

О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ АКТИВНОГО ДИНАМИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ В ПОДВЕСКАХ СУДОВЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

*Бурьян Ю.А., Ситников Д.В., Силков М.В., Бурьян А.А.
Омский государственный технический университет, Омск*

Ключевые слова: трубопровод, подвески, амортизатор, активный гаситель колебаний, электродинамический привод, частотная характеристика.

Аннотация. В работе рассмотрена модернизация подвески ПТАКСС путём вставки между кронштейном хомута и амортизатором АКСС-И активного гасителя колебаний на базе электродинамического привода. Для повышения виброизолирующих свойств подвески в области низких частот в работе предложено в качестве единого конструктива объединить совместно со стандартной подвеской активный динамический гаситель колебаний (АДГК). В АДГК применён принцип динамической инерционной компенсации, при котором приводом (актуатором) обеспечивается возвратно-поступательное движение массы для создания дополнительной силы компенсирующей вибрационную силу. В качестве актуатора в работе рассмотрен длинноходовой электродинамический привод с постоянным магнитом. Составлена математическая модель и для модельного примера получено численное решение в пакете прикладных программ Матлаб/Симулинк. Показано, что при управлении по сигналам с датчика силы или виброскорости и виброперемещения снижение вибрационной нагрузки на корпус в диапазоне 1-20 Гц составляет не менее 20 Дб. Показано также, что предложенную модернизацию подвески целесообразно использовать при ближайшем расположении к насосному агрегату.

ON THE POSSIBILITY OF USING AN ACTIVE DYNAMIC VIBRATION DAMPER IN SHIP PIPELINE HANGERS

*Burian Yu.A., Sitnikov D.V., Silkov M.V., Burian A.A.
Omsk State Technical University, Omsk*

Keywords: pipeline, hangers, shock absorber, active vibration damper, electrodynamic drive, frequency response.

Abstract. The paper considers the modernization of the PTAKSS hanger by inserting an active vibration damper based on an electrodynamic drive between the clamp bracket and the AKSS-I shock absorber. To improve the vibration isolating properties of the hanger in the low-frequency region, it is proposed to combine an active dynamic vibration damper (ADVD) together with a standard hanger as a single construct in the article. The ADVD uses the principle of dynamic inertial compensation, in which the drive (actuator) provides a reciprocating movement of the mass to create an additional force that compensates for the vibration force. A long-stroke electrodynamic drive with a permanent magnet is considered as an actuator. A mathematical model was compiled and a numerical solution was obtained for the model example in the Matlab/Simulink application package. It is shown that when controlled by signals from a force sensor or vibration velocity and vibration displacement, the reduction in the vibration load on the body in the range of 1-20 Hz is at least 20 dB. It is also shown that the proposed modernization of the hanger is advisable to use at the closest location to the pumping unit.

Введение

Оценка вклада в интегральный уровень шума через опорные и неопорные связи, приведённая ведущими научными центрами России (Крыловский научный центр и др.) показывает, что определяющей является вибрационная энергия, передаваемая через неопорные связи судовых трубопроводных систем. Известно [1-4], что через ближайшую к насосу подвеску излучается основная доля колебательной мощности.

Снижение вибрационной нагрузки на корпус через подвески виброактивного механизма как правило решается путём оптимального выбора характеристик подвески [5, 6]. Если собственная частота упруго-диссипативных опор достаточно велика (7-20 Гц), то эффективность виброизоляции для такой пассивной системы может осуществляться только для частот в 1,5-2 раза выше собственной частоты. Одним из путей решения проблемы

создания эффективной виброизоляции в области низких частот является использование активных систем [7-11]. Представляет особый интерес рассмотреть вопрос об использовании активных гасителей колебаний для целей виброизоляции в области низких частот [12-18].

Резинометаллические, например, ПТАКСС и другие упругие элементы давно и с успехом применяются в качестве виброизоляционных опор для подвесок судовых трубопроводов. Характеристики этих опор могут быть значительно улучшены при использовании в одном конструктиве вместе с традиционным элементом активного гасителя колебаний на базе электродинамического привода.

Использование активного гасителя колебаний в подвесках, что ведёт к некоторому усложнению конструкции, целесообразно только для подвесок, расположенных вблизи виброактивных механизмов.

На рисунке 1 показана для примера схема установки насосного агрегата с подвесками трубопроводов.

В соответствии с [4] расстояние между подвесками составляет 1 м, но так как возможны отклонения при монтаже, то можно принять, что на подвеску приходится 1,2 м трубопровода.

В работе [4] приведены максимальные веса 1 м типового трубопровода в зависимости от его диаметра (рис. 2).

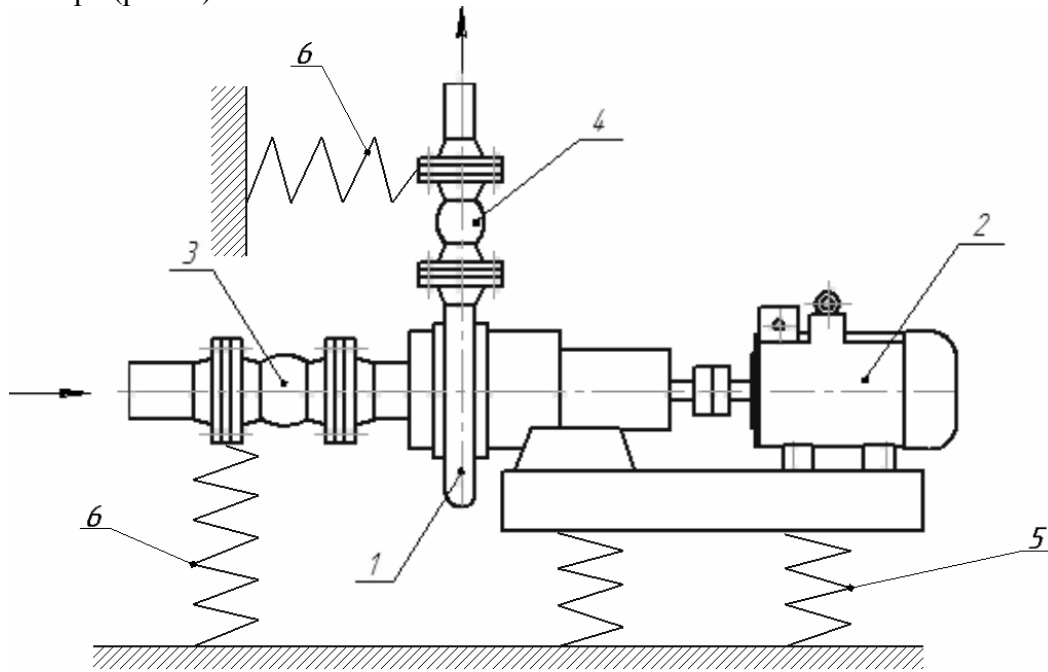


Рис. 1. Схема насосного агрегата: 1 – насос; 2 – электродвигатель; 3, 4 – компенсационные вставки; 5 – система виброизоляции насосного агрегата; 6 – амортизаторы подвески трубопроводов

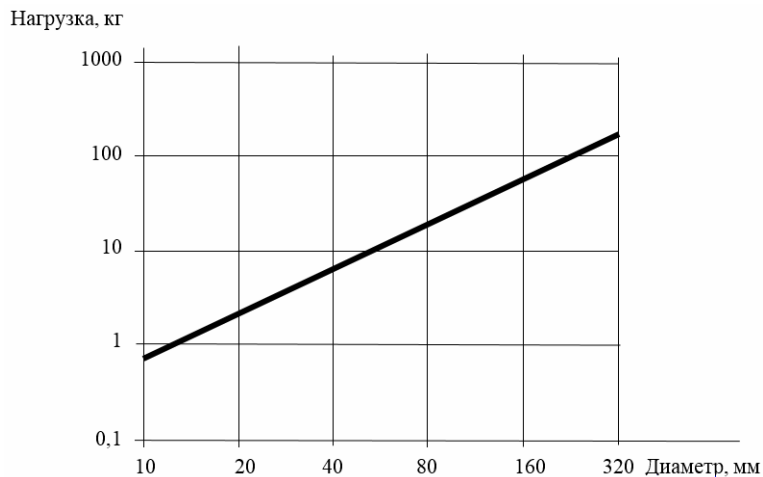


Рис. 2. Усреднённая зависимость статической нагрузки на отдельную подвеску от наружного диаметра трубопровода

Если учитывать вес фланцев, то величины на рисунке 2 необходимо увеличить в 1,5 раза.

Кроме статических постоянных нагрузок из-за веса участка трубопровода не действуют квазистатические нагрузки из-за качки судна, динамические вибрационные нагрузки, обусловленные виброактивными агрегатами. Частоту качки можно принять 0,1-0,15 Гц, частотный спектр виброактивных агрегатов лежит в пределах 1-1000 Гц.

Для улучшения виброизолирующих свойств подвесок на частотах $1-1,5 f_0$, где f_0 (Гц) – собственная частота стандартной подвески, предложено включить в качестве единого конструктива совместно с стандартной подвеской активный динамический гаситель колебаний.

На рисунке 3 показана принципиальная схема модернизации, широко применяемой в судовых трубопроводных системах подвески ПТАКСС. Собственная частота подвески ПТАКСС под номинальной нагрузкой составляет $18 \div 22,5$ Гц, что является косвенным показателем его виброизолирующей эффективности.

Для улучшения виброизоляции в области низких частот в соответствии с рисунком 3 применён принцип динамической инерционной компенсации, который заключается в том, что при возвратно-поступательном движении массы 7 и 8 в противофазе с движением упруго подвешенной массы создаётся дополнительная инерционная сила, компенсирующая виброактивную силу.

Теория

Показанная на рисунке 3 принципиальная схема подвески содержит активный динамический гаситель колебаний (АДГК), который представляет собой электродинамический привод. АДГК содержит постоянный неодимовый магнит 7, который вместе с магнитопроводом 8 образует инерционную массу m_1 . Масса m_1 может поступательно перемещаться по направляющей, жёстко закреплённой на корпусе 5, вследствие чего АДГК может работать как в вертикальном, так и в горизонтальном положениях, и на качке судна.

Управляющая обмотка 6 неподвижна в корпусе 5, что позволяет создать достаточно большую длину катушки 6 и, соответственно увеличенную электродинамическую силу.

На рисунке 4 приведена расчётная схема системы виброизоляции подвески с АДГК.

При составлении математической модели рассматриваемой системы виброизоляции приняты следующие допущения:

- система совершает однонаправленные движения;
- движение массы m_0 и массы подвижного узла m_1 рассматривается относительно положений равновесия.

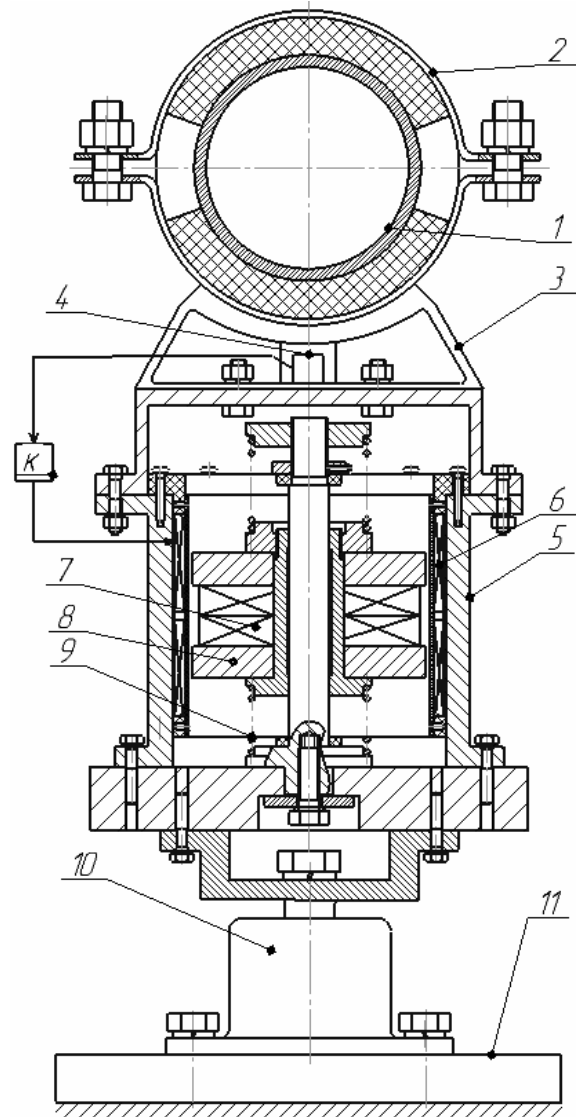


Рис. 3. Схема виброзащитной опоры трубопровода: 1 – трубопровод; 2 – полухомут с прокладкой; 3 – кронштейн; 4 – датчик виброскорости и виброперемещения; 5 – корпус; 6 – обмотка управления; 7 – постоянный магнит; 8 – магнитопровод; 9 – пружина; 10 – амортизатор АКССП; 11 – корпус

Динамика системы виброизоляции как двухмассовой системы в линейной постановке описывается следующими уравнения при управлении от датчика силы [12]:

$$\left. \begin{aligned} m_0 \ddot{x}_0 + b_0 \dot{x}_0 + c_0 x_0 + c_1 (x_0 - x_1) + b_1 (\dot{x}_0 - \dot{x}_1) &= F_0 \sin \omega t - Bli, \\ m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (x_1 - x_0) + b_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_0) &= Bli, \\ L \frac{di}{dt} + Ri + Bl (\dot{x}_1 - \dot{x}_0) &= u, \\ u &= K(c_0 \tilde{x}_0 + b_0 \tilde{\dot{x}}_0); \\ R_{осн} &= c_0 x_0 + b_0 \dot{x}_0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где u – напряжение управления на обмотке катушки; i – сила тока; Bli – электродинамическая сила; L, R – индуктивность и активное сопротивление катушки; B – магнитная индукция; l – общая длина проводника; c_0 и b_0 – жесткость и коэффициент демпфирования пассивной системы; c_1 и b_1 – жесткость и коэффициент демпфирования АДГК; $R_{осн}$ – реакция основания; F_0 – виброактивная сила; K – коэффициент передачи от датчика виброперемещения и виброскорости.

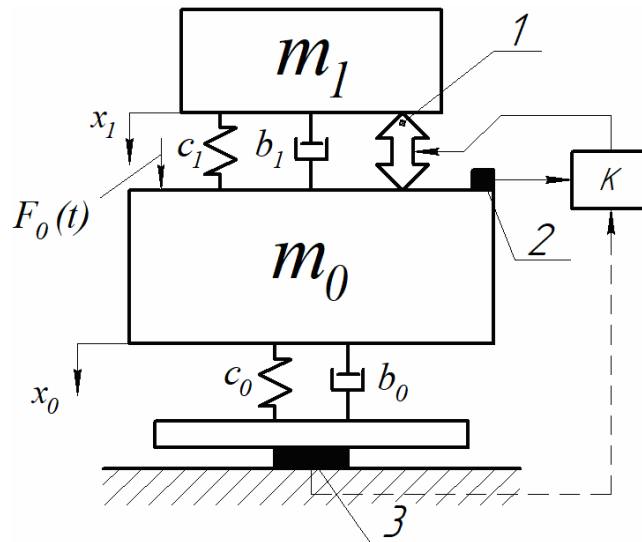


Рис. 4. Расчётная схема: 1 – актуатор, 2 – датчик виброперемещения, 3 – датчик силы; $F_{эм} = Bli$ – электродинамическая сила; $\ddot{x}_0, \tilde{x}_0, \tilde{\dot{x}}_0$ – сигналы с датчика ускорения, виброскорости и виброперемещения

Необходимо отметить, что без учета погрешностей датчика и знания параметров c_0 и b_0 математическая модель соответствует управлению от датчика силы. Использование АДГК в активной системе обеспечивает как снижения колебаний трубопровода, так и уменьшение передачи усилия на основание.

Для анализа виброизолирующих характеристик рассматриваемой системы в качестве примера примем: $m_0 = 50$ кг – вес участка трубопровода и вес АДГК; $f_0 = 20$ Гц – частота собственных колебаний массы m_0 на подвеске ПТАКС ($c_0 = 7,88 \cdot 10^5$ Н/м; $b_0 = 1,25 \cdot 10^3$); $m_1 = 1$ кг; $Bl = 10$ Тл·м; $L = 5 \cdot 10^{-3}$ Гн; $R = 10$ Ом; $b_1 = 5$ Нс/м; $c_1 = 200$ Н/м.

При технической реализации электродинамического привода должны быть учтены следующие ограничения $x_1^{\max} = 0,02$ м, $i^{\max} = 5$ А.

Для оценки эффективности виброизоляции необходимо рассмотреть частотную зависимость коэффициента виброизоляции $K_{\Pi}(\omega) = \left| \frac{R_{осн}(i\omega)}{F(i\omega)} \right|$ при различных значениях коэффициента K и c_1 АДГК.

Необходимо отметить, что управление по сигналам акселерометра, установленного вместо датчика 4 (рис. 3) как показало исследование приводит к неустойчивой системе.

Частотная характеристика $K_n(\omega)$ определялась путём численного решения уравнений (1) в пакете Matlab/Simulink. Модель в программе Simulink для воздействия показана на рисунке 5.

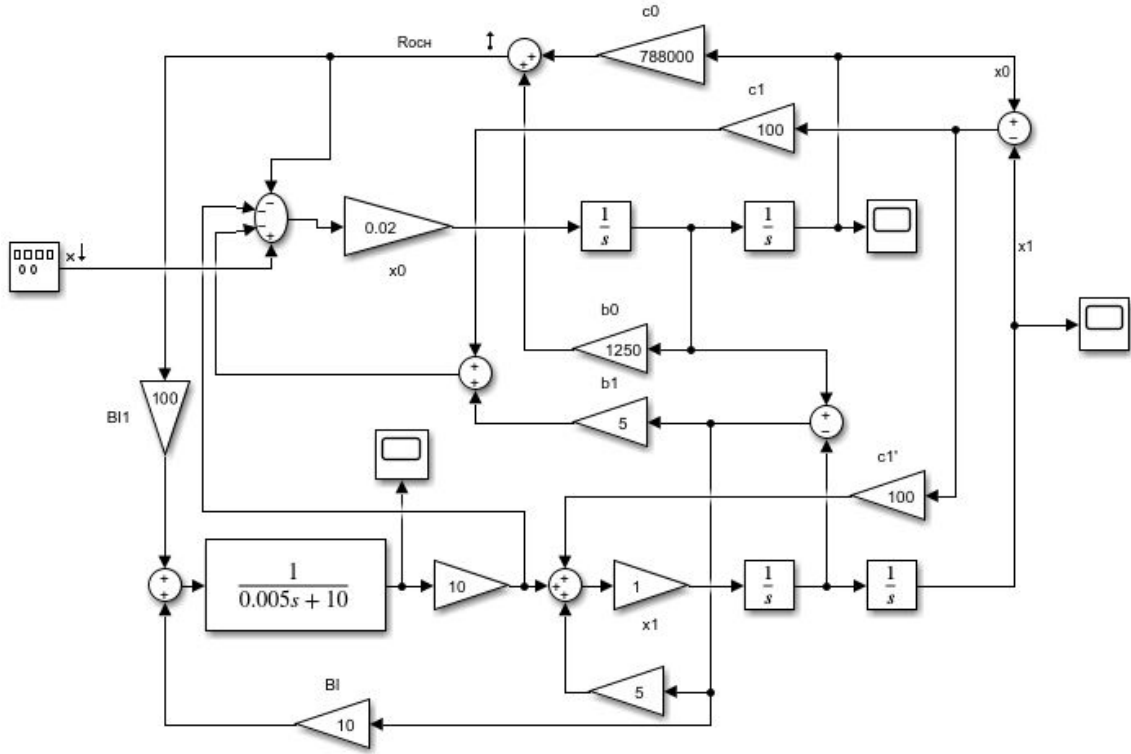


Рис. 5. Модель в программе Simulink

На рисунке 6 показаны частотные характеристики $K_n(\omega) = \left| \frac{R(i\omega)}{F(i\omega)} \right|$ для различных K в цепи управления. Например, при $K = 100$ коэффициент виброизоляции на частоте 1 Гц составляет 30 Дб, на 2 Гц – 40 Дб.

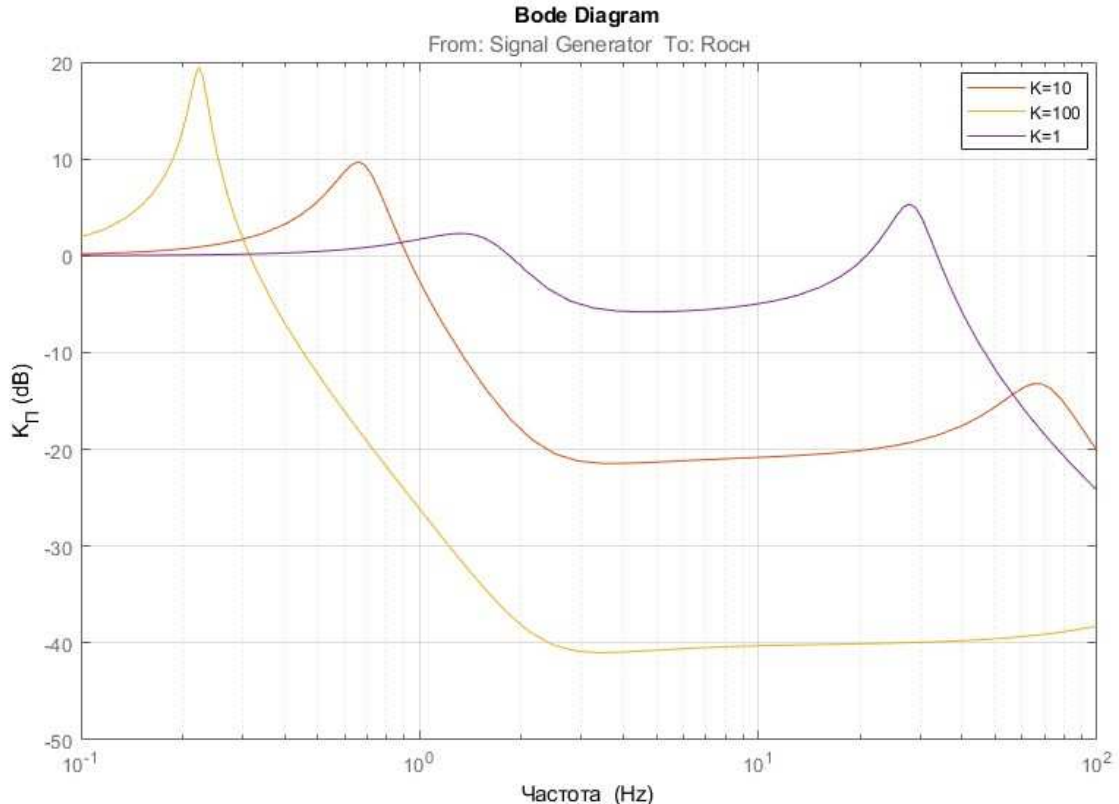


Рис. 6. Частотные характеристики: 1 – $K = 1$; 2 – $K = 10$; 3 – $K = 100$

На рисунке 7 приведены частотные характеристики $K_{\Pi}(\omega)$ в зависимости от коэффициента c_1 . На рисунке 8 показан переходный процесс при запуске системы при частоте внешнего воздействия 2 Гц и амплитуде 1 Н с параметрами $K = 100$, $c_1 = 200$ Н/м.

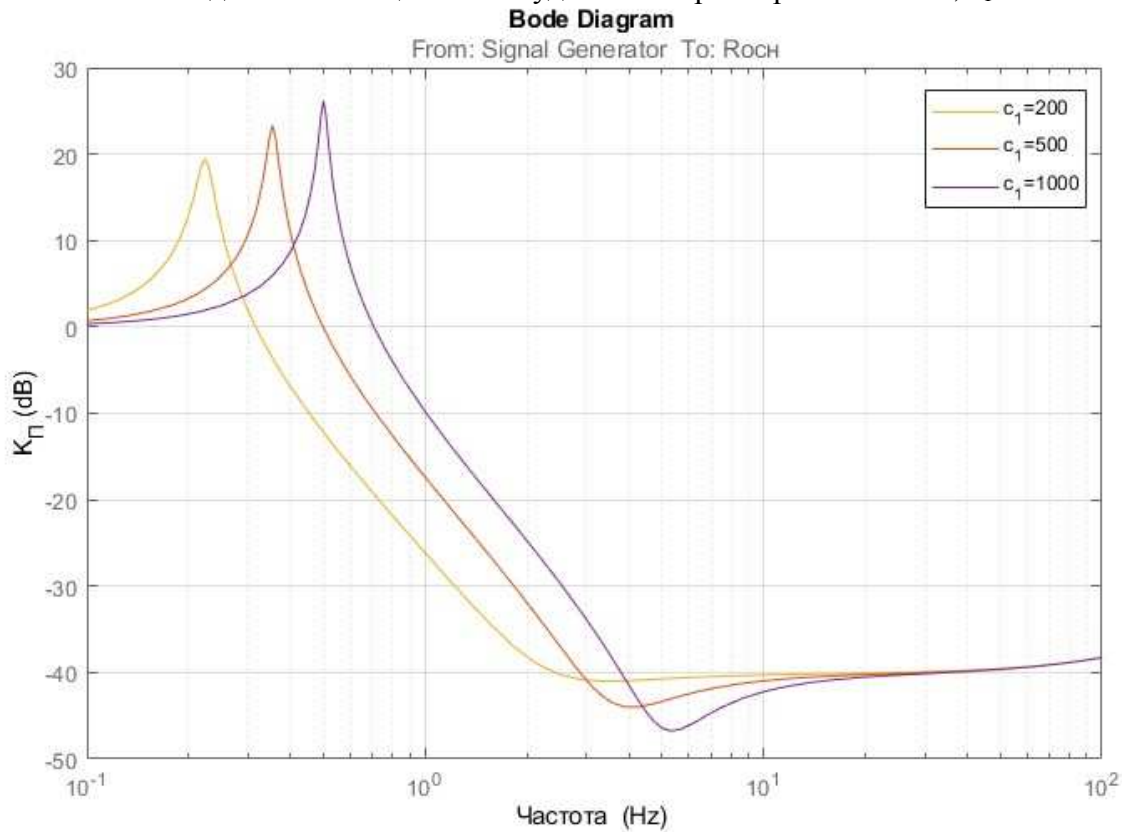


Рис. 7. Частотные характеристики $K_{\Pi}(f)$ при $c_1 = 200, 500$ и 1000 соответственно

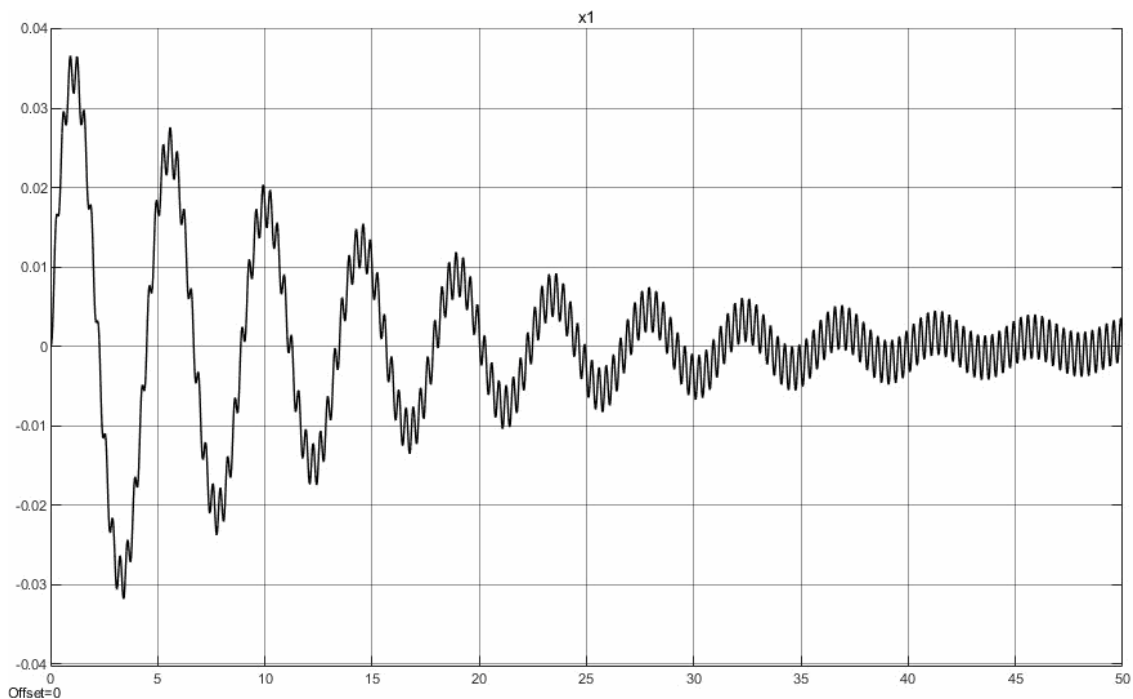


Рис. 8. Зависимость $x_1(t)$

Численный анализ системы уравнений 1 показывает, что выбором коэффициента передачи K в системе управления электродинамическим приводом от датчика силы можно обеспечить высокую эффективность виброизоляции, например, при $K = 100$, $c_1 = 200$, $K_{\Pi} = 20$ Дб при $f = 0,7$ Гц, $K_{\Pi} = 30$ Дб при $f = 1,2$ Гц и $K_{\Pi} = 40$ Дб при $f > 2,5$ Гц.

Необходимо отметить, что увеличение коэффициента K приводит к повышению колебательности системы и увеличению периода собственных колебаний (рис. 8).

Если учесть, что система виброизоляции работает в установившемся режиме длительность переходного процесс (~ 100 с) не является критичным.

Анализ зависимости коэффициента виброизоляции от жесткости подвески инерционной массы m_1 (коэффициент c_1) показал, что увеличение c_1 ухудшает виброизоляционные свойства системы (рис. 7).

Рассмотренная система виброзащитной опоры трубопровода (рис. 3) с одинаковой эффективностью обеспечивает как уменьшение амплитуды колебаний участка трубопровода, так и передачу виброусилия на основание.

Заключение

Результаты теоретического исследования подвески судовых трубопроводных систем при включении в состав подвески ПТАКС активного гасителя колебаний с управлением по сигналам с датчика силы показали:

– в диапазоне частот 0,7-30 Гц при коэффициенте передачи в системе управления $K = 100$ эффективность виброизоляции составляет более 20 Дб;

– амплитуды перемещений и тока в обмотке управления в установившемся режиме остаются в заданных конструктивных ограничениях.

Учитывая, что происходит усложнение конструкции подвески использовать подобную конструкцию целесообразно только для подвесок, ближайших к виброактивным агрегатам.

Список литературы

1. Попков С.В., Безязычный В.В., Попков В.И., Кузнецов Н.А. Распространение колебательных мощностей в инженерных конструкциях // XXIV сессия РАО. – 2012. – С. 164-170.
2. Попков В.И. Амортизирующие крепления механизмов и трубопроводов с гибкими вставками с жидкостью // Судостроение. – 2010. – №1 – С. 47-49.
3. Попков В.И., Попков С.В. Колебания механизмов и конструкций. – СПб: Сударья, 2009. – 490 с.
4. ОСТ 5.Р5398-83 Подвески трубопроводов амортизирующие. Введ. – М.: Изд-во стандартов, 1983.
5. Волков И.В., Голованов В.И., Никишов С.Ю. Судовые виброизолирующие подвески трубопроводов // Морской вестник. – 2016. – №2(58). – С. 25-27.
6. А.В. Кирюхин, В.А. Тихонов, А.Г. Чистяков, В.В. Яблонский. Активная виброзащита – назначение, принципы, состояние. 1. Назначение и принципы разработки // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2011. – № 2. – С. 108-111.
7. Вибрации в технике: Справочник: в 6 т. / Под ред. К. В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. – 509 с.
8. Патент №2556867 РФ. Активная виброизолирующая система трубопроводов аварийной системы расхолаживания ядерного реактора подводной лодки / Кирюхин А.В., Федоров В.А., Мильман О.О. – Заявка 2013158496 от 30.12.2013; опубл. 20.07.2015.
9. Елисеев С.В. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. – Новосибирск: Наука, 2011. – 384 с.
10. Рыбак Л.А., Синёв А.В., Пашков А.И. Синтез активных систем виброизоляции на космических объектах. – М.: Янус-К, 1997. – 160 с.
11. Быков А.С., Китанов М.Ю., Майзель А.Б., Никишов С.Ю. Планирование работ по внедрению методов активного подавления шума и вибрации в судостроении // Динамика и виброакустика. – 2018. – №4 – С. 17-22.
12. Бурьян Ю.А., Ситников Д.В., Силков М.В., Бурьян А.А. Система виброизоляции с активным динамическим гасителем колебаний при нестационарном режиме работы поршневой машины // Проблемы машиноведения: Материалы 5 международной научно-технической конференции. – Омск, 2021. – С. 18-25.
13. Корнев В.Г., Резников Л.М. Динамические гасители колебаний. Теория и технические применения. – М.: Наука, 1988. – 304 с.
14. Елисеев С.В., Волков Л.Н., Кухаренко В.П. Динамика механических систем с дополнительными связями. – Новосибирск: Наука, 1990. – 251 с.
15. Баландин Д.В., Федотов М.А. Синтез динамических гасителей колебаний с использованием матричных неравенств // Известия РАН. Теория и системы управления. – 2009. – №3. – С. 16-21.
16. Белокобыльский С.В., Елисеев С.В., Кашуба В.Б. Прикладные задачи структурной теории виброзащитных систем. – СПб: Политехника, 2013. – 363 с.
17. Генкин М.Д., Елезов В.Г., Яблонский В.В. Методы управляемой виброзащиты машин. – М.: Наука, 1985. – 240 с.

18. Генкин М.Д., Рябой В.М. Упронерционные виброизолирующие системы. – М.: Наука, 1988. – 192 с.

References

1. Popkov S.V., Bezyazychnyj V.V., Popkov V.I., Kuznecov N.A. Distribution of oscillatory powers in engineering structures // XXIV session of the RAS. 2012, pp. 164-170.
2. Popkov V.I. Shock-absorbing fastenings of mechanisms and pipelines with flexible inserts with liquid // Shipbuilding, 2010, no. 1, pp. 47-49.
3. Popkov V.I., Popkov S.V. Mechanisms and structures oscillations – SPb.: Madam, 2009. – 490 p.
4. IS 5.P5398-83 Shock-absorbing pipeline hangers. Introduction. – M.: Standarts publishing, 1983.
5. Volkov I.V., Golovanov V.I., Nikishov S.Yu. Ship anti-vibration hangers for pipelines // Sea Herald. 2016, no 2(58), pp. 25-27.
6. Kiryuhin A.V., Tihonov V.A., Chistyakov A.G., Yablonskiy V.V. Active vibration protection - purpose, principles, state. 1. Purpose and principles of development // Problems of mechanical engineering and automation. 2011, no. 2. pp. 108-111.
7. Vibrations in technology: Handbook: in 6 volumes. Vol. 4 / Edited by Frolov K.V. – M.: Mechanical engineering, 1981. – 509 p.
8. 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.
9. Eliseev S.V. Mechatronic approaches in the dynamics of mechanical oscillatory systems – Novosibirsk: Science, 2011. – 384 p.
10. Rybak L.A., Sinyov A.V., Pashkov A.I. Synthesis of active vibration isolation systems for space objects. – M.: Janus-K, 1997. – 160 p.
11. Bykov A.S., Kitanov M.Yu., Maizel' A.B., Nikishov S.Yu. Planning work on the introduction of active noise and vibration suppression methods in shipbuilding // Dynamics and vibroacoustics. 2018, no. 4, pp. 17-22.
12. Burian Yu.A., Sitnikov D.V., Silkov M.V., Burian A.A. Vibration isolation system with an active dynamic vibration damper for non-stationary operation of the piston machine // Problems of Mechanical Engineering: Proceedings of the 5th International Scientific and Technical Conference. – Omsk, 2021. – P. 18-25.
13. Korenev V.G., Reznikov L.M. Dynamic vibration dampers. Theory and technical applications. – M.: Science, 1988. – 304 p.
14. Eliseev S.V., Volkov L.N., Kuharenko V.P. Dynamics of mechanical systems with additional constraints – Novosibirsk: Science, 1990. – 251 p.
15. Balandin D.V., Fedetov M.A. Synthesis of dynamic vibration dampers using matrix inequalities // News of RAS. Theory and control systems. 2009, no. 3, pp. 16-21.
16. Belokobyl'skiy S.V., Eliseev S.V., Kashuba V.B. Applied problems of the structural theory of vibration protection systems – SPb.: Polytechnic, 2013. – 363 с.
17. Genkin M.D., Elezov V.G., Yablonskiy V.V. Methods of controlled vibration protection of machines – M.: Science, 1985. – 240 p.
18. Genkin M.D., Ryaboi V.M. Proinertial vibration isolation systems – M.: Science, 1988. – 192 p.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Бурьян Юрий Андреевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления»	Burian Yuriy Andreevich – doctor of technical sciences, professor, professor of the Department "Fundamentals of the theory of mechanics and automatic control"
Ситников Дмитрий Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления»	Sitnikov Dmitriy Vladimirovich – candidate of technical sciences, associate professor of the Department "Fundamentals of the theory of mechanics and automatic control"
Силков Михаил Владимирович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления»	Silkov Mihail Vladimirovich – candidate of technical sciences, associate professor, associate professor of the Department "Fundamentals of the Theory of Mechanics and Automatic Control"
Бурьян Андрей Анатольевич – аспирант, ассистент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления»	Burian Andrey Anatol'evich – postgraduate student, assistant of the department "Fundamentals of the theory of mechanics and automatic control"
gearlord@mail.ru	

Получена 16.07.2023