

АКУСТИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА СОСТОЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ

А.С. Горшонков, К.А. Костылев, М.Б. Салин, И.А. Усачева

Статья посвящена разработке и верификации метода оценки виброакустических характеристик подводных аппаратов, находящихся под воздействием внешнего гидростатического давления. При эксплуатации глубоководных сооружений и оборудования, таких как водолазные камеры и подводные конструкции, особую важность приобретает контроль их технического состояния для обеспечения надёжности, безопасности и долговечности. Представленный подход основан на использовании конечно-элементного моделирования для анализа изменений жесткости и акустических характеристик конструкций, обусловленных возникновением напряженно-деформированного состояния под нагрузкой. В работе выполнена проверка методики на примере модели герметичной цилиндрической оболочки, подвергающейся регулируемым нагрузкам в камере высокого давления для имитации глубоководной среды. Результаты демонстрируют возможность выявления признаков изменения структурной целостности и оценки степени повреждений через спектральный анализ акустического излучения. Предложенный подход обладает потенциалом для неразрушающего контроля и может применяться для диагностики как отдельных элементов конструкций, так и комплексных систем, что расширяет его практическое использование в подводной технике и гражданском строительстве.

Ключевые слова: виброакустика, гидростатическое давление, подводные аппараты, моделирование, диагностика, напряженно-деформированное состояние

Введение

Контроль состояния сложно нагруженных технических объектов ответственного назначения является обязательным этапом в обеспечении их надежности [1]. Особенно это актуально для глубоководных сооружений, эксплуатируемых в условиях ограниченного доступа и под воздействием сжимающих нагрузок. Исследование подводного мира, освоение полезных ископаемых в области северных шельфов, решение вопросов поставок газа и нефти на удаленные водными преградами территории привели к расширенному применению подводных технических средств различных классов, эксплуатируемых в широком диапазоне глубин [2–3], и, как следствие, к необходимости совершенствования методов контроля их состояния.

В процессе эксплуатации элементы таких конструкций испытывают статические и циклические нагрузки, вызывающие сложное и неоднородное напряженно-деформированное состояние (НДС), под

которым понимают совокупность напряжений и деформаций, возникающих под действием внешних нагрузок, температурных полей и других факторов. Глубоководные погружения требуют точного соблюдения оптимального соотношения, определяющего удельный вес и прочность геометрических параметров. Отклонение от этих соотношений снижает безопасность эксплуатации и ресурс. Недостаточная точность существующих методов контроля, обусловленная прочностной неоднородностью материалов и упрощениями в испытаниях, требует их совершенствования.

Для диагностики глубоководных сооружений перспективен метод акустической эмиссии (АЭ), способный выявлять процессы накопления усталостных повреждений, предвещающих потерю прочности. Однако вызывает сомнение возможность оперативного выделения сигналов АЭ на борту подводного аппарата с множеством работающих механизмов как источников вибрации. Более того, вероятно, на момент генерации интенсивной АЭ в конструкции уже

произойдут необратимые изменения. Поэтому существующие стандарты и критерии оценки состояния элементов не всегда дают ожидаемый результат, что обуславливает необходимость разработки новых технологий АЭ контроля [4].

По мнению авторов, одним из перспективных подходов диагностики процесса нагружения внешним гидростатическим давлением подводных аппаратов является непрерывный контроль спектра собственных частот корпуса объекта и оценка изменения этих частот под влиянием НДС. Уже при начальных усилиях происходит изменение жесткости элементов и всей конструкции, что влияет на уровни шума и вибрации. Данный феномен хорошо иллюстрируется на примере с гитарной струной, при ослаблении или натяжении которой меняется ее собственная частота (а следовательно, и звучание). Неоднородная упругая оболочка как основной элемент корпуса подводного аппарата является более сложным объектом, и предварительную оценку изменения тех или иных собственных частот необходимо выполнять численными методами. После этого на объекте может проводиться автоматический анализ спектра акустического излучения, вызванного работой штатных механизмов либо может анализироваться отклик конструкции на действие специально установленного излучателя или вибровозбудителя. Это позволяет выявить признаки появления чрезмерной (нештатной) нагрузки отдельных участков корпуса, вплоть до изменения структурной целостности конструкции, реализуя неразрушающий контроль и определяя допустимые эксплуатационные нагрузки. Поскольку эффект НДС проявляется без порога, то предлагаемый подход в сравнении с технологиями АЭ демонстрирует более высокую эффективность в области ранней диагностики конструкций.

Многочисленные исследования как зарубежных, так и отечественных ученых посвящены изучению влияния НДС, однако в большинстве из них вопросы виброакустики остаются недостаточно учтенными. Между тем учёт предварительных напряжений имеет важное практическое значение в различных областях инженерии: подводном кораблестроении [5], трубопроводах, в мостостроении — для предотвращения резонансных колебаний и аварий [6], а также в гражданском строительстве — для повышения эффективности бетонных конструкций за счет использования их высокой прочности на сжатие и снижения влияния низкой прочности на растяжение [7]. При проектировании гидроакустических излучателей оценивается величина дрейфа рабочей частоты преобразователя по глубине в интересах оптимизации конструктив-

ных решений [8]. Особую актуальность учёт НДС приобретает в динамике вращающихся элементов, например турбинных лопаток, где значительное влияние оказывают центробежные и аэродинамические нагрузки, существенно изменяющие частотно-резонансные характеристики системы [9, 10].

Данная работа направлена на решение одной из практических задач. В ней предложен подход к конечно-элементному моделированию виброакустических характеристик подводных аппаратов при воздействии внешнего гидростатического давления, рассматриваемый как теоретическое обоснование способа диагностики. В статье представлена верификация предложенной методики на примере упрощенной модели герметичной цилиндрической оболочки, подвергающейся критическим нагрузкам при имитации глубоководного погружения с помощью камеры высокого давления (КВД). Исследуемый объект может рассматриваться как самостоятельная структура или как отдельный элемент сложной системы, что расширяет возможности применения разработанного подхода в различных инженерных задачах. Однако в настоящее время предложенный метод акустической диагностики состояния конструкции предназначен для лабораторных испытаний и предварительной оценки допустимых нагрузок. Для его внедрения в регулярный бортовой режим мониторинга потребуются провести дополнительные исследования и создать компактные измерительные устройства.

■ Расчетный подход к моделированию виброакустических характеристик подводных аппаратов

Учет изменений жесткости конструкции при начальных усилиях, а следовательно, и ее свойств, возможен с внедрением программных алгоритмов в современные системы автоматизированного инженерного моделирования (CAE). Эти системы являются основным инструментом для решения широкого спектра задач. Инженерные задачи из области виброакустики часто решаются методом конечных элементов (МКЭ). В этом подходе конструкция или среда распространения волн разбивается на небольшие элементы, размеры которых выбираются с учетом длины волны и характерных масштабов неоднородности конструкции (например, радиусов изгиба и т.д.). Непрерывные поля представляются дискретными значениями в узлах элементов — так называемыми степенями свободы, которые выступают в качестве неизвестных переменных в задаче. Объединив все эти степени свободы (обычно — узловые пере-

мещения) в один вектор $\{x\}$, можно сформулировать систему линейных алгебраических уравнений, приближающуюся к следующему виду [11, 12]:

$$[K]\{x\} + \omega^2[M]\{x\} = \{F\}, \quad (1)$$

где $[K]$ – матрица жесткости системы, связанная с вариацией энергии упругой деформации, $[M]$ – матрица масс, связанная с вариацией кинетической энергии, ω – циклическая частота и $\{F\}$ – внешняя нагрузка. Описание расчетных формул для элементов $[K]$ и $[M]$ выходит за рамки данной статьи, заметим только, что в практически важных задачах система (1) может иметь очень большую размерность, и нахождение ее решения является отдельной задачей из области вычислительной математики.

В контексте задач о НДС принимается, что в узлах системы действует значительная по амплитуде постоянная сила $\{F_0\}$ и возможно возникновение меньшей по амплитуде гармонической силы $\{f\}$ на частоте ω . Отклик на $\{f\}$ может меняться в зависимости от наличия, отсутствия или изменения амплитуды $\{F_0\}$ – под этим и понимается учет НДС в виброакустическом анализе. Здесь необходимо решить задачу в два этапа. Из (1) можно получить систему (2):

$$[K_0]\{x_0\} = \{F_0\}. \quad (2)$$

и решить ее для нахождения $\{x_0\}$ – совокупности перемещений системы от статической нагрузки:

Здесь под $[K_0]$ понимают исходную (невозмущенную) матрицу жесткости системы. Процесс решения (2) также называют статическим анализом. Линейный подход здесь оправдан ввиду того, что вопросы влияния НДС на виброотклик рассматриваются, когда действующая статическая нагрузка далека от амплитуды, приводящей к необратимым изменениям в конструкции. То есть постоянная сила достаточно существенна по амплитуде, чтобы учитывать ее в матрице начальных напряжений (или добавочной жесткости), но деформации по-прежнему определяются линейным законом.

Для того чтобы избежать бесконечного перемещения центра масс, часть узлов модели назначаются неподвижными. Особый подход требуется при анализе системы, содержащей жидкость. На этапе статического анализа жидкие элементы удаляются и если под нагрузкой понимается гидростатическое давление, то оно прикладывается напрямую ко всем внешним узлам структуры.

Далее задействуются алгоритмы учета изменения жесткости системы при НДС, которые в рамках разработанной конечно-элементной численной схе-

мы базируются на минимизации функционала для всех пробных весовых функций, используемых для дискретизации в соответствии с методом Галеркина [11]. В качестве функционала в механо-акустических задачах выступает функция Лагранжа или функция потенциальной энергии деформированной системы, которая в каждом конечном элементе определяется достигнутым уровнем напряжений в нем и вычисляется по формуле:

$$U_\sigma = \frac{1}{2} \int_V \{\varepsilon\}^T \cdot \{\sigma_0\} dV, \quad (3)$$

где $\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \gamma_{xy} \gamma_{yz} \gamma_{zx}\}$ и

$\{\sigma_0\} = \{\sigma_{x0} \sigma_{y0} \sigma_{z0} \tau_{xy0} \tau_{yz0} \tau_{zx0}\}$ – векторы деформаций и начальных напряжений в каждом конечном элементе (объемом V) системы. Заметим, что $\{\varepsilon\}$ определяется вибрацией в системе, а $\{\sigma_0\}$ является функцией найденного поля статического перемещения $\{x_0\}$.

В соответствии с теорией [12] подинтегральное выражение (3) представляет собой следующую сумму: $u_x \cdot \sigma_{x0} + u_y \cdot \sigma_{y0} + \dots + w_z \cdot w_x \cdot \tau_{zx0}$, что позволяет выражению (3) придать вид:

$$U_\sigma = \int_V \left[\frac{1}{2} (u_x^2 + v_x^2 + w_x^2) \sigma_{x0} + \dots + (u_z u_x + v_z v_x + w_z w_x) \tau_{zx0} \right] dV, \quad (4)$$

где u_x, v_x, \dots, w_z – градиенты узловых перемещений конечного элемента.

Опустив выкладки, связанные с преобразованием последнего выражения к матричному виду, можно получить следующее выражение для матрицы геометрической жесткости:

$$[k_\sigma] = \int_V [G]^T \cdot [\Sigma] \cdot [G] dV, \quad (5)$$

где $[G]$ – матрица связи линейных компонент тензора деформаций $\{\varepsilon\}$ и узловых перемещений $\{x\}$ конечного элемента: $\{\varepsilon\} = [G] \cdot \{x\}$, а $[\Sigma]$ – блочная диагональная матрица начальных усилий размером 9×9 , на диагонали которой каждая ячейка 3×3 $[\Sigma_0]$ представляет собой тензор начальных напряжений:

$$[\Sigma_0] = \begin{bmatrix} \sigma_{x0} & \tau_{xy0} & \tau_{xz0} \\ \tau_{yx0} & \sigma_{y0} & \tau_{yz0} \\ \tau_{zx0} & \tau_{zy0} & \sigma_{z0} \end{bmatrix}.$$

Приведем в качестве примера вывод матрицы $[G]$ для трехмерных твердотельных конечных элементов (SOLID), выражение для деформаций в котором можно получить, исходя из соотношений линейного тензора деформаций Коши:

$$\{\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \gamma_{xy} \gamma_{yz} \gamma_{zx}\}^T = \{u_x v_y w_z (u_y + v_x)(v_z + w_y)(w_x + u_z)\}^T = [G]_i \{u_i v_i w_i\}^T,$$

где $[G]_i$ матрица связи деформаций $\{\varepsilon\}$ и его узловых перемещений $\{x\}$, которая формируется с использованием функций формы $F_i(x,y,z)$ i -го конечного элемента, необходимых для дискретизации расчетного пространства [12], и имеет следующий вид:

$$[G]_i = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_i}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial F_i}{\partial y} & 0 & \frac{\partial F_i}{\partial z} \\ 0 & \frac{\partial F_i}{\partial y} & 0 & \frac{\partial F_i}{\partial x} & \frac{\partial F_i}{\partial z} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial F_i}{\partial z} & 0 & \frac{\partial F_i}{\partial y} & \frac{\partial F_i}{\partial x} \end{bmatrix}.$$

Общая матрица связи перемещений и их градиентов $[G]$ составляется из блоков $[G]_i$ в количестве, равном количеству узлов элемента. Описание конкретных формул, по которым вычисляются матричные компоненты $[G]$ для балочных и оболочечных конечных элементов, с одной стороны, заняло бы слишком много места, а с другой стороны, главное различие в их математической реализации состоит в дискретизации поля перемещения, что является достаточно стандартной процедурой, поэтому здесь опускается.

Для того чтобы найти вибрационный отклик предварительно нагруженной конструкции в (1), следует сделать подстановку:

$$[K] = [K_0] + [K_\sigma],$$

где $[K_\sigma]$ – знакопеременная матрица геометрической жесткости всей системы, найденная как совокупность всех элементарных матриц $[k_\sigma]$, рассчитанных по (5). Знак компонентов матрицы $[K_\sigma]$ указывает на направление внешней нагрузки $\{F_0\}$ относительно нормали к поверхности исследуемого объекта. При этом при сжимающих нагрузках выражение для матрицы жесткости системы определяется как разность между исходной жесткостью $[K_0]$ и добавочной жесткостью $[K_\sigma]$, обусловленной внешним воздействием. Потеря устойчивости (всхлопывание) конструкции наступает в ситуации, когда величина добавочной жесткости $[K_\sigma]$ превышает исходную матрицу $[K_0]$, что свидетельствует о достижении критического состояния, при котором структура теряет способность сопротивляться внешним воздействиям без возникновения необратимых деформаций. Такой критерий позволяет определить пороговые значения нагрузок, при которых возможна потеря устойчивости, а также служит основой для оценки безопасных

режимов эксплуатации исследуемой системы. Затем система (1) будет разрешена относительно $\{x\}$. Процесс нахождения поля вибраций на заданной частоте или сканируемой частоте ω при заданной силе называют гармоническим анализом.

Также при проектировании виброактивного оборудования прибегают к модальному анализу, который заключается в решении задачи на собственные числа:

$$([K_0] + [K_\sigma])\{x\} + \omega_r^2 [M]\{x\} = 0. \quad (6)$$

Уравнение (6) во многом аналогично (1), но здесь применяется другой тип «решателя», который находит такие резонансные значения ω_r , при которых рассматриваемое соотношение имеет ненулевое решение. Соответствующие им вектора $\{x\}$ являются собственными формами колебания системы на тех или иных частотах.

Описанный выше подход реализован в авторском программном пакете «САТЕС». Особенности программной реализации МКЭ в «САТЕС» [13–14] в части решаемой в данной статье задачи является следующее: использование метода суперэлементов в частотной области для решения задач большой размерности [15], введение оригинальных расчетных выражений для матриц контактных пар “жидкость–структурное тело”, обеспечивающих более высокую точность в задачах виброакустики [16], а также интегральных поглощающих граничных условий [17].

■ Объект исследования

Объектом исследования является герметичный контейнер, выполненный в форме цилиндрической емкости. Основная структура контейнера представляет собой трубу (ГОСТ 10704-91) с внутренним диаметром 71 мм и толщиной стенки 1,5 мм. Контейнер оснащен приваренной заглушкой, обеспечивающей герметичность конструкции, а также водонепроницаемой крышкой, закрепляемой посредством болтового соединения, что гарантирует возможность многократного вскрытия и обслуживания внутреннего содержимого без нарушения герметичных свойств (см. рис. 1, а). Все элементы емкости выполнены из конструктивной стали со следующими механическими свойствами: модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$, плотность $\rho = 7850$ кг/м³. Согласно предварительным оценкам по ГОСТ 14249-89, допустимое наружное давление, обеспечивающее устойчивость конструкции в рамках упругой деформации, составляет 6,5 МПа.

Для проведения численного анализа была сформирована сеточная модель, в точности воспроиз-

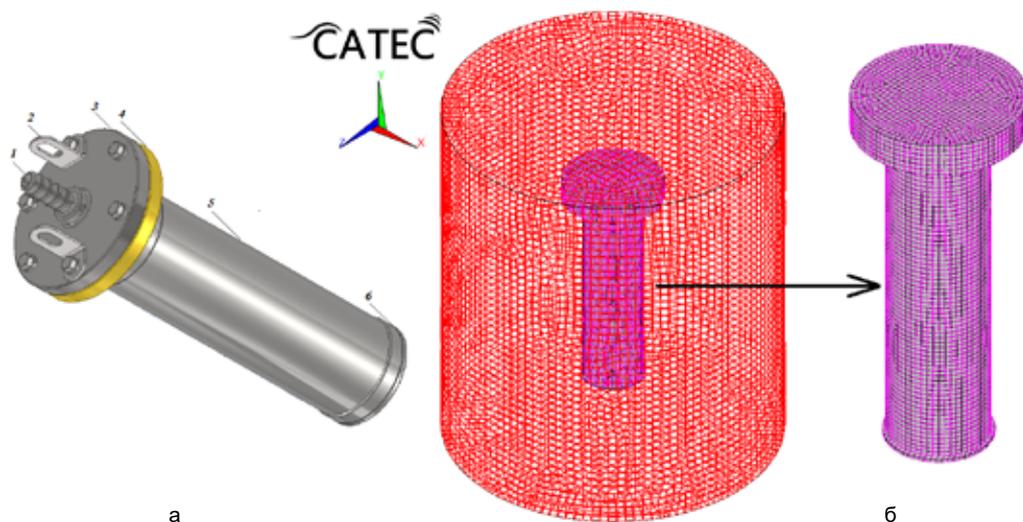


Рис. 1. Конструктивный облик герметичного контейнера:

а – сборка: 1 – герметичный выход кабеля динамика, 2 – крепление, 3 – водонепроницаемая крышка, 4 – фланец, 5 – труба, 6 – заглушка; б – сеточная модель в программном обеспечении «САТЕС» (описание см. по тексту)

водящая геометрию и физические характеристики контейнера и внешней водной среды. Для лучшей сходимости решения и снижения погрешностей получаемых результатов при дискретизации расчетной области была использована сетка с конечными элементами, близкими по форме к треугольной призме и кубу. Конечные элементы данной формы по сравнению с другими (пирамида и тетраэдр) обладают более высокой степенью регулярности и однородностью, что способствует лучшей аппроксимации сложных геометрических форм и поверхностей с меньшим числом расчетных ячеек. В целом разработанная конечно-элементная модель (см. рис. 1, б) включала в себя около 150 тысяч квадратичных конечных элементов различного типа (минимальный размер элемента составлял $\sim 0,004$ м). Измельчение сетки позволило избежать резких различий геометрических размеров соседних ячеек, поэтому линейные размеры соседних элементов отличаются не более чем в 1,5 раза. В качестве граничных условий задачи на поверхности смоделированного ограниченного цилиндрического объема водной среды использовалась абсолютно поглощающая граница, обозначенная красным на рис. 1, б; между жидкостью и упругим телом реализованы стандартные условия равенства соответствующих компонент полей (отмечены розовым на рис. 1, б).

■ Проведение эксперимента

Эксперимент в камере высокого давления (КВД) с водной средой был проведен с целью исследования динамических и акустических характеристик герметичного контейнера под действием внешнего гидростатического давления. Основной задачей эксперимента стало определение критической нагруз-

ки – значения давления, при котором происходит резкое изменение виброакустических параметров системы, свидетельствующее о потере устойчивости. К таким признакам относятся интенсификация вибраций, появление новых резонансных пиков в спектре акустического давления или сдвиг существующих частот, что может указывать на приближение конструкции к состоянию структурной неустойчивости и потерю устойчивости.

Экспериментальная установка включала в себя камеру высокого давления (КВД) диаметром 0,75 м и глубиной 3 м, воспроизводящую гидростатическую нагрузку в диапазоне от 0 до 10 МПа (до 100 атмосфер) и обеспечивающую точный контроль давления воды внутри. В КВД на специальной штанге (см. рис. 2, а) подвешивался исследуемый герметичный контейнер, в центральной внутренней части которого был закреплен динамик (диаметром 27 мм, 4 Ом, 3 Вт), являющийся источником возбуждения акустических сигналов с заданными характеристиками. На источник подавался сигнал с линейной частотной модуляцией (ЛЧМ) в диапазоне от 1 до 3 кГц с шагом перестройки 100 Гц.

Для регистрации реакции системы на возбуждение вблизи контейнера был установлен гидрофон, обеспечивающий фиксацию временной зависимости давления внутри камеры. В процессе проведения эксперимента внешнее гидростатическое давление постепенно увеличивалось в контролируемом режиме, моделируя условия постепенного увеличения нагрузки на конструкцию в процессе ее погружения. На каждом этапе изменения давления регистрировались параметры акустических режимов контейнера, полученные с помощью гидрофона.

Акустические испытания проводились в диапазоне внешней нагрузки до 6 МПа, что было обуслов-



а б
 Рис. 2. Проведение эксперимента в КВД:
 а – закрепление гидрофона (1) и контейнера (2) в камере, б – состояние контейнера на момент его «схлопывания»

лено допустимыми техническими характеристиками используемого гидрофона. После достижения предела в 6 МПа эксперименты были продолжены при более высоких давлениях, однако без регистрации акустических сигналов, с целью определения критической нагрузки — момента потери устойчивости конструкции. Такой подход позволил количественно оценить зависимость параметров вибраций и акустического давления от степени повреждений и дестабилизации структуры.

В результате испытаний было зафиксировано «схлопывание» герметичного контейнера при нагрузке около 10 МПа (см. рис. 2, б). Этот показатель значительно превышает предварительно рассчитанную несущую способность, определенную по ГОСТ с использованием коэффициента запаса, равного 1,4 (напомним, что предварительная оценка — 6 МПа). Полученные данные позволяют не только уточняют границы надежности контейнера, но и расширяют понимание механизмов разрушения под воздействием высоких гидростатических нагрузок.

■ Результаты

В рамках оценки изменений виброакустических характеристик при НДС в программном обеспечении «САТЕС» проведено сопоставление результатов гармонического отклика герметичного контейнера при переменном внешнем давлении. Для этого вы-

полнена серия расчетов методом гармонического анализа с использованием разработанной численной схемы. В качестве источника возбуждения колебаний рассматривалась единичная гармоническая нагрузка, приложенная в том же месте, что и динамик в эксперименте, что было учтено при формулировке правой части уравнения (1). Предполагалось, что цилиндрическая часть корпуса модели подвергается равномерной сжимающей гидростатической нагрузке.

Результаты конечно-элементного расчёта представлены в виде массивов значений акустического давления в водной среде и перемещений узлов конструкции по всей расчётной области. При анализе амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) в подавляющем большинстве случаев наблюдаются локальные максимумы, соответствующие собственным частотам колебаний конструкции.

Наиболее наглядным способом интерпретации виброакустических характеристик в условиях напряжённо-деформированного состояния (НДС) является их визуализация в виде частотно-нагрузочной диаграммы (см. рис. 3, а): по оси абсцисс отложена частота, по оси ординат — величина статического гидростатического давления, а уровень контролируемой величины (в данном случае — амплитуда акустического давления в точке рядом с герметичным контейнером) отображён цветом.

Резкие изменения цвета на диаграмме свидетельствуют о возбуждении резонансных режимов. Про-

нумерованные линии на рис. 3, а позволяют проследить эволюцию резонансных частот при увеличении внешней нагрузки, что даёт возможность оценить влияние предварительного напряжённого состояния на динамические свойства конструкции.

Анализ результатов показывает, что с увеличением внешнего статического давления наблюдается снижение некоторых резонансных частот исследуемого объекта. Для более полного представления о формах колебаний приведены визуализации нескольких характерных режимов на рис. 3, б. Особенно подвержены воздействию НДС окружные моды колебаний (линии (3) и (5) на рис. 3), при которых распределение перемещений повторяет форму потери устойчивости — «схлопывание» в области цилиндрической части (по аналогии с формой (5)). При этом изменение резонансных частот достигает порядка 30% относительно первоначального значения. При отсутствии давления резонансные частоты (4) и (5) мод составляют 1680 Гц и 1760 Гц соответственно. Так как одна из данных мод отражает форму потери устойчивости и её частота подвержена влиянию гидростатического давления, тогда как другая – нет, их резонансные частоты демонстрируют значительный разброс с ростом давления

На рис. 4 показано сопоставление расчетных и экспериментальных данных в частотной области для оценки достоверности выводов о влиянии внешней нагрузки на акустические параметры подводного объекта. Представленная на рис. 4, а амплитудно-частотная характеристика является поперечным срезом

диаграммы на рис. 3. В качестве показателя сравнения был использован уровень акустического поля, полученный по экспериментальным сигналам гидрофона и расчетным данным из «САТЕС».

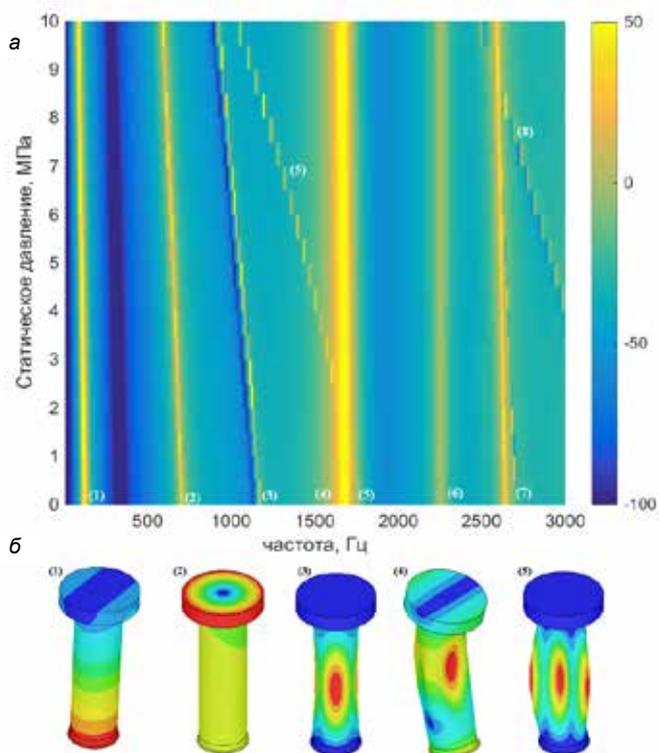


Рис. 3. Результаты оценки изменений виброакустических характеристик при НДС в программном обеспечении «САТЕС»: а – зависимость модуля акустического давления (дБ отн. 20 мкПа) от частоты и величины внешнего давления, б – формы колебания контейнера. Описание см. по тексту

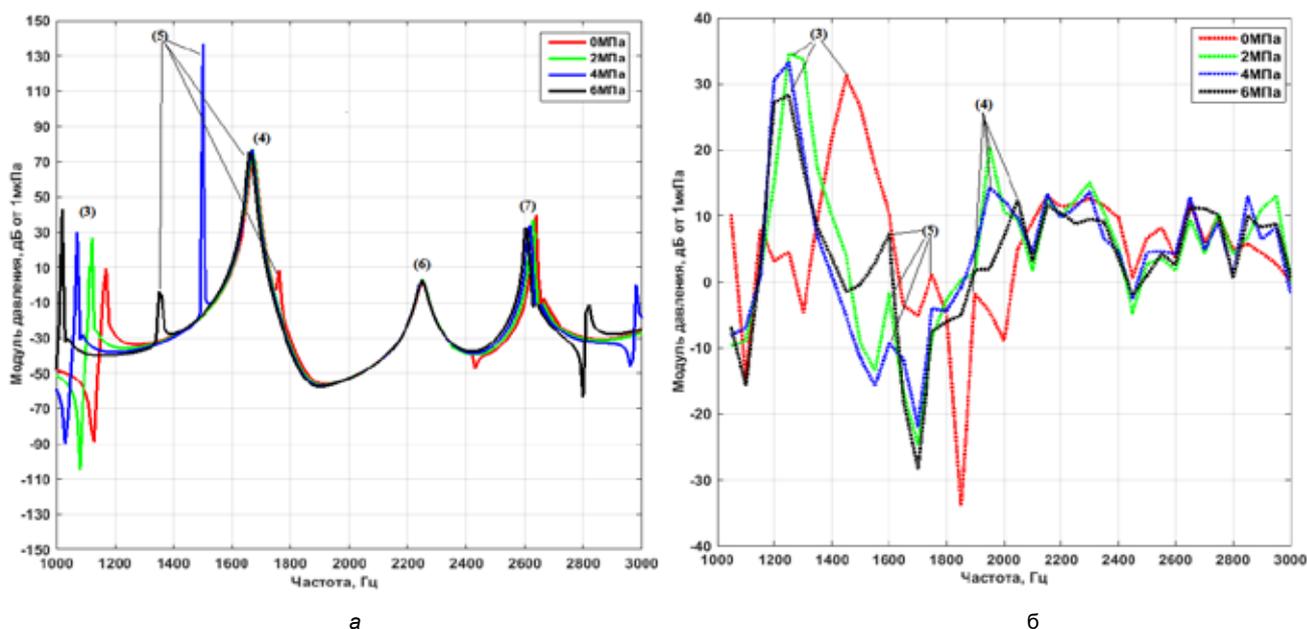


Рис. 4. Сопоставление результатов:

а – расчета в программном обеспечении «САТЕС», б – эксперимента в КВД. Нумерация резонансных подъемов соответствует рис. 3

Нумерация резонансных подъемов на рис. 4 соответствует рис. 3. Номер резонанса в эксперименте определялся как ближайший к расчетному. Эксперимент показал, что приближение конструкции к состоянию потери устойчивости сопровождается устойчивым снижением частот колебаний, сходных по форме с формой потери устойчивости (см. рис. 4, б).

Величина сдвига частоты (рис. 5) при этом достаточно точно совпадает с расчетной оценкой. Это подтверждает первоначальные выводы о влиянии начальной нагрузки на виброакустические параметры подводного объекта и о возможности его использования как способа оценки диапазона допустимых эксплуатационных нагрузок.

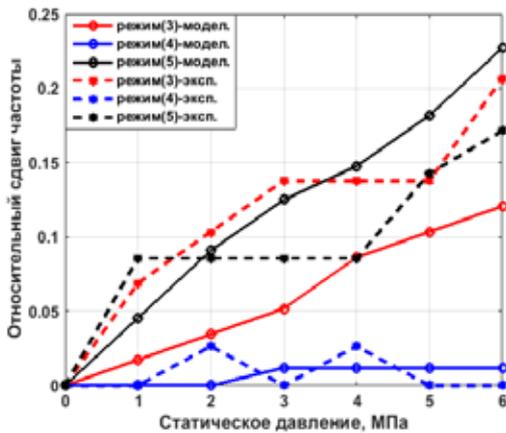


Рис. 5. Зависимость относительного сдвига частот некоторых форм колебания контейнера от величины внешнего давления. Нумерация режимов соответствует рис. 4

В ходе лабораторного эксперимента в камере высокого давления (КВД) оставался открытым вопрос о возможном влиянии собственных форм колебаний замкнутого объема жидкости на динамические характеристики исследуемого подводного объекта. Колебания жидкости в ограниченном пространстве могут искажать измеряемые резонансные частоты и оказывать влияние на общую виброакустическую реакцию системы. Для оценки степени этого влияния был проведен дополнительный эксперимент в открытой акватории с использованием идентичного

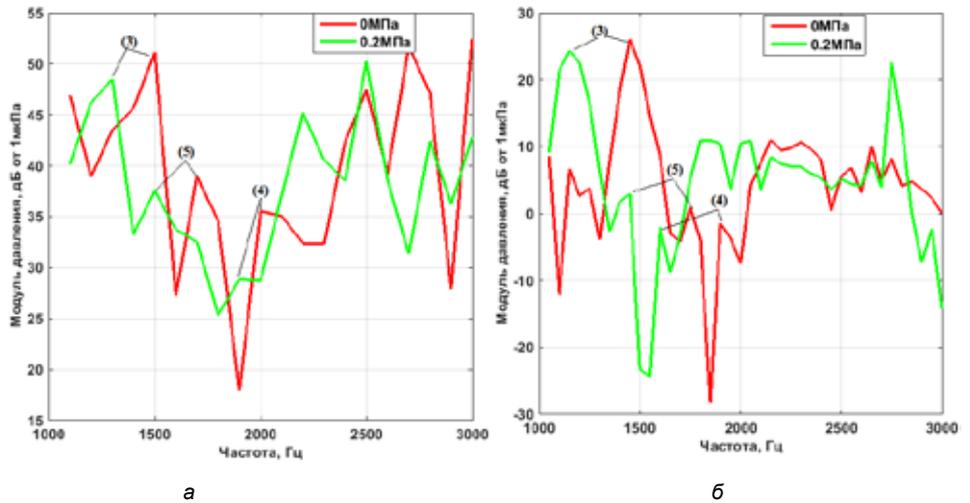


Рис. 6. Сопоставление результатов эксперимента а – в акватории, б – в КВД. Нумерация резонансных подъемов аналогична рис. 4

измерительного оборудования — гидрофона и излучающего динамика. В связи с ограничениями по глубине измерения выполнялись на поверхности воды (0 МПа) и на глубине 20 м (0,2 МПа). Сравнение результатов показало высокую повторяемость резонансных частот отдельных колебательных форм герметичного контейнера в КВД и в открытой воде (рис. 6). Выявленные расхождения оказались незначительными, что свидетельствует о слабом влиянии граничных условий замкнутого объема жидкости на собственные динамические характеристики объекта.

Таким образом, подтверждается корректность применения конечно-элементных моделей, построенных без учёта акустических мод полости КВД. Полученные данные повышают достоверность лабораторных испытаний и позволяют с уверенностью использовать их для диагностики виброакустических свойств подводных конструкций.

Выводы

В статье демонстрируется подход к конечно-элементному моделированию виброакустических характеристик подводных аппаратов при воздействии внешнего гидростатического давления, рассматриваемый как теоретическое обоснование способа диагностики. В фокусе внимания – перспективный метод оценки технического состояния подводной конструкции, обладающий более высокой эффективностью в ранней диагностике по сравнению с технологиями акустической эмиссии. Верификация предложенной методики выполнена на примере упрощенной модели герметичной цилиндрической оболочки, подвергающейся критическим нагрузкам

при имитации глубоководного погружения с помощью камеры высокого давления. Расчетным методом и экспериментально показано снижение некоторых резонансных частот исследуемого объекта при воздействии внешнего гидростатического давления. Установлено, что особенно подвержены воздействию НДС окружные моды колебаний, которые повторяют форму потери устойчивости. В дальнейших работах предполагается исследовать чувствительность метода к небольшим вариациям конструктивных параметров и начальных несовершенств, что позволит оценить его надёжность в условиях реальных производственных допусков.

Исследование открывает перспективы адаптации предложенного метода для диагностики как отдельных элементов, так и сложных инженерных систем, что расширяет его применимость в условиях эксплуатации глубоководных объектов. Его использование

способствует повышению надёжности и безопасности подводных сооружений и открывает новые возможности для мониторинга технического состояния в различных областях инженерии. Однако предложенный подход в текущей форме ориентирован преимущественно на лабораторную верификацию и предварительную оценку допустимых нагрузок; его адаптация для штатного бортового мониторинга требует дополнительных исследований и разработки компактных измерительных модулей.

Авторы выражают благодарность Павлу Ивановичу Коротину и Анатолию Сергеевичу Суворову за ценные дискуссии, а также другим сотрудникам Центра гидроакустики ИПФ РАН за помощь в проведении экспериментов.

Работа выполнена при поддержке госзадания ИПФ РАН, проект № FUFF-2024-0040.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Прокопович В.В., Подшивалов Г.А., Мартынова Л.А., Пашкевич И.В., Быкова В.С. Оценка безопасности движения большого автономного необитаемого подводного аппарата // Подводные исследования и робототехника, 2024. №1 (47). С. 86–95.
2. Щербатюк А.Ф. Об использовании необитаемых подводных аппаратов при освоении месторождений глубоководных минералов // Подводные исследования и робототехника. 2023. № 2 (44). С. 4–13.
3. Селезнев И.А., Ясников А.И. Перспективы применения подводных глайдеров для океанографии и освещения подводной обстановки. Обзор по материалам зарубежной печати // Подводные исследования и робототехника. 2023. №1 (43). С. 4–13.
4. Носов В.В., Номинас С.В., Зеленский Н.А. Оценка прочности сосудов давления на основе использования явления акустической эмиссии // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2015. №2(219). С. 182–190.
5. Кикеев В.А., Коротин П.И., Салин М.Б., Суворов А.С. Акустическое излучение механоакустических систем, находящихся под воздействием гидростатического давления // Труды Нижегородского гос. техн. ун-та им. Р.Е. Алексеева. 2011. Т. 86, № 1. С. 161–168.
6. Kral'ovanec J., Morvcik M., Jost J. Analysis of prestressing in precast prestressed concrete beams.: Civil and Engineering-Sciendo, 2021.
7. Dall'Asta A., Ragni L., Zona A., Nardini L., Salvator W., Design and Experimental Analysis of an Externally Prestressed Steel and Concrete Footbridge Equipped with Vibration Mitigation Devices. American Society of Civil Engineers, 2016.
8. Бритенков А.К., Фарфель В.А., Боголюбов Б.Н. Сравнительный анализ электроакустических характеристик компактных низкочастотных гидроакустических излучателей высокой удельной мощности // Прикладная физика. 2021. № 3. С. 72–76.
9. Воробьев Ю.С., Шепель А.И., Романенко Л.Г. и др. Конечно-элементный анализ собственных колебаний статически напряженных лопаток турбомашин // Проблемы прочности. 1990. № 7. С. 88–94.
10. Вибрации в технике: Справочник / под ред. В.Н. Челомей. М.: Машиностроение, 1980. Т. 3. 544 с.
11. Segerlind L.J. Applied Finite Element Analysis. New York : John Wiley and Sons, 1976. 422 p.
12. Cook R.D., Malkus D.S., Plesha M.E. Concepts and Applications of Finite Element Analysis. New York : Wiley, 1988. 719 p.
13. Севрюков О., Соков Е., Суворов А. и др. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2022663702 «САТЕС ДК», 2022.
14. Suvorov A.S., Sevriukov O.F., Sokov E.M., Salin M.B., Zaitseva S.G., Sharagina V.A. Software for Acoustic Design // Journal of Applied Mathematics and Physics. 2023. No. 11. P. 2515–2522.
15. Салин М.Б., Соков Е.М., Суворов А.С. Численный метод исследования акустических характеристик сложных упругих систем на основе суперэлементов и аналитических граничных условий // Гидроакустика. 2011. № 2. Вып. 14. С. 36–46.
16. Суворов А.С., Соков Е.М., Артельный П.В. Численное моделирование излучения звука с использованием акустических контактных элементов // Акуст. журн. 2014. № 60 (6). С. 663–672.
17. Salin M.B., Smirnov S.A., Suvorov A.S., Usacheva I.A., V'yushkina I.A. Integral Absorbing Boundary Conditions Optimized for Modelling of Acoustic Radiation of Elongated Bodies // Journal of Applied Mathematics. 2022. Vol. 2022. Article ID 9524376. P. 1–10.

Для цитирования:

Горшонков А.С., Костылев К.А., Салин М.Б., Усачева И.А. АКУСТИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА СОСТОЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ // Подводные исследования и робототехника. 2025. № 4 (54). С. 51–62. DOI: 10.37102/1992-4429_2025_54_04_05. EDN: FHZMDY.

Сведения об авторах

ГОРШОНКОВ Антон Сергеевич, инженер сектора акустического инжиниринга

Федеральный исследовательский центр Институт прикладной физики им. А. В. Гапонова-Грехова Российской академии наук (ИПФ РАН)

Адрес места работы: Нижний Новгород, Российская Федерация

Область научных интересов: Методы проектирования и эффективность функционирования технических систем; системы транспортной инфраструктуры, научно-исследовательские суда; моделирование и модельные испытания.

E-mail: gorshonkov@ipfran.ru

КОСТЫЛЕВ Константин Андреевич, к. т. н., заведующий сектором акустического инжиниринга

Место работы: Федеральный исследовательский центр Институт прикладной физики им. А. В. Гапонова-Грехова Российской академии наук (ИПФ РАН)

Адрес места работы: Нижний Новгород, Российская Федерация

Область научных интересов: Теория, методы проектирования и эффективность функционирования технических систем; системы транспортной инфраструктуры, научно-исследовательские суда, акустические приборы и системы; моделирование и модельные испытания. Динамика и виброакустика сложных технических систем и объектов морской и океанотехники.

E-mail: kostylev@ipfran.ru

САЛИН Михаил Борисович, к. ф.-м. н., заведующий лабораторией виброакустики отдела физической акустики

Федеральный исследовательский центр Институт прикладной физики им. А.В. Гапонова-Грехова Российской академии наук (ИПФ РАН)

Адрес места работы: Нижний Новгород, Российская Федерация

Область научных интересов: Гидроакустика, акустика океана, рассеяние звука упругими оболочками, рассеяние звука поверхностным волнением, метод конечных элементов.

E-mail: mikesalin@ipfran.ru

SPIN РИНЦ: 1289-6780

ORCID: 0000-0001-8260-5422

Web of Science ResearcherID: AAD-4323-2020

Scopus AuthorID: 36018693200

УСАЧЕВА Ирина Андреевна, аспирант; младший научный сотрудник лаборатории виброакустики отдела физической акустики

Федеральный исследовательский центр Институт прикладной физики им. А. В. Гапонова-Грехова Российской академии наук (ИПФ РАН)

Адрес места работы: Нижний Новгород, Российская Федерация

Область научных интересов: Исследование виброакустических процессов объектов морской техники, а также их численное моделирование, разработка программного обеспечения.

E-mail: usacheva@ipfran.ru

Тел.: 89049107265



ACOUSTIC DIAGNOSTICS OF THE STATE OF A STRUCTURE UNDER HYDROSTATIC PRESSURE

A.S. Gorshonkov, K.A. Kostylev, M.B. Salin, I.A. Usacheva

The article is devoted to the development and verification of a method for evaluating the vibro-acoustic characteristics of underwater vehicles under the influence of external hydrostatic pressure. When operating deep-water structures and equipment, such as diving chambers and underwater structures, it is particularly important to monitor their technical condition to ensure reliability, safety and durability. The presented approach is based on the use of finite element modeling to analyze changes in stiffness and acoustic characteristics of structures caused by the occurrence of stress-strain state under load. The method was tested using the example of a model of a sealed cylindrical shell subjected to controlled loads in a high-pressure chamber to simulate a deep-sea environment. The results demonstrate the possibility of detecting signs of structural integrity changes and assessing the degree of damage through spectral analysis of acoustic radiation. The proposed approach has the potential for non-destructive testing and can be used to diagnose both individual structural elements and complex systems, which expands its practical use in underwater engineering and civil engineering.

Keywords: vibroacoustics, hydrostatic pressure, underwater vehicles, modeling, diagnostics, stress-strain state

References

1. Prokopovich V.V., Podshivalov G.A., Martynova L.A., Pashkevich I.V., Bykova V.S., Safety assessment of a large autonomous uninhabited underwater vehicle // *Underwater Research and Robotics*, 2024. No. 1 (47). P. 86–95.
2. Shcherbatyuk A.F. Using of uninhabited underwater vehicles in the development of deep-sea mineral deposits // *Underwater Research and Robotics*. 2023. No. 2 (44). P. 4–13.
3. Seleznev I.A., Yasnikov A.I. Prospects of using underwater gliders for oceanography and underwater lighting. Review of foreign press materials // *Underwater Research and Robotics*. 2023. No. 1 (43). P. 4–13.
4. Nosov V.V., Nominis S.V., Zelensky N.A. Assessment of the strength of pressure vessels based on the use of acoustic emission phenomenon // *Scientific and Technical Bulletin of St. Petersburg State Polytechnic University*. 2015. No. 2(219). P. 182–190.
5. Kikeev V.A., Korotin P.I., Salin M.B., Suvorov A.S. Acoustic radiation of mechanoacoustic systems under the influence of hydrostatic pressure // *Proceedings of the Nizhny Novgorod State Technical University named after R.E. Alekseev*. 2011. Vol. 86, No. 1. P. 161–168.
6. Kralovanets J., Morvchik M., Yost J., Prestress analysis in precast reinforced concrete beams.: *Civil Engineering and Engineering-Scienco*, 2021.
7. Dallasta A., Ragni L., Zona A., Nardini L., Salvator V. Design and experimental analysis of a prestressed steel and concrete pedestrian bridge equipped with vibration reduction devices.: *American Society of Civil Engineers*, 2016.
8. Britenkov A.K., Farfel V.A., Bogolyubov B.N., Comparative analysis of electroacoustic Characteristics of compact low-frequency sonar radiators with high specific power // *Applied Physics*. 2021. No. 3. P. 72–76.
9. Vorobyov Yu.S., Shepel A.I., Romanenko L.G. et al. Finite element analysis of natural vibrations of statically stressed blades of turbomachines // *Problems of strength*. 1990. No. 7. P. 88–94.
10. Vibrations in engineering: A reference book / Edited by V.N. Chelomey. Moscow: Mechanical engineering, 1980. Vol. 3. P. 544.
11. Segeland L.J. *Applied Finite Element Analysis*. New York : John Wiley and Sons, 1976. 422 p
12. Cook R.D., Malkus D.S., Plesha M.E., Principles and applications of finite element analysis. New York : Wiley, 1988. 719 p.
13. Sevryukov O., Sokov E., Suvorov A. et al. Government of the Russian Federation // *Business Program No. 2022663702 “SAT DC”*. 2022.
14. Suvorov A.S., Sevryukov O.F., Sokov E.M., Salin M.B., Zaitseva S.G., Sharagina V.A. Software for acoustic design // *Journal of Applied Mathematics and Physics*. 2023. No. 11. P. 2515–2522.
15. Salin M.B., Sokov E.M., Suvorov A.S., A numerical method for studying the acoustic characteristics of complex elastic systems based on superelements and analytical boundary conditions // *Scientific and Technical collection “Hydroacoustics”*. 2011. Issue. 14. No. 2. P. 36–46.
16. Suvorov A.S., Sokov E.M., Artelnyi P.V. Numerical simulation of sound emission using acoustic contact elements // *Akust. Journal*. 2014. No. 60 (6). P. 663–672.
17. Salin M.B., Smirnov S.A., Suvorov A.S., Usacheva I.A., Vyushkina I.A. Integral boundary absorption conditions optimized for modeling acoustic radiation of elongated bodies // *Journal of Applied Mathematics*. 2022. Vol. 2022. Article 9524376. P. 1–10.

Recommended citation:

Gorshonkov A.S., Kostylev K.A., Salin M.B., Usacheva I.A. ACOUSTIC DIAGNOSTICS OF THE STATE OF A STRUCTURE UNDER HYDROSTATIC PRESSURE. *Underwater investigations and robotics*. 2025. No. 4 (54). P. 51–62. DOI: 10.37102/1992-4429_2025_54_04_05. EDN: FHZMDY.

Information about authors

GORSHONKOV Anton Sergeevich, engineer of the acoustic engineering sector

Federal Research Center Institute of Applied Physics named after A. V. Gaponov-Grekhov of the Russian Academy of Sciences (IAP RAS)

Work address: Nizhny Novgorod, Russian Federation

Research Interests: Design methods and efficiency of functioning of technical systems; transport infrastructure systems, research vessels; modeling and model tests.

E-mail: gorshonkov@ipfran.ru

KOSTYLEV Konstantin Andreevich, PhD in Engineering sciences, head of the acoustic engineering sector

Federal Research Center Institute of Applied Physics named after A. V. Gaponov-Grekhov of the Russian Academy of Sciences (IAP RAS)

Work address: Nizhny Novgorod, Russian Federation

Research Interests: Theory, design methods and efficiency of technical systems; transport infrastructure systems, research vessels, acoustic devices and systems; modeling and model testing. Dynamics and vibroacoustics of complex technical systems and objects of marine and ocean engineering.

E-mail: kostylev@ipfran.ru

SALIN Mikhail Borisovich, PhD in Physical and Mathematical sciences, head of the Vibroacoustics Laboratory of the Physical Acoustics Department

Federal Research Center Institute of Applied Physics named after A. V. Gaponov-Grekhov of the Russian Academy of Sciences (IAP RAS)

Work address: Nizhny Novgorod, Russian Federation

Research Interests: Hydroacoustics, ocean acoustics, sound scattering by elastic shells, sound scattering by surface waves, finite element method.

E-mail: mikesalin@ipfran.ru

SPIN RINTS: 1289-6780

ORCID: 0000-0001-8260-5422

Web of Science ResearcherID: AAD-4323-2020

Scopus AuthorID: 36018693200

USACHEVA Irina Andreevna, postgraduate student; junior researcher of the Vibroacoustics Laboratory of the Physical Acoustics Department

Federal Research Center Institute of Applied Physics named after A. V. Gaponov-Grekhov of the Russian Academy of Sciences (IAP RAS)

Work address: Nizhny Novgorod, Russian Federation

Research interests: Study of vibroacoustic processes of marine engineering objects, as well as their numerical modeling, software development.

E-mail: usacheva@ipfran.ru

Phone: 89049107265

