УДК 699.842
DOI: 10.25686/2542-114X.2019.4.69

О КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СКОРОСТИ СТЕРЖНЯ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПЕРИОДИЧЕСКОЙ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТИ УДАРОВ

С. Ю. Калашников, Е. В. Гурова, Р. Х. Курамшин, Э. В. Ретлинг
Волгоградский государственный технический университет (г. Волгоград)

Развитие различных областей современной прикладной науки и запросы инженерной практики постоянно выдвигают новые теоретические и прикладные задачи механики деформируемого твердого тела. К ним относятся вопросы совершенствования моделей нестационарного поведения материалов с учетом анизотропных, вязкоупругих и иных свойств. Разработка методов эффективного определения динамических характеристик материалов в рамках как известных классических, так и усовершенствованных моделей в условиях взаимодействия с окружающей средой при действии внешних динамических нагрузок является актуальной задачей. Целый ряд отраслей техники основан на изучении колебательных процессов. Актуальной проблемой, в частности, является рассмотрение колебаний в различных линейных системах под действием ударов, которые можно моделировать импульсами различной формы и их последовательностями. Предполагается, что напряжения в системах находятся в пределах, описываемых законом Гука, а смещения малы по сравнению с их размерами.

В настоящей работе собственные и вынужденные колебания исследуются спектральными методами с использованием цифровой фильтрации сигналов полосовыми фильтрами, параметры которых соответствуют требованиям Международной энергетической комиссии (МКЭ). Это позволяет сопоставлять теоретические результаты с экспериментальными данными, полученными с помощью фильтров. Важным моментом является теоретическое определение собственных функций колебательной системы, её частотной характеристики и функции Грина. Ограничимся рассмотрением продольных колебаний, вызванных условной нагрузкой, возбуждающей колебания звукового спектра, а также одномерной постановкой задачи в связи с линейностью задачи определения продольных колебаний стержня. Для этого используется импульсная функция Дирака, которая относится к классу обобщённых функций.

Полученное решение позволяет использовать предложенный подход для определения частотных характеристик в акустическом спектре с учетом того, что эти колебания входят в полный спектр частот конструкции и могут применяться для адекватной оценки возможности возникновения резонансных явлений.

Ключевые слова: консольный стержень; продольные колебания; импульсная нагрузка; акустический спектр; комплексная частотная характеристика; колебательная скорость.

Введение. Работа любой механической системы сопровождается возникновением колебательных процессов. Они могут порождаться различными причинами, например, неуравновешенностью деталей вследствие их конструктивных особенностей или силами, возникающими при перераспределении нагрузок между различными элементами работоспособной конструкции. Наличие в системе источников колебательных процессов не только существенно затрудняет диагностику ее состояния, но и может привести к различным отклонениям эксплуатационных характеристик от их нормативных значений, вплоть до разрушения. Колебательные процессы, приводящие к нарушению работоспособности систем, обуславливают необходимость дальнейшего их теоретического изучения.

В настоящей статье рассматриваются теоретические подходы к колебаниям конструкций. Динамические нагрузки той или иной природы, создающие колебания в строительных конструкциях, обладают определенными характеристиками. В то же время иные воздействия вызывают в тех же конструкциях колебания звукового спектра. Диапазон спектра этих частот достаточно широк, но может иметь место совпадение частот, приводящее к возникновению резонанса. Различными авторами проведен достаточно широкий круг исследований продольных колебаний стержней с разнообразными граничными условиями как в плане постановки задачи, так и в плане разработки методов и подходов к решению поставленных задач [1, 2]. Если с колебаниями силового характера вопрос достаточно широко освещен [3-5], то проблема акустических колебаний исследована не столь подробно, а особенно вопросы совпадения частот, приводящих к резонансу, что нарушает параметры комфортности среды пребывания.

Цель работы. В рамках настоящего исследования авторы ограничиваются рассмотрением продольных колебаний, вызванных условной нагрузкой, возбуждающей колебания звукового спектра (рис. 1).

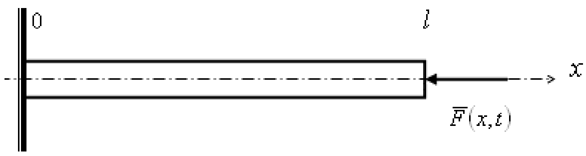

Рис. 1. Расчётная схема консольного стержня при продольных колебаниях

Для представления этой нагрузки используется импульсная функция Дирака, представляющая собой обобщенную функцию времени и координат. В рассматриваемом случае эта функция принята одномерной в связи с линейностью задачи определения продольных колебаний стержня.

Решение задачи. При исследовании колебаний систем под действием ударов мы будем использовать «колокольный» импульс (рис. 2), поскольку его параметры в наибольшей степени соответствуют параметрам реальных импульсов [6].

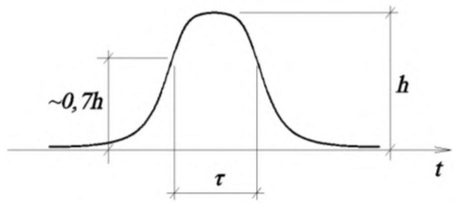

Рис. 2. Форма «колокольного» импульса:
τ – длительность импульса;
h – его высота

Для определения комплексной частотной характеристики консольного стержня воздействуем на его сечение с координатой ξ в момент времени $t = t_0$ импульсной функцией Дирака. Имеем уравнение

$$\frac{\partial^2 \overline{U}(x,t)}{\partial t^2} - \bar{c}^2 \frac{\partial^2 \overline{U}(x,t)}{\partial x^2} = \frac{1}{m}\delta(t-t_0)\delta(x-\xi), \quad (1)$$

где $\bar{c}$ – комплексная скорость продольных волн.

Для этого применим к уравнению (1) интегральное преобразование Лапласа по t. При $x > \xi$ получим

$$\frac{d^2 F(x,p)}{dx^2} - \frac{p^2}{\bar{c}^2} F(x,p) = -\frac{1}{m\bar{c}^2}\delta(x-\xi).$$

Теперь применим к этому уравнению интегральное преобразование Лапласа по координате x:

$$Y(s,p) = \frac{s^2}{s^2 - \frac{p^2}{\bar{c}^2}} F(0) + \frac{1}{s^2 - \frac{p^2}{\bar{c}^2}} F'(0) - \frac{\exp(-\xi s)}{s^2 - \frac{p^2}{\bar{c}^2}} \frac{1}{m\bar{c}^2}.$$

Переходим в пространство оригиналов по x.

$$F(x,p) = F(0)\operatorname{ch}\left(\frac{px}{\bar{c}}\right) + F'(0)\frac{\bar{c}}{p}\operatorname{sh}\left(\frac{px}{\bar{c}}\right) - \frac{1}{p\bar{c}m}\operatorname{sh}\left[\frac{p}{\bar{c}}(x-\xi)\right].$$

Здесь $l \ge x > \xi \ge 0$. При значении $x = 0$ имеем

$$F(0, p) = F(0) = F(0) \cdot 1 + 0 - 0 = 0,$$

так как смещение в заделке равно нулю.

Далее имеем

$$F'_x(l, p) = F'(0)\,\mathrm{ch}\left(\frac{pl}{\bar{c}}\right) - \frac{1}{m\bar{c}^2}\,\mathrm{ch}\left[\frac{p}{\bar{c}}(l-\xi)\right] = 0.$$

Отсюда

$$F'(0) = \frac{1}{m\bar{c}^2} \frac{\mathrm{ch}\left[\frac{p}{\bar{c}}(l-\xi)\right]}{\mathrm{ch}\left(\frac{pl}{\bar{c}}\right)}.$$

Подставив это выражение в формулу для $F(x,p)$, получим

$$F(x, p) = \frac{1}{\bar{c}pm} \frac{\mathrm{sh}\left(\frac{px}{\bar{c}}\right)\mathrm{ch}\left[\frac{p}{\bar{c}}(l-\xi)\right] - \mathrm{ch}\left(\frac{pl}{\bar{c}}\right)\mathrm{sh}\left[\frac{p}{\bar{c}}(x-\xi)\right]}{\mathrm{ch}\left(\frac{pl}{\bar{c}}\right)}.$$

или

$$F(x, p) = \frac{1}{\bar{c}pm} \frac{\mathrm{sh}\left(\frac{p\xi}{\bar{c}}\right)\mathrm{ch}\left[\frac{p}{\bar{c}}(l-x)\right]}{\mathrm{ch}\left(\frac{pl}{\bar{c}}\right)}. \qquad (2)$$

Здесь $p = i\omega$. При $l \ge \xi > x \ge 0$

$$F(x, p) = \frac{1}{\bar{c}pm} \frac{\mathrm{sh}\left(\frac{px}{\bar{c}}\right)\mathrm{ch}\left[\frac{p}{\bar{c}}(l-\xi)\right]}{\mathrm{ch}\left(\frac{pl}{\bar{c}}\right)}. \qquad (3)$$

Рассмотрим колебательную скорость консольного стержня под действием периодической последовательности импульсов «колокольной» формы, комплексная частотная характеристика которого выражается формулой (2), что позволяет обойтись без суммирования собственных форм колебаний.

Спектральная плотность потока импульсов, воздействующая на стержень, определяется по формуле (4).

$$S_x = \frac{\pi h \tau}{T} \sum_{k=0}^{\infty} \exp\left(-\frac{(0{,}5k\,\omega_1\tau)^2}{\pi}\right)\delta(\omega - k\,\omega_1). \quad (4)$$

Спектральная плотность на выходе стержня для спектральной линии составит

$$\bar{S}_{yk} = \frac{h\tau}{2m\bar{c}i} \exp\left[-\frac{\left(k\,\omega_1 \,\tau/2\right)^2}{\pi}\right] \frac{\mathrm{sh}\left(\frac{i\,\omega\xi}{\bar{c}}\right)\mathrm{ch}\left[\frac{i\,\omega(l-x)}{\bar{c}}\right]}{\mathrm{ch}\left(\frac{ik\,\omega_1\,l}{\bar{c}}\right)}. \qquad (5)$$

Для того чтобы из спектральной плотности получить амплитуду, необходимо произвести интегрирование в рассматриваемой полосе частот. Согласно определению спектральной плотности

$$S = \pi \frac{d\bar{C}}{d\,\omega},$$

где $\bar{C}$ – комплексная амплитуда.

Поэтому

$$\bar{C} = \frac{1}{\pi}\int_{\omega_1}^{\omega_2} S d\,\omega. \qquad (6)$$

Для нахождения комплексной амплитуды спектральной линии используем формулу (6)

$$\bar{C}_{yk} = \frac{h\tau}{2m\bar{c}i\,\pi} \exp\left[-\frac{\left(k\,\omega_1 \,\tau/2\right)^2}{\pi}\right] \frac{\mathrm{sh}\left(\frac{ik\,\omega_1\xi}{\bar{c}}\right)\mathrm{ch}\left[\frac{ik\,\omega_1(l-x)}{\bar{c}}\right]}{\mathrm{ch}\left(\frac{ik\,\omega_1\,l}{\bar{c}}\right)}. \qquad (7)$$

После разделения действительной и мнимой частей это выражение можно записать следующим образом:

$$\overline{C}_{yk} = -\frac{h\,\tau}{2mc\,\pi}\left\{\frac{R_1\left(Z_1\frac{\eta}{2}-Z_2\right)+R_2\left(Z_1+\frac{\eta}{2}Z_2\right)}{R_1^2+R_2^2}+i\,\frac{R_1\left(Z_1+\frac{\eta}{2}Z_2\right)-R_2\left(Z_1\frac{\eta}{2}-Z_2\right)}{R_1^2+R_2^2}\right\}\times$$

$$\times\exp\left[-\frac{\left(k\,\omega_1\,\tau/2\right)^2}{\pi}\right].$$

Скорость собственной формы колебаний в системе можно представить разложением в ряд Фурье

$$v(k,t) = 2\,\omega_1\sum_{k=1}^{\infty}k\left(\operatorname{Im}\left(\overline{C}_y\right)\cos(k\,\omega_1\,t)-\operatorname{Re}\left(\overline{C}_y\right)\sin(k\,\omega_1\,t)\right). \tag{8}$$

Колебательная скорость консольного стержня в соответствии с формулой (8) при условии $l \ge x > \xi \ge 0$ имеет вид

$$\begin{aligned} v(t) = {} & \frac{h\,\tau\omega_1}{mc\,\pi}\sum_{k=1}^{\infty}\exp\left[-\frac{\left(k\,\omega_1\,\tau/2\right)^2}{\pi}\right]k\,\frac{R_1\left(Z_1+\frac{\eta}{2}Z_2\right)-R_2\left(Z_1\frac{\eta}{2}-Z_2\right)}{R_1^2+R_2^2}\cos\left(k\,\omega_1\,t\right)- \\ & -\frac{h\,\tau\omega_1}{mc\,\pi}\sum_{k=1}^{\infty}\exp\left[-\frac{\left(k\,\omega_1\,\tau/2\right)^2}{\pi}\right]k\,\frac{R_1\left(Z_1\frac{\eta}{2}-Z_2\right)+R_2\left(Z_1+\frac{\eta}{2}Z_2\right)}{R_1^2+R_2^2}\sin\left(k\,\omega_1\,t\right), \end{aligned} \tag{9}$$

где тригонометрические и гиперболические переменные коэффициенты обозначены как

$$R_1 = \operatorname{ch}\left(\frac{k\,\omega_1\,l\,\eta}{2c}\right)\cos\left(\frac{k\,\omega_1\,l}{c}\right);$$

$$R_2 = \operatorname{sh}\left(\frac{k\,\omega_1\,l\,\eta}{2c}\right)\sin\left(\frac{k\,\omega_1\,l}{c}\right);$$

$$R_3 = \operatorname{sh}\left(\frac{k\,\omega_1\eta\xi}{2c}\right)\cos\left(\frac{k\,\omega_1\xi}{c}\right);$$

$$R_4 = \operatorname{ch}\left(\frac{k\,\omega_1\eta\xi}{2c}\right)\sin\left(\frac{k\,\omega_1\xi}{c}\right);$$

$$R_5 = \operatorname{ch}\left[\frac{k\,\omega_1\eta(l-x)}{2c}\right]\cos\left[\frac{k\,\omega_1(l-x)}{c}\right];$$

$$R_6 = \operatorname{sh}\left[\frac{k\,\omega_1\eta(l-x)}{2c}\right]\sin\left[\frac{k\,\omega_1(l-x)}{c}\right];$$

$$Z_1 = R_3R_5 - R_4R_6;\; Z_2 = R_4R_5 + R_3R_6.$$

При значениях $l \ge \xi > x \ge 0$ необходимо поменять местами x и ξ. Колебательная скорость стержня, шарнирно опёртого по концам, при условии $l \ge x > \xi \ge 0$ составит

$$v(t) = \frac{h\,\tau\omega_1}{\pi\,mc}\sum_{k=1}^{\infty}\exp\left[-\frac{\left(k\,\omega_1\,\tau/2\right)^2}{\pi}\right]k\,\frac{\left(R_7Q_3+R_8Q_4\right)\cos\left(k\,\omega_1\,t\right)-\left(R_7Q_4-R_8Q_3\right)\sin\left(k\,\omega_1\,t\right)}{R_7^2+R_8^2}, \tag{10}$$

где обозначено:

$$R_7 = \operatorname{sh}\left(\frac{k\,\omega_1\,l\,\eta}{2c}\right)\cos\left(\frac{k\,\omega_1\,l}{c}\right);\quad R_8 = \operatorname{ch}\left(\frac{k\,\omega_1\,l\,\eta}{2c}\right)\sin\left(\frac{k\,\omega_1\,l}{c}\right);\quad Q_3 = Z_3\frac{\eta}{2}-Z_4;$$

$$Q_4 = Z_3 + \frac{\eta}{2}Z_4;\quad Z_3 = R_3R_9 - R_4R_{10};\quad Z_4 = R_4R_9 + R_3R_{10};$$

$$R_3 = \operatorname{sh}\left(\frac{k\,\omega_1\xi\eta}{2c}\right)\cos\left(\frac{k\,\omega_1\xi}{c}\right); \quad R_4 = \operatorname{ch}\left(\frac{k\,\omega_1\xi\eta}{2c}\right)\sin\left(\frac{k\,\omega_1\xi}{c}\right);$$

$$R_9 = \operatorname{sh}\left[\frac{k\,\omega_1\eta(l-x)}{2c}\right]\cos\left[\frac{k\,\omega_1(l-x)}{c}\right]; \quad R_{10} = \operatorname{ch}\left[\frac{k\,\omega_1\eta(l-x)}{2c}\right]\sin\left[\frac{k\,\omega_1(l-x)}{c}\right].$$

При условии $l \geq \xi > x \geq 0$ необходимо поменять местами l и ξ.

Следует отметить, что при определении колебательной скорости стержня по формулам (9) и (10) не требуется суммировать скорости собственных форм колебаний.

Анализ результатов. Пример расчёта колебательной скорости свободного конца консольного железобетонного стержня длиной 6 м при действии периодической последовательности импульсов «колокольной» формы длительностью 0,0005 с приводится на рисунке 3.

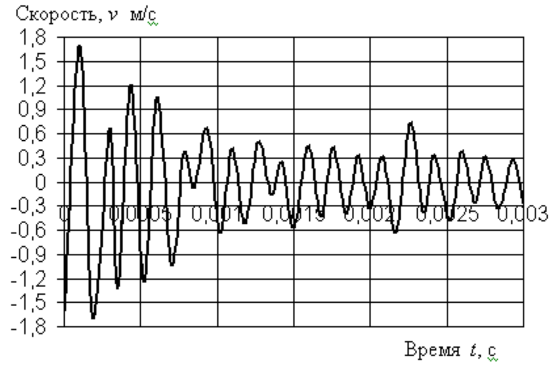

Рис. 3. Скорость продольных колебаний свободного конца железобетонного консольного стержня длиной 6 м с прямоугольным поперечным сечением размерами 0,4×0,4 м под действием периодической последовательности импульсов «колокольной» формы в сечении с координатой ξ = 4,2 м: l = 6 м; m = 400 кг/м; c = 3000 м/с; η = 0,05; x = 6 м; τ = 0,0005 с; T = 0,5 с

В пространстве изображений комплексная частотная характеристика консольного стержня может быть представлена следующим образом [7]:

$$\overline{W}(x,\xi,p) = \frac{2}{ml}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{1}{p^2+\overline{p}_n^2}\sin\left[\frac{\pi x}{2l}(2n-1)\right]\sin\left[\frac{\pi\xi}{2l}(2n-1)\right], \tag{11}$$

где $p=i\omega$.

Колебательную скорость консольного стержня, комплексный спектр амплитуд которого выражается формулой (11), можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned} v(t) = {} & \frac{2h\tau}{lm\pi}\sum_{n=1}^{\infty}\sum_{k=1}^{\infty}\exp\left[-\frac{\left(k\,\omega_1\,\tau/2\right)^2}{\pi}\right]\frac{k^2\,\eta\, b^2\sin(n_1 x)\sin(n_1\xi)}{\left(b^2-k^2\right)^2+\eta^2 b^4}\cos(k\,\omega_1\,t) - \\ & -\frac{2h\tau}{lm\pi}\sum_{n=1}^{\infty}\sum_{k=1}^{\infty}\exp\left[-\frac{\left(k\,\omega_1\,\tau/2\right)^2}{\pi}\right]\frac{k^2\left(b^2-k^2\right)\sin(n_1 x)\sin(n_1\xi)}{\left(b^2-k^2\right)+\eta^2 b^4}\sin(k\,\omega_1\,t), \end{aligned} \tag{12}$$

где $b=\dfrac{cn_1}{\omega_1}$; $n_1=\dfrac{\pi(2n-1)}{2l}$, а c = 3000 м/с – скорость звука.

Преимущество выражения (12) состоит в том, что оно позволяет исследовать каждую из собственных форм колебаний в отдельности до частот, когда толщина стержня h_1 меньше половины длины волны сдвига [8]:

$$fh_1 \leq 0{,}31c,$$

откуда значение круговой частоты

$$\omega < \frac{0{,}62\,\pi c}{h_1} \cong \frac{1{,}948c}{h_1}. \tag{13}$$

Используя выражение (13), можно получить максимальный номер собственной формы колебаний, до которой можно проводить расчёт скорости по формуле (12):

$$n \leq \frac{1{,}948 l}{\pi h_1} - 0{,}5.$$

Для примера, приведенного на рисунке 3, получим $n \leq 8{,}81$. При этом максимальное значение круговой частоты составит $\omega \cong 11780{,}97$ Гц.

Поскольку для консольного стержня $f_1 = 0{,}25\, c/l$, то при значениях $2n >> 1$ можно принять $f = \frac{0{,}5cn}{l}$. Отсюда можно получить выражение для определения количества собственных частот, меньших частоты f [9]:

$$N(f) = \frac{2l}{c} f \ .$$

Плотность собственных частот свободных колебаний стержня, т. е. их количество в полосе частот Δf, составит

$$N(\Delta f) = \frac{\partial N(f)}{\partial f} \Delta f = \frac{2l}{c} \Delta f \ . \tag{14}$$

Выводы. Представленное решение демонстрирует возможность использования предложенного подхода для определения частотных и скоростных характеристик стержневой системы в акустическом спектре.

Важным является то, что эти колебания входят в полный спектр частот конструкции и могут быть использованы для адекватной оценки возможности возникновения резонансных явлений. Показатели скорости являются важной характеристикой для строительных конструкций при размещении прецизионного оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бейлин А.Б., Пулькина Л.С. Задача о продольных колебаниях стержня с динамическими граничными условиями // Вестник Самарского университета. Естественнонаучная серия. 2014. № 3 (114). С. 9-19.

2. Белянкова Т.И., Ворович И.И., Калинчук В.В. Низкочастотные резонансы при продольных колебаниях упругого стержня, контактирующего с упругим слоем // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Серия: Естественные науки. 1998. № 3. С. 19-21.

3. Морозов Н.Ф., Товстик П.Е. Колебания стержня, вызванные кратковременным продольным ударом // Доклады Академии наук. 2013. № 1. С. 37.

4. Павлова Т.А. Напряженно-деформированное состояние неоднородного стержня при вынужденных продольных колебаниях // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. 2009. № 4. С. 16-20.

5. Денисов Г.Г., Новиков В.В., Смирнова М.Л. Об импульсе волн при продольных колебаниях упругого стержня // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2010. № 5-1. С. 134-137.

6. Ковригин С.Д., Захаров А.В., Герасимов А.И. Борьба с шумами в гражданских зданиях. Москва: Стройиздат, 1969.

7. Бутковский А.Г. Характеристики систем с распределёнными параметрами: справочное пособие. Москва: Наука, 1979.

8. Овсянников С.Н. Распространение звуковой вибрации в гражданских зданиях / Томский гос. архит.-строит. ун-т. Томск, 2000.

9. Никифоров А.С., Будрин С.В. Распространение и поглощение звуковой вибрации на судах. Ленинград: Судостроение, 1968.

Информация об авторах

КАЛАШНИКОВ Сергей Юрьевич – советник РААСН, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Экспертиза и эксплуатация объектов недвижимости» Волгоградского государственного технического университета, г. Волгоград. Область научных интересов – теория сооружений, разработка адекватных расчетных моделей с учетом различных факторов физической, конструктивной (структурной) нелинейности, техническая экспертиза объектов недвижимости. E-mail: kalashnikov@vstu.ru

ГУРОВА Елена Владимировна – кандидат технических наук, доцент кафедры «Экспертиза и эксплуатация объектов недвижимости» Волгоградского государственного технического университета, г. Волгоград. Область научных интересов – теория расчета сооружений, разработка адекватных расчетных моделей с учетом деградации конструкций, техническая экспертиза объектов недвижимости. E-mail: eun.cafedra@yandex.ru

КУРАМШИН Ренат Хосяинович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Экспертиза и эксплуатация объектов недвижимости» Волгоградского государственного технического университета, г. Волгоград. Область научных интересов – теория расчета сооружений, обеспечение параметров эксплуатационной пригодности объектов недвижимости, техническая экспертиза объектов недвижимости. E-mail: kuramrenat@mail.ru

РЕТЛИНГ Эрнст Владимирович – доктор технических наук, профессор кафедры «Экспертиза и эксплуатация объектов недвижимости» Волгоградского государственного технического университета, г. Волгоград. Область научных интересов – архитектурно-строительная акустика, теория колебаний. E-mail: rettling@ yandex.ru

UDC 699.842
DOI: 10.25686/2542-114X.2019.4.69

ON THE VIBRATIONAL VELOCITY OF THE ROD EXPOSED TO PERIODIC SEQUENCE OF SHOCKS

S. Iu. Kalashnikov, E. V. Gurova, R. H. Kuramshin, E. V. Ratling
Volgograd State Technical University (Volgograd)

The development of various fields of modern applied science and the demands of engineering practice are constantly putting forward new theoretical and applied problems of mechanics of a deformable solid. These include the improvement of models of unsteady behavior of materials taking into account anisotropic, viscoelastic and other properties. It is vitally important to develop the methods for effective determination of dynamic characteristics of materials both within the framework of conventional and advanced models in terms of interaction with the environment exposed to external dynamic loads. A number of branches of technology are based on the study of oscillatory processes. Particularly relevant is the problem of oscillations in various linear systems under the action of shocks, which can be modeled by pulses of different shapes and their sequences. It has been assumed that the stresses in the systems are within the limits described by Hooke's law, and the displacements are insignificant as compared to their sizes.

In this paper, natural and forced oscillations are investigated by spectral methods using digital signal filtering by band pass filters, the parameters of which correspond to the requirements of the International energy Commission (IECC). This allows comparison of theoretical results with experimental data obtained using filters.

It is important to provide a theoretical definition of oscillatory system functions, its frequency response and the Green function. The authors focus on longitudinal oscillations caused by conditional load, which gives rise to sound vibrations, as well as a one-dimensional formulation of the problem in connection with the linearity of the problem of determining longitudinal vibrations of the rod. In order to do so, the generalized Dirac impulse function has been used.

The obtained solution makes it possible to use the proposed approach to determine the frequency characteristics in the acoustic spectrum, taking into account the inclusion of these oscillations into the full spectrum of frequencies of the structure. Thus, the method can be used to adequately assess the possibility of resonance phenomena.

Keywords: cantilever rod, longitudinal oscillations, impulse load, acoustic spectrum, complex frequency response, oscillatory velocity

REFERENCES

1. Beylin A.B., Pulkina L.S. Zadacha o prodolnykh kolebaniyakh sterzhnya s dinamicheskimi granichnymi usloviyami [Problem of longitudinal vibrations of a rod with dynamic boundary conditions], *Vestnik Samarskogo universiteta. Yestestvennonauchnaya seriya* [Bulletin of Samara University. Natural Science Series], 2014, No. 3 (114), pp. 9-19.

2. Belyankova T.I., Vorovich I.I., Kalinchuk V.V. Nizkochastotnyye rezonansy pri prodol'nykh kolebaniyakh uprugogo sterzhnya, kontaktiruyushchego s uprugim sloyem [Low-frequency resonances at

longitudinal vibrations of an elastic rod in contact with an elastic layer], *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Severo-Kavkazskiy region. Seriya: Yestestvennyye nauki* [Proceedings of Higher Education Institutions. North Caucasus region. Series: Natural Sciences], 1998, No. 3, pp. 19-21.

3. Morozov N.F., Tovstik P.E. Kolebaniya sterzhnya, vyzvannyye kratkovremennym prodol'nym udarom [Oscillations of the rod caused by a short-term longitudinal shock], *Doklady Akademii nauk* [Reports of the Academy of Sciences], 2013, No. 1, p. 37.

4. Pavlova T.A. Napryazhenno-deformirovannoye sostoyaniye neodnorodnogo sterzhnya pri vynuzhdennykh prodol'nykh kolebaniyakh [Stress-strain state of inhomogeneous rod under forced longitudinal oscillations], *Vestnik Belgorodskogo gosudarstvennogo tekhnologicheskogo universiteta im. V.G. Shukhova* [Bulletin of Belgorod State Technological University], 2009, No. 4, pp. 16-20.

5. Denisov G.G., Novikov V.V., Smirnova M.L. Ob impul'se voln pri prodol'nykh kolebaniyakh uprugogo sterzhnya [On the pulse of waves at longitudinal oscillations of an elastic rod], *Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N.I. Lobachevskogo* [Bulletin of Lobachevsky State University of Nizhni Novgorod], 2010, No. 5-1, pp. 134-137.

6. Kovrigin S.D., Zakharov A.V., Gerasimov A.I. Borba s shumami v grazhdanskikh zdaniyakh [Fighting noise in civil buildings], Moscow: Stroyizdat, 1969.

7. Butkovskiy A.G. Kharakteristiki sistem s raspredelonnymi parametrami: spravochnoye posobiye, Moscow: Nauka, 1979.

8. Ovsyannikov S. N. Rasprostraneniye zvukovoy vibratsii v grazhdanskikh zdaniyakh [Characteristics of systems with distributed parameters: a reference guide], Tomsk State University of Architecture and Construction, Tomsk, 2000.

9. Nikiforov A.S., Budrin S.V. Rasprostraneniye i pogloshcheniye zvukovoy vibratsii na sudakh [Propagation and absorption of sound vibration on ships]. Leningrad: Sudostroyeniye [Ship building], 1968.

Information about the authors

KALASHNIKOV Sergei Iurevich – Advisor of Russian Academy of Architecture and Construction Sciences, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of the Department of Examination and Operation of Real Estate, Volgograd State Technical University, Volgograd. Research interests – theory of structures, development of adequate calculation models taking into account various factors of physical, structural nonlinearity, technical expertise of real estate. E-mail: kalashnikov@vstu.ru

GUROVA Elena Vladimirovna – Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor of the Department of Examination and Operation of Real Estate, Volgograd State Technical University, Volgograd. Research interests – theory of calculation of structures, development of adequate calculation models taking into account the degradation of structures, technical expertise of real estate. E-mail: eun.cafedra@yandex.ru

KURAMSHIN Renat Khosiainovich – Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor of the Department of Examination and Operation of Real Estate, Volgograd State Technical University, Volgograd. Research interests – theory of calculation of structures, ensuring the parameters of operational suitability of real estate, technical expertise of real estate. E-mail: kuramrenat@mail.ru

RETLING Ernst Vladimirovich – Doctor of Engineering Sciences, Professor of the Department of Examination and Operation of Real Estate, Volgograd State Technical University, Volgograd. Research interests – architectural and construction acoustics, theory of oscillations. E-mail: rettling@yandex.ru

Библиографическая ссылка

О колебательной скорости стержня под действием периодической последовательности ударов / С. Ю. Калашников, Е. В. Гурова, Р. Х. Курамшин, Э. В. Ретлинг // Вестник Поволжского государственного технологического университета. Сер.: Материалы. Конструкции. Технологии. – 2019. – № 4(12). – С. 69-76. – DOI: 10.25686/2542-114X.2019.4.69