

А. Е. САМОТУГА<sup>1</sup>  
А. А. ФЕДОТОВ<sup>2</sup>  
Р. А. АХМЕДЖАНОВ<sup>2</sup>  
А. А. ПЯТКОВ<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Омский государственный  
технический университет,  
г. Омск

<sup>2</sup>Омский государственный  
университет путей сообщения,  
г. Омск

<sup>3</sup>Закрытое акционерное  
общество «СиСофт Омск»,  
г. Омск

## ОЦЕНКА АДЕКВАТНОСТИ МОДЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ ТРУБОПРОВОДА ПРИ УДАРНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

В работе представлены два аналитических выражения для моделирования колебаний трубопровода в результате ударного воздействия, позволяющие тестировать алгоритмы обработки виброакустических сигналов для обнаружения несанкционированных подключений. Реализованы расчет и оценка адекватности моделей сравнением форм импульсов и их амплитудно-частотного спектра с экспериментальными, полученными на пятиметровой трубе и действующем трубопроводе протяженностью 200 м. Модель, обозначенная в работе как «полная», показала наиболее достоверные результаты при расчете колебаний как макета трубы, так и протяженного действующего трубопровода с наложением помехи.

**Ключевые слова:** модель колебаний трубы, поперечные колебания трубопровода, несанкционированное воздействие на трубопровод, упругие колебания.

*Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант № 17-08-01560).*

Магистральные трубопроводы подвергаются влиянию внешних факторов, вследствие чего возникают колебания, аналитическому описанию которых посвящено множество работ.

Известным подходом к расчету колебаний действующих трубопроводов является использование модели на основе теории колебаний стержня [1]. Первые попытки решения задачи о колебаниях трубы предпринимались еще в 1950 году [2]. Развитие теории получила в виде метода Бубнова–Галеркина для определения собственных частот колебаний трубопровода с учетом потока жидкости и вида закрепления трубы. Результаты нашли практическое применение [3]. Данные модели, например, позволяют определять максимально допустимую силу сжатия трубопровода [4]. Значимые результаты по развитию теории получены С. П. Тимошенко [5], в которых приведены выражения для расчета форм свободных колебаний стержня с учетом упругого основания. Расчет на базе упрощенной модели стержня [6] ранее позволил провести оценку эффективности когерентного накопления сигнала при решении задачи обнаружения изменения состояния трубопровода вследствие несанкционированного вмешательства [7].

Результирующее перемещение при колебаниях трубопровода было описано моделью, обозначенной как «базовая» [8]:

$$Y(t) = \frac{2v_0}{L} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\omega_i} \sin \frac{i\pi x_1}{L} \times \\ \times \sin \frac{i\pi x_2}{L} \sin \omega_i t \cdot e^{-t(\omega_i z + k)} + S(t), \quad (1)$$

где  $v_0$  — скорость штока;  $L$  — длина трубы;  $i$  — номер моды;  $\omega_{ib}$  — собственная частота колебаний;  $x_1$ ,  $x_2$  — координаты источника и приемника;  $t$  — отсчеты времени;  $z$  — амплитудно-частотный коэффициент затухания;  $k$  — амплитудно-временной коэффициент затухания;  $S(t)$  — помеха.

Для получения набора частот использовались выражения [5, 9]:

$$\omega_{ib} = \sqrt{\frac{EJ}{ML}} C_i^4; J = \frac{\pi}{8} d^3 h,$$

где  $E$  — модуль Юнга материала стенки трубы;  $J$  — момент инерции стенки трубы;  $M$  — погонная масса трубы;  $C_i$  — корни частотного уравнения;  $d$  — диаметр трубы;  $h$  — толщина стенки трубы.

Расширенный вариант модели (обозначим как «полная»), учитывающей дополнительные параметры, можно получить, если представить трубопровод в виде стержня, контактирующего со штоком с заданной массой и начальной скоростью, выступающим в роли источника зондирующих импульсов [10]:

$$Y(t) = \frac{\pi m v_0 (1 + \bar{e})}{\rho A L \tau} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{(-1)^{i-1} \sin \frac{i\pi x}{L}}{\left( \omega_{in}^2 - \frac{\pi^2}{\tau^2} \right)^2 + \frac{4\pi^2 \delta_i^2}{\tau^2}} \times$$

$$\times \left\{ \begin{array}{l} \left[ \begin{array}{l} 2e^{\delta_i \tau} \frac{\delta_i \pi}{\tau} \cos \theta_i \tau - \\ - \frac{\pi e^{\delta_i \tau}}{\tau \theta_i} \left( 2\delta_i^2 - \omega_{in}^2 + \frac{\pi^2}{\tau^2} \right) \sin \theta_i \tau + \frac{2\pi \delta_i}{\tau} \end{array} \right] \cos \theta_i t + \\ + \left[ \begin{array}{l} \frac{\pi e^{\delta_i \tau}}{\tau \theta_i} \left( 2\delta_i^2 - \omega_{in}^2 + \frac{\pi^2}{\tau^2} \right) \cos \theta_i \tau + 2e^{\delta_i \tau} \times \\ \times \frac{\delta_i \pi}{\tau} \sin \theta_i \tau + \frac{\pi}{\tau \theta_i} \left( 2\delta_i^2 - \omega_{in}^2 + \frac{\pi^2}{\tau^2} \right) \end{array} \right] \sin \theta_i t \end{array} \right\} + S(t) \quad (2)$$

где  $m$  — масса штока;  $\rho$  — плотность стали;  $A$  — площадь сечения;  $\tau$  — длительность контакта штока с трубой.

Кроме наличия вышеперечисленных параметров в формуле (2), отличия от базовой модели заключаются в ином выражении для собственных частот колебаний, а также в введенных коэффициентах  $A_1$ ,  $A_2$  — для моделирования затухания и  $A_3$  — для учета жесткости основания:

$$\tau = 2,9432 \frac{\alpha_m}{v_0}; \quad \alpha_m = \frac{15\pi v_0^2 (\delta_1 + \delta_2) m}{16\sqrt{R}};$$

$$\omega_{in} = \sqrt{A_3 + \frac{EJC_i^4}{ML^4}}; \quad \delta_i = \frac{1}{2} \left( A_1 \frac{i^4 \pi^4}{L^4} + A_2 \right);$$

$$\theta = \sqrt{\omega_i^2 - \delta_i^2}; \quad A_1 = \frac{c_1 I}{\rho A}; \quad A_2 = \frac{c_2}{\rho A}; \quad A_3 = \frac{k}{\rho A}.$$

На рис. 1 изображен расчет форм импульсов в среде Matlab на основе базовой и полной модели, а также сигнал, полученный в ходе эксперимента на трубе с приведенными ранее параметрами [8].

Рис. 2, 3 содержат амплитудно-частотные характеристики моделированных сигналов по формулам (1) и (2) в сравнении с эмпирическим без наложения помехи.

Визуальная оценка форм импульсов и амплитудного спектра показывает, что полная модель обеспечивает наилучший результат.

Несмотря на схожесть огибающей формы импульса, базовая модель генерирует импульс с недостаточной амплитудой в высокочастотной области, чувствительной к затуханию при влиянии грунта [11–13]. Это является существенным недостатком, так как одним из основных нарушений, обнаруживаемых системами контроля трубопроводов, является создание шурфа. Наибольшее отклонение базовой модели фиксируется в области 1809–2153 Гц. С добавлением помехи (рис. 4), на первый взгляд, амплитудный спектр приближается к экспериментальному, но это происходит из-за «маскировки» помехой амплитуды расчетного сигнала на соответствующих частотах.

Ошибка базовой модели, не учитывающей наличие упругого основания, имеет научное объяснение. Отклонение значений частот зафиксировано в трудах [14, 15]. Численный расчет доказывает, что основание под трубой увеличивает частоты ее свободных колебаний, что можно наблюдать на всех приведенных графиках в данной работе (существенное снижение амплитуды частот свыше 1,5 кГц).

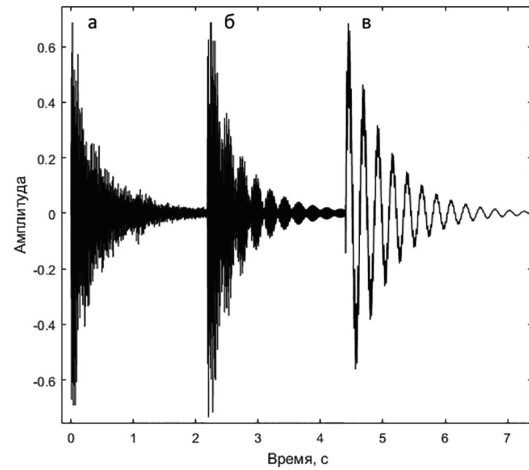


Рис. 1. Форма импульса при ударном воздействии на трубу длиной пять метров: а — эмпирический; б — полная модель; в — базовая модель

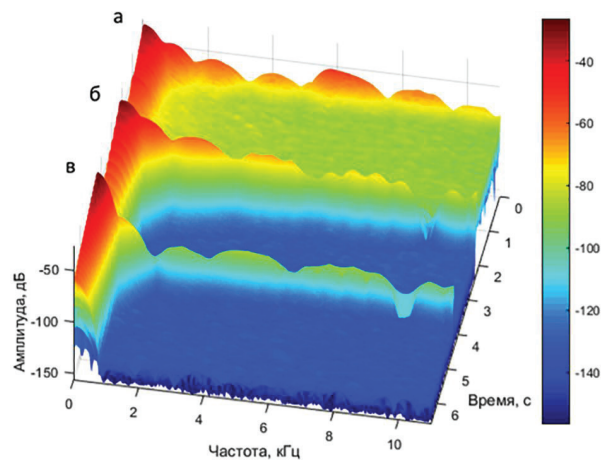


Рис. 2. Спектрограмма импульса при ударном воздействии на трубу длиной пять метров: а — эмпирический; б — полная модель; в — базовая модель

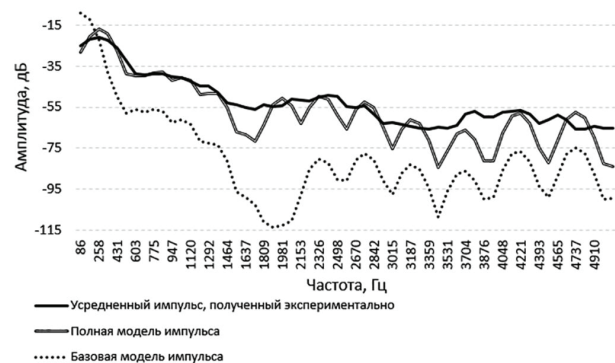


Рис. 3. Амплитудный спектр импульсов

Для оценки адекватности моделирования сигналов при значительно большей дистанции контроля приведен виброакустический сигнал (рис. 4, 5), полученный на поверхности действующего трубопровода, перекачивающего воду, в сравнении с расчетными сигналами на основе базовой и полной моделей. Параметры трубопровода приведены в табл. 1.

На моделируемый сигнал накладывалась помеха  $S(t)$ , полученная на этом же действующем трубо-

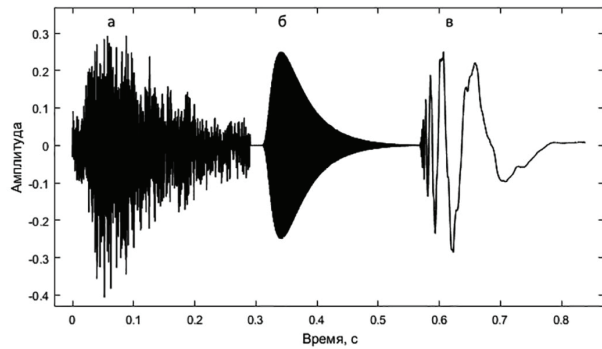


Рис. 4. Форма импульса при ударном воздействии для  $L = 800$  м,  $S(t) = 0$ : а — эмпирический; б — полная модель; в — базовая модель

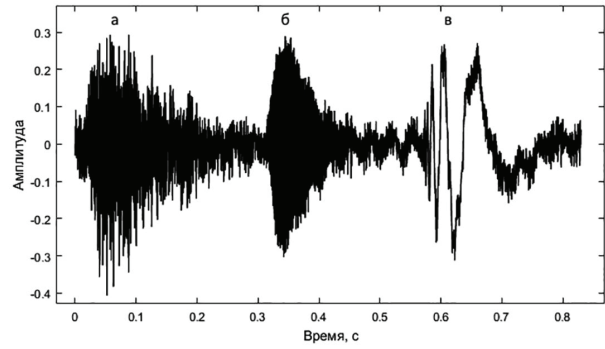


Рис. 5. Форма импульса при ударном воздействии для  $L = 800$  м,  $S(t) \neq 0$ : а — эмпирический; б — полная модель; в — базовая модель

Таблица 1

Параметры модели действующего трубопровода с жидкостью

Длина трубы, м	$L = 600$	Скорость штока генератора колебаний, м/с	$v = 1,43$
Координата источника, м	$x_1 = 400$	Частота дискретизации сигнала, Гц	44100
Координата приемника, м	$x_2 = 200$	Коэффициенты затухания	$A_1 = 0,05; A_2 = 50$
Толщина стенки трубы, м	$h = 0,02$	Коэффициент жесткости основания	$A_3 = 12 \times 10^7$
Модуль Юнга для стали, Па	$E = 200 \times 10^9$	Длительность контакта, с	$T = 0,00004$
Диаметр трубы, м	$d = 0,4$	Плотность стали, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_0 = 7800$
Число мод	$n = 4000$	Плотность жидкости (вода), кг/м <sup>3</sup>	$\rho = 1000$

проводе виброакустическим датчиком «ГлобалТест АР99-1000» в связке с аналого-цифровым преобразователем «АКМ АК5385», включающая в себя собственные шумы оборудования, перекачиваемой жидкости и окружающей среды.

Точки генерации сигнала и его приема были разнесены на 200 м друг от друга. Координата источника располагалась в центре пролета, следовательно, расчетные параметры трубопровода были заданы следующие:  $L = 600$  м, источник  $x_1 = 400$  м, приемник  $x_2 = 200$  м.

В расчетах действующего наземного трубопровода учитывалась плотность перекачиваемой жидкости.

Общая масса трубопровода определялась как сумма массы стальной трубы с параметрами, указанными в табл. 1, и жидкости. Уравнение для частот свободных колебаний в таком случае имеет вид:

$$\omega_i = \sqrt{A_3 + \frac{EIK_i^4}{\left(\rho\pi dh + \frac{\rho_0\pi d^2}{4}\right)L^4}}$$

Амплитудный спектр для моделей в сравнении со средним экспериментальным импульсом приведен на рис. 6.

Базовая модель (1) для расчета виброакустического сигнала действующего протяженного трубопровода менее достоверна. Сходство амплитудного спектра сигнала базовой модели с экспериментальным существенно снижается с увеличением протяженности до 200 м:  $R = 0,77$  для крайней частоты 1,5 кГц и  $R = 0,51$  для 5 кГц, в сравнении с соответствующими значениями для пятиметровой трубы:  $R = 0,84$  и  $R = 0,83$ .

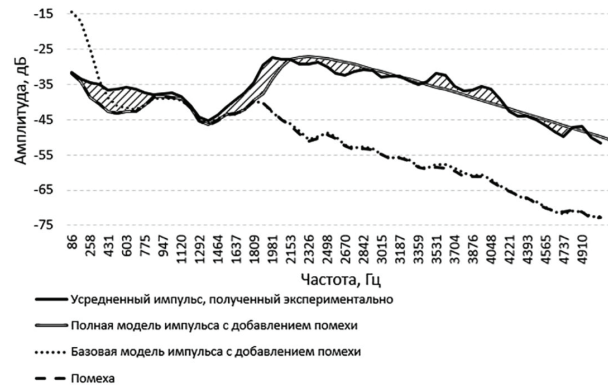


Рис. 6. Амплитудный спектр сигналов для  $L = 600$  м

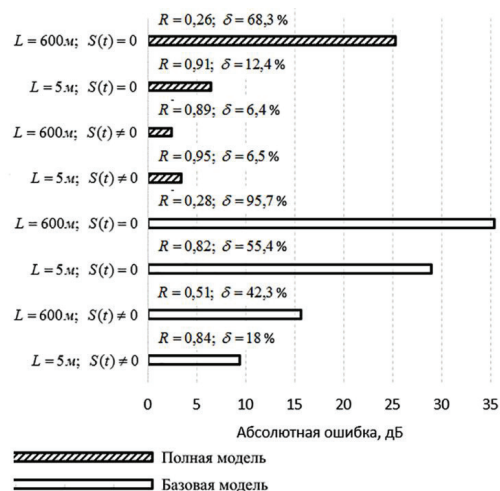


Рис. 7. Оценка адекватности моделей

Использование полной модели для расчета колебаний двухсотметрового участка трубопровода демонстрирует адекватность аналитического выражения (2) при решении поставленной задачи. Коэффициент корреляции для амплитудного спектра расчетного и экспериментального сигнала составил  $R_2=0,89$  в диапазоне до 5 кГц.

Результат моделирования анализировался с использованием расчета средней абсолютной ошибки  $\Delta$ , относительной ошибки  $\delta$ , средней квадратической ошибки  $\sigma$  и коэффициента корреляции Пирсона  $R$ , вычисляемых для спектра сигналов по формулам [16]:

$$\delta = \frac{\Delta}{\bar{y}},$$

$$\Delta = \sum \frac{|x_k - y_k|}{n},$$

$$\sigma = \sum_{i=1}^N \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n (x_{ik} - \bar{x}_i)^2}{n}},$$

$$R = \frac{\sum_{k=1}^n (y_k - \bar{y})(x_k - \bar{x})}{\sum_{k=1}^n (y_k - \bar{y})^2 \sum_{k=1}^n (x_k - \bar{x})^2},$$

где  $x_k$  — амплитуда гармоники  $k$  импульса, полученного аналитически;  $\bar{x}$  — среднее значение амплитуд частот импульса, полученного аналитически;  $y_k$  — амплитуда гармоники  $k$  усредненного импульса, полученного экспериментально;  $\bar{y}$  — среднее значение амплитуд частот усредненного импульса, полученного экспериментально;  $n$  — количество рассматриваемых гармоник ( $n=59$ );  $N$  — количество рассматриваемых эмпирических импульсов ( $N=30$ );  $i$  — номер импульса.

Коэффициент детерминации  $R$  для амплитудных спектров, абсолютная и относительная погрешность для всех рассмотренных случаев приведены на рис. 7. Средняя квадратическая ошибка по частотному диапазону до 5 кГц в выборке из 30 экспериментальных импульсов составила 0,9 дБ.

В результате анализа отклонений расчетных значений от экспериментальных (рис. 7), следует сделать вывод о высокой достоверности и предложенных моделей на основе теории колебания стержня в задаче расчета виброакустического сигнала, фиксируемого на поверхности трубопровода.

Для расчета колебаний протяженного трубопровода использование базовой модели не рекомендуется ввиду значительного расхождения с экспериментом. Минимальное отклонение от экспериментальных данных соответствует полной модели как для трубы длиной пять метров, так и на участке 200 м трубопровода длиной 600 м ( $R=0,95$  для  $L=5$  и  $R_2=0,89$  для  $L=600$ ).

Эксперимент подтвердил наличие «стабилизирующего» эффекта от основания трубопровода, выраженного в виде сдвига значений собственных частот, и необходимость его учета при расчете колебаний протяженного трубопровода.

#### Библиографический список

1. Новожилов В. В. Теория тонких оболочек. Л.: Судпрогаз, 1962. 30 с.

2. Ashley H., Haviland G. Bending vibrations of a pipeline, containing flowing fluid // Journal of Applied Mechanics. 1950. Vol. 17, no. 3. P. 229–232.

3. Натанзон М. С. Параметрические колебания трубопровода, возбуждаемые пульсирующим расходом жидкости // Отделение технических наук. Механика и машиностроение. 1962. № 4. С. 42–46.

4. Алфутов Н. А. Основы расчета на устойчивость упругих систем. М.: Машиностроение, 1978. 310 с.

5. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уквер У. Колебания в инженерном деле / пер. с англ. Л. Г. Корнейчука; под ред. Э. И. Григолюка. М.: Машиностроение, 1985. 472 с.

6. Ахмеджанов Р. А., Федотов А. А. О помехоустойчивости активного виброакустического способа контроля состояния магистрального трубопровода // Омский научный вестник. 2018. № 2 (158). С. 116–120. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-158-116-120.

7. Пат. 2463590 Российская Федерация, МПК G 01 N 29/04 (2006.01). Способ обнаружения изменений параметров среды в окружении заглубленного магистрального продуктопровода / Епифанцев Б. Н., Федотов А. А. № 2011121858/28; заявл. 30.05.2011; опубл. 10.10.2012, Бюл. № 28.

8. Федотов А. А. Математическая модель упругих колебаний трубопровода при ударном воздействии // Международный научно-исследовательский журнал. 2017. № 5-3 (59). С. 132–138. DOI: 10.23670/IRJ.2017.59.039.

9. Миронов М. А., Пятаков П. А., Андреев А. А. Вынужденные изгибные колебания трубы с потоком жидкости // Акустический журнал. 2010. Т. 56, № 5. С. 684–692.

10. Годсмит В. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел / пер. с англ. М. С. Лужиной и О. В. Лужина. М.: Изд-во литературы по строительству, 1965. 448 с.

11. Perna I., Hanzlicek T., Steinerova M. [et al.]. Acoustic Absorption of geopolymer/sand mixtures // Ceramics-Silikaty. 2009. Vol. 53, no. 1. P. 48–51.

12. Sikora J., Turkiewicz J. Sound absorption coefficients of granular materials // Mechanics and control. 2010. Vol. 29, no. 3. P. 149–157.

13. Федотов А. А., Копейкин С. А. Влияние факторов окружающей среды на распространение упругих колебаний в трубопроводе // Омский научный вестник. 2018. № 1 (157). С. 76–82. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-157-76-82.

14. Djondjorov P., Vassilev V., Dzhupanov P. Dynamic stability of fluid conveying cantilevered pipes on elastic foundations // Journal of Sound and Vibration. 2001. Vol. 247 (3). P. 537–546. DOI: 10.1006/jsvi.2001.3619.

15. Djondjorov P. Dynamic stability of pipes partly resting on Winkler foundation // Journal of Theoretical and Applied Mechanics. 2001. Vol. 31 (3). P. 101–112.

16. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика. 9-е изд., стер. М.: Высшая школа, 2003. 479 с.

**САМОТУГА Александр Евгеньевич**, кандидат технических наук, ассистент кафедры «Комплексная защита информации» Омского государственного технического университета.

SPIN-код: 4235-1670

AuthorID (РИНЦ): 724385

Адрес для переписки: samotugasashok@mail.ru

**ФЕДОТОВ Александр Анатольевич**, кандидат технических наук, научный сотрудник кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС).

SPIN-код: 2511-2353

AuthorID (РИНЦ): 686080

Адрес для переписки: fedotov1609@gmail.com

**АХМЕДЖАНОВ Равиль Абдрахманович**, кандидат технических наук, профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» ОмГУПС.

AuthorID (РИНЦ): 533818

Адрес для переписки: ahmedjanov.ra@gmail.com

**ПЯТКОВ Артем Анатольевич**, кандидат технических наук, инженер-программист ЗАО «СиСофт Омск».

SPIN-код: 9104-6804

AuthorID (РИНЦ): 631613

Адрес для переписки: artoymur@gmail.com

#### Для цитирования

Самотуга А. Е., Федотов А. А., Ахмеджанов Р. А., Пятков А. А. Оценка адекватности моделей колебаний трубопровода при ударном воздействии // Омский научный вестник. 2018. № 6 (162). С. 206–210. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-162-206-210.

Статья поступила в редакцию 13.10.2018 г.

© А. Е. Самотуга, А. А. Федотов, Р. А. Ахмеджанов,  
А. А. Пятков