

УДК: 534.23  
OECD: 01.03.AA

## О влиянии резонирующей полосы с вибропоглощением на дорезонансные колебания конструкции

Кирпичников В.Ю.<sup>1</sup>, Петров А.А.<sup>2</sup>, Дроздова Л.Ф.<sup>3\*</sup>, Кудяев А.В.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Д.т.н., профессор, <sup>2</sup> К.ф.-м.н., ведущий инженер, <sup>3</sup> К.т.н., профессор, <sup>4</sup> К.т.н., доцент  
<sup>1,2</sup> ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

<sup>3,4</sup> Кафедра «Экология и производственная безопасность», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова  
<sup>1,2,3,4</sup> Санкт-Петербург, РФ

### Аннотация

Улучшению акустических характеристик конструкций с помощью резонирующих элементов в виде массы и упругой прокладки посвящено большое число исследований отечественных и зарубежных авторов. Работ, посвященных исследованию резонансных пластин или полос, используемых для снижения вибрации пластинчатых и оболочечных конструкций, имеется очень мало.

Исследовано влияние изгибно колеблющейся на низшей резонансной частоте полосы с вибропоглощением на параметры возбуждающей ее через опору конструкции, колеблющейся на дорезонансных частотах.

Представлено приближенное математическое описание относительной вибропоглощающей эффективности полосы при ее колебаниях на низшей резонансной частоте. Получено, что резонирующая полоса с вибропоглощением и небольшой массой может оказывать на параметры дорезонансных колебаний конструкции достаточно заметное влияние.

Показано, что при сделанных допущениях полученные приближенные результаты удовлетворительно описывают физику происходящих вибрационных процессов.

**Ключевые слова:** акустическая характеристика, колебания, вибрация, частота, резонирующая полоса, конструкция, изгибные колебания.

## *The impact of a resonating damped strip on sub resonant structural vibrations*

*Kirpichnikov V. Yu.<sup>1</sup>, Petrov A.A.<sup>2</sup>, Drozdova L.F.<sup>3\*</sup>, Kudaev A.V.<sup>4</sup>*

*<sup>1</sup> DSc, professor, <sup>2</sup> PhD, lead engineer, <sup>3</sup> PhD, professor, <sup>4</sup> PhD, assistant professor*

*<sup>1,2</sup> Federal State Unitary Enterprise State Scientific Center Krylovsky*

*<sup>3,4</sup> The department of Ecology and Industrial Safety, Baltic State Technical University  
‘VOENMEH’ named after D.F. Ustinov*

*<sup>1,2,3,4</sup> St. Petersburg, Russia*

### **Abstract**

*A large number of studies by domestic and foreign authors are devoted to improving of acoustic characteristics of structures through resonating elements such as a mass on an elastic layer. There are very few works devoted to a study of resonant plates or strips used to reduce vibration of plate and shell structures.*

*The impact of a vibrating at the lowest bending resonant frequency damped strip on parameters of a structure exciting the strip through a support and vibrating at sub resonant frequencies is investigated.*

*A mathematical description of the relative vibration-absorbing efficiency of the strip at its vibrations at the lowest resonant frequency is presented. It was found that a resonating damped strip of a small mass can have a rather noticeable impact on parameters of sub resonant vibrations of a structure.*

*It is shown that, under the assumptions made, the obtained approximate results satisfactorily describe the physics of vibrational processes occurring.*

**Keywords:** *acoustic characteristic, oscillations, vibration, frequency, resonating strip, structure, bending vibrations.*

## **Введение**

Об улучшении акустических характеристик конструкций с помощью установленных резонирующих (резонансных) элементов известно из многих публикаций. Большинство работ (например, [1-7]) посвящены влиянию на указанные характеристики одного или нескольких резонансных элементов в виде массы и упругой прокладки между массой и демпфируемой конструкцией.

Первыми отечественными публикациями, в которых рассматривалось ослабление волн изгиба в стержнях и пластинах подобными колебательными системами, были работы [1, 2]. Использование таких систем для вибродемпфирования инженерных конструкций описано в работах [3-5].

Виброизоляция источника силы, нормальной к поверхности демпфируемой конструкции, с помощью резонансного элемента в виде массы на упругой прокладке исследовалась в работе [6]. В работе [7] рассмотрены звукоизолирующие свойства панелей с несколькими подобными резонирующими элементами. В приведенных и других публикациях имеются ссылки на большое число работ, выполненных в соответствующих направлениях.

Работ, посвященных резонансным пластинам или полосам (пластин с отношением сторон более 2,5), существенно меньше. Основными причинами этого являются узкополосная эффективность подобных резонансных элементов с малыми потерями колебательной энергии и связанная с ней сложность их настройки на частоту повышенной вибрации демпфируемой конструкции. Указанных недостатков лишены резонансные пластины и полосы с большими потерями колебательной энергии при использовании современных вибропоглощающих материалов.

### **1. Исследование влияния колеблющейся полосы на уровни дорезонансных колебаний конструкции**

На высокую эффективность уменьшения вибрации пластинчатых и оболочечных конструкций резонансными пластинами и полосами, облицованными армированным вибропоглощающим покрытием с диссипативным слоем в виде полимерной пленки на основе поливинилацетата - «рекордсмена» по вибропоглощению среди существующих материалов, указывается, например, в работах [8,9].

Показано, в частности, что при малой ( $\sim 2-3\%$ ) массе подобных элементов относительно массы демпфируемой конструкции их размещение в пучности резонансной формы изгибных колебаний конструкции из металла приводит к уменьшению ее вибрации на величину 30 дБ и более. При установке резонансных пластин (полос) в узел резонансной формы колебаний конструкции уровни ее вибрации уменьшаются на соответствующей частоте на (10-15) дБ. Во всех случаях установка резонансных пластин (полос) приводила к уменьшению уровней вибрации и на других резонансных частотах демпфируемой конструкции, на которые частотная настройка резонансной пластины (полосы) не производилась. Актуальная для практики возможность снижения уровней вибрации конструкции на ее дорезонансных частотах с помощью резонирующих пластин

и полос при этом не рассматривалась.

Целью настоящей работы является исследование влияния изгибно колеблющейся полосы на уровни дорезонансных колебаний конструкции. При решении соответствующей задачи рассматривалась механическая система, состоящая из колеблющейся на дорезонансной частоте конструкции и установленной на ней через опору полосы.

Использовались следующие допущения:

- демпфируемой конструкцией является пластина с одинаковым синфазным гармоническим виброперемещением  $V_0 e^{i\omega t}$  всех точек поверхности, на которой закреплена полоса;

- толщина полосы много меньше толщины  $h_0$  демпфируемой пластины;

- опора является недеформированной, имеет малые (условно точечные) размеры и нулевую массу;

- опора обеспечивает шарнирное крепление одной из коротких кромок ( $x = 0$ ) полосы;

- другая короткая кромка полосы ( $x = l/2$ ) силой, нормальной к ее поверхности, не нагружена.

Решение уравнения изгибных колебаний полосы, полностью удовлетворяющих лишь граничным условиям на креплении, запишем в следующем виде

$$V_x = V_0 \left\{ 1 + \frac{4}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(2n-1)\frac{\pi}{l}x}{(2n-1)\left[\left(\frac{\omega_n}{\omega}\right)^2 - 1\right]} \right\}, \quad (1)$$

где  $\omega_n$  - круговая собственная частота  $n$ -ой формы изгибных колебаний полосы, равная  $\frac{(2n-1)^2\pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{D}{\rho h \delta}}$  ( $D$  - изгибная жесткость полосы,  $\frac{E(1+i\eta)h^3\delta}{12}$ ,  $E$  и  $\rho h \delta$  - модуль Юнга и плотность материала,  $\eta$  - коэффициент потерь).

При  $\omega = \omega_1$  и  $x = \pm \frac{l}{2}$  имеем (влиянием нерезонансных форм колебаний пренебрегаем)

$$|V_{max}| \approx V_0 \sqrt{1 + \frac{16}{\pi^2 \eta^2}}. \quad (2)$$

Приведенное приближенное выражение совпадает с точным выражением максимального уровня вибрации при кинематическом возбуждении полосы через две опоры у ее коротких кромок, которое может быть получено с использованием результатов работы [10] при учете в нем потерь колебательной энергии в полосе. Обращаясь к (2), видим, что величина  $|V_{max}|$  пропорциональна амплитуде колебаний демпфируемой пластины и растет с уменьшением значений коэффициента потерь полосы. Отношение модуля максимального уровня вибрации при  $x = \pm \frac{l}{2}$  к уровню вибрации пластины  $V_0$  при значениях коэффициента потерь  $10^{-2}$ ,  $10^{-1}$  и 1 равняется 128; 12,8 и 1,62 соответственно. При существенном превышении максимального уровня вибрации полосы над уровнем вибрации демпфируемой пластины при  $\eta = 10^{-2}$  (на  $\sim 42$  дБ) и  $\eta = 10^{-1}$  (на  $\sim 22$  дБ) величина соответствующей вибрации полосы при  $\eta = 1$  оказывается примерно такой же, как амплитуда возбуждающего полосу колебательного процесса в пластине.

Аналогичную зависимость от коэффициента потерь  $\eta$  имеет механическое сопротивление  $Z_1$  полосы действию на нее колебаний пластины с частотой  $\omega_1$ . По физической сути  $Z_1$  - перерезывающая сила в сечении  $x = 0$  при изгибных колебаниях полосы на низшей резонансной частоте  $f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi}$ , отнесенная к ее виброскорости на опоре. Выражение  $Z_1$  имеет вид:

$$Z_1 = \frac{0,82M\omega_1}{\eta}, \quad (3)$$

где  $M = \rho h \delta l$  – масса полосы.

Из приведенного выражения видно, что механическое сопротивление  $Z_1$  полосы на частоте  $f_1$  имеет инерционный характер, а ее динамическая масса  $M^* = \frac{0,82M}{\eta}$  уменьшается с ростом коэффициента  $\eta$  и при его значениях  $10^{-2}$ ,  $10^{-1}$  превосходит массу  $M$  в 82 и 8,2 раза. При  $\eta = 1$  величина  $M^*$  оказывается меньше массы полосы  $M$ .

Если принять массу  $M$  равной 0,1 массы  $M_2$  демпфируемой пластины, то уменьшение ее вибрации за счет увеличения массы колеблющейся полосы:

$$\Delta = 20lg \left[ \frac{M_2 + M^*}{M_2} \right], \text{ дБ} \quad (4)$$

составит при значениях  $\eta$  равных  $10^{-2}$ ,  $10^{-1}$  и 1 примерно 19 дБ, 5 дБ и 0 дБ соответственно.

Выражение для относительной вибропоглощающей эффективности  $\Theta$ , дБ, полосы при ее колебаниях на низшей резонансной частоте  $f_1$ :

$$\Theta = 10lg \frac{W_1}{W_2},$$

где  $W_1$  и  $W_2$  – поглощаемые в полосе и пластине с массой  $M_2$  энергии, соответственно будет [11,12], имеет следующий вид:

$$\Theta = 10lg \left[ \frac{M\eta}{M_2\eta_2} \left( 1 + \frac{8}{\pi^2\eta^2} \right) \right], \text{ дБ} \quad (5)$$

Выражение (5) практически совпадает с точным решением для опоры с жестко закрепленной полосой, имеющей свободную кромку и другое значение  $f_1$ . Небольшое отличие имеется лишь в величине числителя второго слагаемого.

При  $\frac{M}{M_2} = 0,1$  и типичном значении коэффициента потерь в металлической демпфируемой пластине  $\eta_2 = 2 \cdot 10^{-3}$  в случае установки на нее полосы с коэффициентом потерь равным  $10^{-2}$ ,  $10^{-1}$  и 1 получим относительную вибропоглощающую эффективность полосы 36 дБ, 26 дБ и  $\sim 20$  дБ, соответственно. При всех принятых значениях  $\eta$  потери колебательной энергии в полосе существенно больше потерь энергии в пластине. Сопоставляя приведенные значения  $\Theta$ , дБ, с ранее полученными значениями  $\Delta$ , дБ, делаем вывод о существенно большем влиянии вибропоглощающих свойств полосы на уменьшение вибрации пластины в сравнении с влиянием на увеличение полосой её массы. Роль первого из указанных физических факторов с повышением  $\eta$  остается достаточно значимой, а второго – уменьшается до близких к нулю величин при больших потерях колебательной энергии.

### Закключение

Приведенные результаты свидетельствуют, что резонирующая на частоте  $f_1$  полоса с вибропоглощением и сравнительно небольшой относительной массой может оказывать на параметры дорезонансных колебаний конструкции достаточно заметное влияние. Соответствие результатов физике происходящих процессов обусловлено как преимущественным влиянием на них граничных условий на опоре, через которую осуществляется взаимосвязь колебаний полосы и демпфируемой конструкции, так и малой ролью моментного усилия в сравнении с поперечной силой на коротких кромках полосы.

### Список литературы

1. Клюкин. И.И. Об ослаблении волн изгиба в стержнях и пластинах при помощи резонансных колебательных систем// Акустический журнал т. VI, вып. 2 - 1960- с. 213-219.
2. Клюкин И.И. Сергеев. Ю.Д. Рассеяние изгибных волн антивибраторами, установленными на пластине// Акустический журнал, т. 10, вып. 1- 1964- с. 60-65.
3. Бабаев Н.Н., Лентяков В.Г. Некоторые вопросы общей вибрации судов -Л.: Судпромгиз, 1961- 308 с.
4. Алексеев А.М., Сборовский. А.К. Судовые виброгасители -М.: Государственное союзное издательство судостроительной промышленности, 1962- 196 с.
5. Кирпичников В.Ю., Сятковский А.И., Шлемов. Ю.Ф. Высокоэффективные средства низкочастотного вибродемпфирования с упругими элементами из полимерной пленки// Судостроение 1(848) -2020 - с. 44-47.
6. Лапин А.Д. Виброизоляция поля от источника нормальной силы в пластине при помощи резонаторов. Применение средств вибропоглощения и виброгашения в промышленности и на транспорте – Л.: 1998.
7. Ефимцов Б.М., Лазарев Л.А. Звукоизолирующие свойства панелей с резонансными элементами // Акустический журнал, т. 47, вып. 3 – 2001 - с. 346-351.
8. Кирпичников В.Ю. Вибрации и шумоизлучение обтекаемых конструкций судна. СПб., 2016 - 210 с.
9. Кирпичников В.Ю. Вред и польза резонансных явлений в элементах судовых конструкций. СПб. - 2019 - 176 с.
10. Вовк И.В., Гриненко В.Т. Об одном методе построения механической колебательной системы стержневого электроакустического преобразователя // Акустический журнал, т. 37, вып. 6, - 1991 – с. 1106-1115.
11. Никифоров А.С. Будрин С.В. Распространение и поглощение звуковой вибрации на судах. - Л.: Судостроение, 1968 - 216 с.
12. Справочник по судовой акустике. Под общей редакцией Клюкина И.И. и Боголепова И.И.- Л.: Судостроение, 1978 - 504 с.

### References

1. Klyukin. I. I. On the attenuation of bending waves in rods and plates using resonant oscillatory systems // Acoustic Journal vol. VI, issue 2 - 1960-pp. 213-219.
2. Klyukin I. I. Sergeev. Yu. D Scattering of bending waves by anti-vibrators installed on the plate// Acoustic journal, vol. 10, issue 1 - 1964 - S. 60-65.
3. Babayev N. N., Lentkov V. G. Some questions of General vibration courts -Leningrad: Sudpromgiz, 1961 - 308 p.
4. Alekseev A. M., Zborowski. A. K. Shipboard vibration dampers -M.: State publishing house of the Union of the shipbuilding industry, 1962 - 196 p.
5. Kirpichnikov V. Yu., Syatkovsky A. I., Shlemov. Yu. F. Highly effective means of low-frequency vibration damping with elastic elements from a polymer film// Shipbuilding 1 (848) -2020-p. 44-47.
6. Lapin A.D. Vibration isolation of the field from the source of normal force in the plate using resonators. Application of vibration absorption and vibration damping devices in industry and transport-L.: 1998.

- 
7. Efimtsov B. M., Lazarev L. A. Sound-proofing properties of panels with resonant elements // *Acoustic Journal*, vol. 47, issue 3 - 2001-pp. 346-351.
  8. Kirpichnikov V. Yu. *Vibration and noise emission of streamlined ship structures*. St. Petersburg, 2016- 210 p.
  9. Kirpichnikov V. Yu. *Harm and benefit of resonant phenomena in the elements of ship structures*. SPb. - 2019-176 p.
  10. Vovk I. V., Grinenko V. T. On a method for constructing a mechanical oscillatory system of a rod electroacoustic converter// *Acoustic Journal*, vol. 37, issue 6, - 1991-pp. 1106-1115.
  11. Nikiforov A. S. Budrin S. V. *Propagation and absorption of sound vibration on ships*. - L.: Shipbuilding, 1968-216 p.
  12. *Handbook of ship acoustics*. Under the general editorship of I. I. Klyukin and I. I. Bogolepov-L.: Shipbuilding, 1978-504 p.