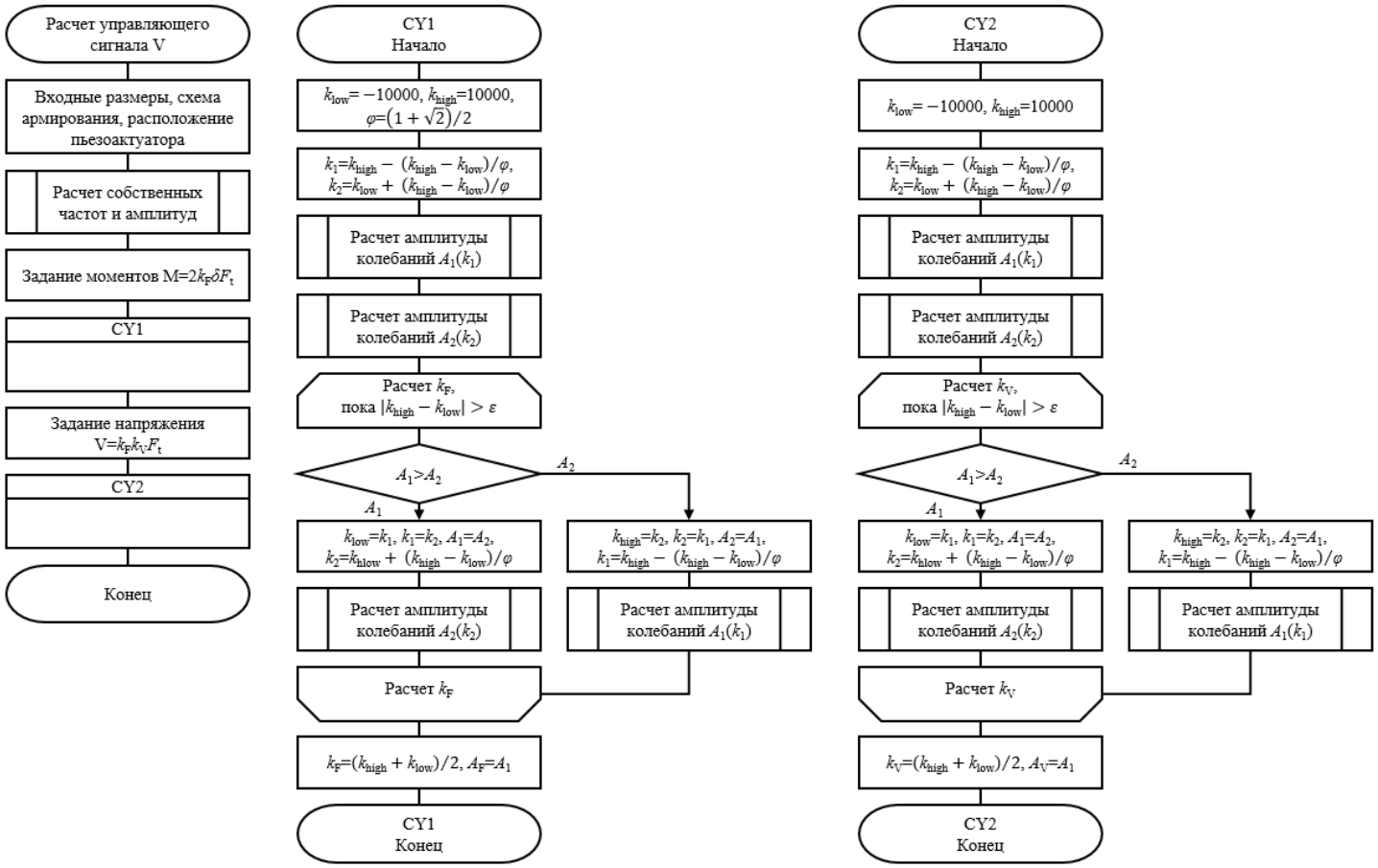


Рисунок 6 – Алгоритм численного расчета управляющего сигнала
Figure 6 – Numerical control signal computation algorithm

Заключение

В результате проведенных исследований разработана математическая модель расчета собственных частот и форм колебаний конструкции с пьезоактуатором и расчета коэффициентов связи между электрическими

напряжениями на пьезоактуаторе и вынуждающей силой, что позволяет эффективно снижать амплитуды колебаний конструкции. Проведена верификация разработанной математической модели на образцах, оснащенных пьезоактуаторами. Относительная погрешность вычисления коэффициентов связи между аналитическим и численным решением не превышает 5%, что указывает на достаточную точность. Выявлена нелинейная зависимость между коэффициентами связи пар сил и электрического напряжения. По результатам численных расчетов амплитудно-частотных характеристик образцов при вычисленных значениях коэффициентов связи достигнуто существенное снижение амплитуды колебаний на первой резонансной частоте. Разработан алгоритм численного расчета управляющего сигнала при различных конструктивных параметрах интеллектуальной конструкции.

Дальнейшие исследования будут направлены на усовершенствование математической модели и алгоритма расчета управляющего сигнала и проведения испытаний активной части в составе интеллектуальной конструкции в заглушенной камере с аэродинамическим потоком.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

Список источников

1. Chong T.P., Joseph P.F., Gruber M. Airfoil self noise reduction by non-flat plate type trailing edge serrations // Applied Acoustics. – 2013. – Vol. 74(4). – P. 607–613.

2. Gruber M. Airfoil noise reduction by edge treatments: Doctoral thesis. – Southampton, 2012.

3. Chong T.P., Joseph P.F. An experimental study of airfoil instability tonal noise with trailing edge serrations // Journal of Sound and Vibration. – 2013. – Vol. 332. – No. 24. – P. 6335–6358.

4. Reduction of wind turbine noise using optimized airfoils and trailing edge serrations / Oerlemans S., Fisher M., Maeder T., Kögler K. // AIAA Journal. – 2009. – Vol. 47. – No. 6. – P. 1470–1481.

5. Кузнецов В.М. Основы теории шума турбулентных струй. – М.: Физматлит, 2008. – 240 с.

6. Instability wave control in turbulent jet by acoustical and plasma actuators / Kopiev V.F., Belyaev I.V., Faranosov G.A., Kopiev V.A., Ostrikov N.N., Zaytsev M.Yu., Akishev Yu.S., Grushin M.E., Trushkin N.I., Bityurin V.A., Klimov A.I., Moralev I.A., Kossyi I.A., Berezhetskaya N.K., Taktakishvili M.I. // Progress in Flight Physics. – 2015. – No. 7. – P. 211–228.

7. Active noise control in jets from conical and contoured supersonic nozzles with plasma actuators / Kim J.-H., Kearney-Fischer M., Samimy M., Gogineni S. // AIAA Paper. – 2009. – № 3187. – P. 1–15.

8. Управление шумом струи с помощью плазменных актуаторов диэлектрического барьерного разряда / В.Ф. Копьев, В.А. Битюрин, И.В. Беляев и др. // Акустический журнал. – 2012. – Т. 58, № 4. – С. 473–481.

9. Instability wave control in turbulent jet by plasma actuators / Kopiev V.F., Akishev Y.S., Belyaev I.V., Berezhetskaya N.K., Bityurin V.A., Faranosov G.A., Grushin M.E., Klimov A.I., Kopiev V.A., Kossyi I.A., Moralev I.A., Ostrikov N.N., Taktakishvili M.I., Trushkin N.I., Zaytsev M.Yu. // Journal of Physics D: Applied Physics. – 2014. – Vol. 47. – P. 1–18.

10. Zoppellari E., Juve D. Reduction of hot supersonic jet noise by water injection // AIAA Paper. – 1998. – Vol. 2204. – P. 35–45.

11. Krothapalli A., Greska B., Arakeri V. High speed jet noise reduction using microjets // AIAA Paper. – 2002. – Vol. 2450. – P. 1–11.

12. Greska B., Krothapalli A. The near-field effects of microjet injection // AIAA Paper. – 2005. – № 3046. – P. 1–17.

13. Jet noise reduction by impinging microjets: an aerodynamic investigation testing microjet parameters / Castelain T., Sunyach M., Juve D., Bera J.-C. // AIAA Paper. – 2007. – № 3419. – P. 1–15.

14. Zaman K.B.M.Q., Podboy G.G. Effect of microjet injection on supersonic jet

noise // AIAA Paper. – 2010. – № 4022. – P. 1–20.

15. Губанов Д.А. Влияние микроструй на структуру и акустическое излучение сверхзвуковой недорасширенной струи: дис. … канд. физ.-мат. наук. – Новосибирск, 2014. – 140 с.

16. Управление шумом обтекания цилиндра с помощью плазменных актуаторов высокочастотного диэлектрического барьерного разряда / В.Ф. Копьев, И.В. Беляев, М.Ю. Зайцев, П.Н. Казанский, В.А. Копьев, И.А. Моралёв // Акустический журнал. – 2015. – Т. 61. – № 2. – С. 196–198.

17. Integrated optimization design of smart morphing wing for accurate shape control / X. Gu, K. Yang, M. Wu, Ya. Zhang, Ji. Zhu, W. Zhang // Chinese Journal of Aeronautics. – 2021. – Vol. 34(1). – P. 135–147.

18. Gomez J.C., Garcia E. Morphing unmanned aerial vehicles // Smart Materials and Structures. – 2011. – Vol. 20(10). – 103001.

19. Sharma K., Srinivas G. Flying smart: Smart materials used in aviation industry // Materials Today: Proceedings. – 2020. – Vol. 27(1). – P. 244–250.

20. Recent developments of polymer-based skins for morphing wing applications / D. Ahmad, M.S. Parancheerivilakkathil, A. Kumar, M. Goswami, R.M. Ajaj, K. Patra, M. Jawaid, K. Volokh, Y. Zweiri // Polymer Testing. – 2024. – Vol. 135. – 108463.

21. Писарев П.В., Баяндин С.Р. Исследование динамического поведения сегмента SMART лопасти беспилотного летательного аппарата с изменяемой геометрией // Научно-технический вестник Поволжья. – 2023. – № 12. – С. 103–106.

22. Шевцов С.Н., Акопьян В.А., Панич А.А., Паринов И.А., Самощенко И.Г. Оптимизация системы пьезоактуаторного гашения вибраций композитной лопасти вертолета // Нано- и микросистемная техника. – 2011. – № 6 (131). – С. 2-9.

References

1. Chong T.P., Joseph P.F., Gruber M. Airfoil self noise reduction by non-flat plate type trailing edge serrations, *Applied Acoustics*, 2013, vol. 74, no. 4, pp. 607–613.

2. Gruber M. Airfoil noise reduction by edge treatments, PhD Thesis, University of Southampton, Southampton, 2012.

3. Chong T.P., Joseph P.F. An experimental study of airfoil instability tonal noise with trailing edge serrations, *Journal of Sound and Vibration*, 2013, vol. 332, no. 24, pp. 6335–6358.

4. Oerlemans S., Fisher M., Maeder T., Kögler K. Reduction of wind turbine noise using optimized airfoils and trailing edge serrations, *AIAA Journal*, 2009, vol. 47, no. 6, pp. 1470–1481.

5. Kuznetsov V.M. *Osnovy teorii shuma turbulentnykh strui* (Fundamentals of the Theory of Turbulent Jet Noise), Moscow, Fizmatlit, 2008, 240 p.

6. Kopiev V.F., Belyaev I.V., Faranosov G.A., Kopiev V.A., Ostrikov N.N., Zaytsev M.Yu., Akishev Yu.S., Grushin M.E., Trushkin N.I., Bityurin V.A., Klimov A.I., Moralev I.A., Kossyi I.A., Berezhetskaya N.K., Taktakishvili M.I. Instability wave control in turbulent jet by acoustical and plasma actuators, *Progress in Flight Physics*, 2015, no. 7, pp. 211–228.

7. Kim J.-H., Kearney-Fischer M., Samimy M., Gogineni S. Active noise control in jets from conical and contoured supersonic nozzles with plasma actuators, AIAA Paper 2009-3187, 2009, pp. 1–15.

8. Kopiev V.F., Bityurin V.A., Belyaev I.V., Godin S.M., Zaytsev M.Yu., Klimov A.I., Kopiev V.A., Moralev I.A., Ostrikov N.N. *Akusticheskii Zhurnal*, 2012, vol. 58, no. 4, pp. 473–481.

9. Kopiev V.F., Akishev Yu.S., Belyaev I.V., Berezhetskaya N.K., Bityurin V.A., Faranosov G.A., Grushin M.E., Klimov A.I., Kopiev V.A., Kossyi I.A., Moralev I.A., Ostrikov N.N., Taktakishvili M.I., Trushkin N.I., Zaytsev M.Yu. Instability wave control in turbulent jet by plasma actuators, *Journal of Physics D: Applied Physics*, 2014, vol. 47, pp. 1–18.

10. Zoppellari E., Juve D. Reduction of hot supersonic jet noise by water injection, AIAA Paper 98-2204, 1998, pp. 35–45.

11. Krothapalli A., Greska B., Arakeri V. High speed jet noise reduction using microjets, AIAA Paper 2002-2450, 2002, pp. 1–11.

12. Greska B., Krothapalli A. The near-field effects of microjet injection, AIAA Paper 2005-3046, 2005, pp. 1–17.

13. Castelain T., Sunyach M., Juve D., Bera J.-C. Jet noise reduction by impinging microjets: an aerodynamic investigation testing microjet parameters, AIAA Paper 2007-3419, 2007, pp. 1–15.

14. Zaman K.B.M.Q., Podboy G.G. Effect of microjet injection on supersonic jet noise, AIAA Paper 2010-4022, 2010, pp. 1–20.

15. Gubanov D.A. *Vliyanie mikrostrui na strukturu i akusticheskoe izluchenie sverkhzvukovoi nedorasshirennoi strui* (Influence of Microjets on the Structure and Acoustic Radiation of an Underexpanded Supersonic Jet), Candidate's thesis, Novosibirsk, 2014, 140 p.

16. Kopiev V.F., Belyaev I.V., Zaytsev M.Yu., Kazansky P.N., Kopiev V.A., Moralev I.A. *Akusticheskii Zhurnal*, 2015, vol. 61, no. 2, pp. 196–198.

17. Gu X., Yang K., Wu M., Zhang Y., Zhu J., Zhang W. Integrated optimization design of smart morphing wing for accurate shape control, *Chinese Journal of Aeronautics*, 2021, vol. 34, no. 1, pp. 135–147.

18. Gomez J.C., Garcia E. Morphing unmanned aerial vehicles, *Smart Materials and Structures*, 2011, vol. 20, no. 10, 103001.

19. Sharma K., Srinivas G. Flying smart: Smart materials used in aviation industry, *Materials Today: Proceedings*, 2020, vol. 27, no. 1, pp. 244–250.

20. Ahmad D., Parancheerivilakkathil M.S., Kumar A., Goswami M., Ajaj R.M., Patra K., Jawaid M., Volokh K., Zweiri Y. Recent developments of polymer-based skins for morphing wing applications, *Polymer Testing*, 2024, vol. 135, 108463.

21. Pisarev P.V., Bayandin S.R. *Nauchno-tekhnicheskii Vestnik Povolzh'ya*, 2023, no. 12, pp. 103–106.

22. Shevtsov S.N., Akopyan V.A., Panich A.A., Parinov I.A., Samoshchenko I.G. *Nano- i Mikrosistemnaya Tekhnika*, 2011, no. 6 (131), pp. 2–9.

Информация об авторах

Галина Ивановна Шайдурова, доктор технических наук, профессор кафедры «Механика композиционных материалов и конструкций», Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования

«Пермский национальный исследовательский политехнический университет» Пермь, Россия; e-mail: sgi615@iskra.perm.ru

Павел Викторович Писарев, кандидат технических наук, доцент кафедры «Механика композиционных материалов и конструкций», Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, Россия; e-mail: pisarev85@live.ru

Станислав Равилевич Баяндин, младший научный сотрудник НИЛ ПАКМ кафедры «Механика композиционных материалов и конструкций», Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», г. Пермь, Россия; e-mail: srbajandin@pstu.ru

Information about the authors

Galina I. Shaidurova, Ph.D. of Engineering Science, Professor of the Department of «Mechanics of Composite Materials and Structures», Federal Autonomous Educational Institution of Higher Education "Perm National Research Polytechnic University", Perm, Russia; e-mail: sgi615@iskra.perm.ru

Pavel V. Pisarev, Cand. Sci. (Engineering), Associate professor of the Department of «Mechanics of Composite Materials and Structures», Federal Autonomous Educational Institution of Higher Education "Perm National Research Polytechnic University", Perm, Russia; e-mail: pisarev85@live.ru

Stanislav R. Bayandin, junior researcher of Research Laboratory SRCM of the Department of «Mechanics of Composite Materials and Structures», Federal Autonomous Educational Institution of Higher Education "Perm National Research Polytechnic University", Perm, Russia; e-mail: srbajandin@pstu.ru

Получено 05 июня 2026 ● Принято к публикации 11 августа 2026 ● Опубликовано 28 октября 2026
Received 05 June 2026 ● Accepted 11 August 2026 ● Published 28 October 2026