ГАРМОНИК ҚЎЗҒАТУВЧИ КУЧ ТАЪСИРИДА БИР МАССАЛИ СИСТЕМАНИНГ ЧИЗИҚСИЗ ВИБРАЦИЯСИ(ТИТРАШИ)НИ СОНЛИ МОДЕЛЛАШТИРИШ

М.Юсупов[1], Б.А.Ахмедов[2], О.В.Карпова[3]

[1,2]Тошкент вилояти Чирчиқ давлат педагогика институти,
[3]Тошкент шаҳридаги Турин политехника университети
Email: [2]axmedov@cspi.uz, [3]o.karpova@polito.uz

Аннотатция - Қўғалмас асосли қовушқоқ пружина билан боғланган бир массали системани вибрация кучи таъсиридаги чизиқсиз тебраниши масаласи қаралган. Пружина материалининг қовушқоқлик хусусиятини ҳисобга олишда Больцман-Вольтерра назариясидан фойдаланилган. Қарараётган масаланинг математик модели чизиқсиз интегродифференциал тенглама орқали ифодаланган ва уни квадратура формуласига асосланган ечиш усули яратилган. Бу усулга дастурий таъминот яратилиб, натижалар график кўринишда олинган. Чизиқсизлик ва пружинанинг қовушқоқлик хусусиятларини масса тебраниш амплитудаси ва фазасига таъсири ўрганилган.

Калит сўзлар - Интеграл-дифференциал тенглама, частота, амплитуда, эластиклик, кучланиш, деформация, инерция, интеграл оператор.

NUMERICAL SIMULATION OF NONLINEAR VIBRATIONS OF DISCRETE MASS WITH HARMONIC FORCE PERTURBATION

M.Yusupov[1], B.A.Akhmedov[2], O.V.Karpova[3]

[1,2]Chirchik State Pedagogical Institute of Tashkent region,
[3]Turin Polytechnics University in Tashkent
Email: [2]axmedov@cspi.uz, [3]o.karpova@polito.uz

Abstract - The problem of vibration of a single-mass system under the force excitation of vibration associated with a fixed base by a weightless nonlinear viscoelastic spring is considered. To take into account the rheological properties of the spring material, the Boltzmann-Volterra principle was used. Mathematical models of the problem under consideration are obtained, which are described by integro-differential equations. A solution method based on the use of quadrature formulas has been developed and a computer program has been compiled on its basis, the results obtained are presented in the form of graphs. The influence of nonlinear and rheological properties of a spring on the amplitude and phase of mass oscillations has been investigated.

Key words - relaxation kernel, integro-differential equation, frequency, amplitude, elasticity, viscoelasticity, stress, deformation, inertia, integral operator

Acta of Turin Polytechnic University in Tashkent, 2020, 10, 71-75
Published Online December 2020 in Acta TTPU (http://www.acta.polito.uz/)

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ ВИБРАЦИЙ ДИСКРЕТНОЙ МАССЫ ПРИ ГАРМОНИЧЕСКОМ СИЛОВОМ ВОЗМУЩЕНИИ

М.Юсупов[1], Б.А.Ахмедов[2], О.В.Карпова[3]
[1,2]Чирчикский государственный педагогический институт Ташкентской области
[3]Туринский политехнический университет в г. Ташкенте
[2]Email: axmedov@cspi.uz
[3]Email: o.karpova@polito.uz

Аннотация—Рассмотрена задача колебания одномассовой системы при силовом возбуждении вибрации, связанной с неподвижным основанием невесомой нелинейной вязкоупругой пружиной. Для учёта реологических свойств материала пружины использован принцип Больцмана-Вольтерра. Получены математические модели рассматриваемой задачи, которые описываются интегро-дифференциальным уравнением. Разработан метод решения, основанный на использовании квадратурных формул и на его основе составлена компьютерная программа, полученные результаты представлены в виде графиков. Исследовано влияние нелинейных и реологических свойств пружины на амплитуду и фазу колебаний массы.

Ключевые слова— ядро релаксации, интегро-дифференциальное уравнение, частота, амплитуда, упругость, вязкоупругость, напряжение, деформация, инерция, интегральный оператор.

I Введение

Вибрирующие машины, сооружения или их составные части являются колебательными системами. Одним из важнейших признаков колебательной системы является число степеней свободы, т.е. количество независимых числовых параметров, однозначно определяющих положение всех точек системы в пространстве в любой фиксированный момент времени t.

Для решения задач виброзащиты при проектировании и эксплуатации машин, оборудования и сооружений следует иметь зависимости параметров вибрации их конструкций, возбуждаемой детерминированными и случайными динамическими воздействиями. При этом расчетная модель конструкций может быть принята дискретной или распределенной (континуальной), линейной или нелинейной.

Дискретная модель характеризуется тем, что все массы конструкции заменяются несколькими сосредоточенными массами, распределенные и диссипативные свойства конструкции также заменяются сосредоточенными элементами жесткости и неупругих сопротивлений. Динамика дискретных моделей описывается обыкновенными дифференциальными уравнениями [1, 2, 3].

Производственная деятельность в большинстве отраслей промышленного производства обеспечивается работой различного рода технологических машин и транспортных средств. Эксплуатация машин, оборудования, механизмов, аппаратуры и приборов в условиях необходимости обеспечения высокой производительности часто сопровождается значительными динамическими нагрузками, вибрационными процессами и проявлениями ударных взаимодействий элементов машин. Обеспечение надежности и безопасности эксплуатации машин, серьёзное внимание к вопросам соблюдения определенных ограничений на параметры динамических состояний технических объектов, разработка способов и средств оценки контроля и управления процессами динамических взаимодействий требуется на всех стадиях их жизненного цикла [4].

Многие задачи статики и динамики механических систем допускают относительно простые решения, основанные на линейных дифференциальных уравнениях. Однако в ряде случаев необходим учет дополнительных влияний, вынуждающих отказаться от линейной постановки задачи и заставляющих исследовать так называемые нелинейные системы. Эта проблема имеет большое практическое значение во многих областях техники [5].

II Постановка задачи

Рассмотрим колебательную систему с одной степенью свободы в виде массы m, связанной с неподвижным основанием невесомой нелинейной вязкоупругой пружиной с коэффициентом жесткости (рис. 1).

На массу m действует сила инерции неуравновешенной массы m

$$F(t) = me\theta 2\cos\theta t,$$

где m- масса ротора машины, кг; e-удельный дисбаланс ротора, численно равный расстоянию центра масс ротора от оси его вращения, м; θ- угловая скорость вращения ротора, рад/с.

На массу m при ее смещении из положения равновесия на величину $Z(t)$ действуют следующие силы:

$m\ddot{Z}$- сила инерции массы m;

$CR^*[Z(t)+\gamma Z^3(t)]$- сила вязкоупругого сопротивления;

$C[Z(t)+\gamma Z^3(t)]$- сила упругого сопротивления,

где γ-коэффициент нелинейности; R^*-интегральный оператор с ядром релаксации $R(t)$ [6]:

$$R^* f(t) = \int_0^t R(t-\tau) f(\tau) d\tau.$$

Из равновесия системы с учетом принципа Даламбера получим нелинейное интегро-дифференциальное уравнение, описывающее колебания массы:

$$m\ddot{Z}(t) + (1-R^*)[Z(t) + \gamma Z^3(t) = m_B e \theta^2 \cos\theta t \qquad (1)$$

Предположим, что

$$Z(0) = 0; \quad \dot{Z}(0) = 0. \qquad (2)$$

III Методы решения

Введя в (1) следующие безразмерные величины:

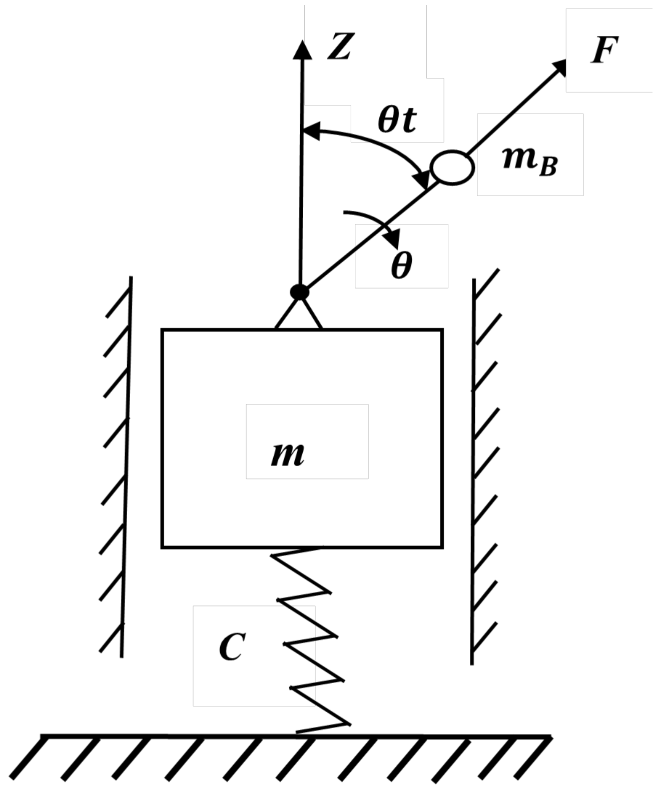

Рис. 1: Динамическая модель одномассовой системы при силовом возбуждении вибрации.

$$\frac{Z}{Z_x}; \frac{t}{t_x}; \gamma\ Z_x^2; \theta\ t_x t$$

и сохраняя при этом прежние обозначения и принимая $\omega^2 = \frac{Ct_x^2}{m}$, $p = \frac{m_B t_x^2 \theta^2 e}{m Z_x}$ получим

$$\ddot{Z}(t) + \omega^2 (1-R^*) \left[Z(t) + \gamma Z^3(t)\right] = pcos\theta t \qquad (3)$$

Уравнение (3) решается методами, основанными на использовании квадратурной формулы [6, 7, 8, 9, 10]. Дважды интегрируя по t уравнение (3) на интервале $[0;\ t]$ и учитывая начальное условие (2), получаем:

$$Z(t) + \omega^2 \int_0^t G(t-s) Z(s) \left[1 + \gamma Z^2(s)\right] ds = \frac{p}{\theta^2}(1 - cos\theta t)$$

где $G(t-s) = t - s - \int_0^{t-s} (t-s-\tau) R(\tau) d\tau$; $R(t) = \varepsilon\ e^{-\beta t} t^{\alpha-1}$.

Принимая $t_n = n\cdot\Delta t, i = 0,1,2,\ldots$ в последнем выражении и заменяя интегралы квадратурными формулами трапеции, для определения смещения груза от положения $Z_n = Z(t_n)$, имеем следующие реккурентные соотношения:

$$Z_n = \frac{p}{\theta^2}\left(1 - cos\theta t_n\right) - \omega^2 \sum_{i=0}^{n-1} A_i G\left(t_n - t_i\right)\left(Z_i + \gamma Z_i^3\right),$$

где $A_0 = A_n = \frac{\Delta t}{2}$; $A_j = \Delta t,\ j = \overline{1, n-1}$;

$$G\left(t_n - t_i\right) = t_n - t_i - \int_0^{t_n - t_i} \left(t_n - t_i - \tau\right) R(\tau)\, d\tau.$$

IV Результаты и выводы

Для проведения численного расчёта разработана компьютерная программа, в которой полученные результаты отражаются в виде графиков. При расчёте использованы следующие исходные данные:
$\omega^2 = 5.6$; $p = 2.4$; $\theta = 3.4$; $\beta = 0.05$; $\varepsilon = 0.05$; $\alpha = 0.25$.

Исследовано влияние нелинейных вязкоупругих свойств пружины на смещение массы от положения статического равновесия. На рис. 2 показано влияние параметра нелинейности γ на форму колебания массой m. Здесь $\gamma = 0$ (сплошная линия), $\gamma = 2$ (пунктирная линия), $\gamma = 3.5$ (точечная линия). Из графика видно, что с увеличением нелинейного свойства пружины, увеличивается частота, которая приходится на сдвиг фазы влево. За счет нелинейности пружины амплитуда колебаний масс увеличивается.

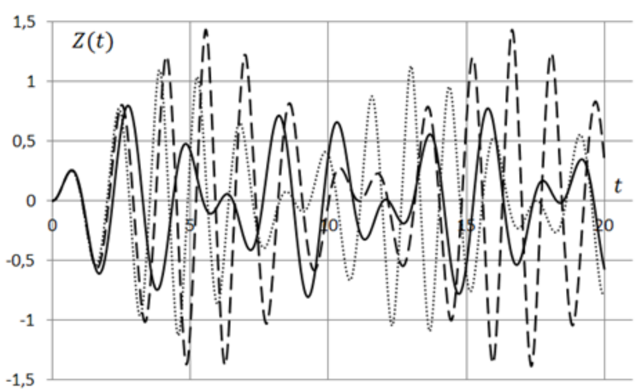

Рис. 2: Влияние параметра нелинейности γ на форму колебаний массой m.

На рис 3. можно проследить влияние параметра θ на форму колебаний массой m. Здесь при $\theta = 3.4$ – результаты показаны сплошной линией, $\theta = 4$ (пунктирная линия), $\theta = 5$ (точечная линия). С увеличением параметра θ нагрузки от собственной частоты, амплитуда колебаний уменьшается, а частота колебаний увеличивается. В данном случае собственные частоты массы равны 2,37.

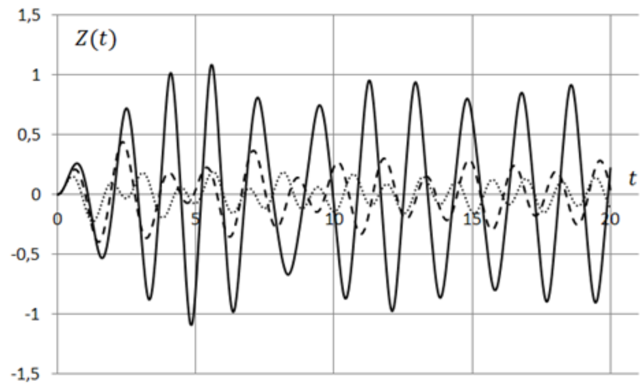

Рис. 3: Влияние параметра θ на форму колебаний массой m.

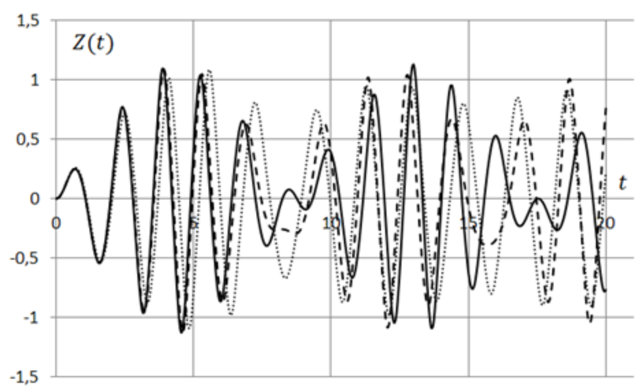

Рис. 4: Влияние параметра вязкости ε на форму колебаний массой m.

На рис.5 и рис.6 видно повышение концентрации носителей с повышением температуры, но при в СЭ CIGS с «нормальной» толщиной буферного слоя рост концентрации наблюдается, в основном, на квазинейтральной области, примерно в одной и той же глубине. В СЭ CIGS с «тонкой» толщиной буферного слоя рост концентрации с повышением температуры, в основном, происходить у границы p-n перехода.

Как влияют реологические параметры пружины на форму колебаний? Исследовано изменение реологического параметра ε (рис. 4) на форму колебаний. На графике обозначены: $\varepsilon = 0$ (сплошная линия), $\varepsilon = 0,01$ (пунктирная линия) и $\varepsilon = 0,05$ (точечная линия). Из графика видно, что малое изменение этого параметра чувствительно влияет на изменение частоты колебаний. График показывает, что зависимость параметра ε и частота колебаний обратно пропорциональны. Этот факт объясняется тем, что, с увеличением параметра ε, материал пружины становится более вязким [10, 11, 12, 13].

Список литературы

[1] Sannikov A.A. Kutsubina N.V. Theory of vibration protection and acoustic dynamics of machines., 2014, 167p.

[2] Shchepetilnikov V.A. Balancing mechanisms, 1982, 256p.

[3] Maslov G.S. Calculations of shaft vibrations: a reference book. Mashinostroenie, 1980, 151p.

[4] S.V. Eliseev. Applied theory of vibrations in problems of dynamics of linear mechanical systems. 2016.

[5] Kauderer G. Nonlinear mechanics., 1970, 224p.

[6] Yu. N. Rabotnov. Elements of hereditary mechanics of rigid bodies. Nauka, 1977, 384p.

[7] Ziyaeva Sh. Kushaev A. Yusupov M., Rahkmankulova B. Vehicle oscillation taking into account the rheological properties of the suspension. In International Conference on Materials Physics, Building Structures and Technologies in Construction, Industrial and Production Engineering (MPCPE 2020) 27-28 April 2020, Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs, Vladimir, Russian Federation, 2020.

[8] Khasanova S. K. Akhmedov, B. A. Public education system methods of distance in education in development of employees. Journal of Innovations in Engineering Research and Technology, 1(1):252–256, 2020.

[9] BA Axmedov. Mathematical models for assessing the characteristics of the quality and reliability of software. EURASIAN EDUCATION SCIENCE AND INNOVATION JOURNAL, 3(10):97–100, 2020.

[10] Duisenov N.E. Akhmedov B.A. Rakhmanova G. S. Gulboyev, N.A. Models of control systems for electrical networks. Young Scientist, 22(312):105–107, 2020.

[11] Akhmedov B.A. Mukhamedov, G.I. Innovation “klaster mobile” ilovasi. Academic Research in Educational Sciences, pages 140–145, 2020.

[12] Akhmedov B.A. On the development of skills of interactive online courses in the distance conditions of modern society (model program for teachers of educational institutions). Universum: technical sciences: electron. scientific. journal, 12(81), 2020.

[13] Eshchanov B. The role of molecular structure in temperature effects of light scattering in liquids. Journal of Scientific and Engineering Research, 4(12):445–449, 2017.