

DOI: 10.24937/2542-2324-2023-3-405-151-160  
УДК 534.833.534  
EDN: JZJIA

С.Н. Бычков, А.С. Горшонков, О.О. Егошин, К.А. Костылев, М.Б. Салин  
ФГБНУ Федеральный исследовательский центр «Институт прикладной физики им. А.В. Гапонова-Грехова РАН»,  
Нижний Новгород, Россия

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ ПОГЛОТИТЕЛЕЙ ЗВУКА С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕЛКОМАСШТАБНОЙ МОДЕЛИ СУДНА

**Объект и цель научной работы.** Объектом исследования является система резонаторов Гельмгольца, встроенная в переборки мелкомасштабной модели судна. Цель – определение возможности и эффективности работы указанных резонаторов в качестве широкополосных шумопоглотителей.

**Материалы и методы.** Измерение в акустическом бассейне усредненных уровней подводного шума, производимого мелкомасштабной моделью судна с установленным на ней источником, при использовании переборок с резонансными поглотителями, переборок традиционного типа (без поглотителей либо с минеральной ватой в качестве поглотителя) и без установки переборок.

**Основные результаты.** Показана принципиальная возможность применения резонаторов Гельмгольца в качестве поглотителей шума и одновременно несущей конструкции судовых переборок.

**Закключение.** Показано, что уровни подводного шума судна могут быть существенно снижены при помощи устройств, являющихся одновременно грузонесущими и конструктивными элементами. Подтверждена эффективность и перспективность использования резонаторов в указанном качестве, проведено сравнение таких шумопоглотителей с традиционными шумоизоляционными материалами.

**Ключевые слова:** резонатор Гельмгольца, уровень подводного шума, судостроение, мелкомасштабное моделирование.

*Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.*

DOI: 10.24937/2542-2324-2023-3-405-151-160  
UDC 534.833.534  
EDN: JZJIA

S.N. Bychkov, A.S. Gorshonkov, O.O. Yegoshin, K.A. Kostylev, M.B. Salin  
A.V. Gaponov-Grekhov Institute of Applied Physics of the Russian Academy of Sciences (IAP RAS),  
Nizhny Novgorod, Russia

## EXPERIMENTAL STUDIES ON RESONANT ACOUSTIC DAMPERS WITH SMALL-SCALE SHIP MODEL

**Object and purpose of research.** This paper discusses a system of Helmholtz resonators embedded to the bulkheads of a small-scale ship model. The purpose of the study was to understand whether these resonators can operate as broadband acoustic dampers and how efficient they will be in this role.

**Materials and methods.** Acoustic tank measurements of average underwater noise radiated by the small-scale ship model fitted with noise source. The model had the following configurations: bulkheads with resonant dampers, bulkheads of conventional design (without dampers or with mineral wool as damper) and no bulkheads at all.

**Main results.** The study has shown that Helmholtz resonators may in principle be used as noise dampers and, simultaneously, as bearing structures of ship bulkheads.

*Для цитирования:* Бычков С.Н., Горшонков А.С., Егошин О.О., Костылев К.А., Салин М.Б. Экспериментальные исследования резонансных поглотителей звука с применением мелкомасштабной модели судна. Труды Крыловского государственного научного центра. 2023; 3(405): 151–160.

*For citations:* Bychkov S.N., Gorshonkov A.S., Yegoshin O.O., Kostylev K.A., Salin M.B. Experimental studies on resonant acoustic dampers with small-scale ship model. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2023; 3(405): 151–160 (in Russian).

**Conclusion.** This paper demonstrates that underwater noise of ships can be significantly damped by the devices that simultaneously work as load-bearing structural elements. It also confirms that resonators are viable and promising candidates for this function, as well as compares their performance with conventional sound isolators.

**Keywords:** Helmholtz resonator, underwater noise, shipbuilding, small-scale model.

*The authors declare no conflicts of interest.*

## Введение

### Introduction

Подводный шум от судоходства давно рассматривается как составная часть общего экологического ущерба, который человек наносит морской фауне. В связи с этим повсеместно вводятся ограничения на допустимый уровень шума судов и совершенствуются методы контроля этого параметра [1, 2]. Часть измерений проводится по «случайным целям», т.е. измерительная система, установленная исследователями вблизи судоходного маршрута, пеленгует проходящие мимо суда, и далее зарегистрированному сигналу ставится в соответствие тип судна и траверсная дистанция прохода благодаря автоматической морской информационной системе или по визуальным наблюдениям [3–5].

Отметим, что в задаче измерения судовых шумов имеется ряд сложностей, связанных в т.ч. с влиянием волноводных эффектов на результаты измерения [3, 6]. Применение протяженных гидроакустических антенн и специальных методов обработки сигналов позволяет в какой-то мере решить эти сложности [7, 8]. Кроме этого, при проведении исследований шумности не на объекте в натуральную величину, а на его масштабной модели [8, 9] возникает больше возможностей для подходящего размещения измерительной системы. К тому же масштабные эксперименты проще с организационной точки зрения и могут проводиться еще на этапе проектирования судна.

Существуют такие классы судов, к которым предъявляют более жесткие требования в части акустических характеристик, например, научно-исследовательские суда, занимающиеся изучением морской биосистемы и оценкой рыбных запасов [10]. Их уровень влияет не только на условия обитания экипажа и научных сотрудников, но и на поведение исследуемых рыб, что вносит значительные коррективы в конечный результат исследований. К примеру, эхоинтеграционная оценка запасов рыб значительно затруднена из-за отпугивающего воздействия шума и непосредственного его наложения на полезный сигнал [11].

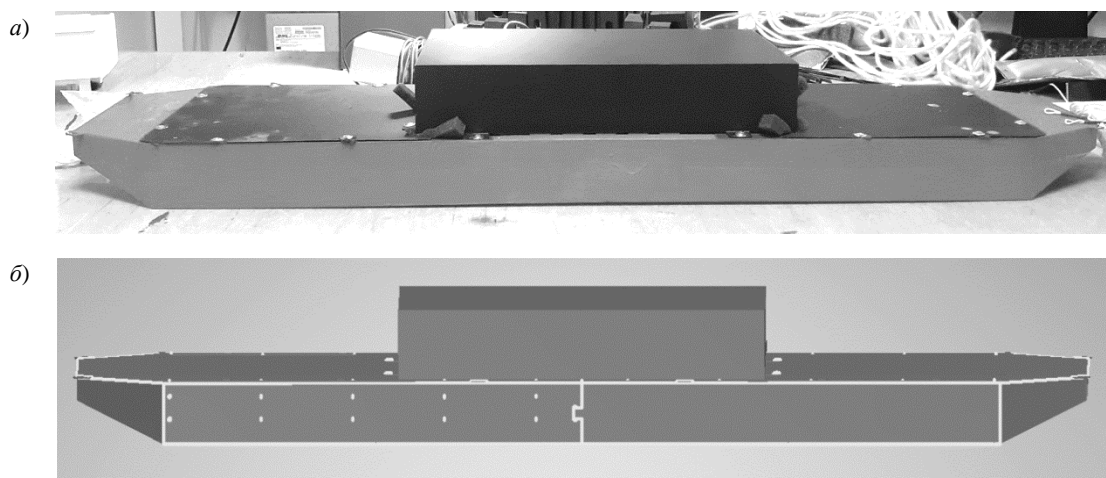
С учетом тонкости используемых в настоящее время методов оценки численности и поведения раз-

личных промысловых рыб вопрос обеспечения малозумного и относительно высокоскоростного режима хода судна становится принципиальным. Также очевидно, что для судна, используемого в рекреационных целях (лайнера или частной яхты), будет важно обеспечить низкий уровень шума в каютах и других местах, где могут находиться пассажиры.

Дополнительно специалисты отмечают [2], что экология в мировой практике становится экономическим инструментом. Недопуск тех или иных судов для эксплуатации в особой экономической зоне государства является рычагом управления или источником дополнительных сборов для этой страны (как это уже произошло с эксплуатацией устаревших моделей отечественных самолетов за рубежом).

Спектр гидроакустических шумов большинства научно-исследовательских и промысловых судов занимает диапазон частот от нескольких герц до нескольких килогерц. Причем основная энергия шума наблюдается на частотах до 1000 Гц, а максимальный спектральный уровень шума отмечается на частотах 10–500 Гц и существенно спадает на частотах выше 1000 Гц [10–14]. Основными источниками подводных шумов судна служат судовые двигатели, гребные винты, турбулентные потоки в пограничном слое при обтекании неровностей и шероховатостей поверхности корпуса, бортовых и основного килей, пера руля, воздушный шум судовых помещений, шум вспомогательных и промысловых механизмов [11]. Перечень неполный, но и он дает понять, что мероприятия по снижению шумности судна должны касаться судовых конструкций и механизмов судна в целом и носить системный характер. Значительный вклад в общий уровень шума осуществляет воздушный шум судовых помещений.

Настоящая работа посвящена одному из методов снижения указанного источника шумов на ранних стадиях проектирования судна. Целью исследования является изучение возможности снижения воздушного шума судовых помещений при нахождении в них широкополосного источника шума методом внедрения в судовые конструкции и переборки наборов резонаторов Гельмгольца, выполняющих одновременно и функции шумоизоляции, и функции несущих судовых конструкций и переборок. Также интерес представляет механизм распространения



**Рис. 1.** Общий вид исследуемой модели судна проекта 08643: а) фото; б) 3D-модель. Габаритные размеры модели (натурного объекта): длина – 882 мм (44,1 м); ширина – 200 мм (10 м); высота борта – 30 мм (1,5 м)  
**Fig. 1.** Model of Project 08643 ship, general view: а) photo; б) 3D simulation. Overall dimensions, model (full-scale): length 882 mm (44.1 m); beam 200 mm (10 m); depth 30 mm (1.5 m)

шума в судовых конструкциях и его излучение во внешнее звуковое поле судна. Приводятся схема и результаты эксперимента, проведенного с масштабной моделью в акустическом бассейне.

## Объект исследования

Object of research

Объектом исследований выступает модель (масштаб 1:50) судна проекта 08643 (плавающая насосная станция) и система резонаторов Гельмгольца, выполненная в виде неотъемлемой части судовых конструкций модели судна и предназначенная для интенсивного звукопоглощения на определенных частотах спектра. Общий вид модели представлен на рис. 1.

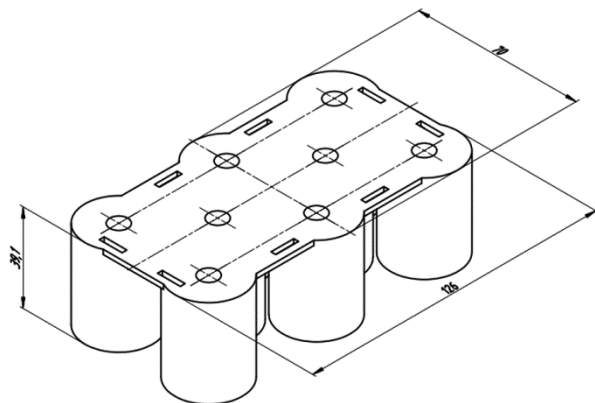
Выбор объекта исследований и актуальность исследования объясняются тем, что подобные насосные станции применяются для организации хозяйственной деятельности человека в тех местах, где нет оборудованной береговой инфраструктуры. Например, на Русском Севере, где особое внимание уделяется сохранению экологического равновесия.

Группу работающих агрегатов как источник шума имитирует динамическая головка, расположенная в середине модели судна. В модели предусмотрен пьедестал для установки этого источника шума (динамика). При его включении имитируется процесс генерации воздушных шумов судовых помещений, в которых расположен источник, и также он может передавать вибрацию на корпус. Крепление пьедестала к корпусу осу-

ществляется посредством пазов на его опорах, которые жестко защелкиваются на переборках модели судна. Один из вариантов панели переборки показан на рис. 2.

Помимо пьедестала, схема установки источника звука (динамика) позволяет реализовать варианты, приведенные на рис. 3.

Материал корпуса модели – сталь толщиной 1 и 0,5 мм, покрытая судовой краской. Материал судовых переборок – ABS-пластик. Сами переборки изготовлены методом 3D-печати в двух исполнениях: простая переборка со стенкой толщиной 2 мм и стенкой переменной толщины, учитывающая в своей структуре массу резонаторов (рис. 3б); пе-



**Рис. 2.** Панель переборки с резонаторами 800 Гц  
**Fig. 2.** Bulkhead panel with 800 Hz resonators

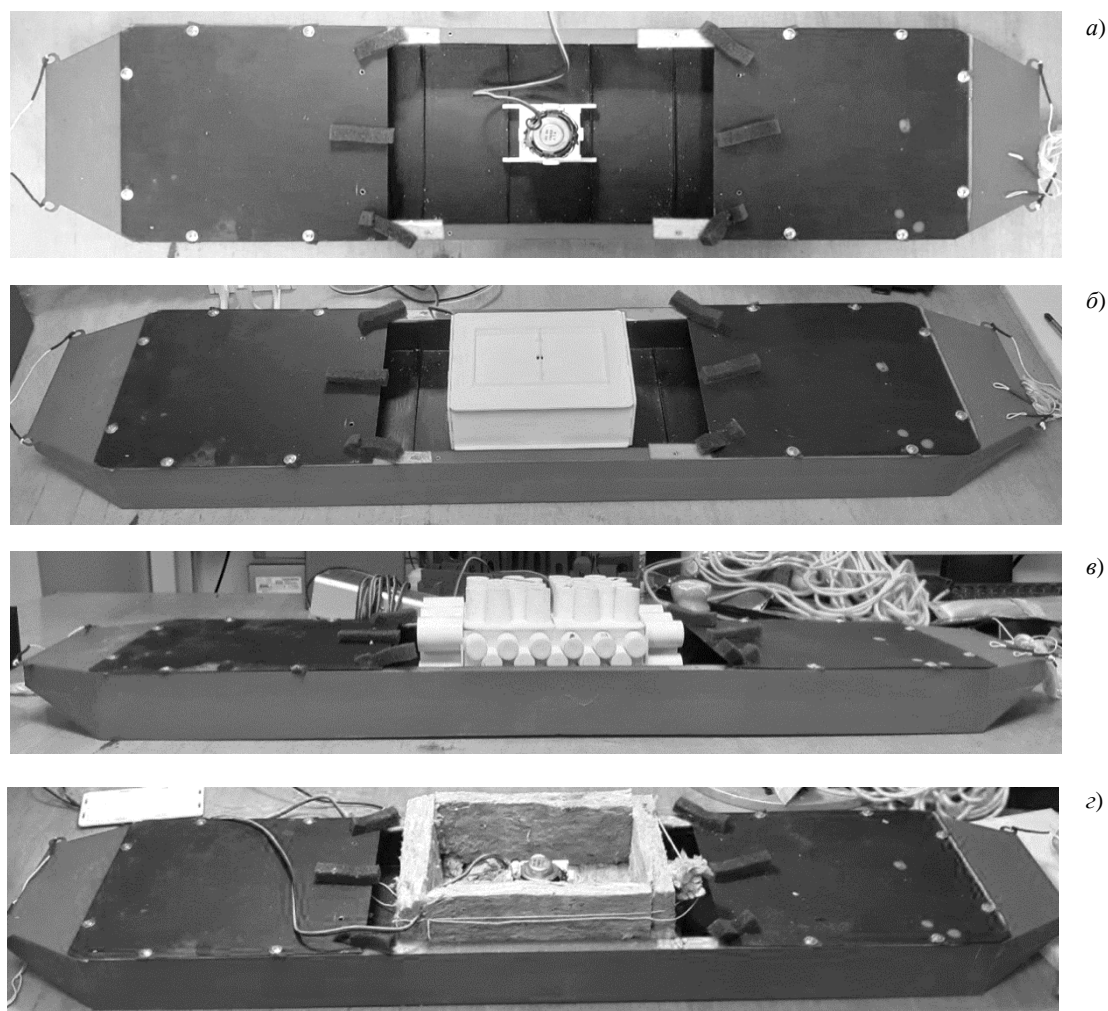
реборка, выполненная в виде набора резонаторов Гельмгольца с различными частотами (рис. 3в).

Для наглядности конструкция отдельно взятого резонатора с резонансной частотой 800 Гц приведена на рис. 4.

Полость резонатора представляет собой цилиндр высотой  $h = 27,1$  мм и радиусом  $R = 13$  мм, длина горлышка  $l = 10$  мм, а его диаметр  $d = 8$  мм. Согласно [15–17] собственная частота резонатора Гельмгольца является функцией геометрических параметров горлышка и объема резонатора. Понятно, что на

одну и ту же частоту могут быть настроены резонаторы с кардинально разными геометрическими параметрами. Поиск их оптимального сочетания, учитывающего как конструктивные ограничения, так и ограничения, налагаемые условиями эксперимента, составляет отдельную нетривиальную задачу.

В настоящем исследовании решение такой задачи осуществлялось с помощью программы нелинейной оптимизации, так называемой Generalized Reduced Gradient (GRG2) [19]. GRG2 использует алгоритм поиска оптимального решения целевой



**Рис. 3.** Варианты установки источника: а) установка только динамика; б) установка динамика, помещенного в коробку из ABS-пластика, имитирующую судовые переборки; в) установка динамика в коробку из ABS-пластика, стенки которой выполнены в виде набора резонаторов Гельмгольца; г) установка динамика в короб из звукоизоляционной минеральной ваты толщиной от 20 до 50 мм

**Fig. 3.** Noise source variants: а) loudspeaker only; б) loudspeaker in a box (ABS plastic) representing ship bulkheads; в) loudspeaker in a box (ABS plastic) with walls working as Helmholtz resonators; г) loudspeaker in a box (sound-insulating mineral wool, thickness 20–50 mm)

функции «что – если»<sup>1</sup>. На искомое решение накладывается ряд ограничений, позволяющий избежать недоразумений типа отрицательного объема и придания ему физического смысла. В нашем случае целевая функция – собственная частота резонатора.

Проверка соответствия расчетной и фактической резонансных частот осуществлялась методом передаточной функции с двумя микрофонами [19, 20] с использованием импедансной трубы круглого сечения. Указанная комбинация расчетных и измерительных методов позволила получить достаточно хорошее соответствие расчетной и фактической резонансных частот резонаторов (расхождение составило ~0,5 %). Взаимное влияние резонаторов в одной панели на этапе расчета не учитывалось.

Для исследования были выделены следующие «интересные» частоты: 800, 1100, 1400, 1600 и 2000 Гц. Указанные частоты выбраны в качестве резонансных частот резонаторов Гельмгольца. Резонансные частоты высших порядков из рассмотрения исключались на основании того, что они выходят за диапазон частот наибольшего шумоизлучения исследовательских судов [11]. Напомним, что общий вид панели переборки с резонаторами показан на рис. 2.

## Схема эксперимента

### Test setup

Эксперимент по измерениям подводного шума модели судна в акустическом бассейне был организован по аналогии с тем, как производятся замеры шумности судна в натуральную величину.

Напомним, что типовая схема измерения подводного шума судна с использованием стандартного измерительного тракта [21] заключается в сле-

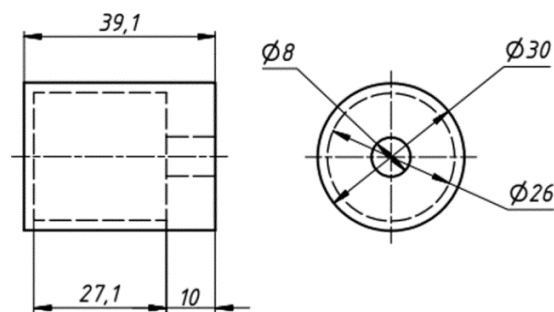


Рис. 4. Резонатор Гельмгольца (собственная частота резонатора – 800 Гц)

Fig. 4. Helmholtz resonator, natural frequency 800 Hz

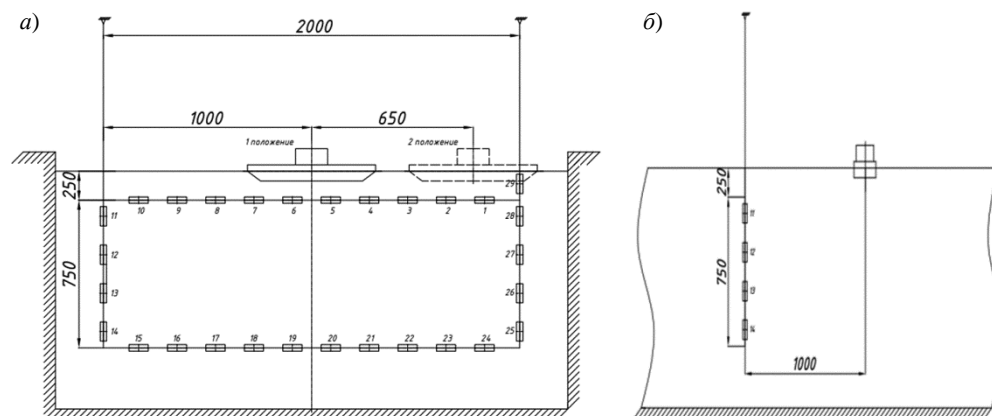
дующем. Измеряемое судно движется равномерно и прямолинейно относительно одного приемника на некотором стандартизованном расстоянии  $R_0$  со скоростью  $v$ . На ненаправленный акустический приемник (гидрофон) воздействуют полезный измеряемый сигнал судна  $P_s(t)$  и сигнал фоновой помехи  $P_n(t)$ . Выходной сигнал ненаправленного приемника  $P_\Sigma(t)$  проходит через гребенку полосовых фильтров, квадратичный детектор, интегратор. Полученная таким образом временная функция  $W(f, t)$  – проhodная характеристика в частотной полосе  $f \pm \Delta f/2$  – фиксируется индикатором, запоминающим максимальные значения уровней сигнала в соответствующих полосах анализа.

Несмотря на кажущуюся простоту, такая схема позволяет решать ряд важнейших задач, связанных с контролем уровней подводного шума судна в широком диапазоне частот от единиц до сотен тысяч герц, с выявлением источников повышенного шумоизлучения, с проверкой и анализом эффективности мероприятий по снижению уровней шумов и вибраций механизмов и корпусных конструкций.

Если зарегистрированный шум судна слабо превышает фоновые шумы моря, то применяются методы энергетически согласованной обработки или многоэлементные приемные системы [7, 23]. Однако ожидаемо, что условие превышения внешнего акустического поля судна над шумом моря на одиночном гидрофоне будет почти всегда заведомо выполнено, если речь идет о гражданском судне, а не о специализированных судах для акустических измерений.

В рекомендованной схеме замера шумности надводного судна [10] предлагается устанавливать гидрофоны на двух горизонтах – так, чтобы настильный угол для волны, приходящий от источника на верхний и нижний гидрофоны, составлял

<sup>1</sup> Анализ «что – если» – это процесс изменения значений ячеек и анализа влияния этих изменений на результат вычисления целевой функции. В нашем случае изменяются значения геометрических параметров горлышка и объема резонатора, затем определяется влияние этих изменений на значение собственной частоты резонатора. Для этого при каждой итерации оценивается разница между целевой частотой и частотой, полученной при текущих значениях параметров. Параметры, дающие большую разницу между целевой и вычисленной частотами, отбрасываются. Дополнительные ограничения, накладываемые на параметры, заключаются в запрете тех значений, которые, например, ведут к появлению отрицательного или нулевого значения объема, длины горлышка, его диаметра и т.п. Таким образом, поэтапно минимизируется разница между значениями целевой и вычисляемой частоты и подбираются оптимальные значения геометрических параметров резонаторов, обеспечивающих эту (минимальную) разницу.



**Рис. 5.** Схема установки антенны и модели в акустическом бассейне:  
 а) вид в борт;  
 б) вид в корму

**Fig. 5.** Arrangement of the antenna and the model in the acoustic tank:  
 a) side view;  
 b) aft view

приблизительно  $15^\circ$  и  $45^\circ$  соответственно. Необходимость измерения уровня шумоизлучения, уходящего от судна под углом порядка  $15^\circ$  к горизонту, продиктована тем, что эти волны в большинстве случаев будут захватываться волноводом и распространяться на большие расстояния, поскольку типичный угол полного отражения от дна составляет  $25^\circ$  [23]. Измерения под углом  $45^\circ$  производятся из-за более высокого соотношения «сигнал – шум» и для стабильности результатов.

В настоящем эксперименте модель, содержащая источник шума, была установлена неподвижно, а горизонтально расположенная линейка гидрофонов (антенна) позволяла регистрировать сигналы на различных удалениях. Т.е. снималась проходная характеристика исследуемой модели судна без ее перемещения: не по времени, а по продольной координате, что значительно упростило эксперимент и снизило временные затраты на его проведение. Была применена гибкая антенна кабельного типа, состоящая из 32 приемных элементов. Указанная антенна располагалась в акустическом бассейне ( $3 \times 6 \times 3$  м), как показано на рис. 5. Основными рабочими участками были два горизонтальных сегмента. Настильный угол для гидрофонов на траверзе составлял  $14^\circ$  и  $45^\circ$  для верхней и нижней линий соответственно. Траверсная дистанция в пересчете на натуральные размеры составила бы 50 м. Таким образом, были выполнены условия геометрического подобия данного эксперимента и морских измерений.

Модель судна поочередно занимала положение 1 и 2 (рис. 5), чтобы по возможности исключить влияние отражения от стенок бассейна. Хотя стенки бассейна и были покрыты звукопоглощающей резиной, в данном эксперименте ее характеристики не были доподлинно известны и не измерялись.

Поскольку источник шума (динамик) управлялся электрическим сигналом и не воспроизводил физи-

ческие процессы, приводящие к образованию шума в реальных механизмах, то исследовалась относительная величина – коэффициент передачи для разных конфигураций модели, отличающихся разным принципом звукоизоляции. Источник звука работал поочередно в следующих режимах:

- непрерывный синусоидальный сигнал на частотах 800, 1100, 1400, 1700, 2000 Гц, отвечающих частотам резонаторов или другим частотам, интересным для исследования в эксперименте;
- шумовой сигнал в октавных полосах от 566–1131 до 4455–8910 Гц.

В каждом из перечисленных режимов производилась запись длительностью от одной до нескольких минут. После этого приступали к следующему по очереди режиму излучения, а после перебора всех режимов переоборудовали модель и переходили к измерениям в следующей конфигурации. Среднеквадратичное значение напряжения, подаваемое на динамик, во всех измерениях оставалось постоянным. Метод обработки сигналов был достаточно стандартным и будет описан ниже, по мере изложения результатов эксперимента.

## Результаты и их обсуждение

### Results and discussion

Для определения уровня звукового давления от тонального источника применялся спектральный анализ с разрешением 3 Гц, выбор необходимой частоты и энергетическое усреднение спектров по нескольким окнам. Результаты представлены на рис. 6 (см. вклейку) в виде распределений уровня давления по продольной координате (аналог проходных характеристик). Уровни приведены относительно 1 Па. Центр по оси  $x$  соответствует центру модели. Объединены результаты измерений, проведенных при размещении модели по центру измерительной системы (графики с маркерами в форме

звездочек) и при смещенном положении модели<sup>2</sup> (графики с крестиками).

На рис. 6а распределения давления построены отдельно для гидрофонов верхней линии (ВЛ) и нижней линии (НЛ). Уровни на ВЛ ниже, чем на НЛ, ввиду близости свободной поверхности. В остальных случаях результаты приводятся только для верхней линии гидрофонов, чтобы избежать нагромождения линий на графике.

Для всех рассмотренных частот, за исключением 2000 Гц, наблюдается следующая характерная картина:

- самым эффективным способом снижения шума оказывается пористый материал – минвата, следующим по эффективности – система резонаторов в стенках;
- максимум амплитуды сигнала приходится на траверсный гидрофон.

Что касается остальных частот, излучавшихся в эксперименте, но не приведенных на рис. 6 из соображений экономии места, то для них наблюдалась схожая картина.

При этом на упомянутой выше частоте 2000 Гц получена другая картина поля:

- уровни, полученные при применении резонансного поглотителя, сравнивались с уровнями, достигнутыми без всякой звукоизоляции;
- источник обладает определенной диаграммой направленности в горизонтальной плоскости с провалом по центру.

Исходя из модели объема воздуха в форме параллелепипеда, заключенного в жесткие стенки, можно оценить, что частота 2075 Гц отвечает моде (2, 0, 0) данного объема. Под модой (2, 0, 0) понимаем такое распределение поля, когда укладывается две полуволны вдоль наиболее длинной стенки и однородное поле по другим координатам (рис. 2). Более низкочастотные моды являются антисимметричными и поэтому хуже возбуждаются симметричным источником.

На рис. 7 (см. вклейку) построены спектры сигналов по гидрофонам при излучении широкополосного шума в одном из режимов. На спектрах можно заметить проявления широкополосной интерференции сигналов в виде характерных парабол на графике. Также видно, что сигнал зашумлен наводкой на нечетных гармониках промышленной частоты 50 Гц.

В результате для анализа широкополосных режимов был применен следующий подход:

- вычислялись спектры по каждому гидрофону с накоплением;
- устанавливался фильтр на все  $k$ -е гармоники промышленной частоты  $(50 + 100k)$  Гц с полой  $\pm 10$  Гц относительно центральной;
- вычислялся интегральный уровень в треть-октавных полосах (каждая запись с возбуждением в октавной полосе разделялась на три отдельные полосы);
- результат усреднялся по гидрофонам одной линии.

Результаты приводятся на рис. 8 (см. вклейку). Для конфигурации с минватой представление результатов ограничено частотой 3000 Гц в связи с низким отношением «сигнал – помеха» на более высоких частотах. На последней панели данного рисунка для справки приведены уровни шума по гидрофонам, находящимся в воздухе.

Далее оценивался коэффициент ослабления звукового давления относительно конфигурации модели, представленной на рис. 3а. Названный коэффициент имеет простой физический смысл и вычисляется следующим образом: уровень шума, зарегистрированный приемными линиями при «озвучивании» модели без пластиковой коробки, резонаторов и минваты принимался за опорный (нулевое поглощение) и с ним сравнивались уровни в остальных конфигурациях. Результаты расчетов приведены на рис. 9 (см. вклейку). Отрицательное значение коэффициента означает, что на соответствующих частотах уровень шума увеличился относительно конфигурации модели без переборок и минваты, положительное значение коэффициента демонстрирует выигрыш (ослабление шума) от примененных мероприятий.

На представленных графиках также видно, что конструкция переборок, включающая в свой состав резонаторы, в рассматриваемом диапазоне частот эффективно снижает уровень шума. Исключение, как и выше, составляет частота 2 кГц, что объясняется наложением на звуковое поле резонансного излучения, обусловленного третьей резонансной частотой коробки (отмечены черными точками на графиках рис. 8).

Работа звукоизоляционной системы на частотах 1 кГц при измерении на воздухе и 2 кГц при измерениях в воде оказалась неэффективной. Указанные частоты соответствуют резонансным частотам коробки. Для снижения уровня шума на этих частотах требуется дополнительное исследование зависимости эффективности звукопоглощения в резонаторе от его формы и конструкции, конструкции переборок и расположения резонаторов в переборках.

<sup>2</sup> Сравнение однотипных кривых при двух положениях модели также показывает, что влияние стенок бассейна приводит к ошибке не более 5 дБ.

В продолжение настоящей работы авторы планируют провести численное моделирование данной задачи методом конечных элементов. Однако в целом проведенные эксперименты свидетельствуют об удачном выборе стратегии борьбы с шумом. В интересующем диапазоне частот переборки с смонтированными резонаторами обеспечили наименьший уровень шума во внешнем поле судна, при этом на некоторых частотах разница в уровнях достигала 25 дБ.

## Выводы

### Conclusion

В настоящей работе описан подход к снижению шума судна за счет установки переборок с резонансными поглотителями звука, настроенными на характерные частоты механизмов. Подход опробован на модели плавучей насосной станции, выполненной в масштабе 1:50. Эксперименты проведены в акустическом бассейне в диапазоне частот, приведенном к натуральным размерам, от 10 до 200 Гц. В эксперименте применена многоэлементная приемная система.

Проведенные измерения показали, что конструкция из минеральной ваты в качестве звукоизолирующего элемента работает эффективнее, чем панели с наборами резонаторов Гельмгольца. В первом случае достигается снижение уровня подводного шума, попадающего в волновод, в среднем на величину до 12 дБ, во втором случае – до 20 дБ.

Однако авторы ожидают, что специально выполненные переборки с резонансными поглотителями также найдут свое место в судовой акустике. Ведь не стоит забывать, что минеральная вата может быть лишь *покрытием* судовых палуб и переборок, сама же она лишена возможности выступать в качестве несущего элемента конструкции, а для эффективного звукопоглощения должна обладать внушительными габаритами, что не всегда реализуемо в условиях судна. Стоит также отметить, что эксплуатационные и звукоизоляционные характеристики минеральной ваты снижаются при взаимодействии с морской водой, что подразумевается при ее использовании на судовых переборках.

Всех указанных недостатков лишены описанные в работе панели из резонаторов Гельмгольца, а проведенное исследование подтверждает возможность и перспективность применения наборов таких резонаторов в качестве звукоизолирующих и несущих конструкций в судовых помещениях. Также стоит отметить тот факт, что существующие несущие конструкции многих судов различных проектов уже имеют соответствующие интересующим частотам полости, которые могут быть легко переоборудованы в резонаторы. Это, например, полости между двойными

бортами танкеров и сухогрузов, полости между легким и прочным корпусом подводных лодок и многое другое. Однако практическое применение подобных конструкций требует дополнительного изучения ряда вопросов, частично поднятых в настоящей работе.

Работа выполнена в рамках Программы фундаментальных научных исследований Государственных академий наук, тема № 0030-2021-0017.

## Список использованной литературы

1. ANSI/ASA S12.64-2009. Quantities and Procedures for Description and Measurement of Underwater Sound from Ships. Pt 1: General Requirements. Washington : American National Standard Institute, 2009. 35 p.
2. *Таровик В.И., Чижов В.Ю.* Проблематика техногенного подводного шума морской промышленной деятельности и судоходства в российских арктических и дальневосточных акваториях // Сборник трудов XXXIV сессии Российского акустического общества. Москва : ГЕОС, 2022. С. 229–235.
3. *Hannay D.E., Mouy X., Li Z.* An automated real-time vessel sound measurement system for calculating monopole source levels using a modified version of ANSI/ASA S12.64-2009 // Canadian Acoustics. 2016. Vol. 44, № 3. P. 166–167. DOI: 10.25607/OBP-1883.
4. *Bocanegra J.A., Borelli D., Schenone C.* Acoustic camera ship noise measurements during docking operations: a case study in Genoa // Proceedings of the 28<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration Singapore, 2022. 6 p.
5. ShipsEar: An underwater vessel noise database / *D. Santos-Domínguez, S. Torres-Guijarro, A. Cardenal-López, A. Pena-Gimenez* // Applied Acoustics. 2016. Vol. 113. P. 64–69. DOI: 10.1016/J.APACOUST.2016.06.008.
6. *Vendittis D.J., Arveson P.T.* Ten challenges in measuring and reporting ship noise levels // JASA Express Letters, 2000. Vol. 2, No. 3. P. 036801.
7. Комплекс измерения параметров гидроакустического поля СИ ГАП «Нева-ИПФ» / *А.С. Бармак, П.И. Коротин, А.Б. Слижов* [и др.] // Морская радиоэлектроника. 2011. № 1(35). С. 20–24.
8. *Ivanenkov A., Salin M., Stulenkov A.* Underwater source field reconstruction using near-field measurements made by a linear hydrophone array // Proceedings of the 28<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration. Red Hook : Curran, 2023. Vol. 1. P. 96–103.
9. *Oudompheng B., Nicolas B., Lamotte L.P.* Localization and contribution of underwater acoustical sources of a moving surface ship // IEEE Journal of Oceanic Engineering. 2018. Vol. 43, № 2. P. 536–546. DOI: 10.1109/JOE.2017.2699260.
10. *Кузнецов М.Ю., Шевцов В.И., Поляничко В.И.* Характеристики гидроакустического шума научно-исследовательских судов ТИПРО-центра // Известия ТИПРО. 2014. Т. 177. С. 235–256.



11. Кузнецов М.Ю., Вологдин В.Н. Гидроакустические шумы промысловых и научно-исследовательских судов и их влияние на поведение и оценки запасов рыб (обзор и перспективы исследований) // Известия ТИНРО. 2009. Т. 157. С. 334–355.
12. Underwater noise of research vessels: review and recommendations / International Council for the Exploration of the Sea; ed. R.B. Mitson. Copenhagen, 1995. 61 p. (ICES Cooperative Research Report; № 209). DOI: 10.17895/ices.pub.5317.
13. Mitson R.B., Knudsen H.P. Causes and effects of underwater noise on fish abundance estimation // Aquatic Living Resources. 2003. Vol. 16, No. 3. P. 255–263. DOI: 10.1016/S0990-7440(03)00021-4.
14. MacGillivray A., Jong C. de. A reference spectrum model for estimating source levels of marine shipping based on Automated Identification System data // Journal of Marine Science and Engineering. 2021. Vol. 9, № 4. P. 369 (p. 1–15). DOI: 10.3390/jmse9040369.
15. Хекл М., Мюллер Х.А. Справочник по технической акустике / Пер. с нем. Б.Д. Виноградова, Н.М. Колорцева. Ленинград : Судостроение, 1980. 440 с.
16. Комкин А.И., Малько Е.В. Акустическая эффективность камерных глушителей шума // Сборник трудов XX сессии Российского акустического общества. Москва : ГЕОС, 2008. Т. 3. С. 238–241.
17. Федотов Е.С., Пальчиковский В.В. Исследование работы резонатора Гельмгольца в волноводе прямоугольного сечения // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2014. № 38. С. 107–126.
18. Rudd K., Foderaro G., Ferrari S. A generalized reduced gradient method for optimal control of multiscale dynamical systems // Proceedings of the IEEE 52nd Annual Conference on Decision and Control (CDC). Firenze, 2013. P. 3857–3863. DOI: 10.1109/CDC.2013.6760478.
19. ISO 10534-2:1998. Acoustics. Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes. Part 2: Transfer-function method. Geneva : ISO, 1998. 27 p.
20. Analytical solutions for side-branch impedance producing spatial localization of acoustic waves in ducts with varying cross sections / Y. Xiao, H. Lu, D.M. McFarland [et al.] // International Journal of Acoustics & Vibration. 2021. Vol. 26, No. 2. P. 132–139. DOI: 10.20855/ijav.2021.26.21750.
21. Rudd K., Foderaro G., Zhu P., Ferrari S. A generalized reduced gradient method for the optimal control of very-large-scale robotic systems // IEEE Transactions on Robotics, 2017. Vol. 33, No. 5. P. 1226–1232. DOI: 10.1109/TRO.2017.2686439.
22. Восстановление временной зависимости и параметров сигнала широкополосных протяженных акустических источников в дальней зоне. Ч. 2. Восстановление диаграммы направленности движущегося источника / А.С. Бармак, П.И. Коротин, Б.М. Салин, М.Б. Салин // Акустический журнал. 2015. Т. 61, № 1. С. 123–132. DOI: 10.7868/S0320791914060021.
23. Урук Р.Дж. Основы гидроакустики / Пер. с англ. Н.М. Гусева [и др.] Ленинград : Судостроение, 1978. 445 с.

## References

1. ANSI/ASA S12.64-2009. Quantities and Procedures for Description and Measurement of Underwater Sound from Ships. Pt 1: General Requirements. Washington : American National Standard Institute, 2009. 35 p.
2. Tarovik V.I., Chizhov V.Yu. Underwater noise from industrial activities and ship traffic in Russian Arctic and Far Eastern waters // Transactions of the 34<sup>th</sup> Session of Russian Acoustic Society. Moscow : GEOS, 2022. P. 229–235 (in Russian).
3. Hannay D.E., Mouy X., Li Z. An automated real-time vessel sound measurement system for calculating monopole source levels using a modified version of ANSI/ASA S12.64-2009 // Canadian Acoustics. 2016. Vol. 44, No. 3. P. 166–167. DOI: 10.25607/OBP-1883.
4. Bocanegra J.A., Borelli D., Schenone C. Acoustic camera ship noise measurements during docking operations: a case study in Genoa // Proceedings of the 28<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration Singapore, 2022. 6 p.
5. ShipsEar: An underwater vessel noise database / D. Santos-Domínguez, S. Torres-Guijarro, A. Cardenal-López, A. Pena-Gimenez // Applied Acoustics. 2016. Vol. 113. P. 64–69. DOI: 10.1016/J.APACOUST.2016.06.008.
6. Vendittis D.J., Arveson P.T. Ten challenges in measuring and reporting ship noise levels // JASA Express Letters, 2000. Vol. 2, No. 3. P. 036801.
7. Neva-IPF hydroacoustic instrumentation system / A.S. Barmak, P.I. Korotin, A.B. Slizhov [et al.] // Marine Radioelectronics. 2011. No. 1(35). P. 20–24 (in Russian).
8. Ivanenkov A., Salin M., Stulenkov A. Underwater source field reconstruction using near-field measurements made by a linear hydrophone array // Proceedings of the 28<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration. Red Hook : Curran, 2023. Vol. 1. P. 96–103.
9. Oudompheng B., Nicolas B., Lamotte L.P. Localization and contribution of underwater acoustical sources of a moving surface ship // IEEE Journal of Oceanic Engineering. 2018. Vol. 43, № 2. P. 536–546. DOI: 10.1109/JOE.2017.2699260.
10. Kuznetsov M.Yu., Shevtsov V.I., Poljanichko V.I. Underwater noise characteristics of Tinro-Center’s research vessels // Izv. TINRO. 2014. Vol. 177. P. 235–256 (in Russian).
11. Kuznetsov M.Yu., Vologdin V.N. Hydroacoustic noise from fishing and research vessels and its influence on

- fish behavior and fish stocks estimation (review and prospects of study // *Izv. TINRO*. 2009. Vol. 157. P. 334–355 (*in Russian*).
12. Underwater noise of research vessels: review and recommendations / International Council for the Exploration of the Sea; ed. *R.B. Mitson*. Copenhagen, 1995. 61 p. (ICES Cooperative Research Report; № 209). DOI: 10.17895/ices.pub.5317.
13. *Mitson R.B., Knudsen H.P.* Causes and effects of underwater noise on fish abundance estimation // *Aquatic Living Resources*. 2003. Vol. 16, No. 3. P. 255–263. DOI: 10.1016/S0990-7440(03)00021-4.
14. *MacGillivray A., Jong C. de.* A reference spectrum model for estimating source levels of marine shipping based on Automated Identification System data // *Journal of Marine Science and Engineering*. 2021. Vol. 9, № 4. P. 369 (p. 1–15). DOI: 10.3390/jmse9040369.
15. *Heckl M., Müller G.* Taschenbuch der Technischen Akustik (*Russian translation by B. Vinogradov, N. Koloyartsev*). Leningrad: Sudostroyeniye, 1980. 440 p.
16. *Komkin A.I., Malko Ye.V.* Acoustic efficiency of noise-damping chambers // *Transactions of the 20<sup>th</sup> Session of Russian Acoustic Society*. Moscow: GEOS, 2008. Vol. 3. P. 238–241 (*in Russian*).
17. *Fedotov Ye.S., Palchikovskiy V.V.* Helmholtz resonator operation in a box-section waveguide // *Aerospace Engineering Bulletin of Perm National Research Polytechnic University*. 2014. No. 38. P. 107–126 (*in Russian*).
18. *Rudd K., Foderaro G., Ferrari S.* A generalized reduced gradient method for optimal control of multiscale dynamical systems // *Proceedings of the IEEE 52<sup>nd</sup> Annual Conference on Decision and Control (CDC)*. Firenze, 2013. P. 3857–3863. DOI: 10.1109/CDC.2013.6760478.
19. ISO 10534-2:1998. Acoustics. Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes. Part 2: Transfer-function method. Geneva: ISO, 1998. 27 p.
20. Analytical solutions for side-branch impedance producing spatial localization of acoustic waves in ducts with varying cross sections / *Y. Xiao, H. Lu, D.M. McFarland* [et al.] // *International Journal of Acoustics & Vibration*. 2021. Vol. 26, No. 2. P. 132–139. DOI: 10.20855/ijav.2021.26.21750.
21. *Rudd K., Foderaro G., Zhu P., Ferrari S.* A generalized reduced gradient method for the optimal control of very-large-scale robotic systems // *IEEE Transactions on Robotics*, 2017. Vol. 33, No. 5. P. 1226–1232. DOI: 10.1109/TRO.2017.2686439.
22. Reconstruction of the time dependence and signal parameters of far-field extended wideband sources: Part 2. Reconstruction of the directivity pattern of a moving source / *A.S. Barmak, P.I. Korotin, B.M. Salin, M.B. Salin* // *Akusticheskij Zhurnal*. 2015. Vol. 61, No. 1. P. 123–132. DOI: 10.7868/S0320791914060021 (*in Russian*).
23. *Urick R.J.* Principles of underwater sound / Translated from English by *N.M. Gusev* [et al.]. Leningrad: Sudostroyeniye, 1978. 445 p.

### Сведения об авторах

*Бычков Сергей Николаевич*, заведующий конструкторской группой сектора акустического инжиниринга ФГБНУ «ФИЦ ИПФ РАН». Адрес: 603950, Россия, Нижний Новгород, ул. Ульянова, д. 46. Тел.: +7 (831) 418-90-19. E-mail: bychkov@ipfran.ru.

*Горшонков Антон Сергеевич*, инженер технологической группы сектора акустического инжиниринга ФГБНУ «ФИЦ ИПФ РАН». Адрес: 603950, Россия, Нижний Новгород, ул. Ульянова, д. 46. Тел.: +7 (831) 418-06-95. E-mail: gorshonkov@ipfran.ru.

*Егошин Олег Олегович*, техник лаборатории виброакустики отдела физической акустики ФГБНУ «ФИЦ ИПФ РАН». Адрес: 603950, Россия, Нижний Новгород, ул. Ульянова, д. 46. Тел.: +7 (831) 418-90-58. E-mail: bpk626@ipfran.ru.

*Костылев Константин Андреевич*, к.т.н., заведующий сектором акустического инжиниринга ФГБНУ «ФИЦ ИПФ РАН». Адрес: 603950, Россия, Нижний Новгород, ул. Ульянова, д. 46. Тел.: +7 (831) 418-90-14. E-mail: kostylev@ipfran.ru.

*Салин Михаил Борисович*, к.ф.-м.н., заведующий лабораторией виброакустики отдела физической акустики ФГБНУ «ФИЦ ИПФ РАН». Адрес: 603950, Россия, Нижний Новгород, ул. Ульянова, д. 46. Тел.: +7 (831) 418-90-58. E-mail: mikesalin@ipfran.ru.

### About the authors

*Sergey N. Bychkov*, Head of Design Group, Acoustic Engineering Sector, IAP RAS. Address: 46, Ulyanova st., Nizhny Novgorod, Russia, post code 603950. Tel.: +7 (831) 418-90-19. E-mail: bychkov@ipfran.ru.

*Anton S. Gorshonkov*, Engineer, Technological Group, Acoustic Engineering Sector, IAP RAS. Address: 46, Ulyanova st., Nizhny Novgorod, Russia, post code 603950. Tel.: +7 (831) 418-06-95. E-mail: gorshonkov@ipfran.ru.

*Oleg O. Yegoshin*, Technician, Vibroacoustic Laboratory, Physical Acoustics Department, IAP RAS. Address: 46, Ulyanova st., Nizhny Novgorod, Russia, post code 603950. Tel.: +7 (831) 418-90-58. E-mail: bpk626@ipfran.ru.

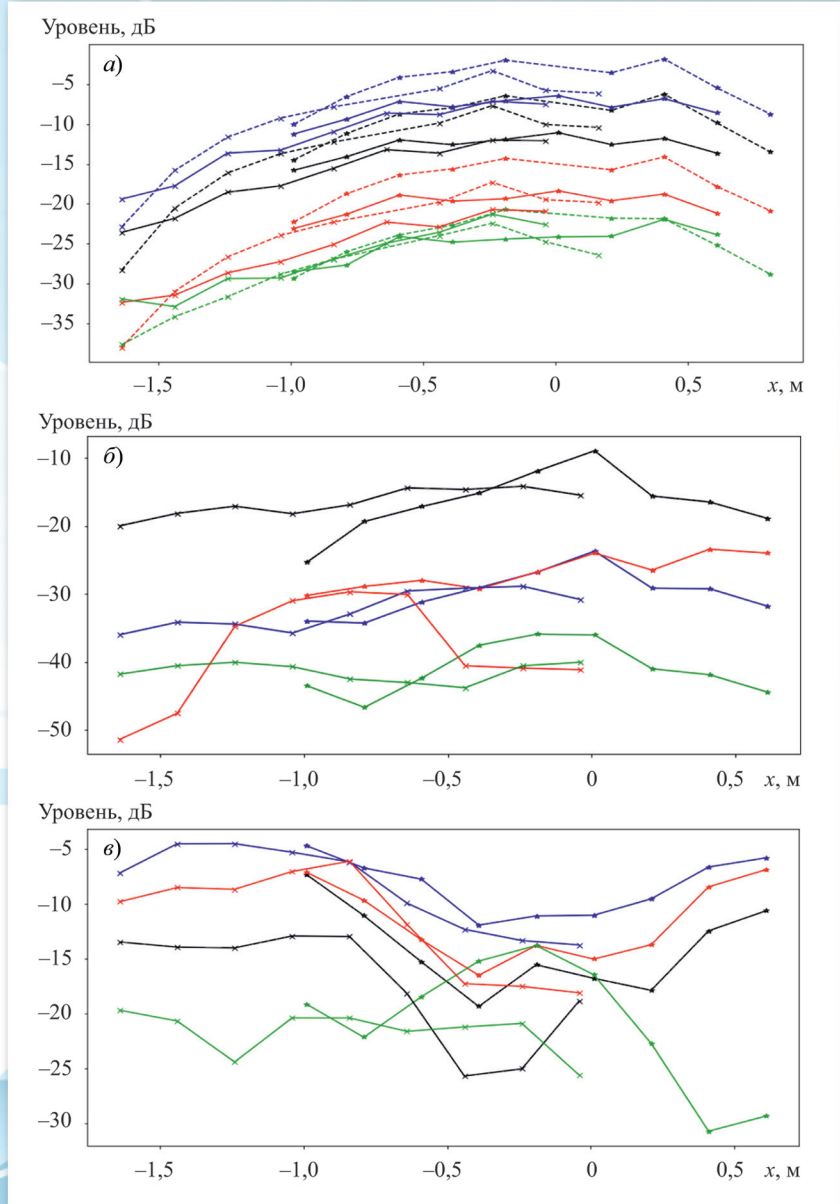
*Konstantin A. Kostylev*, Cand. Sci. (Eng.), Head of Acoustic Engineering Sector, IAP RAS. Address: 46, Ulyanova st., Nizhny Novgorod, Russia, post code 603950. Tel.: +7 (831) 418-90-14. E-mail: kostylev@ipfran.ru.

*Mikhail B. Salin*, Cand. Sci. (Eng.), Head of Vibroacoustic Laboratory, Physical Acoustics Department, IAP RAS. Address: 46, Ulyanova st., Nizhny Novgorod, Russia, post code 603950. Tel.: +7 (831) 418-90-58. E-mail: mikesalin@ipfran.ru.

**Рис. 6.** Уровни давления, создаваемого на элементах приемной системы источником звука в модели при разных конфигурациях (соответствующих различным применяемым методам звукоизоляции) на дискретных частотах: а) 800 Гц; б) 1400 Гц; в) 2000 Гц

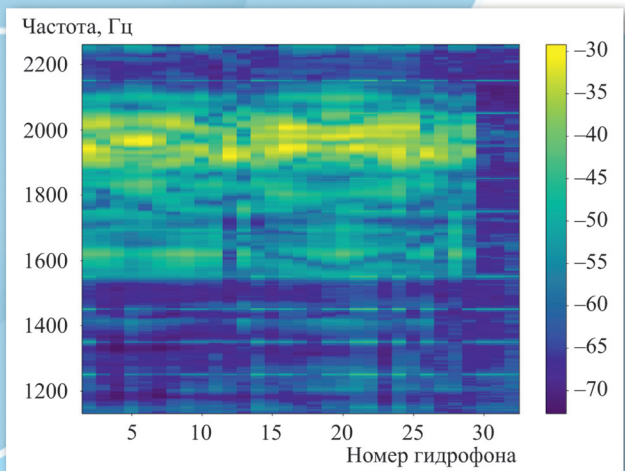
**Fig. 6.** Acoustic pressure levels on the elements of receiving system for different configurations of noise source, i.e. for different noise-damping methods, at discrete frequencies: а) 800 Hz; б) 1400 Hz; в) 2000 Hz

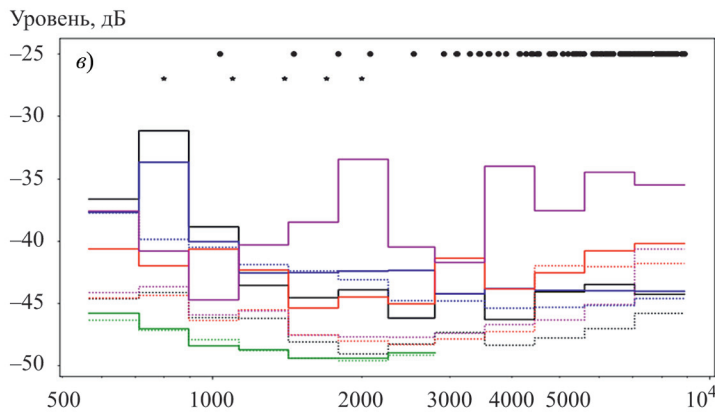
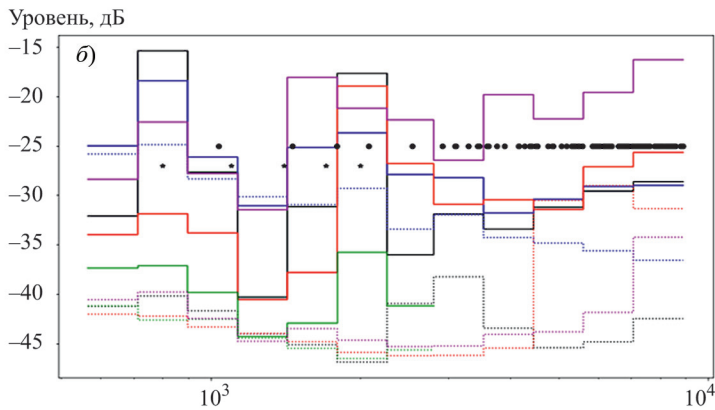
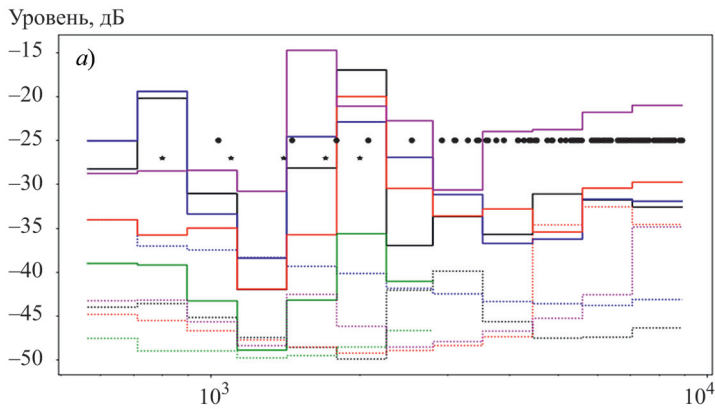
- без звукопоглотителей, ВЛ
- без звукопоглотителей, НЛ
- коробка, ВЛ
- коробка, НЛ
- резонаторы в стенках, ВЛ
- резонаторы в стенках, НЛ
- минеральная вата, ВЛ
- минеральная вата, НЛ



**Рис. 7.** Спектры сигналов, полученных с каждого гидрофона, при возбуждении модели шумом в полосе 1131–2263 Гц (положение модели – по центру, конфигурация – «коробка»). Последние три гидрофона находятся в воздухе

**Fig. 7.** Signal spectra from each hydrophone during model excitation with 1131–2263 Hz noise (the model is in the center, configuration is "box"). The last three hydrophones are in the air

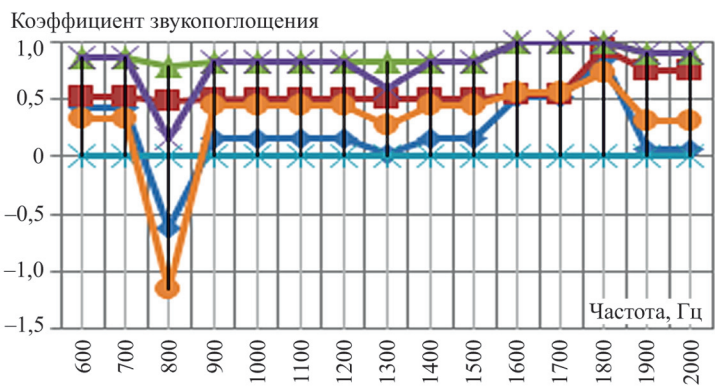




**Рис. 8.** Усредненные уровни подводного шума при различных конфигурациях модели и различном устройстве звукоизоляции в модели, полученные:  
 а) на верхней линии гидрофонов;  
 б) на нижней линии гидрофонов;  
 в) на гидрофонах в воздухе.  
 Пунктирной линией обозначен уровень фонового шума на измерительной системе

**Fig. 8.** Average underwater noise levels for different configuration of the model and its sound isolation:  
 а) at the upper line of hydrophones;  
 б) at the lower line of hydrophones;  
 с) at the hydrophones in the air.  
 Dashed curve shows background noise level in the instrumentation system

- коробка (тонкостенная)
- коробка (толстостенная)
- коробка с резонаторами
- минвата
- модель без переборок
- резонансы коробки
- ★ частоты резонатора



**Рис. 9.** Эффективность мероприятий по снижению шумоизлучения модели относительно шума модели без специальных мероприятий

**Fig. 9.** Efficiency of model noise radiation damping (as compared to no-damping scenario)

- коробка (тонкостенная)
- коробка с резонаторами
- ▲— минвата
- ×— коробка + минвата
- ★— модель без переборок
- коробка (толстостенная)