

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ТЕЛЕКОММУНИКАЦИИ
INFORMATION TECHNOLOGY AND TELECOMMUNICATIONS

УДК 629.1

DOI:10.21822/2073-6185-2022-49-1-33-40

Оригинальная статья/Original Paper

**Некоторые особенности разработки и построения конечно-разностных моделей
стержневых конструкций радиоэлектронных средств**

Е.А. Данилова, Г.В. Таньков, Н.К. Юрков

Пензенский государственный университет,
440026, г. Пенза, ул. Красная, 40, Россия

Резюме. Цель. Целью исследования является построение конечно-разностных моделей, с помощью которых можно проводить тестирование изгибных колебаний стержня при различных условиях крепления, решая задачу в частотной или временной области. **Метод.** Исследование основано на применении метода конечных разностей и метода конечных элементов. **Результат.** Обоснована необходимость применения и предложена методика математического моделирования при конструкторском проектировании радиоэлектронных средств, работающих в условиях динамических внешних воздействий. Проанализированы значимость применения дискретных моделей и особенности их создания для исследования динамики определенных конструктивов электронной аппаратуры. Предложена концепция исследования простых моделей стержневых конструкций для анализа и проверки теоретических положений построения моделей конструкций. Показаны особенности в разработке моделей по расчету собственных форм и частот изгибных колебаний стержней. **Вывод.** Оценка вибропрочности и виброустойчивости нестационарных конструкций радиоэлектронных средств возможна методами и средствами математического моделирования, применяемых в качестве тестовых моделей для проверки различных гипотез и теоретических положений при исследовании динамики сложных конструкций и проектировании радиоэлектронных средств.

Ключевые слова: математическое моделирование, конечно-разностный анализ, радиоэлектронное средство, частота и формы колебаний, разностная схема, стержень, дискретная модель

Для цитирования: Е.А. Данилова, Г.В. Таньков, Н.К. Юрков. Некоторые особенности разработки и построения конечно-разностных моделей стержневых конструкций радиоэлектронных средств. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2022; 49(1): 33-40. DOI:10.21822/2073-6185-2022-49-1-33-40

Some features of the development and construction of finite-difference models of rod structures of radio-electronic means

E.A. Danilova, G.V. Tankov, N.K. Yurkov

Penza State University,
40 Krasnaya Str., Penza 440026, Russia

Abstract. Objective. The aim of the study is to build finite-difference models that can be used to test the bending vibrations of a rod under various fastening conditions, solving the problem in the frequency or time domain. **Method.** The study is based on the application of the finite difference method and the finite element method. **Result.** The necessity of application is substantiated and the technique of mathematical modeling is proposed for the design engineering of radio-electronic means operating under conditions of dynamic external influences. The significance of the use of discrete models and the peculiarities of their creation for studying the dynamics of certain constructs of electronic equipment are analyzed. The concept of studying simple models of bar structures for the analysis and verification of the theoretical positions of constructing models of structures is proposed. The

features in the development of models for the calculation of natural shapes and frequencies of bending vibrations of rods are shown. **Conclusion.** Assessment of vibration strength and vibration resistance of non-stationary structures of radio-electronic means is possible by methods and means of mathematical modeling used as test models to test various hypotheses and theoretical positions in the study of the dynamics of complex structures and the design of radio-electronic means.

Keywords: mathematical modeling, finite difference analysis, radio electronic means, frequency and waveforms, difference circuit, rod, discrete model

For citation: E.A. Danilova, G.V. Tankov, N.K. Yurkov. Some features of the development and construction of finite-difference models of rod structures of radio-electronic means. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2022; 49 (1): 33-40. (In Russ.) DOI:10.21822/2073-6185-2022-49-1-33-40

Введение. При эксплуатации радиоэлектронных средств на подвижных носителях возможно возникновение вибраций стержневых и пластинчатых конструктивов, которые в случае возникновения резонансов могут оказывать существенное влияние на функционирование аппаратуры в целом. Для оценки работоспособности радиоэлектронных средств в жестких условиях эксплуатации желательно еще на этапе проектирования определить динамические характеристики конструкции, ее элементов и узлов, что можно сделать расчетным путем. Но конструкции современных радиоэлектронных средств – это сложные механические системы со множеством упругих и жестких связей и неклассическими способами крепления отдельных конструктивных элементов. Расчет колебаний таких систем в общем случае – сложная задача и применение аналитических методов для решения задач динамики конструкций сопряжено со значительными трудностями [1].

На практике применение получили дискретные модели, основанные на использовании сеточных методов – метода конечных разностей (МКР) и метода конечных элементов (МКЭ) [2]. Для расчета конструкций сравнительно простых геометрических форм и однородных по структуре (стержневые и пластинчатые элементы) целесообразно использование МКР и построение на его основе конечно-разностных моделей [2]. В практике исследовательских работ могут оказаться весьма полезными модели стержневых конструкций, так как можно достаточно просто построить расчетную модель динамики стержня, и, решая тестовые задачи, проверить различные варианты моделей, вносимые концепции и другие теоретические построения.

Постановка задачи. В данной работе показано как на основе МКР строятся дискретные модели по расчету динамики стержневых элементов конструкций РЭС. Показаны некоторые особенности в разработке этих моделей, с помощью которых можно проводить тестирование изгибных колебаний стержня при различных условиях крепления, решая задачу в частотной или временной области. Как отметил Морз «задача нахождения нормальных мод колебаний (простых гармонических колебаний) не является простым учебным упражнением. Для систем более сложных чем струна, закрепленная между двумя жесткими упорами, мы не имеем метода графического анализа...и единственно возможным является метод исследования движения путем разложения его на простые гармонические компоненты» [3].

Методы исследования. При исследовании простых однородных конструкций РЭС (стержни, пластины, коробки), обязательным этапом должно стать построение модели по расчету собственных форм (и частот) изгибных колебаний конструкции (решение в частотной области), основные положения которого рассмотрены далее.

Построение модели и расчетного алгоритма изгибных колебаний стержня.

1. Решение в частотной области. а) Постановка задачи. Расчет изгибных колебаний стержней представляет интерес для практики, так как жесткость стержней на изгиб значительно ниже жесткости на растяжение – сжатие и кручение. При расчетах полагается, что упругая ось стержня совпадает с линией центров масс поперечных сечений и при колебаниях, все точки стержня смещаются перпендикулярно первоначальному направлению стержня. Все поперечные

сечения стержня остаются плоскими. Считаем, что стержень шарнирно оперт и нагружен распределенной нагрузкой $q(x)$ (рис. 1).

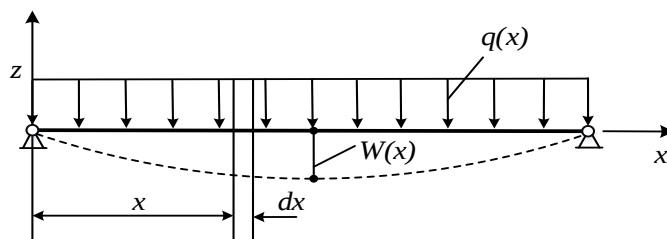


Рис. 1. Геометрическая модель стержня

Fig. 1. Geometric model of the rod

Заменим в уравнении статического изгиба распределенную нагрузку $q(x)$ силами инерции:

$$EJ_y \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = -q(x) = -\rho S \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \quad (1)$$

где ρ – плотность материала, кг/м³; S – площадь поперечного сечения, м²; E – модуль упругости, Н/м²; J_y – момент инерции сечения стержня, м⁴; w – смещение (прогиб) стержня в i -ой точке, м; t – время, с.

Если прогнуть стержень и мгновенно убрать внешнюю силу, стержень будет совершать свободные (собственные) изгибные колебания и уравнение (1) здесь выражает равенство действующих на элемент стержня равномерно распределенных нагрузок от сил инерции и сил упругости. Уравнение (1), дополненное граничными и начальными условиями, будет служить математической моделью стержневого элемента [4].

б) Построение дискретной модели. В соответствии с МКР разбиваем стержень по длине на дискретные элементы с шагом h_x . Массу каждого элемента сосредоточиваем в его центре (узле), а силы взаимодействия между элементами заменяем упругими связями. Получаем геометрическую дискретную модель стержня, состоящую из N узлов, соединенных упругими связями (рис. 2).

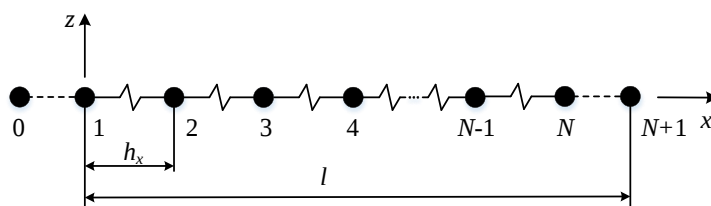


Рис.2. Дискретная модель стержня

Fig.2. Discrete rod model

Считаем, что каждый узел модели (рис. 2) колеблется во времени по закону $w = W \sin \omega t$, где ω – частота колебаний. Подставим это выражение в (1) и продифференцируем по t . Получаем:

$$EJ \frac{\partial^4 W_x}{\partial x^4} = -\rho S (-W_x \omega^2),$$

или

$$\frac{\partial^4 W_x}{\partial x^4} = \lambda W_x, \quad (2)$$

где $\lambda = \frac{\rho S}{EJ} \omega^2$ – собственный параметр, а индекс при J_y – опущен.

Заменим производную в левой части разностным аналогом:

$$\begin{aligned}\frac{\partial^4 W}{\partial x^4} &= \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right) = \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[\frac{W(x+h) - 2W(x) + W(x-h)}{h_x^2} \right] = \\ &= \frac{1}{h_x^2} \left[\frac{W(x+2h) - 2W(x+h) + W(x)}{h_x^2} - 2 \frac{W(x+h) - 2W(x) + W(x-h)}{h_x^2} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{W(x) - 2W(x-h) + W(x-2h)}{h_x^2} \right] = \\ &= \frac{1}{h_x^2} [W(x+2h) - 4W(x+h) + 6W(x) - 4W(x-h) + W(x-2h)].\end{aligned}$$

Обозначим коэффициенты: $A1 = \frac{1}{h_x^4}$, $A2 = -\frac{4}{h_x^4}$, $A3 = \frac{6}{h_x^4}$, $A4 = -\frac{4}{h_x^4}$, $A5 = \frac{1}{h_x^4}$, и упростив индексы при W в уравнении, получим разностное уравнение нашей модели

$$A1W(x+2) + A2W(x+1) + A3W(x) + A4W(x-1) + A5W(x-2) = \lambda W(x). \quad (3)$$

Уравнение (3) можно записать в форме

$$L(W_x) = \lambda_i W_x, \quad (4)$$

где L – разностный оператор; λ_i – собственный параметр в точке (узле).

Выразим значение собственного параметра из (4):

$$\lambda_i = \frac{L(W_x)}{W_x}. \quad (5)$$

Сумма λ_i дает собственный параметр всего стержня (модели). Но этот путь обладает медленной сходимостью итерационного процесса и отрицательными значениями перемещений точек (узлов).

Используем закон квадратичного приближения для отыскания собственного параметра стержня. Отметим, что исходное уравнение (4) обращается в тождество, если будет известно точное значение неизвестной – перемещения $W(x)$:

$$L(W_x) - \lambda_i W_x = 0. \quad (6)$$

Это справедливо в точке (узле). Но поскольку используются приближенные значения W_x то они должны быть такими, чтобы разность была равна какому-то минимальному значению:

$$L(W_x) - \lambda_i W_x \rightarrow \min, \text{ в каждой точке.}$$

Обозначим это значение через функционал Φ и устремим его к нулю. Для отыскания значения функционала для всего стержня нужно проинтегрировать квадрат разности по всему стержню (т.е. область Ω):

$$\int (L(W_x) - \lambda_i W_x)^2 d\Omega = \Phi, \text{ при } \Phi \rightarrow 0.$$

Для отыскания величины функционала берем производную от Φ по λ и приравняем ее к нулю:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \lambda} = 0.$$

Используем производную: $(u^n)' = nu^{n-1}u'$; получим:

$$2 \int [L(W_x) - \lambda_i W_x] \cdot (-W_x) d\Omega = 0,$$

$$-\int (L(W_x)W_x) d\Omega + \int \lambda_i W_x^2 d\Omega = 0.$$

Так как область дискретна, заменим интеграл суммой:

$$\sum_1^n L(W_x)W_x = \sum_1^n \lambda_i W_x^2 = \sum_1^n \lambda_i \cdot \sum_1^n W_x^2,$$

где $\sum_1^n \lambda_i = \lambda_c$ и будет собственным параметром всего стержня, тогда

$$\lambda_i = \frac{\sum_1^n L(W_x)W_x}{\sum_1^n W_x^2}. \quad (7)$$

На основе уравнения (2) и значения λ_c получаем алгоритм расчета перемещений (в каждом узле модели) первой собственной формы колебаний:

$$W_x = \frac{A1W(x+2) + A2W(x+1) + A4W(x-1) + A5W(x-2)}{\lambda_c - A3}, \quad (8)$$

где при расчете перемещений в каждом узле используется собственный параметр стержня.

Обсуждение результатов. При реализации разработанной модели в виде алгоритма можно использовать итерационный метод, который состоит в последовательном уточнении значений перемещений при резонансе в узлах модели и собственной частоты.

Необходимо реализовать блок сохранения расчетных перемещений узлов каждой итерации. Перед началом расчета массив следует обнулить и в каждую ячейку записать перемещения узлов первого (исходного) приближения (кроме закрепленных узлов).

Затем считается собственный параметр λ_c и уточняется по (8) перемещения узлов в первом шаге итерации. Далее следует провести проверку окончания вычислений:

$$\left| \frac{\lambda_c^{(m+1)} - \lambda_c^m}{\lambda_c^m} \right| \leq \varepsilon^2,$$

где m – номер итерационного цикла; ε – величина, определяющая сходимость процесса.

Если это условие не выполняется, алгоритм предусматривает переход на следующий шаг расчета: задаются условия на границе, вычисляется λ_c , затем перемещения узлов модели в следующем шаге итераций и т.д. Если условие по ε выполняется, то нужно заполнить массив перемещений первой собственной формы колебаний (W_x0) и перейти к расчету второй собственной формы и частоты:

$$W_x2 = W_x0 - W_x1 \frac{\sum_x W_x0 \cdot W_x1}{\sum_x [W_x1]^2}, \quad (9)$$

где W_x0 – массив перемещений формы исходного приближения; W_x1 – массив перемещений первой собственной формы; W_x2 – массив перемещений второй формы.

Для расчета третьей формы алгоритм будет иметь вид:

$$W_x3 = W_x0 - W_x1 \frac{\sum_x W_x0 \cdot W_x1}{\sum_x [W_x1]^2} - W_x2 \frac{\sum_x W_x0 \cdot W_x2}{\sum_x [W_x2]^2}, \quad (10)$$

где W_x3 – массив перемещений третьей собственной формы.

Аналогично можно построить остальные алгоритмы расчета собственных форм колебаний стержня.

2. Решение во временной области. Здесь рассматриваются не свободные (собственные), а вынужденные колебания стержня под действием внешней силы (переменной), которая передается на стержень через точки крепления от корпуса носителя.

Чтобы определить истинные значения амплитуд формы колебаний, необходимо ввести в модель затухание и значение амплитуды внешнего воздействия. Запишем уравнение вынужденных колебаний стержня с учетом энергии в виде вязкости

$$EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \eta \frac{\partial}{\partial t} \left(EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} \right) + \rho S \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = F(x, t), \quad (11)$$

где $\eta = \frac{\lambda_d}{\pi \omega_i}$ – коэффициент вязкости; λ_d – логарифмический декремент колебаний; ω_i – собственная частота; $F(x, t)$ – значение внешнего воздействия, задается в начальных условиях.

Обозначим $EJ = C_s$, возьмем производную по времени (второе слагаемое в (11)) и запишем (11) в виде: $C_s L(w_t) + \frac{\eta}{\tau} [C_s L(w_t) - C_s L(w_{t-\tau})] = -\rho S \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}$.

Иначе

$$-\left[\frac{\left(1 + \frac{\eta}{\tau}\right) C_s}{\rho S} L(w_t) - \frac{\frac{\eta}{\tau} C_s}{\rho S} L(w_{t-\tau}) \right] = \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}. \quad (12)$$

Правая часть в (12) представляет собой ускорение колеблющейся точки (узла) (вторая производная от перемещения по времени). Левая часть (12) равна этому ускорению – обозначим его «а». Разложим правую часть в конечные разности и запишем (12) в виде:

$$-\tau^2 a = w_x(t + \tau) - 2w_x(t) + w_x(t - \tau),$$

где τ – шаг дискретизации по времени; t , $t - \tau$, $t + \tau$ – обозначения трех моментов дискретного времени – настоящего, прошедшего, будущего.

Отсюда можно получить явную разностную схему для расчета перемещений колеблющейся точки:

$$-\tau^2 a + 2w_x(t) - w_x(t - \tau) = w_x(t + \tau). \quad (13)$$

Здесь в (12) через разностный оператор $L(w_t)$ обозначено:

$$L(w_t) = \frac{\partial^4 w_t}{\partial x^4} = \frac{1}{h_x^4} [w(x+2) - 4w(x+1) + 6w(x) - 4w(x-1) + w(x-2)].$$

Обозначим $\frac{\eta}{\tau} = AKV$, тогда левая часть (12) будет из двух слагаемых:

$$U1 = \frac{1 + AKV}{\rho S h_x^4} C_s [w0(x+2) - 4w0(x+1) + 6w0(x) - 4w0(x-1) + w0(x-2)],$$

$$U2 = \frac{AKV}{\rho S h_x^4} C_s [w1(x+2) - 4w1(x+1) + 6w1(x) - 4w1(x-1) + w1(x-2)],$$

где индекс «0» указывает, что перемещение берется в массиве времени «t», а индекс «1» – перемещение берется в массиве $(t - \tau)$.

Тогда ускорение a , будет равно $a = US = U1 - U2$, и перемещение внутренних точек в (13) в момент времени $t + \tau$ будет: $w_2(x) = -\tau^2 US + 2w_0 - w_1$. (14)

Разработанный алгоритм служит основой программы расчета вынужденных колебаний стержня, где перемещения узлов стержня вычисляются на основе явной разностной схемы (14) с учетом вязкости.

3. Определение масштабного коэффициента. Чтобы определить истинные значения амплитуд формы колебаний, необходимо определить некий коэффициент, где будут учтены вязкость среды и значение амплитуды внешнего воздействия. Запишем (11) в форме:

$$-\left(EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \eta \frac{\partial}{\partial t} \left(EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4}\right)\right) = \rho S \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}. \quad (15)$$

Представим смещение колеблющейся точки в виде $w = w_0 + \tilde{w}$, где $w_0 = W_0 \sin \omega t$ – смещение от внешнего воздействия (постоянная составляющая), а $\tilde{w} = A(t) w_i$ – истинные смещения собственной формы, т.к. $A(t)$ есть некий масштабный коэффициент.

Тогда уравнение (14) можно записать как

$$-EJL(\tilde{w}) - \eta \frac{\partial}{\partial t}(EJL(\tilde{w})) = \rho S \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \quad (16)$$

где L – дифференциальный оператор от $\tilde{w}$, т.к. производная от W_0 в этом операторе обращается в ноль, как от постоянной величины.

Умножим обе части (16) на w_i и преобразуем его к виду:

$$-A(t)EJL(w_i) \cdot w_i - \eta EJL(w_i) \cdot w_i \frac{\partial A(t)}{\partial t} = \rho S w_i^2 \frac{\partial^2 A(t)}{\partial t^2} + \rho S w_i \omega_0^2 W_0 \sin \omega t.$$

Проинтегрируем это уравнение и, заменив интеграл суммой, получим:

$$\begin{aligned} (-EJ \sum L(w_i) w_i) A(t) + (-\eta EJ \sum L(w_i) w_i) \frac{\partial A(t)}{\partial t} + (-\rho S \sum w_i^2) \frac{\partial^2 A(t)}{\partial t^2} = \\ = \rho S \omega_0^2 W_0 \sum w_i \sin \omega t. \end{aligned} \quad (17)$$

Обозначим выражения при $A(t)$, $\frac{\partial A(t)}{\partial t}$ и $\frac{\partial^2 A(t)}{\partial t^2}$ через коэффициенты a , b , m соответственно, а при $\sin \omega t$ – через F_0 .

Тогда (17) можно представить в виде:

$$aA(t) + \left(-b \frac{\partial A(t)}{\partial t}\right) + \left(-m \frac{\partial^2 A(t)}{\partial t^2}\right) = F_0 \sin \omega t,$$

т.е. в виде уравнения вынужденных колебаний одномассовой системы с одной степенью свободы. Для случая резонанса решение этого уравнения [5] имеет вид $-A(t) = \frac{F_0}{b\omega_0}$. Подставив

сюда значения коэффициентов b , F_0 , получим выражение для масштабного коэффициента:

$$A = \frac{\pi \rho S \omega_0^2 W_0 \sum |w_i|}{\lambda EJ \sum L(w_i) w_i}. \quad (18)$$

Тогда истинное значение перемещения точки (узла) будет: $WIS_i = 1000 A W_i(x)$, мм.

Вывод. Оценка вибропрочности и виброустойчивости нестационарных конструкций РЭС – сложная и важная задача при конструировании ЭС. Ее решение на ранних этапах проектирования возможно с использованием методов и средств математического моделирования.

Модели и создаваемые на их основе программные комплексы по расчету стержневых элементов сами по себе имеют самостоятельное значение, как инструмент анализа конструкций РЭС. Но их можно использовать и как тестовые модели для проверки различных гипотез и теоретических положений при исследовании динамики сложных конструкций РЭС.

Библиографический список:

1. М.Ф. Токарев, Е.Н. Талицкий, В.А. Фролов. Механические воздействия и защита радиоэлектронной аппаратуры: Учеб. пособие для вузов / Под ред. В.А. Фролова. – М.: Радио и связь, 1984. – 224 с. ил.
2. Кофанов Ю.Н. Информационная технология моделирования механических процессов в конструкциях радиоэлектронных средств / Ю.Н. Кофанов, Е.С. Новиков, А.С. Шалумов. – М.: Радио и связь, 2000. – 160 с.
3. Морз Ф. Колебания и звук / перевод с англ. под ред. проф. С.Н. Ржевкина. – Гос.изд-во технико-теоретич. литературы. – М.-Л.: 1949. – 497 с.
4. Тартаковский А.М. Краевые задачи в конструировании радиоэлектронной аппаратуры. Изд-во Сарат. ун-та, 1984. 132 с.
5. Хайкин С.Э. Физические основы механики. – М.: Высшая школа, 1962. – 772 с.
6. Личковаха А.С., Шемшур Б.А., Кузнецов С.А. Исследование деформированного состояния и перемещений гибкого стержня с начальной кривизной. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2020; 47(1):156-164. <https://doi.org/10.21822/2073-6185-2020-47-1-156-164>
7. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. – 559 с.
8. Воронин Е.А., Дарина А.Н., Дивеев А.И., Прокопьев И.В., Юрков Н.К. У истоков теории надежности сложных систем // Надежность и качество сложных систем. – 2020. – № 1 (29). С. 3-4.
9. Иванычев Д.А. Метод граничных состояний в задачах механики для анизотропных тонких плит. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2018;45(2):18-30. <https://doi.org/10.21822/2073-6185-2018-45-2-18-30>

References:

1. M.F. Tokarev, E.N. Talitsky, V.A. Frolov Ed. V.A. Frolova. Mechanical effects and protection of electronic equipment: Proc. allowance for universities M.: [Radio i svyaz'] Radio and communication, 1984;224. (In Russ)
2. Kofanov Yu.N. Information technology for modeling mechanical processes in the designs of radio-electronic means / Yu.N. Kofanov, E.S. Novikov, A.S. Shalumov. M.: [Radio i svyaz'] Radio and communication, 2000; 160. (In Russ)
3. Morse F. Oscillations and sound / translation from English. ed. prof. S.N. Rzhvekin. State publishing house of technical and theoretical. literature. M.-L.: 1949; 497. (In Russ)
4. Tartakovsky A.M. Boundary value problems in the design of radio electronic equipment. Publishing house Sarat. un-ta, 1984;132. (In Russ)
5. Khaikin S.E. Physical foundations of mechanics. M.: [Vysshaya shkola] Higher School, 1962; 772. (In Russ)
6. Lichkovakha A.S., Shemshura B.A., Kuznetsov S.A. Study of the deformed state and displacement of a flexible rod with initial curvature. [Vestnik Dagestanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Tekhnicheskkiye nauki] Herald of the Daghestan State Technical University. Technical Science. 2020; 47(1):156-164. <https://doi.org/10.21822/2073-6185-2020-47-1-156-164> (In Russ)
7. Babakov I.M. Theory of vibrations. M.[Nauka] Science. 1968; 559. (In Russ)
8. Voronin E.A., Darina A.N., Diveev A.I., Prokopiev I.V., Yurkov N.K. At the origins of the theory of reliability of complex systems. [Nadezhnost' i kachestvo slozhnykh sistem] Reliability and quality of complex systems. 2020; (29): 3-4. (In Russ)
9. Ivanychev D.A. Boundary state method in problems of mechanics for anisotropic thin slabs. [Vestnik Dagestanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Tekhnicheskkiye nauki] Herald of the Daghestan State Technical University. Technical Science. 2018; 45(2):18-30. <https://doi.org/10.21822/2073-6185-2018-45-2-18-30>(In Russ)

Сведения об авторах:

Данилова Евгения Анатольевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Конструирование и производство радиоаппаратуры», siori@list.ru

Таньков Георгий Васильевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Конструирование и производство радиоаппаратуры», g.tankov43@mail.ru

Юрков Николай Кондратьевич, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Конструирование и производство радиоаппаратуры», yurkov_nk@mail.ru

Information about authors:

Evgeniya A. Danilova, Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Prof., Department «Design and Production of Radio Equipment»

Georgiy V. Tankov, Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Prof., Assoc. Prof., Department «Design and Production of Radio Equipment»

Nikolay K. Yurkov, Dr. Sci. (Eng.), Prof., Head. Department «Design and Production of Radio Equipment»,

Конфликт интересов / Conflict of interest.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов/The authors declare no conflict of interest.

Поступила в редакцию/ Received 09.02.2022г.

Одобрена после рецензирования / Reviced 11.03.2022.

Принята в печать /Accepted for publication 12.03.2022.