

## **К ВОПРОСУ О ПЕРЕДАВАЕМОЙ НА УПРУГОЕ ОСНОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ МОЩНОСТИ В СИСТЕМЕ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ С АКТИВНЫМ ДИНАМИЧЕСКИМ ГАСИТЕЛЕМ КОЛЕБАНИЙ**

*Бурьян Ю.А., Ситников Д.В., Бурьян А.А.*

*Омский государственный технический университет, Омск*

**Ключевые слова:** вибрационная мощность, активный динамический гаситель колебаний, актуатор, частотная характеристика, регулятор.

**Аннотация.** При анализе эффективности активных систем виброизоляции основным вопросом является оценка передаваемой на упругое основание вибрационной мощности особенно в низкочастотной области. В работе исследован принципиальный вопрос о перспективности использования активных динамических гасителей колебаний в системах виброизоляции с точки зрения величины передаваемой на упругое основание мощности, условно соответствующее излучаемой мощности. В работе принято, что в качестве актуатора (силового привода) в активном гасителе колебаний использован электродинамический привод. Для модельного примера (заданные характеристики пассивной системы, активного гасителя колебаний и участка корпуса), определены величины передаваемой вибрационной мощности на упругое основание корпуса. Показано, что снижение передаваемой мощности на упругое основание по сравнению с системой без активного гасителя колебаний составляет не менее 20 Дб в диапазоне частот 2-20 Гц.

## **ON THE ISSUE OF VIBRATION POWER TRANSMITTED TO AN ELASTIC BASE IN A VIBRATION ISOLATION SYSTEM WITH AN ACTIVE DYNAMIC VIBRATION DAMPER**

*Burian Yu.A., Sitnikov D.V., Burian A.A.*

*Omsk State Technical University, Omsk*

**Keywords:** vibration power, active dynamic vibration damper, actuator, frequency response, regulator.

**Abstract.** When analyzing the effectiveness of active vibration isolation systems, the main issue is the assessment of the vibration power transmitted to the elastic base, especially in the low-frequency region. The work explores the fundamental question of the prospects of using active dynamic vibration dampers in vibration isolation systems from the point of view of the amount of power transmitted to the elastic base, conditionally corresponding to the radiated power. In this work, it is assumed that an electrodynamic drive is used as an actuator (power drive) in the active vibration damper. For a model example (specified characteristics of a passive system, an active vibration damper and a section of the housing), the values of transmitted vibration power to the elastic base of the housing are determined. It has been shown that the reduction in transmitted power to the elastic base compared to a system without an active vibration damper is at least 20 dB in the frequency range 2-20 Hz.

### **Введение**

Динамические гасители колебаний показали свою эффективность как дополнение к пассивной системе виброизоляции. Применение активных динамических гасителей колебаний позволяет существенно расширить возможности и эффективность виброизоляции [1-6], при этом ослабление передачи виброактивных сил на корпус составляет 20-40 Дб в низкочастотной области, в том числе в окolorезонансной зоне пассивной системы виброизоляции.

В отличие от пассивных динамических гасителей колебаний активные гасители значительно расширяют полосу частот эффективной виброизоляции.

Представляет особый интерес исследовать эффективность рассматриваемой системы по величине передаваемой мощности с учётом упругости узлов корпуса в месте установки виброактивного агрегата. Это направление исследований, например, актуально для ВМФ, где снижение мощности гидроакустического поля корабля является одной из важнейших задач по обеспечению скрытности действий. Особенно актуальной становится задача снижения излучаемой вибрационной мощности в диапазоне низких частот (5-40 Гц) [6-9], т.к. этот диапазон является основным для дальнего обнаружения подводных лодок в океане.

### Постановка задачи

В активном динамическом гасителе колебаний (АДГК) реализован принцип инерционной компенсации виброактивных сил. На виброактивном агрегате, вывешенном на вязкоупругих амортизаторах, устанавливается АДГК, в котором актуатор (электродинамический силовой привод) создаёт возвратно-поступательное перемещение массы в противофазе с виброактивной силой, вследствие чего создается дополнительная инерционная сила, компенсирующая виброактивную.

Принципиальная схема системы виброизоляции с АДГК приведена на рисунке 1.

Известно, что без учёта упругости балки эффективность системы виброизоляции с АДГК в области низких частот (1-40 Гц) составляет 20-40 дБ [3].

### Теория

В соответствии с рисунком 1 виброактивная масса  $m_0$  вместе с АДГК установлена на упругой балке с жестким защемлением на концах. Известно [10, 11], что защемлённую балку с распределённой массой при учёте только первой частоты колебаний  $f_\delta$  можно заменить одной сосредоточенной массой  $m_\delta$ , расположенной в середине пролёта и пружиной, эквивалентная жесткость  $c_\delta$ , которая вместе с массой  $m_\delta$  соответствует частоте  $f_\delta$ . Учитывая результаты [10, 11] для  $m_\delta$  можно записать:

$$m_\delta = 0,37 \cdot l m, \quad (1)$$

где  $m$  – погонная масса;  $l$  – длина пролёта.

Известно [11], что первую частоту  $f_\delta$  можно вычислить по выражению

$$f_\delta = \frac{K_1^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EJ}{\rho S}}, \quad (2)$$

где  $K_1 = 4,73$ ;  $S$  – площадь сечения;  $\rho$  – плотность;  $J$  – момент инерции сечения;  $E$  – модуль Юнга.

Для судовых перекрытий  $f_\delta$  составляет 30-40 Гц при  $l = 1-2$  м [12]. Если виброактивная масса  $m_0$  установлена, например, на швеллер №5 и при  $l = 2$  м, то  $f_\delta = 39,75$  Гц,  $m_\delta = 1,79$  кг,  $c_\delta = 2,22 \cdot 10^5$  Н/м [13, 14].

В соответствии с вышеизложенным, расчетная схема для оценки мощности, передаваемой на упругое основание (условно излучаемой мощности), представлена на рисунке 2.

Система дифференциальных уравнений, описывающих поведение системы на рисунке 2, имеет вид:

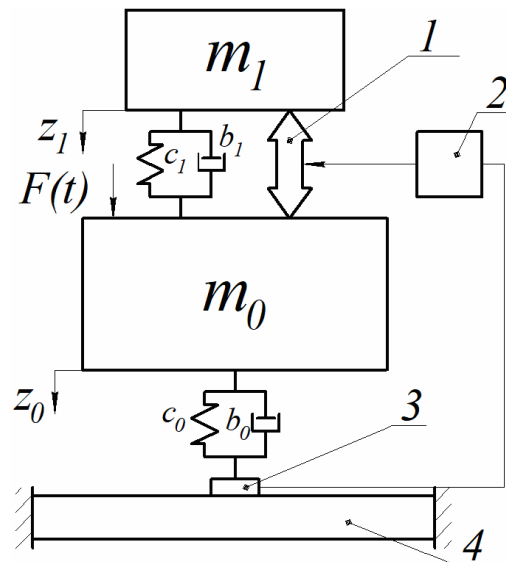


Рис. 1. Принципиальная схема: 1 – актуатор; 2 – ПИ – регулятор; 3 – датчик силы; 4 – балка,  $m_1$  – подвижная масса АДГК;  $m_0$  – масса виброактивного агрегата;  $c_0$  и  $b_0$  – жесткость и коэффициент демпфирования пассивной системы;  $c_1$  и  $b_1$  – жесткость и коэффициент демпфирования АДГК

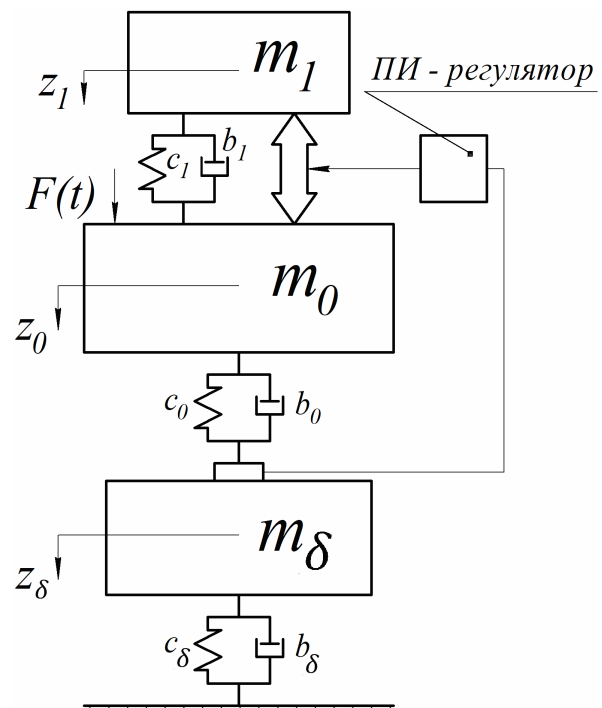


Рис. 2. Расчётная схема

$$\begin{cases} m_{\delta} \ddot{z}_{\delta} + b_{\delta} \dot{z}_{\delta} + c_{\delta} z_{\delta} + b_0 (\dot{z}_{\delta} - \dot{z}_0) + c_0 (z_{\delta} - z_0) = 0, \\ m_0 \ddot{z}_0 + b_0 (\dot{z}_0 - \dot{z}_{\delta}) + c_0 (z_0 - z_{\delta}) + c_1 (z_0 - z_1) + b_1 (\dot{z}_0 - \dot{z}_1) = F_{\text{вн}} \sin \omega t - Bli, \\ m_1 \ddot{z}_1 + b_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_0) + c_1 (z_1 - z_0) = Bli, \\ L \frac{di}{dt} + Ri + Bl\dot{x}_1 = u, \\ u = [c_0 (z_0 - z_{\delta}) + b_0 (\dot{z}_0 - \dot{z}_{\delta})] K_1 + K_2 \int_0^t [c_0 (z_0 - z_{\delta}) + b_0 (\dot{z}_0 - \dot{z}_{\delta})] dt, \end{cases} \quad (3)$$

где  $u$  – напряжение управления на обмотке катушки;  $i$  – сила тока;  $Bli$  – электродинамическая сила;  $L, R$  – индуктивность и сопротивление катушки;  $B, l$  – магнитная индукция и длина провода катушки;  $m_{\delta}$  – масса балки;  $b_{\delta}, c_{\delta}$  – коэффициент демпфирования и упругости балки;  $m_0$  – масса виброактивного агрегата;  $b_0, c_0$  – коэффициенты демпфирования и упругости;  $m_1$  – подвижная масса АДГК;  $b_1, c_1$  – коэффициенты демпфирования и упругости в АДГК;  $F_{\text{вн}}$  – внешняя возбуждающая сила.

В данной задаче определение излучаемой вибрационной мощности в первом приближении сводится к вычислению мощности в колебательной системе следующего вида

$$m_{\delta} \ddot{z}_{\delta} + b_{\delta} \dot{z}_{\delta} + c_{\delta} z_{\delta} = F_0 \sin \omega t, \quad (4)$$

где  $F_0$  – амплитуда внешнего воздействия на балку.

В этом случае мощность  $N$  можно найти по зависимости [15]:

$$N = \frac{1}{T} \int_0^T F(t) \cdot \dot{z}_{\delta}(t) dt, \quad (5)$$

где  $T$  – период гармонического процесса.

Мгновенная колебательная мощность имеет вид:

$$N = \frac{1}{2} F_0 \dot{z}_{\delta}^0 \cos \varphi - \frac{1}{2} F_0 \dot{z}_{\delta}^0 \cos(2\omega t + \varphi \dot{z}_{\delta}^0), \quad (6)$$

где  $\dot{z}_{\delta}^0$  – амплитуда скорости  $\dot{z}_{\delta}$ ;  $\varphi$  – фазовый угол между  $F(t)$  и  $\dot{z}_{\delta}$ .

Постоянная составляющая в (7) является активной колебательной мощностью  $N_a$ .

$$N_a = \frac{1}{2} F_0 \dot{x}_{\delta}^0 \cos \varphi, \quad (7)$$

где  $\dot{x}_{\delta}^0 = \frac{F_0}{|z|}$ ;  $\cos \varphi = \frac{b_{\delta}}{|z|}$ ;  $z = b_{\delta} + i \left( \omega m_{\delta} - \frac{b_{\delta}}{c_{\delta}} \right)$ .

В рассматриваемой системе виброизоляции с АДГК  $F_0$  и  $\dot{x}_{\delta}^0$  зависит как от частоты внешнего воздействия, так и параметров ПИ – регулятора в системе управления АДГК. Вследствие этого в такой сложной системе оценку величины излучаемой мощности целесообразно провести численно с использованием программы Matlab/Simulink.

Модель в системе Matlab/Simulink приведена на рисунке 3.

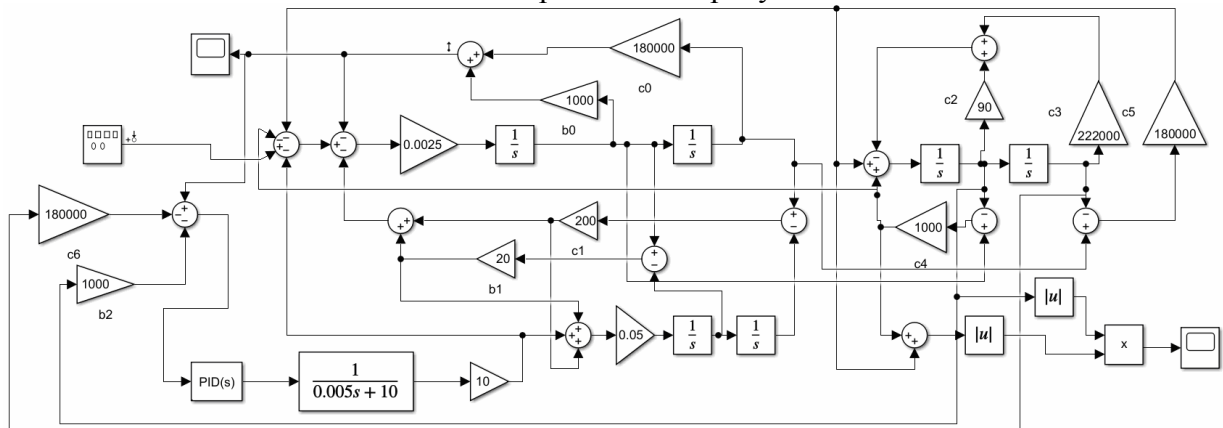


Рис. 5. Модель в программе Simulink

В таблице 1 приведены результаты оценки вибрационной мощности, передаваемой на упругое основание при наличии и отсутствие управления в АДГК для следующих параметров модельного примера  $m_{\delta} = 1,79$  кг;  $F_{\delta} = 5$  Н;  $c_{\delta} = 2,22 \cdot 10^5$  Н/м;  $b_{\delta} = 90$  Н·с/м;  $m_0 = 400$  кг;  $b_0 = 1000$  Н·с/м;  $m_1 = 20$  кг;  $b_1 = 20$  Н·с/м;  $c_1 = 200$  Н/м;  $K_1 = 100$ ;  $K_2 = 50$ ;  $L = 0,005$  Гн;  $R = 10$  Ом;  $Bl = 10$  Тл·м.

Табл. 1. Оценка вибрационной мощности

$f_{вн},$ Гц	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$W, \text{Вт};$ $K_1 = 100;$ $K_2 = 50$	$0,6 \cdot 10^{-7}$	$1,2 \cdot 10^{-7}$	$2,3 \cdot 10^{-7}$	$3,7 \cdot 10^{-7}$	$3,5 \cdot 10^{-7}$	$0,7 \cdot 10^{-7}$	$10^{-5}$	$1,7 \cdot 10^{-7}$	$2,7 \cdot 10^{-7}$	$3 \cdot 10^{-7}$
$W, \text{Вт};$ $K_1 = 0;$ $K_2 = 0$	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$7 \cdot 10^{-3}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$0,5 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-5}$	$1,5 \cdot 10^{-5}$	$0,7 \cdot 10^{-5}$	$0,5 \cdot 10^{-5}$	$0,4 \cdot 10^{-5}$	$0,3 \cdot 10^{-5}$

### Заключение

Оценка активной системы виброизоляции с АДГК по величине вибрационной мощности передаваемой на упругое основание показало перспективность данного направления развития активных систем виброизоляции. Для рассмотренного модельного примера величина снижения излучаемой мощности по сравнению с пассивной системой составила 20 дБ и более в диапазоне частот 2-20 Гц. Результаты исследования могут быть использованы при проектировании систем виброизоляции с АДГК.

### Список литературы

1. Вибрации в технике: справочник. В 6 т. / Гл. ред. В.Н. Челомей; под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. – 456 с.
2. Кирюхин А.В., Тихонов В.А., Чистяков А.Г., Яблонский В.В. Активная виброзащита – назначение, принципы, состояние. 1. Назначение и принципы разработки // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2011. – № 2. – С. 108-111.
3. Бурьян Ю.А., Шалай В.В., Зубарев А.Н., Поляков С.Н. Динамическая компенсация виброактивных сил в колебательной системе // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2017. – № 3(18). – С. 192-195. – doi.org/10.17587/mau.18.192-195.
4. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем: монография. – Новосибирск: Наука, 2011. – 384 с.
5. Рыбак Л.А., Синёв А.В., Пашков А.И. Синтез активных систем виброизоляции на космических объектах. – М.: Янус-К, 1997. – 160 с.
6. Патент №2556867 РФ. Активная виброизолирующая система трубопроводов аварийной системы расхолаживания ядерного реактора подводной лодки / А.В. Кирюхин, В.А. Федоров, О.О. Мильман. – Заявка №2013158496 от 30.12.2013; опубл. 20.07.15, Бюл. №20.
7. Пархоменко В.В., Пелевин Ю.В. Особенности акустической защиты атомных подводных лодок США // Зарубежное военное обозрение. – 1988. – № 7. – С. 23-27.
8. Пархоменко В.Н., Пархоменко В.В. Снижение шумности отечественных атомных подводных лодок с 1965 по 1995 гг. // Фундаментальная и прикладная геофизика. – 2012. – Т. 5, № 2. – С. 52-57.
9. Зыонг Минь Хай. Математические методы и модели оптимизации систем акустического экранирования подводных транспортных средств: дисс. ... канд. техн. наук. – М.: Научно-исследовательский и экспериментальный институт автомобильной электроники и электрооборудования, 2016. – 215 с.
10. Волков А.С., Плотников Ю.Г. Динамические расчёты упругих систем: Учебное пособие. – Хабаровск: ДВГУПС, 2007. – 95 с.
11. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле: монография / пер. с англ. Корнейчук Л.Г., под ред. Григолюк Э.И. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
12. Дятченко С.В. Проектирование конструкций днищевых покрытий промысловых судов с учётом требований снижения вибрации // Известия КГТУ. – 2008. – № 14. – С. 109117.
13. Петров А.А. Устойчивость одномассовой системы активной виброизоляции с обратной связью по силовому воздействию // Доклады XXVII сессии РАН. – СПб, 2014. – С. 1033-1043.
14. Вибрации в технике: справочник. В 6 т. / Гл. ред. В.Н. Челомей; под ред. Э.Э. Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. – 509 с.
15. Вибрации в технике: справочник. В 6 т. / Гл. ред. В.Н. Челомей; под ред. М.Д. Генкина. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 5. – 496 с.

## References

1. Vibrations in technology: Handbook: in 6 volumes. Vol. 6 / Edited by Chelomej V.N. – M.: Mechanical engineering, 1981. – 456 p.
2. Kiryuhin A.V., Tihonov V.A., Chistyakov A.G., Yablonskij V.V. Active vibration protection – purpose, principles, condition. 1. Purpose and principles of development // Problems of mechanical engineering and automation. 2011, no. 2, pp. 108-111.
3. Burian Yu. A., Shalaj V.V., Zubarev A.N., Polyakov S.N. Dynamic compensation of vibration-active forces in an oscillatory system // Mechatronics, automation, control. 2017, no. 18(3), pp. 192-195. doi.org/10.17587/mau.18.192-195.
4. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Homenko A.P. Mechatronic approaches to the dynamics of mechanical oscillatory systems: monograph. – Novosibirsk: Science, 2011. – 384 p.
5. Rybak L.A., Sinyov A.V., Pashkov A.I. Synthesis of active vibration isolation systems for space objects. – M.: Yanus-K, 1977. – 160 p.
6. Patent No. 2556867 RU. Active vibration-isolating piping system for the emergency system for cooling down a nuclear reactor of a submarine / A.V. Kiryuhin, V.A. Fedorov, O.O. Mil'man O.O. – Appl. No. 2013158496/07 from 30.12.2013; publ. 20.07.2015, Bul. No. 20.
7. Parhomenko V.V., Pelevin Yu.V. Features of acoustic protection of US nuclear submarines // Foreign Military Review. 1988, no. 7, pp. 23-27.
8. Parhomenko V.N., Parhomenko V.V. Reduction of noise of domestic nuclear submarines from 1965 to 1995 // Fundamental and applied geophysics. 2012, vol. 5, no. 2, pp. 52-57.
9. Zyong Min' Haj. Mathematical methods and models for optimizing acoustic shielding systems for underwater vehicles: Abstract of the diss. ... cand. of tech. sc. – M.: Research and Experimental Institute of Automotive Electronics and Electrical Equipment, 2016. – 215 p.
10. Volkov A.S., Plotnikov Yu.G. Dynamic calculations of elastic systems: Tutorial. – Khabarovsk: FESTU, 2007. – 95 p.
11. Timoshenko S.P., Young D.H., Weaver U. Fluctuations in engineering: monograph / Edited by E.I. Grigolyuk. – M.: Mechanical engineering, 1985. – 472 p.
12. Dyatchenko S.V. Design of structures of bottom coverings of fishing vessels taking into account the requirements for reducing vibration // News of KSTU. 2008, no. 14, pp. 109-117.
13. Petrov A.A. Stability of a single-mass active vibration isolation system with force feedback // Reports of the XXVII session of RAS. – SPb., 2014. – P. 1033-1043.
14. Vibrations in technology: Handbook: in 6 volumes. Vol. 4 / Edited by Chelomej V.N. – M.: Mechanical engineering, 1981. – 509 p.
15. Vibrations in technology: Handbook: in 6 volumes. Vol. 5 / Edited by Chelomej V.N. – M.: Mechanical engineering, 1981. – 496 p.

### *Сведения об авторах:*

### *Information about authors:*

<b>Бурьян Юрий Андреевич</b> – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления»	<b>Burian Yuriy Andreevich</b> – doctor of technical sciences, professor, professor of the Department "Fundamentals of the theory of mechanics and automatic control"
<b>Ситников Дмитрий Владимирович</b> – кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления»	<b>Sitnikov Dmitrij Vladimirovich</b> – candidate of technical sciences, associate professor of the Department "Fundamentals of the theory of mechanics and automatic control"
<b>Бурьян Андрей Анатольевич</b> – аспирант, ассистент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления» gearlord@mail.ru	<b>Burian Andrej Anatol'evich</b> – postgraduate student, assistant of the Department "Fundamentals of the theory of mechanics and automatic control"

Получена 28.09.2023