

DOI: 10.24937/2542-2324-2022-3-401-00-00  
УДК 629.5.06-752

А.В. Троицкий, О.А. Контиевская  
ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

## ДИНАМИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ КОМПАКТНЫХ РЕЗОНИРУЮЩИХ ВИБРОПОГЛОТИТЕЛЕЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В СУДОВЫХ ВАЛОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ

**Объект и цель научной работы.** Объектом исследования являются компактные резонирующие (резонансные) полосовые вибропоглотители (РПВ). Цель – разработка метода расчета динамической прочности (вибропрочности) РПВ, предназначенного для оценки возможности их применения в судовых валопроводных системах.

**Материалы и методы.** Исходными данными и материалом для исследования являлись конструкция РПВ и амплитудное значение переменных составляющих сил, сопровождающих изгибную вибрацию валопровода. Применены упрощенные методы расчета динамики и прочности тонких пластин при их деформировании в упругой области.

**Основные результаты.** Разработан метод расчета динамической прочности РПВ. Получены соотношения, позволяющие выбрать геометрические размеры РПВ, обеспечивающие их динамическую прочность и эффективность виброгашения.

**Заключение.** Подтверждена возможность обеспечения вибропрочности РПВ, предназначенных для гашения вибрации пролета валопровода, с учетом принятых в задаче исходных данных.

**Ключевые слова:** валопровод, резонансные полосовые вибропоглотители, гашение вибрации, габариты, динамическая прочность.

*Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.*

DOI: 10.24937/2542-2324-2022-3-401-00-00  
UDC 629.5.06-752

A.V. Troitskiy, O.A. Kontievskaya  
Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

## DYNAMIC STRENGTH COMPACT RESONATING VIBRATION ABSORBERS IN THE CONDITIONS OF THEIR APPLICATION IN SHIP SHAFTING SYSTEMS

**Object and purpose of research.** The object of the study is compact lamellar resonating vibration absorbers (RVA). The purpose of the study is to develop a method for calculation of the dynamic strength of RVA, designed to assess the possibility of their use in ship shafting systems.

**Materials and methods.** The initial data and material for the study were the design of a plate-shaped resonating vibration absorber and the amplitude value of the variable components of the forces accompanying the bending vibration of the shaft line. Simplified methods for calculating the dynamics and strength of plates during their deformation in the elastic region are applied.

**Main results.** Developed method for calculation of dynamic strength of RVA. Relations are obtained that make it possible to choose the geometric dimensions of the RVA that ensure its dynamic strength and vibration damping efficiency.

**Conclusion.** The possibility of ensuring the vibration resistance of the RVA designed to dampen the vibration of the shaft span is confirmed with the initial data accepted in the problem.

**Keywords:** shaft line, lamellar resonating vibration absorbers, vibration damping, dimensions, dynamic strength.

*The authors declare no conflicts of interest.*

*Для цитирования:* Троицкий А.В., Контиевская О.А. Динамическая прочность компактных резонирующих вибропоглотителей, применяемых в судовых валопроводных системах. Труды Крыловского государственного научного центра. 2022; 3(401): 00–00.

*For citations:* Troitskiy A.V., Kontievskaya O.A. Dynamic strength compact resonating vibration absorbers in the conditions of their application in ship shafting systems. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2022; 3(401): 00–00 (in Russian).

## Введение

### Introduction

Одним из направлений улучшения акустических характеристик судов является снижение уровней вибрации внутрикорпусных и корпусных конструкций, возбуждаемых динамическими усилиями со стороны гребного вала. Наибольшие усилия возникают на низших резонансных частотах его изгибных колебаний. Снижение уровня этих колебаний может обеспечиваться установкой на гребной вал резонансных полосовых вибропоглотителей (РПВ), настроенных на соответствующие частоты.

Эффективность применения РПВ показана в работах, результаты которых изложены в статье [1] и монографии [5, с. 142–153]. Однако исследования габаритных характеристик РПВ, обеспечивающих удовлетворение требований к их вибропрочности, до настоящего времени не выполнялись.

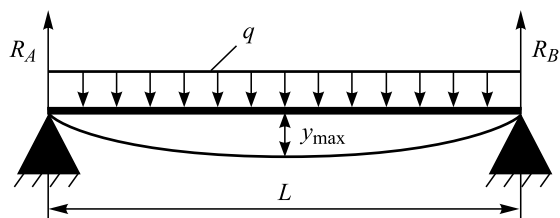
В статье представлен комплексный метод назначения габаритных характеристик и расчета динамической прочности РПВ, предназначенных для гашения изгибной вибрации пролета валопровода в специфических условиях эксплуатации судовых валопроводных систем. Метод может применяться для расчета габаритных и вибропрочностных характеристик РПВ, необходимых для гашения поперечных (радиальных) малых колебаний кормового пролета валопровода на первой резонансной частоте.

## Исходные данные и допущения

### Background data and assumptions

Кормовой пролет валопровода, расположенный между кормовой опорой и ближайшим опорным подшипником в нос, представлен в виде свободно опертой по краям протяженной балки, находящейся под действием равномерно распределенной нагрузки  $q$  (рис. 1).

Пролет постоянного поперечного сечения с внутренним сверлением может совершать изгибные колебания по первой (безузловой) собственной форме. Предполагается, что реализуемая при движении форма колебаний пролета незначительно отличается от формы его прогиба под действием собственного веса. Берется в расчет, что при колебаниях пролета переменные реакции  $R_A$  и  $R_B$  опор имеют одинаковые амплитудные значения и син-



**Рис. 1.** Расчетная схема кормового пролета валопровода

**Fig. 1.** Design scheme of the aft span of the shaft line

фазны. Их значения известны, а частота изменения реакций опор равна первой изгибной собственной (резонансной) частоте пролета.

## Метод расчета

### Calculation method

Значение амплитуды инерционной распределенной нагрузки  $q$  (рис. 1) при заданных значениях амплитуд реакций  $R_A = R_B$  на опорах вала определяется как

$$q = \frac{R_A + R_B}{L}, \quad (1)$$

где  $L$  – длина пролета, м (рис. 1).

Расчет выполняется с использованием метода приведения [2, 3, с. 187, 190].

Значение первой частоты собственных изгибных колебаний пролета вала  $f_{п1}$ , Гц, (рис. 1)

$$f_{п1} = \frac{\pi}{2L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}, \quad (2)$$

где  $E$  – модуль упругости материала вала, Па;  $I$  – момент инерции поперечного сечения вала, м<sup>4</sup>;  $m$  – распределенная масса пролета, кг/м.

Значение приведенной жесткости пролета  $c_{пр}$ , Н/м, при колебаниях по первой форме

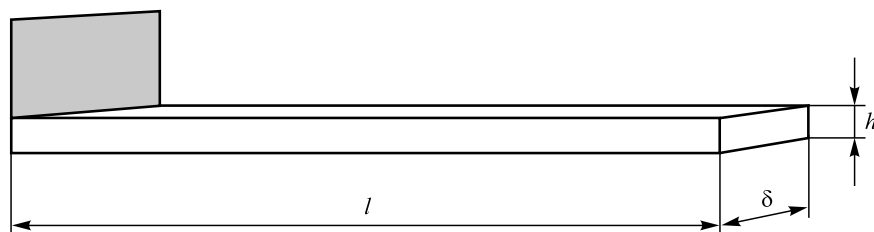
$$c_{пр} = \frac{\pi^4}{2} \cdot \frac{EI}{L^3}. \quad (3)$$

Максимальное значение прогиба пролета под действием распределенной нагрузки  $q$

$$y_{max} = \frac{5}{384} \cdot \frac{qL^4}{EI}. \quad (4)$$

Амплитуда силы в середине пролета эквивалентной по действию распределенной нагрузке  $q$

$$F_0 = c_{пр} \cdot y_{max}. \quad (5)$$



**Рис. 2.** Полоса и обозначения ее геометрических характеристик

**Fig. 2.** The band and designations of its geometric characteristics

Соотношения (2, 5) определяют, что при вынужденных изгибных колебаниях пролета (рис. 1) по первой форме переменная сила в радиальном направлении в пучности формы действует в соответствии с законом  $F(t) = F_0 \sin 2 \cdot \pi f_n \cdot t$ .

Форма РПВ – тонкая заземленная по узкому краю консольная полоса прямоугольного поперечного сечения (рис. 2). Защемление полосы на фланце валопровода обеспечивается болтовым креплением с выполнением нормативных требований к затяжке и стопорению болтов.

Пусть модуль упругости материала полосы –  $E_1$ , плотность –  $\rho_1$ , предел текучести –  $\sigma_{0,2}$ , предел прочности –  $\sigma_B$ , момент инерции площади поперечного сечения полосы –  $I_{пл} = \delta h^3 / 12, \text{ м}^4$ , момент сопротивления –  $W_{пл} = \delta h^2 / 6, \text{ м}^3$ , площадь поперечного сечения –  $S_{пл} = \delta h$ , погонная масса полосы –  $m_{пл} = \rho_1 \cdot \delta h$ .

Предел выносливости и допускаемое напряжение при симметричном цикле нагружения могут быть определены по формулам [7, с. 80–81]:

$$\sigma_{-1} = 0,54 - 0,0002 \cdot \sigma_B \cdot \sigma_B \text{ при } 700 < \sigma_B < 1200 \text{ МПа,} \\ [\sigma_y] \approx 0,5 \sigma_{-1}. \quad (6)$$

Первая собственная частота колебаний  $f$ , Гц, консольной полосы

$$f = \frac{\lambda^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{E_1 I_{пл}}{m_{пл}}}, \quad (7)$$

где  $\lambda = 1,875$ .

Жесткость полосы при установившихся изгибных колебаниях по первой форме

$$c_r = \frac{\lambda^4}{4} \frac{E_1 I_{пл}}{l^3}. \quad (8)$$

Согласно теории динамического гасителя колебаний, амплитуда колебаний гасителя [4, с. 207] составляет

$$A = F_0 / c_r = \frac{F_0}{\frac{\lambda^4}{4} \frac{E_1 I_{пл}}{l^3}}, \quad (9)$$

а собственная частота

$$f = f_n. \quad (10)$$

Максимальное изгибное напряжение в защемленном сечении полосы

$$\sigma_{\max} = 3,55 \cdot \frac{E_1 I_{пл}}{l^2 W_{пл}} \cdot A = 3,55 \cdot \frac{E_1 I_{пл}}{l^2 W_{пл}} \cdot \frac{F_0}{\frac{\lambda^4}{4} \frac{E_1 I_{пл}}{l^3}}. \quad (11)$$

Условие усталостной прочности

$$[\sigma_y] \geq \sigma_{\max}. \quad (12)$$

После несложных преобразований соотношения (7, 11) с учетом равенства (12) для назначения габаритных размеров пластины РПВ приобретают вид

$$\frac{h}{l^2} = 6,19 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{E_1}{\rho_1}}, \quad (13)$$

$$\frac{l}{\delta \cdot h^2} = 0,145 \cdot \frac{F_0}{[\sigma_y]}. \quad (14)$$

Таким образом, задача расчета – определение размеров  $l$ ,  $\delta$ , и  $h$  полосы исходя из двух условий (13, 14). Два полученных соотношения включают три геометрических размера. Надо задать значение одного из них, два других будут определены однозначно. В правой части этих соотношений значения  $f$  и  $F_0$  определяются выражениями (2) и (5).

Применение метода рассмотрим на примере со следующими исходными данными:

- наружный диаметр вала  $D = 2R = 0,5 \text{ м}$ , длина вала  $L = 10 \text{ м}$ , степень расточки вала  $\beta = r/R = 0,588$ ;
- материал вала и полосы – сталь с плотностью  $\rho = \rho_1 = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$  и модулем упругости  $E = E_1 = 2,0 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ , масса вала  $M = 10^4 \text{ кг}$ , вес вала  $Q = 10^4 \text{ кгс} \approx 10^5 \text{ Н}$ ;
- предел текучести  $\sigma_{0,2} = 600 \text{ МПа}$ , предел прочности  $\sigma_B = 800 \text{ МПа}$ , предел выносливости при симметричном цикле нагружения (6) для данного материала  $\sigma_{-1} \approx 304 \text{ МПа}$ , допускаемое напряжение при оценке усталостной прочности

при симметричном цикле нагружения  $[\sigma_y] = 0,5\sigma_{-1} \approx 152$  МПа, а принимаем  $[\sigma_y] = 150$  МПа;

- погонная масса вала  $m = 1000$  кг/м, распределенная весовая нагрузка на вал в пролете  $q = 1000$  кгс/м  $\approx 10^4$  Н/м, момент инерции площади поперечного сечения вала  $I = 2,7 \cdot 10^{-3}$  м<sup>4</sup>, момент сопротивления изгибу  $W = 1,08 \cdot 10^{-2}$  м<sup>3</sup>.

Значение амплитуды инерционной распределенной нагрузки при заданных значениях амплитуд реакций  $R_A = R_B = 1000$  Н на опорах вала –  $q = 200$  Н/м.

Значения входящих в соотношения (13) и (14) величин  $f$  и  $F_0$  определяются по формулам (2) и (5) с учетом (1, 3, 4):

Значение первой частоты собственных изгибных колебаний пролета вала

$$f = \frac{\pi}{2L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} = \frac{\pi}{2 \cdot 10^2} \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 2,7 \cdot 10^{-3}}{1000}} = 11,5 \text{ Гц.}$$

Значение приведенной жесткости пролета при колебаниях по первой форме

$$c_{пр} = \frac{\pi^4}{2} \cdot \frac{EI}{L^3} = \frac{\pi^4}{2} \cdot \frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 2,7 \cdot 10^{-3}}{10^3} = 2,6 \cdot 10^7 \text{ Н/м.}$$

Максимальное значение прогиба пролета под действием нагрузки  $q$

$$y_{\max} = \frac{5}{384} \cdot \frac{qL^4}{EI} = \frac{5 \cdot 200 \cdot 10^4}{384 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 2,7 \cdot 10^{-3}} = 4,8 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Амплитуда силы, действующей в середине пролета,

$$F_0 = c_{пр} \cdot y_{\max} = 2,6 \cdot 10^7 \cdot 4,8 \cdot 10^{-5} = 1,25 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Упрощая соотношения (13, 14) с учетом определенных значений  $f$  и  $F_0$  и заданных исходных данных, получаем два условия задания значений геометрии полосы в виде:

$$\frac{h}{l^2} = 1,4 \cdot 10^{-2} \text{ м}^{-1}, \quad (15)$$

$$\frac{l}{\delta h^2} = 1,7 \cdot 10^4 \text{ м}^{-2}. \quad (16)$$

Например, если задать  $l = 1$  м, тогда из (15)  $h = 1,4 \cdot 10^{-2}$  м, а из (16)  $\delta = 0,3$  м.

При этом масса и погонная масса полосы составляют:

$$M_{пл} = \rho_1 \cdot \delta \cdot h \cdot l = 7,8 \cdot 10^3 \cdot 0,3 \cdot 1,4 \cdot 10^{-2} \cdot 1 = 32,8 \text{ кг;}$$

$$m_{пл} = \rho_1 \cdot \delta \cdot h = 7,8 \cdot 10^3 \cdot 0,3 \cdot 1,4 \cdot 10^{-2} = 32,8 \text{ кг/м.}$$

## Проверка возможности применения «квазидинамического» оценочного расчета к условиям данной задачи

Checking the possibility of applying a "quasi-dynamic" estimation calculation to the conditions of this problem

Согласно [5, с. 7–8] длина изгибной волны  $\lambda_{из}$  в стальной полосе толщиной  $h$  в условиях решаемой задачи определяется по формуле

$$\lambda_{из} = \frac{c_{из}}{f} = \frac{0,54 \sqrt{2\pi f h c_{из}}}{f} = \frac{0,54 \sqrt{2\pi \cdot 11,5 \cdot 1,4 \cdot 10^{-2} \cdot 5 \cdot 10^3}}{11,5} \approx 3,3 \text{ м,} \quad (17)$$

где  $c_{из}$  – фазовая скорость распространения изгибной волны в полосе с прямоугольным поперечным сечением,  $c_{из}$  – частотно-независимая скорость продольных волн в полосе.

Поскольку  $\lambda_{из} > l = 1$  м, это означает, что изгибная волна полностью покрывает полосу и применение «квазидинамической» формы расчета к данной задаче допустимо.

## Проверка усталостной прочности резонирующих вибропоглотителей с учетом действия инерционных нагрузок, возникающих при вращении вала и приводящих к несимметричности цикла нагружения

Fatigue strength testing RVA taking into account the action of inertial loads that occur when the shaft rotates and lead to an unsymmetric loading cycle

Инерционные нагрузки при вращении вала создают дополнительные изгибные напряжения в заземленной полосе, суммируются с напряжениями при колебаниях гасителя и вызывают возникновение асимметрии цикла нагружения.

Инерционная распределенная нагрузка, действующая на пластину,

$$q_{ин} = m_{пл} \cdot \omega^2 \cdot R = m_{пл} \cdot \left(\frac{2\pi f}{z}\right) \cdot R = 32,8 \cdot \left(\frac{2\pi \cdot 11,5}{7^2}\right)^2 \cdot 0,25 = 2,2 \cdot 10^3 \text{ Н/м,} \quad (18)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения вала, число лопастей винта  $z = 7$ .

**Таблица 1.** Значения коэффициента  $\psi_\sigma$

**Table 1.** Values of coefficient  $\psi_\sigma$

$\sigma_B$ , МПа	300–550	520–750	700–1000	1000–1200	1200–1400
$\psi_\sigma$	0	0,05	0,1	0,2	0,25

Напряжение изгиба  $\sigma_{инн}$  в заземлении, являющееся средним в цикле  $\sigma_{ср}$ ,

$$\sigma_{инн} = \frac{q_{инн} \cdot l^2}{2 \cdot W_{пл}} = \frac{2,2 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,27 \cdot 10^{-5}} = 3,4 \cdot 10^7 \frac{Н}{м^2} = 34 \text{ МПа} = \sigma_{ср}, \quad (19)$$

где  $W_{пл} = \delta h^2 / 6 = 3,27 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ .

При асимметричных циклах нагружения допускаемые напряжения определяются по величине предела выносливости материала. Для циклов со средними напряжениями  $\sigma_{ср} \leq \sigma_{-1} / (1 + \psi_\sigma)$  предел выносливости при изгибе определяется по формуле (6).

$$\sigma_r^b = \sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_{ср} = 304 - 0,1 \cdot 34 \approx 300 \text{ МПа}. \quad (20)$$

Значение коэффициента  $\psi_\sigma$  для сталей выбирается из табл. 1.

Запас по пределу выносливости для материала полосы при асимметричном цикле нагружения принимается равным 2. Отсюда видно, что допускаемое напряжение при учете асимметричности цикла практически не меняется. Условие вибропрочности РПВ и в случае вращения вала выполняется.

## Заключение

### Conclusion

Описанный метод расчета позволяет задать размеры  $l$ ,  $\delta$ ,  $h$  консольной полосы для получения эффекта гашения вынужденных колебаний пролета вала и обеспечить вибропрочность РПВ при принятых в задаче исходных данных.

Следует отметить, что каждый случай установки эффективного РПВ на валопроводе требует проверки выполнения условий его вибропрочности.

## Список использованной литературы

1. Кирпичников В.Ю., Святковский А.И., Шлемов Ю.Ф. Высокоэффективные средства низкочастотного вибродемпфирования с упругим элементом из полимерной пленки // Судостроение. 2020. № 1. С. 44–47.

2. Шиманский Ю.А. Динамический расчет судовых конструкций. Ленинград : Судпромгиз, 1948. 408 с.
3. Абрамович С.Ф., Крючков Ю.С. Динамическая прочность судового оборудования. Ленинград : Судостроение, 1967. 511 с.
4. Пановко Я.Г., Губарева И.И. Устойчивость и колебания упругих систем : современные концепции, парадоксы и ошибки. Москва : Наука, 1964. 336 с.
5. Кирпичников В.Ю. Вред и польза резонансных явлений в элементах судовых конструкций. Санкт-Петербург : Крыловский гос. науч. центр, 2019. 176 с.
6. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. 4-е изд., перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 1993. 640 с.
7. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок : ПНАЭ Г-7-002-86 / Гос. ком. СССР по надзору за безопасным ведением работ в атом. энергетике. Москва : Энергоатомиздат, 1989. 527 с.

## References

1. Kirpichnikov V.Yu., Svyatkovsky A.I., Shlemov Yu.F. Highly effective means of low-frequency vibration damping with an elastic element made of polymer film. Scientific, Technical and Production journal "Sudostroenie", No. 1, 2020, p. 44–47.
2. Shimansky Yu.A. Dynamic calculation of ship structures. Leningrad : Sudpromgiz, 1948. 408 p. (in Russian).
3. Abramovich S.F., Kryuchkov Yu.S. Dynamic strength of ship equipment. Leningrad : Sudostroenie, 1967. 512 p. (in Russian).
4. Panovko Ya.G., Gubareva I.I. Stability and vibrations of elastic systems. Moscow : Nauka, 1964. 336 p. (in Russian).
5. Kirpichnikov V.Yu. Harm and benefit of resonant phenomena in elements of ship structures. St. Petersburg, Krylov State Research Centre, 2019. 176 p. (in Russian).
6. Birger I.A. [et al.]. Calculation of the strength of machine parts. Moscow : Mashinostroenie, 1993. 640 p. (in Russian).
7. Norms for calculating the strength of equipment and pipelines of nuclear power plants. Moscow : Energoatomizdat, 1989. 528 p. (in Russian).

### **Сведения об авторах**

*Троицкий Алексей Викторович*, д.т.н., профессор, главный научный сотрудник ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 386-67-95. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

*Контиевская Ольга Анатольевна*, начальник сектора ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 415-49-71. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

### **About the authors**

*Alexey V. Troitskiy*, Dr. Sci. (Eng.), Prof., Chief Researcher, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoe sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 386-67-95. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

*Olga A. Kontievskaya*, Head of Sector, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoe sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 415-49-71. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Поступила / Received: 00.00.22

Принята в печать / Accepted: 00.00.22

© Троицкий А.В., Контиевская О.А., 2022