единицей. Тогда положим в (34) $tg\zeta_1 h = \zeta_1 h$, $tg\zeta_2 h = \zeta_2 h$, $tg\zeta_i h = \zeta_i h$ и проводя несложные преобразования, будем иметь

$$[QNk_i^2(k_1^2 - k_2^2)\xi^2 - 2QN(k_1^2 - k_2^2)\xi^4] + iRk_i^2\xi \cdot h\{[(A + 2N)(k_1^2\zeta_2^2 - k_2^2\zeta_1^2)] + \quad (35)$$

$$+ 2N\xi^2(\zeta_1^2 - \zeta_2^2)]\} + iQ\xi(Qk_i^2h - 2iN\xi)(k_2^2\zeta_1^2 - k_1^2\zeta_2^2) = 0$$

Подставляя в (35) $\zeta_1^2 = k_1^2 - \xi^2$, $\zeta_2^2 = k_2^2 - \xi^2$ и упрощая, получим

$$\xi = -\frac{iNQ}{(AR - Q^2)h} = \frac{NQ}{(AR - Q^2)h} e^{-i\frac{\pi}{2}} \quad (36)$$

Из (36) следует, что полученное значение ξ чисто мнимое. Следовательно, волны – неоднородные с экспоненциальным изменением амплитуды вдоль оси волновода.

Аналогичным образом можно рассмотреть и антисимметричные волны, заданные потенциалами вида

$$\varphi_i = F_i e^{i\xi x} \sin \zeta_i z, \quad \psi = D e^{i\xi x} \cos \zeta_i z, \quad i = 1, 2 \quad (37)$$

где F_i, D – амплитуды антисимметричных гармонических волн частоты ω .

1. Biot M.A. Theory propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid I. Low-Frequency Range/ J. Acoust. Soc. America, 1956. V. 28. № 2. P. 168-178.
2. Biot M.A. Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid. II. Higher Frequency Range // J. Acoust. Soc. America. 1956. V. 28. №2. P. 179-191.
3. Френкель Я.И. К теории сейсмических и сейсмoeлектрических явлений во влажной почве// Изв. АН СССР. Сер. геогр. и геофиз. 1944. Т.8. № 4. С. 133-150.
4. Масликова Т.И., Поленов В.С. О распространении нестационарных упругих волн в однородных пористых средах// Изв. РАН. МТТ. 2005. № 1. С. 104-108.
5. Поленов В.С. Распространение упругих волн в насыщенной вязкой жидкостью пористой среде// ПММ. 2014. Т. 78. Вып. 4. С. 501-507.
6. Polenov V.S., Chigarev A.V. Mathematical modeling of shock waves in inhomogeneous viscoelastic two component media// Journal of Applied Mathematics and Physics, 2018. 6. (5) pp. 997-1005.
7. Маркузе Д. Оптические волноводы: пер. с англ. под ред. В.В. Шевченко. М.: Мир. 1974. 576. с.
8. Косачевский Л.Я. О распространении упругих волн в двухкомпонентных средах // ПММ. 1959. Т. 23. Вып. 6. С. 1115-1123.
9. Исакович М.А. Общая акустика// М.: Наука. 1973. 495 с.
10. Ильин В.А., Позняк Э.Г. Линейная алгебра// М.: 1984. 204 с.

Федотов А.И.¹, Лисин С.К.²

Амплитудные спектры идентификации вибрационных процессов

¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

²Национальный минерально-сырьевой университет «Горный»
(Россия, Санкт-Петербург)

doi:10.18411/lj-09-2018-68

idsp: 000001:lj-09-2018-68

Аннотация

В статье рассматриваются модели контроля физико-механических параметров и свойств технических объектов с помощью вибрирующих преобразователей. Исследуются математические модели оценки параметров нелинейных вибрационных режимов. Оцениваемые параметры являются параметрами нелинейных численно решаемых систем

уравнений аналитической связи $\alpha = \alpha(\xi)$, $\alpha_0 = \alpha_0(\xi)$ и параметра ψ_1 измерительной вибрационной системы в частотной области. Установлены зависимости влияния свойств подвижной системы и объекта контроля на спектр частот колебаний

Ключевые слова: математические модели контроля, нелинейные режимы, численные решения, вибрационный преобразователь

Abstract

The article considers the models of control of physical and mechanical parameters and properties of technical objects with the help of vibrating transducers. Mathematical models of estimation of parameters of nonlinear vibration modes are investigated. The estimated parameters are the parameters of a nonlinear, numerically solved system of equations establishing the analytical connection of functions $\alpha = \alpha(\xi)$, $\alpha_0 = \alpha_0(\xi)$ and the parameter ψ_1 of the measuring vibration system in the frequency domain.

The dependences characterizing the influence of mechanical properties of the mobile system and the object of control on the spectrum of oscillation frequencies are established.

Keywords: mathematical models of control and nonlinear regimes, the numerical solution of the vibration transducer.

Вопросы создания вибрационных, виброударных цифровых средств измерений и контроля свойств и параметров, в том числе контроля свойств объектов технологического цикла, связаны с необходимостью идентификации режимов и построения математических моделей. Являются актуальными задачи прогнозирования и анализа нелинейных динамических режимов, способствующих повышению точности и эффективности контроля параметров с помощью вибрационных измерительных систем.

В практике физических, физико-технических измерений и испытаний широко применяются вибрационные, вибрационно-контактные, виброударные, вибрационно-защитные и другие преобразователи [1-3]. Указанные преобразовательные системы измерительной информации реализуются не только в контрольной и измерительной технике, но и находят применение в средствах управления технологическими процессами.

Динамические системы таких средств воспроизводятся нелинейными или существенно-нелинейными процессами. В большинстве случаев соответствующие математические модели для их описания строятся на основе индивидуальных подходов определения численных решений. При этом нелинейные численно решаемые математические модели реализуются как точными, так и приближенными методами. Наиболее используемыми методами теории нелинейных колебаний являются методы разложений по степеням малого параметра, фазового отображения, гармонического баланса, «сшивания» решений, интегрирования в квадратурах, гармонической линеаризации. Перспективный класс динамических измерительных систем представляют собой вибрационные системы, взаимодействующие с объектами измерений и контроля [3,7]. Вибрационно-контактные преобразователи содержат измерительный наконечник, соударяющийся с поверхностью контролируемого объекта. Восстанавливающая характеристика $f(\zeta)$ в интервалах упругой характеристики выражается двумя различными функциями и не является линейной функцией. Подобные функции, составленные из линеаризованных отрезков и остающиеся однозначными в отдельном закрытом интервале, получили название кусочно-линейных функций. При этом выражения упругой характеристики в безразмерной форме асимптотического метода соответственно имеют вид:

$$f(\zeta) = \begin{cases} \zeta, \zeta \leq 1, \\ 1 + k(\zeta - 1), \zeta \geq 1. \end{cases}$$

Здесь k – коэффициент, характеризующий жесткость объекта контроля; ζ – величина перемещения измерительного наконечника

Численно решаемые модели в режиме вибрационного контакта измерительного наконечника преобразователя с объектом контроля, устанавливающие связь смещения центра колебаний α_0 , амплитуды α , фазового параметра ψ_1 , представим в виде

$$F(\alpha_0, \psi_1) = 0, (1)$$

$$F(\alpha, \psi_1) = 0, (2)$$

$$F(\alpha, \alpha_0, \psi_1) = 0. (3)$$

Система решений (1), (2), (3) реализуется не варьируемыми параметрами – возмущающего воздействия η , коэффициентами частоты ξ и жесткости объекта контроля k .

Для построения математической модели вынужденных колебаний вибрационно-контактной системы, соответствующей $f(\zeta)$, используется метод гармонического баланса. Подобная задача сводится к анализу амплитудно-частотных режимов вибрационно-контактной системы с учетом её свойств, отвечающих $f(\zeta)$. Смещение центра колебаний обусловлено отклонениями измерительного наконечника от положения статического равновесия при условии $\alpha \geq 1$.

Ключевые зависимости амплитуды $\alpha(\xi)$, и смещения центра колебаний $\alpha_0(\xi)$ в частотной области в соответствии с принятым методом строятся с учетом локальных свойств (жесткости, твердости) объекта контроля. Зависимости $\alpha = u(k)$ и $\alpha_0 = \varphi(k)$ представляют параметры колебательного процесса, зависящие от внутренних свойств системы.

При значительном отличии жесткости объекта контроля и жесткости упругого подвеса характеристика $f(\zeta)$ системы становится существенно-нелинейной. Образующаяся существенно-нелинейная характеристика $f(\zeta)$ системы содержит узловую точку $\zeta = 1$. Уравнение $\zeta(\psi_1) = 1$, соответствующее координате системы $\zeta = 1$ и фазовому параметру ψ_1 , имеет вид $\alpha_0 + \alpha \cos \psi_1 = 1$.

Рассматриваемый метод позволяет, не прибегая к графическим построениям, определить значения амплитуды колебаний измерительного наконечника и значения смещения центра колебаний в частотной области вибрационного преобразователя.

Графические амплитудно-частотные зависимости $\alpha = f(\xi)$ вибрационно-контактной системы при установленном значении $k=1.2$, приведены на рис. 1.

Рис. 1. Зависимости $\alpha = f(\xi)$ системы

Графики функции $\alpha = f(\xi)$ характеризуют взаимосвязь амплитуды колебаний измерительного наконечника вибрационного $\alpha < 1$ и вибрационно-контактного $\alpha \geq 1$ режимов. Установленная функция $\alpha = u(k)$ амплитуды с учетом локальной жесткости поверхности объекта контроля (рис. 2) позволяет предсказать режим и использовать вибрационно-контактное средство (преобразователь) для оценки физико-механических свойств контролируемого изделия в режиме вынужденных колебаний.

Рис. 2. Зависимости $\alpha = f(\xi)$ с учетом локальных свойств системы

При этом графики $\alpha = f(\xi)$ могут использоваться в качестве экспрессных оценок характеристик материалов изделий и образцов твердости.

Графические зависимости $\alpha_0 = f(\xi)$ смещения центра колебаний вибрационно-контактной системы с учетом её свойств по параметру k представлены на рис. 3.

Рис 3. Зависимости $\alpha_0 = f(\xi)$ с учетом локальных свойств системы

Смещение центра колебаний измерительного наконечника является функцией переменных α , ψ_1 и устанавливаемых параметров k , ξ . Приведенная графическая зависимость α_0 позволяет обеспечить исследователю возможность выбора режима ξ вибрационно-контактного преобразователя и оценки свойств (жесткости, твердости) контролируемого изделия. Расчетные данные функций режимов $\alpha = f(\xi)$ приведены в табл. 1.

Таблица 1

ξ	α	
	$\eta=0.8; k=1.21$	$\eta=0.8; k=1.8$
0.1	0.807	0.807
0.2	0.83	0.83
0.3	0.879	0.879
0.4	0.95	0.95
0.5	1.06	1.05
0.6	1.23	1.19
0.7	1.5	1.41
0.8	1.99	1.74
0.9	3.19	2.35
0.95	4.7	2.84
0.99	7.81	3.63
0.995	8.48	3.69
0.9995	9.84	4.79
1		
1.07	12.02	5.59
1.08	9.25	4.81
1.09	7.25	4.36
1.1	6.08	3.81
1.15	3.02	2.47
1.2	1.97	1.81
1.3	1.17	1.15
1.4	0.83	0.83
1.5	0.62	0.62
1.6	0.51	0.51
1.7	0.42	0.42
1.8	0.35	0.35
2	0.266	0.266

Применение асимптотического метода решений (1), (2), (3) предполагает необходимость установления оптимально допустимого диапазона значений коэффициента k

$$1 < k < \frac{\pi + \operatorname{tg} \psi_1 - \psi_1}{\operatorname{tg} \psi_1 - \psi_1}. \quad (4)$$

При этом приближение k к левой и правой частям неравенства (4) устанавливается исследователем при анализе функции $\alpha_0(\psi_1)$.

Из изложенного следует, что полученные результаты исследования математической модели вынужденных колебаний представляют собой зависимости амплитуды $\alpha(\xi)$, смещения центра колебаний $\alpha_0(\xi)$ и параметров жесткой характеристики $f(\xi)$ нелинейной вибрационно-контактной системы. Выполненные исследования модели колебаний позволяет обеспечить проведение обоснованного прогнозирования физико-механических свойств системы. В процессе изучения, проектирования и применения средств вибрационного контроля приведенная математическая модель является актуальной, так как включает в рассмотрение параметры жесткости или твердости, которые характеризуют локальные свойства контролируемого материала изделия. При этом рассматриваемая модель позволяет предопределить формат идентификации режимов вынужденных колебаний. Исследователю в области теории измерений и специалисту по проектированию средств вибрационного контроля приведенный анализ моделей вибрационно-контактных систем послужит важной информационной основой при идентификации режимов колебаний.

1. Федотов А.И., Лисин С.К., Научно – технические ведомости № 4-1 (183) – СПбГПУ, 2013, с. 270-273.
2. Вибрации в технике. Защита от вибраций и ударов; Т.6: Справочник / Под ред. К.В. Фролова/. М.: Машиностроение, 1981. - 456 с.
3. Федотов, А.И. Теория измерений /А.И. Федотов, С.К. Лисин, Г.С. Морокина. – СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2013. – 325 с.
4. Cyril M. Harris. Shock and Vibration Handbook. McGraw – Hill, 1996, 1000 p.
5. Лисин С.К., Федотов А.И. Научно – технические ведомости № 3 (84) – СПбГПУ, 2009, с. 181-184.
6. Victor Wowk. Machinery Vibration: Measurement and Analysis. McGraw – Hill Professional, 1991, 358 p.
7. Патент № 2016374 РФ. Вибрационный преобразователь для линейных измерений / Б.А. Глаговский, С.К. Лисин, В.В. Гурецкий. Оpubл. 15.07.1994. Бюл. № 13.

Юсупова Г.И.

Национальные отношения в Российской Федерации в 1991-2000годы: от парада суверенитетов к утрате национальных интересов

*Региональный центр этнополитических исследований Дагестанского научного центра
Российской академии наук
(Россия, Махачкала)*

doi:10.18411/lj-09-2018-69

idsp: 000001:lj-09-2018-69

Аннотация

Автором прослеживаются основные тенденции развития национальных отношений в РФ в первое десятилетие после распада СССР. Раскрываются экономические, политико-правовые причины этнополитических конфликтов и противоречий исследуемого периода.