

DOI: 10.24937/2542-2324-2018-4-386-168-175
УДК 62-752.2

В.Ю. Кирпичников, В.Ю. Смольников, Е.В. Яковлева
ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

ВЛИЯНИЕ ПОТЕРЬ В УПРУГОМ ЭЛЕМЕНТЕ АНТИВИБРАТОРА НА ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТЬ

Объект и цель научной работы. Исследование влияния антивибратора в виде груза и полимерной пленки на вибрационные характеристики пластины.

Материалы и методы. Измерения уровней резонансных максимумов вибрации пластины при установке антивибратора посредством пленки с разным вибропоглощением.

Основные результаты. Определены зависимости эффективности антивибратора от массы груза, потерь колебательной энергии в пленке и приближения собственной частоты его колебаний к низшей резонансной частоте колебаний пластины.

Заключение. Установлена возможность выбора массы груза, потерь колебательной энергии в пленке и собственной частоты колебаний антивибратора для достижения необходимого уменьшения уровней резонансных максимумов в спектре вибрации пластины.

Ключевые слова: антивибратор, груз, полимерная пленка, пластина, резонансные колебания, уменьшение уровней.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

DOI: 10.24937/2542-2324-2018-4-386-168-175
UDC 62-752.2

V. Kirpichnikov, V. Smolnikov, Ye. Yakovleva
Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

EFFECT OF LOSSES IN ELASTIC ELEMENT OF VIBRATION DAMPER UPON ITS EFFICIENCY

Object and purpose of research. This paper studies the effect of vibration damper (load and polymeric film) upon vibration parameters of plate.

Materials and methods. Resonance peaks of a vibrating plate with installed damper were measured for films with different vibroabsorption.

Main results. It was found how vibration damper efficiency depends on the weight of load, vibration losses in film and closeness of the damper's natural frequency to the lowest resonance vibration frequency of the plate.

Conclusion. It was found that required mitigation of resonance peaks in the vibration spectra of the plate can be achieved by proper selection of load weight, vibration losses in the film and natural frequency of the damper.

Keywords: vibration damper, load, polymeric film, plate, resonant vibration, vibration mitigation.

Authors declare lack of the possible conflicts of interests.

Уменьшение уровней вибрации конструкций является актуальной задачей улучшения акустических характеристик современных судов и других инженерных сооружений [1]. Известно, что снижение уровней резонансных максимумов вибрации может быть

достигнуто при установке на конструкцию антивибраторов, состоящих из элементов массы и упругости. Конструктивное оформление антивибраторов определяется особенностями демпфируемой конструкции и частотой гасимого резонансного максимума [2, 3].

Для цитирования: Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю., Яковлева Е.В. Влияние потерь в упругом элементе антивибратора на его эффективность. Труды Крыловского государственного научного центра. 2018; 386(4): 168–175.

For citations: Kirpichnikov V., Smolnikov V., Yakovleva E. Effect of losses in elastic element of vibration damper upon its efficiency. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2018; 386(4): 168–175 (in Russian).

Простейшим антивибратором является сосредоточенная масса, упруго закрепленная на конструкции (условно груз). В статье [4] приведены результаты исследований влияния жестко закрепленного груза на частоту и уровень резонансных максимумов в спектрах вибрации однородной и подкрепленной пластин. Оценками по простейшим формулам показано, что при установке груза в зоне геометрического центра пластин либо участка между соседними подкреплениями (ячейки) уменьшение уровня этого максимума зависит от потерь колебательной энергии в пластине и соотношения масс груза и пластины (ячейки). Снижение резонансной частоты и уровня возникающего на ней максимума в сравнении с исходным зависит от последнего фактора. В статье [4] экспериментально установлено, что при упругом (через пленку) контакте груза с пластиной уровень максимума, смещенного грузом на более низкую резонансную частоту f_{p1} , оказывается меньше уровня гасимого резонансного максимума на частоте f_p . Влияние собственной частоты колебаний груза и диссипативных свойств упругого элемента на частотный спектр вибрации демпфируемой конструкции при этом не рассматривалось.

В настоящей работе приведены результаты исследований влияния характеристик антивибратора на уровень возникающего при его установке резонансного максимума в спектре вибрации демпфируемой конструкции с частотой как меньше ($f_{p1} < f_p$), так и больше ($f_{p2} > f_p$) резонансной частоты изгибных колебаний пластины. Особое внимание уделено антивибратору в виде груза и упругого элемента с большими потерями колебательной энергии, изготовленного, например, из тонкой полимерной пленки типа ВПС-2,5 на основе поливинилацетата, являющегося «рекордсменом» по вибропоглощающей эффективности среди используемых материалов [5].

Рассмотрим вибровозбудимость конечной пластины при установке на нее антивибратора. Под вибровозбудимостью пластины будем подразумевать виброускорение $\ddot{\xi}$, м/с, в точке ее возбуждения силой F , Н, с единичной амплитудой.

При отсутствии антивибратора и действии на пластину со свободно опертыми кромками силы, приложенной в ее геометрическом центре – пучности нижней формы изгибных колебаний с резонансной частотой f_p , имеем [6]:

$$\frac{\ddot{\xi}_{\text{пл}}}{F} = \frac{\ddot{\xi}\omega}{F} = \frac{\omega}{Z_{\text{пл}}} = \frac{\omega}{i\omega m_{\text{пл}} \left(1 - \frac{\omega_p^2}{\omega^2}\right) + \frac{\omega_p^2}{\omega} m_{\text{пл}} \eta_{\text{пл}}}, \quad (1)$$

где $Z_{\text{пл}}$ – механическое сопротивление пластины по отношению к силе F ; $m_{\text{пл}} = \rho h S / 4 = M_{\text{пл}} / 4$; ρ – плотность материала пластины; h , S , $M_{\text{пл}}$ – толщина, площадь и масса пластины соответственно; $\omega_p = 2\pi f_p$; $\eta_{\text{пл}}$ – коэффициент потерь колебательной энергии в пластине.

Механическое сопротивление антивибратора по отношению к силе, действующей со стороны пластины, определяется выражением [6]:

$$Z_A = \left(\frac{1}{R_A + \frac{K_A}{i\omega}} + \frac{1}{i\omega M_A} \right)^{-1},$$

где M_A – масса груза; $R_A = \eta_A \omega_A M_A$ – сила сопротивления, характеризующая степень поглощения колебательной энергии в упругом слое антивибратора с коэффициентом потерь η_A ; $\omega_A = 2\pi f_A$ – резонансная частота антивибратора при его поступательном движении и $\eta_A = 0$; $\omega_A = \sqrt{K_A / M_A}$; K_A – жесткость упругого слоя антивибратора; ω – частота силового возбуждения ($\omega = 2\pi f$).

Вещественная и мнимая части механического сопротивления Z_A имеют вид

$$\begin{aligned} \operatorname{Re} Z_A &= \frac{\omega M_A \eta_A \mu_A^3}{\eta_A^2 \mu_A^2 + (\mu_A^2 - 1)^2}; \\ \operatorname{Im} Z_A &= \frac{\omega M_A (\eta_A^2 \mu_A^2 - \mu_A^2 + 1)}{\eta_A^2 \mu_A^2 + (\mu_A^2 - 1)^2}; \end{aligned} \quad (2)$$

где $\mu_A = \omega / \omega_A$.

С использованием формул (1) и (2), а также механического сопротивления $Z_{\text{пл}+A}$ пластины с антивибратором $Z_{\text{пл}} + Z_A$, можно получить следующее выражение ее возбудимости:

$$\begin{aligned} \frac{\ddot{\xi}_{\text{пл}+A}}{F} &= \frac{\omega}{Z_{\text{пл}} + Z_A} = \\ &= \frac{\omega}{\left[\frac{\omega_p^2}{\omega} m_{\text{пл}} \eta_{\text{пл}} + \frac{\omega M_A \eta_A \mu_A^3}{\eta_A^2 \mu_A^2 + (\mu_A^2 - 1)^2} + \right.} \\ &\quad \left. + i m_{\text{пл}} \omega \left(1 - \frac{\omega_p^2}{\omega^2}\right) + i \frac{\omega M_A (\eta_A^2 \mu_A^2 - \mu_A^2 + 1)}{\eta_A^2 \mu_A^2 + (\mu_A^2 - 1)^2} \right]}. \end{aligned} \quad (3)$$

При отсутствии упругого слоя ($\eta_A = 0$, $\omega_A = \infty$) выражение (3) преобразуется в выражение вибро-

возбудимости $\xi_{\text{пл}+M}/F$ пластины с антивибратором, имеющим бесконечную жесткость невесомого упругого слоя с нулевым вибропоглощением и инерционное сопротивление груза $Z_M = i\omega M_A$,

$$\frac{\xi_{\text{пл}+M}}{F} = \frac{\omega}{\frac{\omega_p^2}{\omega^2} m_{\text{пл}} \eta_{\text{пл}} + i\omega m_{\text{пл}} \left(1 - \frac{\omega_p^2}{\omega^2}\right) + i\omega M_A}.$$

Рассмотрим эффективность антивибратора

$$\mathcal{E} = 201g \left| \frac{\xi_{\text{пл}}}{\xi_{\text{пл}+A}} \right|, \text{ дБ, при действии на пластину силы с частотой ее гасимого резонансного колебания } (\omega = \omega_{\text{пл}}).$$

Используя формулу (3) при совпадении резонансных частот пластины (ω_p) и антивибратора (ω_A), имеем

$$\frac{\xi_{\text{пл}+A}}{F} = \frac{1}{m_{\text{пл}} \eta_{\text{пл}} + \frac{M_A}{\eta_A} + iM_A}$$

и для реальных значений коэффициента потерь в упругом слое антивибратора $\eta_A \leq 0,3$ получаем приближенное выражение его эффективности

$$\mathcal{E} = 201g \left(1 + \frac{M_A}{M_{\text{пл}}} \cdot \frac{4}{\eta_{\text{пл}} \eta_A} \right), \text{ дБ.}$$

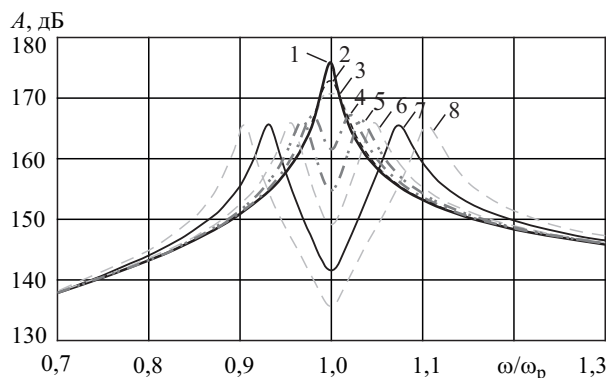


Рис. 1. Вибровозбудимость пластины при отсутствии (кривая 1) и при наличии (кривые 2–8) антивибратора ($\eta_A = 0,03$) в ее геометрическом центре (2 – $M_A/M_{\text{пл}} = 0,00004$; 3 – $M_A/M_{\text{пл}} = 0,00008$; 4 – $M_A/M_{\text{пл}} = 0,0004$; 5 – $M_A/M_{\text{пл}} = 0,001$; 6 – $M_A/M_{\text{пл}} = 0,002$; 7 – $M_A/M_{\text{пл}} = 0,005$; 8 – $M_A/M_{\text{пл}} = 0,01$)

Fig. 1. Vibration excitability of plate without (curve 1) and with (curves 2–8) vibration damper ($\eta_A = 0.03$) at the plate's geometric center (2 – $M_A/M_{\text{пл}} = 0.00004$; 3 – $M_A/M_{\text{пл}} = 0.00008$; 4 – $M_A/M_{\text{пл}} = 0.0004$; 5 – $M_A/M_{\text{пл}} = 0.001$; 6 – $M_A/M_{\text{пл}} = 0.002$; 7 – $M_A/M_{\text{пл}} = 0.005$; 8 – $M_A/M_{\text{пл}} = 0.01$)

Из приведенного выражения следует, что эффективность антивибратора на частоте ω ($\omega = \omega_A = \omega_p$) повышается с увеличением отношения его массы к массе пластины и с уменьшением потерь колебательной энергии как в пластине, так и в антивибраторе. При уменьшении одного из коэффициентов $\eta_{\text{пл}}$ или η_A до нуля эффективность антивибратора становится бесконечной [2]. Уменьшение уровней вибрации пластины не менее чем на 6 дБ достигается при выполнении условия

$$M_A \geq \frac{M_{\text{пл}} \eta_{\text{пл}} \eta_A}{4}. \quad (4)$$

При реальных значениях коэффициента потерь колебательной энергии в пластинах инженерных конструкций $\eta_{\text{пл}} \approx 0,04$ и в упругом слое из полимерной пленки ($\eta_A = 0,3$) условие (4) выполняется при массе антивибратора $M_A \geq 0,003M_{\text{пл}}$.

Высокую эффективность антивибраторов с малой массой, настроенных на резонансную частоту изгибных колебаний пластины, подтверждают результаты расчетов частотной характеристики вибровозбудимости пластины с антивибратором, приведенные на рис. 1 и 2. Расчеты вибровозбудимости

$$A = 201g \frac{\xi_{\text{пл}+A}}{\xi_0 F}, \text{ дБ, нормированного единичной}$$

силой $F = 1 \text{ Н}$ и пороговым уровнем $\xi_0 = 10^{-6} \text{ м/с}^2$ виброускорения, выполнены для пластины толщиной 4 мм с размерами в плане $0,1 \times 0,16 \text{ м}$ и с коэффициентом потерь $\eta_{\text{пл}} = 0,013$. Приведенные здесь и далее результаты и последующий анализ при иных уровнях вибровозбудимости справедливы и для других пластин с тем же значением $\eta_{\text{пл}}$ и принятыми характеристиками антивибратора. Коэффициент потерь упругого слоя принимался равным 0,03 (рис. 1) и 0,3 (рис. 2).

Обращаясь к рисункам, видим, что на частоте $\omega = \omega_{\text{пл}}$ антивибратор с $\eta_A = 0,03$ имеет существенно большую эффективность, чем антивибратор с такой же массой и $\eta_A = 0,3$, однако в частотной характеристике вибровозбудимости пластины при его массе $M_A \geq 0,0004M_{\text{пл}}$ появляются дополнительные максимумы с достаточно высоким уровнем. При $M_A < 0,0004M_{\text{пл}}$ и $\eta_A = 0,03$ дополнительные максимумы в спектре вибровозбудимости пластины при установке антивибратора не появляются, однако его эффективность оказывается достаточно малой (не более 5 дБ). В спектре вибровозбудимости пластины с антивибратором, имеющим упругий слой из полимерной пленки с коэффициентом потерь $\eta_A = 0,3$, подобные максимумы отсутствуют.

Увеличение массы частотно-настроенного ($\omega_A = \omega_p$) антивибратора приводит к существенному уменьшению уровня гасимого резонансного максимума на частоте ω_p . Однако при этом даже при значении коэффициента потерь колебательной энергии в антивибраторе $\eta_A = 0,3$ в спектре вибровозбудимости пластины имеется резонансный максимум, смещенный на более низкую, чем ω_p , частоту.

Высокочастотный максимум с большим уровнем вибрации при меньших потерях колебательной энергии в антивибраторе ($\omega_A = \omega_p$), при $\eta_A = 0,3$ отсутствует. Сказанное подтверждают приведенные на рис. 3 расчетные частотные характеристики вибровозбудимости пластины с ранее указанными размерами и значением $\eta_{пл} = 0,013$, соответствующие отсутствию (кривая 1) и установке в ее геометрическом центре частотно настроенного ($\omega_A = \omega_{пл}$) антивибратора с массой $M_A = 0,14M_{пл}$ и коэффициентом потерь $\eta_A = 0,3$ (кривая 2), $\eta_A = 0,03$ (кривая 3) и $\eta_A = 0,003$ (кривая 4). При $\eta_A = 0,003$ уровень высокочастотного максимума оказывается больше уровня максимума вибровозбудимости пластины при отсутствии на ней антивибратора.

Рассмотрим вибровозбудимость пластин при установке антивибратора с частотой ω_A , отличающейся от частоты ω_p гасимого резонансного максимума. На рис. 4 и 5 в функции от ω/ω_p изображены спектры вибровозбудимости пластины с ранее указанными размерами и потерями колебательной энергии ($\eta_{пл} = 0,013$) при отсутствии (кривая 1) и установке в ее геометрическом центре антивибратора, имеющем массу $M_A = 0,14M_{пл}$ и резонансную частоту $\omega_A = 0,5\omega_p$ и $\omega_A = 2,4\omega_p$ соответственно. Кривые 2, 3 и 4 соответствуют значениям коэффициента потерь антивибратора $\eta_A = 0,3$, $\eta_A = 0,03$ и $\eta_A = 0,003$. Обращаясь к рисункам, видим, что установка антивибратора приводит к уменьшению как уровня гасимого резонансного максимума на частоте $\omega = \omega_p$, так и уровня вибровозбудимости пластины на резонансной частоте антивибратора $\omega = \omega_A$. Однако при обоих значениях ω_A в спектрах вибровозбудимости пластины появляются два резонансных максимума с частотой меньше (ω_{p1}) и больше (ω_{p2}) частоты ω_p гасимого резонансного максимума. При $\omega_A < \omega_p$ (рис. 4) более высокий уровень имеет высокочастотный максимум, а при $\omega_A > \omega_p$ (рис. 5) – низкочастотный. Уменьшение уровней обоих максимумов при $\omega_A < \omega_p$ и высокочастотного максимума при $\omega_A > \omega_p$ достигается повышением потерь колебательной энергии в антивибраторе. При установке на пластину антивибратора с полимерной пленкой ($\eta_A = 0,3$) уровень высокочастотного (ω_{p2}) максимума при $\omega_A < \omega_p$ оказывается существенно меньше уровня гасимого резонансного (на 20 дБ) максимума и низкочастотного (на 16 дБ) максимума (ω_{p1}), появляющегося при установке на пластину антивибратора с $\omega_A > \omega_p$. Отсюда следует, что антивибратор с большими потерями колебательной энергии при выполнении условия $\omega_A < \omega_p$ намного эффективнее антивибратора с $\omega_A > \omega_p$.

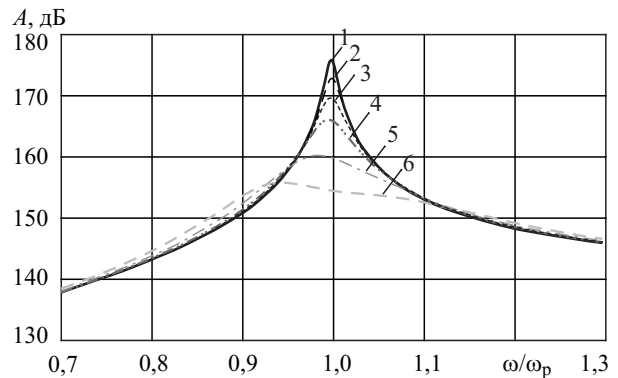


Рис. 2. Вибровозбудимость пластины при отсутствии (кривая 1) и при наличии (кривые 2–6) антивибратора ($\eta_A = 0,3$) в ее геометрическом центре (2 – $M_A/M_{пл} = 0,0004$; 3 – $M_A/M_{пл} = 0,001$; 4 – $M_A/M_{пл} = 0,002$; 5 – $M_A/M_{пл} = 0,005$; 6 – $M_A/M_{пл} = 0,01$)

Fig. 2. Vibration excitability of plate without (curve 1) and with (curves 2–6) vibration damper ($\eta_A = 0.3$) at the plate's geometric center (2 – $M_A/M_{пл} = 0.0004$; 3 – $M_A/M_{пл} = 0.001$; 4 – $M_A/M_{пл} = 0.002$; 5 – $M_A/M_{пл} = 0.005$; 6 – $M_A/M_{пл} = 0.01$)

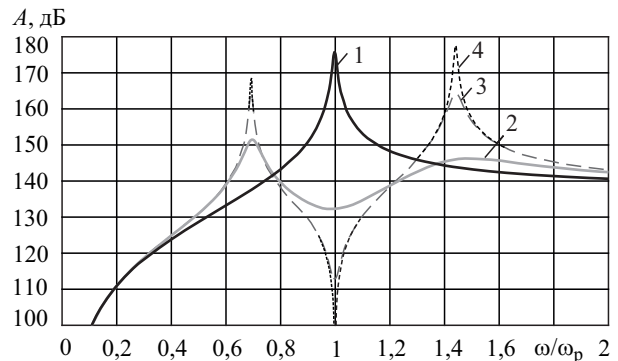


Рис. 3. Вибровозбудимость пластины при отсутствии (кривая 1) и при установке антивибратора $M_A = 0,14M_{пл}$ с коэффициентом потерь $\eta_A = 0,3$ (кривая 2), $\eta_A = 0,03$ (кривая 3) и $\eta_A = 0,003$ (кривая 4)

Fig. 3. Vibration excitability of plate without (curve 1) and with vibration damper $M_A = 0.14M_{пл}$ with loss coefficient $\eta_A = 0.3$ (curve 2), $\eta_A = 0.03$ (curve 3) and $\eta_A = 0.003$ (curve 4)

стотного (ω_{p2}) максимума при $\omega_A < \omega_p$ оказывается существенно меньше уровня гасимого резонансного (на 20 дБ) максимума и низкочастотного (на 16 дБ) максимума (ω_{p1}), появляющегося при установке на пластину антивибратора с $\omega_A > \omega_p$. Отсюда следует, что антивибратор с большими потерями колебательной энергии при выполнении условия $\omega_A < \omega_p$ намного эффективнее антивибратора с $\omega_A > \omega_p$.

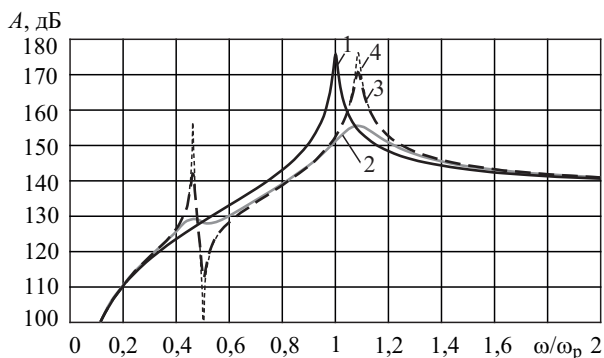


Рис. 4. Вибровозбудимость пластины при отсутствии (кривая 1) и при установке антивибратора ($\omega_A = 0,5\omega_p$) с коэффициентом потерь $\eta_A = 0,3$ (кривая 2), $\eta_A = 0,03$ (кривая 3) и $\eta_A = 0,003$ (кривая 4)

Fig. 4. Vibration excitability of plate without (curve 1) and with vibration damper ($\omega_A = 0,5\omega_p$) with loss coefficient $\eta_A = 0.3$ (curve 2), $\eta_A = 0.03$ (curve 3) and $\eta_A = 0.003$ (curve 4)

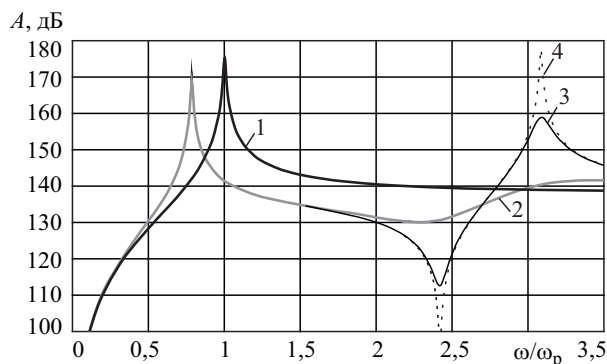


Рис. 5. Вибровозбудимость пластины при отсутствии (кривая 1) и при установке антивибратора ($\omega_A = 2,4\omega_p$) с коэффициентом потерь $\eta_A = 0,3$ (кривая 2), $\eta_A = 0,03$ (кривая 3) и $\eta_A = 0,003$ (кривая 4)

Fig. 5. Vibration excitability of plate without (curve 1) and with vibration damper ($\omega_A = 2,4\omega_p$) with loss coefficient $\eta_A = 0.3$ (curve 2), $\eta_A = 0.03$ (curve 3) and $\eta_A = 0.003$ (curve 4)

Для случая установки на пластину малогабаритного ($M_A < 0,1M_{пл}$) антивибратора с большим коэффициентом потерь ($\eta_A = 0,3$) на рис. 6 приведены зависимости от $M_A/M_{пл}$ его эффективности 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, возникающего при его установке. Кривая 4 соответствует эффективности частотно настроенного антивибратора ($\omega_A = \omega_p$), вычисленной с использованием уровня низкочастотного максимума, возникающего при его установке. Кривой 1 показана эффективность груза – инерционного антивибратора без упругого слоя. Из рисунка видно, что установка на пластину груза через полимерную пленку ($\eta_A = 0,3$) приводит к существенному увеличению его эффективности. Частотно настроенный ($\omega_A = \omega_p$) антивибратор с массой $M_A = (0,01-0,02)M_{пл}$ имеет эффективность 19–23 дБ. Дальнейшее увеличение массы антивибратора к повышению его эффективности практически не приводит.

Из рис. 6 видно, что антивибраторы с $\omega_A < \omega_p$ имеют существенно большую эффективность, чем равновеликие антивибраторы с $\omega_A > \omega_p$. 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 .

Расчет подобных же зависимостей для антивибратора с $\eta_A = 0,03$ показал его существенно меньшую эффективность (рис. 7). При $\eta_A = 0,003$ (рис. 8) эффективность ненастроенного антивибратора с $\omega_A > \omega_p$ практически не отличается от эффективности жестко закрепленного груза (кривые 2 и 3), а при $\omega_A < \omega_p$ (кривые 4 и 5) оказывается даже меньше его эффективности (кривая 1).

Для достижения такой же, как у частотно настроенного ($\omega_A = \omega_p$) антивибратора, эффективности с помощью антивибратора, имеющего резонансную частоту $\omega_A > \omega_p$ или $\omega_A < \omega_p$, он должен иметь большую массу. Покажем это на примере антивибраторов с резонансными частотами $\omega_A \gg \omega_p$ и $\omega_A \ll \omega_p$.

Эффективность антивибратора с резонансной частотой $\omega_A \gg \omega_p$ на гасимой резонансной частоте колебаний пластины $\omega = \omega_p$, коэффициент μ_A в формуле (3) много меньше единицы, определяется выражением

$$\Xi = 101g \left(1 + \left(\frac{4M_A}{M_{пл}\eta_{пл}} \right)^2 \right), \text{ дБ},$$

из которого видно, что эффективность антивибратора не зависит от потерь колебательной энергии в упругом слое. Как и ранее, она повышается

с увеличением отношения $M_A/M_{пл}$ и с уменьшением потерь колебательной энергии в пластине. При значении коэффициента потерь $\eta_{пл} = 0,04$ эффективность не менее 6 дБ имеет антивибратор с массой $M_A \geq 0,01M_{пл}$ большей, чем при $\omega_A = \omega_p$.

В другом крайнем случае, когда $\omega_A \ll \omega_p$, эффективность антивибратора с упругим слоем из полимерной пленки ($\eta_A \approx 0,3$) на резонансной частоте пластины (коэффициент $\mu_A \gg 1$) определяется приближенным выражением

$$\Xi = 20 \lg \left(1 + \frac{4M_A \eta_A \omega_A}{M_{пл} \eta_{пл} \omega_p} \right), \text{ дБ.}$$

Эффективность антивибратора повышается с увеличением отношений $M_A/M_{пл}$, $\eta_A/\eta_{пл}$ и ω_A/ω_p . Уменьшение уровней вибрации пластины не менее, чем на 6 дБ, имеет антивибратор с массой $M_A \geq \mu_A M_{пл} \eta_{пл} / 4\eta_A$, величина которой зависит от характеристик как пластины ($M_{пл}$ и $\eta_{пл}$), так и антивибратора (μ_A и η_A). При $\mu_A = 10$, $\eta_{пл} = 0,04$ и $\eta_A = 0,3$ масса антивибратора должна удовлетворять условию $M_A \geq 0,33M_{пл}$.

Величина массы M_A уменьшается с повышением резонансной частоты колебаний антивибратора и при $\mu_A = 1$ определяется выражением (4).

Экспериментальная проверка эффективности антивибратора с упругим слоем из материала с большим вибропоглощением проводилась с использованием стальной пластины с размерами $0,165 \times 0,1 \times 0,004$ м, установленной посредством втулок с винтами по углам и кромкам на массивном стальном фундаменте (рис. 9). Масса пластины составляла 0,5 кг, а груза – 0,069 кг.

В качестве упругого слоя использовалась полимерная пленка толщиной $h = 10^{-3}$ м, посредством которой груз был прикреплен к пластине. На начальном этапе работы были определены резонансная частота f_A антивибратора и коэффициент потерь η_A .

В результате расчета f_A по формуле

$$f_A = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{ES}{M_A h}},$$

где E – модуль упругости пленки, $2 \cdot 10^8$ Н/м²; S – площадь полимерной пленки под грузом, $1,9 \cdot 10^{-4}$ м², было получено значение 3734 Гц.

Экспериментальное определение резонансной частоты антивибратора производилось при его установке на массивный фундамент с использованием частотной характеристики вибровозбудимости, измеренной миниатюрным виброприемником на грузе при возбуждении вибромотком (рис. 10).

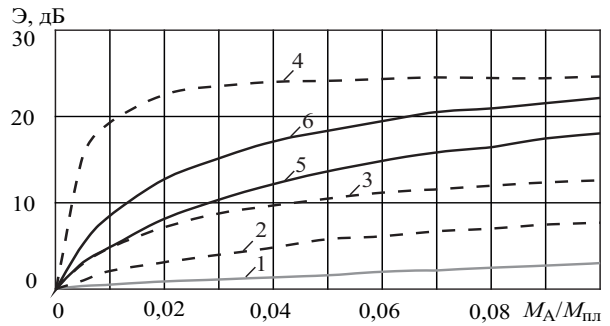


Рис. 6. Зависимость эффективности антивибратора ($\eta_A = 0,3$) от соотношения $M_A/M_{пл}$ при отсутствии упругого слоя (кривая 1) и при наличии упругого слоя из полимерной пленки (кривые 2–6)

Fig. 6. Efficiency of vibration damper ($\eta_A = 0.3$) versus M_A/M_{pl} ratio without elastic layer (curve 1) and with it (polymeric film layer, curves 2–6)

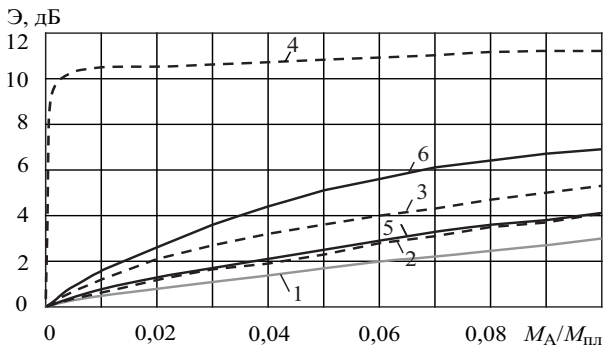


Рис. 7. Зависимость эффективности антивибратора ($\eta_A = 0,03$) от соотношения $M_A/M_{пл}$ при отсутствии упругого слоя (кривая 1) и при наличии упругого слоя из полимерной пленки (кривые 2–6)

Fig. 7. Efficiency of vibration damper ($\eta_A = 0.03$) versus M_A/M_{pl} ratio without elastic layer (curve 1) and with it (polymeric film layer, curves 2–6)

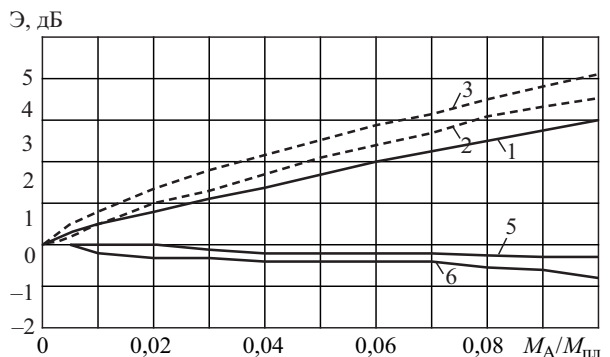


Рис. 8. Зависимость эффективности антивибратора ($\eta_A = 0,003$) от соотношения $M_A/M_{пл}$ при отсутствии упругого слоя (кривая 1) и при наличии упругого слоя из полимерной пленки (кривые 2–5)

Fig. 8. Efficiency of vibration damper ($\eta_A = 0.003$) versus M_A/M_{pl} ratio without elastic layer (curve 1) and with it (polymeric film layer, curves 2–5)

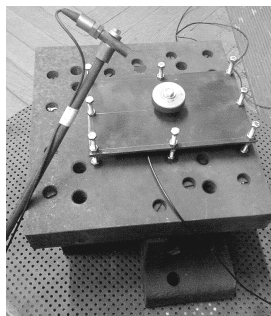


Рис. 9. Схема пластинки с антивибратором на массивном фундаменте

Fig. 9. Layout of a plate with an anti-vibration on a massive foundation

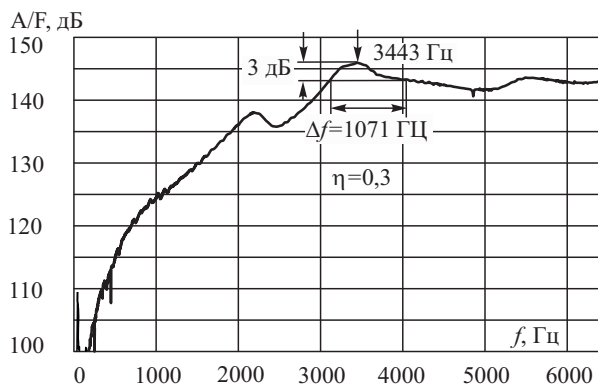


Рис. 10. Вибровозбудимость антивибратора

Fig. 10. Vibro-antivibrator

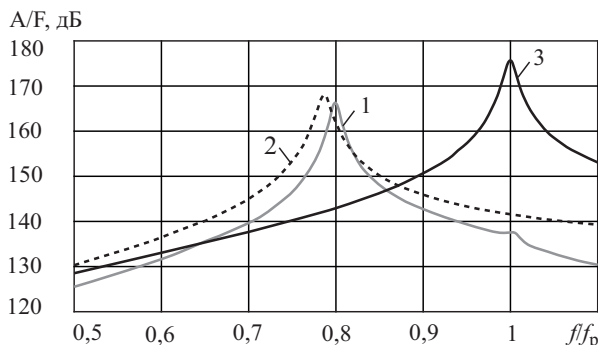


Рис. 11. Частотная характеристика вибровозбудимости пластины с антивибратором и без него: 1 – эксперимент; 2 – расчет; 3 – пластина без антивибратора

Fig. 11. Frequency response of the plate vibration excitation with and without an anti-vibrator: 1 – experiment; 2 – calculation; 3 – plate without anti-vibration

Значение резонансной частоты колебаний антивибратора оказалось равным 3443 Гц. Коэффициент потерь антивибратора, определенный с использованием ширины резонансного максимума ($\Delta f = 1071$ Гц) в спектре вибровозбудимости на

уровне 3 дБ от его наибольшего значения составил $\eta_A = 0,3$.

Экспериментальная частотная характеристика вибровозбудимости пластины с антивибратором (рис. 11, кривая 1) в диапазоне низкочастотного резонансного максимума, имеющего при $f_A > f_{пл}$ наибольший уровень, практически совпала с расчетной характеристикой (кривая 2). Характеристики вибровозбудимости приведены в функции от частоты f , пронормированной значением нижней резонансной частоты $f_p = 1425$ Гц изгибных колебаний пластины. При выполнении расчета были использованы измеренные при отсутствии антивибратора значения нижней резонансной частоты пластины $f_p = 1425$ Гц и коэффициента потерь колебательной энергии в пластине $\eta_{пл} = 0,013$. Уровень появляющегося при установке антивибратора низкочастотного резонансного максимума оказался меньше уровня резонансного максимума колебаний пластины на ~ 9 дБ. Отметим, что полученное значение эффективности антивибратора достигнуто при худшем соотношении $\omega_A > \omega_p$, когда его установка, как было показано, вызывает появление в спектре входной вибровозбудимости пластины наибольшего по уровню резонансного максимума. Уменьшение антивибратором уровня вибрации на резонансной частоте колебаний пластины составило более 30 дБ.

К основным результатам выполненной работы отнесем следующее.

1. Установка антивибратора с полимерной пленкой ($\eta_A = 0,3$) в зону геометрического центра пластины, настроенного на низшую резонансную частоту ее колебаний, приводит к уменьшению уровня резонансного максимума практически без возникновения обоих дополнительных резонансных максимумов, появляющихся при малом значении коэффициента η_A . При массе антивибратора $M_A = 0,01M_{пл}$ и $\eta_A = 0,3$ его эффективность составляет ~ 20 дБ.
2. Уровень высокочастотного (ω_{p2}) максимума, возникающего при установке на пластину антивибратора с полимерной пленкой ($\eta_A = 0,3$), при $\omega_A < \omega_p$ оказывается существенно меньше гасимого резонансного (на ~ 20 дБ) максимума и низкочастотного (на ~ 16 дБ) максимума (ω_{p1}), появляющегося при установке на пластину антивибратора с $\omega_A > \omega_p$.

Установлена возможность выбора массы груза, потерь колебательной энергии и собственной частоты колебаний антивибратора для достижения

необходимого уменьшения уровней резонансных максимумов в спектре вибрации пластины.

Авторы выражают благодарность Валентину Викторовичу Савенко, полезные советы которого помогли улучшить содержание статьи.

Библиографический список

1. Александров В.Л., Матлах А.П., Поляков В.И. Борьба с вибрацией на судах. СПб.: МорВест, 2005.
2. Бабаев Н.Н., Лентяков В.Г. Некоторые вопросы общей вибрации судов. Л.: Государственное союзное издательство судостроительной промышленности, 1961.
3. Алексеев А.М., Сборовский А.К. Судовые виброгасители. Л.: Государственное союзное издательство судостроительной промышленности, 1962.
4. Кирпичников В.Ю., Смольников В.Ю., Коцеев А.П. Влияние сосредоточенного груза на вибрационные характеристики пластины // Труды Крыловского государственного научного центра. 2016. Вып. 91 (375). С. 215–230.
5. Алексеев С.А., Сятковский А.И. Вибродемпфирующие свойства полимерных пленок // Судостроение. 2015. № 6. С. 45–46.
6. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1990.

References

1. Aleksandrov V.L., Matlakh A.P., Polyakov V.I. Fighting vibration on ships. SPb.: Morvest, 2005.
2. Babaev N.N., Lentiyakov V.G. Some issues of general vibration of ships. L.: State Union Publishing House of the Shipbuilding Industry, 1961.
3. Alekseev, A.M., Collection, A.K. Ship vibration dampers. L.: State Union Publishing House of the Shipbuilding Industry, 1962.
4. Kirpichnikov V.Yu., Smolnikov V.Yu., Koshcheev A.P. The influence of the concentrated load on the vibration

characteristics of the plate // Trudy Krylovsky State Research Center. 2016. Vol. 91 (375). Pp. 215–230.

5. Alekseev S.A., Syatkovsky A.I. Vibro-damping properties of polymer films // Shipbuilding. 2015. No. 6. P. 45–46.
6. Nikiforov A.S. Acoustic design of ship structures. L.: Shipbuilding, 1990.

Сведения об авторах

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

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

Яковлева Елена Владимировна, инженер 1 категории ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: 8 (812) 415-31-47. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

About the authors

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

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

Elena V. Yakovleva, Engineer 1st category Krylov State Research Centre. Address: Moskovskoye sh. 44, St. Petersburg, 196158, Russia. Tel.: 8 (812) 415-31-47. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Поступила / Received: 23.04.18
Принята в печать / Accepted: 13.11.18
© Коллектив авторов, 2018