УДК 534 DOI: 10.17587/mau.18.192-195

Ю. А. Бурьян, д-р техн. наук, проф., burian@omgtu.ru, **В. В. Шалай,** д-р техн. наук, проф., президент,
Омский государственный технический университет,
А. В. Зубарев, канд. техн. наук, генеральный директор, **С. Н. Поляков,** канд. техн. наук, доц., науч. сотр.,
Научно-производственное предприятие "Прогресс", г. Омск

Динамическая компенсация виброактивных сил в колебательной системе

Рассмотрена активная система виброизоляции, в которой для компенсации динамических сил на основании, возникающих из-за колебаний упругоподвешенной массы с виброактивным элементом,использовано воздействие инерционных сил в противофазе. В качестве компенсатора динамических сил использован электродинамический привод, в котором прямолинейное перемещение ротора с дополнительной массой осуществляется по информации от датчика силы или акселерометра. Рассмотренная в работе активная система виброизоляции с электродинамическим компенсатором может обеспечить эффективное уменьшение передачи усилия на основание от колебаний упругоподвешенной массы на 20...50 Дб в низкочастотном диапазоне частот.

***Ключевые слова**: виброизоляция, активная система, виброактивные силы, электродинамический компенсатор, датчик силы, датчик перемещения, передаточная функция*

Введение

Пассивные системы виброизоляции с различными упругодиссипативными опорами давно и с успехом применяются, например, в судостроении для снижения вибрационной нагрузки на корпус судна. Если высокочастотные составляющие усилий виброактивных агрегатов хорошо ослабляются пассивной системой виброизоляции, то снижение нагрузки на корпус от воздействия низких частот является в настоящее время достаточно актуальной проблемой.

Если для целей виброзащиты нашли достаточно широкое применение активные виброзащитные системы (АВЗС), в которых в качестве силового устройства (актуатора) применяются гидравлические, электродинамические, пьезоэлектрические и т. д. устройства (известны, например, активные виброзащитные платформы (фирма HALCYONICS, Германия, фирма Minus K, США) с диапазоном активного подавления 5...20 Гц), то для целей виброизоляции, т. е. для уменьшения передачи усилия на основание, что особенно актуально для судостроения, активные системы практически не применяются, хотя создание эффективной системы виброизоляции на частотах 2...10 Гц и ниже является актуальной и не решенной в настоящее время проблемой.

Принципиальные схемы и работа активных систем виброизоляции рассмотрены в работах [1—5].

В обзорной работе [1] дан подробный анализ и представлены предельные возможности активных систем с различными типами актуаторов (электродинамическими, магнитоэлектрическими, пьезоэлектрическими и т. д.), устанавливаемых между колеблющейся массой и корпусом, и работа которых определяется системой управления по сигналам акселерометра и датчика силы.

Активные системы виброизоляции повышают эффективность ослабления передачи усилия на корпус по сравнению с пассивными системами в довольно узкой области частот за резонансом колебательной системы, могут иметь частоту настройки в этой области с минимальным значением коэффициента виброизоляции [6] и могут понижать значение резонансной частоты [7].

Уменьшение коэффициента виброизоляции $K_{\text{п}}$

$$K_{\text{п}} = \frac{|R(i\omega)|}{|F(i\omega)|},$$

где $|R(i\omega)|$ — модуль силы, передаваемой на корпус; $|F(i\omega)|$ — модуль активной силы, воздействующей на колебательную систему, в дорезонансной области с помощью актуатора, установленного между колеблющейся массой и корпусом, принципиально невозможно, так как на этих частотах уменьшение амплитуды колебаний массы компенсируется увеличением усилия актуатора на корпус.

Для решения актуальной проблемы снижения усилия на корпус в области низких дорезонансных частот можно использовать силовые устройства, устанавливаемые на основание или на колеблющуюся массу и создающие инерционные динамические усилия в противофазе с усилием на основание от колеблющейся массы [3].

Принцип динамической инерционной компенсации вибрационного усилия на корпус заключается в том, что на корпусе или на колеблющейся массе устанавливается актуатор (компенсатор) с массой на подвижном органе, и при возвратно-поступательном движении массы в противофазе с движением упругоподвешенной виброактивной массы будет создаваться на корпусе дополнительная инерционная сила, компенсирующая на заданной частоте виброактивную силу.

1. Активная система виброизоляции с установкой компенсатора на основании

На рис. 1 приведена принципиальная схема системы виброизоляции при установке электродинамического компенсатора на основании.

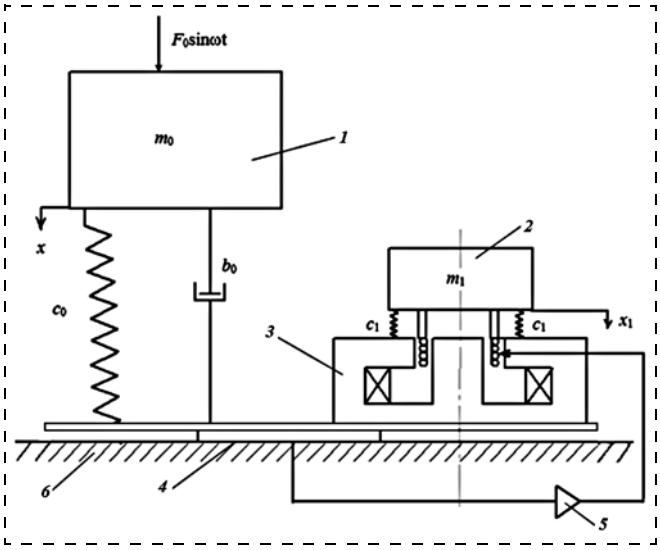

Рис. 1. Принципиальная схема виброизоляции с установкой компенсатора на корпусе:
1 — масса m_0; *2* — масса подвижной катушки компенсатора; *3* — магнитопровод компенсатора; *4* — силоизмерительное устройство; *5* — усилитель; *6* — основание

Движение электродинамического компенсатора описывается следующей системой дифференциальных уравнений [8]:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + b_1\dot{x}_1 + c_1x_1 = Bli; \\ L\dfrac{di}{dt} + Ri = u - Bl\dot{x}_1, \end{cases} \qquad (1)$$

где u — напряжение управления на обмотке подвижной катушки; i — сила тока; Bli — электродинамическая сила; L, R — индуктивность и активное сопротивление подвижной катушки; B — магнитная индукция; l — общая длина проводника; b_1 — коэффициент вязкого трения; c_1 — коэффициент жесткости; m_1, x_1 — масса и перемещение подвижного узла.

Структурная схема активной системы виброизоляции в соответствии с рис. 1 и системой уравнений (1) представлена на рис. 2. Датчик силы измеряет разностный сигнал $\Delta R = R - R_{ком}$.

Передаточная функция системы на рис. 2 по ошибке будет равна

$$W_{R,\,\Delta R}(p) = \frac{a_3p^3 + a_2p^2 + a_1p + a_0}{a_3p^3 + a_2'p^2 + a_1p + a_0}, \qquad (2)$$

где $a_2' = a_2 + K_{дс}Kb_0m_1$.

Оценка устойчивости по критерию Гурвица

$$(Bl + Rm_1 + K_{дс}KBlm_1)(c_1L + Rb + B^2l^2) > Lm_1c_1R \quad (3)$$

показывает, что система устойчива при любых значениях параметров.

Из системы (1) в операторном виде можно получить

$$(T^2p^2 + 2\xi Tp + 1)(T_1p + 1)x_1 = \frac{Bl}{Rc_1}u, \qquad (4)$$

где $T^2 = \dfrac{m_1}{c_1}$, $2\xi T = \dfrac{b_1 + B^2l^2}{c_1}$, $T_1 = \dfrac{L}{R}$.

Если в качестве примера принять: $Bl = 100$ Тл · м; $L = 5 \cdot 10^{-3}$ Гн; $R = 50$ Ом; $m = 1$ кг; $c_1 = 3943$ Н/м; $b_1 = 10$ Н · с/м; $T = 8 \cdot 10^{-3}$ с, то в этом случае постоянная привода составит $T_1 = 10^{-4}$ с.

Учитывая, что система виброизоляции должна работать в низкочастотном диапазоне 1...50 Гц, то электромагнитной постоянной времени T_1 можно пренебречь и исследовать упрощенную структурную схему на рис. 3.

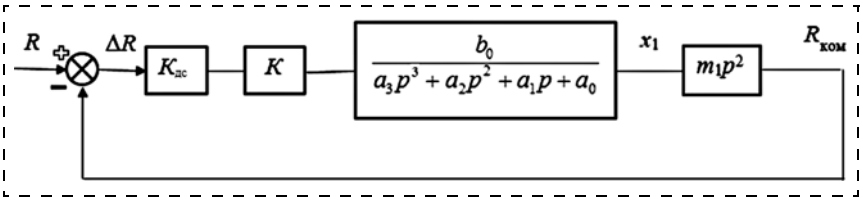

Рис. 2. Структурная схема активной системы:
R — сила, действующая на основание от m_0; $R_{ком} = \ddot{x}_1 m_1$ — инерционная сила компенсатора; $a_3 = Lm$, $a_1 = c_1L + Rb_1 + B^2l^2$; $a_2 = bL + Rm_1$, $a_0 = c_1R$, $b_0 = Bl$; $K_{дс}$ — коэффициент передачи датчика силы; $\Delta R = R - R_{ком}$ — ошибка компенсации

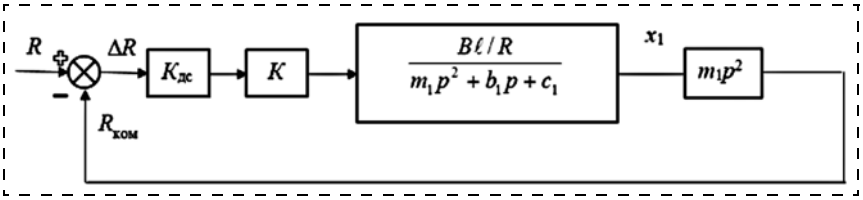

Рис. 3. Упрощенная структурная схема активной системы $b' = b_1 + B^2l^2$

Для указанных выше параметров и при $K_{дс} = 1$ В/Н для различных значений коэффициента усиления K в прикладной программе MATLAB/Simulink получены частотные характеристики $\Delta R(\omega)$ (рис. 4), где $\omega = 2\pi f$.

Из анализа структурной схемы (см. рис. 3) и графиков на рис. 4 следует, что увеличение коэффициента усиления K приводит к уменьшению ошибки компенсации, расширению зоны компенсации в низкочастотную область за счет изменения частоты собственных колебаний электродинамического компенсатора $f_{01} = f_0\dfrac{1}{\sqrt{K}}$ (f_0 — частота собственных колебаний при $K = 1$) и увеличению колебательности системы.

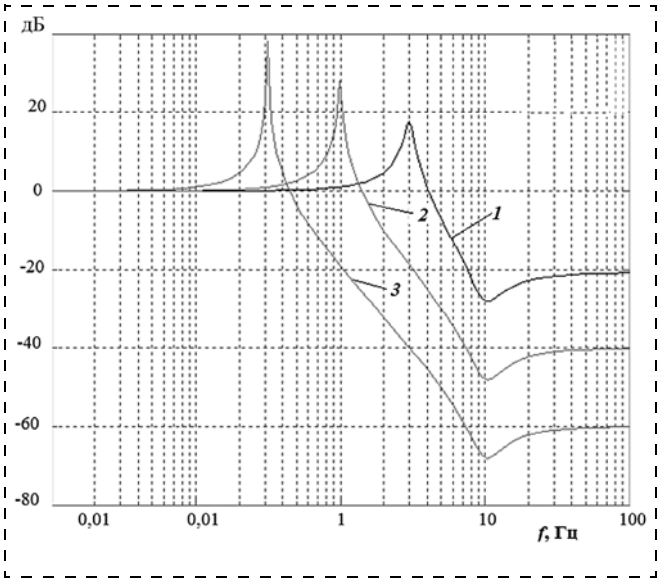

Рис. 4. Частотные характеристики $\Delta R(\omega)$:
1 — $K = 10$; *2* — $K = 100$; *3* — $K = 1000$

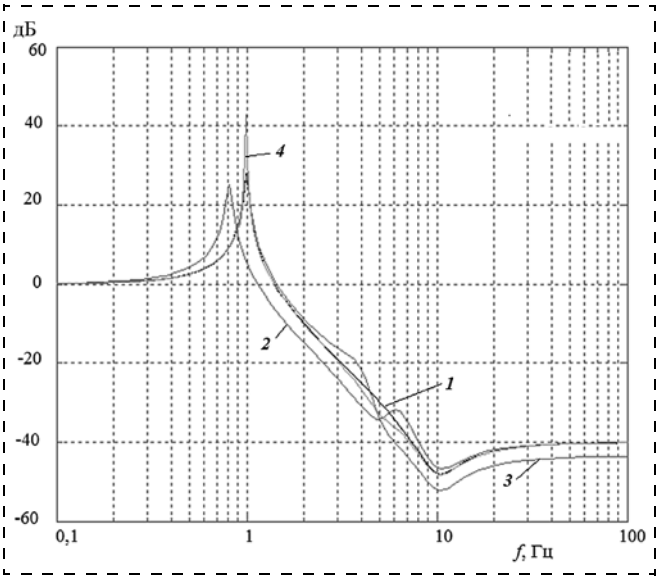

Рис. 6. Частотные характеристики $\Delta R(\omega)$ при установке компенсатора на m_0:
1 — $\Delta c = \Delta m = \Delta b = 0$; *2* — $\Delta c = 49\,250$ Н/м; *3* — $\Delta m = 50$ кг; *4* — $\Delta b = 500$ Н · с/м

2. Активная система виброизоляции при установке компенсатора на массу m_0

При установке электродинамического компенсатора на массу m_0 и управлении компенсатора по сигналам от датчика перемещения x дифференциальные уравнения движения системы при представлении электродинамического привода в виде звена 2-го порядка (см. рис. 3) будут иметь следующий вид:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + b_1\dot{x}_1 + c_1x_1 = \dfrac{Bl}{R}u; \\ u = Kx; \\ m_0\ddot{x} + b_0\dot{x} + c_0x = F(t) - m_1(\ddot{x}_1 - \ddot{x}). \end{cases} \quad (5)$$

Вводя обозначения $F(t) - m_1\ddot{x}_1 = \Delta F(t)$, систему (5) представим в виде

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + b_1\dot{x}_1 + c_1x_1 = \dfrac{Bl}{R}Kx; \\ (m_0 - m_1)\ddot{x} + b_0\dot{x} + c_0x = \Delta F. \end{cases} \quad (6)$$

Исследование эффективности работы системы компенсации возмущающего усилия $F(t)$ показало, что необходимо учитывать разность фаз между силой $F(t) = F_0\sin\omega t$ и перемещением $x(t) = x_0\sin(\omega t + \varphi)$, где x_0 — амплитуда колебаний массы m_0; φ — сдвиг фаз путем, например, включения корректирующего звена.

Структурная схема замкнутой системы автоматического управления, соответствующая уравнениям (5) и (6) и с учетом передаточной функции корректирующего звена будет иметь вид, показанный на рис. 5.

Учитывая, что параметры колебательной системы, как правило, известны с достаточной точностью, передаточная функция корректирующего звена будет иметь вид ПИДД регулятора:

$$W_{\text{кор}}(p) = K_1 + \frac{K_2}{p} + K_3p + K_4p^2, \quad (7)$$

где $K_1 = c_0 + \Delta c_0$, $K_2 = 0$, $K_3 = b_0 + \Delta b_0$, $K_4 = m_0 + \Delta m_0$ — погрешности в оценке соответствующих величин.

Частотные характеристики (рис. 6) построены для колебательной системы с параметрами $m_0 = 100$ кг, $\omega_0 = 31{,}4$ 1/с (5 Гц), $b_0 = 1500$ м/с · Н, $K = 100$.

Необходимо отметить, что работа системы компенсации возмущающего усилия не критична к погрешностям выбора параметров корректирующего звена.

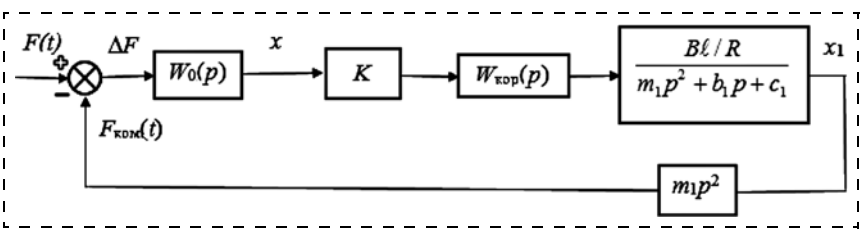

Рис. 5. Структурная схема активной системы при установке компенсатора на m_0:
$W_0(p) = \dfrac{1}{m_0p^2 + b_0p + c_0}$ — передаточная колебательной системы с массой m_0; $W_{\text{кор}}(p)$ — передаточная функция корректирующего звена

Заключение

Таким образом, проведенное исследование показывает, что при электродинамическом компенсаторе с собственной частотой колебаний механической компоненты 10...15 Гц уменьшение усилия на корпус составит 20...50 дБ в диапазоне 1...100 Гц.

Список литературы

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: Справочник: в 6 т. / Под ред. К. В. Фролова. М.: Машиностроение, 1981. Т. 6.

3. **Активная** виброизолирующая система трубопроводов аварийной системы расхолаживания ядерного реактора подводной лодки. Патент RU 2556867 C1 от 20.07.2015 / Кирюхин А. В., Федоров В. А., Мильман О. О.

4. **Елисеев С. В., Резник Ю. Н., Хоменко А. П.** Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. 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. **Бурьян Ю. А., Сорокин В. Н., Галуза Ю. Ф., Поляков С. Н.** Активная виброизоляционная опора с экстремальной системой управления // Мехатроника, автоматизация, управление. 2014. № 9 (162). С. 41—45.

7. **Петров А. А.** Устойчивость одномассовой системы активной виброизоляции с обратной связью по силовому воздействию // Доклады XXVII сессии РАО. 2014.

8. **Вибрации** в технике: Справочник: в 6 т. / Под ред. К. В. Фролова. М.: Машиностроение, 1981. Т. 4. 509 с.

Dynamic Compensation for the Vibro-Active Forces in the Vibrating Systems

U. A. Buryan, burian@omgtu.ru✉, **V. V. Shalay,** info@omgtu.ru,
Omsk State Technical University, Omsk, 644050, Omsk Branch, Russian Federation,
A. V. Zubarev, infoGprogress-omsk.ru, **S. N. Polyakov,** lab120@progress-omsk.ru,
Progress Scientific-Production Enterprise, Omsk, Russian Federation

Corresponding author: **Buryan Uryi A.**, Ph.D., Doctor of Technical Sciences, Professor, Omsk State Technical University, Omsk, 644050, Omsk Branch, Russian Federation, e-mail: burian@omgtu.ru

Received on May 30, 2016
Accepted on June 14, 2016

The paper presents an active system for isolation of vibration, which compensates for the dynamic forces on the ground arising from the fluctuations of the elastically suspended mass with a vibro-active element by using the inertial forces in the antiphase. As the dynamic forces' compensator an electrodynamic drive is used, in which the linear movement of the rotor with an additional weight is carried out according to the information coming from a force sensor or accelerometer.

The principle of the dynamic inertial compensation for the vibratory force boils down to the following: an oscillating mass actuator (compensator) with a mass on a movable body is mounted on the main body and with the reciprocating movement of the mass in an antiphase together with the motion of the elastically suspended vibro-active mass an additional inertial power is created, compensating for the vibro-active force at a given frequency.

A possibility of mounting of an electrodynamic compensator is considered in this paper. The compensator is mounted on the oscillating weight, or on the body near the elements of the passive vibration isolation system. The active vibration isolation system with an electrodynamic compensator considered in this work can ensure an effective reduction of the power transmission to the base of the oscillation of the elastically suspended mass by 20—50 dB in the low frequency range.

Keywords: *isolation of vibration, active system, vibro-active forces, electrodynamic compensator, force sensor, motion sensor, transfer function*

For citation:

Buryan U. A., **Shalay V. V.**, **Zubarev A. V.**, **Polyakov S. N.** Dynamic Compensation for the Vibro-Active Forces in the Vibrating Systems, *Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie,* 2017, vol. 18, no. 3, pp. 192—195.

DOI: 10.17587/mau.18.192-195

References

1. **Kiryuhin A. V., Tikhonov V. A., Chistyakov A. G., Yablonsky V. V.** *Problems of mechanical engineering and automation*, 2011, no. 2, pp. 108—111 (in Russian).

2. **Frolov K. V.** ed. *Vibratsii v tekhnike: Spravochnik: v 6 t.* (Vibration Technique: Handbook), Moscow, Engineering, 1981, vol. 6 (in Russian).

3. **The active** vibration isolating piping emergency system shutdown cooling of a nuclear reactor of the submarine. Patent RU 2556867 C1 on 07/20/2015, Kiryuhin A. V., Fedorov V. A., Milman O. O. (in Russian).

4. **Eliseev S. V., Resnick Yu. N., Khomenko A. P.** *Mekhatronnye podkhody v dinamike mekhanicheskikh kolebatel'nykh system* (Mechatronic approaches in the dynamics of mechanical oscillation systems), Novosibirsk, Nauka, 2011, 384 p. (in Russian).

5. **Rybak L. A., Sinev A. V., Pashkov A. I.** *Sintez aktivnykh sistem vibroizolyatsii na kosmicheskikh ob"ektakh* (The synthesis of the active vibration isolation systems in space objects), Moscow, Janus-K, 1997, 160 p. (in Russian).

6. **Burian Yu. A., Sorokin V. N., Galuza Yu. F., Polyakov S. N.** *Mekhatronika, avtomatizatsia, upravlenie,* 2014, no. 9 (162), pp. 41—45 (in Russian).

7. **Petrov A. A.** *Reports of the XXVII session RAO*, 2014 (in Russian).

8. **Frolov K. V.** ed. *Vibratsii v tekhnike: Spravochnik: v 6 t.* (Vibration Technique: Handbook), Moscow, Engineering, 1981, vol., 509 p. (in Russian).