

DOI: 10.24937/2542-2324-2019-1-387-167-174
УДК 62-752:629.5

В.Ю. Кирпичников, В.В. Савенко, В.Ю. Смольников, Ю.Ф. Шлемов
ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

РАЗРАБОТКА НОВЫХ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ СРЕДСТВ ВИБРОДЕМПФИРОВАНИЯ СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Объект и цель научной работы. Приведены краткие сведения о физической сути и эффективности разработанных средств уменьшения уровней повышенной вибрации судовых конструкций.

Материалы и методы. Использованы результаты измерений уровней вибрации моделей судовых конструкций при отсутствии и наличии средств вибродемпфирования.

Основные результаты. Определены условия достижения повышенной эффективности новых средств вибродемпфирования.

Заключение. Разработанные средства с повышенной эффективностью имеют малую массу в сравнении с массой демпфируемой конструкции и применяемых средств вибродемпфирования.

Ключевые слова: средства вибродемпфирования, армированные вибропоглощающие покрытия, антивибраторы, резонирующие вибропоглотители, полимерная пленка, схемы и место установки, эффективность.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

DOI: 10.24937/2542-2324-2019-1-387-167-174
UDC 62-752:629.5

V. Kirpichnikov, V. Savenko, V. Smolnikov, Yu. Shlemov
Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

DEVELOPMENT OF NEW HIGH-END VIBRATION DAMPERS FOR SHIP STRUCTURES

Object and purpose of research. This paper suggests new, high-end dampers for excessive structural vibration aboard ships and briefly describes the physics of their operation, as well as their efficiency.

Materials and methods. This study is based on structural vibration measurement data obtained with and without vibration dampers.

Main results. This paper points out what must be done to make new vibration dampers very efficient.

Conclusion. High-end vibration dampers suggested in this paper have very light weight, as compared to the weight of target structure and currently used vibration damping tools.

Keywords: vibration dampers, reinforced vibroabsorbing coatings, anti-vibes, resonating vibroabsorbers, polymeric tape, installation layouts and locations, efficiency.

Authors declare lack of the possible conflicts of interests.

Уменьшение уровней вибрации конструкций является одним из основных направлений улучшения акустических характеристик современных судов и других транспортных средств. Это направление становится особенно актуальным при высоких

уровнях вибрации в низкочастотном диапазоне и присутствии в нем четко выраженных резонансных максимумов, когда возникают трудности по их уменьшению путем снижения вибраций собственно источника и (или) при недостаточной эффективно-

Для цитирования: Кирпичников В.Ю., Савенко В.В., Смольников В.Ю., Шлемов Ю.Ф. Разработка новых высокоэффективных средств вибродемпфирования судовых конструкций. Труды Крыловского государственного научного центра. 2019; 1(387): 167–174.

For citations: Kirpichnikov V., Savenko V., Smolnikov V., Shlemov Yu. Development of new high-end vibration dampers for ship structures. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2019; 1(387): 167–174 (in Russian).

сти средств его виброизоляции. Для решения этой задачи на конструкции устанавливают различного рода вибропоглощающие покрытия (ВП) либо antivibratory – колебательные системы, состоящие из элементов массы и упругости.

Из ВП наиболее широкое применение в судостроении получили наносимые на конструкцию армированные вибропоглощающие покрытия (АВП), состоящие из диссипативного слоя вязкоупругого материала и армирующего слоя, которым является, как правило, металлическая пластина. Существующие АВП работоспособны в широкой полосе частот, однако эффективность на низких частотах оказывается малой даже при их большой относительной массе, достигающей ~40% от массы демпфируемой конструкции [1].

С другой стороны, применение antivibratory для уменьшения уровней низкочастотной вибрации ограничено узкой полосой их эффективности, за пределами которой могут возникать дополнительные резонансные максимумы с повышенными, в сравнении с гасимым, уровнями.

С учетом изложенного особую актуальность имеют исследования по созданию новых малогабаритных высокоэффективных в низкочастотном диапазоне АВП и antivibratory. В настоящей статье кратко обобщены результаты исследований, выполненных в этом направлении в ФГУП «Крыловский государственный научный центр» за последние годы [2–8]. Повышенная в низкочастотном

диапазоне эффективность новых средств вибропоглощения была достигнута благодаря использованию в качестве упругого (диссипативного) слоя полимерной пленки ВП – «рекордмена» по вибропоглощению среди используемых отечественных материалов. Основной задачей по созданию новых низкочастотных АВП являлось уменьшение их относительной массы при достижении высокой эффективности.

Предполагалось, что по своим физическим свойствам полимерная пленка ВП близка к жидкости с большой вязкостью, а ее влияние на потери колебательной энергии в демпфируемой конструкции проявляется в основном в тонком слое толщиной порядка $\pi/2\alpha$, где $\alpha = \sqrt{\nu/2}$ (ω – круговая частота колебаний; ν – кинематическая вязкость). Считается, что колебания полимерной пленки не зависят от толщины армирующего слоя, т.к. процессы вязких потерь происходят в плоскости, параллельной его поверхности. Отсюда следует, что уменьшение толщины армирующего слоя не должно приводить к существенному ухудшению эффективности АВП с пленкой ВП.

Экспериментальная проверка сделанных предположений выполнялась с использованием четырех однородных стальных пластин с размерами $1 \times 0,75 \times 4 \cdot 10^{-3}$ м. Одна из поверхностей трех пластин облицовывалась армированным покрытием с диссипативным слоем на основе полимерной пленки типа ВП-2,5. Толщина пленки у пластин была разной и равнялась 1,5; 0,4 и 0,2 мм. Армирующим слоем покрытия являлась однородная стальная пластина толщиной 0,6 мм. Четвертая пластина вибропоглощающим покрытием не облицовывалась.

В качестве критерия оценки эффекта использовалась частотная зависимость входной вибровозбудимости, т.е. отношение амплитуды вертикальной вибрации и возбуждающей силы.

На резонансных частотах изгибных колебаний уровни входной вибровозбудимости всех пластин с различной толщиной пленки были намного меньше соответствующих уровней, зарегистрированных при испытаниях пластины без АВП. На рис. 1 приведены типичные спектры входной вибровозбудимости пластины без АВП (кривая 1) и пластины с АВП, имеющей наименьшую (0,2 мм) толщину диссипативного слоя. Облицовка стальной пластины АВП снизила максимальные уровни ее вибрации на частотах до 500 Гц в среднем на ~18 дБ. На более высоких частотах среднее снижение максимальных уровней вибрации составило ~25 дБ. Коэффициент потерь η колебательной энергии в пластине с АВП на частотах

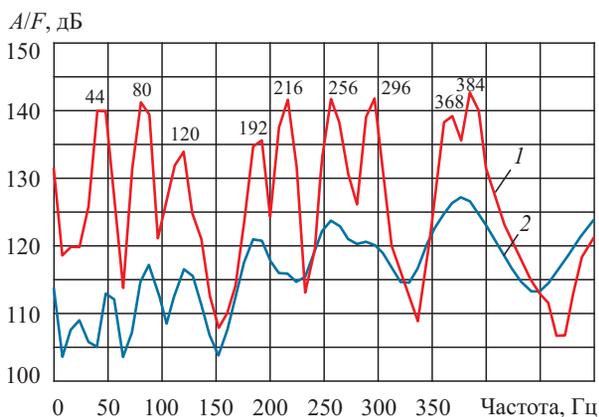


Рис. 1. Типичные спектры входной вибровозбудимости пластины без АВП (кривая 1) и с АВП на основе полимерной пленки толщиной 0,2 мм (кривая 2)

Fig. 1. Typical input vibration excitability spectra for non-damped plate (Curve 1) and the plate damped with 0.2-mm thick polymeric tape (Curve 2)

трех низших резонансных максимумов оказался в пределах от $\sim 0,15$ до $\sim 0,38$. На более высоких частотах средняя для всех пластин величина η составляла порядка $\sim 0,1$. На всех частотах значения η превышали коэффициент потерь колебательной энергии в пластине без АВП не менее чем на два порядка. Относительная масса испытанных покрытий с эффективностью, существенно лучшей, чем у существующих АВП, составляла не более $\sim 15\%$ массы демпфируемой пластины.

В работе [2] приведены результаты исследований влияния размеров листов покрытия на его эффективность, а также очевидного способа ее повышения путем увеличения площади облицовки и числа слоев АВП. Экспериментальные исследования выполнялись с использованием однородной пластины с ранее указанными толщиной и размерами в плане. Схемы последовательной облицовки одной из ее поверхностей листами АВП квадратной формы со стороной $0,24$ м и толщиной 10^{-3} м приведены на рис. 2. Армирующий слой имел толщину $\sim 0,6 \times 10^{-3}$ м. Усредненные по 10–15 точкам результаты измерения величины уменьшения уровней входной вибровозбудимости на резонансных частотах пластины при ее последовательной облицовке квадратными листами АВП приведены в таблице. Также в таблице содержатся величины эффективности такого же АВП при нанесении на всю поверхность пластины единым листом.

Установка на пластине в ее геометрическом центре (схема 1а) одного листа АВП (рис. 2) привела к уменьшению уровней резонансных максимумов на среднюю величину ~ 9 дБ. Отнесенная к площади пластины площадь АВП при этой схеме равняется $\sim 8\%$, а его относительная масса μ – около 1% .

Увеличение площади облицовки и относительной массы приводит к незначительному повыше-

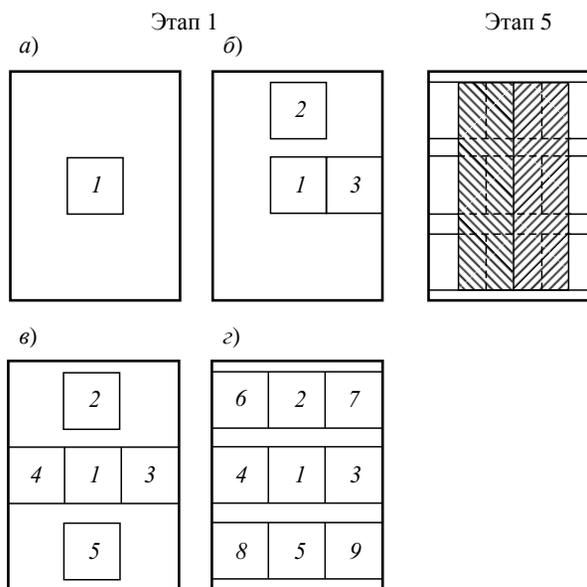


Рис. 2. Схемы облицовки пластины листами АВП
Fig. 2. Layouts of target plate tiling with vibration dampers

нию эффективности АВП. Так, при увеличении μ от $\sim 42\%$ (схема 1в) до $\sim 75\%$ (схема 1г) эффективность АВП возросла всего лишь на 3–4 дБ. Как видно из таблицы, на двух низших резонансных частотах она оказалась намного меньше (на 13–18 дБ) эффективности такого же АВП [2] при облицовке единым листом всей поверхности пластины. Полученный результат был объяснен тем, что более интенсивные (резонансные) колебания единого листа АВП с большими размерами возникают на существенно более низких частотах, чем в листах АВП с малыми размерами.

Влияние резонансных явлений в армирующей пластине АВП на его эффективность косвенно под-

Таблица. Средняя по точкам измерения эффективность АВП

Table. Average efficiency of vibration damper (by points)

Схема облицовки	f , Гц							
	40–48	88	112	152	176	208	280	376
1а	5	–	8	5	10	10	17	14
1б	10	4	14	9	14	15	21	18
1в	14	4	17	15	17	19	23	19
1г	17	9	20	18	20	24	27	23
Облицовка всей пластины единым листом [2]	30	27	23	20	20	27	28	25

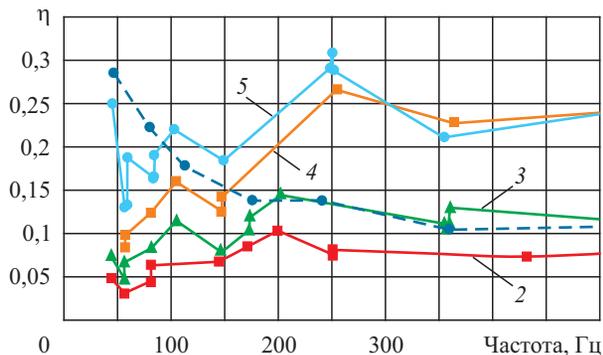


Рис. 3. Частотные характеристики коэффициента потерь в пластине, облицованной АВП, на разных этапах испытаний (2–5)

Fig. 3. Loss coefficient frequencies in damped plate at different stages of tests (2–5)

твердили и другие результаты исследований, приведенные в работе [2]. Их целью являлось дальнейшее снижение уровней вибрации пластин при использовании листов АВП различных размеров.

Измерения вибрации были выполнены при следующих вариантах усложнения схемы 1z (рис. 2):

- листы АВП облицовывались такими же по размерам в плане листами АВП (далее – более тонкие листы) с толщинами армирующего и диссипативного слоев $0,12 \times 10^{-3}$ и $0,6 \times 10^{-3}$ м соответственно (этап 2, пластина облицована 18 листами АВП);
- 9 более тонких листов АВП наносились на необлицованную поверхность пластины (этап 3, на пластине 27 листов АВП);
- на более тонкие листы АВП дополнительно наносился второй слой АВП с такой же толщиной (этап 4, на каждой стороне пластины 18 листов АВП);
- покрытие на каждой стороне пластины дополнительно облицовывалось двумя более тонкими листами АВП с размерами в плане $0,92 \times 0,24$ м (этап 5, на каждой стороне пластины 20 листов АВП, см. схему на рис. 2).

Относительная масса покрытия на этапах 1 (схема 1z), 2, 3, 4 и 5 составляла примерно 12, 16, 20, 24 и 30 % от массы пластины. Частотные характеристики коэффициента потерь в пластине на разных этапах испытаний приведены на рис. 3.

Был сделан вывод о том, что для существенного уменьшения уровней вибрации в диапазоне как низких, так и высоких резонансных частот изгибных колебаний конструкции (что соответствует значениям $\eta > 0,2$) следует применять комбиниро-

ванную схему АВП с закреплением на ее поверхности малогабаритных листов, облицованных листами (полосами), длина которых соизмерима с наибольшим размером конструкции, как это изображено на рис. 2 (этап 5).

Другая часть выполненных работ [3] была посвящена исследованию влияния антивибратора в виде груза и полимерной пленки на вибрационные характеристики пластинчатого элемента конструкции. Для аналитической оценки получено следующее выражение возбудимости пластины с антивибратором:

$$\frac{\eta_{пл+A}}{F} = \frac{1}{Z_{пл} + Z_A} = \left[\frac{2}{p} m_{пл} + \frac{M_A}{2} \frac{A}{A} \frac{3}{A} + \left(1 - \frac{p}{2} \right) + i \frac{M_A}{2} \left(\frac{2}{A} \frac{2}{A} - \frac{2}{A} + 1 \right) \right]^{-1} \quad (1)$$

где ω – частота силового воздействия колеблющейся пластины на антивибратор с коэффициентом потерь η_A , массой M_A и резонансной частотой ω_A ; $\mu_A = \omega/\omega_A$; $\omega_p = 2\pi f_p$; f_p – низшая резонансная частота пластины; $m_{пл}$ – масса единицы площади пластины; $\eta_{пл}$ – коэффициент потерь колебательной энергии в пластине.

Анализ приведенного выражения показал, что уменьшение уровней низшего резонансного максимума в спектре вибрации пластины не менее чем на 6 дБ достигается установкой в ее центре антивибратора ($\omega = \omega_A = \omega_p$) с массой

$$M_A \geq \frac{M_{пл} \eta_{пл} A}{4} \quad (2)$$

При реальных значениях коэффициента потерь колебательной энергии в пластинах инженерных конструкций ($\eta_{пл} \approx 0,04$) и в упругом слое из полимерной пленки ($\eta_A = 0,3$) условие (2) выполняется уже при массе антивибратора $M_A \geq 0,003 M_{пл}$.

Для случая установки на пластину малогабаритного ($M_A < 0,1 M_{пл}$) антивибратора с большим коэффициентом потерь ($\eta_A = 0,3$) на рис. 4 приведены зависимости его эффективности от $M_A/M_{пл}$ при значениях резонансной частоты антивибратора $\omega_A = 2\omega_p$ (кривая 2), $\omega_A = 1,5\omega_p$ (кривая 3), $\omega_A = 0,7\omega_p$ (кривая 6) и $\omega_A = 0,5\omega_p$ (кривая 5). Под эффективностью антивибратора здесь понимается

разница уровня резонансного максимума колебаний пластины при отсутствии антивибратора ($\omega = \omega_p$) и уровня наибольшего резонансного максимума, наблюдаемого после его установки. Кривая 4 соответствует эффективности частотно настроенного антивибратора ($\omega_A = \omega_p$), вычисленной с использованием уровня указанного низкочастотного максимума. Кривой 1 на рис. 4 изображена эффективность груза – инерционного антивибратора без упругого слоя. Из графиков на рис. 4 видно, что установка на пластину антивибратора через полимерную пленку ($\eta_A = 0,3$) приводит к существенному увеличению его эффективности. Частотно настроенный ($\omega_A = \omega_p$) антивибратор с массой $M_A = 0,01M_{пл}$ имеет эффективность 19 дБ. Также видно, что антивибраторы с $\omega_A < \omega_p$ гораздо более эффективны, чем равновеликие антивибраторы с $\omega_A > \omega_p$. Действительно, эффективность антивибратора с $\omega_A = 2\omega_p$ (кривая 2) оказывается ненамного (до ~3 дБ при $M_A = 0,1M_{пл}$) больше эффективности равновеликого груза. Увеличение эффективности антивибратора с $\eta_A = 0,3$ и $\omega_A > \omega_p$ в сравнении с эффективностью равновеликого груза может быть достигнуто только при уменьшении отношения ω_A/ω_p .

Результаты приведенных теоретических оценок эффективности антивибратора с полимерной пленкой были подтверждены экспериментами [3]. На основании выполненной работы сделаны следующие выводы:

- установка в зону геометрического центра пластины антивибратора с полимерной пленкой ($\eta_A = 0,3$), настроенного на низшую резонансную частоту ее колебаний, приводит к уменьшению уровня резонансного максимума без возникновения двух боковых дополнительных резонансных максимумов; при массе антивибратора $M_A = 0,01M_{пл}$ и $\eta_A = 0,3$ эффективность антивибратора составляет ~20 дБ;
- уровень высокочастотного (ω_{p2}) максимума, возникающего после установки на пластину антивибратора с полимерной пленкой ($\eta_A = 0,3$) и $\omega_A < \omega_p$, оказывается существенно меньше самого резонансного (на ~20 дБ) максимума и низкочастотного (на ~16 дБ) максимума, появляющегося при установке на пластину антивибратора с $\omega_A > \omega_p$.

Альтернативным антивибратору высокоэффективным средством виброгашения с малой относительной массой является резонирующий полосовой вибропоглотитель (РПВ). Так будем называть тонкую, в сравнении с пластиной демпфируемой кон-

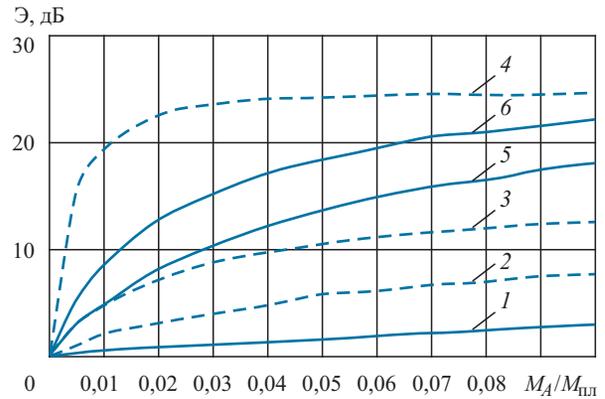


Рис. 4. Зависимость эффективности антивибратора от соотношения $M_A/M_{пл}$ при отсутствии упругого слоя (кривая 1) и наличии упругого слоя ($\eta_A = 0,3$) из полимерной пленки (кривые 2–6)

Fig. 4. Anti-vibe efficiency vs $M_A/M_{пл}$ ratio without elastic layer (Curve 1) and with elastic layer ($\eta_A = 0.3$) made of polymeric tape (Curves 2–6)

струкции, резонирующую на частотах ее повышенной вибрации полосу с большими потерями колебательной энергии. Физическая суть повышенных потерь колебательной энергии в РПВ связана с более интенсивными (в сравнении с конструкцией) изгибными колебаниями полосы на резонансной частоте. Высокая эффективность различных типов РПВ была подтверждена результатами многочисленных испытаний, выполненных при их установке на однородные и подкрепленные пластины, оболочку, балку и трубчатую конструкцию [4–8].

Высокая эффективность полосовых (отношение ширины к длине не более ~0,3) вибропоглотителей при установке на однородную пластину подтверждена результатами испытаний, описанных в работе [4]. Размеры демпфируемой пластины из стали, раскрепленной по контуру к раме, составляли $0,522 \times 0,371 \times 1,5 \cdot 10^{-3}$ м (рис. 5). Размеры испытанных РПВ – $0,19 \times 0,06 \times 0,6 \cdot 10^{-3}$ м и $0,15 \times 0,06 \times 0,6 \cdot 10^{-3}$ м. Их относительная масса μ равнялась ~2,3 и ~1,8%. Низшие резонансные частоты изгибных колебаний вибропоглотителей совпадали с первой (80 Гц) и второй (129 Гц) низшими резонансными частотами изгибных колебаний демпфируемой пластины. Испытывались два типа РПВ. Первый в виде стальной полосы, прикрепленной к пластине посредством полимерной пленки. Стальная полоса РПВ второго типа облицовывалась пленкой той же толщины с армирующим слоем кровельного железа толщиной $0,18 \cdot 10^{-3}$ м. Контакт РПВ с пластиной осуществлялся

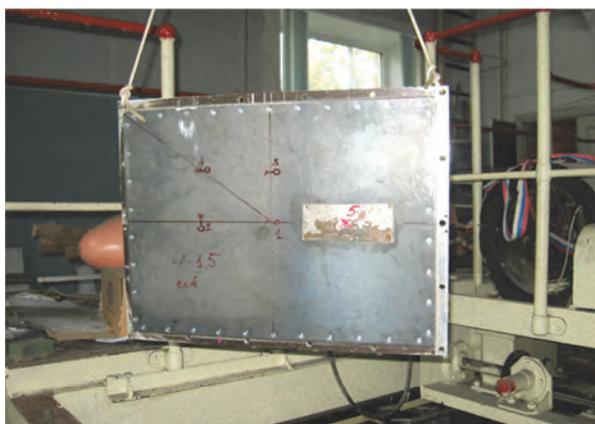


Рис. 5. Пластина с резонирующим пластинчатым вибропоглотителем

Fig. 5. A plate with resonating anti-vibration tile

только в зоне геометрического центра полосы. При последовательном размещении обоих РПВ первого типа в пучностях форм колебаний пластины с резонансной частотой их настройки было получено уменьшение вибрации на 19 дБ. Эффективность РПВ второго типа длиной 0,15 м составила ~37 дБ. Значение коэффициента потерь оказалось равным ~0,24 и превысило его значение при отсутствии РПВ более чем в 100 раз. На всех других резонансных частотах



Рис. 6. Трубчатая конструкция с резонирующими полосовыми вибропоглотителями

Fig. 6. A frame with resonating anti-vibration straps

изгибных колебаний пластины эффективность РПВ составила 17–29 дБ.

Описанные РПВ второго типа были использованы для уменьшения уровней интенсивного максимума автоколебаний обтекаемой потоком воздуха однородной пластины с отверстием [5]. Два РПВ длиной 0,138 м ($\mu \approx 2\%$) размещались в зоне пучностей формы 1–2 изгибных колебаний пластины. На частоте автоколебаний пластины с отверстием 155 Гц уровни вибрации при установке РПВ уменьшились на 32 дБ.

Достаточно высокая эффективность РПВ в виде полосы с армированным покрытием была зарегистрирована при их установке в зоне пучности формы колебаний трубчатой конструкции (рис. 6) на частоте 42,5 Гц [6]. При установке шести и двенадцати частотно настроенных вибропоглотителей с массой 0,9 и 1,7 % от массы конструкции был достигнут эффект 9 и 14 дБ соответственно.

По результатам испытаний эффективности резонирующих пластинчатых вибропоглотителей (отношение ширины пластинки b к длине l больше 0,3) были сделаны следующие выводы:

- эффективность уменьшения уровней вибрации и звукоизлучения демпфируемой конструкции при установке вибропоглотителя на основе пластинки с армированным вибропоглощающим покрытием, точно закрепленной с зазором на демпфируемой конструкции, значительно (на 10 дБ и более) превосходит эффективность вибропоглотителя с такими же размерами, пластинка которого всей поверхностью контактирует с конструкцией через полимерную пленку;
- эффективность вибропоглотителей обоих испытанных типов с размерами, соответствующими настройке резонансной частоты с низшей изгибной формой колебаний пластинки на частоту повышенной вибрации демпфируемой конструкции, существенно больше эффективности вибропоглотителей, имеющих примерно такие же размеры и настройку резонансной частоты с иными (поворотная, изгибно-крутильная) формами колебаний пластинки;
- с низшей изгибной формой пластинки вибропоглотителя первого ранее указанного типа колеблются на резонансных частотах f_1 и f_2 при размерах $0,3 \leq b/l \leq 0,6$ и $0,7 \leq b/l \leq 1,0$ соответственно, а пластинки РПВ второго типа – на резонансных частотах f_2 и f_3 при размерах $0,3 \leq b/l \leq 0,7$ и $0,8 \leq b/l \leq 1,0$ соответственно;
- повышенная эффективность вибропоглотителей обоих типов достигается при условии, что ре-

зонансная частота низшей изгибной формы колебаний их пластинки совпадает с частотой гасимого резонансного максимума демпфируемой конструкции или меньше ее не более чем примерно в два раза.

Возможность существенного уменьшения уровней вибрации различных подкрепленных пластинчатых и оболочечных конструкций на низших резонансных частотах при установке на подкрепления резонирующих пластинчатых вибропоглоателей с малой относительной массой показана в работах [7, 8].

В результате выполненных исследований были разработаны и испытаны компактные средства вибродемпфирования судовых конструкций с использованием полимерной пленки ВПС. Экспериментально показано, что они имеют повышенную эффективность даже при массе, малой в сравнении с массой демпфируемой конструкции и массой применяемых в настоящее время средств вибродемпфирования.

Полученные результаты могут быть использованы при выполнении работ по уменьшению уровней низкочастотной вибрации и звукоизлучения пластинчатых, оболочечных и трубчатых конструкций судов.

Библиографический список

1. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1990.
2. Кирпичников В.Ю., Коцеев А.П., Смольников В.Ю., Сятковский А.И. Экспериментальные исследования эффективности тонкого армированного ВПП на основе полимерной ВПС пленки // Труды Крыловского государственного научного центра. 2018. Вып. 2(384). С. 99–104.
3. Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю., Яковлева Е.В. Влияние потерь в упругом элементе антивибратора на его эффективность // Труды Крыловского государственного научного центра. 2018. Вып. 4(386). С. 168–175.
4. Кирпичников В.Ю., Коцеев А.П., Савенко В.В., Смольников В.Ю. Влияние места и способа установки резонирующего пластинчатого вибропоглоателя на его эффективность // Труды Крыловского государственного научного центра. 2017. Вып. 2(380). С. 131–136.
5. Кирпичников В.Ю., Коцеев А.П., Мукалов Ю.Н., Шлемов Ю.Ф. О возникновении и уменьшении максимумов в спектрах вибрации обтекаемой пластины с отверстием // Труды Крыловского государственного научного центра. 2017. Вып. 3(381). С. 117–122.
6. Кирпичников В.Ю., Петров А.А., Смольников В.Ю., Шлемов Ю.Ф., Яковлева Е.В. Экспериментальные исследования эффективности резонирующих полосовых вибропоглоателей при установке на трубчатую конструкцию // Труды Крыловского государственного научного центра. 2018. Вып. 1(383). С. 107–112.
7. Кирпичников В.Ю., Коцеев А.П. Уменьшение уровней вибраций и звукоизлучения оболочки на низшей собственной частоте ее упругих колебаний // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. 2010. Вып. 52(336). С. 119–128.
8. Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю., Шлемов Ю.Ф. Уменьшение уровней низкочастотной вибрации конструкций с помощью резонирующих пластинчатых вибропоглоателей // Труды Крыловского государственного научного центра. 2016. Вып. 92(376). С. 273–284.

References

1. Nikiforov A. Acoustic design of ship structures. Leningrad, Sudostroyeniye, 1990 (in Russian).
2. Kirpichnikov V., Koscheev A., Smolnikov V., Syatkovsky A. Experimental studies on efficiency of thin reinforced anti-vibration coating based on VPS polymeric tape // Transactions of the Krylov State Research Centre. 2018. Issue 2(384). P. 99–104 (in Russian).
3. Kirpichnikov V., Smolnikov V., Yakovleva Ye. Effect of losses in elastic element of vibration damper upon its efficiency // Transactions of the Krylov State Research Centre. 2018. Issue 4(386). P. 168–175 (in Russian).
4. Kirpichnikov V., Kosheev A., Savenko V., Smolnikov V. Resonating plated vibration absorber: effect of location and installation method upon its efficiency // Transactions of the Krylov State Research Centre. 2017. Issue 2(380). P. 131–136 (in Russian).
5. Kirpichnikov V., Koscheev A., Mukalov Yu., Shlemov Yu. On generation and decrease of the maximums in the vibration spectra of the perforated plate in the flow // Transactions of the Krylov State Research Centre. 2017. Issue 3(381). P. 117–122 (in Russian).
6. Kirpichnikov V., Petrov A., Smolnikov V., Shlemov Yu., Yakovleva Ye. Efficiency of resonating anti-vibration straps application on tubular structures: experimental studies // Transactions of the Krylov State Research Centre. 2018. Issue 1(383). P. 107–112 (in Russian).
7. Kirpichnikov V., Koscheev A. Noise and vibration damping of shell at the lowest frequency of its natural elastic vibrations // Transactions of the Krylov State Research Institute. 2010. Issue 52(336). P. 119–128 (in Russian).

8. *Kirpichnikov V., Smolnikov V., Shlemov Yu.* Mitigation of low-frequency structural vibration by means of vibration dampers (resonating plates) // Transactions of the Krylov State Research Centre. 2016. Issue 92(376). P. 273–284 (*in Russian*).

Сведения об авторах

Кирпичников Валерий Юлианович, д.т.н., профессор, главный научный сотрудник ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 415-48-01.

E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Савенко Валентин Викторович, к.т.н., старший научный сотрудник, заместитель начальника лаборатории ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 415-49-85. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Смольников Василий Юрьевич, ведущий инженер ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 415-45-47.

E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Шлемов Юрий Федорович, к.т.н., заместитель начальника отделения – начальник лаборатории ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 415-45-47. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

About the authors

Valery Yu. Kirpichnikov, Dr. Sci. (Eng.), Prof., Chief Researcher, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: 8 (812) 415-48-01. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Valentin V. Savenko, Cand. Sci. (Eng.), Senior Researcher, Deputy Head of Laboratory, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: 8 (812) 415-49-85. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Vasily Yu. Smolnikov, Lead Engineer, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: 8 (812) 415-45-47. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Yury F. Shlemov, Cand. Sci. (Eng.), Deputy Head of Division – Head of Laboratory, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: 8 (812) 415-45-47. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Поступила / Received: 17.10.18
Принята в печать / Accepted: 01.02.19
© Коллектив авторов, 2019