

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
ПИИИ (Russia) = 3.939
ESJI (KZ) = 8.771
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

SOI: [1.1/TAS](#) DOI: [10.15863/TAS](#)

International Scientific Journal Theoretical & Applied Science

p-ISSN: 2308-4944 (print) e-ISSN: 2409-0085 (online)

Year: 2022 Issue: 09 Volume: 113

Published: 27.09.2022 <http://T-Science.org>

Issue

Article



Ismoil Ibrohimovich Safarov

Tashkent Institute of Chemical Technology
Doctor of Physical and Mathematical Sciences,
Professor to department of Advanced
Mathematics, Uzbekistan,
safarov54@mail.ru

Mukhsin Khudayberdiyevich Teshaev

Bukhara branch of the Institute of Mathematics. V.I.Romanovsky
Doctor of Physical and Mathematical
Sciences, Bukhara

Sherzodjon Zokir oglu Ablokulov

Tashkent Institute of Chemical Technology
Doctoral student
Tashkent, Republic of Uzbekistan
ablokulov93@mail.ru

Jasur Shoqulovich Namozov

Tashkent Institute of Chemical Technology
Doctoral student
Tashkent, Republic of Uzbekistan.

OSCILLATIONS OF A VISCOELASTIC MECHANICAL SYSTEM WITH DAMPER

Abstract: The problem of dynamic damping of vibrations of a mechanical system, which has a finite number of degrees of freedom, is considered. The aim of the study is to develop methods and algorithms for solving problems of studying dynamic processes in mechanical systems with a finite number and a countable set of degrees of freedom under the influence of vibrational and non-stationary influences, as well as obtaining and analyzing numerical results. To solve the problem, methods for solving problems of equations of mathematical physics, methods of mechanics of a deformable body were used. A mathematical statement, solution methods and algorithms have been developed for studying the problems of the dynamics of dissipative-homogeneous or inhomogeneous mechanical systems consisting of rigid bodies with a finite number of degrees of freedom.

Key words: CEA unit, dynamics, load, spring, dynamic processes, solids, attenuation.

Language: Russian

Citation: Safarov, I. I., Teshaev, M. Kh., Ablokulov, Sh. Z., & Namozov, J. Sh. (2022). Oscillations of a viscoelastic mechanical system with damper. *ISJ Theoretical & Applied Science*, 09 (113), 132-136.

Soi: <http://s-o-i.org/1.1/TAS-09-113-25> **Doi:**  <https://dx.doi.org/10.15863/TAS.2022.09.113.25>

Scopus ASCC: 2200.

КОЛЕБАНИЯ ВЯЗКОУПРУГОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С ГАСИТЕЛЕМ

Аннотация: Рассматривается задача динамического гашения колебаний механической системы, имеющее конечное число степеней свободы. Целью исследования является разработка методов и алгоритмов решения задач исследования динамических процессов в механические системы с конечным

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 1.582	РИИЦ (Russia) = 3.939	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 8.771	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 7.184	OAJI (USA) = 0.350

числом и счётным множеством степеней свободы при воздействии вибрационных и нестационарных воздействий, также получение и анализ численных результатов. Для решения задачи использованы методы решения задач уравнений математической физики, методы механики деформируемого тела. Разработана математическая постановка, методики решения и алгоритмы для исследования задач динамики диссипативно-однородных или неоднородных механических систем, состоящих из твёрдых тел с конечным числом степеней свободы.

Ключевые слова: блок РЭА, динамика, нагрузка, пружинка, динамических процессов, твёрдых тел, затухания.

Введение

Рост производительности и эффективности машин, увеличение скоростей движения рабочих органов, снижение материалоемкости, повышение нагрузки вследствие вибраций и ударов, необходимость обеспечения надежной работы оборудования и безопасных условий труда – факторы, определяющие внимание к задачам виброзащиты [1,2]. Это составляет достаточно развитое и актуальное направление современной динамики машин.

Современные машины оснащаются сложными системами автоматического управления, что позволяет в контроле за динамическим состоянием технических объектов использовать внешние источники энергии, а интересующие задачи обеспечения необходимого уровня вибрационных движений рассматривать как задачи обеспечения технологического качества.

Современная динамика машин представляет собой междисциплинарное научно-техническое пространство, в котором пересекаются задачи теории колебаний теоретической и прикладной механики, теории механизмов и машин, машиноведения, мехатроники, робототехники, вибродиагностики и вибрационной механики [3,4]. Отраслевая окраска привносит существенные элементы специфики, требующие, зачастую, особых подходов, основанных на учете нелинейных эффектов, особенностей взаимодействия рабочих органов с внешней средой и различий в системах внешних воздействий и возмущений. Известные системы нормативных документов (ГОСТы, международные стандарты, руководящие технические материалы и рекомендации, отраслевые методические разработки) закрепляют наработанный в области теории и практики опыт и позволяют во многих случаях использовать, искать и находить рациональные решения [5].

Амортизаторы предназначены для снижения амплитуды вибраций не только на резонансных

частотах, но и во всем требуемом диапазоне частот, что влечет за собой усложнение конструкций за счет введения дополнительных средств измерения вибраций. Снижение уровней вибраций радиоэлектронных аппаратов (РЭА) является актуальной задачей в авиастроительной промышленности. Для расчета механических процессов, происходящих в радиоэлектронных конструкциях, они представляются в виде некоторой модели [6]. При разработке расчетной модели нужно, по возможности, стремиться к тому, чтобы не вносить никаких принципиальных упрощений в рассматриваемые физические явления с тем, чтобы избежать неконтролируемых погрешностей. Вибрационные нагрузки, испытываемые приборами и аппаратами, вызывают механические напряжения в их элементах.

Для защиты оборудования от динамических воздействий широко применяются различные гасители и демпфирующие элементы [7,8]. По характеру приложения внешних нагрузок виброизоляция РЭА условно разделяются на активную и пассивную [9,10]. Если объект сам является источником колебаний, тогда необходимо изолировать от опорного основания [11,12].

Радиоэлектронная аппаратура часто моделируется в виде монолитного блока. К ним относятся блоки, в которых промежутки между радиодеталями заполнены компаундом, пенопластом, резиной и т.п. В таких блоках нет пустот в модель – сетка для них трехмерна. Предложен алгоритм определения резонансной частоты и амплитуды перемещений, рассматриваемой механической системы. Применение предложенной математической модели позволяет снизить суммарные импульсные нагрузки РЭА до 25%.

2. Методы

Рассмотрим случай, когда к середине балки прикреплен один гаситель [3].

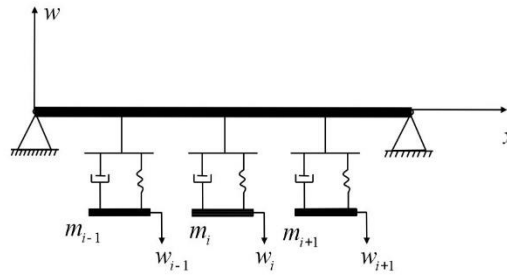


Рис. 1. Система балка-демпферы

Согласно линейной теории наследственности при одномерном деформировании тел, соотношения между напряжениями и деформациями выражаются следующими уравнениями:

$$\sigma(t) = E \begin{bmatrix} t \\ \varepsilon(t) - \int_0^t R(t-s)\varepsilon(s)ds \\ 0 \end{bmatrix}; \quad (1)$$

$$\varepsilon(t) = E^{-1} \begin{bmatrix} t \\ \sigma(t) + \int_0^t K(t-s)\sigma(s)ds \\ 0 \end{bmatrix}; \quad (2)$$

где $K(t-s)$ - ядро ползучести материала, $\varepsilon(t)$ - линейная деформация, $\sigma(t)$ - напряжение, E - мгновенный модуль упругости, t - время, отсчитываемое от начала нагруженные, S - параметр интегрирования, $R(t-s)$ - ядро релаксации. Зависимость ядер $K(t-s)$ и $R(t-s)$ от разности соответствует тому, что "память" материала о силовом воздействии, произведенном в момент s , определяется истекшим промежутком времени $t-s$. В частности, это означает, что если силовое воздействие на упруго-вязкое тело будет циклическим, то и деформация тела будет также циклической с некоторым сдвигом по фазе [4]. При изгибных колебаниях пластинок эта закономерность будет описываться более сложными функциями памяти, чем при статическом деформировании, так как рассеяния энергии в материале тесно связаны с накоплениями микрповреждений в процессе циклического деформирования материала, вообще говоря, по всем трем направлениям пластинки. В качестве примера рассмотрим балку с тремя присоединенными демпферами. Пусть $n=3$ (третья мода колебаний). Запишем уравнения выше приведенного уравнения в операторной форме, аналогичной закону Гука

$$\sigma(t) = \tilde{E}\varepsilon(t); \quad \varepsilon(t) = \tilde{E}^{-1}\sigma(t)$$

и применим их для исследования изгибных колебаний тонких пластинок в рамках линейной теории Кирхгофа-Лява, считая при этом коэффициент Пуассона постоянным $\nu = const$, здесь и везде в дальнейшем будем применять

линейно-временные операторы над функциями в записи

$$\left. \begin{aligned} \tilde{E}f(x, y, z) &\equiv E \left[f(x, y, z) - \int_0^t R(t-s)f(x, y, z, s)ds \right], \\ \tilde{E}^{-1}f(x, y, z, t) &\equiv E^{-1} \left[f(x, y, z, t) + \int_0^t K(t-s)f(x, y, z, s)ds \right] \\ \tilde{f}(x, y, z, t) &\equiv f(x, y, z, t) \pm \int_0^t \frac{K(t-s)}{R(t-s)} f(x, y, z, s)ds \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

При изгибных колебаниях пластинок в рамках линейной теории упругости и наследственности, соотношения между компонентами деформации $\varepsilon_{ij}, \gamma_{ij}$, прогибом $w(x, y, t)$ срединной поверхности пластинки и компонентами напряжений σ_{ij}, τ_{ij} , на основании обобщенного закона Гука и формул (4), запишутся в виде

$$\left. \begin{aligned} \tilde{\varepsilon}_x(x, y, z, t) &= -E^{-1}z \left[\frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial x^2} + \int_0^t K(t-s) \frac{\partial^2 w(x, y, s)}{\partial x^2} ds \right] \\ \tilde{\varepsilon}_y(x, y, z, t) &= -E^{-1}z \left[\frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial y^2} + \int_0^t K(t-s) \frac{\partial^2 w(x, y, s)}{\partial y^2} ds \right] \\ \tilde{\gamma}_{xy}(x, y, z, t) &= -E2z \left[\frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial x \partial y} + \int_0^t K(t-s) \frac{\partial^2 w(x, y, s)}{\partial x \partial y} ds \right] \\ \tilde{\sigma}_z(x, y, z, t) &= -\tilde{E} \left[\frac{h^3 - 3h^2z + 4z^3}{24(1-\nu^2)} \nabla^2 \nabla^2 w(x, y, t) \right], \\ \tilde{\sigma}_{xz}(x, y, z, t) &= -\tilde{E} \left[\frac{h^2 - 4z^2}{8(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial^3 w(x, y, t)}{\partial y^3} + \frac{\partial^3 w(x, y, s)}{\partial x \partial y} \right) \right], \\ \tilde{\tau}_{yz}(x, y, z, t) &= -\tilde{E} \left[\frac{h^2 - 4z^2}{8(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial^3 w(x, y, t)}{\partial y^3} + \frac{\partial^3 w(x, y, s)}{\partial y \partial x} \right) \right]; \\ \tilde{\sigma}_x(x, y, z, t) &= -\tilde{E}^{-1} \frac{z}{1-\nu^2} \left[\frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w(x, y, s)}{\partial y^2} \right] \\ \tilde{\sigma}_y(x, y, z, t) &= -\tilde{E}^{-1} \frac{z}{1-\nu^2} \left[\frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w(x, y, s)}{\partial x^2} \right] \\ \tilde{\tau}_{xy}(x, y, z, t) &= -\tilde{E} \frac{z}{1-\nu} \frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial x \partial y}; \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
РИИЦ (Russia) = 3.939
ESJI (KZ) = 8.771
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

Пусть $a_1 = \frac{l}{6}$, $a_2 = \frac{3l}{2}$, $a_3 = \frac{5l}{6}$,
 $u_{01} = -u_{02} = u_{03} = 0.0018$, $v_0 = -1$, $\mu = 0.01$, $\delta_1 = 1$,
 $\omega = 9\pi^2$, $q_{01} = -q_{02} = q_{03} = 2$, $f = 1$. Корни
характеристического уравнения записываются в
виде $\lambda_{1,2} = -44.3695 \pm 99.213i$
 $\lambda_{3,4} = -44.3669 \pm 99.207i$,
функция $B(\tau_1, \tau_2)$, которая характеризует прогиб
балки, равна

$$B(\tau_1) = -0.0056e^{-44.3669\tau_1} \cos(99.207\tau_1) - \\ -0.0056e^{-44.3695\tau_1} \cos(99.213\tau_1) - \\ -0.0001e^{-44.3669\tau_1} \sin(99.207\tau_1) - \\ -0.0001e^{-44.3695\tau_1} \sin(99.213\tau_1).$$

3. Результаты и анализ

Рассмотрим случай, когда к середине балки
прикреплен один гаситель [3]. При наличии трех
гасителей колебания балки затухают быстрее.

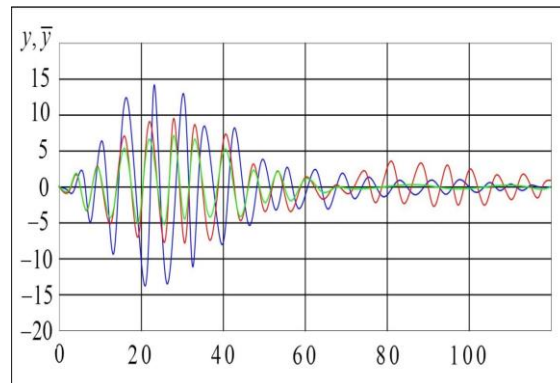


Рис. 2. Графики переходных процессов относительных колебаний масс защищаемого объекта (кривая 1) и гасителя (кривая 2) в системе с ДГК

На рис. 2 приведено изменение перемещений
гасителя относительных колебаний масс
защищаемого объекта (кривая 1) и гасителя
(кривая 2) в системе с ДГК ($A=0.07$). Видно, что с
увеличениями вязкости деформируемого без
массового элемента перемещения гасителя в
зависимости от времени снижаются
экспоненциальном законом.

Пусть $u_0 = -0.0036$, $w_0 = -1$, $\mu = 0.01$, $\delta_1 = 1$,
 $\omega = 9\pi^2$, $q_0 = -2$, $f = 1$. Корни
характеристического уравнения в данном случае
записываются в виде

$$\lambda_{1,2} = -44.371 \pm 44.371i$$

$$\lambda_{3,4} = -44.365 \pm 44.365i$$

функция $B(\tau_1, \tau_2)$ равна

$$B(\tau_1) = -0.0056e^{-44.365\tau_1} \cos(44.365\tau_1) - \\ -0.0056e^{-44.371\tau_1} \cos(44.371\tau_1) - \\ -0.002e^{-44.365\tau_1} \sin(44.365\tau_1) - \\ -0.002e^{-44.371\tau_1} \sin(44.371\tau_1).$$

Далее требуется определить значение шага
по времени из условия устойчивости численного
решения и значения коэффициентов, входящих в
конечно – элементную схему. Видно, что в
течение времени максимальное значение
перемещений снижаются.

Заключение

Таким образом, разработана методика
решения и алгоритм для определения
резонансного состояния блока РЭА от
вибрационных нагрузок, сделанный анализ
амплитудной – частотной характеристики показал
удовлетворительную сходимость расчета по
методу конечных разностей. Учёт вязкости
материала блока (пластины) амортизатора
снижает амплитуды перемещений с 15% до 20%.
Также установлено, что наличие резиновых
амортизаторов снижает амплитуды колебаний
аппаратуры до 30%.

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
PIHII (Russia) = 3.939
ESJI (KZ) = 8.771
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

References:

1. Borisov, V.F., & Lavrenov, O.P. (1996). *Konstruirovaniye radioelektronnix sredstv.* (p.380). Moscow: Izd-vo MAI.
2. Bilibin, K. I., et al. (2002). *Konstruktorskoye proektirovaniye elektronnoy apparaturi: Uchebnik dlya vuzov.* Pod obsh. red. V.A. Shaxnova. (p.528). Moscow: Izd-vo MGTU im. N. E. Baumana.
3. Il'inskiy, V.S. (1982). *Zashita REA i prezionnogo oborudovaniya ot dinamicheskix vozdeystviy.* (p.296). Moscow: Radio i svyaz'.
4. Kopilov, I.A., Taliskiy, Ye.N., & Shumarin, S.V. (2005). *Svidetel'stvo ob ofisial'noy registrasii programmi dlya EVM № 2005611814 «Programmiy kompleks proektirovaniya vibroustoychivix elektronnix moduley».*
5. Klaf, R., & Penzien, D.J. (1979). *Dinamika sooruzheniy.* (p.320). Moscow: Stroyizdat.
6. Xarris, S.M., & Krid, Ch.I. (1980). *Spravochnik po udarnim nagruzkam.* (p.360). L.: Sudostroenie.
7. Safarov, I.I., Akhmedov, M. Sh., & Boltaev, Z.I. (2014). Waveguide Propagation in Extended Plates of Variable Thickness. *Open Access Library Journal*, Vol.1, pp.2-9.
8. Safarov, I.I., Boltaev, Z.I., & Axmedov, M.Sh. (2015). Setting the Linear Oscillations of Structural Heterogeneity Viscoelastic Lamellar Systems with Point Relations. *Applied Mathematics*, Vol.6, pp. 228-234.
9. Safarov, I.I., Teshaev, M.Kh., & Madjidov, M. (2014). *Dempfirovaniye kolebaniy mexanicheskix sistem.* (p.97). LAP LAMBERT Akademik Publishing.
10. Rossikhin, Yu. A., Shitikova, M. V., & Shcheglova, T. (2010). Forced vibrations of a nonlinear oscillator with weak fractional damping. *Journal of Mechanics of Materials and Structures*, Vol. 4, Issue 9, pp. 1619-1636 DOI: 10.2140/jomms.2009.4.1619.
11. Rossikhin, Yu. A. , Shitikova, M. V., & Trung, P. T. (2016). Application of the fractional derivative Kelvin-Voigt model for the analysis of impact response of a Kirchhoff-Love plate. *WSEAS Transactions on Mathematics - 2016*, Vol. 15, pp. 498-501.
12. Safarov, I.I., Teshaev, M. Kh., Nuriddinov, B.Z., Ablokulov, Sh. Z., & Ruzimov, A. (2021). On Indirect Excitation of Lateral Vibrations of the Table of the Electrodynamical Stand Suspended on Viscoelastic Shock Absorbers. *Journal of Physics: Conference Series*, Volume 1921, First International Conference on Advances in Smart Sensor, Signal Processing and Communication Technology (ICASSCT 2021), 19-20, March 2021, Goa, India, pp. 105-116.