

## АКТИВНЫЙ ДИНАМИЧЕСКИЙ ГАСИТЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ ВИБРОАКТИВНОГО АГРЕГАТА

В работе рассмотрена система виброизоляции, в которой к подвижной массе активного динамического гасителя колебаний актуатором прикладывается усилие пропорционально измеренному значению реакции основания. В предположении, что актуатор без искажения формирует усилие пропорционально реакции основания, построены амплитудно-частотные и импульсные характеристики в зависимости от параметров системы. Показано, что рассматриваемая система виброизоляции достаточно эффективна в области низких частот, в том числе в области резонанса пассивной системы как при стационарном, так и при нестационарном режиме виброактивных сил.

**Ключевые слова:** виброизоляция, нестационарный режим, активный гаситель колебаний, виброопора, электродинамический привод.

**Введение.** В различных отраслях промышленности используются пассивные системы виброизоляции. Они эффективны на тех частотах, что выше резонансной частоты колебательной системы. Однако на околорезонансных частотах пассивные системы не снижают виброактивных сил, которые передаются на корпус от виброактивного механизма. Поэтому проблема создания систем виброизоляции для низких частот в настоящее время является актуальной.

В системах виброзащиты широко применяют активные силовые устройства (актуаторы) [1–7], которые используют гидравлический, электродинамический, пьезоэлектрический и другие типы приводов для активного подавления колебаний в области низких частот. Однако в задачах виброизоляции активные системы практически не применяются.

Современные корабли ВМФ имеют большую энерговооружённость, что порождает вибрацию и шум, передающиеся в водную среду. Скрытность действия, в том числе по гидроакустическим полям, является одной из важнейших ТТХ корабля [8]. Гидроакустическое поле (акустический портрет) является информативным признаком, позволяющим обнаружить и классифицировать морские объекты на дистанциях несколько сотен километров. Если учесть, что в настоящее время основным частотным диапазоном для дальнего обнаружения является диапазон 5–40 Гц, то разработка технических средств, снижающих контрастно выраженные дискретные составляющие акустических спектров в этом диапазоне, является актуальной задачей.

Установка актуатора между виброактивным механизмом и основанием для повышения эффективности систем виброизоляции бесполезно, так как

уменьшение амплитуды колеблющейся массы достигается увеличением усилия на основание со стороны актуатора, что противоречит основной цели виброизоляции.

Для уменьшения суммарного вибрационного усилия, действующего на основание или на колеблющуюся массу, необходимо использовать силовые устройства (актуаторы), создающие инерционные динамические силы в противофазе с виброактивной силой [9–11].

Довольно актуальной задачей является разработка эффективной системы виброизоляции, которая сможет обеспечивать значительное уменьшение виброусилий на основание как при стационарном режиме работы с постоянной скоростью вращения, так и в нестационарном режиме при пуске и остановке. Например, судовой компрессор для охлаждения продуктов питания на подводной лодке не может быть отключён даже в условиях соблюдения тишины и для него характерен именно нестационарный режим работы — многократный пуск и останов компрессора.

В активном динамическом гасителе колебаний (АДГК) реализован принцип динамической инерционной компенсации виброактивных сил, заключающийся в том, что на колеблющейся массе устанавливается силовой привод, в котором при возвратно-поступательном движении подвижной массы в противофазе с виброактивной силой создаётся дополнительная инерционная сила, компенсирующая виброактивную силу.

**Постановка задачи.** Цель работы заключается в исследовании действия системы с идеальным актуатором в установившемся и нестационарном режимах. Расчётная схема с размещением АДГК показана на рис. 1.

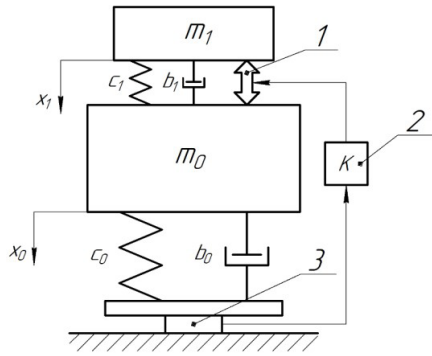


Рис. 1. Расчётная схема:  
1 — актуатор; 2 — усилитель;  
3 — силоизмерительное устройство

Система дифференциальных уравнений, описывающих малые колебания системы с идеальным актуатором, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} m_0 \ddot{x}_0 &= -b_0 \dot{x}_0 - c_0 x_0 - \\ &- c_1(x_0 - x_1) - b_1(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - KR_{осн} + F(t), \\ m_1 \ddot{x}_1 &= c_1(x_0 - x_1) + b_1(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) + KR_{осн}, \\ R_{осн} &= c_0 x_0 + b_0 \dot{x}_0, \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $x_0$  — перемещение виброизолируемого агрегата;  
 $x_1$  — перемещение подвижной массы АДГК;  
 $m_0$  — масса виброизолируемого агрегата;  
 $c_0, b_0$  — жесткость и коэффициент демпфирования виброопор;  
 $m_1$  — подвижная масса АДГК;  
 $c_1, b_1$  — жесткость и коэффициент демпфирования подвеса АДГК;  
 $F(t)$  — виброактивная сила, действующая на массу  $m_0$ ;

$R_{осн}$  — усилие, передающееся на основание (измеряется с помощью датчика силы);

$K$  — коэффициент регулятора.

Коэффициенты  $c_0$  и  $b_0$  определяют тип виброопоры. В статье рассмотрено два типа виброопор, а именно АПС (амортизаторы пневматические со страховкой) и АКСС (амортизаторы резинометаллические).

Собственная частота АПС принята  $f_{0АПС} = 7$  Гц;  $c_{0АПС} = 3,86 \cdot 10^5$  Н/м;  $b_{0АПС} = 1760$  Нс/м, а частота АКСС  $f_{0АКСС} = 15$  Гц;  $c_{0АКСС} = 1,7765 \cdot 10^6$  Н/м;  $b_{0АКСС} = 3770$  Нс/м.

В качестве примера приняты следующие параметры исследуемой системы:  $m_0 = 200$  кг;  $m_1 = 20$  кг;  $c_1 = 7106$  Н/м;  $b_1 = 75$  Нс/м. Собственная частота АДГК составит  $f_1 = 3$  Гц.

**Теория.** При составлении математической модели приняты следующие допущения:

— в системе совершаются однонаправленные вертикальные колебания;

— движения масс  $m_0$  и  $m_1$  рассматриваются относительно положений равновесия;

— центр масс, центр давления опор и линия действия виброактивной силы совпадают.

Модель в Matlab/Simulink представлена на рис. 2.

Исследование системы (1) показало, что устойчивость обеспечивается при любых положительных значениях  $K$ , но изменяется низшая частота колебаний и степень устойчивости.

Распределение корней характеристических уравнений системы (1) при различных значениях коэффициента  $K$  показано в табл. 1, откуда следует, что при увеличении  $K$  повышается колебательность и в то же время снижается собственная частота колебаний.

Эффективность работы системы виброизоляции определяется величиной коэффициента передачи усилия, который рассчитывается по формуле

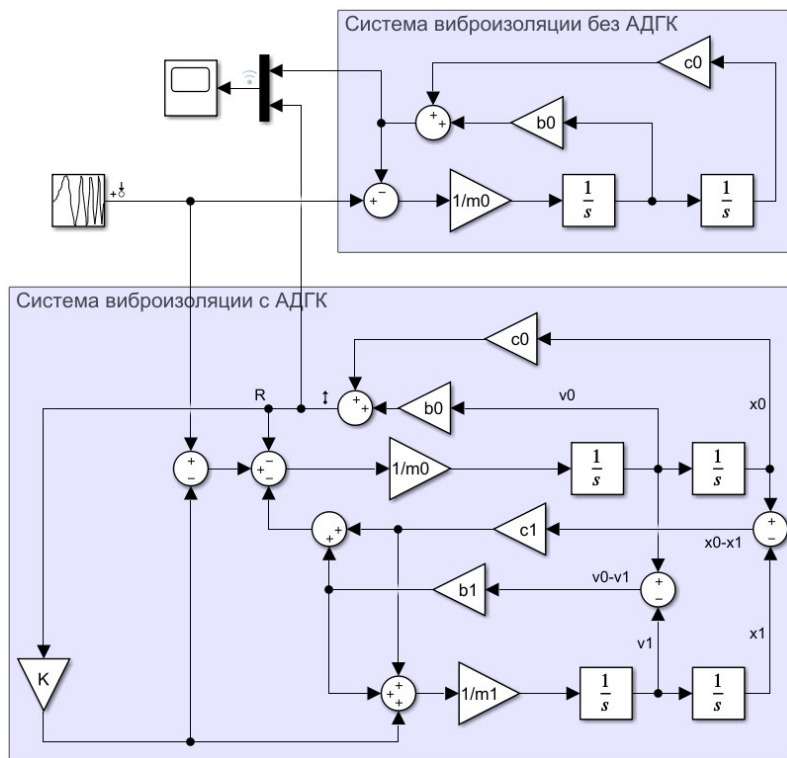


Рис. 2. Модель в Matlab/Simulink

Корни характеристических уравнений

K	0	1	10	50
корни уравнений	$-1,81 \pm 18,56i$	$-0,86 \pm 12,93i$	$-0,16 \pm 5,63i$	$-0,04 \pm 2,63i$
	$-4,66 \pm 44,17i$	$-10,01 \pm 63,10i$	$-50,30 \pm 138,05i$	$-226,43 \pm 218,05i$

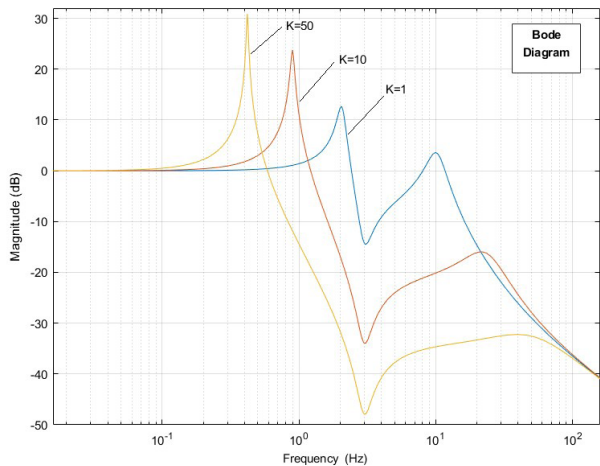


Рис. 3. АЧХ в зависимости от K ( $f_{0AIG} = 7$  Гц)

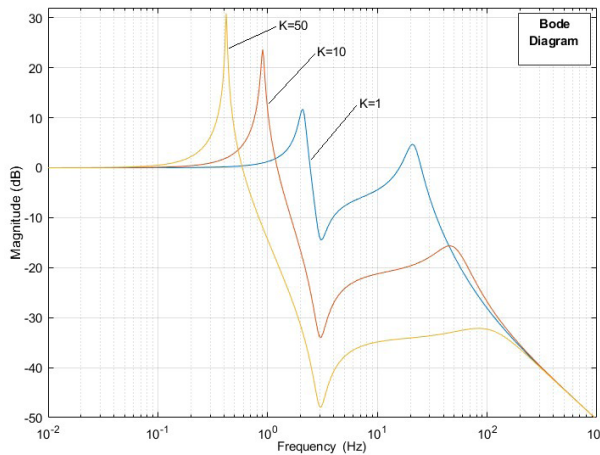


Рис. 4. АЧХ в зависимости от K ( $f_{0AKCC} = 15$  Гц)

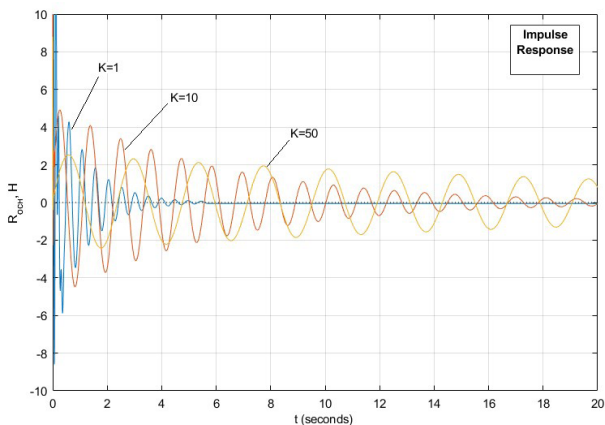


Рис. 5. Импульсная переходная функция в зависимости от K ( $f_{0AIG} = 7$  Гц)

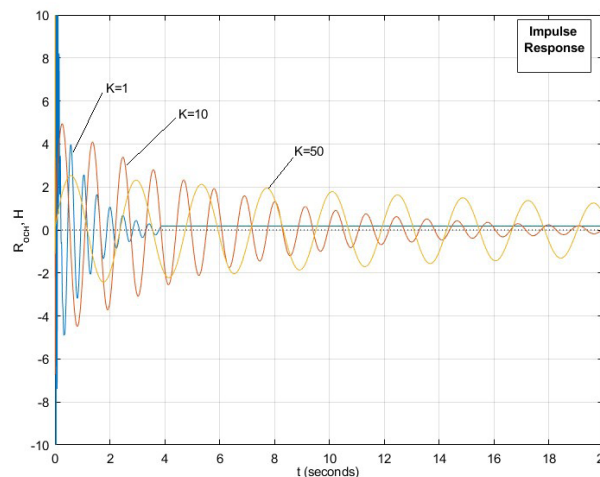


Рис. 6. Импульсная переходная функция в зависимости от K ( $f_{0AKCC} = 15$  Гц)

$$K_{II} = \frac{R_{очн}}{F}$$

**Результаты расчетов.** АЧХ коэффициента передачи усилия системы в установившемся режиме работы для различных значений K при гармоническом воздействии  $F(t) = F_0 \sin(2\pi ft)$  показаны на рис. 3, 4.

Из графиков (рис. 3, 4) следует, что при увеличении K эффективная зона виброизоляции расширяется в области низких частот за счет смещения резонансного пика влево и снижается коэффициент передачи усилия. При этом наблюдается увеличение высоты резонансного пика. На частоте АДГК 3 Гц наблюдается антирезонанс, характерный для пассивных динамических гасителей колебаний. При этом эффект от действия АДГК качественно одинаков для обоих типов виброопор.

Графики импульсных переходных функций для различных значений K показаны на рис. 5, 6.

Из графиков (рис. 5, 6) следует, что при увеличении K увеличивается колебательность системы и уменьшается частота колебаний.

На рис. 7, 8 приведены зависимости перемещения  $x_1$  подвижной массы при импульсном воздействии. Из графиков следует, что при увеличении K возрастает амплитуда колебаний по  $x_1$ , что может привести к ударному режиму работы или к поломке системы, так как в реальности перемещение массы гасителя всегда ограничено конструктивно.

На рис. 9, 10 и рис. 11, 12 в качестве примера для принятых выше параметров активной системы виброизоляции и при  $K = 10$  приведены зависимости  $R_{очн}(t)$  для нестационарных режимов работы: при остановке виброактивного агрегата с 20 Гц до 1 Гц за 20 с (рис. 9, 10) и при пуске от 1 Гц

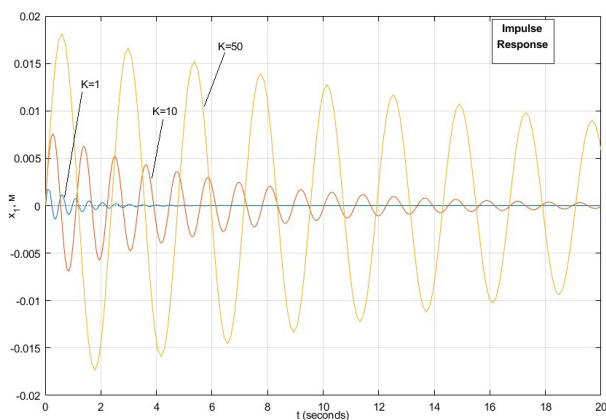


Рис. 7. График зависимости  $x_1(t)$  при импульсном воздействии ( $f_{0АПС} = 7$  Гц)

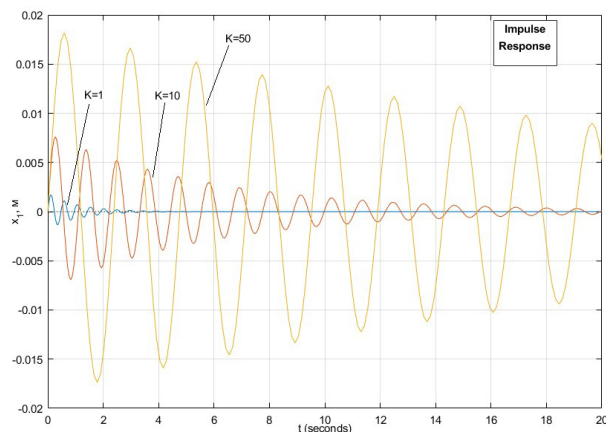


Рис. 8. График зависимости  $x_1(t)$  при импульсном воздействии ( $f_{0АПС} = 15$  Гц)

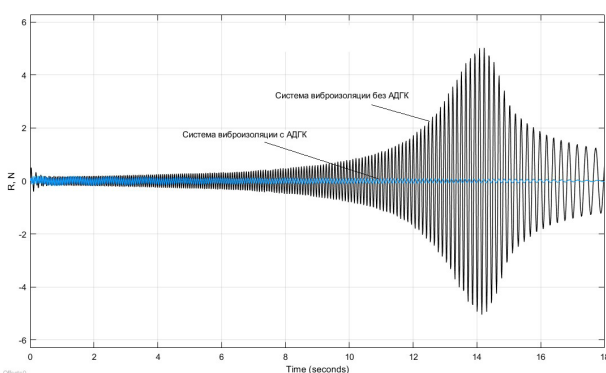


Рис. 9. График зависимости  $R_{очн}(t)$  при остановке ( $f_{0АПС} = 7$  Гц)

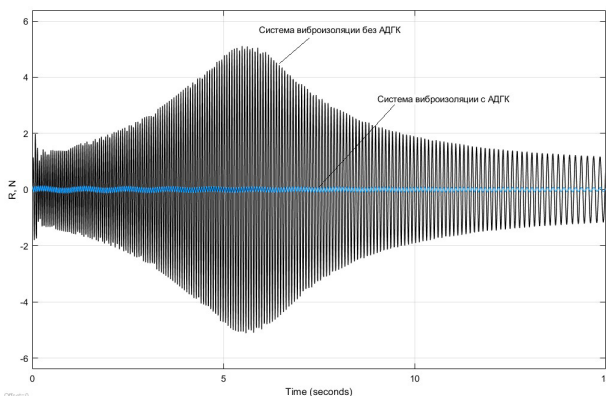


Рис. 10. График зависимости  $R_{очн}(t)$  при остановке ( $f_{0АПС} = 15$  Гц)

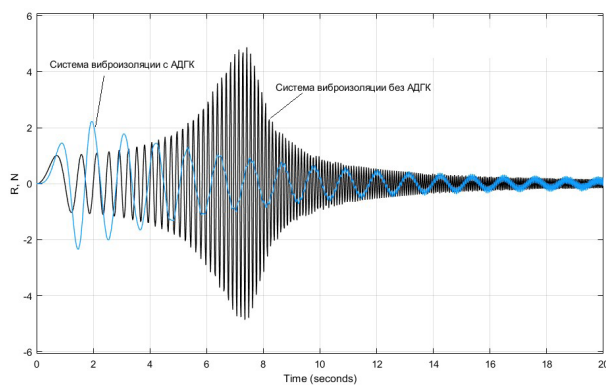


Рис. 11. График зависимости  $R_{очн}(t)$  при пуске ( $f_{0АПС} = 7$  Гц)

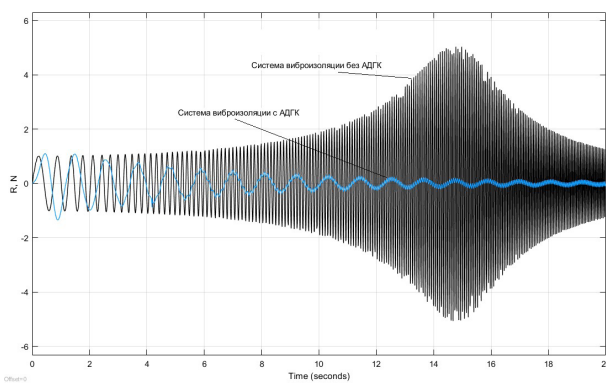


Рис. 12. График зависимости  $R_{очн}(t)$  при пуске ( $f_{0АПС} = 15$  Гц)

до 20 Гц за 20 с (рис. 11, 12) в сравнении с пассивной системой виброизоляции.

В результате действия АДГК при остановке агрегата  $R_{очн}$  снижается в десятки раз, а при остановке в разы. Эффективность АДГК при пуске существенно выше для АКСС ( $f_{0АКСС} = 15$  Гц), чем для АПС ( $f_{0АПС} = 7$  Гц).

Необходимо заметить, что в реальной системе подача сигнала с обратной связью по силе создает определенные трудности, а именно: при внедрении системы виброизоляции с АДГК потребуются демонтаж виброопор с целью установки под ними датчиков силы. Поэтому имеет смысл формировать управляющее воздействие по сигналам с датчиков виброперемещения и виброскорости (рис. 13). Тогда дифференциальные уравнения и принципиаль-

ная схема системы виброизоляции будут иметь следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} m_0 \ddot{x}_0 &= -b_0 \dot{x}_0 - c_0 x_0 - \\ &- c_1(x_0 - x_1) - b_1(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - K\tilde{R}_{очн} + F(t), \\ m_1 \ddot{x}_1 &= c_1(x_0 - x_1) + b_1(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) + K\tilde{R}_{очн}, \\ \tilde{R}_{очн} &= c_0 x_{0шзм} + b_0 \dot{x}_{0шзм}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $x_{0шзм}$  и  $\dot{x}_{0шзм}$  — значения сигналов, полученных с датчиков виброперемещения и виброскорости.

Можно использовать только датчик виброскорости в комплекте с пропорционально-интегрирующим регулятором. При этом управляющее воздействие определяется по оценке величины реакции

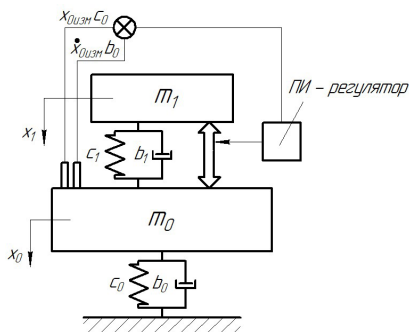


Рис. 13. Принципиальная схема системы виброизоляции с датчиками виброскорости и виброперемещения

основания  $\tilde{R}_{осн}$ , для расчета которой требуется дополнительно иметь информацию о величинах  $c_0$  и  $b_0$ . Результаты расчетов для модели (2) будут такими же, как для модели (1).

**Выводы и заключение.** Моделирование показало, что установка АДГК на корпус поршневой машины или другого виброактивного агрегата позволяет существенно повысить эффективность системы виброизоляции в стационарном и нестационарном режимах. Нестационарный режим рассмотрен для двух случаев: пуск и останов поршневой машины в течение 20 с. Повышение эффективности заключается в существенном снижении вибрационной силы, передаваемой на основание.

Для повышения эффективности АДГК следует увеличивать коэффициент регулятора  $K$ , но при этом повышается колебательность системы, а также амплитуда колебаний  $x_1$  подвижной массы АДГК. Поэтому при проектировании активной системы виброизоляции следует выбирать оптимальное значение коэффициента  $K$  с учетом конструктивных ограничений на перемещение  $x_1$ .

Для режима пуска виброактивного агрегата эффективность АДГК будет тем выше, чем больше разница собственных частот виброопор и АДГК.

АДГК устанавливается на корпус агрегата и работает совместно с пассивной виброизоляцией. При этом вмешательство в существующую конструкцию минимально.

#### Библиографический список

1. 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.
2. Вибрации в технике: справ. В 6 т. / Гл. ред. В. Н. Челомей; под ред. К. В. Фролова. Москва: Машиностроение, 1981. Т. 6. 456 с.

3. Петров А. А. Устойчивость одномассовой системы активной виброизоляции с обратной связью по силовому воздействию // Доклады XXVII сессии РАО. Reports of the XXVII session of RAO. Санкт-Петербург, 2014. С. 1033–1043.

4. Елисеев С. В., Резник Ю. Н., Хоменко А. П. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем: моногр. Новосибирск: Наука, 2011. 384 с. ISBN 978-5-02-018976-8.

5. Рыбак Л. А., Синёв А. В., Пашков А. И. Синтез активных систем виброизоляции на космических объектах. Москва: Янус-К, 1997. 160 с.

6. Шеленок Е. А. Моделирование комбинированной системы адаптивного гашения вынужденных колебаний // Информатика и системы управления. 2014. № 3 (41). С. 47–55.

7. Мелик-Шахназаров В. А., Стрелов В. И., Софьянчук Д. В. [и др.]. Электронные цепи управления для активных виброзащитных устройств нового поколения // Экспериментальные исследования. Новые разработки. Научное приборостроение. 2012. Т. 22, № 3. С. 46–52.

8. Пархоменко В. Н., Пархоменко В. В. Снижение шумности отечественных атомных подводных лодок с 1965 по 1995 г. // Фундаментальная и прикладная геофизика. 2012. Т. 5, № 2. С. 52–57.

9. 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: 10.17587/mau.18.192-195.

10. Кирюхин А. В., Мильман О. О., Птахин А. В. Результаты испытаний активной системы снижения вибрационных сил и пульсаций давления // Письма в журнал технической физики. 2018. Т. 44, вып. 24. С. 38–44. DOI: 10.21883/PJTF.2018.24.47028.17443.

11. Бурьян Ю. А., Ситников Д. В., Силков М. В. Активный гаситель колебаний с электродинамическим приводом // Динамика систем, механизмов и машин. 2017. Т. 5, № 1. С. 16–21. DOI: 10.25206/2310-9793-2017-5-1-16-21.

**СИТНИКОВ Дмитрий Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления».

SPIN-код: 6903-8441

Адрес для переписки: dvsitnikov@omgtu.ru

**БУРЬЯН Андрей Анатольевич**, ассистент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления».

#### Для цитирования

Ситников Д. В., Бурьян А. А. Система виброизоляции с активным динамическим гасителем колебаний при нестационарном режиме работы поршневой машины // Омский научный вестник. 2021. № 4 (178). С. 13–17. DOI: 10.25206/1813-8225-2021-178-13-17.

Статья поступила в редакцию 17.06.2021 г.

© Д. В. Ситников, А. А. Бурьян