

УДК 533.951

doi: 10.18698/0536-1044-2022-7-90-100

# Экспериментальное исследование динамических характеристик трубопровода гидромеханической системы\*

А.А. Секачева, Л.Г. Пастухова, А.С. Носков, Е.Р. Бутакова

Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина

## Experimental Study of Hydromechanical System Pipeline Dynamic Characteristics

A.A. Sekacheva, L.G. Pastukhova, A.S. Noskov, E.R. Butakova

Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin

Рассмотрена проблема повышения виброустойчивости трубопроводов гидромеханических систем, характеризующей надежность их эксплуатации. К возникновению вибраций и шума в трубопроводах приводят, как правило, пульсации давления в потоке рабочей жидкости и структурные вибрации от нагнетателей, распространяющиеся по конструкции трубопровода. Для изучения динамического поведения реальной сложной трубопроводной системы с нагнетателем проведено экспериментальное исследование ее виброакустических параметров. Изучен стационарный процесс работы насоса, формирующего турбулентное течение потока в трубопроводе. В ходе физического эксперимента выполнен спектральный анализ, построены виброакустические спектры в выбранных контрольных точках отдельного прямолинейного участка трубопровода в диапазоне частот 0,5...400 Гц. Исследовано изменение динамических параметров по длине прямолинейного участка при различных значениях расхода рабочей жидкости. Изучено влияние рабочих параметров нагнетателя (подачи и давления рабочей жидкости) на виброакустические характеристики трубопровода. Установлено, что поперечные колебания имеют наибольшее значение при формировании динамического поведения исследуемого участка. Определено, что с увеличением расхода рабочей жидкости возрастает относительное виброперемещение трубопровода вдоль оси  $x$ .

**Ключевые слова:** виброакустические характеристики, динамические характеристики трубопровода, вибрации и шум, пульсации давления рабочей жидкости

The article considers vibration resistance of hydromechanical system pipelines characterizing the reliability of their operation. As a rule, vibrations and noise in pipelines are caused by pressure pulsations in the flow of the working medium and structural vibrations from superchargers propagating along the pipeline structure. An experimental analysis of vibroacoustic parameters of a real complex pipeline system with a supercharger was performed to study its dynamic behavior. At this stage of the study, the stationary process of pump operation forming a turbulent flow in the pipeline, was researched. In the course of the physical experiment, a spectral analysis was performed and vibroacoustic spectra were built at the selected control points of a separate straight section of the pipeline in the frequency range of 0.5...400.0 Hz. An analysis of the change in dynamic parameters along the length of a straight section was made at various flow rates of the working fluid. The influ-

\* Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-38-90284.

ence of the operating parameters of the supercharger (supply and pressure) on the vibroacoustic characteristics of the pipeline was studied. It was found that transverse oscillations are of greater importance in the formation of the dynamic behavior of the studied area. It is determined that with increasing the flow rate, the relative vibrational displacement of the pipeline along the X axis (longitudinal vibrations) also increases.

**Keywords:** vibroacoustic characteristics, pipeline dynamic parameters, vibration and noise, working liquid pressure fluctuations

Устранение вибраций является одной из главных задач проектирования и строительства коммуникаций нагнетательных установок. Правильное решение этой задачи позволяет предупредить аварии на насосных и компрессорных станциях, в частности на присоединенных трубопроводах, которые находятся под действием динамических нагрузок. Это очень важная задача, так как те трубопроводы, которые рассчитаны только на статическую нагрузку, не имеют достаточной надежности в эксплуатации при наличии периодически действующих сил.

На предприятиях различных отраслей промышленности широко применяются различные нагнетательные установки, при эксплуатации которых часто проявляются их существенные недостатки, связанные с наличием пульсаций рабочей жидкости (РЖ), вибраций нагнетательных установок и присоединенных к ним трубопроводов.

Основным источником вибраций коммуникаций нагнетательных станций является пульсирующий поток. Пульсации давления РЖ приводят к снижению пропускной способности трубопровода, а следовательно, и производительности нагнетательных установок. В нагнетательном трубопроводе пульсации РЖ также могут способствовать увеличению мощности агрегата из-за образования стоячих волн.

При асинхронной работе нескольких нагнетателей часто наблюдаются случаи возникновения мгновенных высоких давлений (например, на выходе компрессорных цилиндров). Также высокие давления образуются в местах крутых поворотов трубопроводов с пульсирующим потоком РЖ.

Вибрации трубопроводов происходят, как правило, почти у всех поршневых нагнетательных установок, даже если колебания нагнетателя снижены до безопасных пределов. Кроме того, поскольку вибрации распространяются еще и структурно (через грунт, конструкции креплений), они вредны для оборудования, расположенного даже на существенном удалении от источника колебаний.

Визуальные наблюдения и экспериментальные измерения, рассмотренные в работах [1–11] учеными мирового уровня, такими как А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов, Г.М. Макарьянц, А.Н. Крючков и Т.Б. Миронова, дают основание считать, что главной причиной вибраций в трубопроводах является пульсирующий поток РЖ.

Известно, что наличие волн давления в трубопроводе может создать вероятность возникновения условия резонанса (совпадения частоты собственных и вынужденных колебаний столба жидкости) в трубопроводе.

По мнению многих исследователей, к наиболее эффективным способам борьбы с вибрациями трубопроводов нагнетательных установок относится гашение пульсаций РЖ у источника их возникновения, т.е. непосредственно у насосов [12–14].

Уменьшение амплитуды пульсаций давления РЖ в трубопроводе также достигается увеличением кратности насоса при конструировании, либо применением объемных аккумуляторов или воздушных колпаков. С возрастанием числа нагнетательных цилиндров абсолютное значение амплитуды пульсаций давления РЖ снижается.

Тем не менее любые мероприятия и рекомендации, разработанные для повышения виброустойчивости трубопроводов гидромеханических систем, требуют подтверждения адекватности и эффективности путем постановки физического эксперимента.

Цель работы — исследование виброакустических характеристик реальной трубопроводной системы, имеющей пространственную конфигурацию.

**Метод исследования колебаний трубопроводов и пульсаций РЖ в них.** К основным методам исследования колебаний трубопроводов и пульсаций РЖ в них относится измерение амплитуды и частоты вынужденных колебаний трубопроводов и нагнетательных установок. Амплитуда и частота вынужденных колебаний — самые важные параметры оценки проч-

ности и виброустойчивости трубопроводов и нагнетательных установок.

Считается, что в общем случае вибрации могут происходить по всем направлениям одновременно. Хотя достаточно полное описание вибрационного поведения трубопроводной конструкции можно получить при измерении этих параметров в трех взаимно перпендикулярных направлениях.

При необходимости оценки сложного колебания следует использовать стационарные вибрографы. Такие вибрографы не только записывают колебания, но и фиксируют отметку времени, что позволяет одновременно определять амплитуду и частоту исследуемых вибраций.

Для оценки состояния вибрирующей конструкции необходимо сопоставить ее вынужденные и собственные колебания. При определении собственных колебаний трубопровода его следует рассматривать как неразрезную балку [12].

Собственные частоты гидравлической подсистемы трубопровода можно определить по известному эмпирическому выражению [15]

$$f_n = \frac{c_{\text{пр}}(2n-1)}{4l_{\text{тр}}},$$

где  $c_{\text{пр}}$  — скорость звука в РЖ с учетом податливости стенок трубопровода;  $n$  — номер собственной частоты;  $l_{\text{тр}}$  — суммарная длина трубопровода.

Традиционно для определения динамических характеристик гидравлических и механических частей системы используют изолированный подход [15]. Например, при расчете пульсаций давления РЖ по длине трубопровода учитывают граничные условия только гидравлической подсистемы в виде импедансов присоединенных цепей.

Влияние трубопровода на течение РЖ оценивают опосредованно, например, по изменению скорости распространения волн РЖ в трубопроводе относительно таковой в открытой среде. Учет физических свойств материала трубопровода, заключающийся в уменьшении скорости звука в трубопроводе из-за наличия податливости его стенки, определяется выражением [15]

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{d_{\text{вн}} E_{\text{ж}}}{\delta_{\text{ст}} E_{\text{тр}}}}},$$

где  $c_0$  — скорость распространения волн давления в РЖ, заключенной в трубопровод с аб-

солютно жесткими стенками (для воды при температуре 22 °С  $c_0 = 1486,2$  м/с);  $d_{\text{вн}}$  — внутренний диаметр трубопровода;  $E_{\text{ж}}$  и  $E_{\text{тр}}$  — модуль упругости РЖ (воды) и материала трубопровода;  $\delta_{\text{ст}}$  — толщина стенки трубопровода.

В проектной практике для вычисления динамических параметров элементов трубопровода (частот и форм собственных колебаний) выполняют расчет колебаний методом модального анализа. Такой расчет проводят с использованием современных программных комплексов (ANSYS, COMSOL и пр.), способных реализовать метод конечных элементов для решения широкого спектра задач, в том числе задач о связанных колебаниях РЖ и упругой конструкции.

Предыдущие части исследования, описанные в работах [16–20], посвящены численному изучению влияния геометрических параметров прямолинейного участка трубопровода (длины, диаметра и толщины стенки) на его собственные частоты колебаний. По результатам вычислительного эксперимента и последующего математического анализа полученных данных разработаны аналитические модели зависимостей первой частоты собственных колебаний от двух параметров (длины и диаметра участка трубопровода) и трех (длины, диаметра и толщины стенки участка трубопровода) [20].

Данные, полученные при физических экспериментальных исследованиях, позволят в дальнейшем проанализировать адекватность ранее разработанной аналитической модели.

**Исходные данные и постановка физического эксперимента.** В этом эксперименте проведены физические наблюдения динамических параметров трубопровода, присоединенного к центробежному насосу. Исследования выполнены в режиме стационарной работы насоса.

Принципиальная схема экспериментальной трубопроводной системы приведена на рис. 1.

Для проведения экспериментальных исследований была адаптирована сложная трубопроводная система № 1, имеющаяся в лаборатории кафедры гидравлики Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. На рис. 2 приведена ее аксонометрическая схема. Эта система сложная, так как состоит из прямолинейных и коленообразных участков. Трубопровод выполнен из стали и имеет один наружный диаметр  $d_{\text{н}} = 114$  мм. В качестве РЖ выступала вода со следующими параметрами: температура

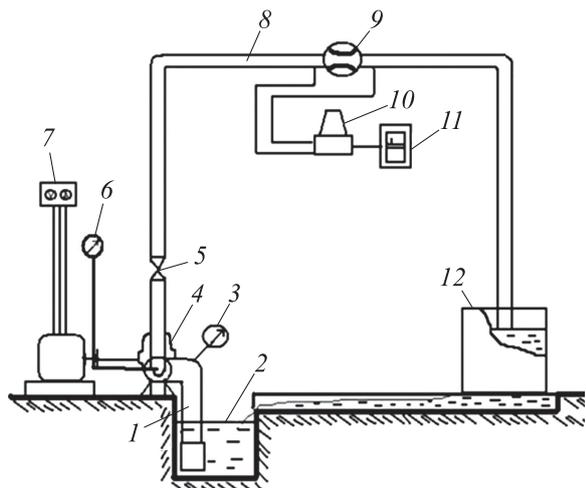


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной трубопроводной системы



Рис. 2. Аксонометрическая схема исследуемой трубопроводной системы

$t = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ , плотность  $\rho = 1000\text{ кг/м}^3$ , скорость звука в воде  $c = 1453,8\text{ м/с}$ .

Подача воды в трубопроводную систему осуществлялась из подземного бассейна 2 посредством насоса 4НДВ 4 с частотой вращения  $n = 1490\text{ мин}^{-1}$ . Из сети РЖ поступала в мерный бак 12, а затем по лоткам возвращалась в бассейн. На линии нагнетания 8 установлен манометр 6, на линии всасывания 1 — вакуумметр 3.

Экспериментальная установка также оснащена электроизмерительными приборами 7. Расход РЖ измерялся объемным методом с помощью мерного бака 12. При необходимости расход можно измерить с помощью диафрагмы 9 с дифманометром 10 и вторичным прибором 11. Регулирование расхода РЖ проводилось задвижкой 5, установленной на напорном трубопроводе.

В ходе эксперимента определены суммарные вибрации трубопроводов, возникающие под действием пульсаций давления РЖ и структурных вибраций, которые передавались по конструкции трубопровода от нагнетателя.

Для выполнения измерений использован вибронализатор (сборщик данных для вибро-

мониторинга) ВАСТ СД-12М (рис. 3, а) с акселерометром АР28И (рис. 3, б) в стандартной комплектации, прошедший государственные испытания и внесенный в Государственный реестр средств измерений (№ 21953-01) как прибор для измерения, сбора и анализа параметров вибрации.

Проведены экспериментальные наблюдения за виброакустическими параметрами при трех режимах расхода РЖ трубопроводной системы, так как он может служить косвенным фактором, оказывающим влияние на параметры конструкции (например, жесткость) и гидродинамические процессы, возникающие при движении потока РЖ по трубопроводу.

Для регулирования расхода РЖ использована задвижка, расположенная на нагнетательном патрубке трубопровода. Приняты следующие рабочие характеристики трубопроводной системы: объемный расход РЖ  $Q = 99,1\text{ м}^3/\text{ч}$ , его максимальное значение  $Q_{\text{max}} = 103,3\text{ м}^3/\text{ч}$  и минимальное  $Q_{\text{min}} = 76,1\text{ м}^3/\text{ч}$ ; давление РЖ, измеренное манометром, расположенным на нагнетательном патрубке насоса,  $p = 2,20\text{ атм}$ , его максимальное значение  $p_{\text{max}} = 2,05\text{ атм}$  и минимальное  $p_{\text{min}} = 2,35\text{ атм}$ .

Точки установки акселерометра (точки измерений) определены из условия изменения относительного расстояния от точки до ближайшей опоры (равного отношению расстояния от точки до опоры к расстоянию между опорами) в пределах  $0...0,5$ . Выбраны 62 характерные точки: перед отводом, на отводе и после него (рис. 4 и 5).

Для детального изучения вибрации сложного трубопровода выбран прямолинейный участок (с внутренним диаметром  $d_{\text{вн}} = 104\text{ мм}$ ,



Рис. 3. Внешний вид вибронализатора ВАСТ СД-12М (а) и акселерометра АР28И (б)

толщиной стенки  $\delta = 5$  мм и длиной  $L = 5,78$  м) с двумя опорами на концах в точках № 37 и 29, и построены спектры виброускорения в исследуемых точках № 37, 35, 33, 31, 29. Точка № 35 лежит на расстоянии 1/4 длины пролета (1,46 м от опоры в точке № 37), точка № 33 лежит на

расстоянии 1/2 длины пролета (2,90 м от опор в точках № 37 и 29), точка № 31 лежит на расстоянии 3/4 длины пролета (4,34 м от опоры в точке № 37).

Выбор этих точек обусловлен тем, что они являются характерными и наиболее полно опи-

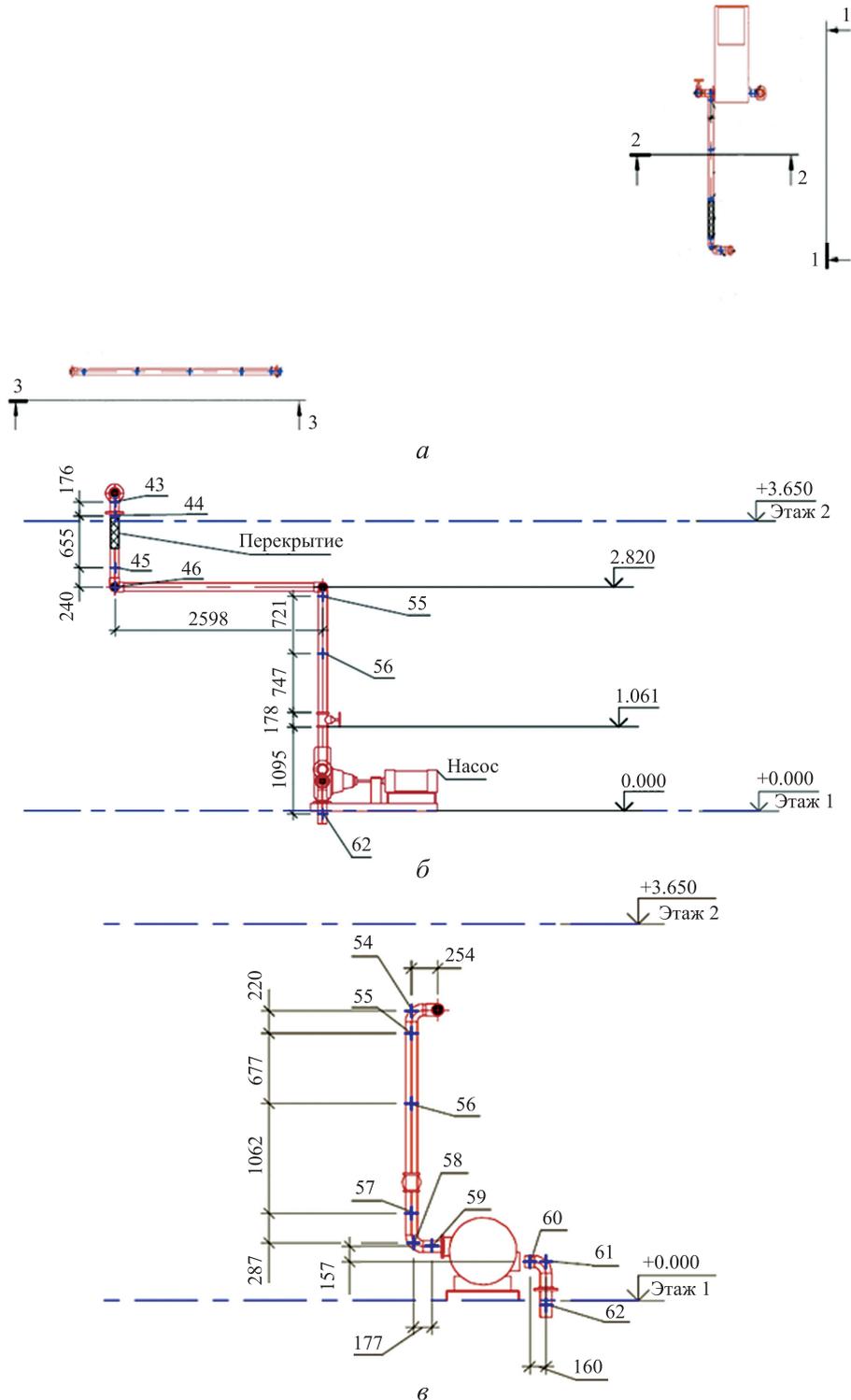
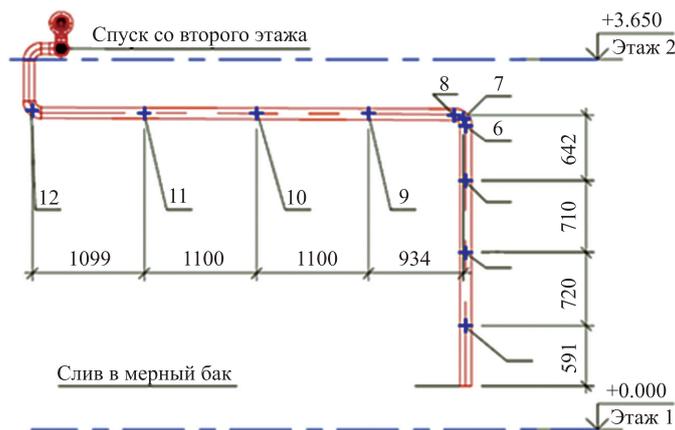


Рис. 4 (начало). Схема нанесения контрольных точек на первом этаже (а) с разрезами 1–1 (б), 2–2 (в), 3–3 (г)



2

Рис. 4 (окончание). Схема нанесения контрольных точек на первом этаже (а) с разрезами 1–1 (б), 2–2 (в), 3–3 (г)

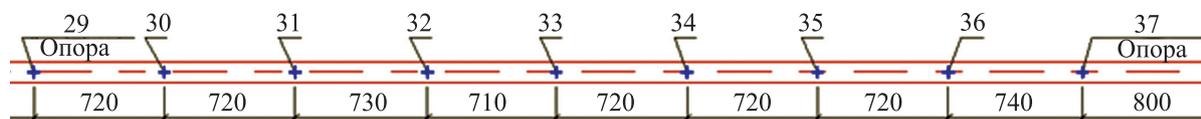


Рис. 5. Схема расчетного прямолинейного участка

сывают поведение системы в условиях вибрационной нагрузки.

**Результаты исследования.** На рис. 6, а–в приведены полученные экспериментально спектрограммы виброускорения вдоль осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$  трубопроводной системы в точке № 33 (1/2 длины пролета) при максимальном, среднем и минимальном значениях расхода РЖ.

На частотах  $f = 10, 32, 45, 120, 170, 185, 198, 225, 295, 335$  и  $395$  Гц наблюдаются пики для всех значений расхода РЖ, однако наибольшие амплитуды соответствуют частотам  $f = 10, 32, 75, 120, 175, 185, 198, 225, 235$  и  $295$  Гц.

Кроме того, по данным спектрального анализа определена одна явно выраженная резонансная зона в исследуемом диапазоне частот  $f = 0,5 \dots 400$  Гц, которая расположена в интервале  $205 \dots 250$  Гц с пиками на частотах  $225$  и  $235$  Гц. Тем не менее для всех случаев основной тон колебаний (наибольшее значение спектральной плотности) наблюдается на частоте  $225$  Гц.

Зависимости составляющих относительного виброперемещения  $\bar{A}_x$ ,  $\bar{A}_y$  и  $\bar{A}_z$  от длины исследуемого прямолинейного участка на частоте  $0,75$  Гц приведены на рис. 7, а–в. Относительное виброперемещение определяется как отношение виброперемещения  $A$  в контрольной точке к амплитуде колебаний опоры (в точке

№ 29), имеющей минимальные значения виброускорений:

$$\bar{A} = \frac{A}{x}$$

Оно фиксировалось для всех расчетных точек исследуемого участка.

Анализ данных, приведенных на рис. 7, а–в, показывает, что при увеличении расхода РЖ возрастает относительное виброперемещение вдоль оси  $x$   $\bar{A}_x$ , и колебания становятся ярко выраженными. Таким образом, можно предположить, что при больших значениях расхода РЖ пульсации ее давления создают наибольшую вибрационную нагрузку. Следовательно, на больших расходах РЖ особое значение имеют продольные колебания трубопровода, создаваемые потоком РЖ.

Анализ результатов экспериментального исследования, позволяет заключить следующее:

- при минимальном расходе РЖ максимальные виброускорения определяются в незакрепленных точках системы, однако по мере возрастания расхода РЖ пики виброускорений сдвигаются в опоры трубопровода; снижение вибрации в незакрепленных точках исследуемого прямолинейного участка может быть обусловлено тем, что высокий расход РЖ повышает жесткость трубопроводной системы; причиной возникновения повышенных

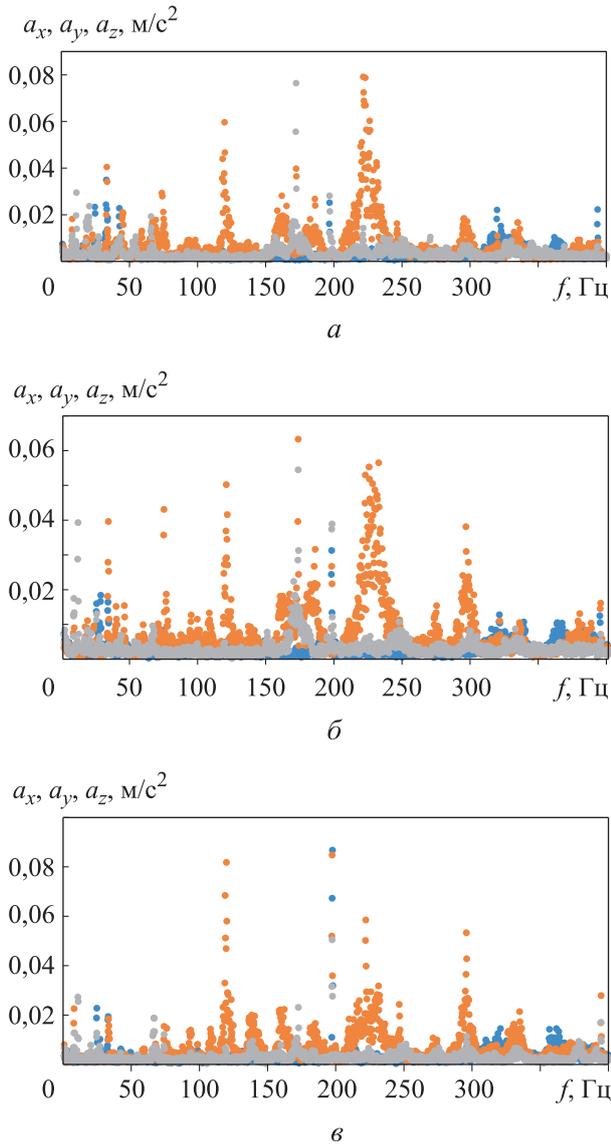


Рис. 6. Спектрограммы составляющих виброускорения  $a_x$  (•),  $a_y$  (•) и  $a_z$  (•) трубопроводной системы в точке № 33 при максимальном (а), среднем (б) и минимальном (в) значениях расхода РЖ

вибраций в первой по ходу движения РЖ опоре (точка № 37) могут являться различные турбулентные явления, образующиеся в соседнем коленообразном участке (ограниченном точками № 42 и 43); поэтому важно изучить, смоделировать и учесть подобные явления для создания адекватной модели трубопроводной системы;

- амплитуды виброускорений вдоль оси  $x$  (продольные колебания) оказались намного меньше, чем по направлениям  $y$  и  $z$  (поперечные колебания) для всех значений расхода РЖ, хотя и имеют одинаковый порядок; следовательно, поперечные колебания имеют большее

значение при формировании динамического поведения исследуемой трубопроводной системы;

- в рамках исследуемого прямолинейного участка (точки № 29–37) максимальный пик виброускорения ( $0,38 \text{ м/с}^2$ ) наблюдается по направлению оси  $z$  в точке № 37 (опора) при расходе РЖ  $Q = 99,1 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; это может означать, что значения виброускорений не зависят от расхода РЖ.

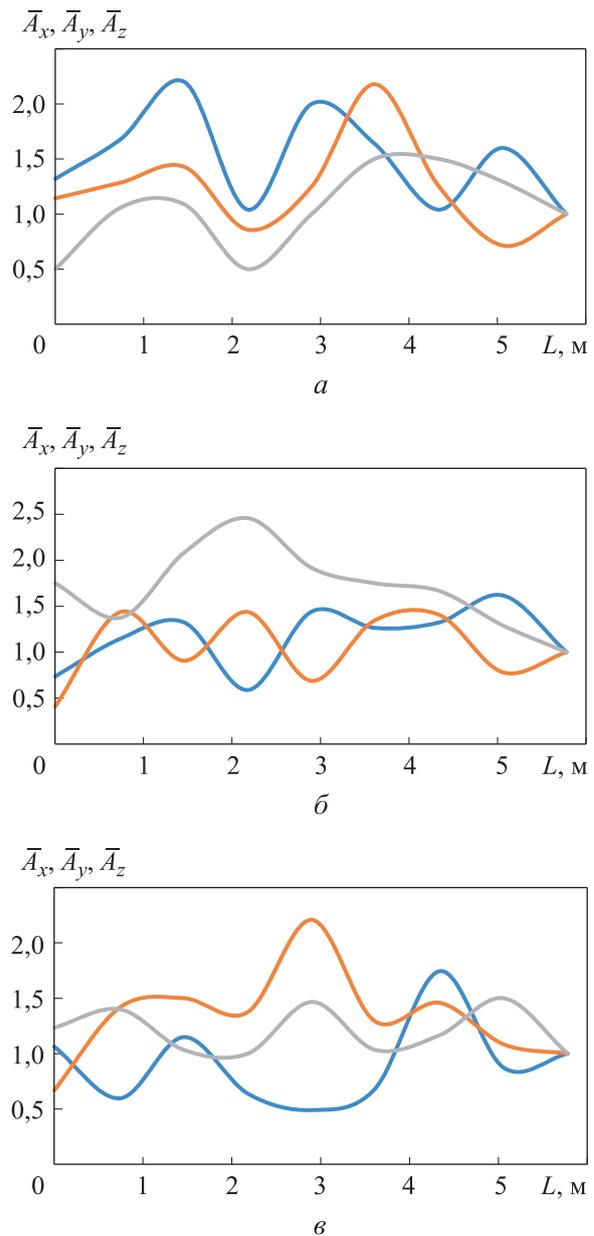


Рис. 7. Зависимости составляющих относительного виброперемещения  $A_x$  (—),  $A_y$  (—) и  $A_z$  (—) от длины исследуемого прямолинейного участка  $L$  при максимальном (а), среднем (б) и минимальном (в) значениях расхода РЖ

## Вывод

Проведена экспериментальная отработка методов исследования динамических параметров трубопроводов гидромеханических систем, включавшая в себя:

- экспериментальное исследование вибропараметров сложной трубопроводной системы с нагнетателем;

- построение виброакустических спектров и спектральный анализ;

- изучение влияния рабочих параметров нагнетателя (расхода и давления РЖ) на виброакустические характеристики трубопровода;

- анализ изменения динамических параметров по длине прямолинейного участка трубопровода при различных значениях расхода РЖ.

## Литература

- [1] Makaryants G.M., Rodionov L.V., Radin D.V. et al. Experimental investigation on adaptive Helmholtz resonator for hydraulic system. *Inter-Noise and Noise-Con Cong. Conf. Proc.*, 2019, pp. 2995–3992.
- [2] Radin D.V., Makaryants G.M., Rodionov L.V. Adaptive Helmholtz resonator for hydraulic system. *Proc. ICSV 2018*. vol. 3. Hiroshima Calling, 2018, pp. 1877–1884.
- [3] Makaryants G.M., Prokofiev A.B. Pressure pulsation damper for hydraulic drive piping. *Proc. ICSV 2015*. Curran Associates, 2015, pp. 2585–2592.
- [4] Makaryants G.M., Prokofiev A.B., Shakhmatov E.V. Vibroacoustics analysis of punching machine hydraulic piping. *Procedia Eng.*, 2015, vol. 106, pp. 17–26, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.06.004>
- [5] Makaryants G.M., Shakhmatov E.V., Prokofiev A.B. et al. The instability of the pipeline due to transporting fluid's pressure ripples. *Proc. ICAS*, 2012. URL: [https://www.icas.org/ICAS\\_ARCHIVE/ICAS2012/PAPERS/809.PDF](https://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2012/PAPERS/809.PDF)
- [6] Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. и др. Исследование виброакустических характеристик трубопровода при его силовом нагружении с использованием программного комплекса ANSYS. *Сб. тр. 4 конф. пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH*. Москва, Полигон-пресс, 2004, с. 280–287.
- [7] Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. Виброакустическая модель прямолинейного участка трубопроводной системы с гасителем колебаний в условиях силового возбуждения пульсациями рабочей жидкости. В: *Ракетно-космическая техника. Расчет, проектирование, конструирование и испытания космических систем*. Сер. XII, вып. 1. Самара, ВКБ РКК Энергия, 2000, с. 120–131.
- [8] Макарьянц Г.М. Динамика трубопроводных систем. Разработка численных методик расчета и исследование виброакустических характеристик. Саарбрюккене, LAP LAMBERT Academic Publ., 2015. 256 с.
- [9] Макарьянц Г.М. *Разработка методик расчета и исследование виброакустических характеристик трубопроводных систем*. Дисс. ... канд. тех. наук. Самара, СГАУ, 2004. 191 с.
- [10] Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. Моделирование виброакустических характеристик трубопровода с использованием метода конечных элементов. *Известия СНЦ РАН*, 2002, т. 4, № 2, с. 327–323.
- [11] Миронова Т.Б. Исследование динамических характеристик трубопроводных систем с гасителями колебаний. *Динамика и виброакустика*, 2014, № 1, с. 55–60.
- [12] Гладких П.А., Хачатурян С.А. *Вибрации в трубопроводах и методы их устранения*. Москва, Машгиз, 1959. 243 с.
- [13] Гужас Д.Р. Снижение шума обвязки нагнетателей методом вибропоглощения. *Газовая промышленность*, 1979, № 7, с. 31–32.
- [14] Айрбабамян С.А. Снижение шума компрессорных станций. *Проблемы акустической экологии*, 1990, т. 2, с. 51–54.
- [15] Прокофьев А.Б. *Разработка метода комплексного анализа динамики прочности трубопроводных систем с гасителями колебаний рабочей жидкости*. Дисс. ... канд. тех. наук. Самара, СГАУ, 2008. 342 с.

- [16] Секачева А.А., Пастухова Л.Г., Носков А.С. Анализ динамических параметров трубопроводов инженерных систем зданий. *Сб. тр. IV Всерос. конф. Акустика среды обитания*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019, с. 193–200.
- [17] Секачева А.А., Пастухова Л.Г., Носков А.С. Моделирование динамических характеристик вертикального элемента трубопровода. *Сб. док. VII Всерос. науч.-практ. конф. Защита от повышенного шума и вибрации*. Санкт-Петербург, БГТУ ВОЕНМЕХ, 2019, с. 333–340.
- [18] Секачева А.А., Пастухова Л.Г. Модальный анализ трубопроводов инженерных систем зданий. *SAFETY2017. Сб. мат. межд. конф.* Екатеринбург, УрФУ, 2017, с. 411–421.
- [19] Sekacheva A.A., Pastukhova L.G., Alekhin V.N. et al. Natural frequencies of a vertical pipeline system. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 481, art. 012019, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/481/1/012019>
- [20] Sekacheva A., Pastukhova L., Noskov A. Numeric analysis of vertical pipeline element natural frequencies. *Akustika*, 2019, vol. 32, pp. 272–278.

## References

- [1] Makaryants G.M., Rodionov L.V., Radin D.V. et al. Experimental investigation on adaptive Helmholtz resonator for hydraulic system. *Inter-Noise and Noise-Con Cong. Conf. Proc.*, 2019, pp. 2995–3992.
- [2] Radin D.V., Makaryants G.M., Rodionov L.V. Adaptive Helmholtz resonator for hydraulic system. *Proc. ICSV 2018*. Vol. 3. Hiroshima Calling, 2018, pp. 1877–1884.
- [3] Makaryants G.M., Prokofiev A.B. Pressure pulsation damper for hydraulic drive piping. *Proc. ICSV 2015*. Curran Associates, 2015, pp. 2585–2592.
- [4] Makaryants G.M., Prokofiev A.B., Shakhmatov E.V. Vibroacoustics analysis of punching machine hydraulic piping. *Procedia Eng.*, 2015, vol. 106, pp. 17–26, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.06.004>
- [5] Makaryants G.M., Shakhmatov E.V., Prokofiev A.B. et al. The instability of the pipeline due to transporting fluid's pressure ripples. *Proc. ICAS*, 2012. URL: [https://www.icas.org/ICAS\\_ARCHIVE/ICAS2012/PAPERS/809.PDF](https://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2012/PAPERS/809.PDF)
- [6] Makar'yants G.M., Prokof'yev A.B., Shakhmatov E.V. et al. [Study on Pipeline Vibroacoustic Properties under Strength Load using ANSYS Software]. *Sb. tr. 4 konf. pol'zovateley programmnogo obespecheniya CAD-FEM GmbH* [Proc. 4<sup>th</sup> Comf. of CAD-FEM GmbH Software Users]. Moscow, Polygon-press, 2004, pp. 280–287. (In Russ.).
- [7] Prokof'yev A.B., Shakhmatov E.V. [Vibroacoustic model of straight pipeline system with vibration absorber in conditions of forced excitation by working fluid pulsation]. *V: Raketno-kosmicheskaya tekhnika. Raschet, proektirovanie, konstruirovaniye i ispytaniya kosmicheskikh sistem*. Ser. XII, vyp. 1 [In: Rocket-Space Technique. Calculation, Design and Test of the Aircraft. Ser. XII, iss. 1.]. Samara, VKB RKK Energiya Publ., 2000, pp. 120–131. (In Russ.).
- [8] Makar'yants G.M. *Dinamika truboprovodnykh sistem. Razrabotka chislennykh metodik rascheta i issledovanie vibroakusticheskikh kharakteristik* [Dynamics of pipeline systems. Development of numerical methods for calculation and study on vibroacoustic characteristics]. Saarbrückene, LAP LAMBERT Academic Publ., 2015. 256 p. (In Russ.).
- [9] Makar'yants G.M. *Razrabotka metodik rascheta i issledovanie vibroakusticheskikh kharakteristik truboprovodnykh sistem*. Diss. kand. tekhn. nauk [Development of calculation methods and study on vibroacoustic characteristics of pipeline systems. Kand. tech. sci. diss.]. Samara, SGAU Publ., 2004. 191 p. (In Russ.).
- [10] Makar'yants G.M., Prokof'yev A.B., Shakhmatov E.V. Modeling of pipeline vibroacoustical characteristics by the finite element method. *Izvestiya SNTs RAN* [Izvestia of SamSC RAS], 2002, vol. 4, no. 2, pp. 327–323. (In Russ.).
- [11] Mironova T.B. Simulations of pipe line system with pressure pulsation damper. *Dinamika i vibroakustika* [Journal of Dynamics and Vibroacoustics], 2014, no. 1, pp. 55–60. (In Russ.).
- [12] Gladkikh P.A., Khachatryan S.A. *Vibratsii v truboprovodakh i metody ikh ustraneniya* [Vibrations in pipelines and methods for their isolation]. Moscow, Mashgiz Publ., 1959. 243 p. (In Russ.).

- [13] Guzhas D.R. Lowering of noise in compressor piping structure by vibration absorption method. *Gazovaya promyshlennost'*, 1979, no. 7, pp. 31–32. (In Russ.).
- [14] Ayrbabamyan S.A. Lowering of compressor station noise. *Problemy akusticheskoy ekologii*, 1990, vol. 2, pp. 51–54. (In Russ.).
- [15] Prokofyev A.B. *Razrabotka metoda kompleksnogo analiza dinamiki prochnosti truboprovodnykh sistem s gasitelyami kolebaniy rabochey zhidkosti*. Diss. kand. tekhn. nauk [Development of compressor analysis method for strength dynamics of pipeline systems with vibration absorbers of working fluid. Kand. tech. sci. diss.]. Samara, SGAU Publ., 2008. 342 p. (In Russ.).
- [16] Sekacheva A.A., Pastukhova L.G., Noskov A.S. [Analysis of dynamic pipeline parameters of a building technical system]. *Sb. tr. IV Vseros. konf. Akustika srede obitaniya* [Proc. IV Russ. Conf. Acoustics of the environment]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2019, pp. 193–200. (In Russ.).
- [17] Sekacheva A.A., Pastukhova L.G., Noskov A.S. [Modelling of dynamic characteristics of a pipeline vertical element]. *Sb. dok. VII Vseros. nauch.-prakt. konf. Zashchita ot povyshennogo shuma i vibratsii* [Proc. VII Russ. Sci.-Pract. Conf. Protection from Extra Noise and Vibration]. Sankt-Petersburg, BGTU VOENMEK Publ., 2019, pp. 333–340. (In Russ.).
- [18] Sekacheva A.A., Pastukhova L.G. [Modal analysis of pipelines of engineering systems of buildings]. *SAFETY2017. Sb. mat. mezhd. konf.* [SAFETY2017. Proc. Int. Conf.]. Ekaterinburg, UrFU Publ., 2017, pp. 411–421. (In Russ.).
- [19] Sekacheva A.A., Pastukhova L.G., Alekhin V.N. et al. Natural frequencies of a vertical pipeline system. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 481, art. 012019, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/481/1/012019>
- [20] Sekacheva A., Pastukhova L., Noskov A. Numeric analysis of vertical pipeline element natural frequencies. *Akustika*, 2019, vol. 32, pp. 272–278.

Статья поступила в редакцию 11.02.2022

## Информация об авторах

**СЕКАЧЕВА Антонина Андреевна** — ассистент кафедры гидравлики. Институт строительства и архитектуры Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (620002, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, д. 19, e-mail: [tonechka\\_marakulina@mail.ru](mailto:tonechka_marakulina@mail.ru)).

**ПАСТУХОВА Лилия Германовна** — кандидат технических наук, заведующий кафедрой гидравлики, заместитель директора. Институт строительства и архитектуры Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (620002, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, д. 19, e-mail: [lilian63@bk.ru](mailto:lilian63@bk.ru)).

**НОСКОВ Александр Семенович** — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры гидравлики. Институт строительства и архитектуры Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (620002, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, д. 19, e-mail: [noskovurfu@yandex.ru](mailto:noskovurfu@yandex.ru)).

## Information about the authors

**SEKACHEVA Antonina Andreevna** — Assistant Lecturer, Department of Hydraulics. Institute of Construction and Architecture of Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (620002, Yekaterinburg, Russian Federation, Mira St., Bldg. 19, e-mail: [tonechka\\_marakulina@mail.ru](mailto:tonechka_marakulina@mail.ru)).

**PASTUKHOVA Liliya Germanovna** — Candidate of Science (Eng.), Head of the Department of Hydraulics, Deputy Director. Institute of Construction and Architecture of Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (620002, Yekaterinburg, Russian Federation, Mira St., Bldg. 19, e-mail: [lilian63@bk.ru](mailto:lilian63@bk.ru)).

**NOSKOV Alexander Semenovich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Hydraulics. Institute of Construction and Architecture of Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (620002, Yekaterinburg, Russian Federation, Mira St., Bldg. 19, e-mail: [noskovurfu@yandex.ru](mailto:noskovurfu@yandex.ru)).

**БУТАКОВА Елена Робертовна** — аспирант кафедры гидравлики. Институт строительства и архитектуры Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (620002, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, д. 19, e-mail: vozka.lena@list.ru).

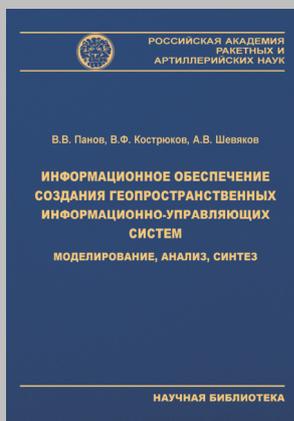
**BUTAKOVA Elena Robertovna** — Postgraduate, Department of Hydraulics. Institute of Construction and Architecture of Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (Russia, 620002, Yekaterinburg, Russian Federation, Mira St., Bidg. 19, e-mail: vozka.lena@list.ru).

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Секачева А.А., Пастухова Л.Г., Носков А.С., Бутакова Е.Р. Экспериментальное исследование динамических характеристик трубопровода гидромеханической системы. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 7, с. 90–100, doi: 10.18698/0536-1044-2022-7-90-100

**Please cite this article in English as:**

Seкачева A.A., Pastukhova L.G., Noskov A.S., Butakova E.R. Experimental Study of Hydromechanical System Pipeline Dynamic Characteristics. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 7, pp. 90–100, doi: 10.18698/0536-1044-2022-7-90-100



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана  
предлагает читателям монографию  
«Информационное обеспечение  
создания геопространственных  
информационно-управляющих систем:  
моделирование, анализ, синтез»**

**Авторы: В.В. Панов, В.Ф. Кострюков, А.В. Шевяков**

Процесс создания геопространственных информационно-управляющих систем, представляющих собой организационную и материально-техническую основу современных и перспективных наземных и аэрокосмических территориально распределенных систем различных классов и назначения, построенных на разных физических принципах и решающих широкий спектр задач хозяйственной сферы и обороны, рассмотрен с точки зрения специалиста по информационным технологиям, решающего задачи информационного обеспечения процесса их разработки.

Для научных работников и инженеров, специалистов научно-исследовательских организаций и конструкторских бюро, ведущих инновационные разработки в высокотехнологичных гражданских областях промышленности, работающих в космической области и выполняющих исследования и разработки в структуре оборонно-промышленного комплекса. Представленные в монографии материалы и разработки по актуальным проблемам моделирования, анализа и синтеза геопространственных информационно-управляющих систем могут быть адресованы представителям заказчиков и ведущих научно-исследовательских организаций при научном сопровождении научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по разработке и информационному обеспечению их создания. Научно-методические материалы монографии будут полезны преподавателям технических (исследовательских) университетов и институтов, а также академий и высших военных училищ.

**По вопросам приобретения обращайтесь:**

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@baumanpress.ru; <https://bmstu.press>